

Stage industriel : "Développement théorique et mise au point d'une boucle d'étalonnage pour vanne de régulation
– Avant-projet"

CAPRACE Jean David

28 août 2002

Résumé

Ce Stage Industriel a été effectué au Laboratoire de Recherches Hydrauliques du Ministère de l'Équipement et des Transports. Il a consisté en la réalisation d'un avant-projet pour la conception et la réalisation d'une boucle de test pour vanne hydraulique de régulation.

Le travail effectué s'est divisé en plusieurs parties, parmi lesquelles on compte l'approche théorique relative aux caractéristiques des vannes de réglage et à la méthodologie des mesures hydrauliques, la détermination des objectifs du Travail de Fin d'Études et enfin une ébauche de la conception.

L'approche théorique des vannes de réglage nous a permis d'identifier les paramètres à mesurer pour déterminer les caractéristiques d'une vanne à étalonner, à savoir la perte de charge à ses bornes, le débit amont et le couple à son axe. Quant aux choix des techniques de mesures, elles seront guidées par l'approche théorique de métrologie hydraulique.

Les étapes du Travail de Fin d'Études s'orienteront principalement vers la phase de conception, l'étude et d'application de la métrologie, l'analyse des normes en vigueur, la réalisation et enfin les premiers tests et résultats.

La dernière étape de ce stage s'est concentrée sur une ébauche d'un avant-projet permettant de mettre en forme les premières idées sur base d'une pompe disponible (hauteur manométrique de 11,5 mce, débit maximal 250 l/s) et d'une vanne papillon de 150 mm de diamètre.

Cette première approche théorique nous aura permis non seulement d'identifier et d'orienter le travail qu'il faudra fournir lors du Travail de Fin d'Études, mais aussi de concevoir un premier squelette de la boucle d'étalonnage à l'emplacement qui a été choisi.

Abstract

This report closes a training period realised in the Laboratory for Hydraulic Research of the Ministry of Equipment and Transport (Laboratoire de Recherches Hydrauliques du Ministère de l'Équipement et des Transports). It has been the first stage of a Graduation Project realised in the same Laboratory. It consisted of the preliminary design of a test bench for hydraulic control valves in preparation for qualified calibration.

The work has been done in several phases: a theoretical approach to the characteristics of flow control valves and to the methodology of measurements in hydraulics, the clarification of the objectives of the Graduation Project and the preliminary design of the test bench.

The theoretical study of flow control valves resulted in the identification of the characteristics which need to be measured for valve calibration, i.e. the pressure drop over the valve, the upstream flow and the torque on the positioning axis.

The Graduation Project will consist of following stages: design, choice and implementation of the measuring devices, study of existing standards, construction of the test bench and, finally, running tests and analysing the preliminary results.

The training period has been concluded with the preliminary design of the test bench based on a pump available in the Laboratory (head of water of 11.5 meter) and a butterfly valve (150 mm diameter) as duty under test.

During this Training period, the Graduation Project was effectively clarified and the first sketch of the test bench was completed.

Remerciements

Je tiens à exprimer mes sincères remerciements à Monsieur Jean-Michel HIVER, Ingénieur en chef-Directeur des Ponts et Chaussées au Laboratoire de Recherches Hydrauliques de Châtellet, pour son suivi efficace et ses conseils avisés tout au long de cette étude; ainsi qu'à Monsieur Gil ZOZAN, ingénieur au Laboratoire de Recherches Hydrauliques et promoteur industriel pour le stage industriel, et monsieur Alex BERTHOLET, technicien au Laboratoire de Recherche Hydrauliques et promoteur industriel pour le Travail de fin d'études, pour leur disponibilité et leur aide précieuse.

Je remercie non moins sincèrement Messieurs Marc DE MAYER, Ingénieur-chargé de cours à l'Institut Supérieur Industriel de Bruxelles, Gabriel GEORGES, Ingénieur-chargé de cours à l'Institut Supérieur Industriel de Bruxelles, Benoit BOTTIN, Ingénieur-maître assistant à l'Institut Supérieur Industriel de Bruxelles, pour leur attention et leur soutien, ainsi que pour la qualité de leurs conseils durant cette année d'étude.

De plus ce travail n'aurait pu être complété sans l'aide de Messieurs Jean-Pierre ANSION, Guy BERTRAND, Manu DEVYVER, André DUTRON, Freddy RONFLETTE, Michel SMET, Alain VALENNE.

Il me reste encore à exprimer ma reconnaissance à mes parents qui m'ont donné les moyens et le soutien nécessaire pour mener à bien mes études.

Enfin, je voudrais remercier l'ensemble du personnel du Laboratoire de Recherches Hydrauliques et de l'Institut Supérieur Industriel de Bruxelles pour leurs conseils dans quelque domaine que ce soit.

Table des matières

1	Introduction	1
1.1	Un peu d'histoire	1
1.2	Avant-propos	1
2	Le Laboratoire de Recherches Hydrauliques de Châtelet	3
2.1	Les coordonnées du Laboratoire et sa situation au sein du M.E.T.	3
2.2	Présentation du Laboratoire de Recherches Hydrauliques	3
2.3	Quelques références d'études en Belgique	6
2.4	Quelques références d'études à l'étranger	6
3	Cahier des charges provisoire	7
3.1	Titre et thème général	7
3.2	Les objectifs à atteindre	7
4	Théorie Hydraulique	9
4.1	Introduction	9
4.2	Définitions	9
4.3	Écoulement permanent des liquides	10
4.3.1	Écoulement dans les conduites cylindriques longues	11
4.3.2	Forme de l'écoulement et régime de l'écoulement	11
4.4	Théorie des vannes hydrauliques	11
4.4.1	Coefficients hydrauliques	11
4.4.2	Utilisation des différents coefficients hydrauliques suivant le montage . .	13
4.4.3	Caractéristiques de débit	14
4.4.4	Écoulement critique et cavitation d'un fluide incompressible	16
4.4.5	Couple de manœuvre d'une vanne papillon	18
4.4.6	Influence d'un convergent-divergent	19
4.4.7	Coefficient de perte de charge des vannes	20
4.5	Mesure de la pression dans un écoulement en charge	21
4.5.1	Pression dans un fluide en mouvement	21
4.5.2	Condition de prise de pression	21
4.5.3	Orifices et fentes de prise de pression	22
4.5.4	Paramètres influençant la mesure d'une pression	23
4.5.5	Différents types de capteurs de pression et de principes de détection .	23
4.6	Mesure du débit dans un écoulement en charge	26
4.6.1	Technique du débitmètre électromagnétique	26
4.6.2	Technique du déversoir	27
4.7	Mesure d'une hauteur d'eau	29
4.7.1	Le limnimètre à pointe	29
4.7.2	L'écho-sonde ultrasonique	29

4.8	Mesure d'un couple à l'arbre d'une vanne	30
4.8.1	Le couplemètre	30
4.9	Mesure des vibrations provoquées par l'écoulement	31
4.9.1	L'accéléromètre	31
4.10	Conclusions	31
5	Avant-Projet	32
5.1	Introduction	32
5.2	Avant-projet	32
5.2.1	Choix des valeurs externes à la boucle d'étalonnage	32
5.2.2	Définition de la boucle d'essai	33
5.3	Conclusion	37
6	Conclusions	38
6.0.1	Conclusions techniques	38
6.0.2	Conclusions personnelles	38
A	Organigramme du Laboratoire de Recherches Hydrauliques	41
B	Coefficients hydrauliques de divers types de vannes	42
C	Perte de charge causée par une vanne papillon	43
D	Mesure de débit par déversoir	44
D.1	Coefficient de débit pour déversoir rectangulaire	44
D.2	Valeur du débit en fonction de la hauteur de la lame déversante	44
E	Couplemètre à jauge de contraintes	46
F	Vannes papillon normalisées	47

Table des figures

2.1	Photo du hall d'essai du 28 août 2001	4
2.2	Modélisation de l'entre-porte amont de l'ascenseur hydraulique de Strepy-Thieu	6
4.1	Forme approximative et comparée des caractéristiques de débit intrinsèque de différents types de vannes	14
4.2	Perte de charge en fonction du débit dans un circuit réel	15
4.3	Forme des caractéristiques réelles pour différentes caractéristiques intrinsèques et différentes valeurs du facteur d'autorité A	16
4.4	Diagramme de la pression statique	16
4.5	Différents régimes d'écoulement dans une vanne	17
4.6	Couple hydrodynamique C_D sur un papillon centré	19
4.7	Convergent-Divergent appliqué à une vanne papillon	19
4.8	Schémas de l'écoulement dans une vanne papillon	20
4.9	Formes caractéristiques des orifices de prise de pression	22
4.10	Principe des capteurs à variation de reluctance	24
4.11	Linear Variable Differential Transformer	25
4.12	Vue éclatée d'un débitmètre à champ uniforme constant ; montage à bride	26
4.13	Déversoir de mesure	28
4.14	Déversoir triangulaire	28
4.15	Limnimètre à pointe droite	29
5.1	Extrait du plan général des réservoirs du hall d'essai avec la position actuelle des modèles	34
5.2	Croquis du projet de la boucle d'étalonnage	35
5.3	Croquis du projet de la boucle d'étalonnage	36
A.1	Organigramme du Laboratoire de Recherches Hydrauliques	41
B.1	Coefficients hydrauliques de divers types de vannes en fonction du diamètre nominal dans le cas de fluides incompressibles	42
C.1	Exemple du coefficient des pertes de charge d'un papillon	43
E.1	Couplemètre à jauge de contrainte : exemples de montage des jauge sur un corps d'épreuve cylindrique sollicité en torsion	46

Liste des tableaux

4.1	Longueurs droites nécessaire en amont d'un débitmètre électromagnétique	27
D.1	Formules pour le calcul du coefficient de débit de déversoirs rectangulaires	44
D.2	Valeurs du débit Q en l/s en fonction de la charge sur la crête h en mm pour un déversoir rectangulaire sans contraction latérale avec $h = 100$ à $h = 400$ mm	45
F.1	Vannes à deux brides PN 10	47
F.2	Vannes à deux brides PN 10	48
F.3	Vannes à insérer	49

Chapitre 1

Introduction

1.1 Un peu d'histoire

L'hydraulique est une des activités les plus anciennes de la civilisation humaine, puisqu'elle commande toutes les utilisations de l'eau. Dès l'Antiquité, on retrouve les traces d'ouvrages hydrauliques (canaux d'assainissement de la vallée du Nil, 4 000 ans avant l'ère chrétienne). Mais jusqu'à la Renaissance et la clarification des principes élémentaires de la mécanique, cette activité est demeurée un art sans bases scientifiques. Le développement ultérieur de l'hydraulique repose essentiellement sur l'amélioration des outils mathématiques et sur les notions de mécanique qui prirent un large essor au cours du développement industriel.

C'est ainsi que le développement de l'hydraulique accompagne alors le progrès général des sciences et des techniques, avec les contributions magistrales de Pascal (1623-1662), Daniel Bernoulli (1700-1782), Léonhard Euler (1707-1783), Louis de Lagrange (1736-1813), Jean-Louis Marie Poiseuille (1799-1869), Adhémar Barré de Saint-Venant (1797-1886), William Froude (1818-1879), Henri Navier (1785-1836), Osborne Reynolds (1842-1912), pour ne citer que quelques-uns des principaux fondateurs de l'hydraulique.

Cette science maintenant étend ses frontières au-delà de son domaine traditionnel. La recherche hydraulique se développe très largement dans des laboratoires industriels ou universitaires. Aux outils traditionnels tels que les essais sur modèles réduits, sont venues s'ajouter les techniques de simulation numérique sur ordinateur, et aussi toutes les possibilités de l'électronique et de la microélectronique qui permettent d'acquérir et de traiter des quantités sans cesse croissantes de données expérimentales.

L'hydraulique aborde dès lors des domaines de plus en plus complexes, parmi lesquels on peut citer l'étude approfondie des ondes de surface (marées, déferlement des vagues, etc.), la détermination des champs tridimensionnels de vitesses, la turbulence en écoulements diphasiques (transport et dépôt des particules solides en suspension).

Cette introduction historique est extraite de la référence bibliographique [1].

1.2 Avant-propos

C'est dans le but de réaliser un travail continu d'une plus grande ampleur que le Stage Industriel a été associé au Travail de Fin d'Études [2]. Ceci nous a permis, selon notre souhait, de

pouvoir aborder un sujet comprenant des aspects théoriques, de mise en pratique, de réalisation et de construction ainsi que de mesure et de test.

Parmi de nombreuses demandes faites à diverses entreprises, seul le Laboratoire de Recherches Hydrauliques de Châtelet répondait à ce souhait. C'est pourquoi, après un entretien avec Jean-Michel HIVER, Ingénieur en chef-Directeur des Ponts et Chaussées, nous avons directement envisagé d'accepter sa proposition de travail et de stage. Peu après, le Laboratoire de Recherches Hydrauliques nous fit part de son accueil.

Le but du travail à multiples facettes que le Laboratoire nous a confié est de concevoir et de réaliser un banc d'étalonnage pour vannes hydrauliques de régulation dans la perspective d'une future accréditation. Celui-ci serait destiné à l'usage du Laboratoire de Recherches Hydrauliques, qui pourrait, après accréditation, s'en servir pour étalonner des vannes hydrauliques à la demande du Ministère Wallon de l'Équipement et des Transports ou d'autres entreprises.

Les données de mesure concernant les vannes serviront non seulement à leur étalonnage mais aussi à la conception des installations de régulation où elles seront utilisées. On espère en effet pouvoir élargir les plages réelles d'utilisation de ces vannes sur base d'une connaissance plus précise de leurs caractéristiques et, ce faisant, adapter au mieux les coûts d'investissement et d'entretien de ces installations. De plus les données de mesure fournie par la boucle d'étalonnage pourront être également utilisées comme paramètres dans des programmes de simulation en vue de déterminer des vannes dans un réseau hydraulique.

Chapitre 2

Le Laboratoire de Recherches Hydrauliques de Châtelet

2.1 Les coordonnées du Laboratoire et sa situation au sein du M.E.T.

MINISTÈRE WALLON DE L'ÉQUIPEMENT ET DES TRANSPORTS
D.G.2 – DIRECTION GÉNÉRALE DES VOIES HYDRAULIQUES
I.G.21 – DIVISION DES PROGRAMMES, DE LA GESTION ET DE L'ÉQUIPEMENT
D.213 – LABORATOIRE DE RECHERCHES HYDRAULIQUES DE CHÂTELET

Rue de l'Abattoir, 164 - B 6200 CHÂTELET
Tél. 00 32 (0) 71 38 00 28 - Fax 00 32 (0) 71 38 00 26

Directeur : Jean-Michel HIVER,
Ingénieur en chef-Directeur des Ponts et Chaussées
E-mail:jmhiver@met.be

2.2 Présentation du Laboratoire de Recherches Hydrauliques

A la fin du siècle dernier, le développement industriel Européen engendra de nouveaux besoins hydrotechniques pour lesquelles les théories hydrodynamiques classiques utilisées jusqu'alors ne suffisaient plus. Pour répondre à ces besoins, on créa, en 1933, en Belgique, un Laboratoire de Recherches Hydrauliques à Borgerhout dans la banlieue anversoise. Suite à la régionalisation, le Ministère Wallon de l'Équipement et des Transports en a fait le Laboratoire de Recherches Hydrauliques de Châtelet.

A l'origine, son rôle principal était l'étude de l'Escaut ainsi que l'analyse des problèmes liés aux estuaires et aux ports maritimes.

Une seconde section s'avéra bientôt indispensable, tant les missions du Laboratoire se multipliaient. En effet, ses compétences s'appliquaient maintenant à l'ensemble du réseau belge des voies navigables et des barrages et s'étendaient même à l'étranger. Il fallut cependant attendre la fin des années 70 pour que les premiers projets soient mis en œuvre dans les installations provisoires situées à Châtelet en bordure de Sambre.

Le nouveau hall d'essais sera rendu opérationnel en 1985. On peut apercevoir à la figure 2.1 le Hall dans son état actuel.



FIG. 2.1 – *Photo du hall d'essai du 28 août 2001*

Celui-ci fut conçu dans le but de pouvoir faire l'étude en modèle réduit de rivières et de canaux. Mais sa conception permet bien d'autres utilisations.

Le Hall d'essai d'une superficie de plus de 3000 mètres carrés est équipé d'un double réseau de réservoirs inférieurs d'une capacité maximale de 4000 mètres cubes d'eau.

Lorsqu'une expérience est réalisée avec une modélisation, l'alimentation et l'évacuation de l'eau peuvent s'effectuer via plusieurs ouvertures obturables au niveau du plancher d'essai.

De plus un nouveau bâtiment technico-administratif est à l'ordre du jour, il devrait remplacer l'actuel bâtiment situé en bord de Sambre.

Le choix du laboratoire lors de la construction du hall d'essai a été de ne pas construire de réservoirs d'alimentation supérieurs, peu économiques du point de vue consommation en énergie. Dès lors les débits sont réglés par des systèmes de régulation associant soit un débitmètre électromagnétique à une vanne motorisée asservie par microprocesseur soit un débitmètre électromagnétique à un variateur moteur.

Les missions du Laboratoire de Recherches Hydrauliques sont : « Exécuter les essais sur des modèles reproduisant fidèlement les prototypes à échelle réduite, et ce au profit des services publics, institutions parastatales et entreprises privées, ainsi que la création et la maintenance de la documentation nécessaire en rapport avec la recherche hydraulique et les ouvrages hydrauliques »[3].

Les résultats des essais ainsi obtenus sont alors confrontés aux modèles numériques et aux mesures prises sur le terrain en vue de résoudre le problème hydraulique posé. Cette méthode est appelée « modélisation hybride ». C'est de cette manière que les ingénieurs du Laboratoire de Recherches Hydrauliques procèdent depuis bientôt une quinzaine d'années. Elle consiste à utiliser « ... la modélisation physique et la modélisation numérique, soit en même temps, soit l'une après l'autre, pour s'auto-contrôler. Le modèle physique permet de calibrer le modèle numérique, et le modèle numérique, de mieux concevoir et de mieux gérer le modèle physique »[4].

L'organisation du Laboratoire de Recherches Hydrauliques s'articule autour de cinq grands services, à savoir : le service administratif, le service documentation, le service technique, le service études et le service informatique. L'organigramme du Laboratoire de Recherches Hydrauliques est joint à l'annexe A.

Le service études du Laboratoire de Recherches Hydrauliques est tenu de résoudre les problèmes de l'eau dans les domaines suivants :

1. Le domaine de l'hydraulique fluviale et des canaux comprend :

- la protection contre les inondations;
- l'étude sédimentologique;
- l'amélioration de la navigabilité;
- l'aménagement et les rectifications des fleuves et rivières.

2. Le domaine de l'hydrométrie comprend :

- le développement de méthodologies spécifiques de mesures hydrauliques;
- la mesure des transports solides;
- les méthodes de mesure sur modèles réduits.

3. Le domaine de l'ouvrage d'art hydraulique comprend :

- les efforts hydrauliques sur les structures hydrauliques;
- les dispositifs de remplissage et de vidange des écluses;
- l'implantation de centrales hydroélectriques;
- l'étalonnage des déversoirs et vannes de barrage.

4. Le domaine de l'assainissement urbain comprend :

- l'hydrologie urbaine;
- la gestion des eaux usées et pluviales sur sites urbanisés;
- dimensionnement des ouvrages d'évacuation;
- les bassins d'orage.

5. Le domaine de l'environnement comprend :

- gestion des sédiments pollués et produits de dragages;
- charges polluantes industrielles;
- cours d'eau - Études d'impact;
- aération par les ouvrages hydrauliques.

Le Laboratoire de Recherches Hydrauliques effectue toutes ces recherches à la demande du Ministère de l'Équipement et des Transports. Mais il peut aussi intervenir à la demande d'autres services publics de la Région et pour le compte du gouvernement wallon.

Par ailleurs, il peut, avec l'accord du Ministère de l'Équipement et des Transports, servir le compte de tiers comme des gouvernements et des entreprises étrangères, des firmes, des bureaux d'études privés, et enfin, dans le cadre de recherches de développement, collaborer avec des universités belges et étrangères.

Dans les années à venir, on demandera de plus en plus au Laboratoire d'intégrer une nouvelle dimension à ses projets, à savoir l'écologie et le respect de l'environnement. Plusieurs projets ont déjà été réalisés ou sont en cours de réalisation dans cette perspective : échelle à poissons, écoberges, aération de cours d'eau non navigables, étude du traitement ou de la valorisation des boues de dragages.

2.3 Quelques références d'études en Belgique

1. Ascenseur hydraulique de Strepyp-Thieu - Modélisation de l'entre-porte amont (figure 2.2).
2. Etude hydraulique du cours de l'Ourthe.
3. Quatrième écluse de Lanaye - Etude du système de remplissage-vidange de l'écluse.
4. Dispositif anti-vortex pour la station de pompage de la raffinerie FINA à Anvers.
5. Mesures des débits aux ouvrages de rejets de la centrale de Tihange.

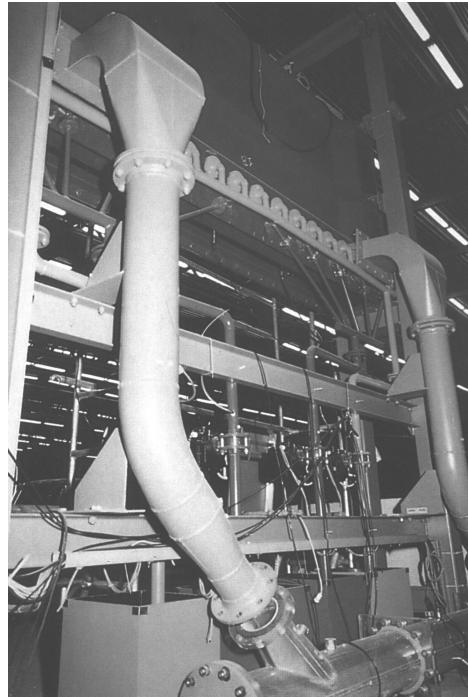


FIG. 2.2 – *Modélisation de l'entre-porte amont de l'ascenseur hydraulique de Strepyp-Thieu*

2.4 Quelques références d'études à l'étranger

1. Étude de la navigabilité de la région divagante du bief maritime du fleuve Congo.
2. Aménagement hydro-électrique des chutes Cachuela Esperanza sur le Rio Beni en Bolivie.
3. Système intégré de la gestion de l'eau dans les périmètres irrigués de la vallée du Draa au Maroc.

Chapitre 3

Cahier des charges provisoire

3.1 Titre et thème général

« Développement théorique et mise au point d'une boucle d'étalonnage pour vanne de régulation en vue d'une future accréditation ».

Le travail consiste à concevoir une boucle de test pour vannes hydrauliques de régulation et d'en mesurer les caractéristiques réelles de l'écoulement s'y établissant afin de déterminer le fonctionnement optimum de celles-ci dans un système de canalisations.

Les caractéristiques physiques suivantes pourront être mesurées :

- la perte de charge aux bornes de la vanne de régulation via plusieurs capteurs de pression;
- le débit en amont de la vanne de régulation grâce à un débitmètre électromagnétique;
- le couple hydrodynamique et de friction de la vanne;
- les vibrations provoquées par l'écoulement et la cavitation, au moyen d'un accéléromètre;
- pour vérification le débit grâce à un déversoir en aval de la boucle d'étalonnage;
- on pourra visualiser l'écoulement en amont et en aval de la vanne de régulation par l'utilisation d'une section de tuyauterie transparente.

En utilisant les grandeurs physiques mesurées précédemment, on déterminera en fonction des conditions d'écoulement :

- le coefficient de débit C_v ou K_v de la vanne de régulation;
- la caractéristique de débit réelle de la vanne;
- le coefficient de perte de charge ζ de la vanne;
- l'indice de cavitation commençante K_c .

3.2 Les objectifs à atteindre

1. Rappeler quelques notions concernant les écoulements en charge en conduite fermée et aborder l'aspect théorique des caractéristiques d'une vanne de réglage.
2. Aborder l'aspect théorique et méthodologique des mesures hydrauliques de manière générale et en s'orientant vers un écoulement sous charge.
3. Choisir les valeurs externes à la boucle d'étalonnage comme la gamme de débit, la gamme de pression, le types des vannes ou leurs dimensions.

4. Étudier la normalisation existante au point de vue de la métrologie appliquée à la boucle d'étalonnage pour aboutir à un tableau des variables à mesurer en fonction des normes existantes.
5. La réalisation du dimensionnement de la boucle d'essai par le calcul de la tuyauterie, le calcul des pertes de charges, la résolution du problème technologique du positionnement de la vanne, l'étude de l'alimentation à débit variable, application de la méthodologie des mesures à la boucle de test, l'étude éventuelle d'une section transparente si nécessaire...
6. La réalisation des plans et métrés.
7. La commande du matériel.
8. La mise en service de la boucle d'essai et les tests.
9. Eventuellement, la rédaction des procédures d'essai en vue d'une future accréditation.

Les objectifs 1 et 2 sont couverts par le chapitre 4 de ce rapport de stage. Comme énoncé auparavant, ce Stage Industriel sera suivi par un Travail de Fin d'Études intitulé : « Conception et réalisation d'une boucle d'étalonnage pour vanne de régulation en vue d'une accréditation ». Ce travail s'intègre donc dans une perspective d'étude à plus long terme. Les autres objectifs seront dès lors couverts par le Travail de Fin d'Études.

La détermination du cahier des charges et l'imagination de la première ébauche de la boucle d'étalonnage ont également été exécutés lors du stage.

Chapitre 4

Théorie Hydraulique

4.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous rappellerons quelques notions concernant les écoulements en charge en conduite fermée et nous aborderons l'aspect théorique des caractéristiques d'une vanne de réglage.

De plus nous traiterons l'aspect théorique et méthodologique des mesures hydrauliques. Il faut savoir que de nombreux instruments permettent la mesure des différentes grandeurs nécessaires à notre étude (la pression, le débit, la hauteur d'eau, le couple, la cavitation). Nous développerons le fonctionnement des instruments les plus usités, sans prétendre dresser un inventaire exhaustif des appareils de mesure hydraulique et de leur évolution technologique.

4.2 Définitions

Ces quelques définitions sont issues de la référence bibliographique [5].

Sensibilité

Un instrument de mesure est d'autant plus sensible que son indication éprouve un déplacement plus grand pour une petite variation déterminée de la grandeur à mesurer. C'est aussi le quotient entre le déplacement de l'organe indicateur et la variation de la grandeur qui le produit.

Résolution

C'est la qualité qui caractérise l'aptitude d'un instrument de mesure à réagir aux petites variations de la grandeur mesurée. On la définit comme étant la plus petite variation de la grandeur à mesurer qui soit susceptible de provoquer un déplacement perceptible de son dispositif indicateur.

Fidélité

C'est la qualité qui caractérise l'aptitude d'un instrument de mesure à donner, pour une même valeur de la grandeur mesurée, des indications concordant entre elles, les erreurs systématiques des valeurs variables n'étant pas prises en considération.

Justesse

C'est la qualité qui caractérise l'aptitude d'un instrument de mesure à donner des indications égales à la valeur vraie de la grandeur mesurée, les erreurs de fidélité n'étant pas prises en considération.

Précision

C'est la qualité qui caractérise l'aptitude d'un instrument de mesure à donner des indications proches de la valeur vraie de la grandeur mesurée. Elle est caractérisée par l'imperfection de précision et est mesurée par la somme des imperfections de fidélité et de justesse et de l'incertitude de mesure.

Erreur limite d'un seul mesurage d'une série

C'est l'erreur extrême (en plus et en moins) dont la probabilité de ne pas être dépassée par l'erreur sur un mesurage quelconque d'une série a une valeur P telle que l'on peut estimer que la différence $1 - P$ est négligeable.

On calcule souvent les erreurs limites d'un seul mesurage comme le produit de l'écart moyen quadratique d'un seul mesurage d'une série par un nombre t . On trouve alors :

$$e_1 = +t s \quad (4.1)$$

$$e_2 = -t s \quad (4.2)$$

avec t fixé en fonction de la probabilité P (niveau de confiance) de ne pas dépasser les valeurs e_1 et e_2 ,
 s écart moyen quadratique (écart type) d'un seul mesurage dans une série de mesurages.

Dans le cas où la loi de la distribution normale est applicable, on pose $t = 3$ pour un niveau de confiance de 99,73%, $t = 2,58$ pour un niveau de confiance de 99% et $t = 1,96$ pour un niveau de confiance de 95%.

Cette définition n'est valable que lorsque l'on s'est affranchi des erreurs systématiques.

Erreur limite de la moyenne arithmétique d'une série de mesurages

C'est l'erreurs extrême (en plus et en moins) dont la probabilité de ne pas être dépassée par l'erreur sur la moyenne arithmétique d'une série de mesurages a une valeur P telle que l'on peut estimer que la différence $1 - P$ est négligeable. Le plus souvent, on calcule les erreurs limites de la moyenne arithmétique d'une série de mesurages de la même façon que celles relatives à un seul mesurage mais en utilisant l'écart moyen quadratique (écart-type) de la moyenne.

4.3 Écoulement permanent des liquides

Un *écoulement permanent* est un écoulement dans lequel les propriétés en un point sont constantes au cours du temps.

4.3.1 Écoulement dans les conduites cylindriques longues

Dans ce qui suit, nous négligerons la compressibilité des liquides et considérerons donc un fluide à masse volumique ρ constante.

Nous examinerons son écoulement dans une conduite cylindrique longue. La notion de conduite longue est liée à l'établissement d'un régime d'écoulement dans la conduite ; on évite d'introduire des perturbations locales comme des coudes ; elle nécessite, en pratique, une longueur dépassant quelques dizaines de fois le diamètre de la section.

4.3.2 Forme de l'écoulement et régime de l'écoulement

Dans les conditions qui viennent d'être précisées, on constate que la vitesse est partout parallèle à l'axe de la conduite ; les *lignes de courant*¹ sont toutes des droites parallèles aux génératrices. Suivant l'importance des forces de viscosité par rapport aux forces d'inertie de l'écoulement, on observe pour celui-ci plusieurs régimes possibles.

Ce rapport de forces est caractérisé par le *nombre de Reynolds* :

$$Re = vD\rho/\mu \quad (4.3)$$

avec v (m/s) vitesse caractéristique de l'écoulement
(souvent la vitesse moyenne dans la section),

D (m) dimension caractéristique de la section transversale
(diamètre pour une conduite circulaire),

μ (Pa · s) viscosité dynamique du fluide,
 ρ (kg/m³) masse volumique du fluide.

Ce nombre est d'autant plus grand que les forces de viscosité ont moins d'importance relative. Lorsque Re est inférieur à une valeur limite de l'ordre de 2000, l'écoulement est toujours *lamininaire*, c'est-à-dire exempt de turbulences.

Dans les conduites industrielles, ce qui correspond au cas de notre étude, pour $Re > 2500$, l'écoulement est en pratique toujours *turbulent*, c'est-à-dire que les forces de viscosité ne sont plus suffisantes pour empêcher les inévitables perturbations d'engendrer une multitudes de petits tourbillons qui se superposent à l'écoulement global.

Dans les conditions précisées précédemment, à savoir pour un fluide à masse volumique ρ constante, on constate que la vitesse le long d'une ligne de courant ne varie pas ; dans chaque section transversale, la distribution spatiale des vitesses est la même. De plus dans le cas d'une conduite de section circulaire, cette distribution présente une symétrie de révolution ; la vitesse ne dépend plus que de la distance à l'axe de la conduite.

Pour plus d'informations, on se reportera au document de référence plus détaillé[6].

4.4 Théorie des vannes hydrauliques

4.4.1 Coefficients hydrauliques

Pour un fluide incompressible et dans le cas d'un régime d'écoulement turbulent, les coefficients couramment utilisés sont :

- Les coefficients sans dimension K_α (aussi dénommé ζ) et α :

1. Une *ligne de courant* est définie comme tangente, à un instant donné, aux vecteurs vitesses d'éléments de fluide distincts. Il n'y a donc a priori pas de relation entre ligne de courant et trajectoire.

$$K_a = \frac{2g\Delta H}{v^2} = \frac{2\Delta p}{\rho v^2} \quad (4.4)$$

$$\alpha = \frac{4Q}{\pi D^2} \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p}} = \frac{v}{\sqrt{2g\Delta H}} \quad (4.5)$$

avec D (m) diamètre de la vanne,
 g (m/s^2) accélération de la pesanteur,
 H (m) hauteur de colonne de fluide,
 Q (m^3/s) débit volumique,
 Δp (Pa) perte de charge,
 v (m/s) vitesse d'écoulement,
 ρ (kg/m^3) masse volumique.

De l'équation 4.5 on trouve :

$$Q = \alpha \frac{\pi D^2}{4} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (4.6)$$

Le coefficient de débit α permet donc de calculer le débit traversant tout élément déprimogène en connaissant la perte de charge qu'il induit au circuit. Il est lié au profil interne d'un élément déprimogène et au nombre de Reynolds de l'écoulement.

On constate donc que deux corps de vannes présentant la même section de passage n'ont donc pas forcément la même capacité de débit. Il faudrait, pour que tel soit le cas, que le fluide soit le même et qu'il y ait une même différence de pression.

- Dans le but de faciliter les choses, le coefficient de débit C_v est devenu rapidement l'étalon universel de mesure du débit de fluide qui s'écoule dans une vanne.
- Le coefficient de débit C_v , qui exprime le débit d'eau en gallons US par minute, à une température comprise entre 5 et 40°C, s'écoulant à travers une restriction donnée, en créant une perte de charge de 1 psi²:

$$C_v = 1,156 Q \sqrt{\frac{G}{\Delta p}} = 1,156 \times 10^{-3} W \frac{1}{\sqrt{G\Delta p}} \quad (4.7)$$

avec G densité du fluide par rapport à l'eau pure à 40°C,
 Q (m^3/h) débit volumique,
 Δp (bar) perte de charge,
 W (kg/h) débit massique.

Cette relation est valable en admettant que le coefficient de géométrie du système est sans influence.

2. pound-force per square inch: 1 lbf/in² = 1 psi \approx 0,06895 bar \approx 6 895 Pa.

Le C_v est un repère de grandeur au moyen duquel le technicien peut caractériser rapidement et avec précision une restriction connaissant les conditions de débit et de pression et ceci pour n'importe quel fluide. En effet, ce paramètre est indépendant des facteurs géométriques de la vanne comme sa position ou son diamètre (voire les relations 4.7 et 4.9).

On constate que C_v est proportionnel à la section de passage entre le corps de vanne et l'obturateur d'où lorsque $C_v = 0$, la vanne est fermée et lorsque $C_v = C_{v \max}$, la vanne est complètement ouverte.

De plus C_v dépend aussi du profil de la vanne et du type d'écoulement dans celle-ci.

On a les relations suivantes entre les différents coefficients :

$$K_\alpha = 1/\alpha^2 \quad (4.8)$$

$$C_v = 4,64 \times 10^4 D^2 \alpha = 4,64 \times 10^4 \frac{4Q}{\pi} \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p}} \quad (4.9)$$

En Europe, on utilise souvent le coefficient K_v , qui exprime le débit en m^3/h pour une perte de charge de 10^5 Pa :

$$1 K_v = 1,156 C_v \quad (4.10)$$

Nous avons joint à l'annexe B un tableau reprenant plusieurs coefficients hydrauliques de divers types de vannes en fonction de quelques diamètres nominaux.

4.4.2 Utilisation des différents coefficients hydrauliques suivant le montage

Circuit où les composants sont montés en série :

$$K_{\alpha \text{ total}} = \sum_{i=1}^n K_{\alpha i} \quad (4.11)$$

$$\frac{1}{\alpha_{\text{total}}^2} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{\alpha_i^2} \quad (4.12)$$

$$\frac{1}{C_{v \text{ total}}^2} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{C_{vi}^2} \quad (4.13)$$

Circuit avec montage en parallèle des composants :

$$C_{v \text{ total}} = \sum_{i=1}^n C_{vi} \quad (4.14)$$

$$\alpha_{\text{total}} = \sum_{i=1}^n \alpha_i \quad (4.15)$$

4.4.3 Caractéristiques de débit

Les vannes à soupape, à papillon et à tournant sphérique sont bien adaptées à la fonction de réglage.

La caractéristique de débit est la relation qui lie le débit qui traverse la vanne au déplacement linéaire ou angulaire de l'obturateur. Généralement, on exprime le débit et le déplacement en valeur relative (% de la valeur maximale).

On distingue deux types de caractéristiques.

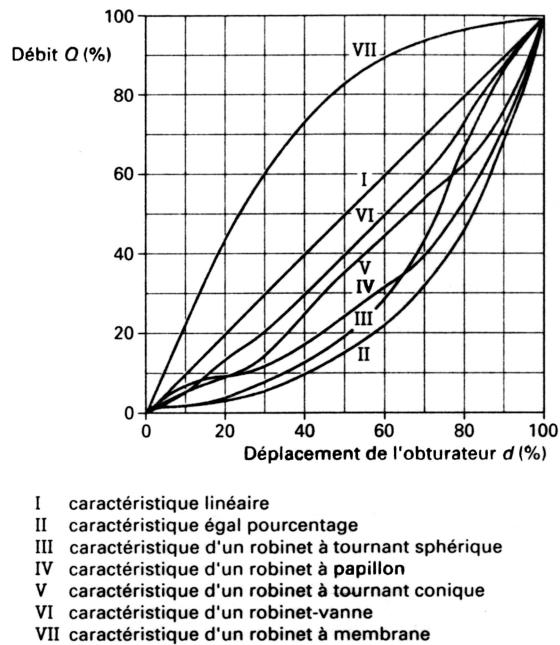


FIG. 4.1 – Forme approximative et comparée des caractéristiques de débit intrinsèque de différents types de vannes

La caractéristique de débit intrinsèque

Tout d'abord, *la caractéristique de débit intrinsèque* (voir figure 4.1) est définie par la fonction liant le déplacement de l'obturateur au débit pour une perte de charge constante à tout instant. Celle-ci est d'ordinaire fournie par le constructeur.

Pour exemple, « la caractéristique linéaire » est telle que :

$$Q = Q_{100} \times \frac{d}{d_{100}} \quad (4.16)$$

avec Q_{100} débit maximal,
 d_{100} déplacement à grande ouverture de l'obturateur.

D'autre part, « la caractéristique égal pourcentage » présente la particularité suivante : pour des incrémentés égaux de déplacement de l'obturateur, les variations de débit sont égales au débit précédent multiplié par un facteur constant. Elle est telle que :

$$Q = b \exp(ad) \quad (4.17)$$

avec a et b facteurs constants.

La caractéristique de débit réel

Ensuite, la *caractéristique de débit réel* (voir figure 4.2) est définie par la fonction liant le déplacement de l'obturateur au débit par l'intermédiaire de la perte de charge lorsque la vanne est montée dans une installation. On observe alors que la perte de charge aux bornes de la vanne n'est plus constante en fonction du débit et que sa variation est définie par l'installation tout entière (perte de charge dans les conduites amont et aval, ainsi que pertes de charges localisées).

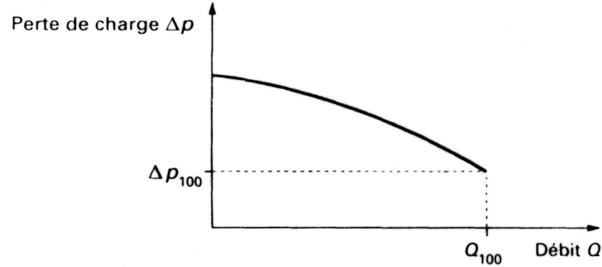


FIG. 4.2 – *Perte de charge en fonction du débit dans un circuit réel*

On définit le *facteur d'autorité* A de la vanne par :

$$A = \frac{\Delta p_{100}}{\Delta p} \quad (4.18)$$

avec Δp_{100} perte de charge de la vanne en grande ouverture.

A l'aide de ce facteur d'autorité, il est possible de calculer la caractéristique réelle (repérée par l'indice r) à partir de la caractéristique intrinsèque (indice i) par la relation :

$$\left(\frac{Q}{Q_{100}}\right)_r = \frac{1}{\sqrt{1 + A \left[\left(\frac{Q_{100}}{Q}\right)_i^2 - 1 \right]}} \quad (4.19)$$

Les caractéristiques réelles obtenues à partir de caractéristiques intrinsèques linéaire et « égal pourcentage » sont représentées à la figure 4.3. On constate une déformation de plus en plus grande de la caractéristique au fur et à mesure que le coefficient d'autorité A diminue, donc lorsque la part relative de la perte de charge dans la vanne par rapport à la perte de charge totale dans le circuit diminue. On constate par ailleurs que, pour une faible autorité à savoir $A = 0.05$, les vannes à caractéristique linéaire sont peu adaptées au réglage (la caractéristique devient du type « à ouverture rapide » ou aussi appelée « tout ou rien », très mal adaptée à la fonction de réglage).

4.4.4 Écoulement critique et cavitation d'un fluide incompressible

Écoulement dans une vanne

Le diagramme de la figure 4.4 montre :

- l'existence d'une zone appelée *vena contracta* où la pression statique p_{min} est minimale (cette zone correspond à la contraction maximale de la veine fluide),
- que la pression p_2 en sortie est telle que $p_2 > p_{min}$ (phénomène de récupération de pression).

En comparant p_{min} et p_2 à la tension de vapeur p_v (p_{v1}, p_{v2}, p_{v3} , etc.) du liquide à la température de l'écoulement, plusieurs cas peuvent se présenter :

1. $p_{min} > p_{v1}$: cas normal de l'écoulement du liquide ;
2. $p_{min} < p_{v2}$ et $p_2 > p_{v2}$: dans ce cas, on observe une vaporisation du liquide dans la zone de A et B, suivie d'une implosion des bulles de vapeur à partir de B ; ce phénomène est

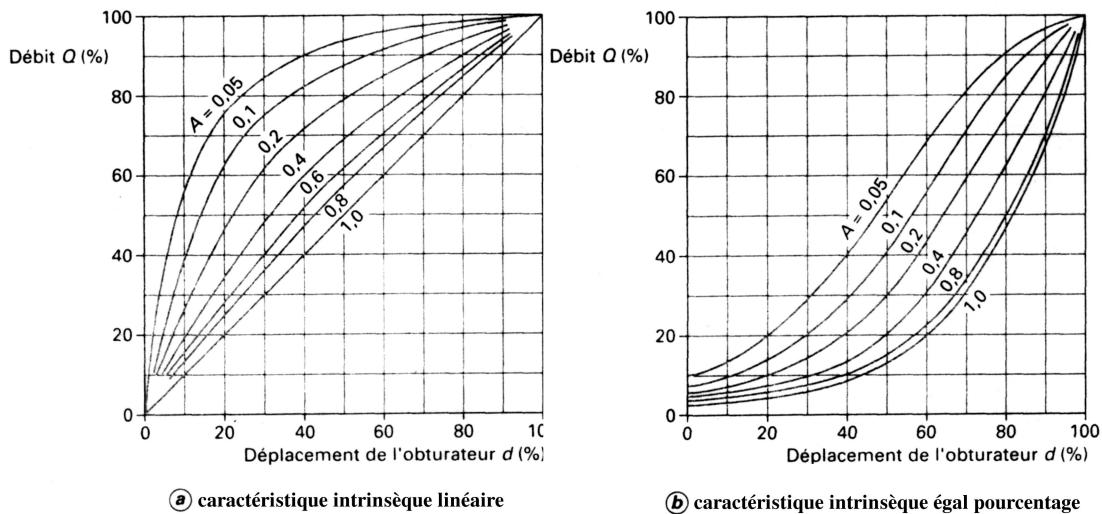


FIG. 4.3 – Forme des caractéristiques réelles pour différentes caractéristiques intrinsèques et différentes valeurs du facteur d'autorité A

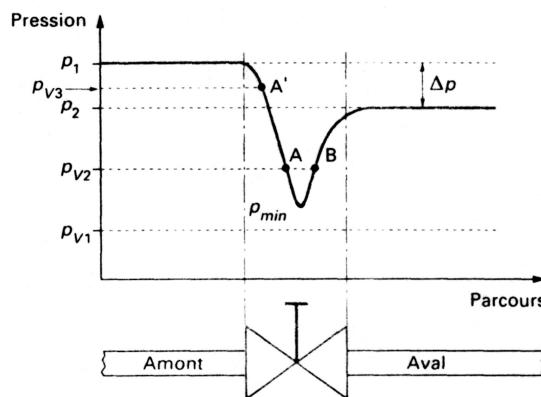


FIG. 4.4 – Diagramme de la pression statique

appelé *cavitation*, et apparaît lorsque la pression statique dans la veine fluide atteint la valeur de la tension de vapeur du liquide à la température de l'écoulement;

3. $p_2 < p_{v3}$ donc $p_{min} < p_{v3}$: le liquide se vaporise et reste sous forme vapeur en sortie de la vanne.

Régimes d'écoulement

Le diagramme débit-perte de charge d'une vanne montre trois régimes d'écoulement (figure 4.5):

- écoulement laminaire,
- écoulement turbulent,
- cavitation et vaporisation avec saturation du débit.

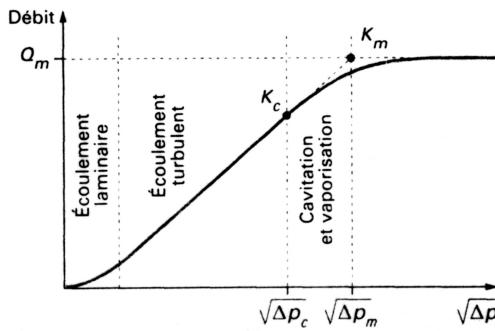


FIG. 4.5 – Différents régimes d'écoulement dans une vanne

Indice de cavitation

On distingue deux indices de cavitation (figure 4.5).

1. Indice K_c de *cavitation commençante*:

$$K_c = \frac{\Delta p_c}{p_1 - p_v} \quad (4.20)$$

avec p_1 (Pa) pression absolue amont,
 p_v (Pa) tension de vapeur du liquide à la température de l'écoulement.

Cet indice correspond à la perte de charge Δp_c , valeur limite de la perte de charge pour laquelle la relation $Q = k\sqrt{\Delta p}$ est réalisée, et au-delà de laquelle on observe une réduction de la capacité de débit de la vanne.

2. Indice K_m de *cavitation totale*:

$$K_m = \frac{\Delta p_m}{p_1 - p_v} \quad (4.21)$$

Cet indice correspond à la perte de charge limite, au delà de laquelle on observe une saturation de débit.

La valeur des indices K_c et K_m est fonction de la construction de la vanne ainsi que du degré d'ouverture de l'obturateur. De plus en plus, ces valeurs sont fournies sur les catalogues des constructeurs.

Les vannes présentant une faible perte de charge ont un indice de cavitation faible.

Effets de la cavitation

L'implosion brutale des bulles de vapeur produit un bruit très caractéristique accompagné de vibrations ainsi que d'ondes de chocs qui produisent des contraintes superficielles très importantes sur les matériaux de la vanne. Tout ceci conduit à une usure très rapide de la vanne.

Il faut donc éviter le fonctionnement d'une vanne en régime de cavitation ; la perte de charge maximale ne doit donc guère dépasser Δp_c (perte de charge de cavitation commençante).

4.4.5 Couple de manœuvre d'une vanne papillon

Pour plus de détails concernant les vannes hydrauliques, on se reportera au document de référence bibliographique [7].

Le couple de manœuvre est la somme algébrique de quatre couples élémentaires :

- C_H couple hydrostatique;
- C_F couple de frottement sur les paliers;
- C_D couple hydrodynamique;
- C_S couple de frottement sur la portée d'étanchéité.

Couple hydrostatique

La formule générale est :

$$C_H = \frac{\pi \rho D^4}{64} \quad (4.22)$$

avec ρ (kg/m³) masse volumique du fluide,
 D (m) diamètre nominal.

Dans le cas de l'eau, on a $C_H = 49 D^4$. Ce couple est donc négligeable pour les petits diamètres, mais il devient important pour de grands diamètres.

Couple de frottement sur les paliers

Il se calcule par :

$$C_F = K_F \Delta p D^2 d f \quad (4.23)$$

avec K_F coefficient expérimental,
 f coefficient de frottement (fonction de la matière de l'arbre et des paliers),
 d (m) diamètre de l'arbre,
 D (m) diamètre nominal de la vanne,
 Δp (Pa) perte de charge dans la vanne.

Couple hydrodynamique

L'écoulement, autour d'un papillon ouvert, crée un couple qui tend à fermer ce papillon (figure 4.6). Le couple $C_{D\alpha}$ lorsque le papillon est à l'angle d'ouverture α peut être représenté par les formules générales suivantes :

$$C_{D\alpha} = K_{T\alpha} V_\alpha^2 D^3 \quad (4.24)$$

$$C_{D\alpha} = T_{D\alpha} \Delta p \quad (4.25)$$

avec $K_{T\alpha}$ coefficient de couple à l'angle α ,
 V_α (m/s) vitesse de l'écoulement,
 $T_{D\alpha}$ coefficient de couple
(représentant le couple hydrodynamique pour une perte de charge de 10^5 Pa).

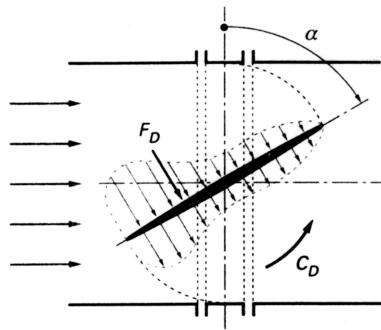


FIG. 4.6 – Couple hydrodynamique C_D sur un papillon centré

La grandeur ainsi que l'évolution du coefficient de couple $K_{T\alpha}$ sont fonction :

- de la forme du papillon (lenticulaire, plat, profil spécial, etc.),
- du montage du papillon (centré par rapport à l'arbre ou excentré),
- du sens d'attaque du fluide (pour les papillons excentrés ou ceux dont la forme n'est pas symétrique par rapport à l'axe de rotation).

4.4.6 Influence d'un convergent-divergent

Quand une vanne n'est pas de la même dimension que la tuyauterie, elle est installée entre un convergent et un divergent. Ceux-ci créent une chute de pression supplémentaire provoquée par la contraction et la dilatation de la veine fluide (figure 4.7).

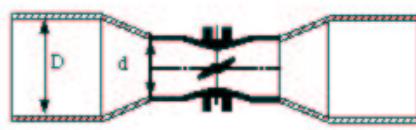


FIG. 4.7 – Convergent-Divergent appliqué à une vanne papillon

Le coefficient de débit C_v calculé doit être corrigé par la relation suivante :

$$C_v^{r\acute{e}el} = \frac{C_v}{F_p} \quad (4.26)$$

Le coefficient de correction F_p déterminé expérimentalement est habituellement fourni par le constructeur. Il peut être déterminé de manière approchée à partir des formules suivantes. Il est alors calculé en considérant que la contraction et la dilatation de la veine fluide se font d'une façon brutale. La chute de pression est donc surestimée et l'on ne risque pas de sous-dimensionner la vanne.

$$F_p = \sqrt{1 - 1,5 \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)^2 \left(\frac{C_v}{0,046 d^2}\right)^2} \quad (4.27)$$

avec F_p facteur de correction de débit en écoulement non critique pour installation convergent-divergent (angle au sommet du convergent supérieur à 40°),
 F'_p facteur de correction de débit en écoulement non critique pour installation avec un divergent seul ou avec convergent-divergent lorsque l'angle au sommet du convergent est inférieur à 40° ,
 C_v coefficient de débit,
 d (mm) diamètre de la vanne,
 D (mm) diamètre de la tuyauterie.

4.4.7 Coefficient de perte de charge des vannes

La perte de charge des vannes est analogue par nature à celle des diaphragmes, dans lesquels, après un rétrécissement brusque, se produit un élargissement brusque de l'écoulement. Cependant, un phénomène plus complexe se rencontre dans les clapets, les vannes et les soupapes (figure 4.8). En plus de rétrécissements et d'élargissements brusques, il y a ici des tours et détours compliqués de l'écoulement. Tout cela entraîne des augmentations localisées de vitesses, ainsi que des décollements, et, par conséquent, la formation de tourbillons, ce qui provoque une perte de charge encore plus grande dans ces éléments.



FIG. 4.8 – Schémas de l'écoulement dans une vanne papillon

Le coefficient de perte de charge ζ :

$$\zeta = \frac{2\Delta p}{\rho v^2} \quad (4.28)$$

avec Δp (Pa) perte de pression entre les brides de raccordement du robinet totalement ouvert,
 ρ (kg/m^3) masse volumique du fluide,
 v (m/s) vitesse d'écoulement du fluide.

Les coefficients de débit K_v et de perte de charge ζ sont liés par la relation :

$$\zeta k_v^2 = 1,6 \times 10^9 \times D^4 \quad (4.29)$$

avec D (m) diamètre intérieur de la conduite.

Habituellement pour diminuer le coût d'achat d'une vanne, ainsi que les efforts et les moments de manœuvre, on diminue la section de passage. Mais l'étranglement du passage augmente le coefficient de perte de charge dû à la vanne.

Un exemple de perte de charge causée par un papillon est disponible à l'annexe C.

Pour de plus amples informations au sujet des pertes de charge on se reportera à la référence bibliographique [8].

4.5 Mesure de la pression dans un écoulement en charge

4.5.1 Pression dans un fluide en mouvement

Il est à remarquer que les mesures de pression dans les fluides en mouvement impliquent des effets liés à l'énergie cinétique qui sont absents dans les fluides au repos.

Dans un fluide en mouvement, pour chaque particule animée de la vitesse \vec{V} , lorsque la viscosité est négligée (modèle du fluide parfait), l'équation fondamentale de la dynamique s'écrit :

$$\rho \frac{d\vec{V}}{dt} = \rho \vec{F} - \overrightarrow{\text{grad}} p \quad (4.30)$$

Dans un champ de pesanteur \vec{g} , lorsque l'écoulement ne dépend pas directement du temps (écoulement permanent) et lorsque le fluide est à masse volumique ρ constante, cette équation s'intègre pour donner *la relation de Bernoulli* :

$$p + \rho g z + \frac{1}{2} \rho V^2 = \text{constante le long de la trajectoire} \quad (4.31)$$

où z est l'altitude du point M sur la trajectoire de la particule.

Sous cette forme, chaque terme est homogène à une pression. La pression proprement dite, p , est appelée *pression statique*; le groupement $p + \rho g z$ est appelé *pression motrice* et le terme $\rho V^2/2$ est la *pression dynamique*. La somme de la pression motrice et de la pression dynamique est appelée *pression totale*. La pression totale représente en fait l'énergie mécanique totale, par unité de volume, de la particule en mouvement.

4.5.2 Condition de prise de pression

La prise de pression correcte est une condition essentielle pour que la mesure de pression soit précise.

Dans les mesures de la hauteur de pression dans un espace rempli de liquide en mouvement et dans les mesures de la chute de pression causée par un élément déprimogène introduit dans

une conduite, la précision de la mesure dépend en grande partie du choix et de la forme de l'endroit de prise de pression où se produit le passage de l'espace occupé par le liquide en mouvement à l'espace avec le liquide statique dans le manomètre.

Il faut adopter comme principe que la prise de pression doit être faite dans les sections où la répartition des lignes de courant est régulière et exempte de déformations provoquées par des obstacles aux mouvements locaux, tels que, par exemple, les vannes, coudes, déviations, sauf bien entendu, quand il s'agit de mesurer la baisse de pression causée par ces éléments. C'est d'ailleurs, en particulier, ce qui nous intéresse dans cette étude. Il sera cependant nécessaire de prendre des précautions particulières étudiées au paragraphe 4.5.3.

4.5.3 Orifices et fentes de prise de pression

La prise de pression peut être réalisée au moyen :

- d'un orifice;
- de plusieurs orifices répartis dans une section;
- d'une ou plusieurs fentes disposées sur toute la périphérie ou une partie de celle-ci.

La forme et le façonnage des orifices et des fentes de prise de pression doivent exclure ou réduire à des valeurs insignifiantes pour la mesure les erreurs dues aux différences de façonnage du bord des orifices ou des fentes du côté de l'espace occupé par le courant. La figure 4.9 représente quelques formes caractéristiques des orifices de prise de pression reliant une conduite au manomètre.

Quand le diamètre d'un orifice est trop grand, correspondant à la figure 4.9 (a), les filets fluides qui passent au voisinage immédiat de la paroi se détachent et frappent la paroi intérieure de l'orifice, causant un accroissement de la pression.

Dans le deuxième cas, lorsque le bord du trou est irrégulier, correspondant à la figure 4.9 (b), il se produit un décollement du courant de liquide de la paroi et, de ce fait la pression indiquée par le manomètre est inférieure à la pression statique qui règne dans la section donnée.

Dans le troisième cas, correspondant à la figure 4.9 (c), le phénomène contraire se produit par suite de l'arrondi trop grand du bord d'entrée.

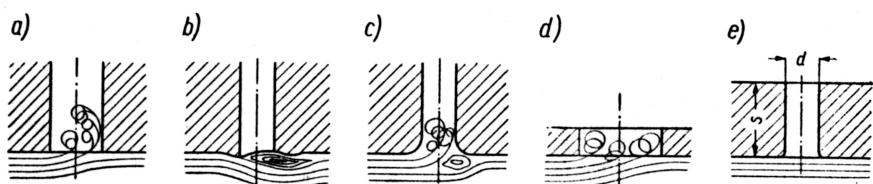


FIG. 4.9 – Formes caractéristiques des orifices de prise de pression

Sur la figure 4.9 (d) le diamètre de l'orifice est considérablement plus grand que l'épaisseur de la paroi et il se produit un accroissement sensible de la pression dans l'espace statique par suite du détachement de filets fluides.

La figure 4.9 (e) représente une forme correcte d'un orifice de prise de pression. Cet orifice doit être percé normalement à la paroi de la conduite. Son diamètre doit être compris entre 3 et 8 mm et en même temps il doit être égal ou inférieur à l'épaisseur de la paroi: $d \leq s$. Le bord d'entrée de l'orifice doit être légèrement arrondi du côté de l'espace occupé par le liquide en mouvement.

Pour la mesure de pressions dans les sections à écoulement troublé et, par conséquent, en aval et en amont de déviations, coudes, vannes, etc., il est indispensable d'utiliser des prises de pressions à orifices multiples sur une section afin de pouvoir calculer la pression moyenne dans celle-ci. Si tel n'est pas le cas, les mesures effectuées ne pourront pas être considérées comme valables.

Pour plus de détails sur la mesure des pressions dans un écoulement en charge, on se reportera à la référence bibliographique [9].

4.5.4 Paramètres influençant la mesure d'une pression

Les paramètres d'environnement, appelés aussi grandeurs d'influence, affectent les résultats de la mesure. Sans pour autant arrêter une liste exhaustive, les principales grandeurs d'influence sont :

- la température et ses variations;
- l'hygrométrie;
- la pression atmosphérique;
- les accélérations et les vibrations (intensité, directions et fréquence);
- les champs électromagnétiques basses et hautes fréquences;
- les champs magnétiques.

4.5.5 Différents types de capteurs de pression et de principes de détection

Étant donné notre besoin de traitement de données après la mesure, nous ne rappellerons ici que les principes de mesure concernant les capteurs et les transmetteurs de pression ; nous ne parlerons pas, ici, des manomètres mécaniques qui ne fournissent que localement la valeur de la pression mesurée.

La plupart des mesures de pression se ramènent à des mesures de déplacement d'un corps d'épreuve dont la déformation est due à la pression.

Mesure de pression par variation de résistance

- Le potentiomètre

La déformation du corps d'épreuve amplifiée mécaniquement provoque le déplacement du curseur d'un potentiomètre. Le potentiomètre, de résistance totale R , alimenté sous une tension U_s fournit, aux bornes de la résistance partielle r déterminée par le curseur une tension partielle :

$$V_m = U_s r / R \quad (4.32)$$

- Les jauge électriques

Les jauge électriques sont des détecteurs résistifs conçus pour suivre les déformations des corps d'épreuve. Leur allongement Δl à température constante correspond à une variation de résistance ΔR telle que :

$$\frac{\Delta R}{R} = K \frac{\Delta l}{l} \quad (4.33)$$

avec K facteur de jauge.

Nous constaterons qu'il existe des jauge métalliques et des jauge en semi conducteur.

Mesure de pression par variation d'inductance

– La variation de réluctance

La déformation des corps d'épreuve peut être utilisée pour modifier la réluctance \mathfrak{R} d'une portion de circuit magnétique de longueur l , de perméabilité relative μ_r et de section S où μ_0 est la perméabilité du vide :

$$\mathfrak{R} = \frac{l}{\mu_0 \mu_r S} \quad (4.34)$$

Il en résulte une variation du flux d'induction magnétique dans le circuit et une variation de la self-inductance de la bobine (n tours de fil).

$$L = \frac{n^2}{\mathfrak{R}} \quad (4.35)$$

La détection d'un jeu variable d'air (figure 4.10) est utilisée dans plusieurs types de capteurs ; la variation d'épaisseur du jeu doit rester très petite devant le jeu de repos $e/2$ pour conserver une linéarité acceptable.

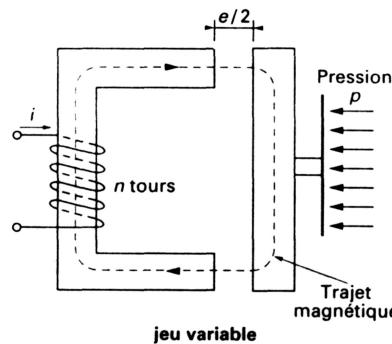


FIG. 4.10 – *Principe des capteurs à variation de réluctance*

– Le transformateur différentiel

Le transformateur différentiel LVDT (Linear Variable Differential Transformer) est composé d'un bobinage primaire et de deux bobinages « demi-secondaires » placés en série (figure 4.11). Le déplacement d'un noyau mobile modifie le flux magnétique de couplage entre le primaire et chacun des demi-secondaires. Le signal V_m obtenu aux bornes du secondaire après démodulation est, en signe et amplitude, directement proportionnel à la position du noyau, mesurée par rapport à un zéro médian.

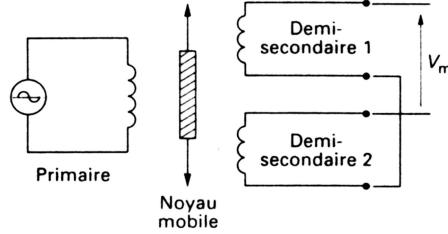


FIG. 4.11 – *Linear Variable Differential Transformer*

Mesure de pression par Effet Hall

Un conducteur (généralement un semi-conducteur) est parcouru par un courant I constant ; si on le soumet à une induction magnétique B , on constate l'apparition d'une différence de potentiel transversale V_m , perpendiculaire aux lignes de courant, conséquence de la loi de Laplace appliquée aux charges électriques en mouvement. La tension de Hall est proportionnelle à l'induction B et au courant I ; elle peut donc constituer un signal de mesure V_m dans le cas où la pression peut agir sur la valeur B (par exemple, si la déformation du corps d'épreuve déplace un aimant permanent au voisinage de la sonde).

Mesure de pression par variation de capacité

La capacité d'un condensateur plan constitué de deux armatures conductrices et d'un diélectrique qui les sépare s'écrit :

$$C = \frac{\varepsilon S}{e} \quad (4.36)$$

Avec ε permittivité du diélectrique,
 S surface en regard des deux armatures,
 e distance entre les deux armatures.

Chacun de ces paramètres peut-être modifié par la pression. La variation de surface et de la permittivité provoque des variations linéaires de C , ce qui n'est pas le cas de la distance entre les armatures.

Pour plus de détails concernant la mesure de pression, on se reportera à la référence bibliographique [10].

4.6 Mesure du débit dans un écoulement en charge

Étant donné notre besoin de mesurer le débit sans ajouter de pertes de charge et dans la perspective de pouvoir intégrer la mesure, nous ne rappellerons ici que les notions concernant le débitmètre électromagnétique, en négligeant les tuyères, diaphragmes et venturi. Dans l'éventualité du positionnement d'un déversoir de contrôle du débit en aval de la boucle de test, nous rappellerons également quelques éléments les concernant.

4.6.1 Technique du débitmètre électromagnétique

Principe de fonctionnement

Aujourd'hui les débitmètres électromagnétiques fonctionnent sur le principe de Faraday. Si un liquide conducteur, animé d'une vitesse V à l'intérieur d'un tube (dont le diamètre D est électriquement isolé), traverse perpendiculairement un champ magnétique B , une tension U est induite dans ce liquide. Cette tension est captée par deux électrodes :

$$U = D B V \quad (4.37)$$

Le convertisseur recueille la tension aux électrodes et calcule le débit volumique en multipliant la vitesse d'écoulement par la section du tube de mesure. Un débitmètre électromagnétique est simplement constitué par un tube en matériau non magnétique, revêtu intérieurement d'un revêtement isolant. Deux bobines d'induction sont placées de part et autre de la conduite afin de créer le champ magnétique B (figure 4.12).

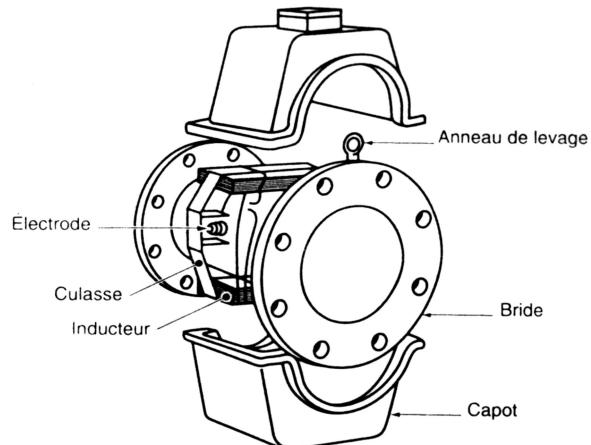


FIG. 4.12 – Vue éclatée d'un débitmètre à champ uniforme constant ; montage à bride

Avantages et inconvénient

L'avantage majeur du débitmètre électromagnétique est qu'il ne fait pas intervenir de pertes de charge dans le système du fait que le dispositif de mesure n'obstrue en rien l'écoulement. De plus, il a une réponse linéaire, avec une large gamme de diamètres, et la possibilité de mesurer les écoulements bidirectionnels. L'inconvénient, hormis le prix, est le fait qu'il ne peut être utilisé que pour des liquides conducteurs.

Champ alternatif

Étant donné qu'entre deux électrodes plongées dans un électrolyte, il apparaît toujours une tension continue de polarisation du même ordre de grandeur que la tension induite par le débit, il est nécessaire d'utiliser un champ magnétique variable afin de pouvoir isoler le signal à mesurer. On retiendra qu'il faut travailler à basse fréquence parce que la grandeur des tensions parasites est proportionnelle à celle-ci (typiquement entre 10 et 60 Hz).

Influence et perturbations de la veine fluide

Afin d'éviter au maximum les erreurs de mesures dues à la perturbation de la veine fluide il est important de veiller à ce que l'écoulement soit substantiellement axisymétrique. Il a été prouvé qu'une longueur droite en amont du débit-mètre égale à cinq fois le diamètre était nécessaire pour éviter des erreurs de mesures importantes [11]. On peut observer les longueurs droites nécessaires dans plusieurs situations au tableau 4.1.

Perturbations		Débitmètre électromagnétique
Longueurs droites amont	Réducteur ^a $< 8^\circ$	$5DN^b$
	Un coude	$8DN$
	Deux coudes	$10DN$
	Trois coudes non coplanaires	$12DN$
Longueurs droites aval	Réducteur $< 8^\circ$	$5DN$
	Un coude	$8DN$
	Deux coudes	$10DN$
	Trois coudes non coplanaires	$12DN$

TAB. 4.1 – Longueurs droites nécessaire en amont d'un débitmètre électromagnétique

^a Après une vanne de régulation il faut multiplier par 3 la valeur utile pour la réduction concentrique.

^b DN : Diamètre nominal

Pour de plus amples informations concernant la technologie des débitmètres électromagnétiques on se reporterà à la référence bibliographique [12].

4.6.2 Technique du déversoir

Définition

On appelle *déversoir* une paroi (figure 4.13-*P*) placée en travers d'un canal découvert et causant la hausse de la surface libre du liquide, qui de ce fait se déverse par dessus la paroi. Ce dispositif peut être utilisé pour mesurer le débit parce qu'il existe une relation fonctionnelle entre celui-ci et la hauteur de montée de la surface libre h causée par la paroi. La hauteur de la nappe déversante h mesurée à une distance l suffisamment en amont de la paroi dans la section où commence une baisse visible de la surface libre est appelée *épaisseur de lame déversante*.

On distingue plusieurs formes de l'échancrure de la paroi à savoir : rectangulaire, triangulaire, circulaire, trapézoïdale, etc. Cependant ce sont les déversoirs rectangulaires que l'on rencontre le plus.

Débit des déversoirs rectangulaires

En désignant par v_0 la vitesse moyenne d'approche, la formule qui détermine le débit d'un déversoir rectangulaire peut s'écrire sous la forme suivante :

$$Q = \frac{2}{3} \mu b \sqrt{2g} \left[\left(h + \frac{v_0^2}{2g} \right)^{3/2} - \left(\frac{v_0^2}{2g} \right)^{3/2} \right] \quad (4.38)$$

(donnée par J. B. FRANCIS (1852)).

En négligeant l'effet de la vitesse d'approche v_0 sur le débit, on trouve la formule de G. POLENI (1717) :

$$Q = \frac{2}{3} \mu b h \sqrt{2gh} \quad (4.39)$$

avec b (m) largeur en crête du déversoir,
 h (m) l'épaisseur de la lame déversante,
 μ le coefficient de débit (en général obtenu par étalonnage).

En annexe D, on peut trouver au tableau D.1 les coefficients μ pour les déversoirs rectangulaires, ainsi qu'au tableau D.2 quelques valeurs du débit Q en fonction de la hauteur de la lame déversante h pour un déversoir rectangulaire sans contraction latérale.

Débit des déversoirs triangulaires

Les déversoirs triangulaires sont utilisés pour des débits plus faibles. Dans un déversoir triangulaire (figure 4.14) l'arête déversante se compose de deux segments formant les côtés d'un triangle isocèle dont le sommet est dirigé vers le bas. La hauteur de lame déversante h se mesure suffisamment en amont de la paroi entre la surface libre et le sommet du triangle isocèle.

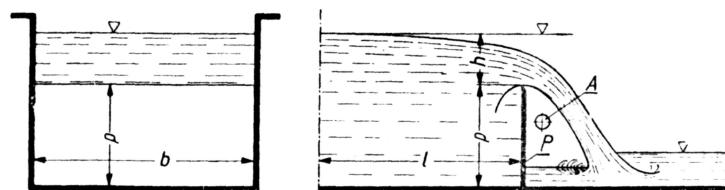


FIG. 4.13 – Déversoir de mesure

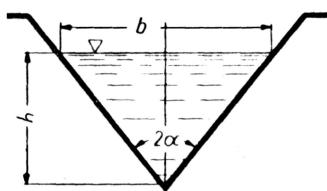


FIG. 4.14 – Déversoir triangulaire

Le débit d'un déversoir triangulaire est donné par la formule :

$$Q = \mu \frac{b}{3h} \sqrt{2g} \left[\frac{4}{5} \left(h + \frac{v_0^2}{2g} \right)^{5/2} - 2h \left(\frac{v_0^2}{2g} \right)^{3/2} - \frac{4}{5} \left(\frac{v_0^2}{2g} \right)^{5/2} \right] \quad (4.40)$$

En négligeant la vitesse d'approche v_0 , on obtient la formule suivante :

$$Q = \frac{4}{15} \mu b h \sqrt{2gh} \quad (4.41)$$

Etant donné que la mesure exacte de la largeur de la nappe b est très difficile, on introduit l'expression $b = 2h \tan \alpha$ et on exprime le débit par la formule :

$$Q = \frac{8}{15} \mu \tan \alpha h^2 \sqrt{2gh} \quad (4.42)$$

La référence bibliographique [9] nous a aidé à rédiger ce paragraphe traitant des déversoirs.

4.7 Mesure d'une hauteur d'eau

Dans la perspective d'une mesure éventuelle du débit par déversoir en aval de la boucle de test nous rappellerons ici quelques principes de mesure de hauteur d'eau sans pour autant prétendre à une liste exhaustive.

4.7.1 Le limnimètre à pointe

C'est la méthode de mesure de hauteur d'eau la plus pratiquée au Laboratoire de Recherches hydrauliques. En effet, ce principe de mesure, où il s'agit d'affleurer la surface libre de l'eau avec une pointe reliée à une échelle micrométrique (munie d'un vernier), permet d'atteindre une précision de l'ordre du dixième de millimètre dans le meilleur des cas. La plupart du temps l'on pratique une dérivation grâce au principe des vases communicants, ce qui permet d'amortir les légères oscillations de la surface libre du plan d'eau. L'avantage de cette méthode est sa simplicité et son faible coût. Son désavantage consiste à ce qu'elle ne permet pas une intégration de la mesure dans le cadre d'une chaîne d'acquisition.

4.7.2 L'écho-sonde ultrasonique

Principe de mesure

L'écho-sonde de référence mesure le temps de propagation d'une onde ultrasonique émise par un convertisseur et réfléchie à la fois par la surface de référence et par le niveau d'eau (avec un décalage temporel). Les deux signaux réfléchis sont captés par le convertisseur sonique et exploités par un dispositif électronique.

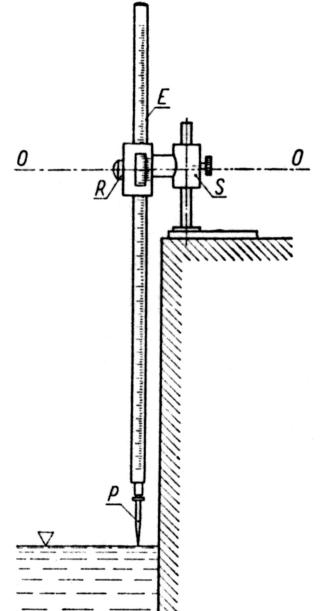


FIG. 4.15 – Limnimètre à pointe droite

Avantages

On constate :

- Une haute précision de mesure grâce à la haute résolution obtenue par une fréquence sonique élevée (ondes ultrasoniques courtes d'une fréquence de l'ordre de 150 Hz).
- La surface de référence à distance fixe permet de compenser les influences atmosphériques (température, humidité) entre le capteur et le niveau d'eau.
- La haute fréquence mise en œuvre permet d'émettre un faisceau très localisé, ce qui exclut pratiquement les réflexions par des parois latérales et autres corps étrangers.
- Les perturbations par les bruits étrangers de fréquence analogue sont minimes.

4.8 Mesure d'un couple à l'arbre d'une vanne

Dans le but d'être à même de mesurer le couple à l'arbre de la vanne commandée par un actuateur, nous rappellerons, ici, le principe du couplemètre.

4.8.1 Le couplemètre

On constate que la mesure des couples fait partie intégrante de la mesure des efforts, en effet cette méthode est régie par les mêmes principes métrologiques.

Un couple se mesure au moyen d'un couplemètre, qui possède, comme un capteur d'efforts, un corps d'épreuve déformable. Ce corps d'épreuve se déforme par torsion sous l'action du couple. Il existe une relation de proportionnalité, à savoir la loi de Hooke, entre déformation de torsion et intensité du moment, tant que cette déformation reste dans le domaine élastique.

Plusieurs technologies sont actuellement utilisées pour détecter cette déformation. Le choix du capteur dépendra de la précision requise sur la mesure du couple et des conditions d'utilisation.

Cette détection peut être effectuée grâce à différents capteurs :

- Le couplemètre à jauge³, le plus courant.
- Le couplemètre à variation d'induction, sensibles aux variations d'angle de torsion du corps d'épreuve.
- Le couplemètre à cellule de charge piézoélectrique.

Nous constaterons que du fait de la faible amplitude du mouvement de l'arbre de la vanne, à savoir un quart de tour, nous n'aurons pas ou peu de complications concernant la transmission des données. Il ne sera donc normalement pas nécessaire d'utiliser un système de transmission à contacts tournants.

On a joint en annexe E un exemple de montage des jauge de contrainte sur un corps d'épreuve cylindrique sollicité en torsion.

Pour plus de détails concernant les couplemètres, on se reportera au document de référence bibliographique [13].

3. Le principe de la jauge électrique est rappelé au paragraphe 4.5.5 dans le cadre de la mesure de pression.

4.9 Mesure des vibrations provoquées par l'écoulement

4.9.1 L'accéléromètre

Dans le but de mesurer les vibrations engendrées par l'écoulement de l'eau dans la vanne de régulation nous rappellerons ici le principe de mesure par accéléromètre. Ceci nous permettra de détecter avec précision le moment où le phénomène de cavitation apparaîtra.

Principe de mesure

La mesure d'une accélération est une mesure déductive obtenue à partir de la loi fondamentale de la dynamique à savoir :

$$f = m a \quad (4.43)$$

On mesure en réalité la force f à laquelle est soumise une masse m sous l'action de l'accélération a considérée. Étant donné que l'accélération a est la résultante de toutes les accélérations auxquelles est soumise la masse sismique de référence m dans la direction de sensibilité, un simple calcul permettra de la déterminer.

La force est mesurée par l'identification d'un déplacement détecté par un phénomène physique proportionnel. La masse sismique de référence pouvant se déplacer en translation est couplée à un ressort capable de s'opposer à la force d'inertie en créant une force proportionnelle au déplacement. De cette manière, lorsque l'extrémité libre du ressort se déplace, son élongation est proportionnelle à l'accélération.

Ce sont les accéléromètres à jauge de contrainte et piézorésistifs qui conviennent le mieux à la mesure des vibrations parce qu'ils permettent de mesurer des accélérations périodiques de fréquence et d'intensité élevée.

4.10 Conclusions

Ce chapitre dont le but était d'aborder l'aspect théorique des caractéristiques d'une vanne de réglage et d'étudier le caractère théorique et méthodologique des mesures hydrauliques de manière générale nous a permis de comprendre l'aboutissement de la boucle d'étalonnage pour vanne de régulation. En effet, c'est par la connaissance plus précise de leurs caractéristiques qu'on pourra élargir les plages réelles de leur utilisation.

Chapitre 5

Avant-Projet

5.1 Introduction

Ce chapitre a pour but de décrire de manière générale les premières idées de solutions pour la conception de la boucle d'étalonnage. La réflexion qui a amené à la rédaction de ce chapitre aura permis d'éliminer un certain nombre de possibilités irréalisables pour diverses raisons aussi bien matérielles que financières, par exemple le dimensionnement d'un canal d'une largeur de un mètre ou l'étude d'une boucle d'étalonnage en boucle fermée.

5.2 Avant-projet

5.2.1 Choix des valeurs externes à la boucle d'étalonnage

Choix du type de la vanne

Les facilités de montage entre brides qu'offrent les vannes papillon et leur aptitude plus particulière à la régulation nous ont conduit vers le choix de ce type de vanne pour les premiers tests de la boucle d'étalonnage.

Choix du diamètre des vannes

Le souhait du Laboratoire de Recherches Hydrauliques est d'obtenir la possibilité d'étalonner des vannes dans une large plage de diamètres différents. Le choix du diamètre des vannes s'est effectué en tenant compte du parc actuel que possède le Laboratoire. La gamme de diamètre que nous avons choisie pour la conception du banc d'essai est comprise entre 100 et 300 mm de diamètre intérieur.

Cette contrainte nous a amené à prévoir un système de divergent-convergent permettant d'adapter la section d'essai aux différents diamètres de vannes prévues par cette gamme.

Choix de la pompe

Étant donné le souhait du Laboratoire de Recherches Hydrauliques de pouvoir réaliser des étalonnages pour des vannes allant jusqu'à 300 mm de diamètre intérieur, nous avons conçu le banc de telle sorte que le débit soit adapté à de tels diamètres. En effet, un trop petit débit nous conduirait à restreindre conséquemment la plage de mesure pour les vannes de plus grand diamètre.

Dans le but de limiter les coûts de ces premiers essais, nous avons prévu de ne pas acheter une nouvelle pompe. C'est pourquoi, nous avons choisi la pompe offrant le plus grand débit parmi celles qui existent au Laboratoire.

La turbomachine retenue est une pompe hélicocentrifuge verticale partiellement immergée dans le réservoir situé sous le plancher d'essai. Elle est du type AMB Rateau (licence ALSTOM), et sa vitesse de rotation nominale est de 980 tr/min. Elle est capable de délivrer un débit maximal de $250l/s$ (pour une hauteur de 4 mètres de colonne d'eau) et une hauteur manométrique maximale de 11,5 mètres de colonne d'eau (pour un débit nul).

Disposition probable de la boucle d'essai au sein du Hall

Le Laboratoire de Recherches Hydrauliques dispose d'un hall d'essai d'une superficie de 80×40 mètres. Le plancher d'essai, formé d'une dalle de béton armé de 25 cm d'épaisseur, surmonte deux réservoirs (*A* et *B*) mutuellement imbriqués en forme de peigne, d'une capacité de $2000 m^3$ chacun. L'accès aux réservoirs se fait exclusivement par des lumières carrées de 1 m de côté disposées de manière régulière sur toute la surface du hall d'essai.

La première idée serait de placer la boucle d'essai au bord de la partie sud du hall de façon à gêner le moins possible l'implantation de nouveaux modèles. En effet, la boucle d'essai est prévue pour subsister longtemps par rapport à certains modèles qui sont détruits après les essais pour récupérer de nouveaux emplacements. Cette place est cependant partiellement occupée par le reste du modèle de l'entre-porte amont de Strepy-Thieu (voir figure 2.2). Dans le cas où l'emploi de cet emplacement se confirmerait lors de la réalisation, il sera préalablement nécessaire de démonter le modèle existant. Le plan du hall d'essai et la situation du modèle de l'entre-porte est disponible à la figure 5.1.

Lors de cette première approche nous utiliserons donc les dimensions de cet emplacement.

5.2.2 Définition de la boucle d'essai

La boucle d'étalonnage se divise en trois grandes parties. La première partie, nommée *section d'alimentation*, comprend la pompe, le débitmètre électromagnétique ainsi que la tuyauterie nécessaire à les raccorder. La deuxième partie sans laquelle le banc d'essai ne pourrait exister, nommée *section test*, comprend un système de convergent-divergent, la section de tuyauterie transparente munie de prises de pression et la vanne à étalonner. Enfin, la section de refoulement comprend les tuyaux remontant vers le canal de rejet des eaux vers le réservoir, et le canal proprement dit avec la vanne, le siphon et le déversoir.

Nous décrirons les éléments constitutifs de la boucle d'essai en suivant le sens de l'écoulement, c'est-à-dire de la pompe vers le réservoir. Un premier croquis est disponible aux figures 5.2 et 5.3.

Section d'alimentation

Afin de disposer de la plus grande longueur d'essai sur l'espace qui nous a été imparti, nous avons placé la pompe à la taque n°42. L'idée, ce faisant, est d'introduire le moins possible de perturbations dû à des changements de directions en amont de la vanne à étalonner. En plaçant les tuyaux de manière linéaire juste à la sortie de la pompe nous limiterons au maximum les perturbations de l'écoulement. Le seul changement de direction inévitable sera dès lors provoqué par le coude intégré au corps de la pompe.

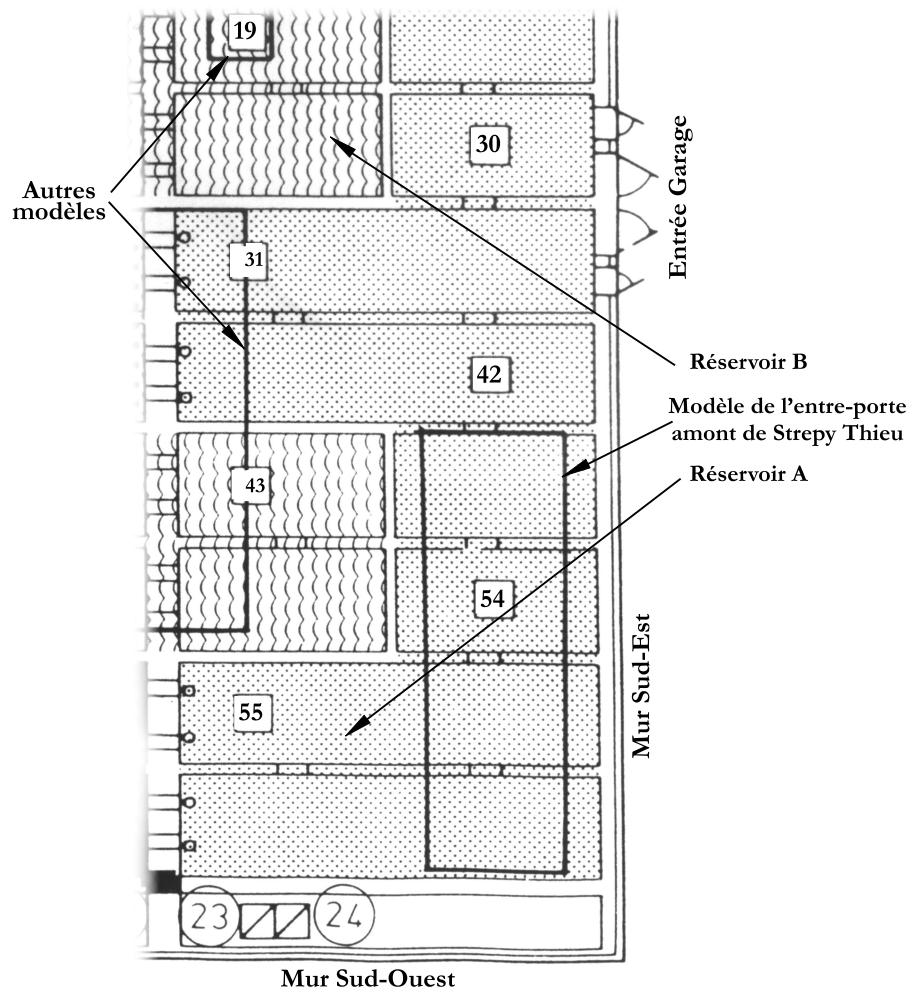


FIG. 5.1 – Extrait du plan général des réservoirs du hall d'essai avec la position actuelle des modèles

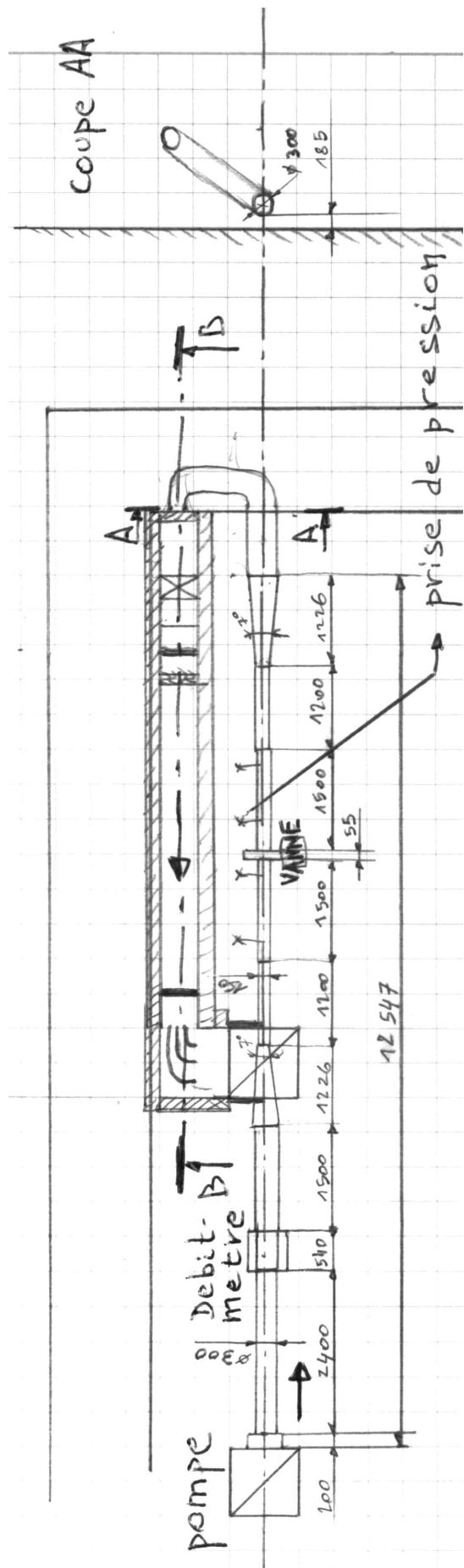


FIG. 5.2 – *Croquis du projet de la boucle d'étalonnage*

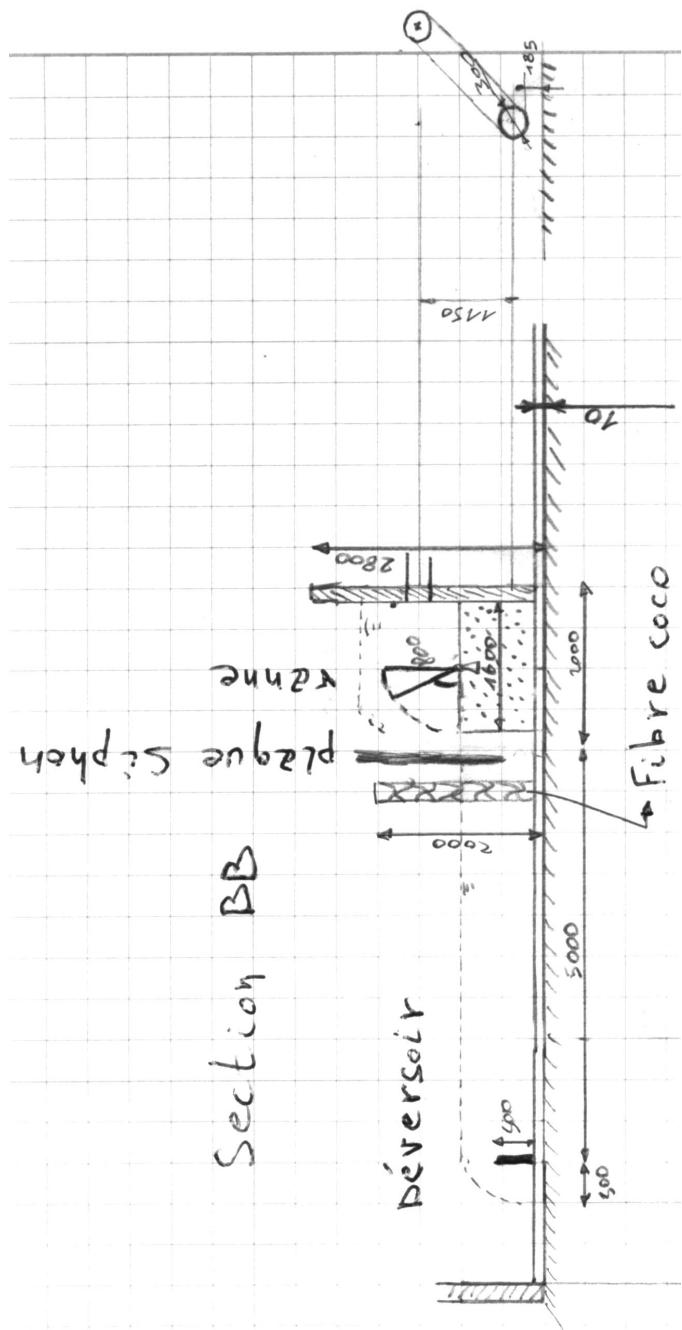


FIG. 5.3 – Croquis du projet de la boucle d'étalonnage

Pour minimiser les pertes de charges par frottement¹ dans la partie fixe de la boucle d'essai et étant donné que la bride de sortie de la pompe retenue a un diamètre de 350 mm, nous avons choisi d'utiliser des tuyaux d'un diamètre de 300 mm.

Après la pompe, vient le débitmètre électromagnétique. Il est placé de telle façon à ce qu'il y ait une certaine longueur de tuyauterie en amont et en aval de celui-ci pour garantir la plus grande uniformité du champ de vitesse au droit du capteur, afin d'obtenir la plus grande précision de mesure possible.

Section test

La bride aval du tuyau qui vient après le débitmètre électromagnétique marque le début de la section de test. Cette section a pour particularité d'être modulable en fonction du diamètre de la vanne choisi pour l'étalonnage. Afin de permettre l'étalonnage de vannes de différents diamètres, il a été nécessaire de mettre en place un système de convergent-divergent.

Les sections de tuyaux amont et aval à la vanne à étalonner sont transparents afin qu'il soit possible de visualiser l'écoulement. En outre ces sections sont munies de prises de pressions étudiées de façon à permettre la détermination de la perte de charge engendrée par la vanne à étalonner.

Quant à la vanne à étalonner elle est positionnée précisément grâce à un servomoteur. Nous avons également prévu d'intercaler un couplemètre entre l'axe de la vanne et l'arbre du servomoteur.

Section de refoulement

Après le divergent de la section d'essai, la tuyauterie remonte vers le canal pour éventuellement permettre au jet de sortie de rester à pression atmosphérique malgré la présence du déversoir provoquant une hausse de hauteur d'eau en amont.

Cette tuyauterie rejoint ensuite le canal de 50 cm de largeur. Vient ensuite la vanne du canal (plaqué d'acier fixée à deux articulations au fond du canal et manœuvrée grâce à deux câbles) qui permet de noyer le jet de sortie ou au contraire de le laisser à pression atmosphérique. L'eau traverse ensuite un siphon dont le but est de régulariser l'écoulement avant d'atteindre le second et principal instrument de mesure de débit à savoir le déversoir. L'eau poursuit alors son chemin avant de retomber dans le réservoir par la taque n°54.

5.3 Conclusion

Ce chapitre nous a permis de nous donner une première idée de ce que serait la boucle d'étalonnage. Nous nous sommes interrogé sur les problèmes posés et nous avons cherché différentes possibilités quant à leur résolution.

Cet avant-projet servira de base pour la réalisation des objectifs du Travail de Fin d'Études.

1. Pour un même débit, lorsque le diamètre augmente, la vitesse diminue.

Chapitre 6

Conclusions

6.0.1 Conclusions techniques

Ce Stage Industriel, effectué au Laboratoire de Recherches Hydrauliques du Ministère de l'Équipement et des Transports, a consisté en la réalisation d'un avant-projet pour la conception et la réalisation d'une boucle de test pour vanne hydraulique de régulation.

Il s'est articulé autour de plusieurs sujets parmi lesquels on compte l'approche théorique relative aux caractéristiques des vannes de réglage et à la méthodologie des mesures hydrauliques, la détermination des objectifs du Travail de Fin d'Études et enfin une ébauche de la conception.

On retiendra en particulier que, pour des raisons économiques, le choix de la pompe s'est restreint à celle que possédait le laboratoire, dont la hauteur manométrique disponible est d'environ 1 bar. Il serait intéressant d'envisager ultérieurement l'achat d'une pompe capable de fournir plus de pression, par exemple une pompe multicellulaire, puisque la vanne choisie peut fonctionner jusqu'à 10 bars.

Cette première approche théorique nous aura permis, non seulement d'identifier, d'orienter et de structurer le travail qu'il faudra fournir lors du Travail de Fin d'Études, mais aussi de concevoir un première ébauche de la boucle d'étalonnage à l'emplacement qui a été choisi. Enfin, le stage a permis d'identifier les normes qui seront étudiées dans le futur.

6.0.2 Conclusions personnelles

Cette première expérience, qui constituait pour moi une première immersion en milieu industriel, s'est révélée très enrichissante. J'ai pu me rendre compte du rôle de l'ingénieur au sein d'un laboratoire dont les objectifs sont multiples.

Les diverses tâches qu'il m'a été donné d'accomplir m'ont permis de m'intégrer au sein d'une équipe de travail constituée tant d'ouvriers que de techniciens et d'ingénieurs.

Cette approche s'est révélée particulièrement formatrice de part le fait que nous sommes partis « d'une page blanche ». Il a fallu se poser les bonnes questions pour pouvoir formuler correctement les problèmes posés avant d'envisager de les résoudre.

Cette première approche théorique abordée lors du stage, néanmoins essentielle, a laissé entrevoir l'importance du travail qu'il faudra fournir lors du Travail de Fin d'Études. En définitive, l'avant-projet a constitué une base de réflexion en ciblant les objectifs à atteindre et en fixant l'organisation et la structure du travail qui restent à accomplir.

Bibliographie

- [1] Encyclopaedia universalis france, 1995.
- [2] Jean David CAPRACE.
Conception et réalisation d'une boucle d'étalonnage pour vanne de régulation en vue d'une accréditation.
Travail de fin d'Étude, Institut Supérieur Industriel de Bruxelles, août 2002.
- [3] M.E.T.
Un peu d'histoire.
Extrait d'une circulaire interne concernant l'histoire et les tâches du LRH.
- [4] G.C. et M.M.
Hybridations en labo.
MET Info.
- [5] Georges LÉONARD.
Notes de techniques de mesure mécanique, 2000-2001.
Paragraphes : 1.6 - Qualités d'un instrument de mesure et 1.7 - Les erreurs de mesures.
- [6] Jaques BONIN.
Ecoulement des fluides dans les tuyauteries.
Techniques de l'Ingénieur, BL 4(A 738), mai 1983.
- [7] Jean SERAIN et Jean SUTTER.
Robinetterie industrielle.
Techniques de l'Ingénieur, BL 4(BM 6 900), avril 2000.
- [8] I.E.IDEL'CIK.
Mémento des pertes de charges.
Direction des études et recherches d'électricité de France. Paris : Eyrolles, 1979.
Traduction de l'ouvrage publié en langue russe sous le titre *Spravotchnik po guidravlicheskim sопротивлением*; Moscou, Gosenergorzdat, 1960.
- [9] TROSKOLANSKI et Adam TADEUSZ.
Théorie et pratique des mesures hydrauliques.
Dunod, 1962.
Traduction de *Pomiary wodne of Hydro-mechanika techniczna* par Marie Laronde.
- [10] Christian RIBREAU et Marc BONIS et Jean-Paul GLIGNY et Jacques BEAUFONT.
Pressions usuelles dans les fluides - instruments et principes de mesure.
Techniques de l'Ingénieur, R 6(R 2 040), juin 1996.
- [11] AFNOR.
NF EN ISO 6817 - Mesure de débit d'un fluide conducteur dans les conduites - Méthode par débitmètres électromagnétiques, Novembre 1995.
- [12] Jean-Noël STAUB et Laurence BERGOUGNOUX.
Débitmètres électromagnétiques.
Techniques de l'Ingénieur, R 6(R 2 275), juillet 1994.

- [13] Michel-Roger MOREAU et Joël LE BÉCHEC.
Force. couple.
Techniques de l'Ingénieur, R 6(R 1 820), juillet 1992.
- [14] IBN.
NBN E 29-301 - Robinets à papillons d'usage général, en fonte ou en acier, à étanchéité par élastomère, mai 1988.
- [15] Christian ROLLAND.
L^AT_EX guide pratique.
Addison-Wesley France S.A., juin 1995.
Édition revue et augmentée pour L^AT_EX 2_ε.
- [16] Frank MITTELBACH et Alexander SAMARIN Michel GOOSSENS.
The L^AT_EX Companion.
Addison-Wesley publishing company, mai 1994.

Annexe A

Organigramme du Laboratoire de Recherches Hydrauliques

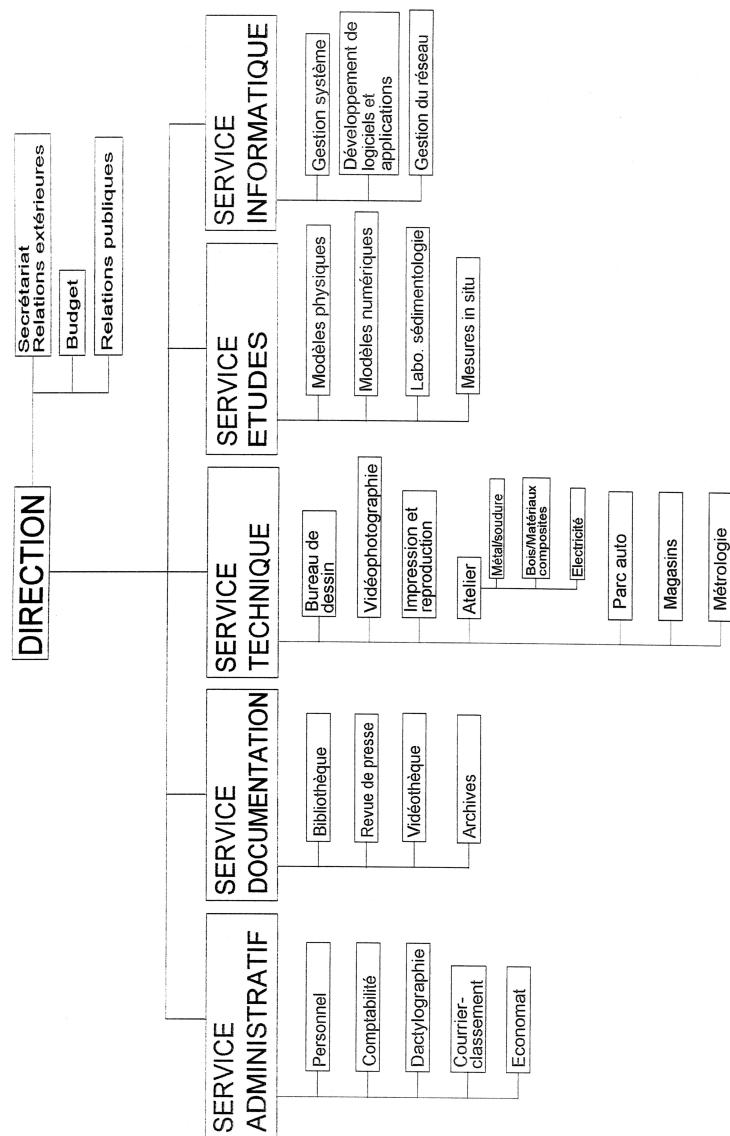


FIG. A.1 – *Organigramme du Laboratoire de Recherches Hydrauliques*

Annexe B

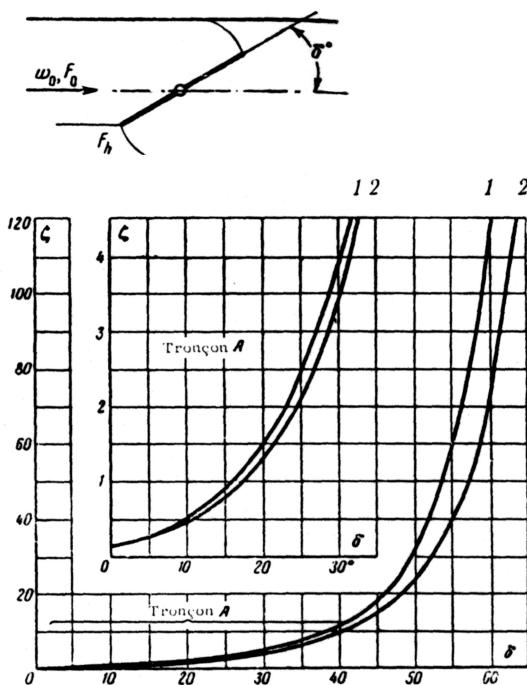
Coefficients hydrauliques de divers types de vannes

Type de robinet	Coefficient	Diamètre nominal (mm)				
		50	100	200	400	600
Robinet à soupape à tête droite	K_α	11,1	9,7	6,2	6,2	
	C_v	35	150	750	3 000	
	α	0,3	0,32	0,40	0,40	
Robinet à soupape à tête inclinée	K_α	2,7	1,5	1,2	1	
	C_v	70	380	1 690	7 425	
	α	0,6	0,81	0,91	1	
Robinet-vanne	K_α	0,25	0,20	0,18	0,13	0,12
	C_v	232	1 040	4 360	20 560	48 118
	α	2	2,2	2,35	2,77	2,88
Robinet à papillon	K_α	1,48	1,35	0,85	0,61	0,57
	C_v	95	400	2 000	9 500	22 000
	α	0,82	0,85	1,08	1,28	1,32
Robinet à tournant sphérique à passage réduit	K_α	1,35	0,71	0,38		
	C_v	100	550	3 000		
	α	0,86	1,18	1,61		
Robinet à tournant sphérique à passage intégral	K_α	0,14	0,13	0,05		
	C_v	313	1 300	8 000		
	α	2,7	2,8	4,3		

FIG. B.1 – Coefficients hydrauliques de divers types de vannes en fonction du diamètre nominal dans le cas de fluides incompressibles

Annexe C

Perte de charge causée par une vanne papillon



$$\xi = \frac{\Delta H}{\gamma w_0^2} \text{ est déterminé d'après la courbe } \xi = f(\delta^\circ)$$

δ°	1		2	
	Conduite cylindrique	ξ	Conduite rectangulaire	F_h / F_0
5		0,24		0,28
10		0,52		0,45
15		0,90		0,77
20		1,54		1,34
25		2,51		2,16
30		3,91		3,54
40		10,8		9,30
50		32,6		24,9
60		118		77,4
65		256		158
70		751		368
90		∞		90

FIG. C.1 – Exemple du coefficient des pertes de charge d'un papillon

Avec ΔH représente la perte de pression, ζ représente le coefficient de perte de charge et w_0 représente la vitesse moyenne de l'écoulement dans la section de passage du dispositif.

Annexe D

Mesure de débit par déversoir

D.1 Coefficient de débit pour déversoir rectangulaire

Auteur	Formule	Domaine d'application	Observations
H. BAZIN (1886)	$\mu = 0,6075 + \frac{0,0045}{h}$	(1)	Compte non tenu de la vitesse d'approche v_0
	$\mu = \left(0,6075 + \frac{0,0045}{h} \right) \left[1 + 0,55 \left(\frac{h}{h+p} \right)^2 \right]$	(2)	Compte tenu de la vitesse d'approche v_0
F. FRESE (1890)	$\mu = \left(0,5755 + \frac{0,017}{h+0,18} - \frac{0,075}{b+1,2} \right) \times \left\{ 1 + \left[0,25 \left(\frac{b}{B} \right)^2 + 0,025 + \frac{0,0375}{(h/p)^2 + 0,02} \right] \left(\frac{h}{h+p} \right)^2 \right\}$	(3)	$b > h$ $h = 0,1 \div 0,6 \text{ m}$ Avec contraction latérale
	$\mu = \left(0,615 + \frac{0,0021}{h} \right) \left[1 + 0,55 \left(\frac{h}{h+p} \right)^2 \right]$	(4)	Sans contraction latérale $b = B$
V. W. HANSEN (1892)	$\mu = \frac{0,616}{1 - 0,358 \sqrt{h^3}}$	(5)	$h = 0,08 \div 0,3 \text{ m}$ Sans contraction latérale $b = B$
SIA (1924)	$\mu = 0,615 \left(1 + \frac{1}{1000h + 1,6} \right) \left[1 + 0,5 \left(\frac{h}{h+p} \right)^2 \right]$	(6)	$p \geq 0,3 \text{ m}; 0,025 \text{ m} \leq h \leq 0,8 \text{ m}$ $h/p \leq 1$ Sans contraction latérale $b = B$
	$\mu = \left[0,578 + 0,037 \left(\frac{b}{B} \right)^2 + \frac{3,615 - 3(b/B)^2}{1000h + 1,6} \right] \times \left[1 + 0,5 \left(\frac{b}{B} \right)^4 \left(\frac{h}{h+p} \right)^2 \right]$	(7)	$p \geq 0,3 \text{ m}; \frac{0,025}{b/B} \leq h < 0,8 \text{ m}$ $h/p \leq 1; b \leq 0,3 B$ Avec contraction latérale
TH. REHBOCK (1913) (1924)	$\mu = 0,605 + \frac{1}{1000h} + 0,08 \frac{h}{p}$	(8)	$h = 30 \div 600 \text{ mm}$ Sans contraction latérale $b = B$
	$\mu = \left(0,6035 + 0,0813 \frac{h}{p} + \frac{0,00009}{p} \right) \left(1 + \frac{0,0011}{h} \right)^{3/2}$	(9)	

TAB. D.1 – Formules pour le calcul du coefficient de débit de déversoirs rectangulaires

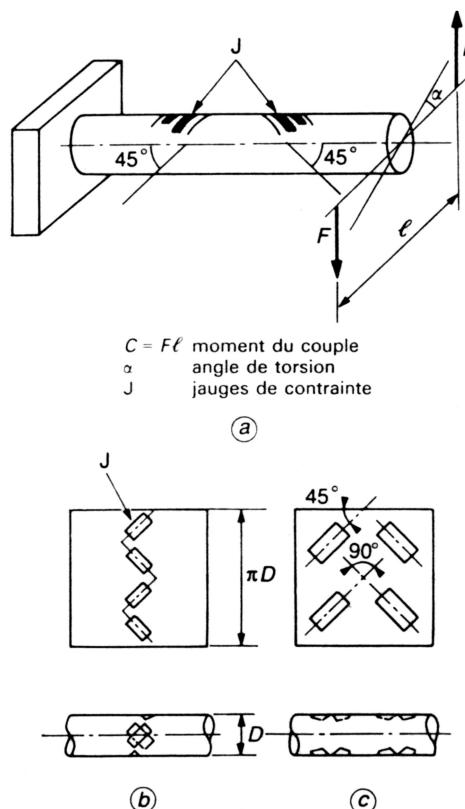
D.2 Valeur du débit en fonction de la hauteur de la lame déversante

<i>h</i>	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
100	58,3	59,2	60,1	61,0	61,9	62,8	63,7	64,6	65,5	66,4
110	67,4	68,3	69,2	70,2	71,1	72,1	73,0	74,0	74,9	75,9
120	76,9	77,9	78,8	79,8	80,8	81,8	82,8	83,8	84,8	85,9
130	86,9	87,9	88,9	89,9	91,0	92,0	93,1	94,1	95,2	96,2
140	97,3	98,3	99,4	100,5	101,6	102,6	103,7	104,8	105,9	107,0
150	108,1	109,2	110,3	111,4	112,5	113,7	114,8	115,9	117,1	118,2
160	119,3	120,5	121,7	122,8	124,0	125,1	126,3	127,5	128,6	129,8
170	131,0	132,2	133,4	134,6	135,8	137,0	138,2	139,4	140,6	141,8
180	143,1	144,3	145,5	146,7	148,0	149,2	150,5	151,7	153,0	154,2
190	155,5	156,8	158,0	159,3	160,6	161,9	163,2	164,5	165,8	167,1
200	168,4	169,7	171,0	172,3	173,6	174,9	176,3	177,6	178,9	180,3
210	181,6	182,9	184,3	185,6	187,0	188,4	189,7	191,1	192,5	193,8
220	195,2	196,6	198,0	199,4	200,8	202,2	203,6	205,0	206,4	207,8
230	209,2	210,7	212,1	213,5	215,0	216,4	217,8	219,3	220,7	222,2
240	223,6	225,1	226,6	228,0	229,5	231,0	232,5	234,0	235,4	236,9
250	238,4	239,9	241,4	242,9	244,4	246,0	247,5	249,0	250,5	252,1
260	253,6	255,1	256,7	258,2	259,8	261,3	262,9	264,4	266,0	267,6
270	269,1	270,7	272,3	273,9	275,5	277,1	278,7	280,3	281,9	283,5
280	285,1	286,7	288,3	289,9	291,6	293,2	294,8	296,5	298,1	299,7
290	301,4	303,0	304,7	306,4	308,0	309,7	311,3	313,1	314,8	316,4
300	318,1	319,8	321,5	323,2	324,9	326,6	328,3	330,0	331,7	333,5
310	335,2	336,9	338,7	340,4	342,1	343,9	345,6	347,4	349,2	350,9
320	352,7	354,4	356,2	358,0	359,8	361,6	363,4	365,2	367,0	368,8
330	370,6	372,4	374,2	376,0	377,8	379,6	381,5	383,3	385,2	387,0
340	388,8	390,7	392,5	394,4	396,3	398,1	400,0	410,8	403,7	405,6
350	407,5	409,4	411,3	413,2	415,1	417,0	418,9	420,8	422,7	424,6
360	426,6	428,5	430,4	432,3	434,3	436,2	438,2	440,1	442,1	444,1
370	446,0	448,0	450,0	452,0	453,9	455,9	457,9	459,9	461,9	463,9
380	465,9	467,9	469,9	471,9	473,9	476,0	478,0	480,0	482,1	484,1
390	486,1	488,2	490,3	492,3	494,4	496,5	498,6	500,6	502,7	504,8
400	506,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—

TAB. D.2 – Valeurs du débit Q en l/s en fonction de la charge sur la crête h en mm pour un déversoir rectangulaire sans contraction latérale avec $h = 100$ à $h = 400$ mm

Annexe E

Couplemètre à jauge de contrainte



Ⓐ arbre en torsion : montage à deux jauge ; ce montage est cependant sensible aux flexions

Ⓑ et Ⓣ montages à quatre jauge : ces montages sont sensibles à la seule torsion, à l'exclusion des tractions — compressions ou flexions. Le montage Ⓣ où les jauge sont toutes dans la même section de l'arbre est préférable dans le cas où les moments fléchissants ne seraient pas constants tout le long de l'arbre

FIG. E.1 – Couplemètre à jauge de contrainte : exemples de montage des jauge sur un corps d'épreuve cylindrique sollicité en torsion

Annexe F

Vannes papillon normalisées

Les trois tableaux suivant sont issus de la référence bibliographique [14].

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Diamètre nominal	Diamètre intérieur au droit des brides <i>D</i> 1) mm	Coefficient de perte de pression ζ	Coefficient de débit K_v	Pressions nominales		Dimension face-à-face <i>L</i> 2)	Tolérance de parallélisme des faces d'étanchéité des brides <i>t</i> 3) mm	Dimensions maximales du pied éventuel		
				Brides	Robinet			<i>E</i>	<i>F</i>	<i>H</i>
				min.	max.	Nom.		mm	mm	mm
DN 40	40	42	1,64	50		140				
DN 50	50	52	1,38	85		150				
DN 65	65	67	1,27	150		170				
DN 80	80	82	1,14	250		180	± 2	0,2		
DN 100	100	102	1	400		190				
DN 150	150	152	0,81	1 000		210				
DN 200	200	202	0,71	1 900		230				
DN 250	250	252	0,65	3 100		250				
DN 300	300	302	0,59	4 700		270				
DN 350	350	352	0,53	6 700		290				
DN 400	400	402	0,51	9 000		310				
DN 450	450	452	0,50	11 500		330				
DN 500	500	502	0,48	14 000		350				
DN 600	600	604	0,45	21 000		390		220	600	430
DN 700	700	704	0,43	30 000		430		240	700	480
DN 800	800	804	0,40	41 000		470		270	800	520
DN 900	900	904	0,37	53 000		510		300	900	570
DN 1000	1000	1006	0,36	67 000		550	± 4	300	1 000	640
DN 1200	1200	1206	0,33	100 000		630		300	1200	750
DN 1400	1400	1406				710		350	1400	850
DN 1600	1600	1606				790		350	1600	970
DN 1800	1800	1806				870	± 5	400	1800	1 070
DN 2000	2000	2006				950		400	2000	1 180
NOTES :										
1) Ces valeurs concernent les robinets non revêtus et ne s'appliquent qu'au cas où les brides sont incorporées au corps. Pour les tolérances applicables aux autres types de brides, voir les normes ISO 7005/1 et 2.										
2) Dans le cas d'une construction avec manchette intérieure (voir § 5.9.1.2.2), la dimension <i>L</i> inclut l'épaisseur de cette manchette à l'état installé; le fournisseur doit préciser la dimension à l'état de livraison.										
3) Voir § 5.4. Pour la définition de <i>t</i> , voir la norme NBN 88-03, § 5.7.4.										
4) Valeurs à convenir entre parties.										

TAB. F.1 – Vannes à deux brides PN 10

1 Diamètre nominal	2 Diamètre intérieur au droit des brides $D^1)$ mm		3 Coefficient de perte de pression ζ max.	4 Coefficient de débit K_v min.	5 Pressions nominales		6 Dimension face-à-face $L^2)$		7 Tolérance de parallélisme des faces d'étanchéité des brides $t^3)$ mm	8 Dimensions maximales du pied éventuel		
					Brides	Robinet	Nom. mm	Tolérance mm		E mm	F mm	H mm
	min.	max.										
DN 40	40	42	1,64	50			140					
DN 50	50	52	1,38	85			150					
DN 65	65	67	1,27	150			170					
DN 80	80	82	1,14	250			180	± 2	0,2			
DN 100	100	102	1	400			190					
DN 150	150	152	0,81	1 000			210					
DN 200	200	204	0,71	1 900			230					
DN 250	250	254	0,65	3 100			250					
DN 300	300	304	0,59	4 700	PN 16	PN 16	270					
DN 350	350	354	0,53	6 700			290					
DN 400	400	404	0,51	9 000			310					
DN 450	450	454	0,50	11 500			330	± 3	0,3			
DN 500	500	504	0,48	14 000			350					
DN 600	600	604	0,45	21 000			390			220	600	430
DN 700	700	704	0,43	30 000			430			240	700	480
DN 800	800	804	0,40	41 000			470			270	800	520
DN 900	900	904	0,37	53 000			510	± 4	0,4	300	900	570
DN 1000	1000	1004	0,36	67 000			550			300	1000	640

NOTES :

1) Ces valeurs concernent les robinets non revêtus et ne s'appliquent qu'au cas où les brides sont incorporées au corps. Pour les tolérances applicables aux autres types de brides, voir les normes ISO 7005/1 et 2.

2) Dans le cas d'une construction avec manchette intérieure (voir § 5.9.1.2.2), la dimension L inclut l'épaisseur de cette manchette à l'état installé; le fournisseur doit préciser la dimension à l'état de livraison.

3) Voir § 5.4. Pour la définition de t , voir la norme NBN 88-03, § 5.7.4.

TAB. F.2 – Vannes à deux brides PN 10

1 Diamètre nominal	2 Coefficient de perte de pression ζ	3 Coefficient de débit K_v	4 Pressions nominales		5		6		7		8 Tolérance de parallélisme des faces d'étanchéité t ²⁾ mm	
			Brides de la tuyauterie	Robinet	Dimension face-à-face L ¹⁾		Série courte		Série longue			
					Nom. mm	Tol. mm	Nom. mm	Tol. mm				
DN 40	1,64	50			33		33					
DN 50	1,38	85			43		43					
DN 65	1,27	150			46		46					
DN 80	1,14	250			46		64					
DN 100	1	400			52		64					
DN 150	0,81	1 000			56		76					
DN 200	0,71	1 900	PN 10	PN 6	60		89					
DN 250	0,65	3 100			68	± 2	114	± 2				
DN 300	0,59	4 700	PN 10	PN 10	78		114					
DN 350	0,53	6 700			78		127					
DN 400	0,51	9 000	PN 16	PN 16	102		140					
DN 450	0,50	11 500			114		152					
DN 500	0,48	14 000			127		152					
DN 600	0,45	21 000			154		178					
DN 700	0,43	30 000			165		229					
DN 800	0,40	41 000			190		241					
DN 900	0,37	53 000			203		241					
DN 1000	0,36	67 000			216		300	± 3				
NOTES :												
1) La dimension L inclut l'épaisseur de la manchette (voir § 5.9.1.3) à l'état installé. Le fournisseur doit préciser la dimension à l'état de livraison.												
2) Voir § 5.4. Pour la définition de t , voir la norme NBN 88-03, § 5.7.4.												

TAB. F.3 – *Vannes à insérer*

Ce rapport a été entièrement composé sous L^AT_EX grâce au logiciel T_EXSHELL puis converti au format PostScript par dvips et enfin converti au format Pdf par Ghostscript. Ceci n'a été possible que grâce aux références bibliographiques [15] et [16].



Haute École Paul-Henry Spaak
INSTITUT SUPÉRIEUR INDUSTRIEL DE BRUXELLES
Enseignement supérieur de type long de niveau universitaire

Mots-clés

- Vanne de régulation
- Banc d'étalonnage
- Mesures hydrauliques
- Vanne papillon
- Hydraulique

Résumé

Ce Stage Industriel a été effectué au Laboratoire de Recherches Hydrauliques du Ministère de l'Équipement et des Transports. Il a consisté en la réalisation d'un avant-projet pour la conception et la réalisation d'une boucle de test pour vanne hydraulique de régulation.

Le travail effectué s'est divisé en plusieurs parties, parmi lesquelles on compte l'approche théorique relative aux caractéristiques des vannes de réglage et à la méthodologie des mesures hydrauliques, la détermination des objectifs du Travail de Fin d'Études et enfin une ébauche de la conception.

L'approche théorique des vannes de réglage nous a permis d'identifier les paramètres à mesurer pour déterminer les caractéristiques d'une vanne à étalonner, à savoir la perte de charge à ses bornes, le débit amont et le couple à son axe. Quant aux choix des techniques de mesures, elles seront guidées par l'approche théorique de métrologie hydraulique.

Les étapes du Travail de Fin d'Études s'orienteront principalement vers la phase de conception, l'étude et d'application de la métrologie, l'analyse des normes en vigueur, la réalisation et enfin les premiers tests et résultats.

La dernière étape de ce stage s'est concentrée sur une ébauche d'un avant-projet permettant de mettre en forme les premières idées sur base d'une pompe disponible (hauteur manométrique de 11,5 mce, débit maximal 250 l/s) et d'une vanne papillon de 150 mm de diamètre.

Cette première approche théorique nous aura permis non seulement d'identifier et d'orienter le travail qu'il faudra fournir lors du Travail de Fin d'Études, mais aussi de concevoir un premier squelette de la boucle d'étalonnage à l'emplacement qui a été choisi.