

38/80

2EX

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT HYDRAULIQUE



PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

Etude Expérimentale De La
Formation De Vortex Dans
Une Chambre D'aspiration
D'une Station De Pompage

Proposé par :
Mr BOUACHE M.

Etudié par :
Mrs NASRI KACI
OULD HAMADOUCHE M.

Dirigé par :
Mr BOUACHE M.

PROMOTION : JUIN 1986

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : HYDRAULIQUE

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

S U J E T

Etude Expérimentale De La
Formation De Vortex Dans
Une Chambre D'aspiration
D'une Station De Pompage

Proposé par :
Mr. BOUACHE M

Etudié par :
Mrs. NASRI KACI
OULD HAMADOUCHE M.

Dirigé par :
Mr. BOUACHE M.

PROMOTION : JUIN 1986

- Dédicaces -

Je dédie ce modeste travail à:

- Mes parents
- Mes frères et soeurs
- La mémoire de mon frère M'henni
- Mes proches, en particulier la famille Ait Said et Benbouabdellah
- Tous les amis.

Makhlouf.

Je dédie ce modeste travail à:

- La mémoire de mon père, mon frère et ma sœur
- Ma mère
- Mon frère et ma sœur
- Toute ma famille et mes amis.

Kaci

Remerciements

Nous remercions vivement notre promoteur
Mr. Bouoche M. pour l'aide qu'il nous a appor-
tée au cours de l'élaboration de cette étude
du point de vue spirituel et matériel (outillage).

Toute notre gratitude.

A Monsieur Kettab A. chef de département d'hy-
draulique

A tous les professeurs et assistants qui ont con-
tribué à notre formation en particulier Mr. Utrysko
et Mr. Mouloudi

GRANDEURS, SYMBOLES ET DIMENSIONS

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة - BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Grandeurs

Symboles

Dimensions

. Aire d'une section	A, A_1, A_2	m^2
. Constante	a	sans dim.
. largeur d'alimentation	B	m
. Constante	b	sans dim.
. Diamètre	D, d	m
. Nombre de Froude	F	sans dim.
. accélération de la pesanteur	g	$m \cdot s^{-2}$
. Hauteur, Hauteur critique	H, H_c	m
. hauteurs piézométriques	h_1, h_1, h_2	m
. différence des hauteurs Piézométriques	Δh	m
. coefficient de débit	m	sans dim.
. Pressions	P_1, P_2	$N \cdot m^{-2}$
. débits Volumétriques	Q, Q_1, Q_2	$m^3 \cdot s^{-1}$
. Nombre de REYNOLDS radial	TR_r	sans dim.
. Coefficient de corrélation	r_c	sans dim.
. Submergence critique	Sc	m
. temps	t	s
. Volume	V	m^3
. Vitesses	V_1, V_2	$m \cdot s^{-1}$
. Nombre de Weber	W	sans dim.
. distance entre les tubes et la paroi latérale opposée au tran- quillisateur	X	m
. Hauteur séparant les orifices des tubes du radier du puisard	Y	m
. côtes des points	Z_1, Z_2	m
. masse Volumique	ρ	$kg \cdot m^{-3}$
. Viscosité Cinématique	ν	$m^2 \cdot s^{-1}$
. tension Superficielle	σ	$N \cdot m^{-1}$
. Circulation de vitesse	Γ	$m^2 \cdot s^{-1}$
. poids spécifique	\bar{w}	$kg \cdot m^{-4} \cdot s^{-2}$
. Echelle géométrique	λ	sans dim.
. Echelle des viscosités	λ_ν	sans dim.
. Echelle des tensions superficielles	λ_σ	sans dim.
. Echelle des vitesses	λ_v	sans dim.
. Echelle des densités	λ_ρ	sans dim.

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION	1
Chap. I. SIMILITUDE DU PHENOMENE	5
I.1. Emploi des modèles.	5
I.2. Différentes lois de similitude utilisées.	5
I.3. Grandeurs dynamiques intervenant dans le phénomène.	7
I.4. Impossibilité de la réalisation d'une similitude complète.	9
I.5. Choix du critère.	12
Chap. II. ANALYSE DIMENSIONNELLE DU PHENOMENE ..	14
II.1. Introduction	14
II.2. Paramètres Caractérisant le phénomène	14
II.3. Détermination du nombre de produits adimensionnels	16
II.4. Détermination des nombres adimensionnels.	17
Chap. III ETUDE EXPERIMENTALE	20
III.1. Description du dispositif expérimental	20
III.2. Procédure expérimentale	23
III.3. Domaine d'étude	24
III.4. Aspects des vortex d'aspiration	24
III.5. Discussion des résultats	27
5.1. Entités Géométriques	27
5.2. Grandeurs dynamiques	44
5.2.1. Nombre de Reynolds radial	53
5.2.2. Importance de la tension superficielle	53
5.2.3. Coefficient de débit	60
CONCLUSION	61
ANNEXE 1: Etalonnage des débits	62
ANNEXE 2: Exemples de conditions de formation des Vortex.	73

INTRODUCTION

INTRODUCTION

Les systèmes d'adduction d'eau à des fins domestiques, d'irrigation, ou pour des besoins industriels et d'Hydroélectriques ont leur source souvent localisée dans un bassin d'eau à partir d'une prise. Celle-ci on la veut efficace car un volume déterminé d'eau est demandé pour un temps donné. Ces installations sont le siège à la fois d'un écoulement à surface libre et sous pression, donc favorables à la formation de tourbillons. La masse liquide en rotation entrant dans une aspiration engendre forcément un déséquilibre des forces qui agissent sur les différents éléments de la machinerie de pompage se traduisant par de fortes vibrations de la structure. On déduit alors la chute du rendement et la détérioration de l'équipement de la structure.

Le vortex est défini comme étant un tourbillon qui prend naissance sous certaines conditions dans un fluide en écoulement. Quand le fluide considéré est un liquide, il résulte le plus souvent en 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.

Ce phénomène se retrouve dans des ouvrages hydrauliques où l'écoulement à surface libre passe à un écoulement en charge (vidange gravitaire au moyen d'un orifice, prise d'eau dans un bassin ou rivière par une aspiration à partir d'une canalisation, station de pompage...).

L'apparition de l'instabilité de l'écoulement causée par des tourbillons, indifféremment de leur nature, peut être considérée comme produite par les formes constructives d'exécution intérieure de la chambre, ainsi que par les conditions d'exploitation. En ce qui concerne des formes constructives on a les changements brusques de la direction de l'eau (soit à son accès dans la chambre, soit à l'entrée dans les suceurs). Les variations brusques de la section de la chambre, la symétrie d'accès de l'eau dans les suceurs, la formation des zones de stagnation (eaux mortes), les arêtes, les coins ou les coudes de la chambre. (voir annexe 2)

Les conditions d'exploitation influencent la formation des tourbillons autant par le niveau de l'eau dans la chambre d'aspiration que par le débit pompé.

D'autres mouvements tourbillonnaires très intenses peuvent apparaître notamment sous le tube d'aspiration, le centre de ce tourbillon présente dans certains cas, la forme d'une cheminée (torches) entre le tube et un point variable du radier. La formation de ces cheminées paraît indépendante des autres mouvements tourbillonnaires de la chambre. On remarque en général qu'elles sont beaucoup plus fréquentes et permanentes que le vortex.

Des études théoriques complexes ont été faites sur ce sujet mais pour les bien mener, de nombreuses hypothèses simplificatrices ont été nécessaires pour l'intégration des équations de NAVIER-STOKES. Parmi les travaux les plus remarquables citons ceux de ANWAR, [4], EINSTEIN, H.A. et HUON-LI [10]. Le cas particulièrement étudié est celui du vortex de vidange, stable, permanent

créé par l'aspiration dans l'orifice axiale d'une cuve cylindrique.

Comme dans la majorité des installations la symétrie d'écoulement n'existe pas et le vortex ainsi formé présente une double instabilité, temporelle et spatiale, et dans ce cas l'étude théorique peut être insuffisante.

La connaissance des limites géométriques de la chambre sur la formation du vortex et le cas échéant des courbes caractéristiques de la hauteur critique facilitent la construction correcte de la station de pompage. Mais dans le cas où l'ouvrage est déjà construit quelques dispositifs anti-vortex peuvent être envisagés à savoir :- Ceux qui ont pour but d'empêcher l'entraînement d'air ou la rotation de l'eau (radeau flottant, flotteur sphérique, écrans déviateurs, ailettes sur les murs de la chambre parallèlement à la direction de l'écoulement symétriquement par rapport à la conduite d'aspiration. - Ceux destinés à la destruction du vortex : ailettes en croix à l'entrée de l'aspiration ou tout autre dispositif qui heurté par la queue du vortex au cours de son déplacement provoquera sa destruction.

Tous ces dispositifs anti-vortex ont été utilisés dans les cas bien particuliers et il n'est pas toujours précisé dans quelles conditions de hauteur d'eau ou de débit ils sont efficaces, ils empêchent en général l'entraînement d'air mais ne suppriment pas les tourbillons vers l'orifice de la prise. Et pour cela une étude expérimentale paraît nécessaire pour la réalisation d'un prototype adéquat et afin d'expérimenter ces dispositifs anti-vortex et arriver à éviter les très nombreux et coûteux tâtonnements dans la recherche d'une solution

qui peut en définitive ne pas donner entière satisfaction.

Toute fois une difficulté apparaît immédiatement dans le choix de la similitude à respecter pour représenter ce phénomène. La difficulté du problème a montré que selon les études, faites aux laboratoires par différents auteurs, des différences existent sur les critères de similitude pouvant provenir de la non précision du critère de comparaison et la non précision d'une position en faveur d'une similitude quelconque. Vu la non concordance dans le choix des critères de comparaison (les différents nombres adimensionnels) fait par ces auteurs, il est nécessaire de faire intervenir l'ensemble des paramètres afin de déterminer leur domaine d'influence sur la formation du vortex.

Notre travail a pour objet la détermination des conditions d'apparition du vortex dans une chambre d'aspiration de forme rectangulaire en plan à deux prises verticales ascendentes. On mettra en évidence l'influence des caractéristiques géométriques (la largeur d'alimentation, la distance tubes d'aspiration - parois latérales, la distance tubes d'aspiration - radier de la chambre) et les caractéristiques hydrauliques (débit, hauteur...), en tenant compte de l'importance relative de la viscosité, de la tension superficielle et des forces d'inertie.

SIMILITUDE

DU

PHENOMENE

SIMILITUDE DU PHENOMENE

1. EMPLOI DES MODELES

Avant d'entreprendre 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 études sur modèle sont envisagées dans le but d'éviter de coûteuses erreurs et d'obtenir des informations qui seront utiles pour l'étude du prototype. Puisque il est relativement peu coûteux de modifier la construction d'un modèle, une méthode par essais successifs peut-être parfois envisagée alors qu'elle aurait été très coûteuse s'il avait fallu l'entreprendre sur le système de grandeur nature.

2. DIFFERENTES LOIS DE SIMILITUDE UTILISEES

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 spécifiques concernant le modelage.

Dans le cas où des phénomènes apparaissent sous la forme de tourbillons liées 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. Toute fois une difficulté apparait immédiatement dans le choix de la similitude à respecter pour représenter ces phénomènes

Plusieurs auteurs prétendent que l'égalité des nombre de Froude entre le modèle et le prototype est essentielle pour assurer une similitude dynamique. Par contre DENNY [8] a fait des recherches sur la formation

des vortex dans un modèle de bache et a trouvé que pour qu'il y ait une similarité, les vitesses dans le modèle et le prototype doivent être les mêmes; HAINDL [11] a montré que le début d'entraînement d'air est une fonction du nombre de REYNOLDS.

HATTERSLEY [12] comme IVERSEN [14], en effectuant des études sur le modèle réduit avec une aspiration verticale, a montré, en se basant sur le nombre de FROUDE, que des vitesses sur le modèle étaient faibles pour donner des résultats quantitatifs et permettaient uniquement de déterminer les régions de formation de Vortex.

QUICK [19] a préconisé que la similitude dynamique existera entre des systèmes géométriquement semblables quand on opère avec l'égalité du nombre de FROUDE, ajoutant que l'ensemble des tourbillons nécessaires pour produire un vortex n'est pas toujours indépendant du nombre de REYNOLDS et l'utilisation des modèles réduits à petite échelle peut donner des résultats aberrants.

Les expériences de DAGGETT et KEULEGAN [7] sur l'étude du vortex lors de l'écoulement par des orifices ont montré que les effets de la viscosité deviennent négligeables pour $Q/\rho D \geq 2,5 \cdot 10^4$ et ainsi la similitude s'obtiendra par l'égalité du nombre de FROUDE. Comme la vitesse n'est pas indépendamment variée dans leur expérience, leurs présences nécessitent d'être justifiés par des expériences là où la vitesse est indépendante de la submergence.

ANWAR [3], se basant sur des résultats des expériences déjà obtenues, a conclu que la similitude entre différentes dimensions du vortex avec un noyau étroit n'est pas dépendante du nombre de REYNOLDS radial pour $Q/\rho \cdot s_0 \geq 10^3$ où la formation d'un vortex de grande intensi-

té avec un large noyau dépendait beaucoup de ce nombre Sc (la submergence critique).

AMPHLETT [1] a arbitrairement fixé $Q/\rho \cdot S_c \geq 3 \cdot 10^4$ comme limite de liberté de l'effet de la viscosité dans une aspiration horizontale.

ZIELNISKI et VILLEMONTÉ [22] ont aussi étudié l'effet de la viscosité sur la formation du vortex dans un écoulement par des orifices.

DAGGETT et KEULEGAN signalent qu'avec leurs types d'expériences, la tension superficielle n'affecte pas la formation du vortex. Par contre à partir des considérations théoriques, HUGHES [13] prétend que l'entraînement d'air dans un vortex doit dépendre de la tension superficielle.

3. GRANDEURS DYNAMIQUES INTERVENANT DANS LE PHÉNOMÈNE

les paramètres concernés sont des propriétés physiques du liquide et, en général, celles-ci sont difficilement modifiables. Nous analysons dans cette section, à la lumière des résultats, le comportement du vortex vis-à-vis des nombres adimensionnels suivants:

- Le nombre de FROUDE qui met en évidence les forces d'inertie de l'écoulement $Fr = V / \sqrt{g \cdot l}$

- Le nombre de REYNOLDS qui relève le concept de la viscosité de l'eau $Re = V \cdot l / \nu$

- le nombre de WEBER caractérisant la tension superficielle de l'eau $We = \rho V^2 l$

Nous étudierons ces caractéristiques relativement à la submersion critique.

En effet, la dépression initiale de la surface libre nécessite, comme dans tous les modèles à surface libre où les forces de gravitaire sont prépondérantes, l'égal

du nombre de FROUDE entre le modèle et le prototype. Cependant, et pour des dépressions notables du centre du vortex, les forces de tension superficielle ne peuvent être négligées, et il est certainement nécessaire d'en tenir compte en respectant le nombre de WEBER.

La rotation en bloc de l'eau vers "l'axe central" du vortex, les conditions d'aspirations sous les tubes siphons imposent également, puisque les forces de viscosité prennent localement des valeurs non négligeables, le respect du nombre de REYNOLDS.

A ces trois nombres de FROUDE, WEBER, et REYNOLDS l'application de l'analyse dimensionnelle permet notamment encore de mettre en évidence le rapport vD/Γ avec Γ désignant la circulation d'une particule fluide animée d'une vitesse tangentielle v et dont le rayon de courbure de la trajectoire autour du vortex est r et la grandeur Γ est donnée par: $\Gamma = \int v ds$.

L'action de cette particule des forces centrifuges peut s'écrire: $F_c = \int dr \cdot dA \frac{v^2}{r}$

avec $K = \frac{\Gamma}{2\pi}$ donc $F_c = \int dr \cdot dA \frac{K^2}{r^3}$

les forces totales d'inertie sont:

$$F_i = \int dr \cdot dA \frac{dv}{dt}$$

et le rapport des forces centrifuges aux forces d'inertie étant:

$K^2 ds / r^3 v dv$, soit du point de vue dimensionnel: $[K^2] / [L^2] \cdot [V^2]$; on déduit que le rapport vD/Γ est proportionnel à la racine carrée de l'inverse du rapport des forces centrifuges aux forces d'inertie.

4. IMPOSSIBILITE DE LA REALISATION D'UNE SIMILITUDE COMPLET

La nécessité du respect simultané de tous les nombres sans dimensions cités précédemment paraît entraîner l'impossibilité d'une représentation en similitude complète d'un vortex sur le modèle réduit.

Pour la réalisation des essais sur modèle réduit à une échelle géométrique donnée λ , mise à part une modification de la vitesse de l'écoulement, on peut introduire une variation des caractéristiques physiques du liquide utilisé à savoir: la viscosité dynamique, la masse spécifique, la tension superficielle. On peut obtenir ces modifications par:

- La variation de la température qui entraîne dans des proportions assez différentes la modification des propriétés des trois caractéristiques précédentes.
- Le changement de la nature du corps (liquide) utilisé
- Ou ces deux paramètres simultanément.

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 corps, ou par variation de la température).

Au point donné du modèle on peut écrire:

$$F_m = \frac{g \cdot L_m}{V_m^2}$$

Au point homologue du prototype

$$F_p = \frac{g \cdot L_p}{V_p^2}$$

L'égalité de ces deux nombres donne:

$$\lambda_g \cdot \lambda_L = \lambda_V^2$$

$$\text{avec : } \lambda_g = \frac{g_m}{g_p} = 1$$

$$\lambda_L = \frac{L_m}{L_p}$$

$$\lambda_v = \frac{V_m}{V_p}$$

$$\text{donc : } \lambda_L = \lambda_v^2$$

l'égalité des nombres de REYNOLDS (modèle-prototype)

$$\text{donne : } \frac{V_m \cdot D_m}{\nu_m} = \frac{V_p \cdot D_p}{\nu_p}$$

$$\text{on obtient } \lambda_v \cdot \lambda_L = \lambda_\nu$$

$$\text{or } \lambda_L = \lambda_v^2$$

$$\text{donc : } \lambda_L^{3/2} = \lambda_\nu$$

$$\text{ou } \lambda_L^3 = \lambda_\nu^2$$

$$\text{Le respect du nombre de WEBER : } W = \frac{Q^2 \rho}{D^3 \sigma \cdot H}$$

donne :

$$\lambda_v^2 \cdot \lambda_L \cdot \lambda_\rho = \lambda_\sigma$$

$$\text{puisque } \lambda_v^2 = \lambda_L$$

$$\text{On aboutit à : } \lambda_L^2 = \frac{\lambda_\sigma}{\lambda_\rho}$$

Comme dans la pratique le liquide utilisé est l'eau, dans le modèle et le prototype donc : $\lambda_\rho = 1$, $\lambda_\sigma = 1$, il en résulte finalement que $\lambda_L = 1$; ce qui nous amène à conclure que le modèle doit avoir les mêmes dimensions que le prototype, ce qui est impossible de parler de la réalisation des essais sur le modèle réduit, pouvant satisfaire du même temps l'égalité de tous les nombres considérés (effet d'échelle).

Les mouvements d'un fluide représentant un intérêt pratique sont ordinairement liés à l'action de deux

forces ce qui correspond au modelage suivant une condition de similitude; mais dans le cas d'un plus grand nombre de ces forces, ceci oblige d'établir des conditions de modelage commun pour les deux conditions de similitude.

Examinons le modelage commun suivant les conditions de FROUDE et de REYNOLDS pour le mouvement d'un corps à la vitesse constante dans un fluide visqueux sans cavitation. En utilisant les résultats suivants:

$$\bullet V_m = \frac{V_p}{\sqrt{\lambda}} \quad (\text{obtenu à partir de l'égalité du nombre de FROUDE modèle prototype})$$

$$\bullet V_m = V_p \frac{\nu_m}{\nu_p} \lambda \quad (\text{obtenu de l'égalité du nombre de REYNOLDS})$$

En résolvant conjointement ces équations étant donné qu'évidemment la vitesse dans le modèle V_m dans un même essai doit être identique, nous obtenons la relation entre les coefficients de la viscosité cinématique du fluide du modèle et du prototype:

$$\nu_m = \nu_p \cdot \frac{1}{\lambda^{1,5}} \quad (1)$$

L'observation de la condition (1) entraîne immédiatement l'observation de l'égalité des nombres FROUDE et de REYNOLDS. Elucidons la possibilité de réalisation de cette égalité: soit $\lambda = 25$; $\lambda^{1,5} = 125$ et suivant (1) si le fluide dans le modèle était 125 fois moins visqueux que le fluide réel, on aurait une observation simultanée des conditions de FROUDE et de REYNOLDS. En somme, la similitude simultanée nécessite que la viscosité cinématique pour le modèle soit de deux ordres inférieure à celle

de l'eau, or il n'existe pas de fluide de viscosité si faible.

En cas de fluides identiques, ce qui est notre cas l'observation de la similitude, suivant les nombres de FROUDE et de REYNOLDS, amène à des conditions contradictoires :

- d'après FF : $V_m < V_p$

- d'après TR : $V_m > V_p$

d'où il sort qu'il est beaucoup plus simple d'assurer l'égalité des nombres de FROUDE. En ce qui concerne l'observation de la condition de REYNOLDS, elle est techniquement irréalisable. Pour cette raison, lorsqu'on effectue de tels essais, on n'observe la condition de similitude que suivant FROUDE.

L'expérience montre qu'en général, on obtient une approximation suffisante en n'observant qu'une seule condition de similitude (similitude restreinte), les autres étant remplacées par des inégalités.

5. CHOIX DU CRITERE

Dans l'impossibilité d'obtenir une similitude complète, il est donc nécessaire de tenir compte de l'ordre d'importance relatif des forces intervenant dans la formation du vortex. Cet ordre dépend du but de l'étude c'est-à-dire, en définitive du critère de comparaison utilisé tels que :

- Conditions de formation sur la surface libre de la partie hyperbolique initiale de l'entonnoir du vortex.
- condition du début d'entraînement d'air.
- fréquence et durée des vortex aérés pour des conditions données.

le second critère est avantageux vu qu'il nous donne d'une part le seuil de formation du phénomène

tourbillonnaire conditionnant pratiquement le bon fonctionnement d'une station de pompage, et d'autre part permet de contrôler les vortex à des niveaux supérieurs exempts de tout entraînement d'air.

ANALYSE

DIMENSIONNELLE

ANALYSE DIMENSIONNELLE

"DU PHENOMENE TOURBILLONNAIRE"

1. Introduction

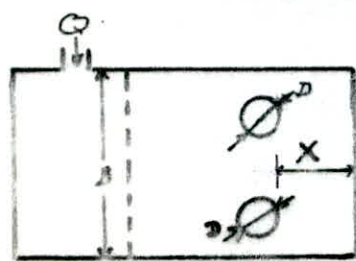
L'analyse dimensionnelle est constituée par le calcul des dimensions des grandeurs, de plus c'est un outil supplémentaire de grande utilité dans la mécanique des fluides moderne. Dans une équation exprimant une relation physique entre les grandeurs, l'égalité absolue des nombres et des dimensions doit avoir lieu. En général, toute relation physique de ce genre peut être réduite aux grandeurs fondamentales que sont : la masse M , la longueur L et le temps T . Les applications de cette technique comprennent le passage d'un système d'unité à un autre, l'établissement des équations, la réduction du nombre des variables nécessaire à un programme expérimental et l'établissement des principes de la conception d'un modèle.

2. Paramètres caractérisant le phénomène

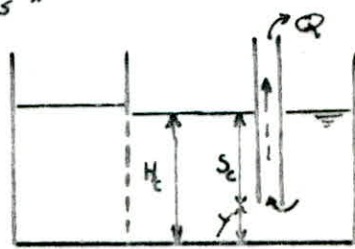
les paramètres entrant dans la formulation du problème sont :

- Les paramètres géométriques : B, D, X et Y .
- Les paramètres hydrauliques : S_c et Q .
- Les paramètres physiques : ρ, g, ν, σ .

Schéma "des paramètres géométriques et Hydrauliques"



Vue en plan



Vue de face

GRANDEURS	SYMBOLES	DIMENSIONS
Largeur d'alimentation	B	L
Diamètre des prises	D	L
Distance paroi latérale-prises.	X	L
Distance orifices des prises-radier	Y	L
Submersion critique	S_c	L
Débit volumétrique	Q	$L^3 T^{-1}$
Masse spécifique	ρ	$M L^{-3}$
Accélération de la pesanteur	g	$L T^{-2}$
Viscosité cinématique	ν	$L^2 T^{-1}$
Tension superficielle	σ	$M T^{-2}$

D'où la relation fonctionnelle :

$$f(B, D, X, Y, S_c, Q, \rho, g, \nu, \sigma)$$

REMARQUES:

- la distance entre les deux prises est maintenue constante durant toute l'expérimentation.

- En principe, on doit étudier toutes les caractéristiques relativement au nombre de circulation $\frac{\Gamma D}{Q}$ et il a été déduit que $\Gamma = a S_c + n$ [2]

où $a = 0,012 \text{ m.s}^{-1}$ et $n = 0,00057 \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$,

Quand les unités respectives de Γ et S_c sont : $\text{m}^2 \text{ s}^{-1}$ et m, donc l'étude par rapport à $\frac{S_c}{D}$ est valable.

3. Détermination du nombre de produits adimensionnels.

Disposons les variables et les dimensions, suivant un tableau pour obtenir une matrice dite matrice dimensionnelle

	B	D	X	Y	S _c	Q	P	g	v	σ
M	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1
L	1	1	1	1	1	3	-3	1	2	0
T	0	0	0	0	0	-1	0	-2	-1	-2

En effet B, D, X, Y et S_c sont des longueurs tel que M°L¹T° etc...

Cette matrice contient, au moins, un déterminant d'ordre 3 non nul tel que :

$$\begin{vmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 2 & 0 \\ -2 & -1 & -2 \end{vmatrix} = 3 \neq 0$$

donc le rang est : r=3

le nombre de produits adimensionnels N_π est déterminé comme étant la différence entre le nombre de variables et le rang de la matrice considérée, c'est-à-dire :

$$N_{\pi} = 10 - 3 = 7$$

On sera amené à déterminer ces sept produits adimensionnels qui seront liés par la fonction :

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7) = 0$$

4. Détermination des nombres adimensionnels

En choisissant les variables à usage répété : Q, D et ρ qui sont composées de dimensions fondamentales : M, L et T

On aura :

$$\bullet \pi_1 = Q^x \cdot D^y \cdot \rho^z \cdot X = (L^3 T^{-1})^x \cdot L^y \cdot (M L^{-3})^z \cdot L = M^0 L^0 T^0$$

$$\left. \begin{array}{l} L \Rightarrow 3x + y - 3z + 1 = 0 \\ T \Rightarrow -x = 0 \\ M \Rightarrow z = 0 \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} x = 0 \\ y = -1 \\ z = 0 \end{array}$$

Donc : $\pi_1 = \frac{X}{D}$

$$\bullet \pi_2 = Q^x \cdot D^y \cdot \rho^z \cdot Y = (L^3 T^{-1})^x \cdot L^y \cdot (M L^{-3})^z \cdot L = M^0 L^0 T^0$$

$$\left. \begin{array}{l} L \Rightarrow 3x + y - 3z = 0 \\ T \Rightarrow -x = 0 \\ M \Rightarrow z = 0 \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} x = 0 \\ y = -1 \\ z = 0 \end{array}$$

d'où $\pi_2 = \frac{Y}{D}$

$$\bullet \pi_3 = Q^x \cdot D^y \cdot \rho^z \cdot B = (L^3 T^{-1})^x \cdot L^y \cdot (M L^{-3})^z \cdot L = M^0 L^0 T^0$$

d'où $\pi_3 = \frac{B}{D}$

$$\bullet \pi_4 = Q^x \cdot D^y \cdot \rho^z \cdot S_c = (L^3 T^{-1})^x \cdot L^y \cdot (M L^{-3})^z \cdot L = M^0 L^0 T^0$$

$$\pi_4 = \frac{S_c}{D}$$

$$\bullet \pi_5 = Q^x \cdot D^y \cdot \rho^z \cdot g = (L^3 T^{-1})^x \cdot L^y \cdot (M L^{-3})^z \cdot (L T^{-2}) = M^0 L^0 T^0$$

$$\pi_5 = \frac{g \cdot D^3}{Q^2}$$

$$\bullet \pi_6 = Q^x \cdot D^y \cdot \rho^z \cdot \nu = (L^3 T^{-1})^x \cdot (L)^y \cdot (M L^{-3})^z \cdot (L^2 T^{-1}) = M^0 L^0 T^0$$

$$\pi_6 = \frac{\nu \cdot D}{Q}$$

$$\bullet \pi_7 = Q^x \cdot D^y \cdot \rho^z \cdot \delta = (L^3 T^{-1})^x \cdot L^y \cdot (M L^{-3})^z \cdot (M T^{-2}) = M^0 L^0 T^0$$

$$\pi_7 = \frac{\delta \cdot D^3}{\rho \cdot Q^2}$$

D'où la relation fonctionnelle :

$$f\left(\frac{x}{D}, \frac{y}{D}, \frac{B}{D}, \frac{S_c}{D}, \frac{g \cdot D^5}{Q^2}, \frac{\nu D}{Q}, \frac{\sigma \cdot D^3}{\rho Q^2}\right) = 0$$

Comme notre étude est basée sur le paramètre $\frac{S_c}{D}$ qui met en évidence l'effet de la charge S_c (inertie) et l'influence du diamètre D caractérisant l'aspiration on aura :

$$\frac{S_c}{D} = f\left(\frac{x}{D}, \frac{y}{D}, \frac{B}{D}, \frac{g \cdot D^5}{Q^2}, \frac{\nu \cdot D}{Q}, \frac{\sigma \cdot D^3}{\rho \cdot Q^2}\right)$$

$$\text{Sachant que : } F = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{g \cdot H}} \sim F = \frac{Q}{S_c^{5/2} \cdot \sqrt{g}}$$

$$Re = \frac{Q}{\nu \cdot D} \sim Re = \frac{Q}{\nu \cdot S_c}$$

$$W = \frac{Q^2 \cdot \rho}{\sigma \cdot D^2 \cdot H} \sim W = \frac{Q^2 \cdot \rho}{\sigma \cdot S_c^2}$$

Comme le vortex aéré entraîne une diminution du débit, il est donc nécessaire d'utiliser le coefficient de débit : m au lieu du nombre de FROUDE (celui-ci intervenant d'une façon permanente), et de plus m et F expriment le même rapport des forces.

$$\text{on a : } Q = m \cdot A \cdot \sqrt{2g \cdot H} \quad \rightarrow \quad m = \frac{Q}{A \sqrt{2g \cdot H}}$$

$$\text{soit } m = \frac{Q}{S_c^{5/2} \sqrt{2g}} \sim \frac{Q}{S_c^{5/2} \sqrt{g}}$$

En définitive, les nombres sans dimensions qui régissent le phénomène de vortex et sur lesquels porteront nos essais, sont reliés par la fonction suivante :

$$\frac{S_c}{D} = f\left(\frac{x}{D}, \frac{y}{D}, \frac{B}{D}, m, Re, W\right)$$

Remarque :

Le choix de D , comme paramètre de base est pleinement justifié puisque c'est la grandeur caractéristique de l'aspiration. En effet, D représente la dimension-clé du montage expérimental tandis que Φ et ρ décrivent respectivement la dynamique du système et la nature du fluide utilisé.

Mais la présence du diamètre d'aspiration dans les entités dynamiques ne décrit pas les conditions au niveau du puisard où les observations et d'éventuelles modifications sont plus faciles à réaliser. Pour nous ramener à ce point de mire, il suffit d'introduire S_c (submersion critique) dans les nombres de REYNOLDS, de WEBER et dans le coefficient de débit de façon à mettre en évidence les forces d'inertie de la masse d'eau dans la chambre d'expérimentation.

ETUDE

EXPERIMENTALE

ETUDE EXPERIMENTALE

1. Description du dispositif expérimental

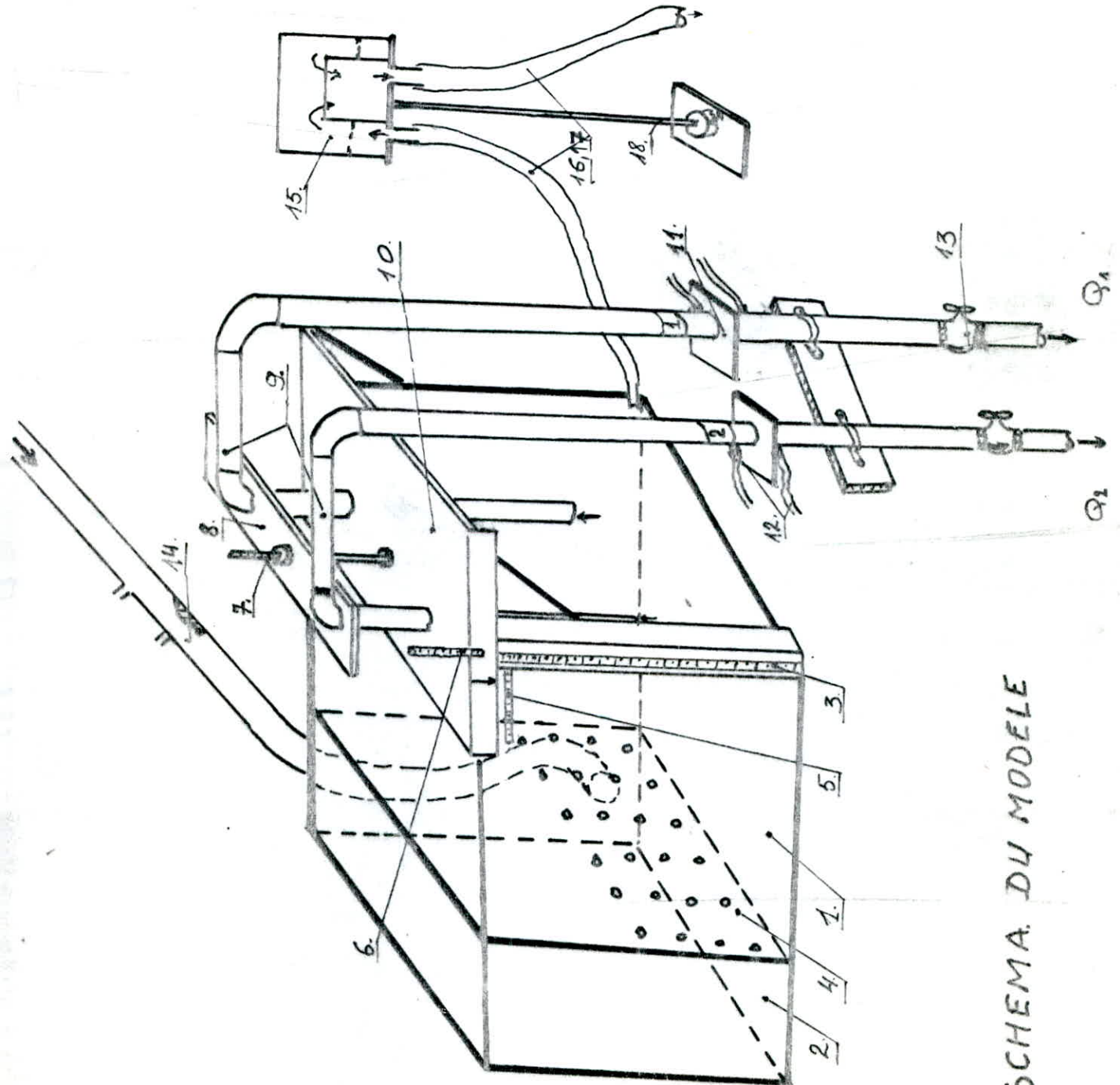
Nos expériences ont été réalisées sur un modèle réduit d'échelle géométrique: $\lambda = 0,6$ par rapport au prototype.

Les différentes parties de ce dispositif sont:

- Une chambre d'arrivée de forme rectangulaire alimentée par une conduite munie d'un débitmètre déjà étalonné pour le réglage du débit
- Un puisard (chambre d'expérimentation) de forme rectangulaire plan, alimenté par une paroi latérale perforée jouant le rôle de tranquillisateur et servant au même temps de support aux plaques utilisées pour varier la largeur d'alimentation.
- Deux conduites en P.V.C. assurant l'aspiration verticale ascendante, chacune d'elle est reliée à une prise donnant la valeur du débit qui passe, à l'aide d'un débitmètre qu'on a étalonné. Les déplacements horizontaux de ces conduites sont assurés par une plaque en plexiglass reposant sur les parois du puisard, une règle collée à une des parois nous donne la valeur du déplacement.
- Une tige métallique fixée au centre de cette plaque nous permet la variation de la distance orifice des tubes - radier.
- L'espacement entre les deux conduites est maintenu constant grâce à un support en bois.
- Un système de vase-communicant entre la chambre d'expérimentation et un réservoir extérieur muni d'une règle collée à l'intérieur de ce réservoir sur une de ses parois nous donne la valeur de la hauteur d'eau dans le puisard.
- Un trop-plein circulaire pouvant coulisser sur une tige métallique est relié à la chambre d'expérimentation par un tuyau flexible, il est utilisé pour faire varier la hauteur d'eau.

LEGENDE

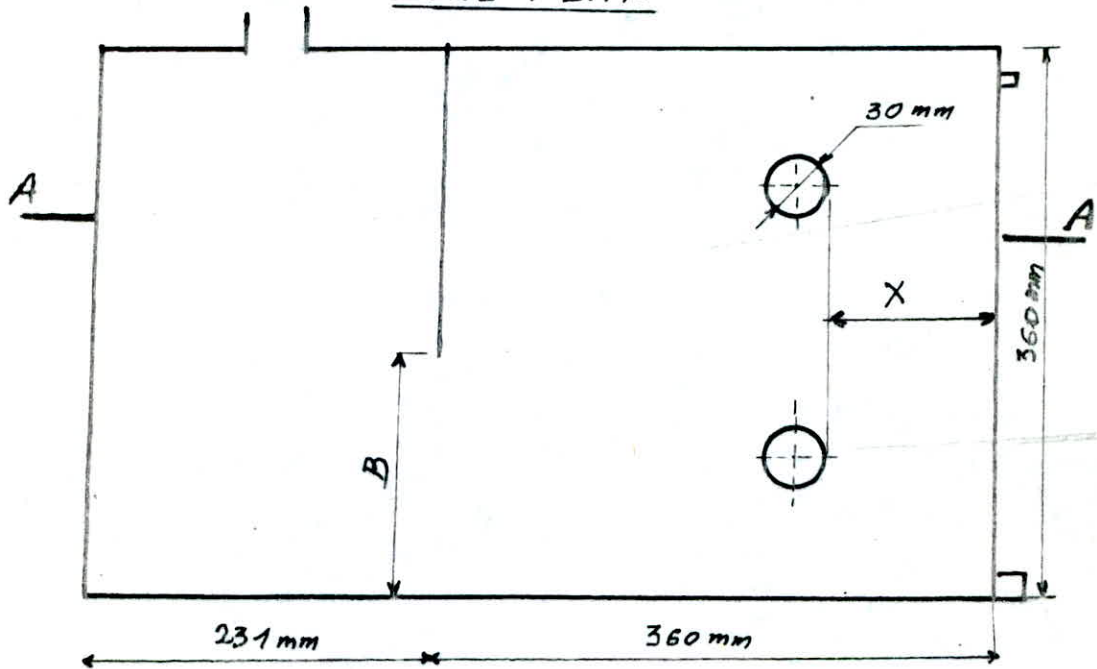
1. CHAMBRE D'EXPERIMENTATION
OU PUISARD
2. CHAMBRE D'AIRIVEE
3. REGLETTE donnant "He"
4. Paroi tranquillisatrice
5. REGLETTE donnant "X"
6. REGLETTE donnant "y"
7. tige filetée supportant
l'ensemble du Siphonnage
8. Plaque en bois
9. conduites d'aspiration
10. Plaque coulissante
11. Débitmètre à diaphragme
12. Prises de pression
13. Robinets - Vannes
14. débitmètre à obstacle
15. trop-plein
- 16, 17. tuyaux flexibles
18. tige métallique



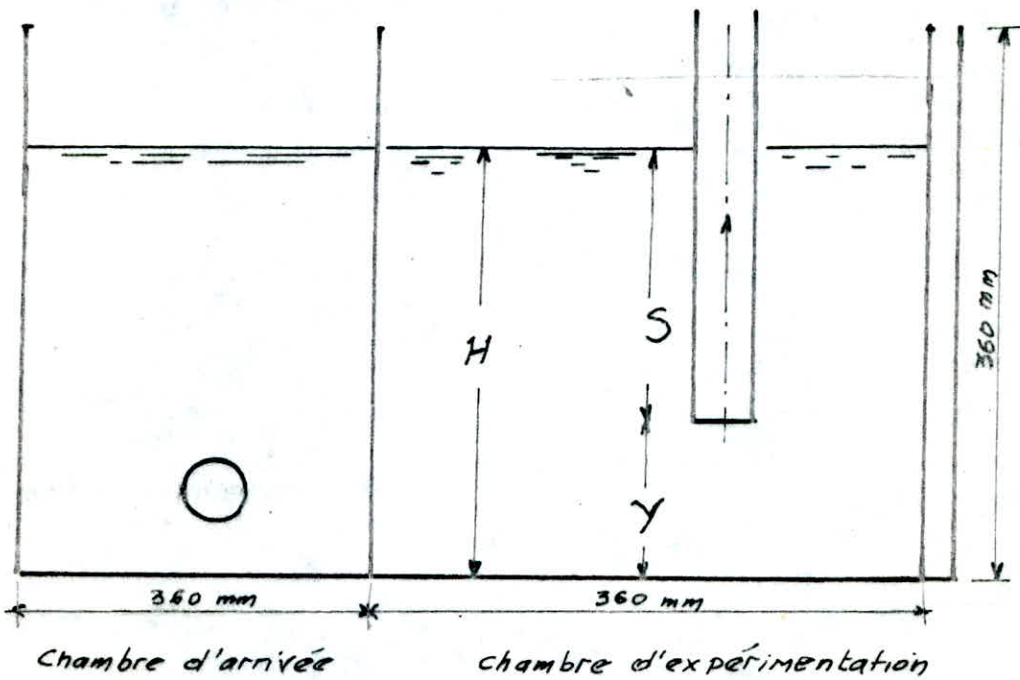
SCHEMA DU MODELE

Schémas d'installation

VUE PLAN



COUPE A-A



2. Procédure expérimentale

Ayant fixé la largeur d'alimentation, la position des conduites par rapport à la paroi latérale, et la distance radier-orifices des conduites, nous choisissons un débit d'arrivée en ouvrant la vanne d'alimentation de manière à avoir une dépression ΔH sur le manomètre correspondant au débit voulu. On attend jusqu'à ce qu'on ait une certaine hauteur d'eau dans le puisard conditionnée par, une hauteur de submersion des conduites suffisante. On amorce ces dernières, et le régime permanent est établi en divisant le débit sortant entre les deux conduites et ceci en ajustant les lectures des dépressions Δh_1 et Δh_2 sur deux autres manomètres au moyen des débitmètres correspondants, préalablement étalonnés (voir annexe 1).

On maintient la position du trop-plein au plus haut niveau de façon qu'il ne débite pas. Une fois qu'on s'assure que la surface libre est stable exempte de toute dépression, on rabaisse le niveau du trop-plein de façon à ne pas troubler la surface libre, et que le débit sortant de ce trop-plein sera négligeable. Ainsi nous surveillons l'apparition des premières dépressions jusqu'à l'aération intermittente du vortex, pour prélever à ce niveau la lecture de la submersion critique.

Avec un même débit on prélève les hauteurs de submersion critique pour trois positions des conduites par rapport à la paroi latérale, à chaque largeur d'alimentation et pour trois hauteurs différentes entre les bouches d'aspiration et le radier du puisard.

Cette manipulation sera réalisée avec six (6) débits de suite.

La submergence critique est définie comme étant la hauteur de la lame d'eau (longueur de la conduite submergée)

à partir de laquelle un filament tourbillonnaire apparaît et s'étire jusqu'à l'entrée de l'orifice du tuyau, avec détachements intermittents de bulles d'air mais sans toute fois occasionner un vortex complètement aéré. Le vortex ainsi formé est caractérisé par un mouvement rotatif à grande vitesse et peut causer la détérioration de la machinerie de pompage. Ce vortex constitue un seuil critique à éviter dans les stations de pompage.

3. Domaine d'étude.

- Valeurs des débits aspirés; Q [l/s]: 0,57; 0,70; 0,82; 1,018; 1,26; 1,33.
- Largeurs d'alimentation B [cm]: 18; 27; 36.
- Distances conduites - paroi latérale: X [cm]: 3,5; 11; 18.
- hauteurs bouches d'aspiration - radier du puisard: Y [cm]: 2,5; 4,5; 6,5.

• Remarque:

Le débit maximum utilisé est conditionné par: -

- la lecture qu'on peut relever sur le manomètre: une fois Q_1 est supérieur à 0,9 l/s la lecture ne pourrait y être.)
- Au niveau de la chambre d'arrivée: pour $Y = 6,5$ cm, $X = 18$ cm $B = 18$ cm et un débit total $Q > 1,40$ l/s, nous aurons un déversement d'eau.

4. Aspects des vortex d'aspiration

Au cours de nos expériences, nous avons observé la formation non permanente de vortex qui entraînent avec eux un certain débit d'air de la chambre d'aspiration et se produisent à des intervalles de temps irréguliers.

La surface libre du liquide étant plane à l'origine, en un

une sorte de cheminée (torches) entre les orifices des conduites et un point quelconque du radier. La formation de ces cheminées semble indépendante des autres mouvements tourbillonnaires. Par exemple, les vortex peuvent se créer pendant la formation des cheminées et celles-ci sont en général beaucoup plus fréquentes, et plus permanentes que le vortex.

4.1. Différentes étapes observées.

1. De légers abattements peu profonds de petits diamètres, très instables et intermittents, une réduction subséquente du niveau d'eau donne lieu à des dépressions plus prononcées et moins instables, on remarque aussi de temps à autre un étirement du cône de dépressions, pour une submersion plus faible des bulles d'air se détachent et reviennent se coller à l'entonnoir initial. (fig. 4.a)

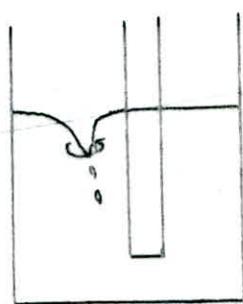


fig 4.a

2. La présente submersion figure d'en face désigne un vortex mineur n'affectant aucunement les conditions au niveau de la bouche d'aspiration puis à une certaine côte de la surface libre plus bas un filament tourbillonnaire apparaît et s'étire jusqu'à l'entonnoir sans cependant donner naissance à un vortex aéré, il est de faible intensité, ce dernier ne peut être toléré d'où il constitue un seuil critique à éviter, pouvant causer la détérioration de la machinerie de pompage. (fig. 4. b)

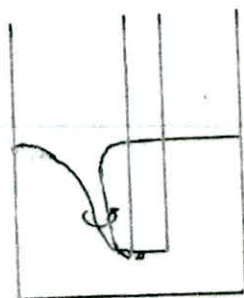


fig 4. b

3. A ce stade on assiste à une aspiration continue d'air, ce qui réduit sensiblement le débit aspiré, c'est le cas ultime, pour des faibles hauteurs bouches d'aspiration - radier du puisard des torches apparaissent. (fig. 4.c)

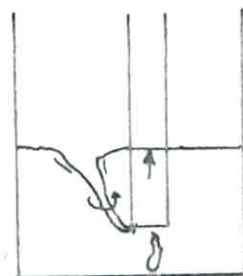


fig. 4.c

4. Pour des submersions minimales 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 et désamorçant ainsi la conduite. (fig. 4d)

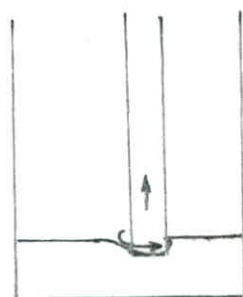


fig. 4d

5. Discussion des résultats

A travers les résultats obtenus au cours de nos observations, nous cherchons à déterminer les conditions géométriques assurant une aspiration exempte de tout entraînement d'air, et les paramètres dynamiques pouvant affecter l'apparition des vortex, tout en essayant de trouver leur limite d'influence.

5.1. Entités géométriques

Sachant que les paramètres géométriques utilisés ont une influence sur la formation des phénomènes tourbillonnaires, par le biais des courbes des figures 5.1, 5.2, 5.3, ... donnant la submersion critique en fonction du débit, desquelles nous avons déduit les valeurs extrêmes de ces paramètres (X, Y, B), mis en évidence, ce qui veut dire qu'une augmentation de débit entraîne une augmentation graduelle de la submersion critique, avec une nette différence d'influence des valeurs extrêmes de chaque paramètre.

1. Tableau des mesures

$T = 18^{\circ}\text{C}$

$Y = 2,5 \text{ cm.}$

B cm	X cm	Q = 0,57 L/s		Q = 0,70 L/s		Q = 0,82 L/s		Q = 1,018 L/s		Q = 1,26 L/s		Q = 1,33 L/s	
		S_c cm	H_c cm	S_c cm	H_c cm	S_c cm	H_c cm	S_c cm	H_c cm	S_c cm	H_c cm	S_c cm	H_c cm
36	3,5	0,3	2,8	1,6	4,1	2,1	4,6	3,5	6,0	4,3	6,8	4,9	7,4
	11	0,5	3,0	2,4	4,9	2,6	5,1	3,9	6,4	5	7,5	5,8	8,3
	18	0,6	3,1	2,8	5,3	3,4	5,9	4,1	6,6	5,8	8,3	6,7	9,2
27	3,5	1,2	3,7	2,0	4,5	2,3	4,8	4,1	6,6	4,5	7,0	5,5	8,0
	11	1,7	4,2	2,8	5,3	3,2	5,7	4,5	7,0	5,0	7,5	6,1	8,6
	18	1,8	4,3	3,2	5,7	3,8	6,3	4,6	7,1	6,3	8,8	7,9	10,4
18	3,5	3,4	4,9	3,3	5,8	3,8	6,3	4,7	7,2	5,2	7,7	5,6	8,1
	11	2,7	5,2	3,7	6,2	4,5	7,0	5,2	7,7	5,7	8,2	5,9	8,4
	18	3,4	5,9	4,1	6,6	5,1	7,6	6,5	9,0	8,0	10,5	8,2	11,7

2. Tableau des mesures

$T = 18^{\circ}\text{C}$

$\gamma = 4,5 \text{ c.m.}$

B cm	X cm	Q = 0,57 l/s		Q = 0,70 l/s		Q = 0,82 l/s		Q = 1,018 l/s		Q = 1,26 l/s		Q = 1,33 l/s	
		Sc cm	Hc cm	Sc cm	Hc cm	Sc cm	Hc cm	Sc cm	Hc cm	Sc cm	Hc cm	Sc cm	Hc cm
36	3,5	0,2	4,7	1,3	5,8	1,8	6,3	3,2	7,7	3,8	8,3	4,6	9,1
	11	0,4	4,9	1,9	6,4	2,4	6,9	3,6	8,1	4,1	9,0	4,9	9,4
	18	0,5	5,0	2,5	7,0	2,9	7,4	3,8	8,3	5,2	9,7	6,4	10,9
27	3,5	0,8	5,3	1,4	5,9	1,9	6,4	3,6	8,1	3,9	8,4	5	9,5
	11	1,2	5,7	2,2	6,7	2,7	7,2	4	8,5	4,4	8,9	5,9	10,4
	18	1,5	6,0	2,7	7,2	3,4	6,4	4,4	8,9	6,1	10,6	7,5	12,0
18	3,5	2,1	6,6	2,4	6,9	3,3	7,8	3,8	8,3	4,8	9,3	5,2	9,7
	11	2,3	6,8	2,8	7,3	3,6	8,1	4,3	8,8	5,4	9,9	5,5	10,0
	18	2,5	7,0	3,4	7,9	4,9	9,4	6,3	10,8	7,1	11,6	7,4	11,9

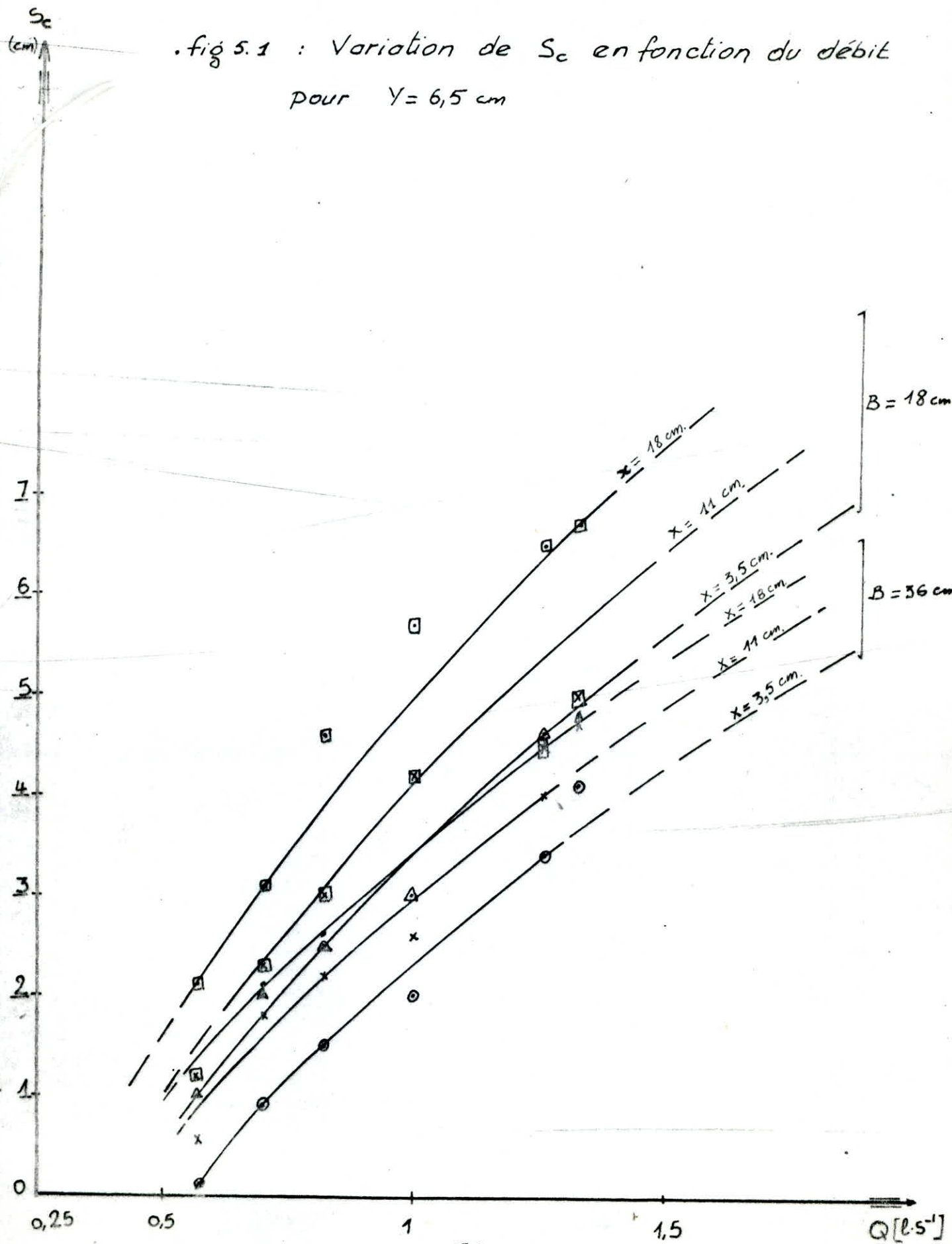
3. Tableau des mesures

$T = 18^{\circ}\text{C}$

$Y = 6,5 \text{ cm.}$

B cm	X cm	Q=0,57 l/s		Q=0,70 l/s		Q=0,82 l/s		Q=1,018 l/s		Q=1,26 l/s		Q=1,33 l/s	
		Sc cm	Hc cm	Sc cm	Hc cm	Sc cm	Hc cm	Sc cm	Hc cm	Sc cm	Hc cm	Sc cm	Hc cm
36	3,5	0,1	6,6	0,9	7,4	1,5	8,0	2,0	8,5	3,4	9,9	4,1	10,6
	11	0,3	6,8	1,8	8,3	2,2	8,7	2,6	9,1	4	11	4,7	11,2
	18	0,4	6,9	2,1	8,6	2,6	9,1	3,4	9,9	4,5	10,5	6,2	12,7
27	3,5	0,2	6,7	1,2	7,7	1,6	8,1	2,5	9,0	3,7	10,2	4,8	11,3
	11	0,4	6,9	1,6	8,1	2,3	8,8	3,3	9,8	4,0	10,5	5,4	11,9
	18	0,6	7,1	2,0	8,5	3,0	9,5	3,8	10,3	5,9	12,4	7	13,5
18	3,5	1	7,5	2,0	8,5	2,5	9,0	3,0	9,5	4,6	11,1	4,8	11,3
	11	1,2	7,7	2,3	8,8	3,0	9,5	4,2	10,7	4,5	11	5,0	11,5
	18	2,1	8,1	3,1	9,6	4,6	11,1	5,7	12,2	6,5	11,1	6,7	13,2

fig 5.1 : Variation de S_c en fonction du débit pour $Y = 6,5 \text{ cm}$



s_c
(cm)

.fig 5.2. Variation de s_c en fonction du débit

Pour : $B = 36$ cm

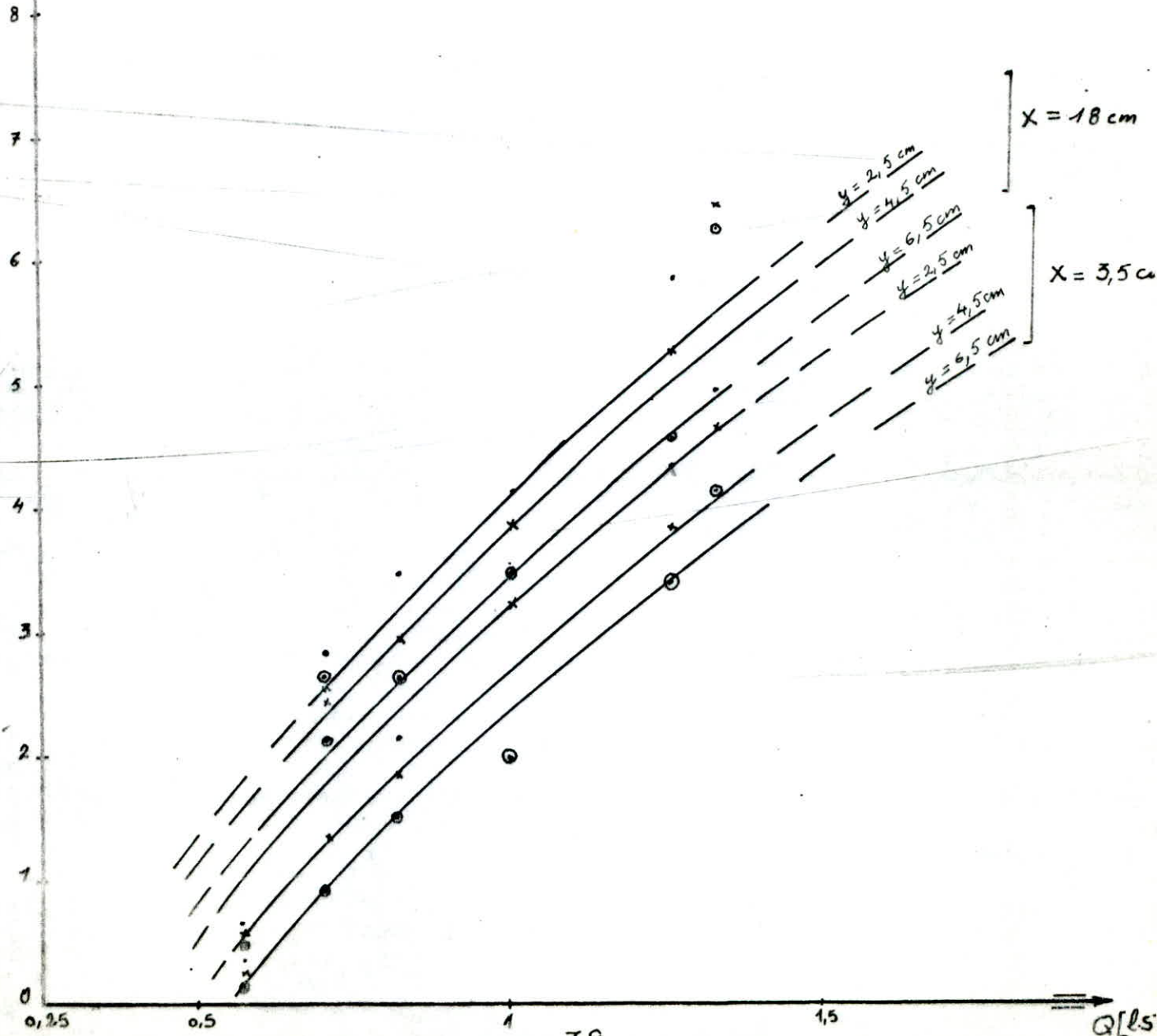
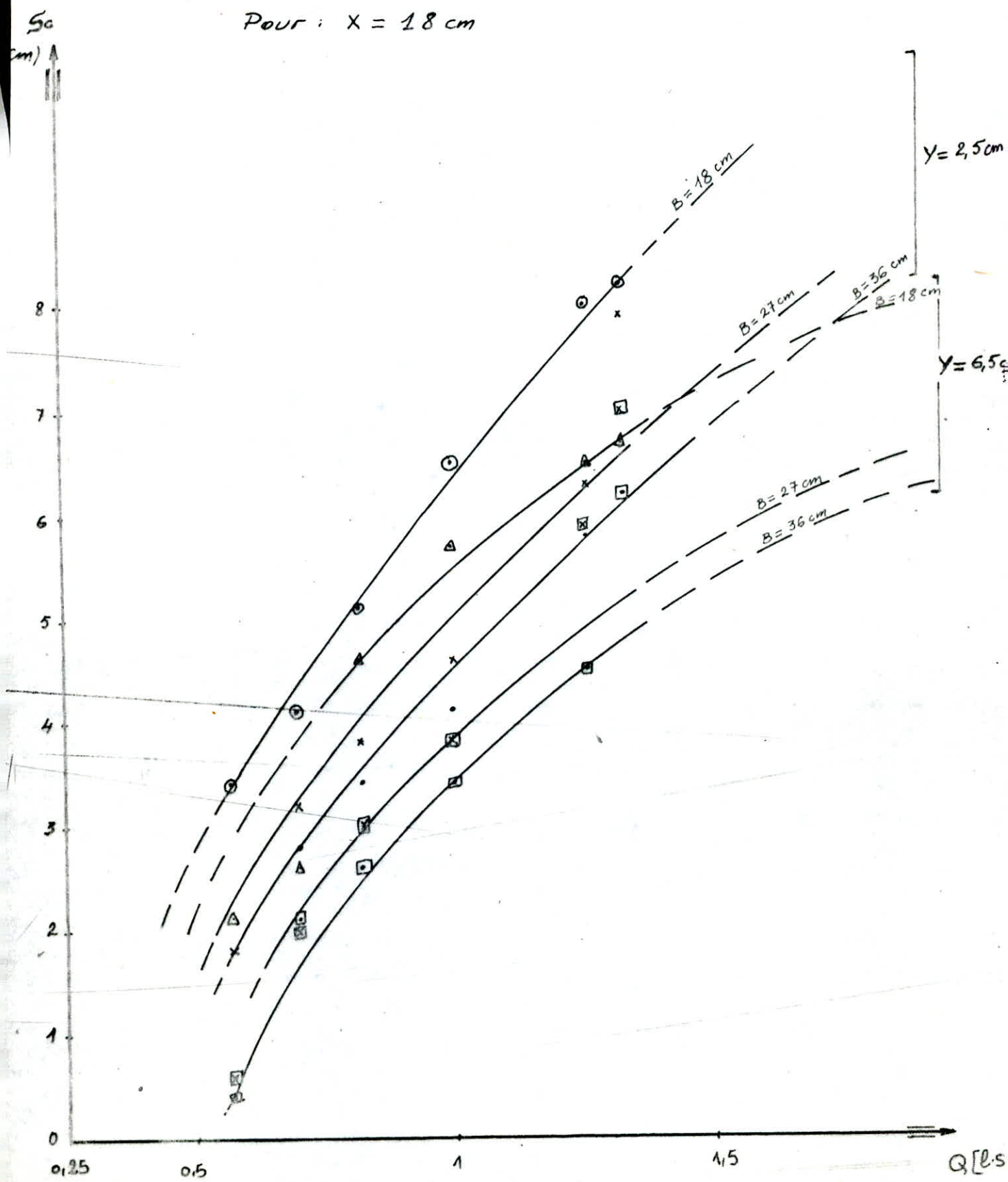


fig 5.3 Variation de S_c en fonction du débit

Pour : $X = 18 \text{ cm}$



5. 1. 1. Variation de la largeur d'alimentation "B"

Pour un débit donné, l'effet de la largeur d'alimentation sur le nombre adimensionnel Sc/D , est étudié en fixant la position des conduites par rapport à la paroi latérale de la chambre d'expérimentation opposée au tranquillisateur, tout en faisant varier la distance (bouches d'aspiration - radiier) - fig. 5.4

De même nous avons fixé la position des bouches des tuyaux d'aspiration - radiier et en faisant varier la distance (paroi latérale - conduite d'aspiration) fig. 5.5.

Dans tout les cas de figures citées nous remarquons que la submergence augmente de plus en plus qu'on diminue la largeur d'alimentation, Celle-ci augmente avec l'augmentation de X/D fig. 5.5, 5.6, et diminue pour une augmentation de Y fig. 5.4

5. 1. 2. Variation de la distance conduites d'aspiration - Paroi latérale. "X"

Pour un débit constant, l'influence de "X" sur la submergence critique a été montrée en faisant varier "Y" en fixant l'alimentation la plus défavorable ($B=18\text{cm}$) et la plus favorable ($B=36\text{cm}$), fig. 5.7 et 5.9.

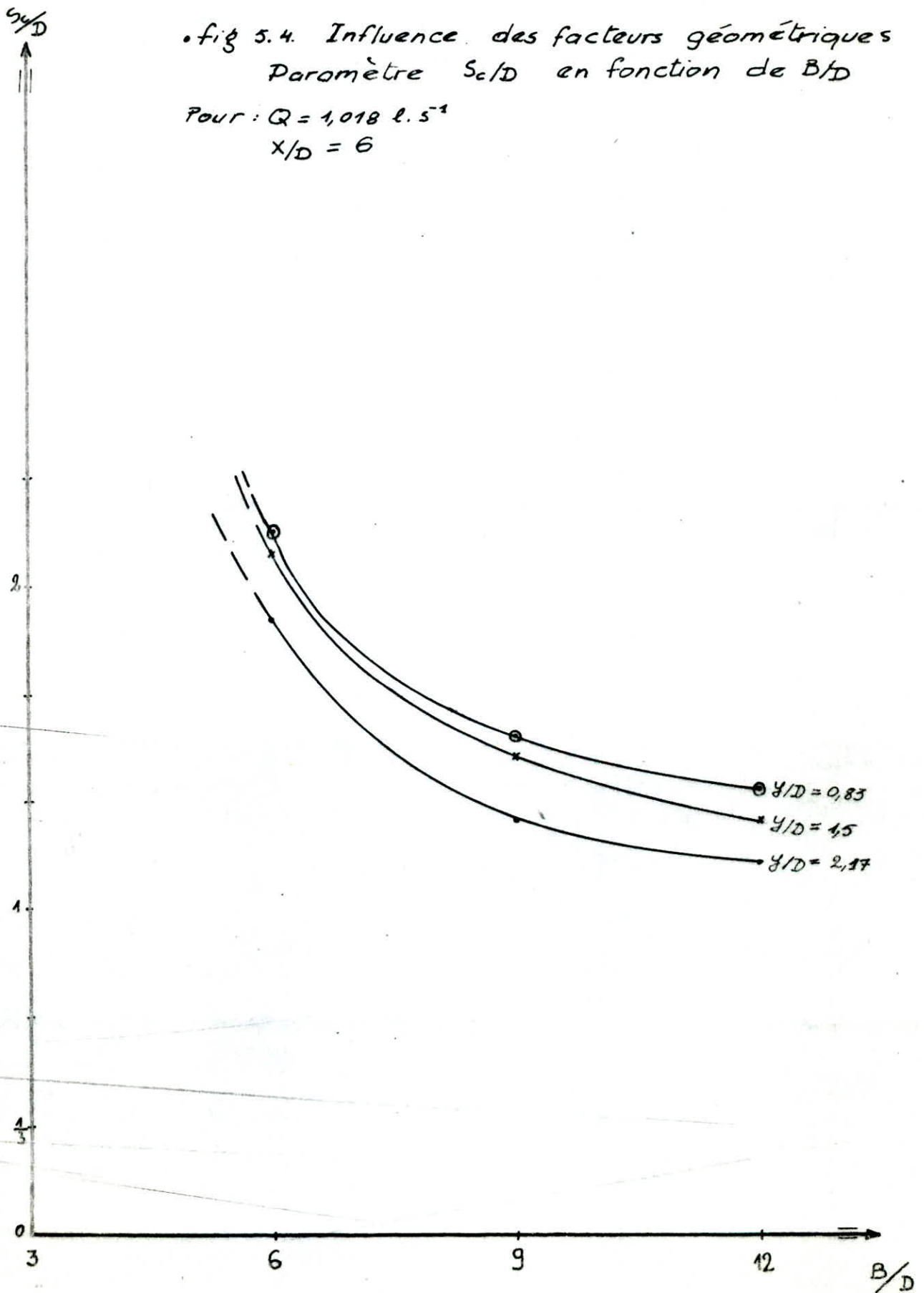
De même en fixant $Y=6,5\text{cm}$, avec des variations de B , fig. 5.8. On déduit pour les deux cas que plus on se rapproche du centre du puisard plus l'augmentation de Sc est prononcée, cette variation est d'autant plus importante que la valeur de Y est plus grande.

5. 1. 3. Variation de la hauteur orifices des tuyaux - radiier. "Y"

Pour un débit constant nous avons étudié l'incidence de "Y" sur Sc et H_c . tout en fixant les deux valeurs de "X" pour trois valeurs de "B" fig. 5.10 et 5.11. et aussi en fixant $B=18\text{cm}$. On a vu l'effet de "Y" sur Sc et H_c avec les variations de "X" fig. 5.12, il ressort de ces courbes que la hauteur critique " H_c " augmente rapidement avec l'augmentation de "Y", par contre la submergence critique " Sc " décroît, tendant vers une valeur constante.

• fig 5.4. Influence des facteurs géométriques
Paramètre S_c/D en fonction de B/D

Pour : $Q = 1,018 \text{ l. s}^{-1}$
 $X/D = 6$



• Fig 5.5. Influence des facteurs géométriques
Paramètre s_c/D en fonction de B/D

Pour: $Q = 1,018 \text{ l.s}^{-1}$
 $\gamma/D = 0,83$

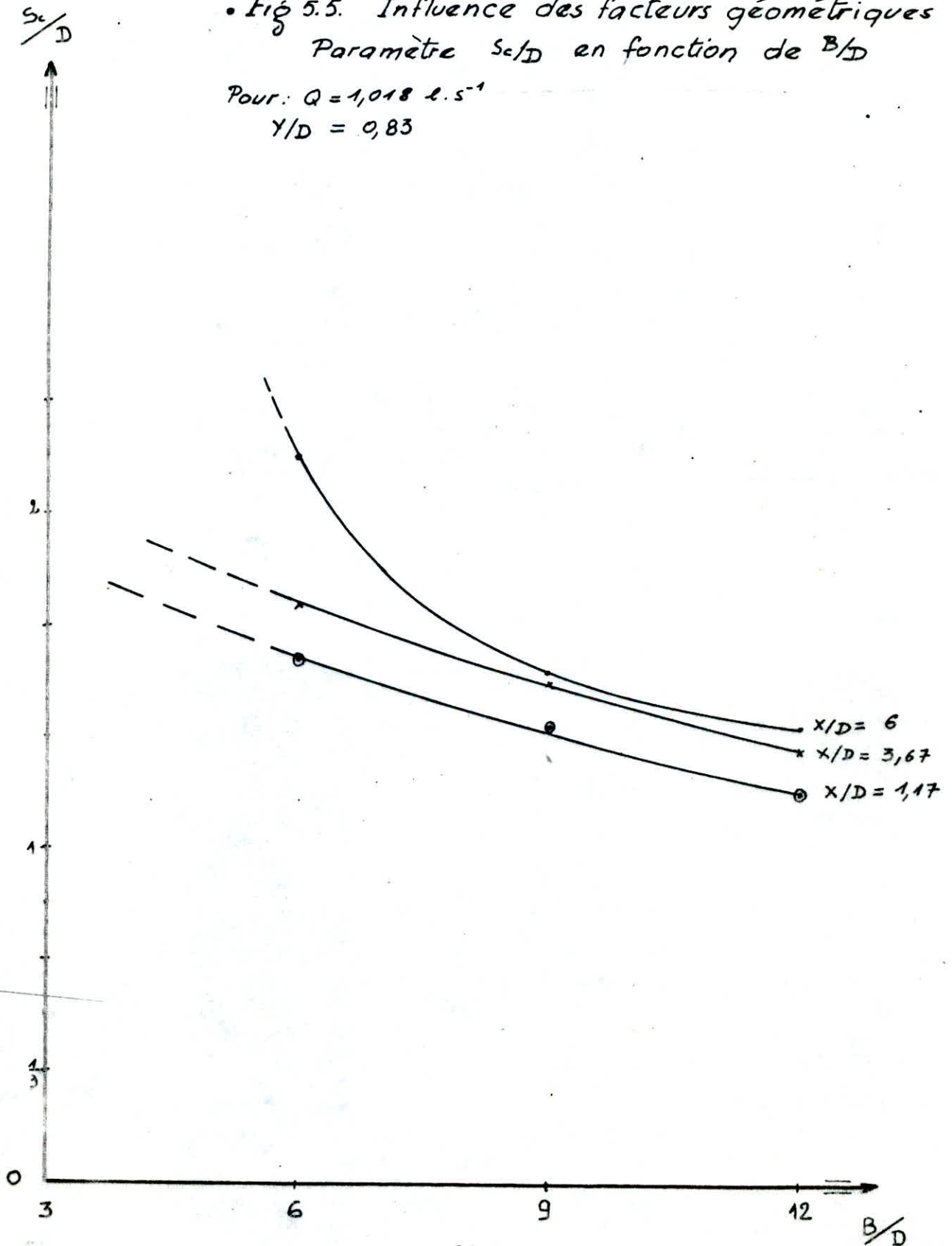
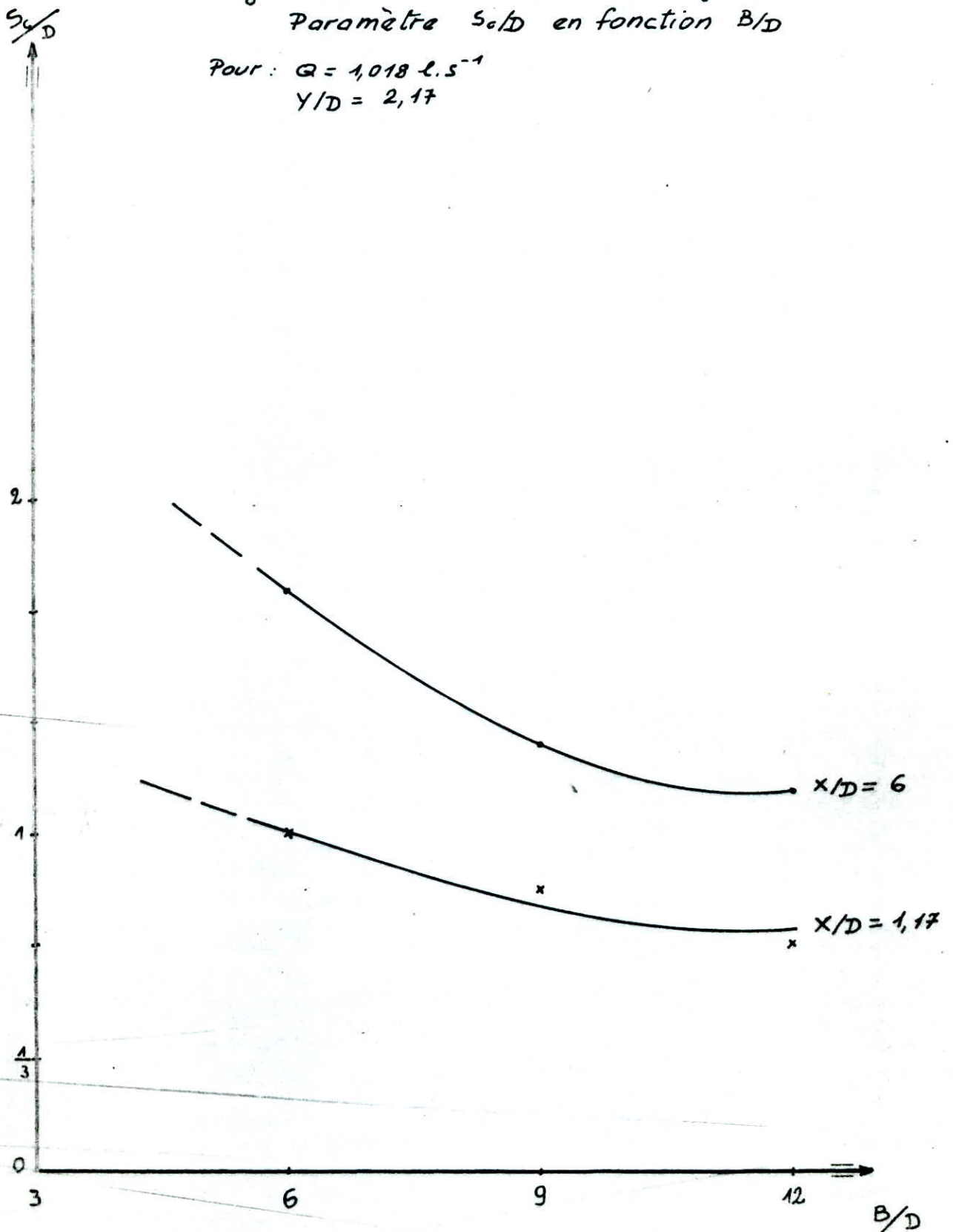


Fig 5.6. Influence des facteurs géométriques
Paramètre S_0/D en fonction B/D

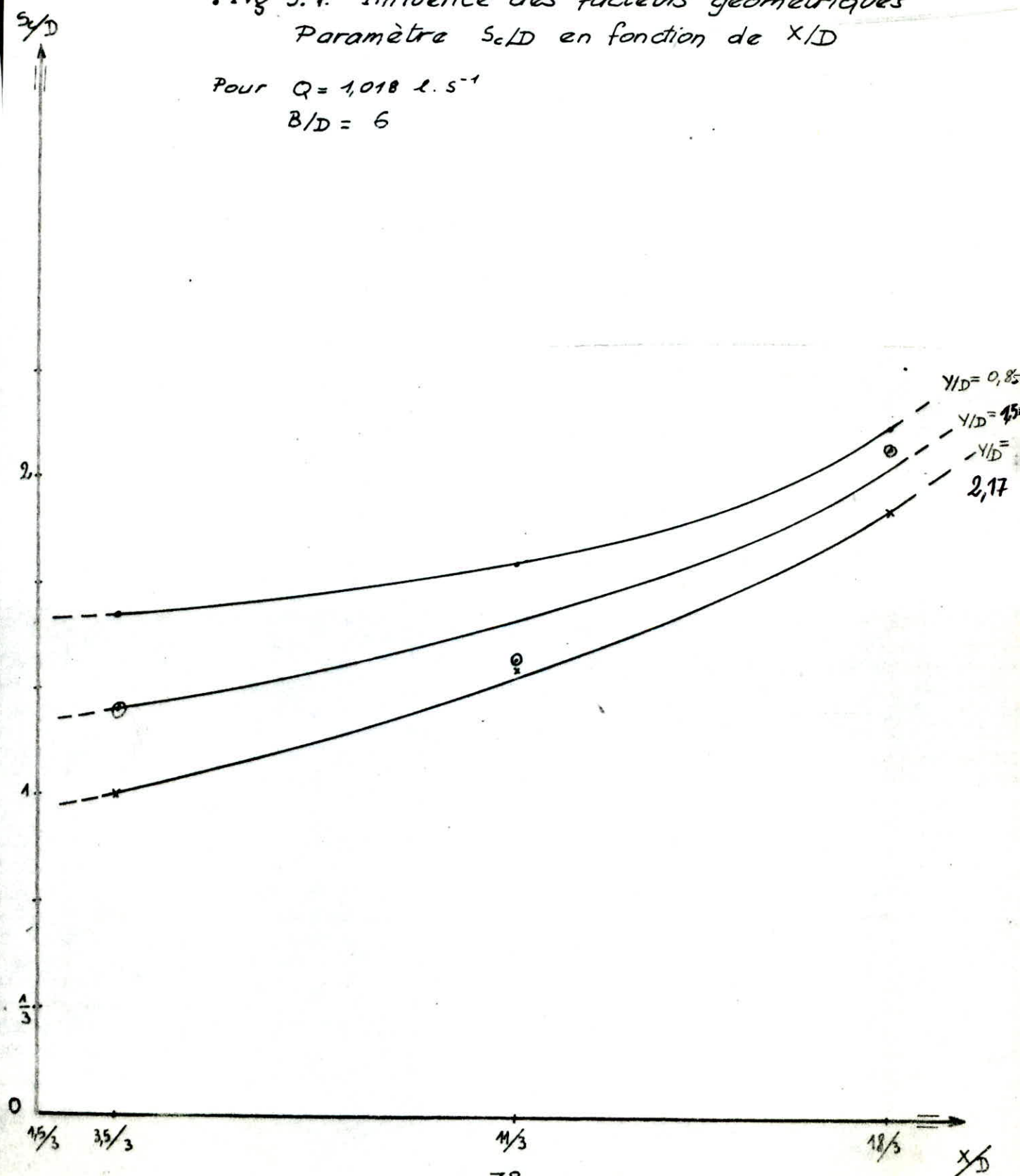
Pour : $Q = 1,018 \text{ l.s}^{-1}$
 $Y/D = 2,17$



. fig 5.7. Influence des facteurs géométriques
 Paramètre S_c/D en fonction de X/D

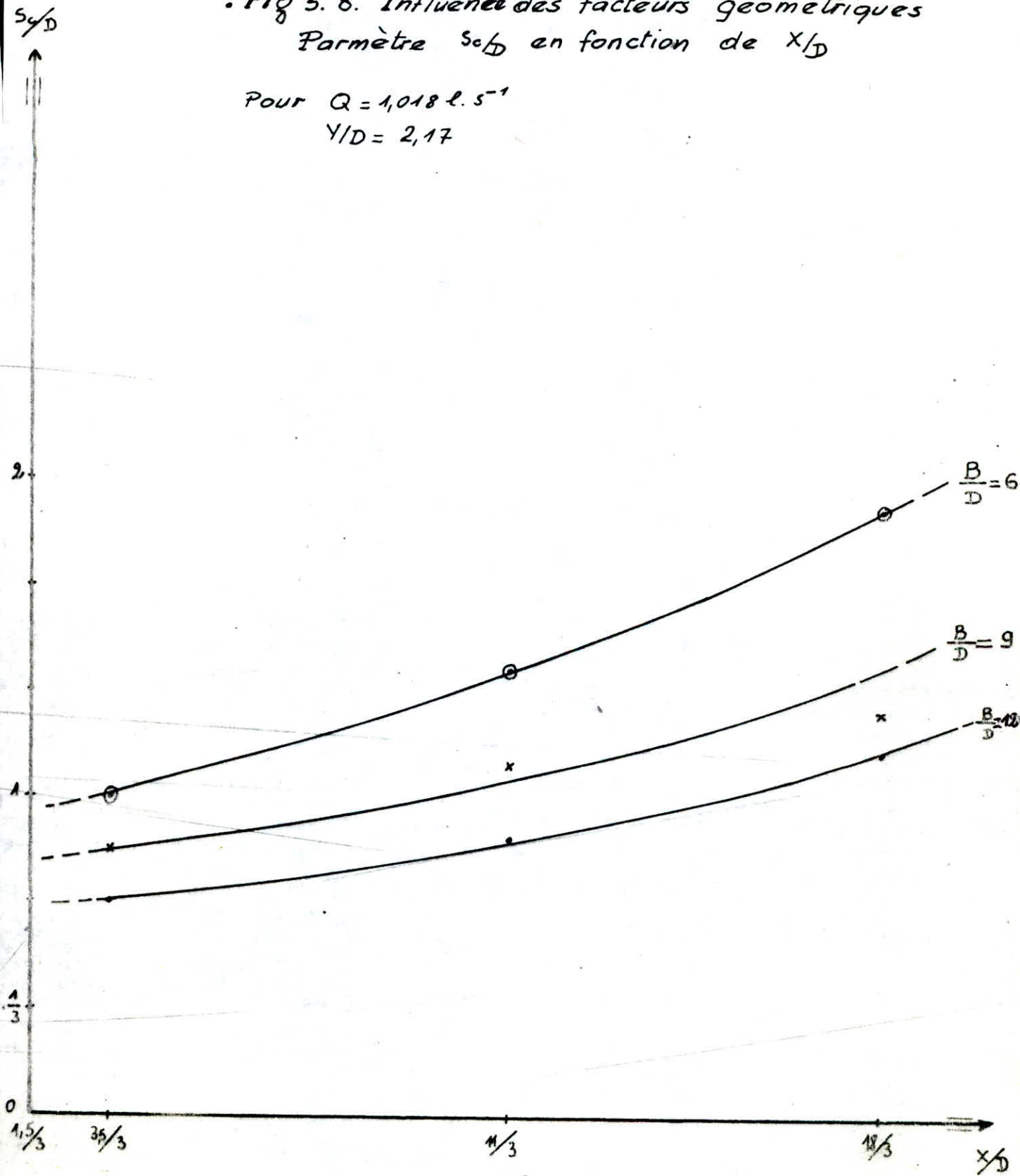
Pour $Q = 1,018 \text{ l. s}^{-1}$

$B/D = 6$



. Fig 5. 8. Influence des facteurs géométriques
 Paramètre s_0/D en fonction de x/D

Pour $Q = 1,018 \text{ l. s}^{-1}$
 $Y/D = 2,17$



. Fig. 5.9 Influence des facteurs géométriques
 Paramètre $S_{c/D}$ en fonction de X/D

Pour $Q = 1,048 \text{ l. s}^{-1}$

$B/D = 12$

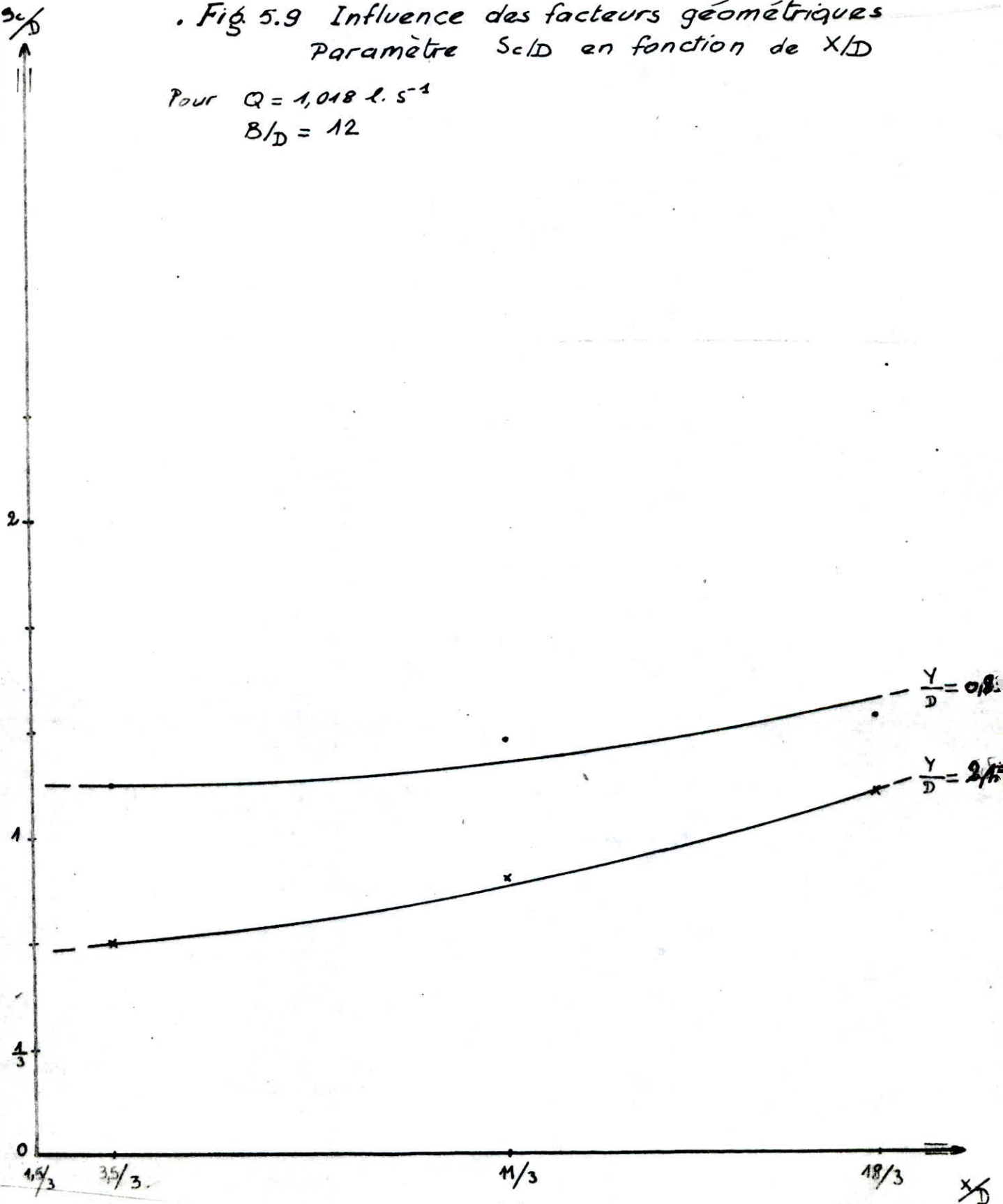


Fig. 5.10. Influence des facteurs géométriques
Paramètres S_c/D et H_c/D en fonction de Y/D

Pour $Q = 0,57 \text{ l.s}^{-1}$
 $X/D = 6$

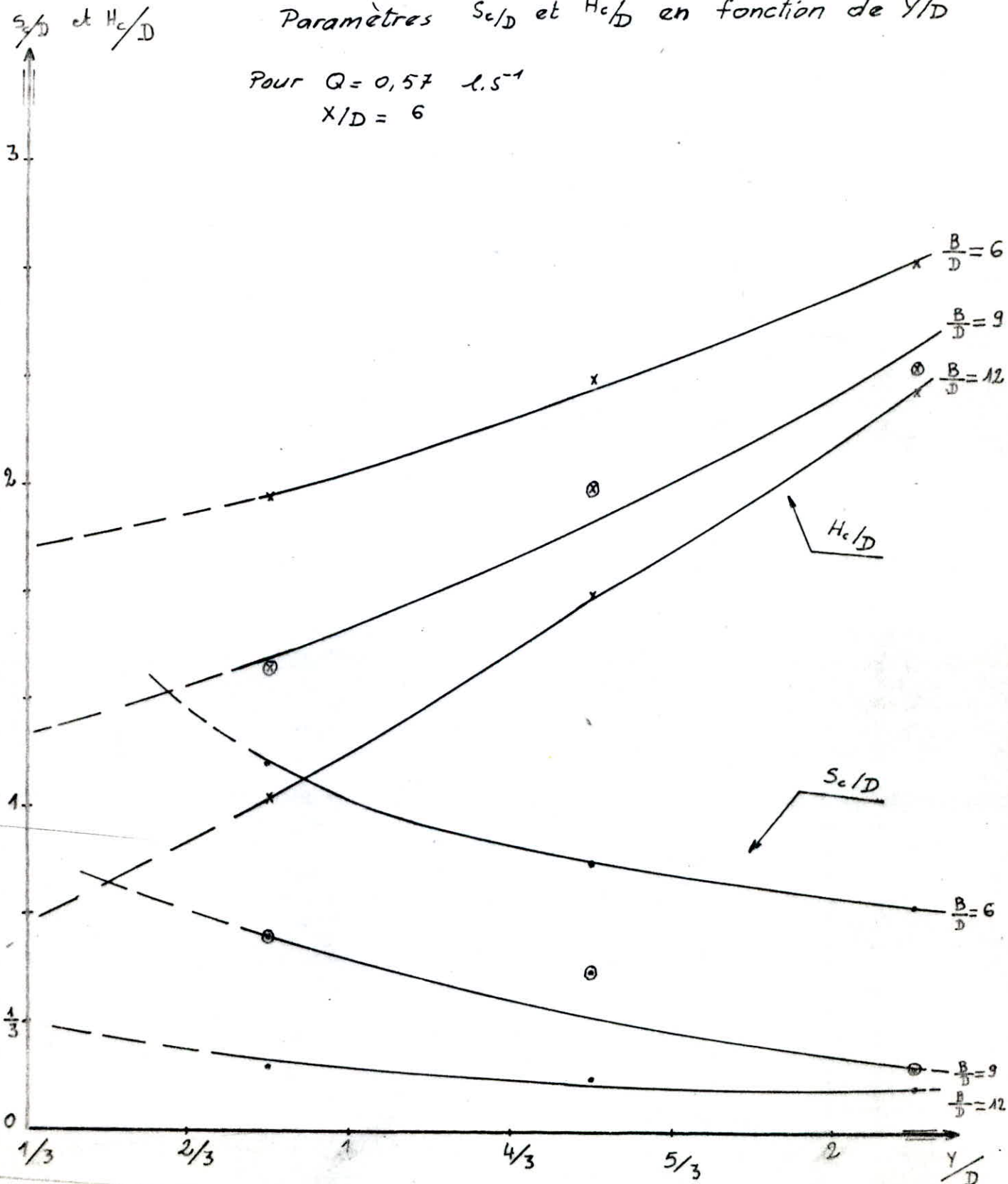
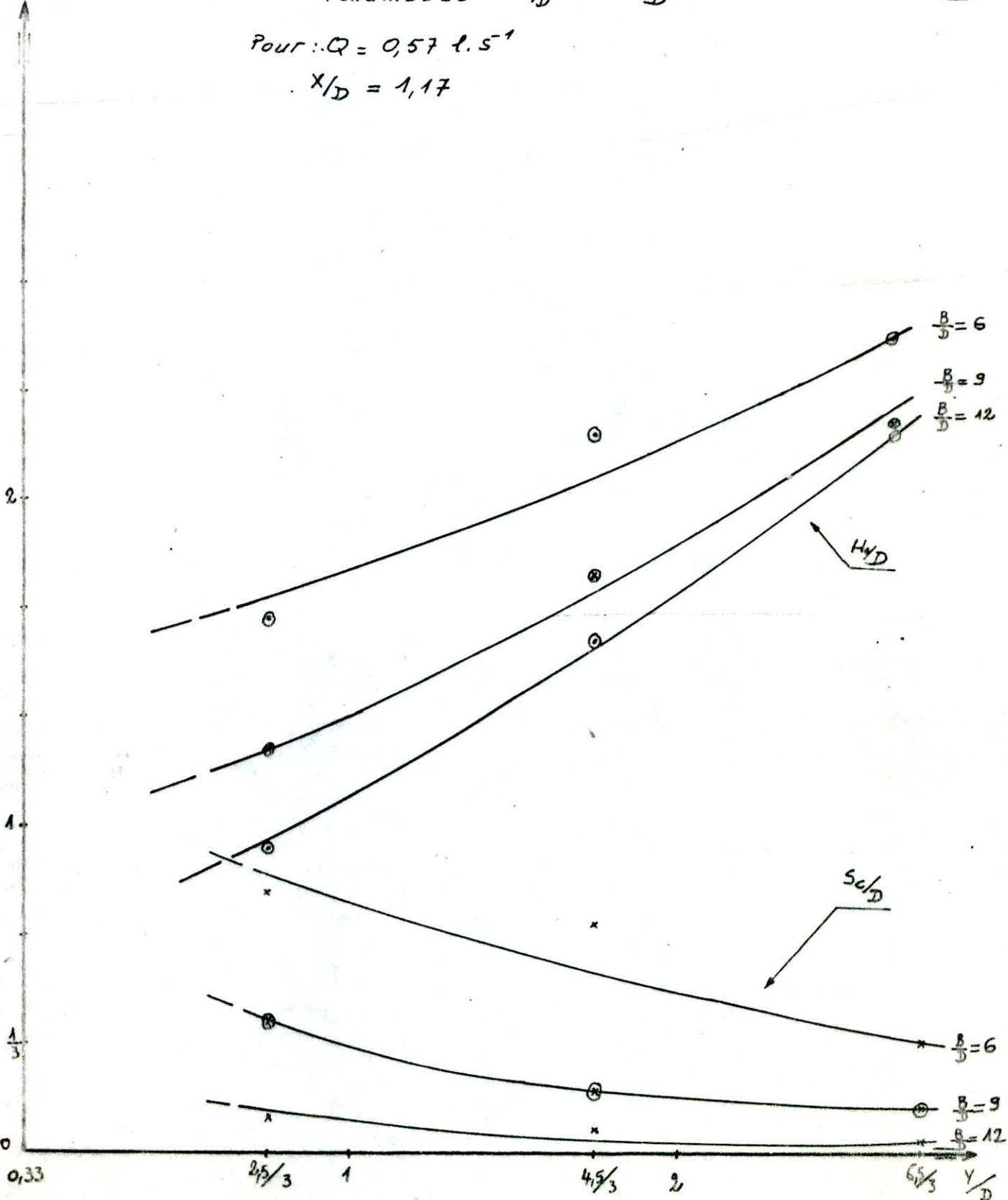


Fig. 5.11 Influence des facteurs géométriques
 Paramètres $S_{c/D}$ et $H_{c/D}$ en fonction de Y/D

Pour : $Q = 0,57 \text{ l.s}^{-1}$

$X/D = 1,17$

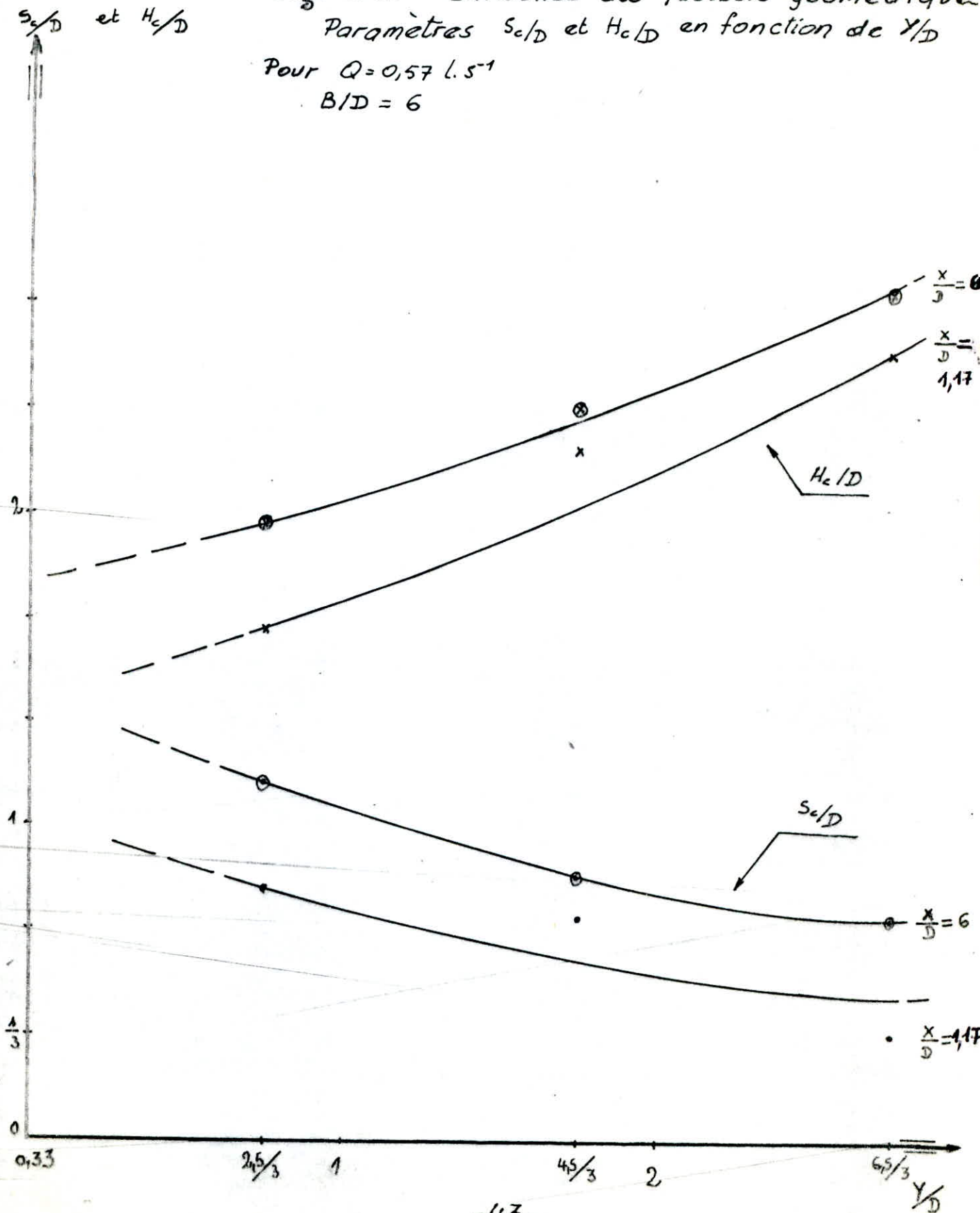
$S_{c/D}$ et $H_{c/D}$



.fig. 5.12 Influence des facteurs géométrique
 Paramètres S_c/D et H_c/D en fonction de Y/D

Pour $Q = 0,57 \text{ l.s}^{-1}$

$B/D = 6$



5.2. Grandeurs dynamiques

Ces paramètres sont des propriétés physiques du liquide, et en général, celles-ci sont difficilement modifiables. Nous allons analyser à l'aide des résultats obtenus, le comportement des vortex vis-à-vis des nombres adimensionnels suivants:

- le nombre de Reynolds qui relève le concept de la viscosité de l'eau.
- La tension superficielle caractérisée par le nombre de WEBER.
- Enfin, le coefficient de débit qui met en évidence les forces d'inertie de l'écoulement.

La variation de chacun d'eux sera étudiée en fonction du rapport S_c/D

pour le calcul des nombres Re , W , m on a utilisé:

$$\begin{aligned} A. T = 18^\circ C \quad \text{on a} \quad \nu &= 1,07 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1} \\ \rho &= 1000 \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-3} \\ \sigma &= 72,76 \cdot 10^{-4} \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-1} \\ g &= 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \end{aligned}$$

- Re , W , et le coefficient de débit m seront calculés pour les valeurs extrêmes de B ; Y avec tous les X correspondants.
- Pour le coefficient de débit nous avons étudié aussi sa variation en fonction des rapports X/D et Y/D .

Avec $T = 18^\circ\text{C}$

$$\nu = 1,07 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\delta = 72,76 \cdot 10^{-4} \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$\rho = 1000 \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$B/D = 6$$

$$Y/D = 0,83$$

3. Tableau de calcul des grandeurs dynamiques

Q l/s	X/D	S_c/D	$R_r = \frac{Q}{\nu \cdot S_c} \cdot 10^4$	$W = \frac{Q^2 \rho}{\delta \cdot S_c^3} \cdot 10^2$
0,70	1,17	1,10	1,982	18,741
	3,67	1,23	1,768	13,296
	6,00	1,37	1,596	9,770
0,82	1,17	1,27	2,017	16,841
	3,67	1,50	1,703	10,141
	6,00	1,70	1,503	6,967
1,018	1,17	1,57	2,024	13,719
	3,67	1,73	1,830	10,130
	6,00	2,17	1,464	5,185
1,26	1,17	1,73	2,265	15,519
	3,67	1,90	2,066	11,781
	6,00	2,67	1,472	4,263
1,33	1,17	1,87	2,220	13,844
	3,67	1,97	2,107	11,837
	6,00	2,73	1,516	4,411

Avec $T = 18^{\circ}\text{C}$

$$\nu = 1,07 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\sigma = 72,76 \cdot 10^{-4} \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$\rho = 1000 \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

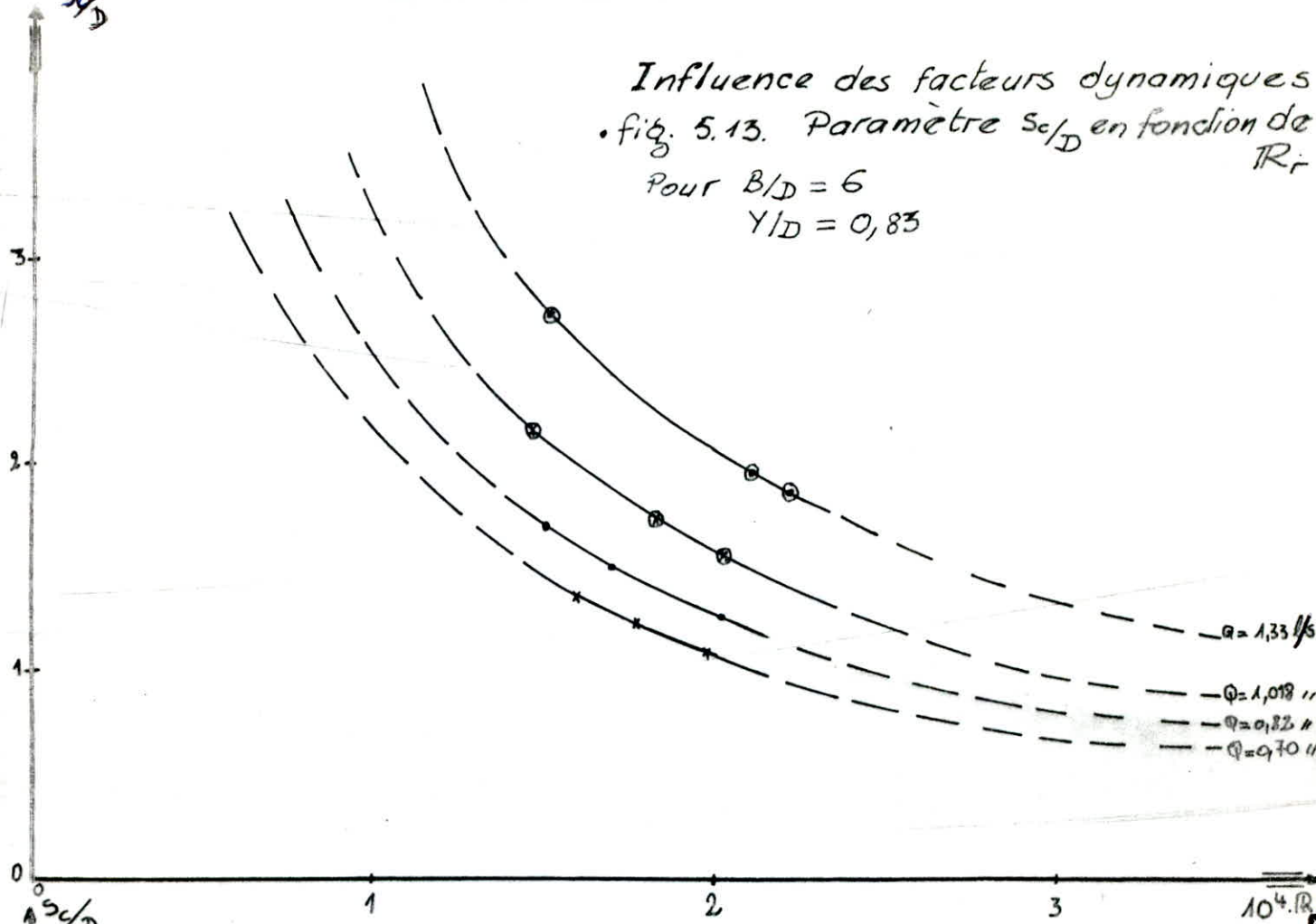
$$B/D = 6$$

$$Y/D = 2,17$$

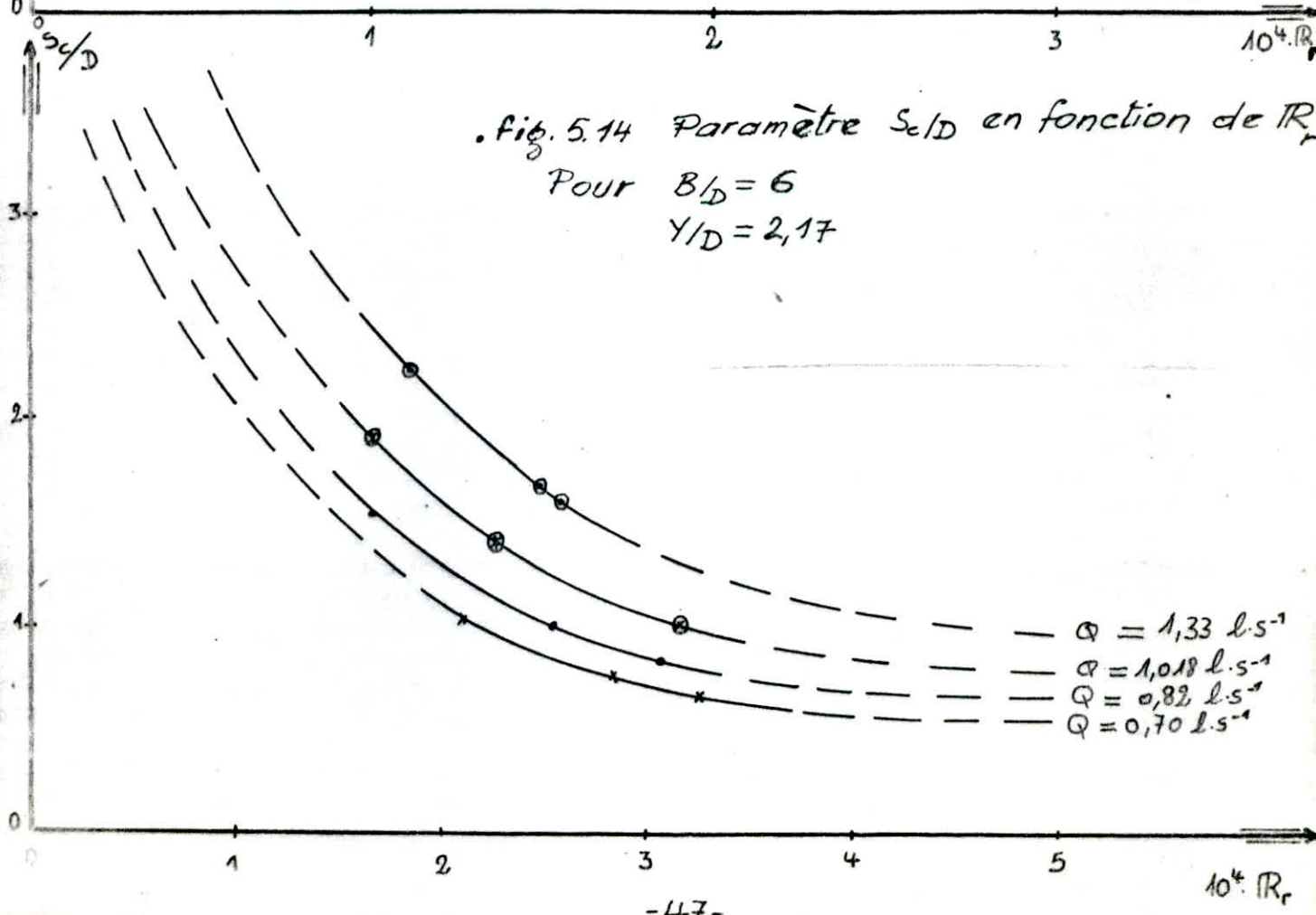
1. Tableau de calcul des grandeurs dynamiques.

Q l/s	X/D	S_c/D	$R_r = \frac{Q}{\nu \cdot S_c} \cdot 10^4$	$W = \frac{Q^2 \cdot \rho}{\sigma \cdot S_c^3} \cdot 10^2$
0,70	1,17	0,67	3,271	84,181
	3,67	0,77	2,844	55,350
	6,00	1,03	2,110	22,606
0,82	1,17	0,83	3,065	59,145
	3,67	1,00	2,555	34,227
	6,00	1,53	1,666	9,494
1,018	1,17	1,00	3,171	52,752
	3,67	1,40	2,265	19,224
	6,00	1,90	1,670	7,691
1,26	1,17	1,53	2,570	22,417
	3,67	1,50	2,617	23,945
	6,00	2,17	1,812	7,945
1,33	1,17	1,60	2,590	21,983
	3,67	1,67	2,486	19,450
	6,00	2,23	1,855	8,083

Influence des facteurs dynamiques
 • fig. 5.13. Paramètre S_c/D en fonction de TR_r
 Pour $B/D = 6$
 $Y/D = 0,83$



• fig. 5.14 Paramètre S_c/D en fonction de TR_r
 Pour $B/D = 6$
 $Y/D = 2,17$



Influence des facteurs dynamiques
 Fig. 5.17. Paramètre S_c/D en fonction de W

Pour $B/D = 6$
 $Y/D = 0,83$

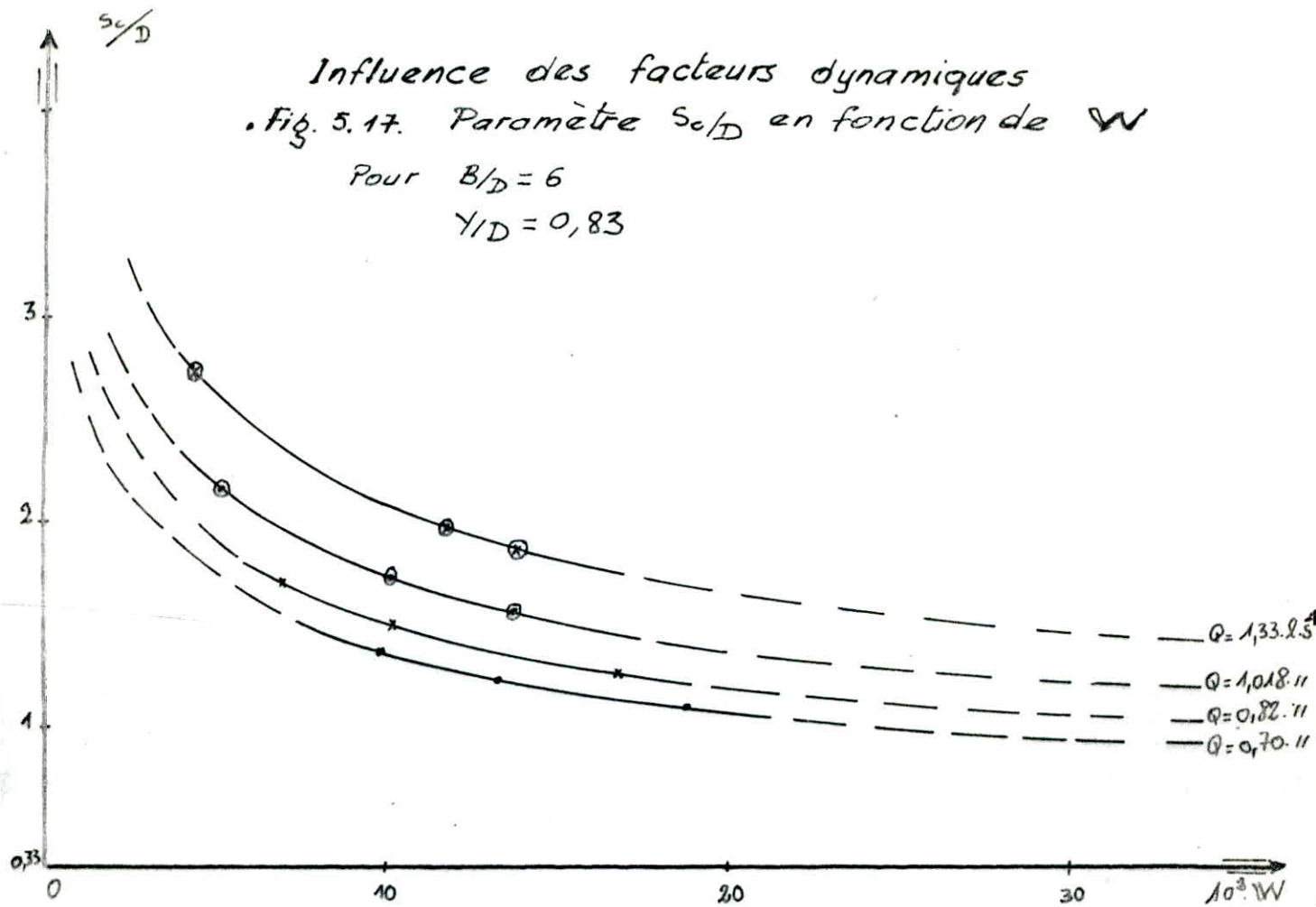
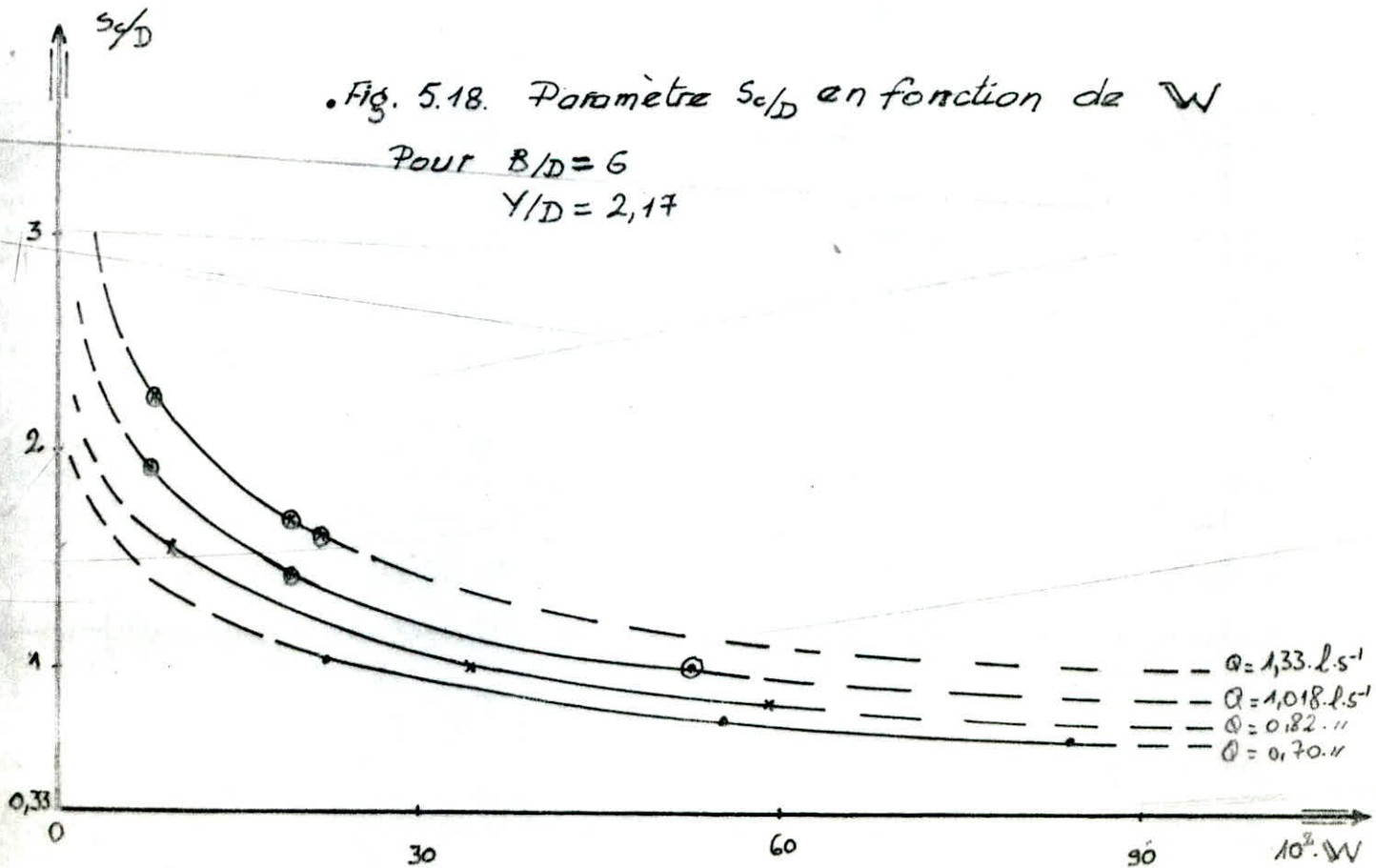


Fig. 5.18. Paramètre S_c/D en fonction de W

Pour $B/D = 6$
 $Y/D = 2,17$



Avec $T = 18^{\circ}\text{C}$

$$\nu = 1,07 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\sigma = 72,76 \cdot 10^{-4} \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$\rho = 1000 \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$B/D = 12$$

$$Y/D = 0,83$$

4. Tableau de calcul des grandeurs dynamiques

Q els	X/D	S_c/D	$R_T = \frac{Q}{\nu \cdot S_c} \cdot 10^4$	$W = \frac{Q^2 \cdot \rho}{\sigma \cdot S_c^3} \cdot 10^2$
0,70	1,17	0,53	4,089	164,415
	3,67	0,80	2,726	48,716
	6,00	0,93	2,336	30,678
0,82	1,17	0,70	3,649	99,788
	3,67	0,87	2,948	52,579
	6,00	1,13	2,254	23,512
1,018	1,17	1,17	2,718	33,220
	3,67	1,30	2,439	24,011
	6,00	1,37	2,320	20,667
1,260	1,17	1,43	2,739	27,444
	3,67	1,67	2,355	17,456
	6,00	1,93	2,030	11,183
1,33	1,17	1,63	2,537	20,664
	3,67	1,93	2,143	12,460
	6,00	2,23	1,855	8,083

Avec $T = 18^{\circ}\text{C}$

$$\nu = 1,07 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\delta = 72,76 \cdot 10^{-4} \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

$$\rho = 1000 \text{ Kg} \cdot \text{m}^{-3}$$

$$B/D = 12$$

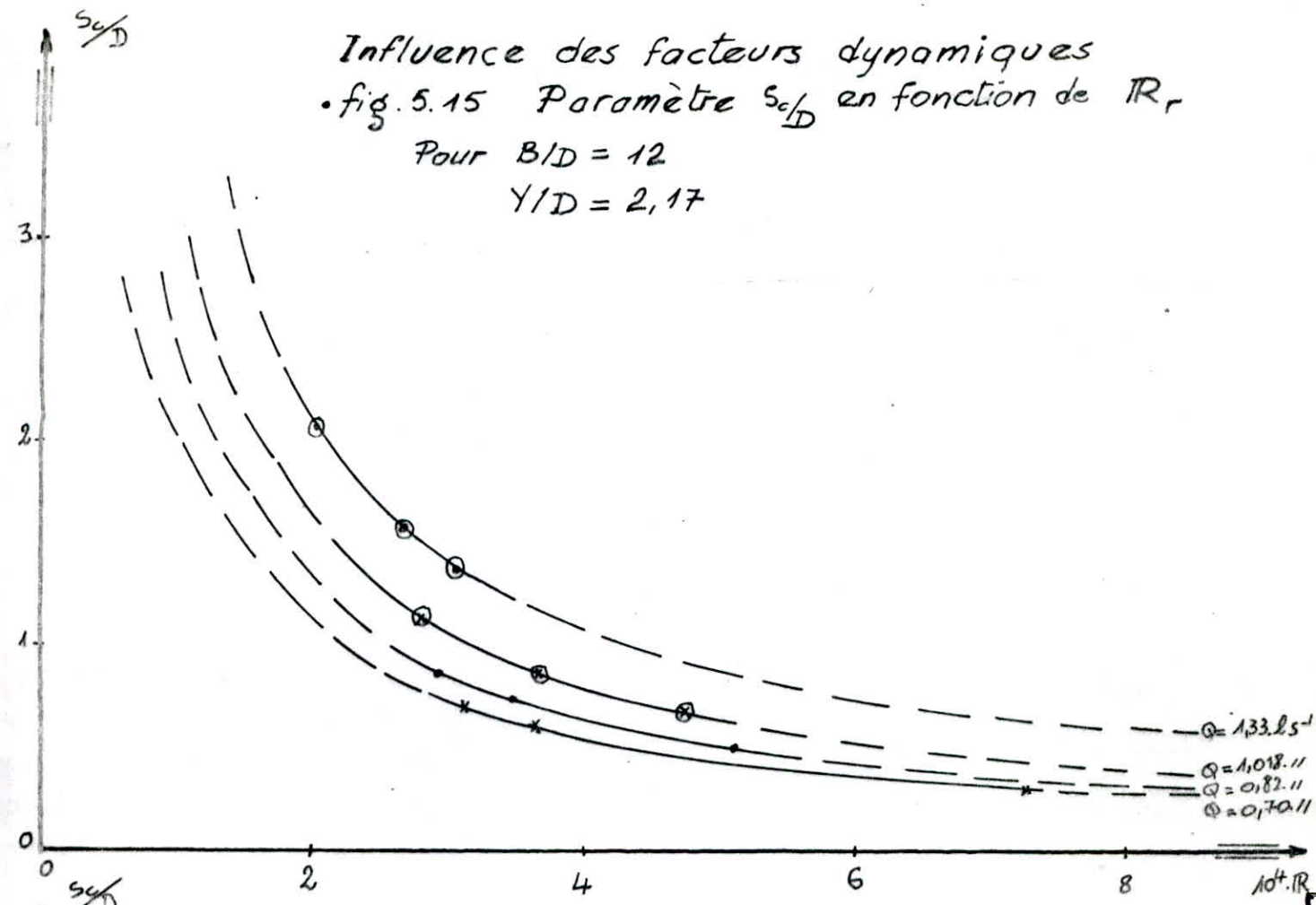
$$Y/D = 2,17$$

2. Tableau de calcul des grandeurs dynamiques

Q l/s	X/D	S_c/D	$R_r = \frac{Q}{\nu \cdot S_c} \cdot 10^4$	$W = \frac{Q^2 \cdot \rho}{\delta \cdot S_c^3} \cdot 10^2$
0,70	1,17	0,3	7,269	923,800
	3,67	0,6	3,634	115,474
	6,00	0,7	3,115	72,719
0,82	1,17	0,5	5,109	273,817
	3,67	0,73	3,483	86,789
	6,00	0,87	2,948	52,579
1,018	1,17	0,67	4,757	178,030
	3,67	0,87	3,659	81,037
	6,00	1,13	2,798	39,304
1,26	1,17	1,13	3,463	55,517
	3,67	1,33	2,944	34,093
	6,00	1,5	2,617	23,945
1,33	1,17	1,37	3,032	35,274
	3,67	1,57	2,645	23,416
	6,00	2,07	2,005	10,200

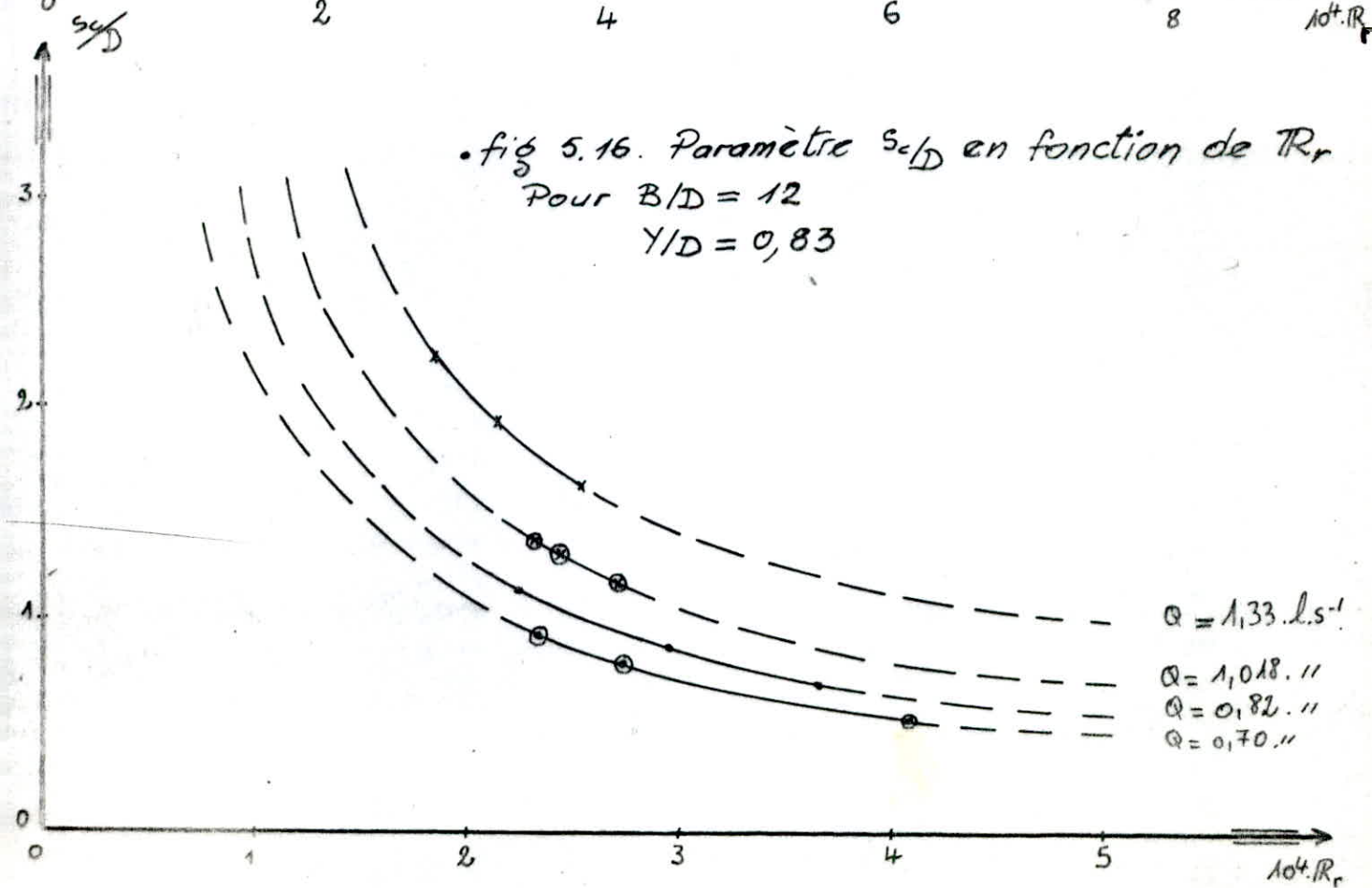
Influence des facteurs dynamiques
 • fig. 5.15 Paramètre $s_{c/D}$ en fonction de TR_r

Pour $B/D = 12$
 $Y/D = 2,17$



• fig 5.16. Paramètre $s_{c/D}$ en fonction de TR_r

Pour $B/D = 12$
 $Y/D = 0,83$



Influence des facteurs dynamiques
 fig. 5.19. Paramètre $S_{c/D}$ en fonction de W

Pour: $B/D = 12$

$\gamma/D = 2,17$

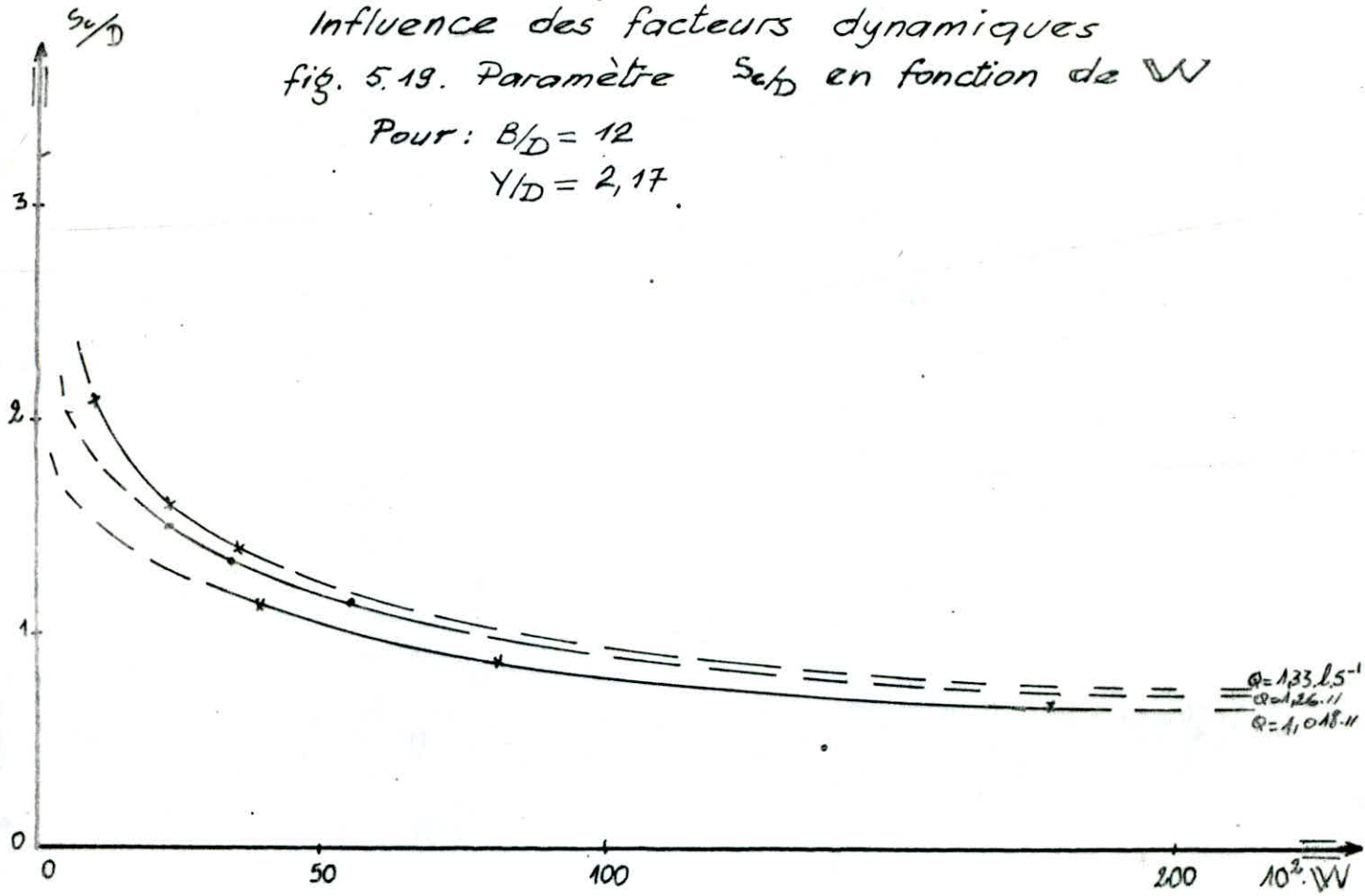
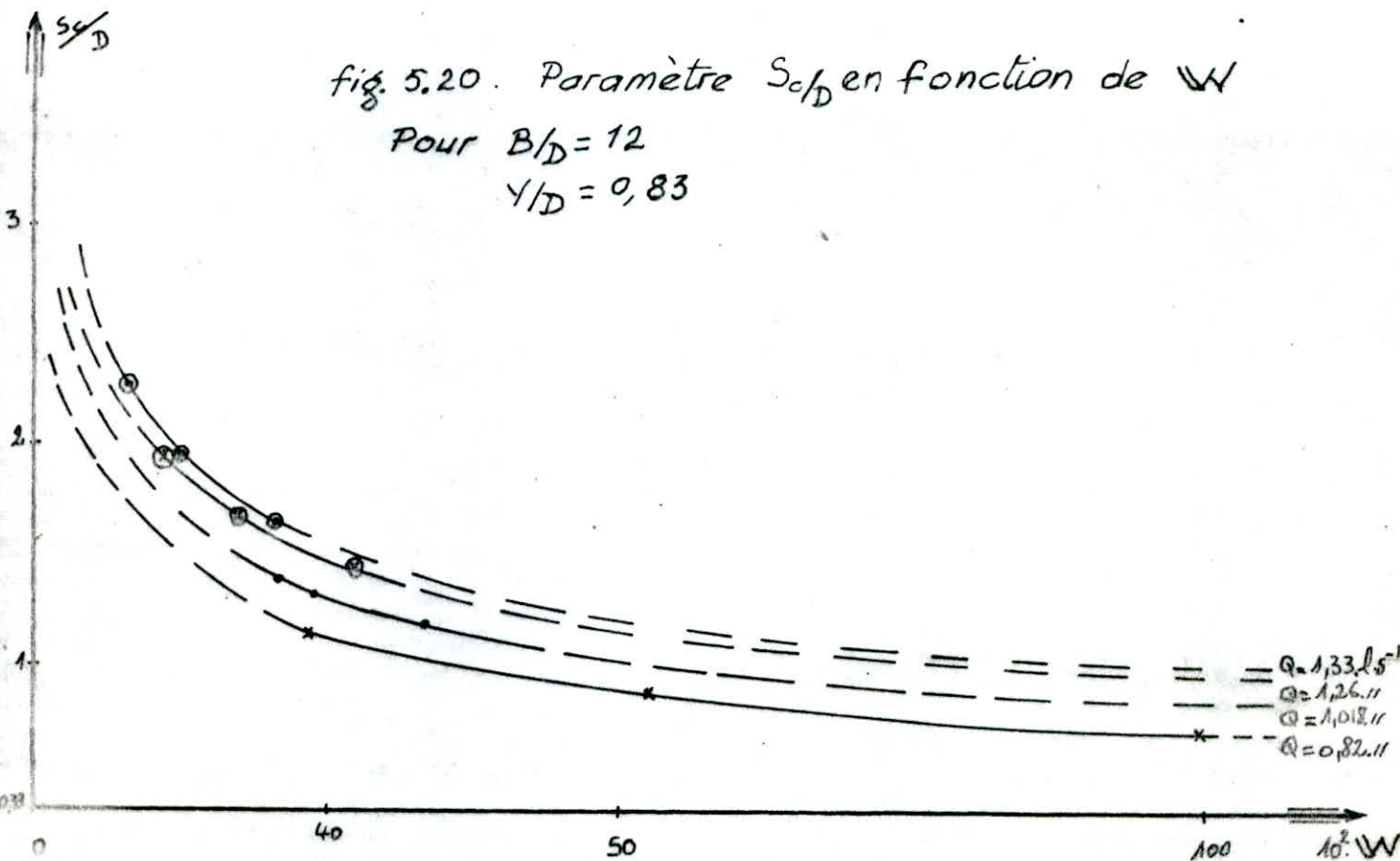


fig. 5.20. Paramètre $S_{c/D}$ en fonction de W

Pour $B/D = 12$

$\gamma/D = 0,83$



5.2.1. Nombre de REYNOLDS Radial.

Les figures 5.13 ; 5.14 ; 5.15 ; 5.16, représentent le paramètre adimensionnel S_c/D en fonction du nombre de Reynolds radial, avec les différents débits utilisés, pour les valeurs de B, Y , les plus favorables comme pour les plus défavorables et pour les trois valeurs de X .

Les présentes courbes montrent que pour de faibles valeurs de Reynolds radial, soit dans la région où les forces de viscosité l'emportent sur celles causant l'écoulement (Q), ces courbes divergent; alors qu'elles convergent dans le cas contraire. De plus les courbes présentent une allure hyperbolique, avec un gradient très élevé à mesure que les valeurs du nombre de Reynolds radial décroissent, tandis qu'elles deviennent tout à fait horizontales dans le sens inverse.

Le point où commence la convergence (à partir duquel la variation par rapport à S_c/D est peu sensible) est le même pour toutes les courbes.

Nous déduisons ainsi le seuil d'influence de la viscosité caractérisé par: $Re_r = 3 \cdot 10^4$; c'est la même valeur que dans le cas d'une prise horizontale [1] et Vidange.

5.2.2. Importance de la tension superficielle..

Un cône de vortex aéré met en jeu des forces de capillarité et celles d'inertie. Cette interaction est définie par le nombre de Weber (W).

Aux figures 5.17 ; 5.18 ; 5.19 ; 5.20, sont représentées les courbes définissant la relation entre le nombre S_c/D et celui de Weber pour les différents débits.

Le nombre S_c/D devient indépendant du nombre de Weber pour $W = 3 \cdot 10^3$ (le même résultat a été trouvé dans le

cas d'une prise horizontale et d'une vidange).

• La région dans laquelle les courbes sont parallèles à l'axe des abscisses, d'où, comme dans le cas de la viscosité, il s'agit d'un seuil où les effets de la tension superficielle deviennent négligeables.

En outre si dans un prototype, il n'est pas possible d'atteindre ces limites afin de minimiser les forces de capillarité une diminution de la submergence pourrait engendrer des conditions favorables.

Calcul du coefficient de débit :

$$m = \frac{Q}{S_c \cdot g^{1/2}}$$

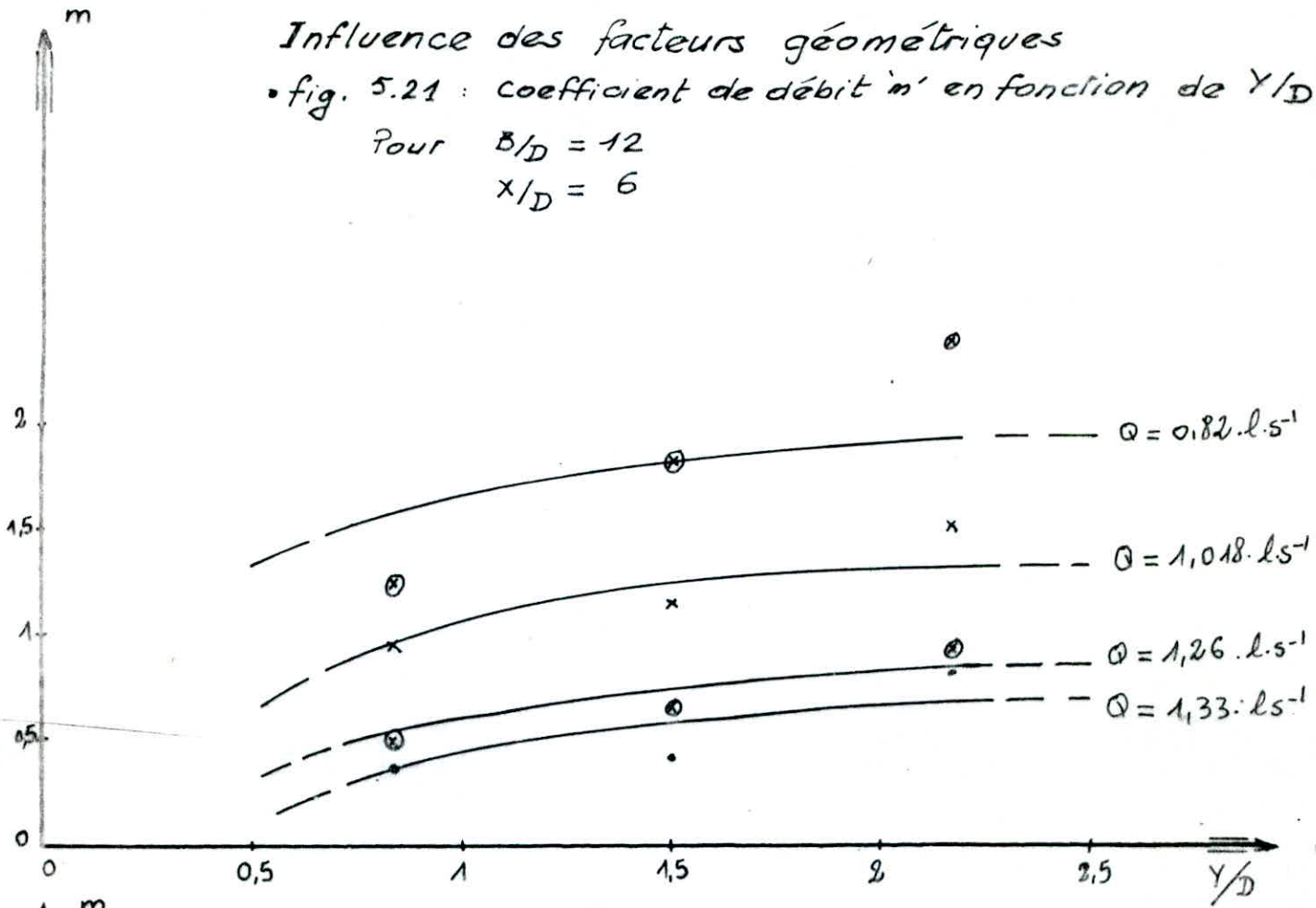
avec : $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$

Y/D	B/D	X/D	Q = 0,70 L.s ⁻¹		Q = 0,82 L.s ⁻¹		Q = 1,018 L.s ⁻¹		Q = 1,26 L.s ⁻¹		Q = 1,33 L.s ⁻¹	
			S _c /D	m	S _c /D	m	S _c /D	m	S _c /D	m	S _c /D	m
0,83	6	1,17	1,10	1,13	1,27	0,93	1,57	0,679	1,73	0,682	1,87	0,562
		3,67	1,23	0,849	1,50	0,609	1,73	0,527	1,90	0,519	1,97	0,502
		6,00	1,37	0,656	1,70	0,446	2,17	0,302	2,67	0,222	2,73	0,221
	12	1,17	0,53	6,901	0,70	4,097	1,17	4,418	1,43	1,049	1,63	0,799
		3,67	0,80	2,504	0,87	2,401	1,30	1,082	1,67	0,720	1,93	0,524
		6,00	0,93	1,704	1,13	1,228	1,37	0,955	1,93	0,497	2,23	0,365
1,5	6	6,00	1,13	1,048	1,63	0,492	2,10	0,326	2,37	0,299	2,47	0,285
	12	6,00	0,83	2,261	0,97	1,829	1,27	1,155	1,73	0,652	2,13	0,409
2,17	6	1,17	-	-	0,83	2,649	1,00	2,085	1,53	0,886	1,60	0,841
		3,67	0,77	2,786	1,00	1,679	1,40	0,899	1,50	0,946	1,67	0,760
		6,00	1,03	1,321	1,53	0,577	1,90	0,419	2,17	0,373	2,23	0,365
	12	1,17	-	-	-	-	0,67	5,745	1,13	1,887	1,37	2,429
		3,67	-	-	-	-	0,87	2,982	1,33	1,257	1,57	1,726
		6,00	0,70	3,497	0,87	2,401	1,13	1,525	1,50	0,936	2,07	0,864

Influence des facteurs géométriques

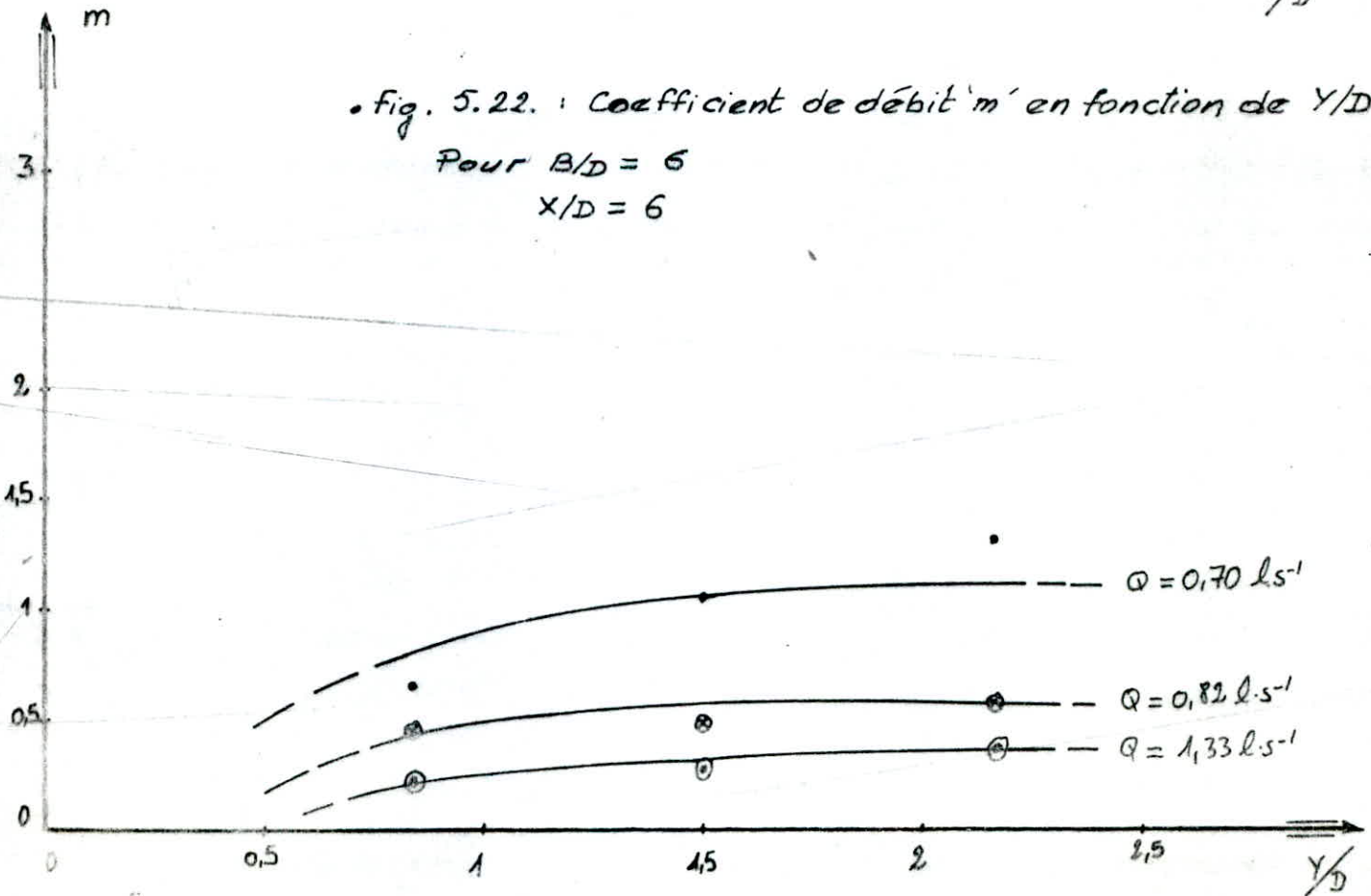
• fig. 5.21 : coefficient de débit 'm' en fonction de Y/D

Pour $B/D = 12$
 $X/D = 6$



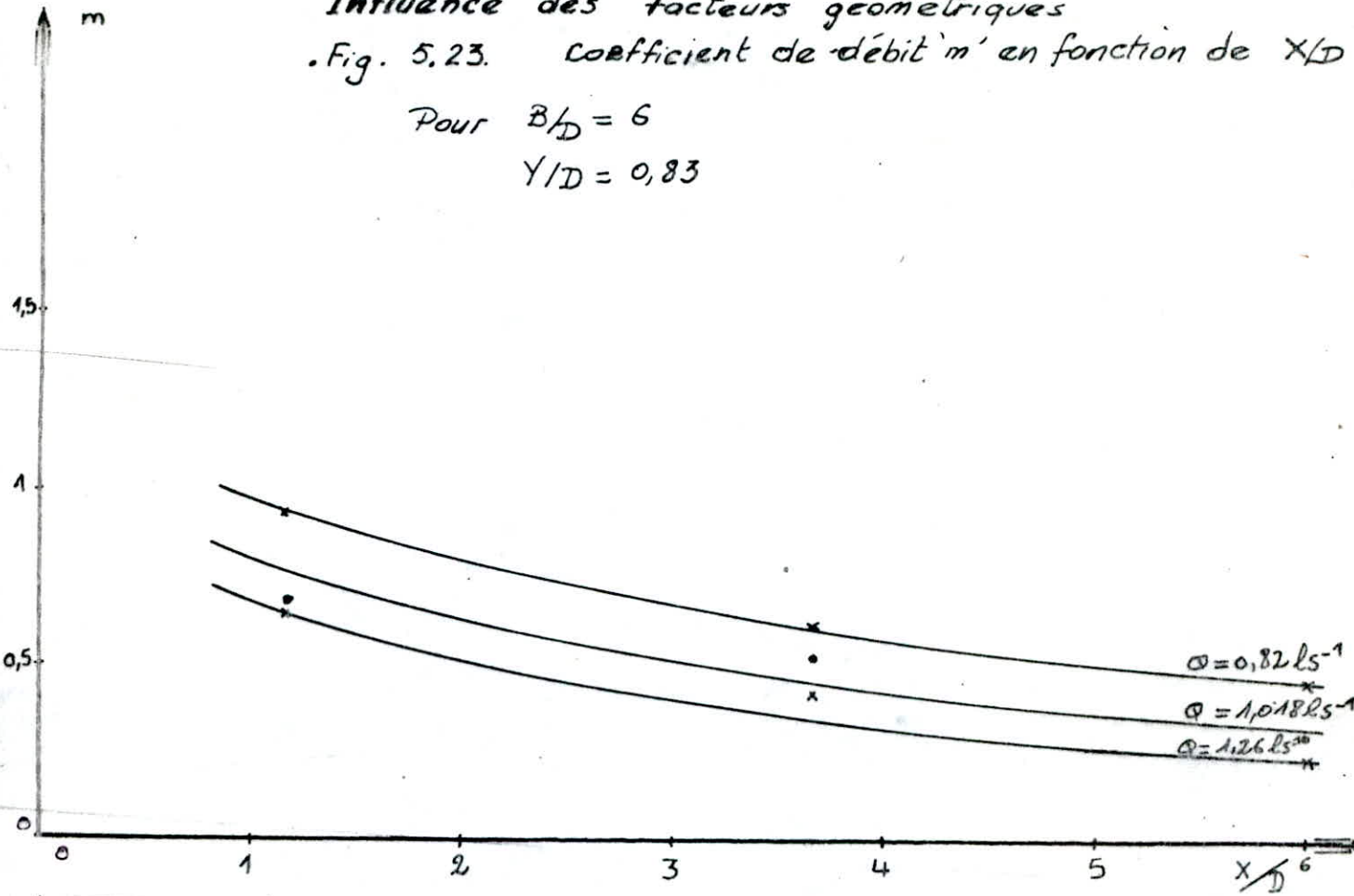
• fig. 5.22 : Coefficient de débit 'm' en fonction de Y/D

Pour $B/D = 6$
 $X/D = 6$



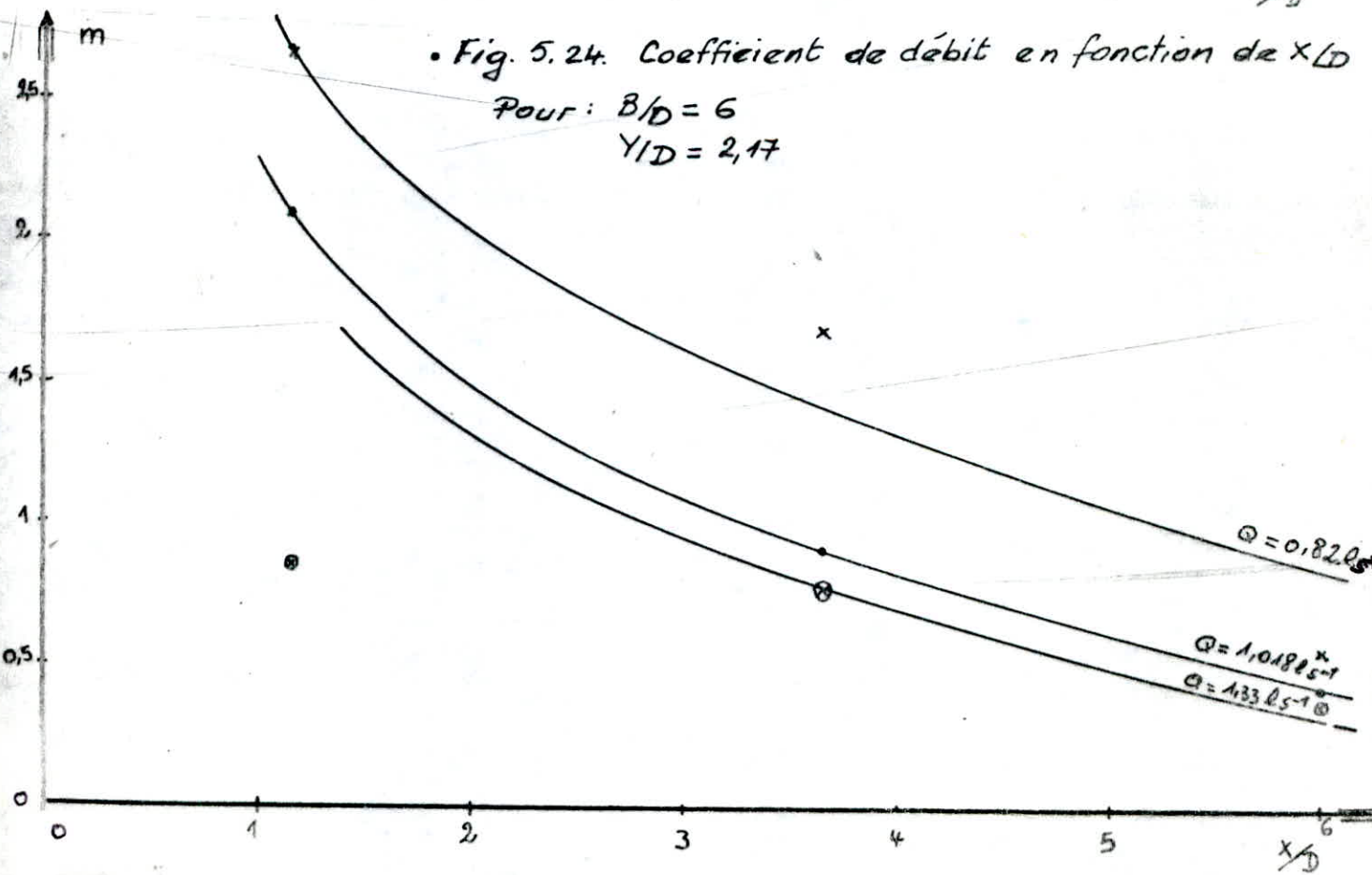
Influence des facteurs géométriques
 . Fig. 5.23. Coefficient de débit 'm' en fonction de X/D

Pour $B/D = 6$
 $Y/D = 0,83$



. Fig. 5.24. Coefficient de débit en fonction de X/D

Pour: $B/D = 6$
 $Y/D = 2,17$



Influence du coefficient de débit

fig. 5.25 : Paramètre s_c/D en fonction de 'm'

Pour $B/D = 6$
 $Y/D = 0,83$

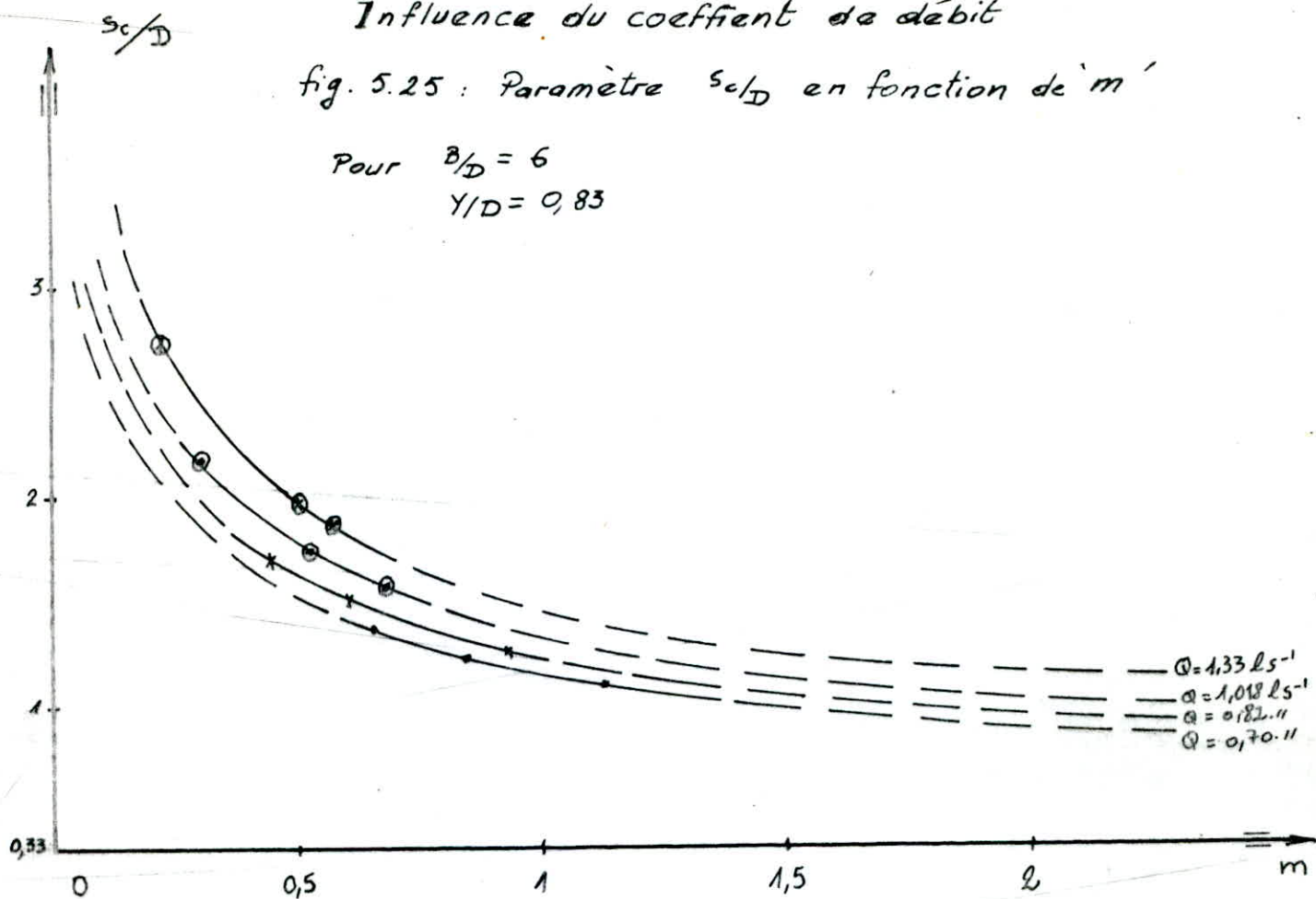
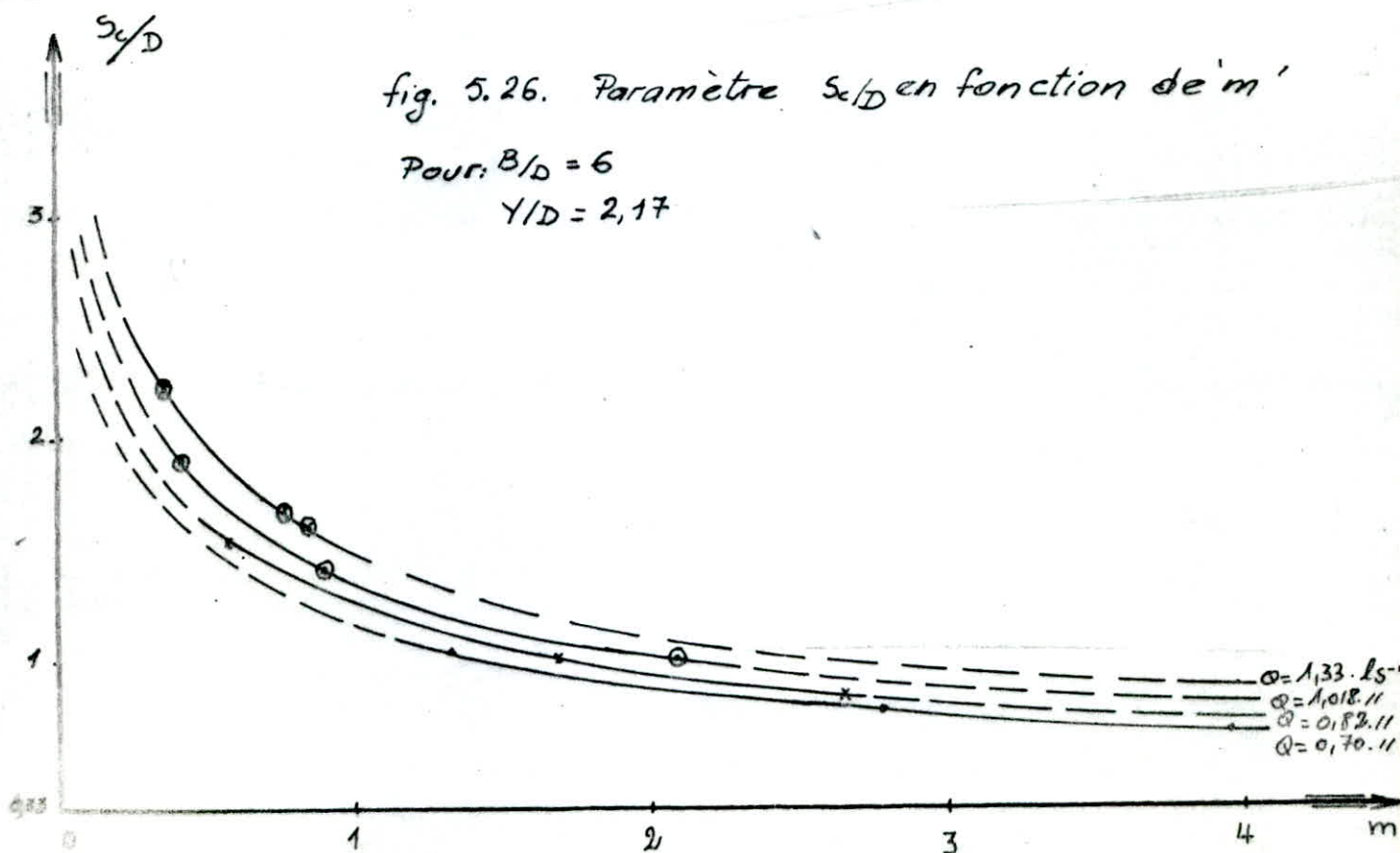


fig. 5.26. Paramètre s_c/D en fonction de 'm'

Pour: $B/D = 6$
 $Y/D = 2,17$



Influence du coefficient de débit
 fig. 5.27 : Paramètre s_e/D en fonction de 'm'

Pour : $B/D = 12$
 $Y/D = 0,83$

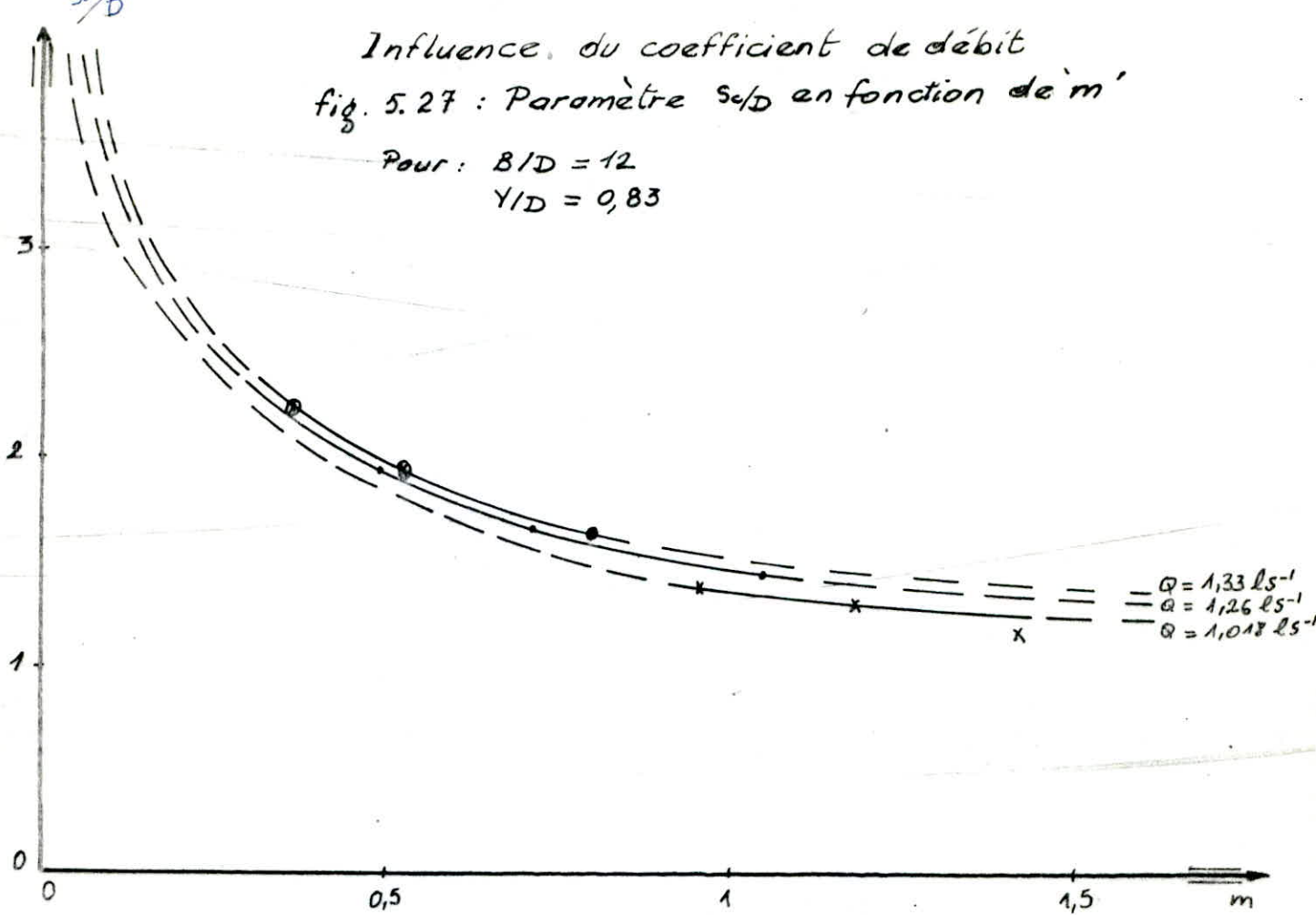
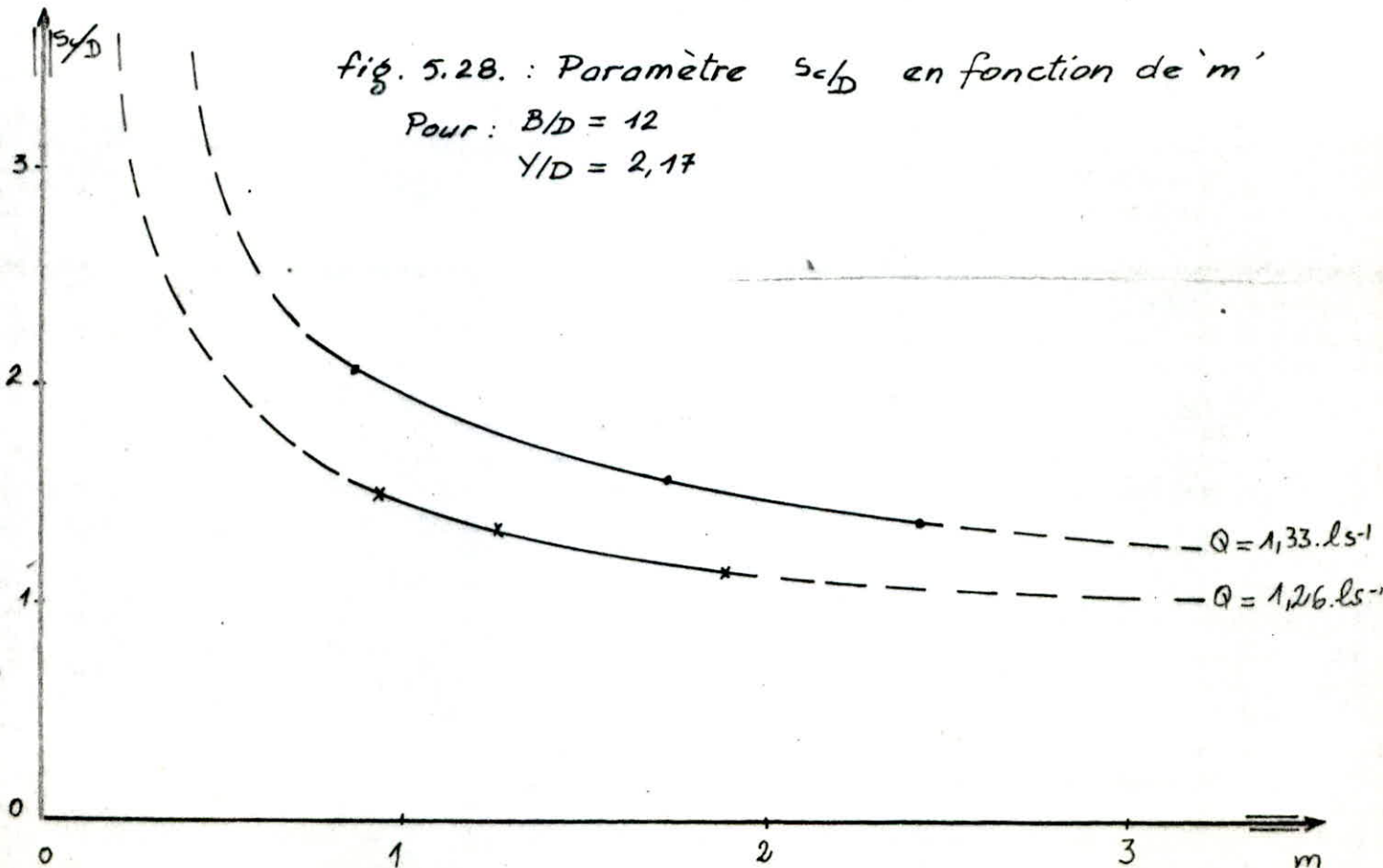


fig. 5.28. : Paramètre s_e/D en fonction de 'm'

Pour : $B/D = 12$
 $Y/D = 2,17$



5.2.3. Coefficient de débit 'm.'

L'effet de la hauteur séparant les bouches des prises du radier sur le coefficient 'm' a été montré pour les différentes valeurs de débit avec les valeurs extrêmes de l'alimentation et pour la valeur la plus défavorable de la distance 'X', les courbes représentées dans les figures 5.21 et 5.22, montrent que le coefficient de débit 'm' devient peu dépendant de la hauteur 'Y' pour $Y/D > 2$ des courbes similaires ont été obtenues avec une prise horizontale qui donneraient comme limite $Y/D > 4$ [1]

Les courbes obtenues de 'm' en fonction de X/D dans les figures 5.23, 5.24 pour les différentes valeurs de débit, l'alimentation la plus défavorable avec les deux valeurs extrêmes de 'Y', montrent que le coefficient 'm' devient peu dépendant de la distance 'X' tout en s'éloignant de la paroi latérale, nous avons remarqué que la variation du coefficient 'm' est beaucoup plus prononcée pour $Y=6,5\text{cm}$. fig 5.24.

L'influence du coefficient 'm' sur le rapport S_c/D est illustrée sur les figures 5.25 et 5.26, avec une alimentation défavorable, et sur les figures 5.27 et 5.28, avec l'alimentation symétrique où on avait pris les deux valeurs extrêmes de Y/D ; d'où il ressort que la limite inférieure d'influence de 'm' sur S_c/D est de $m=1,1$ fig 5.27 et que la limite supérieure est de $m=2$ fig 5.28.

C'est-à-dire qu'au delà de ces valeurs S_c/D devient peu dépendant de 'm'.

CONCLUSION

CONCLUSION

Les résultats des expériences ont montré que les paramètres géométriques : la distance qui sépare les conduites de la paroi latérale opposée à l'alimentation 'X', la hauteur orifices des conduites - rayon du puisard 'Y' et la largeur d'alimentation 'B', ont un effet très important sur la submergence critique à savoir :

Toute augmentation de la distance 'X' conduit à un accroissement de la submergence critique, c'est-à-dire qu'au fur et à mesure qu'on se rapproche du centre du puisard, le vortex apparaît à des hauteurs d'eau plus élevées.

La submergence critique S_c décroît quand 'Y' croît. Mais ce décroissement devient de plus en plus moins sensible.

La diminution de la largeur d'alimentation entraîne une augmentation importante des mouvements tourbillonnaires par l'accroissement de la valeur de la circulation

L'analyse dimensionnelle montre que l'entraînement d'air par le vortex dépend de la tension superficielle, de la viscosité du liquide et des effets de la pesanteur qui sont représentés par les paramètres adimensionnels W , Re_r et F respectivement.

Pour un modèle réduit, il n'est pas possible d'obtenir une similitude dynamique complète en utilisant le même liquide dans le modèle que dans le prototype, puisqu'il y a une relation linéaire entre ces nombres et par conséquent une similitude complète ne peut être envisagée.

Pour une reproduction correcte de la surface horizontale de l'eau et de l'écoulement dans le modèle, une similitude géométrique et l'égalité du nombre de Froude sont essentielles.

Cependant la similitude suivant le nombre de Weber et de Reynolds radial entre le modèle et le prototype ne peut être considérée. L'effet de ces paramètres sur S_c/D , comme l'ont montré les courbes, est indépendant de X, Y, B et elles montrent aussi les limites d'influence de ces paramètres. Dans ce cas, la formation de vortex dépend de la circulation, de la submergence, et du débit aspiré comme donné par les courbes de S_c/D en fonction du coefficient de débit.

Ces courbes nous renseignent sur la prévention de l'apparition du vortex.

ANNEXE

I) APPAREILS D'ETALONNAGE

A. Capacité jaugée

Cet appareil est un récipient composé de deux parties, la première en métal à section horizontale de $6,25 \text{ dm}^2$ et l'autre en plexiglass à section horizontale de 1 dm^2

La partie métallique est constituée d'un tronc inférieur prismatique et d'un autre tronc supérieur de transition en forme de tronc de pyramide.

La partie en plexiglass, superposée à la partie métallique a pour section un carré de $(10 \times 10) \text{ cm}^2$.

Une règle graduée en position verticale permet la lecture du volume contenu sachant :

- que la division de départ de la règle correspond à un volume de vingt sept litres.
- que la différence d'un centimètre lue sur la règle correspond au dixième du litre.

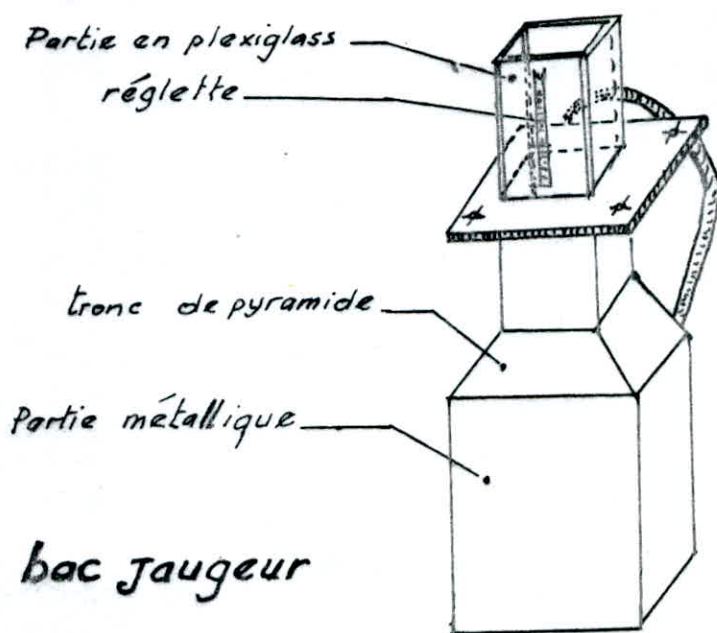


fig.

bac jaugeur

B. Mesure du débit par organes déprimogènes

Les appareils déprimogènes permettent de déterminer le débit dans les conduites d'écoulement en charge par la mesure d'une dépression provoquée par un rétrécissement. Les dispositifs qu'on peut interposer dans la conduite appelés "éléments primaires" tels que : Les diaphragmes, les tuyères, et les tubes de VENTURY. Et l'instrument nécessaire pour mesurer la chute de pression "l'élément secondaire" est le manomètre différentiel.

1. Le dispositif utilisé "diaphragme"

Le dispositif utilisé est le diaphragme qui paraît le plus convenable pour des conduites ascendantes ou descendantes; avantageux par la simplicité de sa réalisation, et du point de vue précision sur les lectures piézométriques, moins encombrant aussi.

- Les prises de pression sont à l'amont à une distance $a_1 = D \pm \frac{D}{10}$ et à l'aval de $\frac{D}{2} \pm \frac{D}{10}$ (de façon à éviter la présence d'air). (les distances par rapport au diaphragme)

- Leur seul inconvénient est le respect des longueurs à l'amont et à l'aval du diaphragme aux premiers obstacles quelconques (robinets, coudes...).

La distance à l'amont a été prise égale à 80 cm (soit supérieure à $25 \cdot D$ (D : diamètre de la conduite égale à 30 mm))

La distance à l'aval a été prise égale à 40 cm (soit supérieure à $5 \cdot D$)

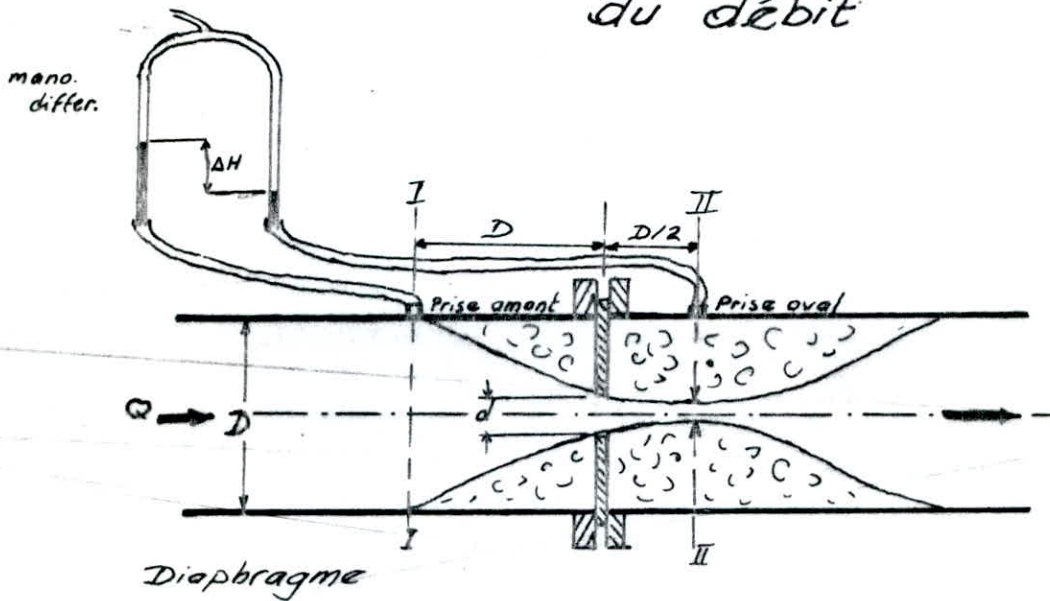
2. Manomètre différentiel

Le manomètre différentiel est composé de deux tubes en plexiglass "Piézomètre" terminés par un tuyau flexible servant à comprimer ou rarefier l'air. Ces tubes sont raccordés aux prises du débitmètre, celles-ci doivent avoir des orifices très petits, afin d'éviter des

fluctuations de niveau dans ces piézomètres.

Le débit est fonction de la différence des deux lectures sur les piézomètres " ΔH " due à la transformation de l'énergie cinétique en énergie potentielle.

c. Etude théorique de la détermination du débit



En appliquant le théorème de BERNOLLI aux deux sections I-I et II-II; et en négligeant les pertes de charge on aura :

$$Z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2g}$$

$Z_1 = Z_2$ (tous deux se trouvant sur le même axe de la conduite.)

V_1 : Vitesse d'écoulement dans la conduite.

V_2 : Vitesse d'écoulement dans l'orifice

on pose $\bar{\omega} = \rho \cdot g$

$$\text{d'où : } \frac{P_1 - P_2}{\bar{\omega}} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad \text{①}$$

ayant l'équation de continuité

$$Q = V_1 \cdot A_1 = V_2 \cdot A_2 \quad (2)$$

A_1 : section de la conduite

A_2 : section de la section contractée

$$\text{On déduit : } V_1^2 = \frac{A_2^2}{A_1^2} \cdot V_2^2$$

en remplaçant V_1^2 dans l'équation (1) on obtient

$$\frac{P_1 - P_2}{\bar{w}} = \frac{V_2^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]$$

$$\text{comme : } \frac{P_1 - P_2}{\bar{w}} = h_1 - h_2 = \Delta h$$

$$\text{d'où } \Delta h = \frac{V_2^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right]$$

$$V_2^2 = 2g \frac{\Delta h}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2}$$

On déduit de (2) :

$$Q = A_2 \cdot \left[\frac{2g \cdot \Delta h}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2} \right]^{1/2}$$

$$Q = \left(\frac{2g}{\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2}} \right)^{1/2} \cdot (\Delta h)^{1/2}$$

$$\text{en posant } C = \left(\frac{2g}{\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2}} \right)^{1/2}$$

On aura :

$$Q = C \Delta h^{1/2}$$

II.) Etalonnage

Il est réalisé en faisant passer différents débits dans la conduite légèrement inclinée pour éviter les

poches d'air, par la méthode volumétrique.

On recueille un certain volume d'eau (V) dans le bac de jaugeage en un temps donné (t), (chaque opération est refaite trois fois de suite afin de minimiser l'erreur.)

On obtient le débit moyen :

$$Q_{\text{moy}} = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{3} \quad (\text{l/s}) \quad \text{avec: } Q_i = \frac{V_i}{t_i}$$

A chaque débit obtenu correspond une différence des hauteurs piézométriques " Δh "; par ces valeurs ($Q_i, \Delta h_i$), retenues, nous cherchons à déterminer l'équation de la courbe :

$$Q = a \cdot \Delta h^b$$

a, b étant des coefficients à déterminer.

Pour linéariser cette fonction de puissance nous introduisons le LOGARITHME Népérien

$$\text{Log } Q = \text{Log } a + b \text{Log } \Delta h$$

Pour la détermination des coefficients a, b et r_c nous avons utilisé un programme (sur 'TI 66')

Nous avons trouvé

* pour la conduite N°1

$$a = 0,15888$$

$$b = 0,48383$$

$$r_c = 0,999874$$

* pour la conduite N°2

$$a = 0,14698$$

$$b = 0,49816$$

$$r_c = 0,999869$$

* avec " r_c ": coefficient de corrélation

Ajustement Logarithmique

$$\ln Q = \ln a + b \ln \Delta h \quad (1)$$

en posant la formule (1) comme :

$$y = \ln a + b \ln x$$

$$b = \frac{\sum y_i \cdot \ln x_i - \frac{1}{n} \sum \ln x_i \cdot \sum y_i}{\sum (\ln x_i)^2 - \frac{1}{n} (\sum \ln x_i)^2}$$

$$a = \exp \frac{1}{n} (\sum y_i - b \sum \ln x_i)$$

$$r^2 = \frac{[\sum y_i \cdot \ln x_i - \frac{1}{n} \sum \ln x_i \sum y_i]^2}{[\sum (\ln x_i)^2 - \frac{1}{n} (\sum \ln x_i)^2] [\sum y_i^2 - \frac{1}{n} (\sum y_i)^2]}$$

- Programme utilisé sur la "TI-56" pour la détermination des coefficients a, b, r²

```
*LBLA STO 01 HLT *LBL B STO 02 HLT *LBL C RCL 01 ln x STO 03
RCL 02 x RCL 03 = STO 04 RCL 02 SUM 05 RCL 02 * x^2 SUM 06 RCL 03
SUM 07 RCL 03 * x^2 SUM 08 RCL 04 SUM 09 1 SUM 10 HLT *LBL D
(RCL 09 - RCL 05 x RCL 05 ÷ RCL 10) ÷ (RCL 08 - RCL 07 * x^2 ÷ RCL 10)
= STO 11 (RCL 05 - RCL 11 x RCL 07) ÷ RCL 10 = STO 12 (RCL 09 -
RCL 05 x RCL 07 ÷ RCL 10) * x^2 ÷ [RCL 08 - RCL 07 * x^2 ÷ RCL 10]
÷ [RCL 06 - RCL 05 * x^2 ÷ RCL 10] = HLT
```

x₁ → STO 01

y₁ → STO 02

A

x₂ → STO 01

y₂ → STO 02

A.....

x_n → STO 01

y_n → STO 02

(186 Pas)

B.

RCL	b	a	r ²
	11	12	13

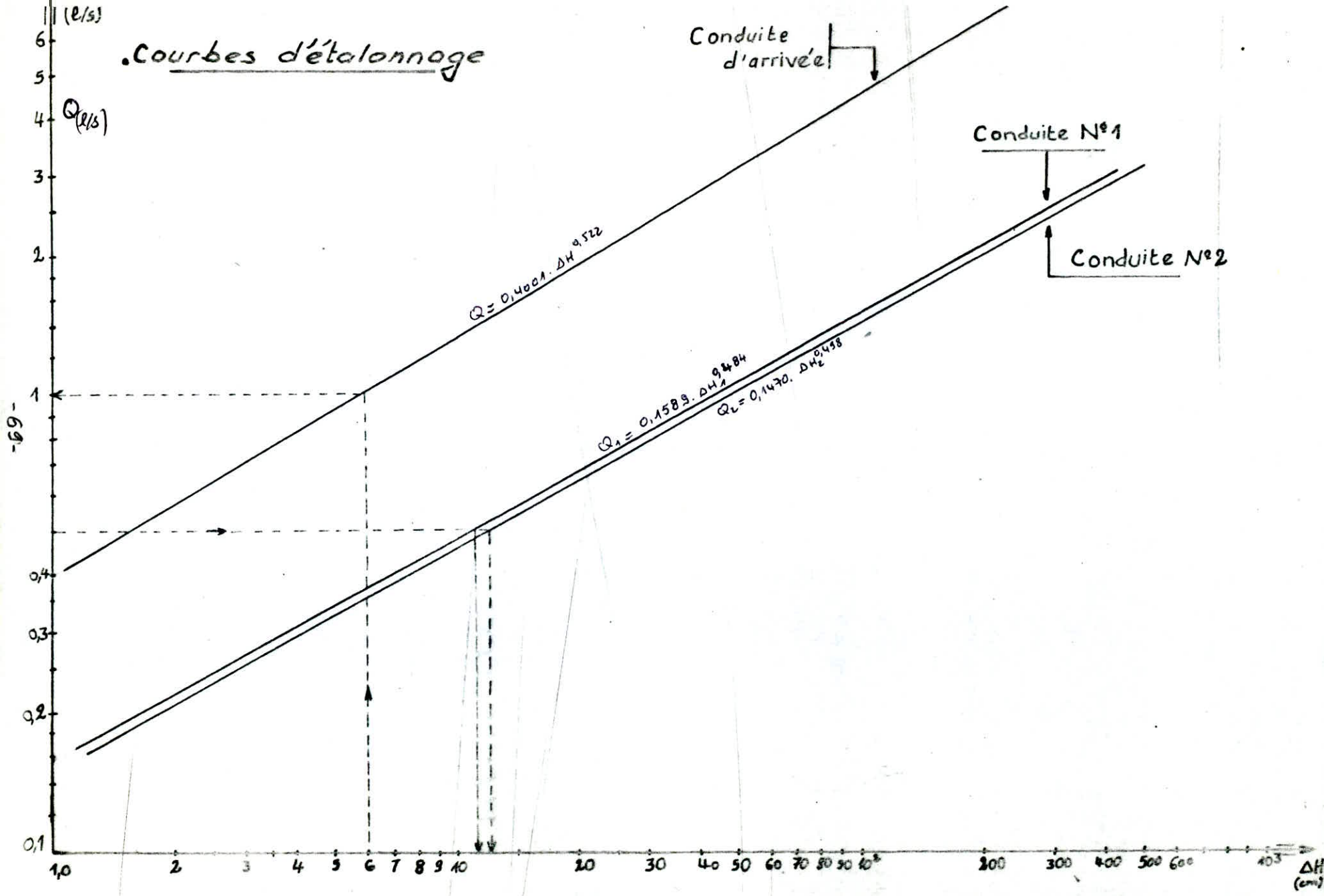
.Tableau de mesures "Conduite N:1"

Volume (V) l	temps (t) s	débit corresp. (Q) l/s	débit moyen (Q _m) l/s	lecturas piézométriques		Pressions différentielles Δh cm
				h ₁ cm	h ₂ cm	
29,42	62	0,474	0,476	254,8	245	9,8
28,31	59	0,479				
29,06	61	0,476				
29,24	55	0,531	0,532	212,7	200,6	12,1
29,25	55	0,534				
28,78	54	0,532				
29,11	54	0,539	0,538	215,5	203,2	12,3
28,08	52	0,540				
28,44	53	0,537				
28,40	52	0,552	0,554	199,4	186,1	13,3
28,40	51	0,556				
28,28	51	0,554				
29,08	50	0,581	0,580	181,3	166,6	14,7
28,84	50	0,577				
28,03	48	0,583				
28,95	48	0,603	0,601	170,7	155,2	15,5
29,64	50	0,593				
28,05	46	0,609				
28,48	40	0,712	0,717	68,5	46,2	22,3
29,60	41	0,721				
28,76	40	0,719				
28,70	38	0,755	0,748	39,7	15,2	24,5
29,25	39	0,750				
28,87	39	0,740				
28,24	22	1,284	1,281	83,4	8,2	75,2
27,88	22	1,267				
28,46	22	1,293				

. Tableau de mesures "Conduite N°2"

Volume (V) ℓ	temps (t) s	débit corresp. (Q) ℓ/s	débit moyen (Q _m) ℓ/s	Lectures Piezométriques		Pressions différentielles Δh cm
				h ₁ cm	h ₂ cm	
28,53	81	0,352				
28,76	84	0,342	0,346	12,5	6,9	5,6
29,00	84	0,345				
29,64	56	0,529				
29,31	56	0,523	0,525	33,20	20,70	12,5
28,78	55	0,523				
29,37	43	0,683				
29,35	43	0,683	0,682	54,90	33	21,90
29,26	43	0,680				
28,67	37	0,774				
29,29	37	0,791	0,783	94,00	64,8	29,2
28,63	36,5	0,784				
28,88	35	0,825				
29,57	35	0,844	0,835	106,80	73,9	32,9
29,29	35	0,837				
28,06	31	0,907				
29,45	33	0,892	0,899	50,04	11,54	38,5
29,70	33	0,900				
29,58	31	0,954				
29,06	31	0,937	0,937	141,2	99,8	41,4
28,61	31	0,922				
29,19	23	1,269				
29,30	23	1,273	1,271	81,5	7	74,5
28,63	23	1,272				
28,88	16	1,805				
28,35	16	1,772	1,787	154,2	4,1	150,1
28,58	16	1,786				

Courbes d'étalonnage



-69-

• Calcul d'erreurs

* Précision des indications:

Quand on attribue la même importance, "la précision de mesures" aux faibles débits qu'aux grands, on garde la même limite pour l'erreur relative: $\Delta Q/Q$ dans toute l'étendue de mesures de Q_{\min} à Q_{\max}

La valeur limite de l'erreur est alors déterminée par rapport au débit réel Q dans l'étendue de mesure de l'appareil.

Ayant: $Q = V/t$

donc:
$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta V}{V} + \frac{\Delta t}{t}$$

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta h_0}{h_0}$$
 (étant l'erreur sur la lecture pour la capacité jaugée en supposant que l'erreur sur la section est nulle.)

ce qui fait:

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta h_0}{h_0} + \frac{\Delta t}{t}$$

comme $\Delta h_0 = 0,5 \text{ mm}$

et $\Delta t = 0,1 + 2 \cdot 0,1 = 0,3 \text{ Sec.}$

(erreur de lecture + erreur de synchronisation du chronomètre au déclenchement et à l'arrêt, lors du remplissage de la jauge)

la variance relative moyenne des débits mesurés

est:

$$\sigma_{\text{exp}} = \frac{\left[\sum_{i=1}^n (\Delta Q_i)^2 \right]^{1/2}}{\sum_{i=1}^n Q_i}$$

$i = 1, 2, \dots, n.$
 n : nombre de mesures

• Calcul d'erreur dans la conduite N°1

h_o moy cm	$\frac{\Delta h_o}{h_o}$ 10^{-3}	t_{moy} s	$\frac{\Delta t}{t}$ 10^{-3}	Q l/s	$\frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta h_o}{h_o} + \frac{\Delta t}{t}$ 10^{-3}	$\Delta Q_i = \frac{\Delta Q_i \cdot Q_i}{Q_i \cdot 10^{-3} l/s}$	ΔQ_i^2 $\cdot 10^{-6}$
19,3	2,591	60,67	4,495	0,476	7,086	3,373	11,391
20,9	2,392	54,67	5,487	0,532	7,879	4,192	17,573
15,43	3,240	53,00	5,66	0,538	8,900	4,788	22,925
13,6	3,676	51,33	5,845	0,554	9,521	5,275	27,826
16,5	3,030	49,33	6,081	0,580	9,111	5,284	27,921
18,8	2,660	48,00	6,250	0,601	8,910	5,355	28,676
19,47	2,568	40,33	7,439	0,717	10,007	7,175	51,481
19,40	2,577	38,67	7,758	0,748	10,335	7,731	59,768
11,93	4,191	22,00	13,636	1,281	17,827	22,836	521,483

$$\sum_{i=1}^9 Q_i = 6,027 \text{ l/s}$$

$$\sum_{i=1}^9 (\Delta Q_i)^2 = 769,044 \text{ l}^2 \cdot \text{s}^{-2}$$

la variance relative moyenne des débits mesurés est:

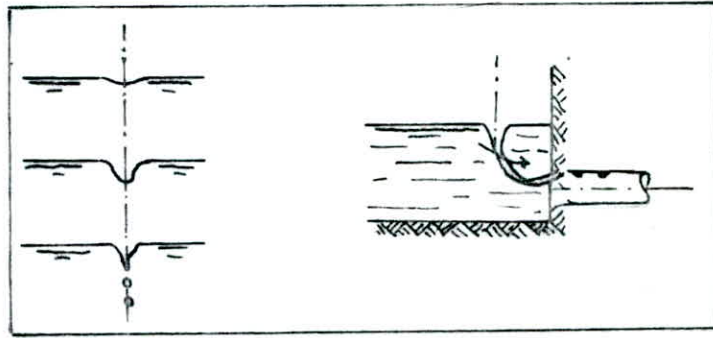
$$\sigma_{Q_{exp}} = 4,601 \cdot 10^{-3}$$

ANNEXE 2

RESUME DES CONDITIONS D'ÉCOULEMENT DANS UN PUISARD POUVANT OCCASIONNER DES EFFETS INDESIRABLES AU NIVEAU D'UNE STATION DE POMPAGE

1. Cas :

- Condition d'écoulement : Entraînement d'air par le vortex



- Description et causes :

Quand un vortex est créé entre la surface libre de l'eau et les orifices des prises et qu'il est continuellement aéré, il peut agir sur le système d'installation et réduire aussi le rendement de la pompe. 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. Toutefois si l'air n'est pas entraîné, l'écoulement tourbillonnaire au niveau de la surface libre, peut créer des problèmes. Toute dissymétrie ou pré-rotation de l'écoulement auprès des prises associée à une région d'eau morte favorise l'apparition de vortex aérés.

- Effets sur la pompe et le système d'installation.

Les effets des vortex dépendent de la quantité d'air véhiculée et du type de pompe utilisée. telsque : des changements rapides des pressions locales dans la pompe, cavitations et des vibrations au niveau des installations...

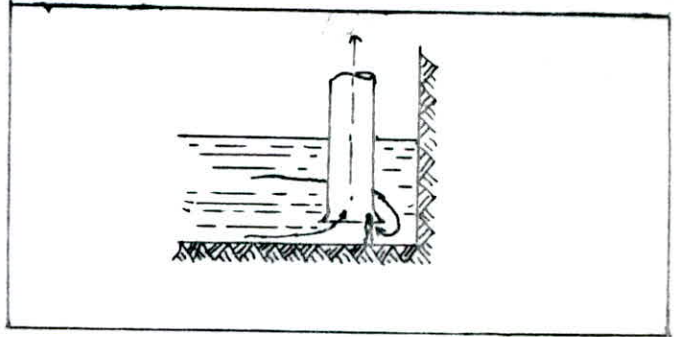
2^{ème} Cas :

- Condition d'écoulement : Tourbillons submergés
ex: "Torches"

- Description et causes : Dans ce cas les vortex 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 tourbillonnaire.

Quelques fois, le vortex apparait sous forme de bulles d'air qui se concentrent et forment le noyau, il ya également une possibilité où l'air peut être créé, c'est lors d'une rotation rapide du noyau du vortex qui donne lieu à des points de faibles pressions.

Il n'y a pas beaucoup d'informations en ce qui est de l'origine des vortex submergés, mais probablement ils peuvent être issus de petits tourbillons qui se forment au niveau du radier du puisard et aux approches des parois latérales.



la présence du noyau d'un vortex submergé nous indique qu'il ya des tourbillons assez appréciables

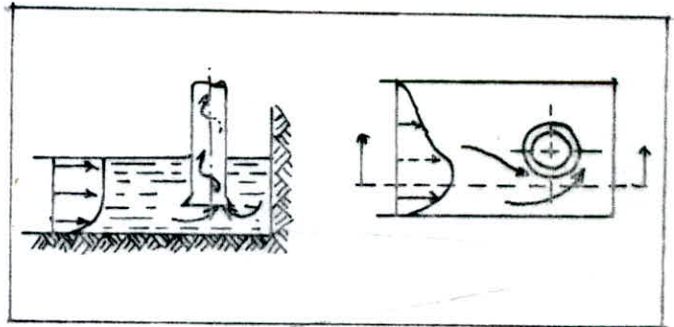
- Effets sur la pompe et le système d'installation :

On a un changement rapide des pressions locales dans la pompe lors de l'apparition des vortex. Ils peuvent causer de sévères vibrations au niveau de l'installation et des cavitations aussi. Les pompes axiales sont généralement plus susceptibles aux endommagements, que les autres types de pompes.

3eme Cas: - Ecoulement tourbillonnaire.

- L'écoulement tourbillonnaire est souvent causé par une large rotation du fluide dans le puisard, qui s'amplifie quand l'écoulement se converge vers la prise.

Dans de nombreux cas, le tourbillon peut être accompagné d'une rapide rotation au centre du noyau surtout si le vortex n'est pas visible à la surface.

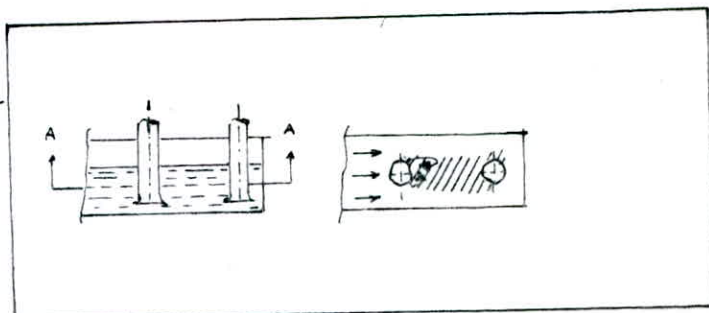


- En plus des endommagements donnés par les écoulements tourbillonnaires indiqués précédemment, il ya aussi un autre effet, quand l'écoulement est large et moins intense mais centré sur la pompe. Dans ce dernier cas, il peut y avoir augmentation ou diminution des performances de la pompe et ceci dépend de la direction de l'écoulement et du type de pompe. Cet effet est beaucoup remarquable dans le cas d'une pompe axiale où à écoulement mixte.

4^{ème} Cas : Aspiration troublée.

- Ce cas se présente 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 prise.

- 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.



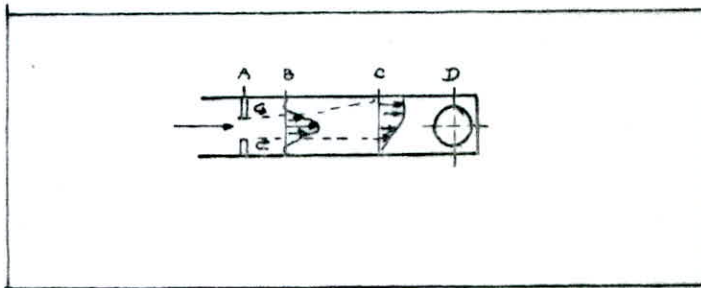
verticale. S'il y a une conduite de longueur moyenne entre la prise et la pompe (supérieure à $10D$ avec D : diamètre de la conduite d'aspiration), ou s'il y a plusieurs coudes et changements brusques de direction, la turbulence initiale ne sera pas aussi importante dans la détermination des conditions d'écoulement à l'entrée de la tulipe de la conduite.

Dans ce dernier cas, les conditions d'écoulement seront fixées par la géométrie des conduites principales à l'entrée de la pompe.

5^{ème} Cas : Déformation du diagramme de la vitesse d'écoulement.

- Cette déformation peut se produire pour différentes raisons, mais généralement elle 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'à proximité du radier.

Cette distribution non uniforme peut se rétablir dans le temps, mais peut être la cause principale dans la formation des tourbillons et vortex.



- L'effet principale est de favoriser la formation des tourbillons et vortex.

à la section d'aspiration comme déjà cité au 2^{ème} et 3^{ème} cas.

Toute fois les effets seront semblables au cas N°4, quand la pompe est proche de la section d'aspiration où la distribution non uniforme de la vitesse peut donner des charges non symétriques à la pompe.

BIBLIOGRAPHIE

- 1- AMPLETT, M.B. : "Air-entraining vortices at a horizontal intake"
REPORT N°007 H.R.S.W. Oxfordshire ENGLAND Avr.76
- 2- AMPLETT, M.B. : "Air-entraining vortices at a vertically inverted intake"
REPORT N°0017 H.R.S.W. Oxfordshire ENGLAND Sept.78
- 3- ANWAR, H.O. : "Formation of a weak vortex." *Journal of Hydraulic-
Research* Vol 4 N°1 P.P. 1-16. 1965
- 4- ANWAR, H.O. : "Prevention of vortices at intakes"
POWER. Vol. 20 P.P. 393-401 1968
- 5- BERGE, J.P. : Enquete Sur la formation du vortex et autres anomalies
d'écoulement dans une enceinte avec ou sans surface
libre". *La houille blanche* N°1 1966
- 6- BERGE, J.P et LABETOUILLE, J. : "Suppression des vortex dans les chambres
d'aspiration des pompes de circulation de la centrale
thermique de CREIL SAINT-LEU"
LA HOUILLE BLANCHE N°special B/1958
- 7- DAGGETT, L.L. et KEULEGAN, G.H. : "Similitude Conditions in free-Surface
vortex formations". *Journal of Hydraulics Division*
ASCE Vol. 100 N°HY11 ProcPaper. 10941
P.P. 1565-1581 Nov. 1974
- 8- DENNY, D.F. "An Experimental Study of air Entraining Vortices in
pump Sumps". *Proceeding of the institution of mechani-
cal ENGINEERS* LONDON. ENGLAND Vol 170
N° 2. P.P. 106-116. 1956.
- 9- DIMITRESCU, D. : "L'instabilité de l'écoulement dans les chambres d'aspi-
ration" *Societe Hydraulique de FRANCE* (VIII^e journée
de l'Hydraulique. P. 178-184. 1964.
- 10- EINSTEIN, H.A et HUON-LI : "Le vortex permanent dans un fluide réel"
La houille blanche N° 4. 1955
- 11- HAINDL, K. : "Contribution to Air-entrainment by a vortex"
*Proceeding of the 8th congress of the Internat. Associat. of
Hydraulic Research* MONTREAL CANADA. P.160. 1959
12. HATTERSLEY, R.T. : "Hydraulic Design of pump intakes"
Journal of the hydraulic Division A.S.C.E Vol 91 N°HY2
Proc Paper 4276 P.P. 223-248 Mars. 1965

13. - HYGHER, R.L.: "Discussion of similitude conditions in free-surface Vortex formations" by DAGGETT, L.L et KEULEGAN, G.H.
Journal of Hydr. Division A.S.C.E Vol 101 N° 449
Paper. 11535 P.P. 1287-1288. Sept. 75
14. - IVERSEN, H.W.: "Studies of Submergence Requirement of High Specific Speed pumps" transaction American Society of Mechanical Engineers Vol. 75 P.P. 635-641. 1953
15. - JAIN, (A.K) and AI "Vortex formation of Vertical pipe intakes"
A.S.C.E. Journal of the Hydr. Division Vol 104 4410
P.P. 1429-1445 1978
16. - KOUGNIMA, T et KAHWITAR: "Étude de formation de vortex au voisinage de l'aspiration verticale inverse dans un puits de pompage."
CANADIAN JOURNAL OF CIVIL ENGINEERING
Pages. 369-383. 1983
17. - LANGHAAR, H.L.: "ANALYSE DIMENSIONNELLE ET THEORIE DES MAQUETTES"
chap. II et III Ed. Dunod 1956
18. - PROSSER, M.J.: "The Hydraulic design of pump Sumps and intakes"
British Hydromecanics Research Association.
P. 10-11 Jul. 1977
19. - 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
20. - TANER, N. "Recherche Sur le vortex d'aspiration"
Le GENIE CIVIL Vol. 135 P. 512-519 Dec. 1958
21. - TROSKOLANSKI, AT. "Théorie et Pratique des mesures Hydrauliques"
chap. XXXI ED. DUNOD
22. - ZIELINSKI, P.B. and VILLEMONTÉ, J.R.: "Effect of viscosity on Vortex orifices Flow"
Journal of the Hydraulics Division
Vol 94 N° 443 Proc. Paper 5956
P.P. 745-752 Mai 1968

