

Travail de fin d'études : « Développement théorique et mise au point d'une boucle d'étalonnage pour vanne de régulation en vue d'une accréditation »

CAPRACE Jean David

28 août 2002

Résumé

Ce Travail de Fin d'Études a été effectué au Laboratoire de Recherches Hydrauliques du Ministère de l'Équipement et des Transports. Il a consisté en la conception et la réalisation d'une boucle d'essais pour vannes hydrauliques de régulation en vue d'une accréditation (ISO 17025). *In fine*, les caractéristiques réelles des écoulements ainsi relevées permettront de déterminer le fonctionnement optimum de ces vannes dans un système de canalisation.

Le travail effectué s'est divisé en plusieurs parties, parmi lesquelles on compte l'étape de conception, la période d'étude de la métrologie, l'analyse des normes en vigueur, la phase de réalisation et enfin le stade des premiers tests et résultats.

L'aboutissement du dimensionnement de la boucle d'essai, qui comprend entre autres le calcul de la tuyauterie (vannes de 100 à 300 mm de diamètre) et des pertes de charges ainsi que la détermination du canal de rejet, est la réalisation des plans et métrés.

L'application de la méthodologie des mesures à la boucle d'étalonnage s'est essentiellement orientée vers le choix et le dimensionnement des capteurs et de leurs conditionneurs, comme les déversoirs, le capteur de pression, le couplemètre et le débitmètre électromagnétique.

Dans l'idée d'une accréditation future, nous avons étudié et appliqué la normalisation existante quand cela fut possible.

Ensuite vint la réalisation et ses problèmes imprévisibles riches de diversités, tant techniques que méthodologiques.

Les premiers tests d'étalonnage d'une vanne papillon ont fourni des résultats prometteurs. Néanmoins, il reste encore un travail important à procurer avant que la boucle d'étalonnage puisse apporter des données d'étalonnage valides.

Cependant, les données rassemblées et les observations effectuées lors de ces premiers essais ont permis à la fois de réfléchir aux problèmes technologiques et aux problèmes relatifs aux normes. Tout ceci constitue une matière qui pourra servir de base aux projets futurs.

Abstract

This project for the graduation of Mechanical Engineer has been 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 consisted of the design and the realisation of a test bench for hydraulic control valves in preparation for qualified calibration (ISO 17025). Eventually measurement of actual flow characteristics will allow to optimise the use of valves in piping systems.

The work has been done in several phases: design, study of metrology, study of standards, implementation and finally preliminary tests and results.

The dimensioning of the test bench led to the drawings and draughts of all pipe sections and of the rejection canal (valves with diameter from 100 to 300 mm). The pressure drop has also been evaluated over the whole system.

Concerning metrology, measuring techniques were identified, sensors and their signal handling units have been chosen and dimensioned: weirs, pressure sensor, torque meter and electromagnetic flow meter.

With the aim to prepare the future qualification of the test bench, existing standards were identified and studied. Their recommendations have been applied where possible.

Finally the test bench has been constructed, which has been a rich experience because of the many unexpected problems related to technique as well as to methodology.

Preliminary test results for the calibration of a butterfly valve are promising. Nevertheless there is still some work to do before calibration can be qualified.

Anyhow the data already collected and the many observations done during these tests were a good opportunity to analyse technological problems and standardisation. So this as a whole results in a data package which can be the base for future projects.

Il faut beaucoup de choses pour transformer le monde : la colère et la tenacité. La science et l'indignation, l'initiative rapide, la longue réflexion, la froide patience et la persévérance infinie, la compréhension du cas particulier et la compréhension de l'ensemble. Seules les leçons de la réalité peuvent nous apprendre à transformer la réalité.

Bertold BRECHT

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 Châtelet, 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 Recherches 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	7
3.1	Titre et thème général	7
3.2	Les objectifs à atteindre	7
4	Conception de la boucle d'étalonnage	9
4.1	Introduction	9
4.2	Définitions	9
4.2.1	Vanne de régulation	9
4.2.2	Vanne papillon	9
4.2.3	Dimension nominale (DN)	9
4.2.4	Pression nominale (PN)	10
4.2.5	Raccordements	10
4.2.6	À brides	10
4.2.7	Écoulement engorgé	10
4.3	Choix des valeurs externes à la boucle d'étalonnage	11
4.3.1	Choix du type de raccordements pour la tuyauterie et la vanne	11
4.3.2	Choix du type de vannes	12
4.3.3	Choix du diamètre des vannes	14
4.3.4	Choix de la gamme de débit	14
4.3.5	Choix de la gamme de pression	14
4.3.6	Disposition au sein du hall d'essai et encombrement	15
4.4	Définition de la boucle d'essai	16
4.5	Caractéristiques de la pompe	19
4.5.1	Fonctionnement d'une pompe sur un circuit	21
4.5.2	Variation de débit	22
4.6	Conception du Divergent-Convergent	24
4.6.1	Divergent-Convergent	24
4.6.2	Dimensionnement du divergent	24
4.6.3	Encombrement	26
4.7	Calcul des pertes de charge	26

4.7.1	Les pertes de charge générales	27
4.7.2	Les pertes de charge localisées	28
4.7.3	Hauteur statique du circuit ou perte de charge altimétrique	36
4.7.4	Détermination du point de fonctionnement	37
4.8	Dimensionnement des prises de pression	37
4.9	Dimensionnement des murs du canal	39
4.9.1	Calcul de la pression hydrostatique	39
4.9.2	Calcul des barres d'encastrement	41
4.9.3	Tiges de renfort	41
4.9.4	Caractéristiques des Murfor®	42
4.9.5	Conclusion	43
5	Instrumentation et instruments de mesures	44
5.1	Introduction	44
5.2	Description des grandeurs à mesurer et des paramètres à calculer	44
5.2.1	Définition des grandeurs à mesurer	44
5.2.2	Définition de la boucle d'acquisition de mesures	45
5.3	Dimensionnement des déversoirs	46
5.3.1	Définitions et normes	46
5.3.2	Débit des déversoirs rectangulaires	48
5.3.3	Débit des déversoirs triangulaires	49
5.3.4	Matériel utilisé	52
5.3.5	Courbes de référence des déversoirs	52
5.3.6	Calcul d'erreur limite selon la norme ISO 1438/1	53
5.3.7	Influence du déversoir sur la boucle d'étalonnage	56
5.4	Débitmètre électromagnétique	56
5.4.1	Définitions et normes	57
5.4.2	Matériel utilisé	58
5.4.3	Étalonnage	58
5.4.4	Calcul d'erreur limite selon la norme ISO/TR 6817	58
5.5	Capteur de pression	59
5.5.1	Matériel utilisé	59
5.5.2	Étalonnage du capteur	60
5.5.3	Calcul d'erreurs limites	60
5.6	Couplemètre	61
5.6.1	Objectifs	62
5.6.2	Matériel utilisé	62
5.6.3	Courbe d'étalonnage	62
5.6.4	Pièces adaptatrices	63
5.7	Servomoteur	66
5.7.1	Matériel utilisé	66
5.8	Acquisition de données	68
5.8.1	Carte d'acquisition de données	68
5.8.2	Logiciel et programme d'acquisition de données	69
5.9	Conclusions	70

6	Réalisation et mise en œuvre	71
6.1	Introduction	71
6.2	Réalisation et mise en œuvre	71
6.2.1	Génie civil	71
6.2.2	Réalisation des prises de pression	74
6.2.3	Montage de la tuyauterie	75
6.2.4	Divers	75
6.3	Problèmes lors de la mise en œuvre	77
6.3.1	Problèmes rencontrés	77
6.4	Evaluation du coût total	77
6.5	Conclusions	77
7	Normalisation	78
7.1	Introduction	78
7.2	Prescriptions concernant la compétence du laboratoire	78
7.2.1	Prescriptions relatives au management	78
7.2.2	Prescriptions techniques	79
7.3	Normes relatives aux bancs d'étalonnage	79
7.3.1	Liste de normes	80
7.3.2	Système d'essai prescrit par la norme CEI 60534-2-3	80
7.4	Comparaison entre les normes et la réalisation	83
7.4.1	Prescriptions non respectées	84
7.4.2	Prescriptions respectées	85
7.5	Procédures d'essai	87
7.5.1	Procédure d'essai pour le coefficient de débit C	87
7.5.2	Procédure d'essai pour le coefficient de perte de charge singulier de la vanne ζ	89
7.5.3	Procédure d'essai pour le couple à l'axe de la vanne	89
7.6	Conclusions	90
8	Analyse des données et résultats	91
8.1	Introduction	91
8.2	Analyse des données	92
8.2.1	Modifications postérieures aux premiers tests	92
8.2.2	Traitement des données	92
8.2.3	Mesure du débit	93
8.2.4	Mesure de la pression	97
8.3	Résultats des tests d'étalonnage	98
8.3.1	Comparaison de la série de mesures A et B	99
8.3.2	Coefficient de perte de charge	99
8.3.3	Caractéristique intrinsèque de débit réel	103
8.3.4	Couple hydrodynamique et de friction de la vanne	108
8.3.5	Erreurs limites au niveau de confiance 95%	108
8.3.6	Indice de cavitation commençante K_c	111
8.4	Conclusions	112
9	Conclusions	114
9.1	Perspectives d'avenir	114
9.2	Conclusions techniques	115
9.3	Conclusions personnelles	116

A	Annexe au chapitre 2	119
A.1	Organigramme du Laboratoire de Recherches Hydrauliques	119
B	Annexe au chapitre 4	120
B.1	Calcul des pertes de charge	120
B.2	Dimensionnement du divergent	127
B.3	La pompe hélicocentrifuge AMB Rateau	128
B.3.1	Caractéristiques du moteur	128
B.3.2	Coupe longitudinale de la pompe	131
B.3.3	Théorie de la similitude de Rateau	131
C	Annexe au chapitre 5	132
C.1	Déversoirs	132
C.1.1	Plans des déversoirs	132
C.1.2	Courbes références fournisseur	134
C.1.3	Détail de calcul des courbes de référence	136
C.1.4	Courbe d'interpolation	139
C.1.5	Détail des calculs d'erreurs limites	140
C.2	Capteurs de pression	142
C.2.1	Données techniques	142
C.2.2	Résultat de l'étalonnage du capteur de pression relative	143
C.3	Couplemètre	144
C.3.1	Données techniques et géométriques	144
C.3.2	Résultats du test de linéarité-hystérésis	146
C.4	Servomoteur	147
C.4.1	Données techniques et géométriques	147
C.5	Programme d'acquisition de données	148
D	Annexe au chapitre 6	149
D.1	Coût total	149
E	Annexe au chapitre 7	153
E.1	Capteurs pour conditions atmosphériques	153
E.1.1	Thermomètre-hygromètre	153
E.1.2	Baromètre de précision digital	154
E.2	Liste de normes	155
E.3	Pression différentielle minimale	159
F	Annexe au chapitre 8	160
F.1	Données de la vanne papillon COMAP diamètre 150 mm	160
F.2	Calculs de débit à partir des deux jaugeages	163
F.3	Feuille de calcul EXCEL et traitement des données externes	165
F.4	Feuille de calcul EXCEL et présentation des résultats	170
F.5	Résultats de la série de mesures <i>A</i>	171
F.6	Résultats de la série de mesures <i>B</i>	176
G	Bibliographie annexe	181
G.1	Sites internet	181
H	Cd-rom photos	182
H.1	Cd-rom	182

I	Plans et métrés	184
I.0.1	Plan général de la boucle d'essai	184
I.0.2	Plan des pièces adaptatrices pour le couplemètre	184
I.0.3	Plan et schéma de câblage des prises de pression	184
I.0.4	Schémas généraux de câblage	184
I.0.5	Coupe longitudinale de la pompe	184

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 Strepny-Thieu	6
4.1	Vannes à insérer (section en U (a), monobride (b et c), type à oreilles (d))	12
4.2	Vanne à papillon centré	13
4.3	Extrait du plan général des réservoirs du hall d'essai avec la position actuelle des modèles	15
4.4	Schémas de la boucle d'étalonnage pour vanne de régulation	17
4.5	Courbes caractéristiques de la pompe ALSTOM verticale hélicocentrifuge AMB Rateau type EMJV 27	20
4.6	Schéma d'un circuit hydraulique simple	21
4.7	Courbes caractéristiques de la pompe et du circuit	22
4.8	Courbe H-Qv de la pompe Rateau type EMJV27-1 n° 304.170	23
4.9	Rétrécissement brusque à angle droit	29
4.10	Bifurcation (séparation de courant) du type $F_l + F_r > F_p$ et $F_l + F_r = F_p$; $\alpha = 0$ à 90° branche rectiligne	30
4.11	Convergent conique rectiligne	31
4.12	Vanne papillon	32
4.13	Perte de charge théorique d'une vanne papillon dans une conduite cylindrique (1) et dans une conduite rectangulaire (2)	32
4.14	Diffuseur conique dans un réseau	33
4.15	Coude à parois concentriques	34
4.16	Sortie libre d'un diffuseur rectiligne à section circulaire	35
4.17	Valeur de ζ_{calc} en fonction de α	35
4.18	Valeur de σ' en fonction de l_d/D_0	36
4.19	Points de fonctionnement théoriques de la boucle d'étalonnage	38
4.20	Diagramme de la pression statique	38
4.21	Schéma constitutif des murs du canal	39
4.22	Schéma de la pression hydrostatique s'exerçant sur le mur du canal	40
4.23	Schéma de la réalisation des renforts des murs latéraux	42
4.24	Schéma de l'insertion de murfor® dans les joints en mortier	42
5.1	Déversoir de mesure	46
5.2	Déversoir à échancrure rectangulaire, en mince paroi	48
5.3	Déversoir à échancrure triangulaire, en mince paroi	50
5.4	Coefficient de débit $C_e(\alpha = 90^\circ)$	51
5.5	Valeur de K_h par rapport à l'angle d'échancrure α	52
5.6	Courbe de référence du déversoir rectangulaire établie grâce à la norme ISO 1438/1 – 1980 (F)	53
5.7	Courbe de référence du déversoir triangulaire établie grâce à la norme ISO 1438/1 – 1980 (F)	54

5.8	Vue éclatée d'un débitmètre à champ uniforme constant ; montage à brides	57
5.9	Couplemètre SENSY model 6200, capacité 200 Nm	62
5.10	Assemblage des pièces adaptatrices du couplemètre	63
5.11	Efforts maximum sur le couplemètre	64
5.12	Schéma des vis M8 pour la vérification au cisaillement	65
5.13	Photo de l'assemblage des pièces adaptatrices et du couplemètre	65
5.14	Réduction finale vis/secteur à butée franche	66
5.15	Moteur asynchrone	67
6.1	Vue générale de la boucle d'étalonnage	72
6.2	Photo représentant le cylindre PMMA pour prise de pression et sa douille crénelée en laiton	76
6.3	Photo du montage des prises de pression sur le tuyau transparent DN150	76
7.1	Élément de base d'un système d'essai d'écoulement	80
7.2	Longueurs droites de tuyauterie requises pour le tronçon d'essai	81
7.3	Réalisation recommandée pour les prises de pression	82
8.1	Graphique représentant la mesure de débit en l/s pour le déversoir et le débitmètre électromagnétique lors de l'essai <i>B</i>	93
8.2	Résultat des vitesses en mètre par seconde du premier jaugeage	95
8.3	Résultat des vitesses en mètre par seconde du second jaugeage	95
8.4	Graphique charge-position pour une ouverture de vanne de 70° lors de l'essai <i>B</i>	98
8.5	Graphique du débit enregistré lors de l'essai <i>A</i> en fonction de l'ouverture du papillon	100
8.6	Graphique du couple (N.m) enregistré lors de l'essai <i>A</i> en fonction de l'ouverture du papillon	100
8.7	Graphique du débit enregistré lors de l'essai <i>B</i> en fonction de l'ouverture du papillon	101
8.8	Graphique du coefficient de perte de charge calculé grâce aux données mesurées lors de l'essai <i>B</i>	101
8.9	Graphique théorique du point de fonctionnement de la boucle d'essai en fonction de la vitesse de rotation du moteur et de la position de la vanne	102
8.10	Abaque des pertes de charge pour vanne papillon COMAP de 50 à 2000 mm de diamètre	105
8.11	Caractéristique de débit calculée grâce aux données du constructeur COMAP	106
8.12	Graphique de la caractéristique intrinsèque de débit réelle de la vanne à étalonner et les écarts autorisés	106
8.13	Graphique du couple rémanent dû au frottement en fonction de la position de la vanne	109
8.14	Graphique du couple hydrodynamique rémanent en fonction de la position de la vanne	109
8.15	Régime d'écoulement dans la vanne à étalonner pour une position d'ouverture à 30°	112
A.1	Organigramme du Laboratoire de Recherches Hydrauliques	119
B.1	Points de fonctionnement théoriques de la boucle d'étalonnage	126
B.2	Graphique théorique du point de fonctionnement de la boucle d'essai en fonction de la vitesse de rotation du moteur et de la position de la vanne	126
B.3	Graphique Couple-Vitesse du moteur ACEC de la pompe hélicentrifuge	130

C.1	Plan du déversoir triangulaire provenant du fournisseur ÉCOTECHNIC	132
C.2	Plan du déversoir rectangulaire provenant du fournisseur ÉCOTECHNIC	133
C.3	Courbe de référence du déversoir triangulaire du fournisseur ÉCOTECHNIC	134
C.4	Courbe de référence du déversoir rectangulaire du fournisseur ÉCOTECHNIC	135
C.5	Courbe de référence du déversoir rectangulaire établie grâce à la norme ISO 1438/1 – 1980 (F)	137
C.6	Courbe de référence du déversoir triangulaire établie grâce à la norme ISO 1438/1 – 1980 (F)	138
C.7	Graphique du coefficient de débit C_e pour $\alpha = 90^\circ$ en fonction h/p	139
C.8	Spécification technique générale d'un capteur de pression DRUCK PMP 4010	142
C.9	Données géométriques du couplemètre SENSY	144
C.10	Résultats du test de linéarité-hystérésis du couplemètre SENSY	146
C.11	Certificat de contrôle du couplemètre SENSY	146
C.12	Plan d'encombrement du servomoteur BERNARD type OAP muni d'un module POSIGRAM	147
C.13	Plan de différentes douilles adaptables au barillet du servomoteur BERNARD	147
C.14	Copies d'écran du programme d'acquisition de données	148
E.1	Thermomètre-hygromètre de marque COMARK	153
E.2	Baromètre de précision de marque DRUCK	154
F.1	Calcul du coefficient de débit relatif avec l'abaque donné par le fournisseur COMAP161	
F.2	Caractéristique de débit calculée grâce aux données du constructeur COMAP	162
F.3	Extrait du fichier de traitement des données externes pour la série de mesures B , vanne ouverte à 70° et représentant le graphe de variation de débit mesurée par le débitmètre électromagnétique	168
F.4	Extrait du fichier de traitement des données externes pour la série de mesures B , vanne ouverte à 70° et représentant le graphe de variation de hauteur d'eau mesurée par le WAVO	169
F.5	Graphique du débit enregistré lors de l'essai A en fonction de l'ouverture du papillon	171
F.6	Graphique de la perte de charge enregistrée lors de l'essai A en fonction de l'ouverture du papillon	172
F.7	Graphique du couple (N.m) enregistré lors de l'essai A en fonction de l'ouverture du papillon	173
F.8	Graphique du coefficient de perte de charge ζ calculé pour l'essai A en fonction de l'ouverture du papillon	174
F.9	Graphique du coefficient de débit intrinsèque calculé pour l'essai A en fonction de l'ouverture du papillon	175
F.10	Graphique du débit enregistré lors de l'essai B en fonction de l'ouverture du papillon	176
F.11	Graphique de la perte de charge enregistrée lors de l'essai B en fonction de l'ouverture du papillon	177
F.12	Graphique du couple (N.m) enregistré lors de l'essai B en fonction de l'ouverture du papillon	178
F.13	Graphique du coefficient de perte de charge ζ calculé pour l'essai B en fonction de l'ouverture du papillon	179
F.14	Graphique du coefficient de débit intrinsèque calculé pour l'essai B en fonction de l'ouverture du papillon	180

Liste des tableaux

4.1	Valeur de k_1 exprimée en fonction de α_{opt} en degré et pour diverses valeurs de w_{max}/w_0	25
4.2	Angles optimaux pour les divergents en fonction du DN de la section d'essai . . .	26
4.3	Longueur des sections d'essai en fonction de leurs diamètres nominaux	26
4.4	Valeurs de ζ' approximativement	31
4.5	Valeurs de ζ_f	31
4.6	A_1 exprimé approximativement dans ce tableau	34
4.7	B_1 exprimé approximativement dans ce tableau	34
4.8	C_1 exprimé approximativement dans ce tableau où $D_H = (2 a_0 b_0)/(a_0 + b_0)$ pour les coudes à section rectangulaire de côtés a_0 et b_0 ; pour une section arrondie ou carrée $C_1 = 1$	34
5.1	Longueurs droites nécessaires en amont d'un débitmètre électromagnétique . . .	58
5.2	Description du matériel utilisé pour l'étalonnage du capteur de pression PMP 4010	60
5.3	Résultat de l'étalonnage du capteur de pression DRUCK PMP 4010 n° de série 1592940	61
7.1	Défaut d'alignement toléré	83
7.2	Pression minimale d'essai à l'entrée en KPa (bar) en fonction de F_L et Δp . . .	88
8.1	Valeurs limites des coefficients de débit	103
8.2	Table de calcul des écarts limites du coefficient intrinsèque de débit	107
8.3	Tableau de l'erreur limite de mesure sur le débit mesuré par le déversoir rectangulaire au niveau de confiance 95% (excepté l'erreur systématique)	108
8.4	Tableau de l'erreur limite de mesure sur le débit mesuré par le débitmètre électromagnétique au niveau de confiance 95% (excepté l'erreur systématique) . . .	110
8.5	Tableau de la moyenne de l'erreur limite de mesure de la pression sur les prises de pression amont et aval au niveau de confiance 95% (excepté l'erreur systématique)	110
B.1	Table de calcul de la perte de charge du circuit en fonction du débit (partie 1/5)	121
B.2	Table de calcul de la perte de charge du circuit en fonction du débit (partie 2/5)	122
B.3	Table de calcul de la perte de charge du circuit en fonction du débit (partie 3/5)	123
B.4	Table de calcul de la perte de charge du circuit en fonction du débit (partie 4/5)	124
B.5	Table de calcul de la perte de charge du circuit en fonction du débit (partie 5/5)	125
B.6	Tableau de calcul de l'angle optimal du divergent et de l'encombrement de la section d'essai	127
B.7	Tableau des caractéristiques techniques du moteur ACEC de la pompe hélicocentrifuge (partie 1/2)	128
B.8	Tableau des caractéristiques techniques du moteur ACEC de la pompe hélicocentrifuge (partie 2/2)	129
C.1	Tableau de dimensionnement du déversoir rectangulaire et du déversoir triangulaire	136

C.2	Tableau du calcul de l'erreur limite au niveau de confiance 95% pour le déversoir rectangulaire – essai B , vanne ouverte à 70°	140
C.3	Tableau du calcul de l'erreur limite au niveau de confiance 95% pour le déversoir triangulaire – données fictives	141
C.4	Description du matériel utilisé pour l'étalonnage du capteur de pression PMP 4010143	
C.5	Résultat de l'étalonnage du capteur de pression DRUCK PMP 4010 n° de série 1592940	143
C.6	Données techniques du couplemètre SENSY	145
D.1	Tableau de calcul du coût total (Partie 1/3)	150
D.2	Tableau de calcul du coût total (Partie 2/3)	151
D.3	Tableau de calcul du coût total (Partie 3/3)	152
E.1	Liste de normes traitant des vannes de régulation (Partie 1/4)	155
E.2	Liste de normes traitant des vannes de régulation (Partie 2/4)	156
E.3	Liste de normes traitant des vannes de régulation (Partie 3/4)	157
E.4	Liste de normes traitant des vannes de régulation (Partie 4/4)	158
E.5	Signifié des abréviations des organisations de normalisation	158
E.6	Valeurs types du coefficient de correction générique de vanne F_d , du facteur de récupération de pression du liquide F_L et du facteur de rapport de pression différentielle x_T pour la courbe nominale 1)	159
F.1	Tableau du calcul du débit grâce au jaugeage par moulinet (partie 1/2)	163
F.2	Tableau du calcul du débit grâce au jaugeage par moulinet (partie 2/2)	164
F.3	Extrait du fichier de traitement des données externes pour la série de mesures B , vanne ouverte à 70° et représentant le tableau de synthèse	166
F.4	Extrait du fichier de traitement des données externes pour la série de mesures B , vanne ouverte à 70° et représentant une partie du traitement des données de pression	167
F.5	Table de calcul des écarts limites du coefficient intrinsèque de débit	170
H.1	Tableau de la légende des photos du Cd-rom	183

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 étend maintenant 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 simulations numériques 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 de la houle, etc.), la détermination des champs tridimensionnels de vitesses, la turbulence en écoulements diphasiques, le transport et le dépôt des particules solides en suspension, ...

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

1.2 Avant-propos

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.

C'est dans le but de réaliser un travail continu d'une plus grande ampleur que le Stage Industriel [2] a été associé au Travail de Fin d'Études. 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 mesures et de tests.

Dans un premier temps, le banc d'essai 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 . Dans un second temps, ce projet permettra de répondre aux nombreuses demandes d'étalonnage déjà enregistrées pour des entreprises privées et des institutions parastatales.

Toutefois, la conception et la réalisation de la boucle de test est considérée comme un premier prototype de boucle d'étalonnage qui permettra de réfléchir à la fois aux problèmes technologiques et aux problèmes relatifs aux normes. Cette expérience, qui s'intègre donc dans une perspective de travail à plus long terme, aboutira à une première analyse de résultats dont les critiques et les procédures serviront de bases aux projets futurs concernant la normalisation d'une boucle d'étalonnage pour vanne de régulation.

Cependant, quand les premiers résultats seront validés et reconnus comme fiables, l'installation prototype de la boucle d'étalonnage pourra répondre à quelques demandes internes ou externes au laboratoire.

Ces données de mesure concernant les vannes serviront 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 fournies par la boucle d'étalonnage pourront également être utilisées comme paramètres dans des programmes de simulation en vue de déterminer des vannes dans un réseau hydraulique.

D'un point de vue plus concret et plus immédiat, les données de mesures permettront au Laboratoire de Recherches Hydrauliques d'éliminer certains problèmes dus à la mauvaise connaissance des caractéristiques propres aux vannes. Par exemple, l'introduction de discontinuités dans l'analyse numérique de certains problèmes hydrauliques provoqués par des données discrètes de la courbe (perte de charge - ouverture) de vannes hydrauliques [3].

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, en 1990, 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 et y adjoindre de nouvelles fonctions techniques (sédimentologie, cartographie informatisée, ...).

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 pouvant associer 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 » [4].

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 »[5].

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.1.

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 tel que :
 - 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 tel que :
 - le développement de méthodologies spécifiques de mesures hydrauliques in situ et en laboratoire;
 - la mesure des transports solides;
 - les méthodes d'acquisition et de traitement des données.
3. Le domaine des ouvrages d'art hydraulique tel que :
 - 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 tel que :
 - l'hydrologie urbaine;
 - la gestion des eaux usées et pluviales sur sites urbanisés;
 - le dimensionnement et la gestion des ouvrages d'évacuation;
 - les bassins d'orage.
5. Le domaine de l'environnement tel que :
 - la gestion des sédiments pollués et produits de dragages;
 - la détermination des charges polluantes industrielles;
 - les études d'impact;
 - l'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 Strepv-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.

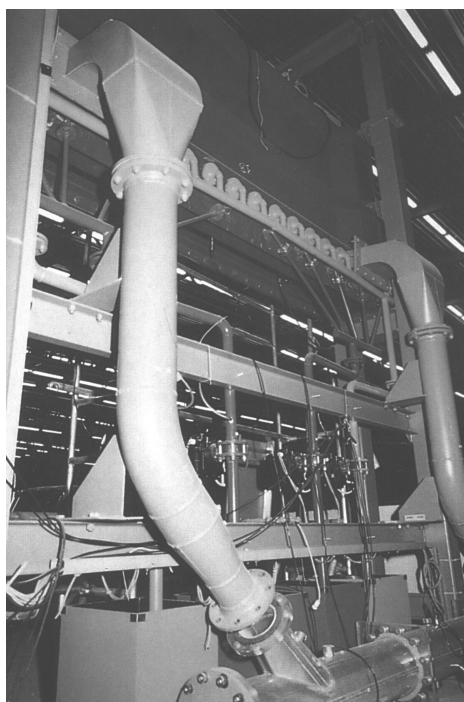


FIG. 2.2 – *Modélisation de l'entre-porte amont de l'ascenseur hydraulique de Strepv-Thieu*

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

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 accréditation ».

Le travail consiste à concevoir une boucle d'essais 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 prises de pression;
- la position de l'obturateur de la vanne;
- le débit en amont de la vanne de régulation grâce à un débitmètre électromagnétique;
- le couple hydrodynamique et de friction de la vanne;
- le débit, pour vérification, grâce à un déversoir en aval de la boucle d'étalonnage.

De plus, 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 tout 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 type 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. Dimensionner la boucle d'essai par le calcul de la tuyauterie, le calcul des pertes de charge, la résolution du problème technologique du positionnement de la vanne, l'étude de l'alimentation à débit variable, l'application de la méthodologie des mesures à la boucle de test, l'étude d'un dispositif permettant de noyer/dénoyer le jet de sortie, l'étude éventuelle d'une section transparente si nécessaire...
6. Réaliser une chaîne d'acquisition de données.
7. Réaliser les plans et métrés.
8. Commander le matériel.
9. Mettre en service la boucle d'essai et réaliser les tests.
10. Rédiger éventuellement des procédures d'essai en vue d'une future accréditation.

Les objectifs 1 et 2 ont été couverts par le stage. Comme énoncé auparavant, ce travail de fin d'études a été précédé d'un stage industriel intitulé : « Conception et réalisation d'une boucle d'étalonnage pour vanne de régulation - avant-projet ». Ce travail contient entre autres un chapitre de théorie hydraulique axé particulièrement sur les vannes et les dispositifs de mesures associés.

Les objectifs 3 et 4 sont abordés respectivement aux paragraphes 4.3 et au chapitre 7. Le chapitre 4 couvre l'objectif 5 concernant la conception de la boucle d'essai.

Enfin, il reste les objectifs 6, 7, 8, 9 et 10 traitant plus particulièrement de la réalisation (voir chapitre 6). Ils sont respectivement abordés aux chapitres 5, à l'annexe I, au paragraphe 6.4, au chapitre 8 et au paragraphe 7.5.

Chapitre 4

Conception de la boucle d'étalonnage

4.1 Introduction

Ce chapitre a pour but de reprendre les éléments importants qui nous ont permis de concevoir la boucle d'étalonnage. On compte parmi eux le choix des valeurs externes, la définition de la boucle d'étalonnage, la caractéristique de la pompe, le calcul des pertes de charge et les éléments permettant la vérification des murs. De manière générale, nous nous sommes assuré du surdimensionnement des différentes parties sans faire de calculs précis des éléments constitutifs.

4.2 Définitions

Les définitions suivantes sont tirées de la norme CEI 534-1, voir référence bibliographique [6].

4.2.1 Vanne de régulation

Dispositif actionné mécaniquement qui modifie la valeur du débit de fluide dans un système de commande de processus. Il est constitué d'une vanne reliée à un actionneur capable de faire varier la position d'un organe de fermeture dans la vanne en réponse à un signal du système de commande.

4.2.2 Vanne papillon

Vanne avec un corps circulaire et dont l'organe de fermeture de type disque rotatif est supporté par un arbre et des guides.

4.2.3 Dimension nominale (DN)

Désignation numérique de dimension, commune à l'ensemble des composants d'un réseau de tuyauteries, à l'exception de ceux définis par le diamètre extérieur ou par une dimension de filetage. C'est un nombre entier pratique de référence (correspondant approximativement au diamètre interne du raccordement à la tuyauterie, exprimé en millimètres) seulement relié de manière approchée aux dimensions de fabrication.

La dimension nominale est désignée par DN, suivi par un nombre choisi dans la série suivante : 10, 15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350, 400, etc.

La dimension nominale DN ne peut faire l'objet de mesure et ne devra pas être utilisée dans les calculs.

Certaines normes internationales plus anciennes rapportent la dimension nominale au diamètre nominal, mais, compte tenu de l'objet de cette norme, les deux termes sont synonymes.

La définition de la dimension nominale est en accord avec la Norme ISO 6708 [7].

4.2.4 Pression nominale (PN)

Désignation numérique qui est un nombre entier pratique de référence. L'ensemble de l'équipement de même dimension nominale (DN) défini par le même nombre PN doit avoir des dimensions de raccordement compatibles.

La pression maximale admissible d'utilisation est fonction des matériaux, de la conception et des températures d'utilisation et devra être choisie à partir des tables de relation pression/température des normes concernées.

La pression nominale est désignée par PN, suivi par le nombre de référence convenable, choisi dans la série suivante : 2, 5, 6, 10, 16, 20, 25, 40, 50, 100, 150, 250, 420.

Les PN sont issues des recommandations de l'ISO. Les PN 2, 5, 6, 10, 16, 25 et 40 sont issues du système de bride défini par la norme ISO 2084. Les PN 20, 50, 100, 150, 250 et 420 sont issues du système de bride défini par la Norme ISO 2229 (voir Publication 534-5 de la CEI).

À titre indicatif, PN 10 correspond à 10 bars.

La définition de la pression nominale est en accord avec la Norme ISO 7268 [8].

4.2.5 Raccordements

Configuration du corps de vanne qui permet de réaliser une liaison étanche à la pression avec la tuyauterie transportant le fluide à contrôler.

4.2.6 À brides

Raccordement comprenant des brides permettant une liaison étanche par accouplement avec les brides correspondantes de la tuyauterie.

4.2.7 Écoulement engorgé

Condition limite ou maximale de débit que les fluides incompressibles ou compressibles peuvent atteindre en traversant une vanne de régulation. Quel que soit le type de fluide et avec une pression d'entrée (amont) fixée, l'écoulement engorgé est mis en évidence par l'impossibilité d'accroître le débit par augmentation de la pression différentielle.

4.3 Choix des valeurs externes à la boucle d'étalonnage

4.3.1 Choix du type de raccordements pour la tuyauterie et la vanne

Dans cette partie, nous expliquons pourquoi notre choix de raccordements s'est porté vers la jonction par brides tout autant pour la vanne que pour les sections de tuyauterie.

Jonction par brides

- Avantages

Le système de raccordement par brides est très utilisé et n'est pas limité en pressions d'utilisation. Ce type de jonction permet un montage et un démontage facile des éléments de robinetterie industrielle et des éléments d'adduction d'eau. Cet avantage des plus importants entraîne cependant une multiplication des zones à étanchéifier. Il sera donc nécessaire de procéder au montage de joints au droit des portées de chaque bride.

Le système de jonction par brides nous procurera une plus grande flexibilité de la boucle d'étalonnage et facilitera le changement de la vanne et les petites modifications ultérieures. On utilise différents types de brides normalisées. Les normes fixent plusieurs paramètres dont :

- le diamètre extérieur de la bride;
- le diamètre de perçage des trous de boulons;
- le nombre de trous de boulons en fonction du diamètre;
- l'épaisseur et la forme (face plate, surélevée, à emboîtement).

La norme NBN E 29-103 [9] fixe les paramètres précédents en fonction du diamètre nominal de la tuyauterie.

- Différents types de brides

Les *brides sans emboîtement* sont faciles à mettre en œuvre parce qu'il n'y a pas de centrage précis entre les deux éléments à assembler. Cependant ce type de montage est limité en pression (environ 60 bars) à cause du risque d'extrusion du joint aux hautes pressions.

Les *brides à emboîtement* possèdent une rainure de forme variable afin que le joint puisse être centré et maintenu de telle manière que l'extrusion soit évitée.

Étant donné la gamme de pression dans laquelle nous allons travailler (voir paragraphe 4.3.5), nous utiliserons les brides sans emboîtement, plus simples de conception et au coût moins élevé.

Jonction par insertion entre brides

Ce type de montage, principalement utilisé pour les vannes papillons, consiste à serrer la vanne entre les deux brides normalisées de la tuyauterie au moyen de boulons (voir figure 4.1). Cette méthode possède de nombreux avantages. En effet, la vanne devient à la fois moins encombrante et plus légère. Cet allègement a pour conséquence une diminution du coût d'achat due à l'économie faite sur la quantité de matière.

On a constaté que certains types de vannes sont adaptables à différentes brides normalisées de même diamètre.

4.3.2 Choix du type de vannes

Lors du test et de la mise en service de la boucle d'étalonnage, il ne nous sera possible, pour des raisons de temps de montage, d'étalonner qu'un seul type de vanne. Dans cette partie, nous justifions pourquoi notre choix s'est orienté vers une vanne papillon.

Classement des vannes par type d'obturateurs

Il existe un très grand nombre de types de vannes dans le monde industriel pour toutes sortes d'utilisations. Mais toutes ne conviennent pas à l'application de régulation qui nous intéresse plus particulièrement.

Dans la liste suivante, on distinguera les vannes à *déplacement linéaire de l'obturateur* des vannes à *déplacement angulaire de l'obturateur*.

Déplacement linéaire de l'obturateur :

- vanne murale;
- vanne à guillotine;
- vanne à membrane;
- vanne à lunette;
- vanne à manchon;
- vanne à soupape;
- vanne à piston.

Déplacement angulaire de l'obturateur :

- vanne papillon;
- vanne à boisseau sphérique;
- vanne à boisseau conique.

Nous avons constaté que l'évolution industrielle tend à l'utilisation de plus en plus fréquente des vannes à boisseau sphérique (pour les petits diamètres, inférieurs à 50 mm) et des vannes papillons (pour les grands diamètres, supérieurs à 50 mm). Cette tendance peut être expliquée par plusieurs facteurs.

Tout d'abord, ces deux types de vannes n'infligent au circuit que de très faibles pertes de charge lorsque l'obturateur est totalement ouvert. Ensuite, très performantes pour leur étanchéité, elles allient de nombreux autres avantages comme la facilité pour la commande automatique, le faible encombrement, ou encore, pour la vanne papillon, la possibilité de montage entre brides (voir paragraphe 4.3.1).

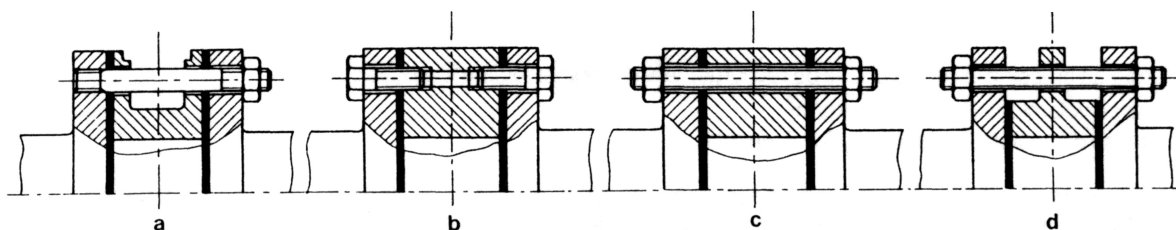


FIG. 4.1 - Vannes à insérer (section en U (a), monobride (b et c), type à oreilles (d))

Vannes pour l'application à la régulation

En plus des qualités citées au paragraphe 4.3.2, les vannes papillons et à boisseau sphérique sont les plus adaptées à la fonction de régulation.

En effet, à la figure 4.1 voir rapport de stage [2], on observe que la caractéristique de débit intrinsèque de ces deux types de vannes tend à rejoindre la caractéristique idéale « égal pourcentage ». C'est cette caractéristique idéale qui permet le réglage le plus fin sur la plus grande plage d'ouverture de l'obturateur.

Au contraire, une vanne du type « à fermeture rapide » aussi appelée « tout ou rien », par exemple la vanne à membrane à la figure 4.1 voir rapport de stage [2], ne permet aucun réglage de débit, puisque une très faible ouverture de l'obturateur (à savoir 20%) provoque une grande augmentation de débit (à savoir environ 45%).

De plus, la figure 4.3 voir rapport de stage [2] nous permet de montrer que pour un facteur d'autorité faible, la caractéristique linéaire, acceptable en régulation pour un facteur d'autorité équivalent à 1, a tendance à évoluer vers celle d'une vanne de type « à fermeture rapide ».

Avantages et inconvénients de la vanne papillon

La vanne papillon a pris une des places les plus importantes dans le marché de la robinetterie industrielle, grâce à de nombreux perfectionnements apportés au niveau de la conception de matériaux plus résistants pour le joint d'étanchéité (élastomères). On peut observer une vue transversale de vanne papillon à la figure 4.2.

Nous en présentons ici quelques avantages et inconvénients :

Avantages :

- faible perte de charge;
- très bonne étanchéité;
- faible encombrement;
- facilité de montage;
- simplicité de conception;
- aptitude au réglage;
- adaptation aux manœuvres fréquentes;
- facilité d'adaptation d'actionneurs.

Inconvénients :

- pas de passage intégral;
- pas adaptée pour les fonctionnements à forte pression différentielle.

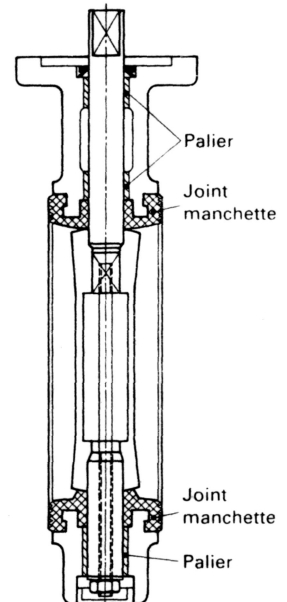


FIG. 4.2 - Vanne à papillon centré

Notre choix pour les premiers tests

Le diamètre de la tuyauterie utilisé (supérieur à 50 mm) et les facilités de montage entre brides qu'offre la vanne papillon nous ont guidés vers le choix de cette vanne pour les premiers tests de la boucle d'étalonnage. La vanne papillon pourra, de plus, être réutilisée lors de nouvelles modélisations au Laboratoire de Recherches Hydrauliques.

Cependant, d'autres types de vannes à montage à brides seront susceptibles d'être étalonnées sur la boucle de test en veillant à respecter quelques modifications de montage. En effet, seule la vanne papillon permet le montage entre brides, ce qui n'est pas le cas des autres vannes. Il sera donc nécessaire de raccourcir une section de tuyau propre au banc, afin de pouvoir employer la même boucle d'étalonnage.

4.3.3 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 $DN100$ et $DN300$. Cette gamme comprend donc les diamètres : $DN100$, $DN125$, $DN150$, $DN200$, $DN250$, $DN300$ (voir paragraphe 4.2.3).

Cette contrainte nous a amenés à prévoir un système de divergent-convergent permettant d'adapter la section d'essai aux différents diamètres de vannes prévues par cette gamme (voir paragraphe 4.6). Il sera nécessaire de prévoir un jeu de divergent-convergent pour chaque diamètre de vanne à étalonner.

4.3.4 Choix de la gamme de débit

Étant donné le souhait du Laboratoire de Recherches Hydrauliques de pouvoir réaliser des étalonnages pour des vannes allant jusqu'à 300 mm de diamètre nominal, 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. De plus, le Laboratoire de Recherches Hydrauliques désire étalonner ses vannes dans des conditions les plus similaires à leurs conditions d'utilisation dans d'autres modèles, que ce soit au niveau de la gamme de débit ou au niveau de la gamme de pression.

Pour conserver un maximum de flexibilité, nous choisirons donc une pompe qui permettra de délivrer le plus grand débit de la gamme disponible actuellement au Laboratoire. Dans le but de limiter les coûts de ces premiers essais, nous ne voulions pas acheter une nouvelle pompe. C'est pourquoi, nous avons choisi la pompe offrant le plus grand débit parmi celles qui existent au Laboratoire.

4.3.5 Choix de la gamme de pression

Dans le cadre des différentes études que mène le Laboratoire de Recherches Hydrauliques, nous avons pu constater que le besoin s'oriente le plus souvent vers des débits relativement élevés variant de 60 l/s à 250 l/s pour des hauteurs manométriques de la pompe relativement faibles allant au maximum jusque 15 m de colonne d'eau.

Dans le futur, il sera intéressant de pouvoir disposer d'une hauteur manométrique plus grande en recourant à des pompes verticales hélicentrifuges multicellulaires. Ces pompes sont pourvues de plusieurs roues en série de façon à augmenter l'énergie de pression. Elles nous permettront d'atteindre une différence de pression plus élevée aux bornes de la vanne à étalonner. Ceci permettra d'élargir la plage de mesure. En effet, si la résistance des conduites et la différence de pression sont adaptées, nous pourrions atteindre le seuil de cavitation des vannes ainsi que leur engorgement (voir paragraphe 4.2.7).

4.3.6 Disposition au sein du hall d'essai et encombrement

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 en béton armé de 25 cm d'épaisseur, surmonte deux réservoirs 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. Le plan du hall d'essai et la situation de la boucle au sein de celui-ci est disponible à la figure 4.3.

Lors des essais sur modèles réduits, il est donc impératif de pomper et de rejeter l'eau dans le même réservoir afin de ne pas vider l'un des deux réservoirs en remplissant l'autre. Si malgré tout, la disposition géométrique du modèle nous en empêchait, on pourrait alors envisager de placer une pompe qui transférerait l'eau excédentaire du réservoir en remplissage vers le réservoir en vidange, afin d'équilibrer les niveaux. Ce système est à éviter autant que possible, parce qu'il engendre des surcoûts lors du montage et du fonctionnement en plus des incommodités lors des essais. En effet, cette méthode engendre une irrégularité plus marquée du niveau d'eau dans les réservoirs, ce qui perturbera nos mesures en modifiant le point de fonctionnement de la boucle d'essai (pour plus de détails consultez le paragraphe 4.7.3).

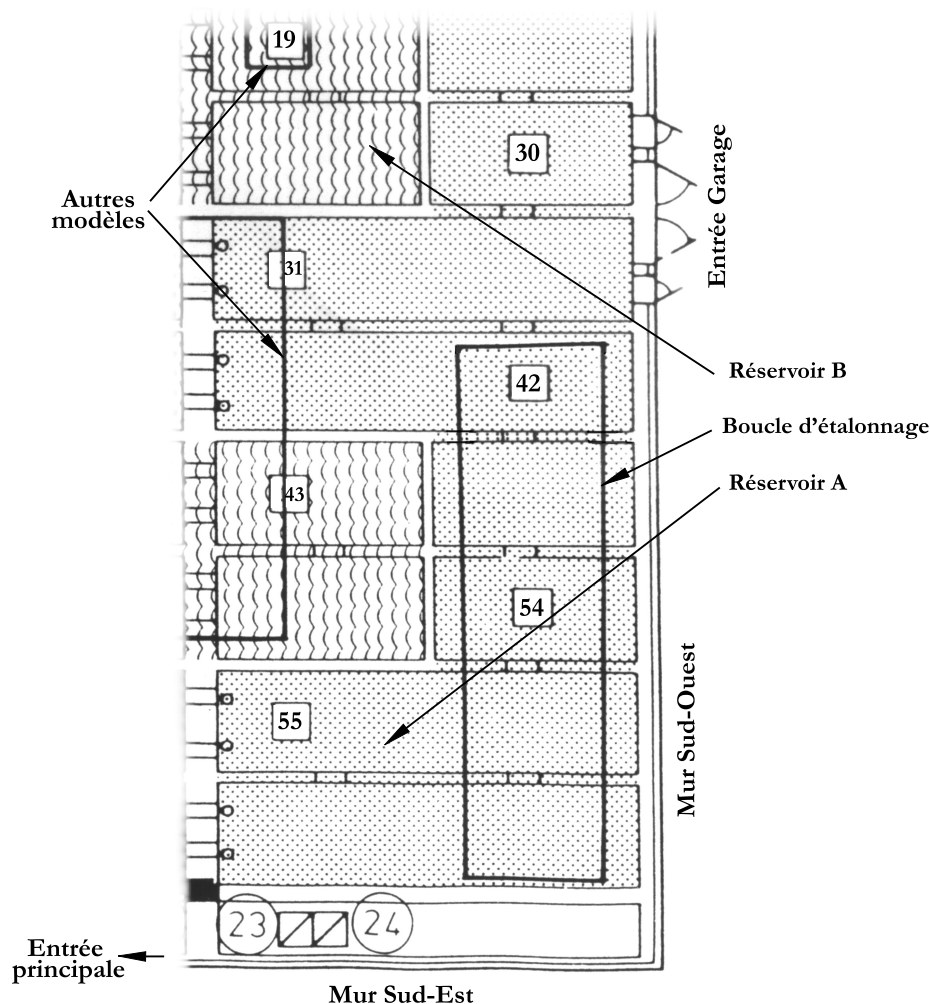


FIG. 4.3 – Extrait du plan général des réservoirs du hall d'essai avec la position actuelle des modèles

La position de la boucle d'étalonnage a été choisie au sein du hall d'essai afin de 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. C'est pourquoi nous avons choisi un emplacement au bord du hall d'essai. Celui-ci est situé dans la partie sud du hall. Il était alors occupé par les restes du modèle de l'entre-porte amont de Strepy-Thieu (voir figure 2.2). Avant de pouvoir disposer de cet emplacement, nous avons donc dû préalablement faire démonter le modèle existant.

L'encombrement maximum que la boucle d'étalonnage pourra occuper est défini par les quatre limites suivantes :

- le chemin d'évacuation longeant le mur Sud-Est situé à droite de l'entrée principale du hall;
- le chemin d'évacuation longeant le mur Sud-Ouest, du côté où se situe l'entrée principale du hall;
- le couloir d'accès pour la manutention et les déplacements des engins de maintenance;
- la place réservée au stationnement des véhicules de service.

Ces frontières ont déterminé la longueur et la largeur maximale du banc d'essai. Désormais, nous devons concevoir le modèle de façon à ce qu'il ne dépasse pas la superficie impartie. Pour ce faire, nous disposons d'une surface de 14 m × 4 m. Nous constatons à la figure 4.3 qu'à proximité de cet espace, il existe six lumières d'accès aux réservoirs (n° : 30A, 31A, 42A, 43B, 54A, 55A), dont cinq pour le réservoir *A* et une pour le réservoir *B*. Il sera donc indispensable de travailler avec le réservoir *A* si l'on veut pouvoir à la fois pomper et rejeter l'eau dans le même réservoir. De plus, seulement deux des six accès au réservoir (42A, 54A) sont entièrement compris dans l'espace impartie. Nous essayerons donc lors de la conception de privilégier ces deux accès en particulier.

Les contraintes d'encombrement et de position des lumières d'accès aux réservoirs sont les plus grandes contraintes auxquelles nous avons dû faire face parce qu'elles limitent la longueur d'essai maximale.

4.4 Définition de la boucle d'essai

Ce paragraphe a pour but de décrire de manière générale la boucle d'étalonnage et de donner un aperçu d'ensemble en créant des liens entre les valeurs externes et les détails du dimensionnement.

La boucle d'étalonnage se divise en trois grandes parties (voir figure 4.4).

Quatre numérotations indépendantes sont adoptées. Elles sont également symbolisées à la figure 4.4 ou sur le *plan général* à l'annexe I.0.1. Pour les conduites amont, nous utiliserons un numéro précédé des lettres *am* (*am1*, *am2*, ...), pour les conduites aval le numéro est précédé des lettres *av* (*av1*, *av2*, ...). Pour ce qui est de la vanne à étalonner, elle reçoit la lettre *V* suivie de sa dimension (*VDN150*). Pour les instruments du canal, nous utiliserons la numérotation (*I1*, *I2*, ...). Enfin, nous ferons référence aux éléments relatifs au génie civil avec les lettres *bi* telles que (*bi1*, *bi2*, ...).

La première partie, nommée *section d'alimentation*, comprend la pompe, le bypass, et 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 le batardeau, les caillebotis et le déversoir.

Nous décrivons 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. Le plan général de la boucle est donné à l'annexe I.0.1.

Section d'alimentation

La section d'alimentation est constituée de la pompe et des sections de tuyauterie $am1$, $am2$, $am3$, $am4$, $am5$, $bi1$, $bi2$, $bi3$.

Afin de disposer de la plus grande longueur d'essai sur l'espace qui nous a été imparti (voir paragraphe 4.3.6), nous avons placé la pompe à la taque n°42, voir figure 4.3. Lors de la conception de la boucle d'essai, notre désir a été d'introduire le moins de perturbations possible dues à des changements de direction de l'écoulement en vue d'obtenir un écoulement le plus uniforme possible en amont de la vanne à étalonner sans devoir allonger la tuyauterie de manière excessive. Pour ce faire, étant donné que le système de rejet de la pompe incluait déjà un coude (pompe verticale immergée), il a été nécessaire de placer les tuyaux de manière linéaire directement après la bride de sortie de la pompe. Une analyse plus détaillée des caractéristiques de la pompe est disponible au paragraphe 4.5.

Afin de disposer de suffisamment de débit pour étalonner les vannes quel que soit leur diamètre spécifié dans la gamme (voir paragraphe 4.3.4), nous nous sommes servis d'une pompe hélicocentrifuge. 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 avait un diamètre de 350 mm, nous avons choisi d'utiliser des tuyaux d'un diamètre nominal de 300 mm. Il est apparu que les tuyaux en PVC, en plus d'être moins coûteux que les tuyaux en acier, permettaient une flexibilité plus grande lors de la réalisation. En effet, il était possible de les découper à longueur et de les coller sur place.

Après la pompe, nous avons placé un « Té » permettant de détourner une partie du débit directement vers le réservoir et ceci afin de permettre à la pompe de fonctionner en permanence à vitesse de rotation nominale (voir paragraphe 4.5.2). Une vanne papillon est actionnable manuellement dans la section de détournement (bypass) pour ajuster le débit.

Après le bypass, vient le débitmètre électromagnétique. Il est placé de telle façon 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 (voir paragraphe 5.4).

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

Section test

La section test est constituée des sections de tuyaux *am6*, *am7*, *am8*, *VDN150*, *av1*, *av2*, *av3*.

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 analysé plus en détail au paragraphe 4.6.

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 pression étudiées plus en détail au paragraphe 4.8.

Quant à la vanne à étalonner, elle est positionnée précisément grâce à un servomoteur (voir paragraphe 5.7). Nous avons également prévu d'intercaler un couplemètre entre l'axe de la vanne et l'arbre du servomoteur (voir paragraphe 5.6).

Section de refoulement

La section de refoulement est constituée des sections de tuyaux *av4*, *av5*, *av6*, *av7*, *av8* ainsi que du canal de refoulement proprement dit, d'une largeur de 50 cm, qui comprend les éléments *b1*, *b2*, *b3*, *b4* (sur le *plan général* en annexe I.0.1) et les accessoires et éléments *I1*, *I2*, *I3*.

Après le divergent de la section d'essai, la tuyauterie remonte vers le canal pour permettre éventuellement 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 le canal grâce au divergent de sortie destiné à transformer une partie de l'énergie cinétique en énergie de pression, voir paragraphe 4.7.2. Vient ensuite le batardeau dont la fonction est de permettre de noyer le jet de sortie ou au contraire de le laisser à pression atmosphérique (voir paragraphe 4.7.3). L'eau traverse ensuite les caillebotis (voir paragraphe 5.3.1) régularisant l'écoulement avant d'atteindre le deuxième et principal instrument de mesure de débit à savoir le déversoir (voir paragraphe 5.3). L'eau poursuit alors son chemin avant de retomber dans le réservoir par la taque n°54 (voir figure 4.3).

4.5 Caractéristiques de la pompe

Grâce à la gamme de débit et à la gamme de pression déterminées par le Laboratoire de Recherches Hydrauliques (voir paragraphes 4.3.4 et 4.3.5), nous avons choisi une pompe du laboratoire capable de délivrer un débit maximal de 250l/s et une hauteur manométrique maximale de 11,5 mètres de colonne d'eau.

La turbomachine retenue est une pompe hélicentrifuge 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. Celle-ci est accouplée à un moteur asynchrone ACEC de 22 Kw dont le couplage possible est Δ/\star : 220V/380V. Les caractéristiques du moteur électrique ainsi qu'une coupe longitudinale de la pompe sont disponibles respectivement en annexe B.3.1 et en annexe I.0.5.

La figure 4.5 représente les courbes caractéristiques fournies par ALSTOM de la pompe verticale hélicentrifuge AMB Rateau type EMJV 27.

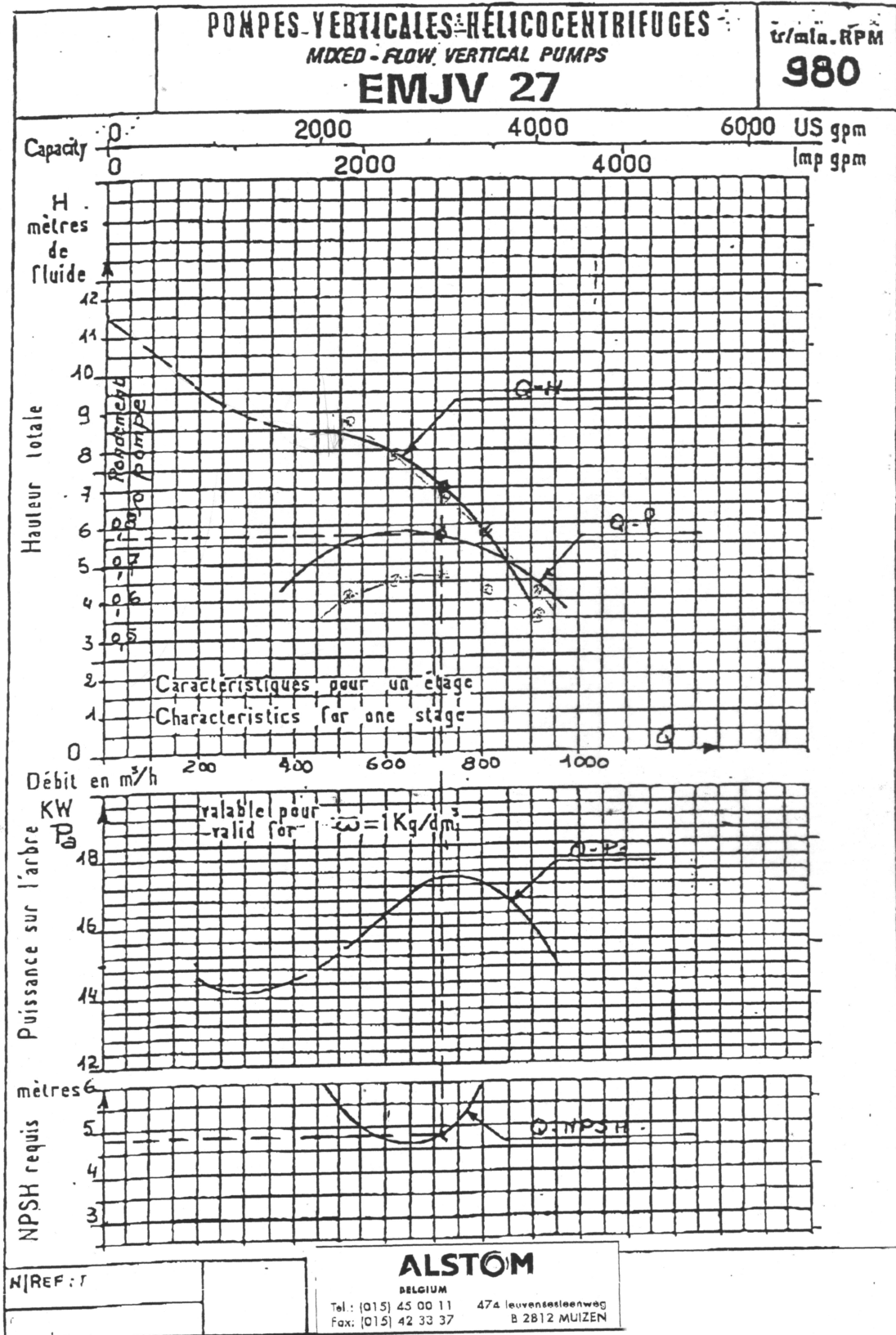


FIG. 4.5 – Courbes caractéristiques de la pompe ALSTOM verticale hélicocentrifuge AMB Rateau type EMJV 27

4.5.1 Fonctionnement d'une pompe sur un circuit

Ce paragraphe est issu de la référence bibliographique [10].

Considérons pour exemple à la figure 4.6, le cas d'une pompe amenant de l'eau d'un réservoir inférieur à un réservoir supérieur. Soit A un point choisi arbitrairement à la surface du réservoir amont et le point R le point de refoulement. De plus, nommons E l'entrée de la pompe et S la sortie de la pompe.

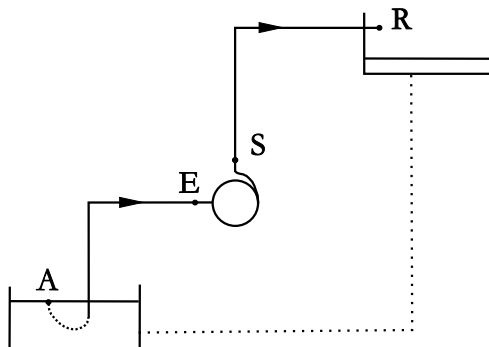


FIG. 4.6 – Schéma d'un circuit hydraulique simple

Écrivons les équations de Bernoulli entre les points A et E puis entre les points S et R . En combinant ces équations et en constatant que la pression $p_A = p_{atm}$, $p_R = p_{atm}$ et que la vitesse $c_A = 0$ on trouve :

$$\frac{p_S - p_E}{\rho g} + \frac{c_S^2 - c_E^2}{2g} + z_S - z_E = \frac{p_R - p_A}{\rho g} + \frac{c_R^2 - c_A^2}{2g} + z_R - z_A + \frac{w_f^E + w_f^R}{g} \quad (4.1)$$

avec p (Pa) pression du fluide,
 c (m/s) vitesse du fluide ,
 z (m) position altimétrique,
 w_f (J/Kg) travail de frottement,
 g (m/s²) constante de gravitation,
 ρ (Kg/m³) masse volumique du fluide.

Le membre de gauche représente la hauteur manométrique de la pompe H_{pompe} et le membre de droite représente la hauteur manométrique du circuit hydraulique $H_{circuit}$. Les termes de position altimétrique et de pression constituent la hauteur statique du circuit H_{stat} puisqu'ils ne dépendent pas du débit. A l'inverse, les autres termes constituent la hauteur dynamique du circuit $H_{dynamique}$.

A l'équilibre, le point de fonctionnement est obtenu par :

$$H_{pompe} = H_{circuit} \quad (4.2)$$

4.5.2 Variation de débit

Nous désirerions avoir à disposition, pour une position de la vanne à étalonner, plusieurs débits différents. C'est pourquoi nous avons recours à un système de variation de débit.

Pour modifier le débit dans un circuit hydraulique, deux solutions se présentent. Nous pouvons soit agir sur la caractéristique de la pompe, soit sur la caractéristique du circuit. À la figure 4.7, pour déplacer un point de fonctionnement X de débit q_{v1} et obtenir le débit q_{v2} on peut soit modifier la vitesse de rotation de la pompe pour passer de X à Y , soit modifier le circuit en agissant sur une vanne pour passer de X à Z .

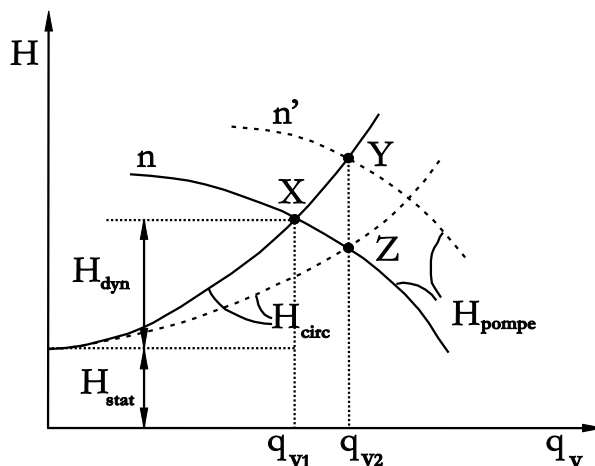


FIG. 4.7 – Courbes caractéristiques de la pompe et du circuit

Lors de notre étude, nous avons envisagé plusieurs dispositifs afin de disposer d'un débit variable pour alimenter la section d'essai du banc d'étalonnage.

Vanne papillon en amont

La première solution envisagée, comme prescrit par la norme CEI 60534-2-3 (voir paragraphe 7.3.2), est de placer une vanne en amont de la section d'essai. Cette vanne nous aurait permis de régler le débit qui traverse la vanne de régulation.

Cette solution n'a pas été retenue pour différentes raisons :

- Tout d'abord, il a été montré lors d'autres études au Laboratoire de Recherches Hydrauliques que pour les petits débits, c'est-à-dire pour une ouverture faible de la vanne, celle-ci oscille légèrement, donnant ainsi au débit l'apparence d'une sinusoïde. Ceci aurait donc provoqué des perturbations du débit non négligeables au sein de la boucle d'étalonnage.
- Ensuite, étant donné que nous ne possédons pas une pompe pouvant fournir une hauteur manométrique élevée, les pertes de charges combinées de la vanne à étalonner, de la vanne permettant de réguler le débit ainsi que du circuit lui-même auraient été supérieures à la capacité de la pompe. Ceci nous aurait amené à une réduction conséquente de la plage de mesure.

Variation de vitesse de la pompe

Une autre solution qui a été analysée est de faire varier le débit directement en fonction de la vitesse de la pompe hélicocentrifuge. Nous pourrions en effet faire varier la vitesse de rotation

du moteur grâce à un régulateur de fréquence. Cette solution théorique nous aurait permis d'obtenir une grande plage de débit allant de 10 l/s jusqu'à 250 l/s pour la vitesse de rotation nominale de la pompe, soit 980 tr/min. Grâce à la théorie de la similitude de Rateau (voir à l'annexe B.3.3), nous avons pu déterminer, à la figure 4.8, ce que deviendrait la caractéristique de la pompe en diminuant la vitesse de rotation de celle-ci. Cependant selon les données du constructeur (voir paragraphe 4.5 figure 4.5 - pointillés), il s'avère que le débit de la pompe est instable sur une large zone s'étendant de 0 l/s à 130 l/s. A la figure 4.8, nous avons fait apparaître la zone d'instabilité pour toutes les vitesses de rotation de la pompe. Cette zone est située au-dessus de la courbe intitulée *limite d'instabilité*.

Des essais ont été réalisés précédemment sur cette pompe et ont confirmé la zone d'instabilité.

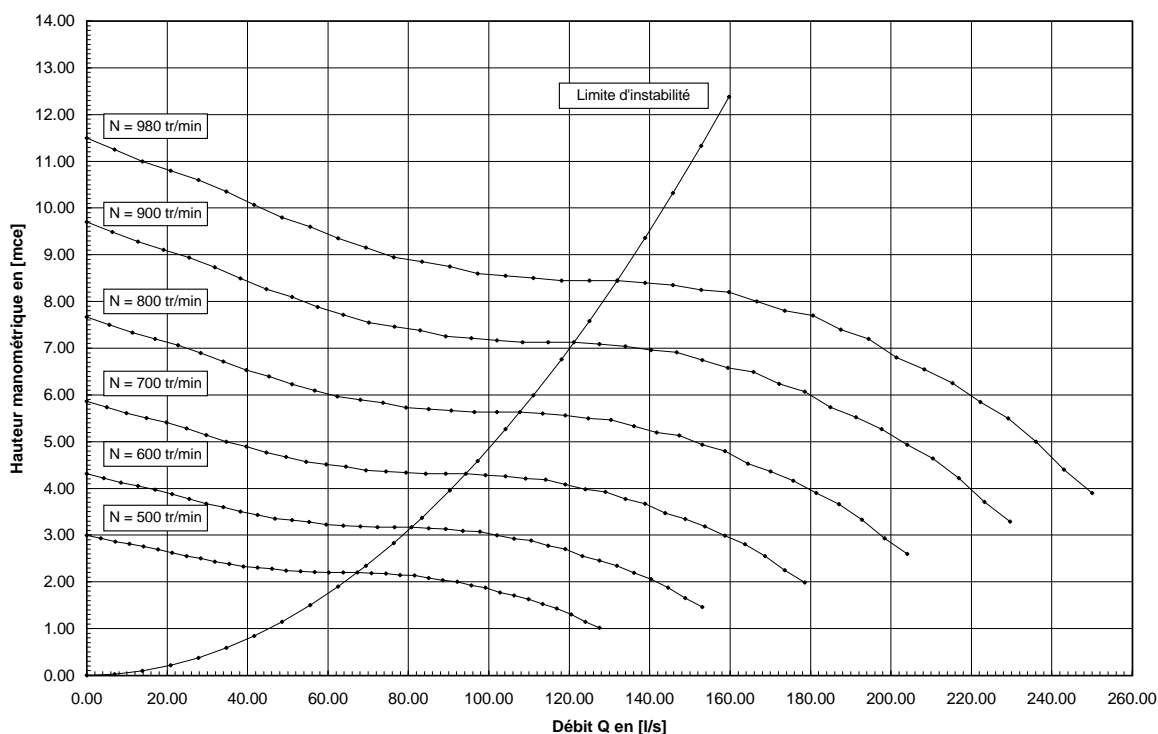


FIG. 4.8 – Courbe $H-Q_v$ de la pompe Rateau type EMJV27-1 n° 304.170

Il a été démontré [11] que l'on ne pourrait pas atteindre de manière précise les faibles débits par cette méthode. Malgré le fait que, dans le cas de notre pompe, cette méthode ne soit pas adaptée, elle permettra dans l'avenir par l'achat d'une pompe adéquate de constituer un système de régulation de débit parfaitement stable grâce à l'intervention d'un régulateur PID réagissant en fonction d'une consigne utilisateur et d'un signal envoyé par un débitmètre électromagnétique. À l'occasion de cette étude [11], le laboratoire a acquis un variateur de fréquence Alstom type Alspa MV1059 pour une puissance de moteur maximale de 30 kW qui pourra prochainement être testé sur la boucle d'étalonnage. Ce variateur a été dimensionné spécialement pour la pompe AMB Rateau (licence ALSTOM) accouplée au moteur ACEC de 22 kW.

Bien que, de prime abord, cette solution semblait être la plus adaptée, elle s'est révélée inadéquate à notre cas particulier. C'est pourquoi nous avons dû l'abandonner.

Bypass

Finalement, étant donné que nous ne pouvions ni jouer sur la vitesse de rotation de la pompe ni sur l'ajout d'une vanne dans le circuit, il nous est apparu que la meilleure solution serait de dévier une partie du débit juste après la pompe par une conduite de dérivation. Cette méthode a le double avantage de permettre à la pompe de fonctionner dans sa zone de stabilité pour les débits élevés, c'est-à-dire pour une position de grande ouverture de la vanne à étalonner, tout en n'affectant pas le circuit primaire d'une perte de charge trop importante. En positionnant une vanne papillon sur la conduite de dérivation, nous détournerons, selon nos besoins, une quantité d'eau plus ou moins grande. De cette manière, nous ajusterons manuellement le débit qui passera dans la section d'essai de la boucle d'étalonnage, en ouvrant plus ou moins la vanne de dérivation.

Dans un avenir proche, il serait intéressant d'étudier un système automatique de régulation du débit en utilisant un servomoteur sur la vanne du bypass qui répondrait au signal d'un PID commandé par les consignes de l'utilisateur et le signal provenant du débitmètre électromagnétique de la section d'essai.

4.6 Conception du Divergent-Convergent

Comme énoncé précédemment, nous avons conçu un système de divergent-convergent permettant d'adapter la section d'essai aux différents diamètres de vannes prévus par la gamme de diamètre de vanne à étalonner (voir paragraphe 4.3.3). Il sera nécessaire de prévoir un jeu de divergent-convergent pour chaque diamètre de vanne à étalonner.

4.6.1 Divergent-Convergent

Nous dimensionnerons le divergent et le convergent de façon à minimiser les pertes de charge provoquées par leur présence.

Lors de la conception de la section d'essai, et dans le but de minimiser les coûts de fabrication, nous avons fait le choix de départ d'utiliser un divergent et un convergent symétriques l'un de l'autre bien qu'un convergent d'angle de cône supérieur aurait permis d'aussi bons résultats au point de vue perte de charge. Il s'ensuit que le dimensionnement du divergent seul conditionnera à la fois la forme du convergent et du divergent.

4.6.2 Dimensionnement du divergent

Pour passer d'une section étroite de tube (transformation de l'énergie cinétique de l'écoulement en énergie de pression), avec le moins de perte de charge possible, la meilleure disposition est l'élargissement progressif ou diffuseur. L'accroissement du coefficient de perte de charge d'un diffuseur, lorsque l'angle de cône augmente, est provoqué par le renforcement de la turbulence de l'écoulement, mais surtout par le décollement de la couche limite des parois du diffuseur et en conséquence, par un fort tourbillon et un mélange de tout l'écoulement.

Puisqu'un élargissement continu de la section produit d'abord, aux petits angles d'ouverture, une diminution des pertes de pression par rapport aux pertes dans une conduite à section

constante², et aux grands angles d'ouverture, une augmentation de ces pertes, il est évident qu'il existe un angle optimal pour lequel on obtient les pertes minimales.

Cet angle, pour un diffuseur rectiligne à section circulaire, peut être calculé d'après la formule [12] suivante :

$$\alpha_{opt} = 0,43 \left(\frac{f}{k_1} \frac{n_1 + 1}{n_1 - 1} \right)^{4/9} \quad (4.3)$$

$$n_1 = F_1/F_0 \quad (4.4)$$

avec α_{opt} (radian) angle optimal,
 F_0 (m²) section étroite du diffuseur,
 F_1 (m²) section large du diffuseur,
 f coefficient de frottement,
 k_1 coefficient caractérisant l'état de la couche limite (Champ des vitesses) à l'entrée du diffuseur donné au tableau 4.1 en fonction de l'angle alpha lui-même et pour diverses valeurs de W_{max}/W_0 où w_0 est la vitesse moyenne dans la section étroite et w_{max} la vitesse maximale.

$\frac{w_{max}}{w_0}$	α_{opt}						
	5	8	10	14	20	24	28
1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
1,02	1,10	1,12	1,14	1,15	1,00	1,07	1,02
1,04	1,14	1,20	1,23	1,26	1,19	1,10	1,03
1,06	1,17	1,27	1,31	1,36	1,24	1,14	1,04
1,08	1,19	1,42	1,49	1,49	1,31	1,18	1,05
1,10	1,19	1,54	1,62	1,54	1,34	1,20	1,06
1,12	1,22	1,62	1,68	1,57	1,36	1,21	1,06
1,14	1,22	1,68	1,81	1,60	1,36	1,21	1,06
1,16	1,22	1,78	1,89	1,61	1,36	1,21	1,06

TAB. 4.1 – Valeur de k_1 exprimée en fonction de α_{opt} en degré et pour diverses valeurs de w_{max}/w_0

Pour un divergent passant d'un diamètre de $DN150$ à $DN300$, pour un coefficient de frottement de $f = 0,02533$ (voir tableaux détaillés B.1, B.2, B.3, B.4 et B.5 du calcul des pertes de charge à l'annexe B.1), pour un coefficient $n_1 = 4$, et pour $k_1 = 1$ on obtient un $\alpha_{opt} = 6^\circ$. Nous remarquons par ailleurs que lorsque k_1 est différent de 1, le calcul de α_{opt} devient itératif.

Nous avons choisi pour le calcul $k_1 = 1$ parce qu'il ne nous est pas possible de quantifier le profil de vitesse. De plus, étant donné que nous nous trouvons à 18 diamètres nominaux de la vanne à étalonner, l'écoulement est redevenu suffisamment symétrique.

Le tableau 4.2 donne le résultat de calcul des angles optimaux pour les divergents en fonction du diamètre nominal de la section d'essai. On constate qu'ils sont tous différents. En vue d'optimiser la flexibilité du banc d'essai, nous avons choisi d'utiliser un diffuseur dont l'angle serait la moyenne arithmétique des angles optimaux calculés. La moyenne calculée étant de 6.9° , nous avons décidé d'utiliser un diffuseur d'un angle de cône de 7° . En effet, ce système nous permettra dans l'avenir de constituer des divergents de plusieurs tronçons entre brides. Par exemple, pour un $DN100$, il suffira de rajouter un petit tronçon au divergent ($DN150-DN300$) afin d'atteindre ce diamètre.

2. L'augmentation de section (sans décollement) engendre une diminution du champ de vitesse qui elle-même provoque une diminution de la résistance au frottement

La feuille de calcul EXCEL complète est disponible à l'annexe B.2.

4.6.3 Encombrement

Lors de la conception du banc d'essai, nous avons prévu la longueur d'essai correspondant à un encombrement maximum, soit une longueur de 7,96 m, et ceci afin que l'on puisse adapter la boucle d'étalonnage pour un diamètre de vanne différent avec le minimum de modifications. Cette méthode permettra de modifier uniquement les tuyauteries de la section d'essai. Toutes les autres parties du banc seront intégralement conservées lors de tests pour des vannes de diamètres différents.

Le tableau 4.3 reprend les résultats du calcul en fonction du diamètre nominal de la section d'essai. Il comprend la longueur du convergent, une longueur de $13 \times DN$ en amont et en aval de la vanne et la longueur du divergent.

On constate que toutes les longueurs des sections d'essai sont inférieures à l'encombrement maximal prévu. De plus, l'espace disponible restant est toujours suffisant pour envisager l'étalonnage de vannes de types différents. Enfin, la section de tuyauterie *av4* peut être raccourcie si nécessaire, ce qui laisse une marge de manœuvre supplémentaire.

La feuille de calcul complète est disponible à l'annexe B.2.

4.7 Calcul des pertes de charge

L'évaluation des pertes de charge représente une partie importante dans l'étude de l'écoulement de l'eau dans la boucle d'étalonnage. En effet, celles-ci influencent fortement l'écoulement. Le calcul des pertes de charge sera effectué avec un $DN150$ puisque nous avons choisi ce diamètre de vanne pour les premiers tests.

Le calcul des pertes de charge nous permettra de trouver le point de fonctionnement théorique à débit maximal (vanne d'étalonnage ouverte au maximum) et donc d'estimer la plage de mesure dont nous disposerons.

Choisir la plage de mesures et le point de fonctionnement du circuit hydraulique revient à combiner la courbe caractéristique de la pompe et la courbe caractéristique du circuit hydraulique.

	<i>DN100</i>	<i>DN125</i>	<i>DN150</i>	<i>DN200</i>	<i>DN250</i>
n_1	9	5.76	4	2.25	1.44
k_1	1	1	1	1	1
Coef. de frot. au débit max	0.02617	0.02573	0.02533	0.02461	0.02399
Angle optimal (°) du divergent	5.4	5.7	6.0	7.3	10.1
Moyenne arithmétique (°)	6.9				

TAB. 4.2 – Angles optimaux pour les divergents en fonction du DN de la section d'essai

	DN100	DN125	DN150	DN200	DN250	DN300
Long. essai (m) pr angles optimaux	6.85	6.79	6.75	6.78	7.07	7.80
Long. essai (m) pr angle 7°	5.87	6.11	6.35	6.83	7.32	7.80

TAB. 4.3 – Longueur des sections d'essai en fonction de leurs diamètres nominaux

Nous avons utilisé la référence bibliographique [12] pour évaluer les coefficients (ζ) des pertes de charge par frottement et des pertes de charge singulières.

4.7.1 Les pertes de charge générales

Pour une conduite donnée, l'évaluation des pertes de charge par frottement est fonction du régime de l'écoulement (Voir rapport stage [2] paragraphe 4.3.2). Celui-ci peut être déterminé par l'intermédiaire du coefficient de Reynolds mesurant l'importance des forces de viscosité par rapport aux forces d'inertie de l'écoulement :

$$Re = vD\rho/\mu \quad (4.5)$$

- 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.

Régime laminaire ($Re < 2000$)

La perte de charge due au mouvement d'un liquide en régime laminaire est déterminée par les forces de frottements internes (viscosité) qui apparaissent lorsque les couches se déplacent les unes par rapport aux autres. Comme ces forces sont prépondérantes à faible vitesse, le coefficient de perte de charge ne dépend pas de la rugosité des parois.

Remarquons que, dans les conduites industrielles, pour un écoulement permanent (voir paragraphe 4.3 du rapport de stage [2]), ce qui correspond au cas de notre étude, l'écoulement sera 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 multitude de petits tourbillons qui se superposent à l'écoulement global.

Il se pourrait cependant que pour les très faibles capacités d'écoulement de la vanne à étalonner, il se produise un écoulement non turbulent. Ce cas de figure ne sera pas pris en compte dans cette étude parce que tous les essais seront réalisés loin de cette zone de fonctionnement.

Régime turbulent ($Re > 4000$)

Comme nous venons de le faire remarquer, quand le nombre de Reynolds augmente, l'écoulement devient turbulent. Dans le cas de parois rugueuses, l'écoulement autour des aspérités se produit avec un décollement de la veine fluide, et le coefficient de perte de charge commence à dépendre non seulement du nombre de Reynolds mais aussi de la rugosité relative. De façon à pouvoir calculer la perte de charge pour toute la gamme de débit, nous privilégierons les formules analytiques aux diagrammes et tableaux.

Le coefficient de perte de charge par frottement pour un écoulement turbulent est évalué par une forme de la formule de Colebrook pour des conduites circulaires à rugosité hétérogène des parois :

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{D_H} \quad (4.6)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left[\frac{4,518 \log(Re/7)}{Re \left(1 + \frac{Re^{0,52} \bar{\Delta}^{0,7}}{29}\right)} + \frac{\bar{\Delta}}{3,7} \right] \quad (4.7)$$

$$\zeta = f \frac{l}{D_H} \quad (4.8)$$

avec Δ (m) Hauteur moyenne des aspérités,
 Re Nombre de Reynolds,
 D_H (m) Diamètre hydraulique,
 l (m) longueur de la tuyauterie,
 ζ Coefficient de perte de charge,
 f Coefficient de frottement.

Pour l'évaluation des pertes de charge de la tuyauterie du banc d'étalonnage de vanne, nous avons choisi une rugosité des conduites en PVC de $\Delta = 0.05$ mm, ce qui correspond à l'état d'une conduite pratiquement neuve. Les calcifications calcaires qui peuvent apparaître sur les parois intérieures des tuyaux sont susceptibles d'augmenter la rugosité des conduites.

4.7.2 Les pertes de charge localisées

Les pertes de charge singulières apparaissent à chaque changement dans la géométrie des conduites qui perturbe l'écoulement en désordonnant le parallélisme des filets fluides. Nous passons, ici, en revue toutes les pertes de charge qui interviennent dans les tuyauteries du banc d'étalonnage.

Cependant nous négligerons les pertes de charge dues aux joints des brides. En effet, nous supposerons que la position et le diamètre intérieur de chaque joint est adapté de manière à ne pas présenter de protubérance à l'intérieur de la tuyauterie. De même, nous supposerons que la surface intérieure des tuyaux est exempte de tartre, de bavures ou d'autres obstructions qui pourraient provoquer une perturbation trop importante de l'écoulement.

Définition du problème

Le système de conduites est représenté à la figure 4.4. Le réseau de conduites est divisé, pour la facilité du calcul, en trois parties distinctes :

- Les conduites amont à la vanne à étalonner comprennent le rétrécissement brusque, le « Té » pour le Bypass, la portion de conduite $DN300$ contenant le débitmètre électromagnétique, le convergent et la portion de conduite $DN150$ contiguë à la vanne à étalonner.
- La vanne à étalonner proprement dite.
- Les conduites aval à la vanne à étalonner comprennent la portion de conduite $DN150$ contiguë à la vanne à étalonner, le divergent et le double coude $DN300$ qui permet à la conduite d'atteindre le canal.

Pour déterminer la courbe caractéristique du circuit, nous procéderons de la manière suivante :

- Pour chaque débit donné,
on calcule les pertes de charge par frottement et les pertes de charge singulières de chaque tronçon de conduite, ce qui nous donne $H_{dynamique}$.

- Pour tout le circuit,
on calcule la différence de hauteur altimétrique entre le niveau d'eau dans le réservoir et le niveau d'eau de rejet dans le canal : ce qui nous donne $H_{statique}$.

Comme énoncé plus haut, on détermine dans un premier temps le point de fonctionnement à débit maximal : donc pour la vanne en position d'ouverture totale.

Dans un deuxième temps, après les mesures, lorsque nous connaissons le coefficient de perte de charge de la vanne en fonction de sa position, nous pourrions établir un réseau de courbes caractéristiques du circuit en fonction de la position de la vanne.

Rétrécissement brusque (*am1*, *am2*)

La perte de charge à l'entrée d'une conduite avec un rétrécissement brusque, voir figure 4.9 (référence bibliographique [12] page 95), est fonction du rapport des aires de la section d'entrée F_1 et de la section de sortie F_0 .

$$\zeta = 0.5 \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right) \quad (4.9)$$

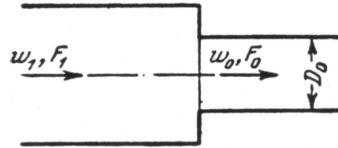


FIG. 4.9 – Rétrécissement brusque à angle droit

Nous appliquerons cette perte de charge singulière au rétrécissement brusque de section de DN350 à DN300, qui possède la désignation *am1*. Il vient donc que $\zeta = 0,1327$.

« Té » à séparation de courant (*am2*)

La perte de charge d'un branchement en « Té » à séparation de courant (sans courbure continue de la branche latérale et sans élargissement ou contraction des deux branches), voir figure 4.10 référence bibliographique [12] page 265, dépend pratiquement de l'angle de bifurcation α et des rapports de vitesses w_l/w_p et w_r/w_p . Le symbole F désigne la section de la tuyauterie (m^2) et le symbole w désigne la vitesse moyenne de l'écoulement (m/s). Les indices *p*, *l* et *r* désignent respectivement la conduite principale, la conduite latérale et la conduite rectiligne. La conduite principale est la conduite qui se trouve avant une séparation de courant. La conduite latérale forme un angle (dans notre cas $\alpha = 90^\circ$) avec la conduite principale tandis que la conduite rectiligne est dans la même direction que la conduite principale.

Pour $F_l + F_r > F_p$, relation entre sections, et $w_r/w_p \leq 1$, relation entre rapports de vitesses on a :

$$\zeta_{p.r.} \cong 0,4 \left(1 - \frac{w_r}{w_p} \right)^2 \quad (4.10)$$

où $\zeta_{p.r.}$ est le coefficient de perte de charge singulière de la branche rectiligne dû à l'écoulement dans la branche latérale.

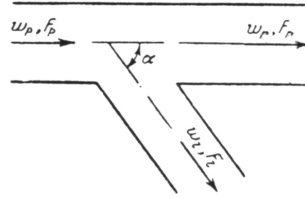


FIG. 4.10 – Bifurcation (séparation de courant) du type $F_l + F_r > F_p$ et $F_l + F_r = F_p$; $\alpha = 0$ à 90° branche rectiligne

Cependant, le calcul du coefficient de perte de charge est rendu plus complexe puisque nous rajoutons une vanne papillon sur la branche latérale afin de pouvoir régler le débit de la branche rectiligne. On en déduit que le rapport de vitesse w_r/w_p variera en fonction de la position de la vanne du bypass.

Lorsque la vanne du bypass est fermée, c'est-à-dire que la vitesse dans la branche latérale est nulle, le coefficient de perte de charge de la branche rectiligne dû à l'écoulement dans la branche latérale est nul. Ceci s'explique par le fait que la perte de charge provoquée par le frottement de l'eau dans la cellule occluse est négligé.

Nous constatons que la vitesse et donc, par conséquent, le débit qui traversera la branche rectiligne et la branche latérale dépend de plusieurs facteurs indépendants, à savoir : la position de la vanne à étalonner et la position de la vanne du bypass.

C'est pourquoi dans l'étude des pertes de charge du circuit principal, afin de déterminer le point de fonctionnement théorique de la boucle d'étalonnage au débit maximal, c'est-à-dire pour la vanne du bypass fermée, nous minimiserons le coefficient de perte de charge de la bifurcation en « Té » en prenant pour $\zeta_{p.r.} = 0$, calculé grâce à l'équation 4.10.

Par contre, pour l'étude des pertes de charge générales quel que soit le débit qui passe dans la branche latérale, nous maximiserons le coefficient de perte de charge de la bifurcation en « Té » en prenant pour $\zeta_{p.r.} = 0,4$, calculé grâce à l'équation 4.10 avec $w_r/w_p = 0$.

Nous appliquerons cette perte de charge singulière au branchement en « Té » *am2* dont la section principale possède un diamètre $DN300$ et dont la branche latérale possède un diamètre $DN150$.

Convergent à 7° (*am6*)

La perte de charge d'un convergent conique rectiligne d'une longueur l pour un écoulement où $Re > 10^4$, voir figure 4.11 (référence bibliographique [12] page 265), est fonction non seulement du rapport de l'aire de la section d'entrée F_1 et de la section de sortie F_0 mais aussi de l'angle de conicité.

$$\zeta \cong \zeta' \left(1 - \frac{F_0}{F_1} \right) + \zeta_f \quad (4.11)$$

- avec ζ' est déterminé dans le tableau 4.4 et représente le coefficient de perte de charge singulière,
 ζ_f est déterminé suivant le tableau 4.5 et représente le coefficient de perte de charge par frottement.

Nous appliquerons cette perte de charge singulière au convergent conique *am6* d'un angle de 7° passant d'une section de $DN300$ à une section de $DN150$. Étant donné la valeur élevée

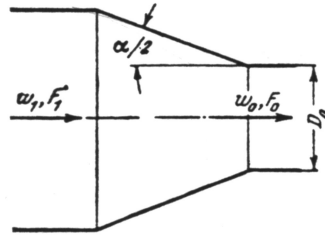


FIG. 4.11 – *Convergent conique rectiligne*

l/D_H	α°								
	0	10	20	30	40	60	100	140	180
0,025	0,50	0,47	0,45	0,43	0,41	0,40	0,42	0,45	0,50
0,050	0,50	0,45	0,41	0,36	0,33	0,30	0,35	0,42	0,50
0,075	0,50	0,42	0,35	0,30	0,26	0,23	0,30	0,40	0,50
0,10	0,50	0,39	0,32	0,25	0,22	0,18	0,27	0,38	0,50
0,15	0,50	0,37	0,27	0,20	0,16	0,15	0,25	0,37	0,50
0,60	0,50	0,27	0,18	0,13	0,11	0,12	0,23	0,36	0,50

TAB. 4.4 – *Valeurs de ζ' approximativement*

$\frac{F_0}{F_1}$	α°									
	n_1	2	3	6	8	10	12	14	16	20
0,05	20	0,14	0,10	0,05	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02	0,01
0,075	13,3	0,14	0,10	0,05	0,04	0,03	0,02	0,02	0,02	0,01
0,10	10	0,14	0,10	0,05	0,04	0,03	0,02	0,02	0,02	0,01
0,15	6,7	0,14	0,10	0,05	0,04	0,03	0,02	0,02	0,02	0,01
0,20	5,0	0,14	0,10	0,05	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,01
0,25	4,0	0,14	0,10	0,05	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,01
0,30	3,3	0,13	0,09	0,04	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,01
0,40	2,5	0,12	0,08	0,04	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01
0,50	2,0	0,11	0,07	0,04	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01
0,60	1,7	0,09	0,06	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,01

TAB. 4.5 – *Valeurs de ζ_f*

de l/D_1 nous avons extrapolé les données du tableau 4.4. Ceci nous a permis de nous rendre compte que, dans notre cas, le coefficient de perte de charge singulière ζ' tend vers zéro. Il vient d'autre part que le coefficient de perte de charge par frottement $\zeta_f = 0,04$.

Vanne papillon DN150

Le coefficient de perte de charge au droit de la vanne papillon est fonction de l'angle d'ouverture de celle-ci par rapport à l'horizontale (voir figure 4.12). Ici 90° représente la vanne fermée et 0° , la vanne ouverte.

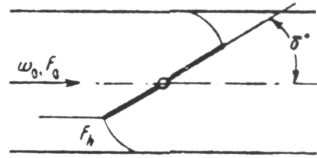


FIG. 4.12 – Vanne papillon

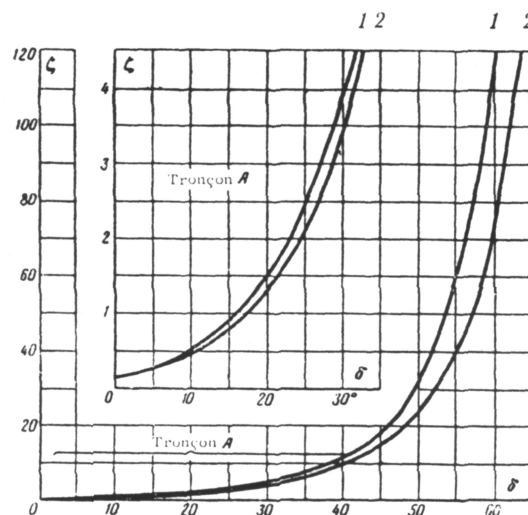


FIG. 4.13 – Perte de charge théorique d'une vanne papillon dans une conduite cylindrique (1) et dans une conduite rectangulaire (2)

Les coefficients de perte de charge sont propres au type de vanne utilisée. Lors d'un calcul de perte de charge d'un circuit, on utilise conventionnellement la table remise par le fournisseur. Cependant, dans notre cas, nous n'allons pas procéder comme cela puisqu'il nous est demandé de la mesurer.

Les courbes théoriques visibles à la figure 4.13, issues de la référence bibliographique [12], donnent une borne supérieure de la perte de charge d'une vanne papillon. On prendra cette valeur pour l'évaluation du point de fonctionnement à débit maximal, en position vanne ouverte soit $\zeta = 0,18$.

Dans le cas de notre recherche, il sera indispensable de comparer la courbe établie suite au résultat de notre étude, à celle remise par le fournisseur.

Divergent à 7° (av3)

La perte de charge d'un diffuseur conique (voir figure 4.14 référence bibliographique [12] page 157) est fonction non seulement du rapport de l'aire de la section d'entrée F_1 et de la section de sortie F_0 mais aussi de l'angle de conicité. Puisqu'il y a 18 fois le diamètre nominal en aval de la vanne à étalonner, nous considérerons que le champ des vitesses à l'entrée du diffuseur est uniforme.

Pour $0 < \alpha < 40^\circ$ on a :

$$\zeta = \zeta_{\text{élarg}} + \zeta_f \quad (4.12)$$

$$\zeta_{\text{élarg}} = \varphi_{\text{élarg}} \left(1 - \frac{F_0}{F_1}\right)^2 \quad (4.13)$$

$$\varphi_{\text{élarg}} = 3,2 \tan \frac{\alpha}{2} \sqrt[4]{\tan \frac{\alpha}{2}} \quad (4.14)$$

$$\zeta_f = \frac{f}{8 \sin \left(\frac{\alpha}{2}\right)} \left[1 - \left(\frac{F_0}{F_1}\right)^2\right] \quad (4.15)$$

avec $\zeta_{\text{élarg}}$ coefficient de perte de charge singulière,
 ζ_f coefficient de perte de charge par frottement,
 f coefficient de frottement dépendant de la rugosité.

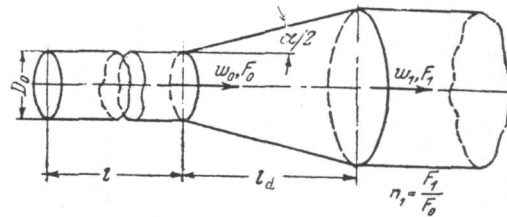


FIG. 4.14 – Diffuseur conique dans un réseau

Nous appliquerons cette perte de charge singulière au divergent conique av3 d'un angle de 7° passant d'une section de DN150 à une section de DN300. On déduit de ces équations que le coefficient de perte de charge singulière du divergent à 7° vaut $\zeta_{\text{élarg}} = 0,05475$ et que $\zeta_f = 0,027$.

Coude (av5, av7)

La perte de charge d'un coude à parois concentriques lisses pour $0,5 < R_0/D_H < 1,5$ et $0 < \delta^\circ \leq 180^\circ$ (voir figure 4.15 référence bibliographique [12] page 192) est fonction du rayon de courbure relatif et de l'angle du coude.

$$\zeta = \zeta_M + \zeta_f \quad (4.16)$$

$$\zeta_M = A_1 + B_1 + C_1 \quad (4.17)$$

$$\zeta_f = 0,0175 f \frac{R_0}{D_H} \delta^\circ \quad (4.18)$$

- avec A_1 exprimé approximativement dans le tableau 4.6,
 B_1 exprimé approximativement dans le tableau 4.7,
 C_1 exprimé approximativement dans le tableau 4.8,
 ζ_M coefficient de perte de charge singulière,
 ζ_f coefficient de perte de charge par frottement,
 D_H diamètre hydraulique de la section d'entrée,
 R_0 rayon de courbure moyen du coude,
 δ° angle au centre de la tuyauterie coudée,
 f coefficient de frottement dépendant de la rugosité.

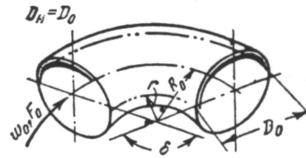


FIG. 4.15 – Coude à parois concentriques

δ°	$\leq 70^\circ$	90°	$\geq 100^\circ$
A_1	$0,9 \sin \delta^\circ$	1,0	$0,7 + 0,35 \frac{\delta^\circ}{90^\circ}$

TAB. 4.6 – A_1 exprimé approximativement dans ce tableau

R_0/D_H	0,50	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,25	1,50
B_1	1,18	0,77	0,51	0,37	0,28	0,21	0,19	0,17

TAB. 4.7 – B_1 exprimé approximativement dans ce tableau

$\frac{a_0}{b_0}$	0,25	0,50	0,75	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0
C_1	1,30	1,17	1,09	1,00	0,90	0,85	0,85	0,90	0,95	0,98	1,00	1,00

TAB. 4.8 – C_1 exprimé approximativement dans ce tableau où $D_H = (2 a_0 b_0)/(a_0 + b_0)$ pour les coudes à section rectangulaire de côtés a_0 et b_0 ; pour une section arrondie ou carrée $C_1 = 1$

Nous appliquerons cette perte de charge singulière aux deux coudes de 90° dont la référence est av5 et av7. On détermine ainsi que le coefficient de perte de charge singulière d'un coude vaut $\zeta_M = 0,1819$ et que le coefficient de perte de charge par frottement $\zeta_f = 0,02873$.

Divergent de sortie à 14° (av8)

La perte de charge d'un diffuseur de sortie rectiligne à section circulaire (voir figure 4.16 référence bibliographique [12] page 391) est fonction non seulement de la longueur du divergent l_d mais aussi de l'angle de conicité α .

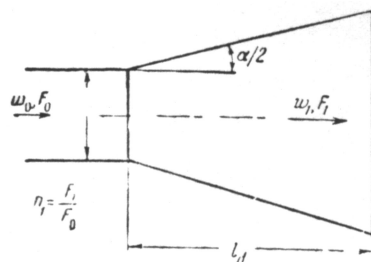


FIG. 4.16 – Sortie libre d'un diffuseur rectiligne à section circulaire

Pour $2^\circ < \alpha^\circ < 30^\circ$ on a :

$$\zeta = (1 + \sigma') \zeta_{calc} \quad (4.19)$$

avec ζ coefficient de perte de charge singulière,
 ζ_{calc} est déterminé d'après la figure 4.17,
 σ' est déterminé approximativement d'après la figure 4.18.

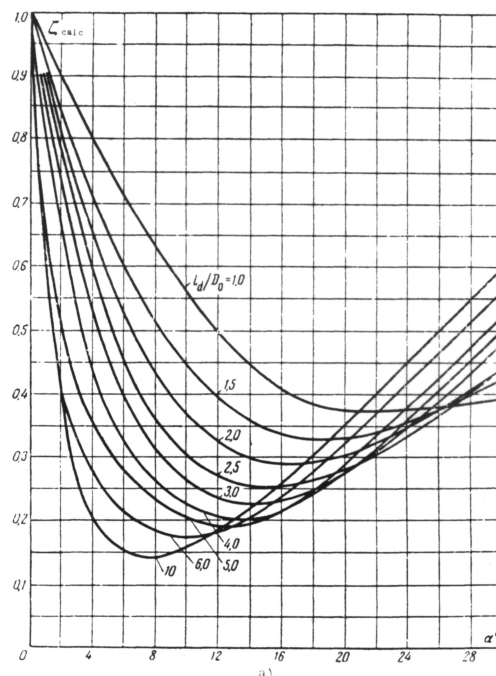


FIG. 4.17 – Valeur de ζ_{calc} en fonction de α

Nous appliquerons cette perte de charge singulière au diffuseur de sortie à section circulaire αv_8 d'un angle de 14° . On déduit de ces équations que le coefficient de perte de charge singulière du diffuseur vaut $\zeta = 0,6525$.

Ce divergent de sortie a pour but de transformer le plus possible d'énergie cinétique de l'écoulement en énergie de pression afin de ralentir l'écoulement avant le batardeau. Étant donné le diamètre d'entrée du divergent (300 mm), son diamètre de sortie (373,6 mm) et l'équation $Q = \Omega \times V$, où Q représente le débit, Ω la section et V la vitesse moyenne, on déduit que la perte de vitesse moyenne due au divergent atteint 35,5% de la vitesse moyenne d'entrée. Si par exemple à cause du coude qui précède le divergent, l'écoulement se décolle de la paroi à l'intérieur du divergent, alors il faudrait diminuer les remous en amont du batardeau.

4.7.3 Hauteur statique du circuit ou perte de charge altimétrique

La perte de charge altimétrique est constituée par la hauteur dont on doit élever l'eau. Celle-ci constituera la hauteur de charge statique $H_{statique}$ de la caractéristique du circuit. Bien que la hauteur de charge ait la désignation « statique », il n'en est pas moins vrai que dans notre cas celle-ci variera.

En effet, trois facteurs peuvent intervenir dans la variation de cette différence de hauteur :

- Le premier facteur, qui n'est pas volontaire, est la variation de hauteur d'eau du réservoir principal provoquée, par exemple, par l'utilisation simultanée d'autres modèles. Ceci aura pour effet d'engendrer une variation de débit non désirée dans la boucle d'étalonnage perturbant nos mesures. Pour éviter ces variations, il suffira de s'assurer de l'utilisation de la boucle lors des mesures à l'exclusion de tout autre modèle.
- Le second facteur, volontaire celui-là, est l'utilisation du batardeau afin de permettre de noyer le jet à la sortie de la boucle d'étalonnage. Ce dispositif a pour but de pouvoir régler deux niveaux de pression différentielle aux bornes de la vanne à étalonner. En effet, lorsque le batardeau est placé, la conduite est noyée et nous augmentons la hauteur de charge statique du circuit, ceci ayant pour effet de diminuer la pression différentielle aux bornes de la vanne. Dans notre installation, nous avons prévu un batardeau de 98 cm de hauteur qui permettra dans le meilleur des cas, c'est-à-dire pour un débit maximal et pour l'étalonnage d'une vanne $DN300$, d'augmenter la hauteur de charge statique du circuit $H_{statique}$ de 74 cm de colonne d'eau. Le batardeau est observable sur le *plan général* en annexe I.0.1 sous la référence I1.

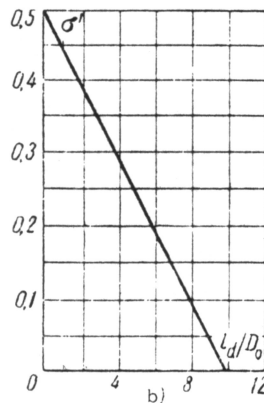


FIG. 4.18 – Valeur de σ' en fonction de l_d/D_0

L'inconvénient majeur de cette méthode est qu'elle ne permet pas une grande plage de variation.

- Le troisième facteur, directement déduit du précédent, est provoqué par les petites variations de débit incontrôlables, dues à la pompe. En effet, le batardeau joue le même rôle qu'un déversoir, et toutes les variations de débit se traduisent par une variation de la hauteur de charge de l'eau juste en amont de celui-ci.

4.7.4 Détermination du point de fonctionnement

Suite au calcul des pertes de charge dont le détail est disponible sur les feuilles EXCEL en annexe B.1, nous pouvons déterminer le point de fonctionnement théorique comme mentionné au paragraphe 4.7.2. Il permet de nous rendre compte du débit maximal théorique qui pourra traverser la boucle d'essai lorsque la vanne papillon est ouverte totalement. Il fixe donc la borne supérieure de la plage de mesure.

La figure 4.19, représente le diagramme combinant la caractéristique $H - Q_v$ de la pompe et la caractéristique $H - Q_v$ du circuit issu du calcul de perte de charge. Nous constatons que, pour la vanne à étalonner en position d'ouverture totale et minimisant la perte de charge du « Té », nous obtenons d'une part, un débit maximal de fonctionnement de 182 l/s pour la vitesse de rotation nominale de la pompe (980 tr/min) et pour le batardeau abaissé. D'autre part, lorsque le batardeau est levé, nous calculons un débit théorique maximal de 173 l/s. Ces valeurs ne sont qu'indicatives et ne permettent que de nous situer dans l'échelle des débits étant donné les approximations du calcul.

En effet, pour faciliter le calcul des pertes de charge, nous avons utilisé les diamètres nominaux des tuyauteries alors que ceux-ci ne correspondent pas exactement au diamètre intérieur (voir paragraphe 4.2.3). De plus, nous avons observé que le diamètre intérieur pour un tuyau du même diamètre nominal pouvait varier selon la provenance de l'un ou l'autre des fournisseurs (voir aussi paragraphe 7.4.2). Enfin, nous n'avons pas tenu compte des défauts d'alignement.

4.8 Dimensionnement des prises de pression

Dans le but de pouvoir évaluer avec précision la perte de charge singulière de la vanne à étalonner et de la distinguer de la perte de charge par frottement nous avons multiplié les sections de prise de pression. Nous avons placé trois sections de prises de pression en amont de la vanne à étalonner et également trois en aval. Les trois prises de pression amont nous permettront de tracer la droite de pression amont dans le diagramme Pression-Parcours, voir figure 4.20, tandis que les trois prises de pression aval nous permettront de tracer la droite de pression aval dans ce même diagramme. La pente de chacune de ces droites représente la perte de charge par frottement et l'écart les séparant représente la perte de charge singulière. Chacune des sections de prises de pression possède quatre prises de pression réparties à 90° afin d'obtenir la moyenne de la pression statique.

Les sections de prises de pression sont placées de manière symétrique par rapport à la vanne de façon à ce que l'on respecte les positions prescrites par la norme CEI 60534-2-3. Les distances séparant l'axe de la vanne aux prises de pression sont $2 \times DN$, $6 \times DN$ et $12 \times DN$. Nous disposons donc au total de 6×4 prises de pression par section, soit 24 prises de pression.

La perte de charge engendrée par la vanne est directement mesurée grâce à une perte de pression statique puisque, d'une part, la mesure des pressions en amont et en aval de la vanne sont faites dans une section de même dimension (la vitesse moyenne de l'écoulement c est constante) et d'autre part, la conduite est horizontale (la hauteur altimétrique z est constante).

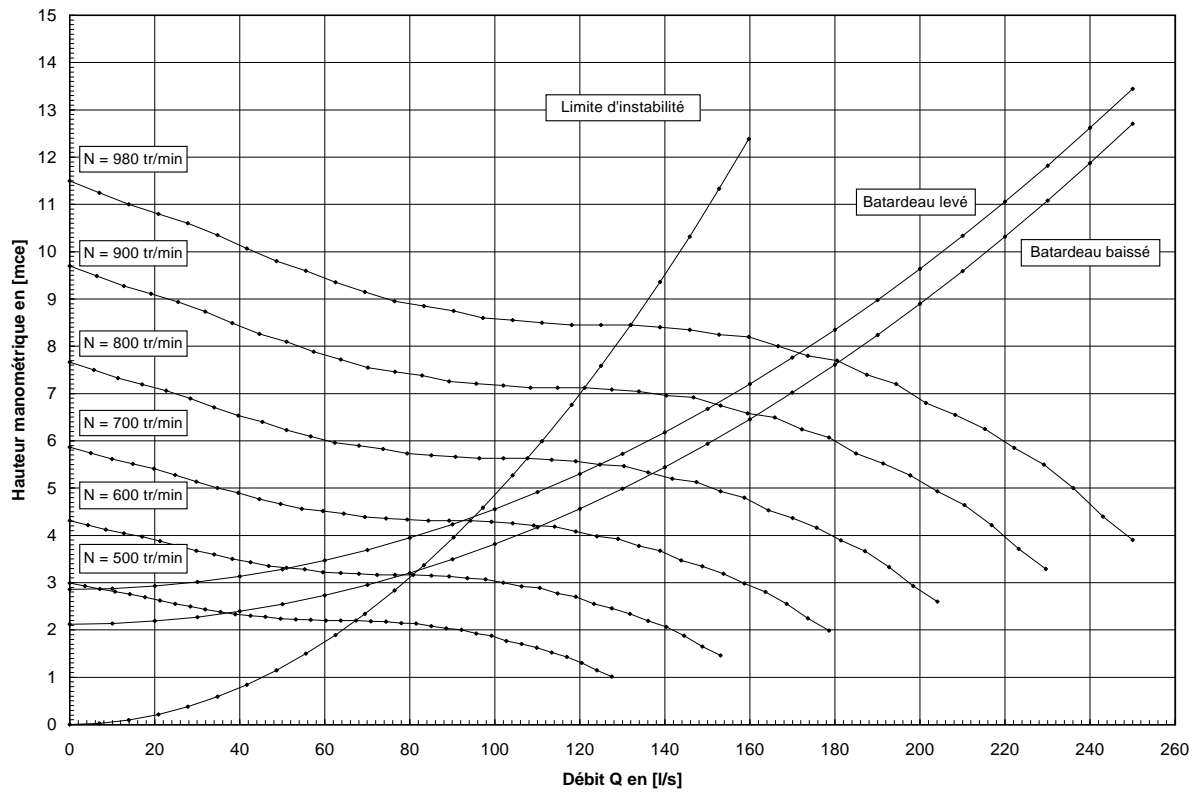


FIG. 4.19 – Points de fonctionnement théoriques de la boucle d'étalonnage

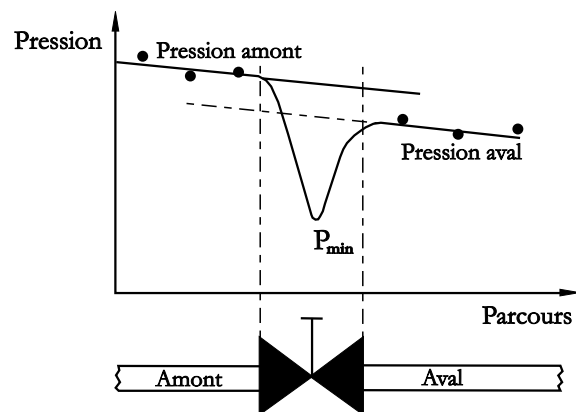


FIG. 4.20 – Diagramme de la pression statique

Le plan des prises de pression et le plan de câblage de celles-ci sont disponibles en annexe I.0.3.

4.9 Dimensionnement des murs du canal

Ce paragraphe a été réalisé dans le but de vérifier la résistance des murs du canal à la pression hydrostatique de l'eau. La plupart du temps, les ingénieurs du laboratoire s'assurent du surdimensionnement des murs sans faire de calcul précis de leur résistance. En effet, la majeure partie des murs des canaux du laboratoire sont conçus de manière composite ce qui rend le calcul exact très difficile voire impossible.

Le mur principal du canal est constitué de 7 tas de blocs de béton creux d'une dimension de $(19 \times 19 \times 39)$ (voir figure 4.21). Les tas de blocs sont comptés à partir de la sous-dalle sur laquelle ils reposent, de sorte que le premier tas est en bas du mur et que le septième tas est en haut du mur. Les deux premiers tas de blocs sont composés de blocs dont on a percé l'extrémité afin de pouvoir les remplir de béton. De plus tous les blocs du premier tas sont traversés par une barre en acier de 10 mm de diamètre encastree dans la sous-dalle, ceci afin d'assurer la reprise de l'effort tranchant à la base du mur. Enfin, entre chaque tas nous avons disposé des Murfor[®] (profilés en acier) destinés à renforcer la résistance à la flexion du mur.

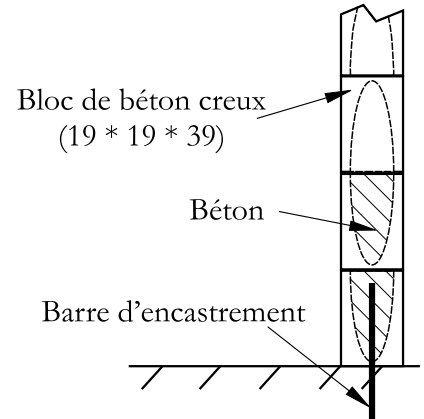


FIG. 4.21 – Schéma constitutif des murs du canal

4.9.1 Calcul de la pression hydrostatique

Considérons le mur comme une poutre verticale encastree dans la sous-dalle. Nous calculerons les efforts et les moments pour une section du canal de longueur de $b = 1$ m. Nous obtiendrons donc les résultats par mètre courant de mur.

Le promontoire

Dans le but de diminuer la hauteur d'eau et en conséquence la poussée sur les murs du canal juste en amont du batardeau, nous avons placé un promontoire. Celui-ci est constitué de sable stabilisé et s'élève à une hauteur de 75 cm. On peut l'observer sur le plan général en annexe I.0.1 indice b3.

La poussée et le moment

Nous allons à la fois calculer la pression hydrostatique pour la hauteur d'eau maximale h_1 dans le canal principal, soit 1,0035 m, et la hauteur d'eau maximale h_2 en amont du batardeau, soit 1,3835 m, correspondant au jet noyé. Ces deux hauteurs d'eau sont choisies pour le débit maximal susceptible de passer dans le canal soit 250 l/s, ce qui correspond à une hauteur de charge dans le canal de 40,35 cm.

Sur la figure 4.22, on observe la répartition triangulaire de la pression hydrostatique exercée sur le mur. On en retire les relations suivantes :

$$\Omega = b h \quad (4.20)$$

$$l_{cg} = \frac{h}{2} \quad (4.21)$$

$$I_{cg} = \frac{b h^3}{12} \quad (4.22)$$

$$l_{cp} = l_{cg} + \frac{I_{cg}}{l_{cg} \Omega} = \frac{2}{3} h \quad (4.23)$$

$$P = \rho g l_{cg} \Omega \quad (4.24)$$

$$M = (h - l_{cp}) P \quad (4.25)$$

avec h (m) hauteur d'eau maximale,
 b (m) largeur du mur,
 cg centre de gravité,
 cp centre de poussée,
 P (N) poussée,
 M (Nm) moment d'encastrement,
 I (m⁴) moment d'inertie,
 Ω (m²) surface du mur,
 g (m/s²) accélération de la pesanteur,
 ρ (kg/m³) masse volumique du fluide.

De ces équations, il vient respectivement pour :

- $h_1 = 1,0035$ m; $P = 4939,4$ N et $M = 1652,2$ Nm;
- $h_2 = 1,3835$ m; $P = 9388,5$ N et $M = 4330,0$ Nm.

Étant donné que nous ne connaissons pas les caractéristiques précises de résistance de l'assemblage de blocs qui constitue le mur, nous ne pouvons pas étudier la résistance du mur à la pression hydrostatique. Cependant, il est de bonne pratique au laboratoire d'utiliser la méthode de construction décrite ci-dessus pour des hauteurs d'eau jusqu'à 1,5 m.

De plus on a mentionné qu'à l'endroit où s'exerce la pression hydrostatique la plus grande, la cohésion des blocs a été renforcée.

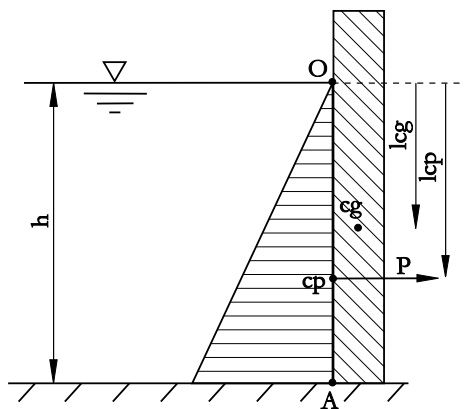


FIG. 4.22 – Schéma de la pression hydrostatique s'exerçant sur le mur du canal

4.9.2 Calcul des barres d'encastrement

Afin de reprendre l'effort tranchant à la base du mur, nous avons placé des barres à béton comme décrit à la figure 4.21. Celles-ci sont solidaires de la sous-dalle en béton armé et traversent le premier bloc creux du mur qui sera ultérieurement rempli de béton. Nous calculerons, ici, quelle doit être la section d'acier par mètre courant de mur pour reprendre entièrement l'effort tranchant. Afin de nous placer du côté de la sécurité, nous ferons l'hypothèse que le joint en mortier ne reprend pas du tout d'effort tranchant, ce qui n'est pas le cas en réalité.

De la résistance des matériaux on a que :

$$\Omega_{acier} = \frac{T}{\tau_{adm}} \quad (4.26)$$

avec Ω_{acier} (m^2) section d'acier nécessaire par mètre courant de mur,
 T (N) Effort tranchant équivalent à la poussée calculée au paragraphe 4.9.1,
 τ_{adm} (MPa) contrainte admissible en cisaillement.

De l'équation 4.26, et en supposant un acier avec $\tau_{adm} = 192MPa$, on trouve pour une hauteur d'eau de h_1 une section d'acier de $30,5 \text{ mm}^2$ par mètre courant de mur, soit $6,2 \text{ mm}$ de diamètre. Puisque nous ne disposons que de barres à béton de 10 mm , nous appliquerons celles-ci dans chaque bloc du premier tas. Cette méthode nous permet donc d'atteindre une section de 196.25 mm^2 par mètre courant de mur.

4.9.3 Tiges de renfort

Description

Afin d'assurer la résistance des murs latéraux au niveau du batardeau, nous avons décidé de placer deux barres transversales de renfort. En effet, à ce niveau, la hauteur d'eau peut s'élever jusqu'à $1,38 \text{ m}$. De plus, le promontoire n'est pas ancré aux murs latéraux³ afin qu'il puisse être retiré ultérieurement, si besoin est. Ceci implique qu'il ne peut pas reprendre d'effort en traction. Pour finir, à ce niveau, les blocs de béton ne sont plus remplis de béton. C'est pourquoi, voir figure 4.23, nous avons décidé de placer une tige filetée de renfort, traversant les deux murs latéraux de part en part, juste en-dessous de l'arrête du promontoire. Celle-ci sera calculée de manière à reprendre la poussée due à la pression hydrostatique de l'eau. Afin de répartir l'effort de traction sur toute la hauteur du mur, nous avons placé deux profilés en acier de part et d'autre du mur. Ceux-ci sont reliés en leur sommet par une autre tige filetée transversale destinée à maintenir les profilés.

Dimensionnement

Calculons la section d'acier nécessaire à reprendre l'effort de traction provoqué par la poussée. Étant donné que la distance séparant l'arête du promontoire et le mur du fond du canal est de 90 cm , on calcule, grâce au paragraphe 4.9.1, que la poussée effectuée par l'eau est de $8449,7 \text{ N}$. En outre, il vient l'équation élémentaire suivante :

$$\Omega \geq \frac{F}{\sigma_{adm}} \quad (4.27)$$

3. Ni au moyen de blocs insérés dans les murs latéraux, ni au moyen de barres en acier

avec Ω (m²) section d'acier nécessaire,
 F (N) effort de traction,
 σ_{adm} (MPa) contrainte admissible en traction.

Dès lors, pour un acier de σ_{adm} de 240 MPa, on trouve une section minimale d'acier de 35,2 mm², soit un diamètre de noyau minimal 6,7 mm.

Cependant, le mur doit pouvoir résister même si l'eau déborde du canal; ce qui correspond à une hauteur d'eau de 1,65 m, à une poussée de 12019 N; et à un diamètre minimal de noyau de 8 mm.

Bien que le diamètre du noyau d'une tige filetée M10 suffise (8,16 mm), nous utiliserons, pour la tige du bas, un filet M20 dont la section du noyau fait 16,9 mm, car nous ne disposons pas de diamètre intermédiaire. Quant à la tige du haut, nous utiliserons une tige filetée M10.

4.9.4 Caractéristiques des Murfor®

Pour augmenter la résistance à la flexion longitudinale du mur, nous avons placé des profilés en acier murfor® dans les joints de tous les tas de blocs de béton. On peut observer à la figure 4.24 leur disposition.

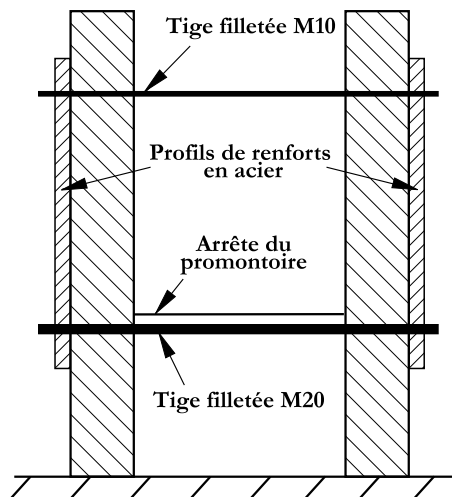


FIG. 4.23 – Schéma de la réalisation des renforts des murs latéraux

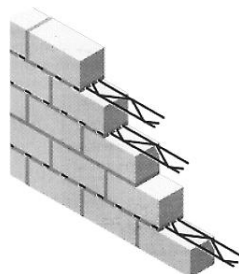


FIG. 4.24 – Schéma de l'insertion de murfor® dans les joints en mortier

4.9.5 Conclusion

Ce chapitre nous a permis d'aborder la conception d'un projet à différents états d'avancement. En partant des premières idées, il a fallu poser les hypothèses de base pour ensuite faire les choix technologiques décisifs, enfin, vérifier et dimensionner les éléments constitutifs qui ont été retenus.

Parmi eux, le calcul des pertes de charge est sans doute l'élément prépondérant qui à lui seul, conditionnera le point de fonctionnement de toute la boucle d'étalonnage. D'autres éléments, non moins importants, comme le choix de la pompe ou le choix du système de variation de débit, ou encore le dimensionnement du divergent-convergent se sont révélés être des étapes riches d'enseignement.

Il s'avère d'emblée que la pompe, choisie essentiellement pour sa disponibilité immédiate, limitera la plage de mesure à cause de sa grande zone d'instabilité aux faibles débits et de sa faible hauteur manométrique.

Chapitre 5

Instrumentation et instruments de mesures

5.1 Introduction

L'idée générale que nous avons poursuivie a été de concevoir un système de mesures où l'autocontrôle et le recouplement des mesures est applicable.

En effet, nous disposons souvent de deux approches différentes pour mesurer la même grandeur.

Par exemple, le débit peut être déterminé soit par le déversoir en mesurant une hauteur d'eau, soit par le débitmètre électromagnétique en mesurant une vitesse. De même, il serait possible de mesurer la pression à la fois grâce au capteur et grâce à un manomètre à mercure.

Cette disposition a pour but de déterminer, en comparant les différentes démarches, quelles sont les méthodes les plus adéquates et les plus précises, tout en minimisant les erreurs.

Nous avons utilisé les normes disponibles au laboratoire ISO 1438/1 et ISO/TR 6817, dont les intitulés exacts sont disponibles respectivement aux références bibliographiques [13] et [14].

Enfin, nous rappelons que le rapport de stage industriel reprend plus en détails certains principes de mesures hydrauliques [2].

5.2 Description des grandeurs à mesurer et des paramètres à calculer

Les caractéristiques hydrauliques et paramètres spécifiques aux vannes de régulation ont été étudiés dans le rapport de stage industriel [2]. C'est pourquoi nous ne les rappellerons pas ici. Ces paramètres, parmi d'autres, sont décrits dans la norme CEI 60534-2-1.

5.2.1 Définition des grandeurs à mesurer

Les caractéristiques physiques suivantes pourront être mesurées :

- la perte de charge aux bornes de la vanne de régulation via un réseau de 24 prises de pression;
- la position de l'obturateur de la vanne;
- le débit en amont de la vanne de régulation grâce à un débitmètre électromagnétique;

- le couple hydrodynamique et de friction de la vanne;
- le débit, pour vérification, grâce à un déversoir en aval de la boucle d'étalonnage.

De plus, 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 .

5.2.2 Définition de la boucle d'acquisition de mesures

Ce paragraphe a pour but de décrire de manière générale la chaîne d'acquisition de données et de fournir un aperçu d'ensemble en citant les différents appareils de mesure utilisés. La figure 4.4 reprend notamment le débitmètre électromagnétique, le capteur de pression et les prises de pression, le couplemètre, le capteur de position angulaire et le capteur optique de vitesse de rotation éventuel.

La chaîne d'acquisition de données est constituée de deux grandes parties :

- D'une part, le dispositif de commande et de traitement des données composé du PC et de la carte d'acquisition de données.
- D'autre part, le dispositif de capteurs et d'actionneurs composé des instruments de mesure et du servomoteur de la vanne.

On constate dès lors que les informations peuvent transiter dans deux sens, soit des capteurs vers la carte d'acquisition (entrées), soit de la carte d'acquisition vers les actionneurs (sorties).

Entrées

Les signaux analogiques ou digitaux provenant de chaque capteur sont rassemblés et traités par la carte d'acquisition de données.

Parmi ceux-ci on dénombre :

- le signal analogique (0-10 V) provenant du capteur de pression lui-même relié aux prises de pression via un réseau hydraulique constitué de fins tubes transparents;
- le signal analogique (0-10 V) provenant du débitmètre électromagnétique (*am4*) situé en amont de la vanne à étalonner;
- le signal analogique (0-10 V) provenant du couplemètre statique à jauge de contraintes fixé à l'arbre du servomoteur et à l'axe de la vanne via des pièces adaptatrices;
- le signal analogique (0-10 V) de position de la vanne fourni par le transmetteur de position du servomoteur;
- le signal digital des fins de course ouverture et fermeture provenant du servomoteur;
- le signal digital de défaut (relais thermique, limiteur de couple, perte de signal de commande, ...) provenant du servomoteur.

Par contre, dans un premier temps, la mesure de hauteur d'eau en amont du déversoir, en vue d'obtenir le débit, se fera de manière manuelle grâce à un limnimètre de précision (dixième de millimètre).

Éventuellement, il sera possible d'ajouter à ces mesures deux capteurs de niveau d'eau WAVO à pointe vibrante afin d'automatiser la mesure de débit du déversoir et la mesure de hauteur d'eau en amont du batardeau. De plus, afin de contrôler la régularité de vitesse de rotation de la pompe, il sera possible d'ajouter un capteur optique de vitesse de rotation.

Sortie

On ne dénombre qu'un seul signal de commande provenant de la carte d'acquisition. Il s'agit du signal analogique (0-10 V) pour le positionnement du servomoteur actionnant la vanne.

5.3 Dimensionnement des déversoirs

Dans le souci d'un auto-contrôle de nos mesures, nous avons choisi de placer un déversoir pour mesurer le débit dans le canal. Cette méthode de mesure nous permet d'accéder à la mesure du débit par la mesure d'une hauteur d'eau. Celle-ci pourra être faite soit grâce à un limnimètre de précision au dixième de millimètre (voir rapport stage paragraphe 4.7 [2]) soit grâce à un capteur de pression via la mesure de la pression hydrostatique. De plus, étant donné la grande précision du débit par la technique du déversoir, celui-ci nous permettra d'étalonner le débitmètre électromagnétique dont on ne possède pas la courbe d'étalonnage.

5.3.1 Définitions et normes

Définitions

On appelle *déversoir* une paroi mince (figure 5.1 indice *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 la nappe déversante 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*.

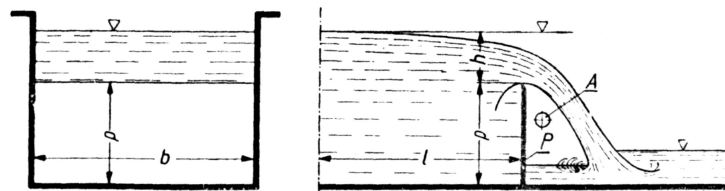


FIG. 5.1 – *Déversoir de mesure*

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.

Nous avons choisi d'utiliser deux déversoirs de forme différente, l'un pour les grands débits (de 30 à 250 l/s) sera de forme rectangulaire sans contraction latérale, l'autre pour les faibles débits (de 4 à 30 l/s) sera de forme triangulaire. On utilise deux types de déversoirs de forme différente pour augmenter la sensibilité de la mesure. En effet, pour un faible débit, le déversoir triangulaire de 90° fournira une plus grande variation de hauteur d'eau que le déversoir rectangulaire parce qu'il inflige une plus grande perte de charge à l'écoulement. Si dans l'avenir, il était nécessaire de mesurer des débits inférieurs à 4 l/s, il faudra envisager un troisième déversoir d'angle d'échancrure inférieure à 90° de manière à augmenter la sensibilité de la mesure.

Normes

Pour le dimensionnement des déversoirs à paroi mince, nous avons consulté la norme ISO 1438/1 intitulée : « Mesure de débit de l'eau dans les canaux découverts au moyen de déversoirs et de canaux venturi - Partie 1 : Déversoirs en mince paroi ».

Cette norme impose une série de recommandations générales à suivre lors de la mesure de débit par déversoir en paroi mince. Voici celles que nous avons retenues :

- Le chenal d'approche en amont du déversoir doit s'étendre en amont du déversoir sur une distance minimale d'au moins dix fois la largeur de la lame déversante à la charge maximale (pour les déversoirs triangulaires).
- Les coefficients de débit qui sont recommandés ne sont applicables à l'eau que dans la gamme de température approximative de 5 à 30°C.
- En vue d'éviter les variations du niveau d'eau causées par les vagues, la turbulence et les vibrations, le niveau de l'eau en amont doit être mesuré dans un puits de mesurage. Dans notre cas, nous le mesurons grâce à une prise de niveau placée dans la sous-dalle.
- Il est indispensable de veiller à l'aération totale de la lame déversante dans toutes les conditions d'écoulement afin que celle-ci ne reste pas collée au déversoir. On peut observer à la figure 5.1 un trou d'aération *A*. Nous avons également prévu un dispositif d'aération de ce type.
- Le zéro de l'échelle est défini comme la lecture du limnimètre qui correspond au niveau de la crête du déversoir (déversoir rectangulaire), ou au niveau du sommet de l'échancrure (déversoir triangulaire).
- La répartition des vitesses en amont du déversoir doit être sensiblement uniforme.
- Si la distance entre le sommet de l'échancrure et le niveau du fond est petite par rapport à la charge maximale, le lit du chenal doit être lisse, rectiligne et rectangulaire lorsque B/b_{max} , voir figure 5.2, est inférieur à 3 et/ou lorsque h_{max}/p est supérieur à 1.

En plus de ces quelques recommandations générales, la norme ISO 1438/1 décrit de manière détaillée l'utilisation de déversoir triangulaire et rectangulaire. Une partie de ces détails sont analysés dans les paragraphes 5.3.2 et 5.3.3 qui suivent.

Afin de s'assurer que les filets fluides sont parfaitement parallèles aux parois du canal, et dans le but de régulariser l'écoulement après la chute d'eau du batardeau (voir *plan général* en annexe I.0.1 noté *I1*), nous avons placé des caillebotis notés *I2*. Ceux-ci sont constitués par des lattes de bois de section carrée de 1 cm de côté. Elles sont assemblées de façon à former un grillage à mailles régulières. Nous avons choisi de ne placer que deux caillebotis de mailles différentes bien qu'il y en ait trois dessinés sur le *plan général*. Le premier d'une maille de 2, 5 cm est placé juste après le batardeau afin de dissiper l'énergie cinétique de l'eau juste après la chute. Le second, d'une maille de 1 cm a pour but de régulariser et d'uniformiser l'écoulement.

5.3.2 Débit des déversoirs rectangulaires

La figure 5.2 donne le schéma de la forme de base du déversoir avec les valeurs intermédiaires de b/B et h/p . Lorsque $b/B = 1$ c'est-à-dire lorsque la largeur du déversoir, b , est égale à la largeur du chenal à la section du déversoir, B , le déversoir est du type sans contraction latérale. Notre choix s'est porté vers ce type de déversoir qui permet d'atteindre le débit le plus élevé pour un chenal d'approche relativement étroit, en l'occurrence 50 cm.

Pour un déversoir sans contraction latérale, les parois du chenal en amont du déversoir doivent être verticales, unies, parallèles et lisses. Les parois du chenal, au-dessus du niveau de la crête d'un déversoir sans contraction latérale, doivent être prolongées en aval du déversoir d'une longueur au moins égale à $0,3 h_{max}$.

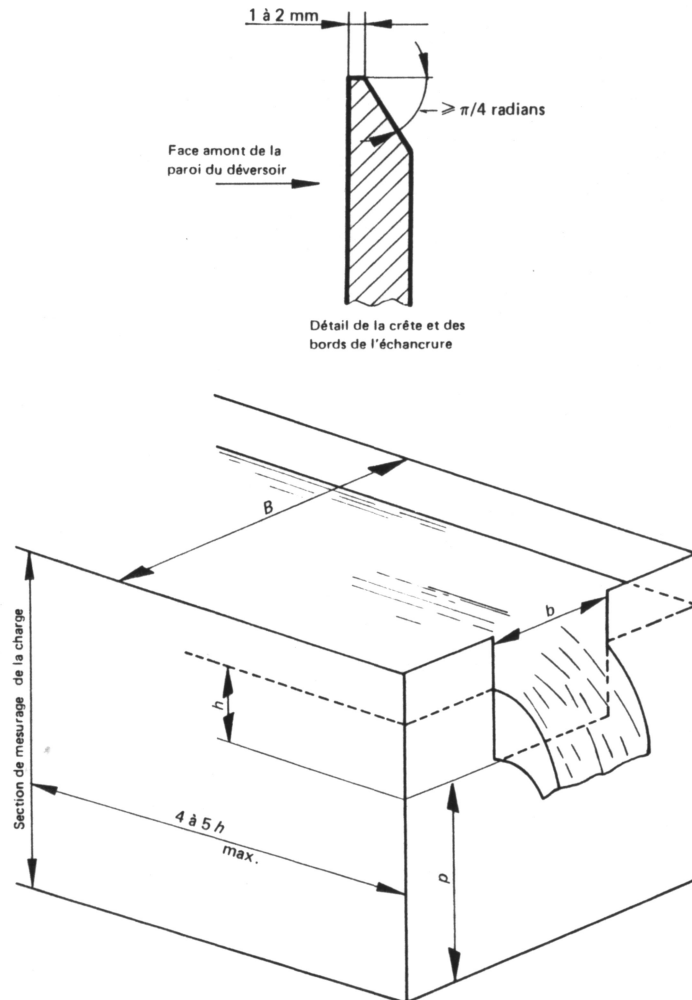


FIG. 5.2 – Déversoir à échancrure rectangulaire, en mince paroi

Formules de débit

La formule de Rehbock sous la forme proposée en 1929 pour les déversoirs rectangulaires sans contraction latérale est :

$$Q = C_e \frac{2}{3} \sqrt{2g} b h_e^{3/2} \quad (5.1)$$

dans laquelle on a :

$$C_e = 0,602 + 0,083 \frac{h}{p} \quad (5.2)$$

$$h_e = h + 0,0012 \quad (5.3)$$

avec Q (m³/s) débit volumique,
 C_e (sans dimension) coefficient de débit,
 g (m/s²) accélération due à la pesanteur,
 b (m) largeur mesurée de l'échancrure,
 B (m) largeur du chenal d'approche,
 h (m) charge mesurée,
 h_e (m) charge effective,
 p (m) hauteur de la crête par rapport au fond.

Les limitations d'ordre pratique applicables à l'emploi de la formule de Rehbock sont les suivantes :

- h/p ne doit pas être supérieur à 1;
- h doit être compris entre 0,03 et 0,75 m;
- b ne doit pas être inférieur à 0,3 m;
- p ne doit pas être inférieur à 0,1 m.

La précision des mesurages de débit effectués avec un déversoir rectangulaire en mince paroi, dépend en premier lieu de la précision des mesurages de la charge et de la largeur du déversoir. Si l'on prend grand soin de respecter toutes les prescriptions d'installation et de fonctionnement indiquées par la norme ISO 1438/1, les erreurs limites (au niveau de confiance 95%) imputables au coefficient de débit ne seront pas supérieures à 1,5% pour des valeurs de h/p de moins de 1, pas supérieures à 2% pour des valeurs de h/p entre 1 et 1,5 et pas supérieures à 3% pour des valeurs de h/p entre 1,5 et 2,5.

5.3.3 Débit des déversoirs triangulaires

Le déversoir triangulaire en paroi mince est formé d'une échancrure en V , située dans une mince paroi verticale. Un déversoir triangulaire est représenté à la figure 5.3. Nous avons choisi un déversoir dont l'échancrure a un angle de 90°. Ceci nous permettra de mesurer les petits débits avec une plus grande précision.

Formules de débit

La formule de Kindsvater-Shen pour les déversoirs à échancrure triangulaire dont l'angle d'échancrure est compris entre 20° et 100° est :

$$Q = C_e \frac{8}{15} \tan \frac{\alpha}{2} \sqrt{2g} h_e^{5/2} \quad (5.4)$$

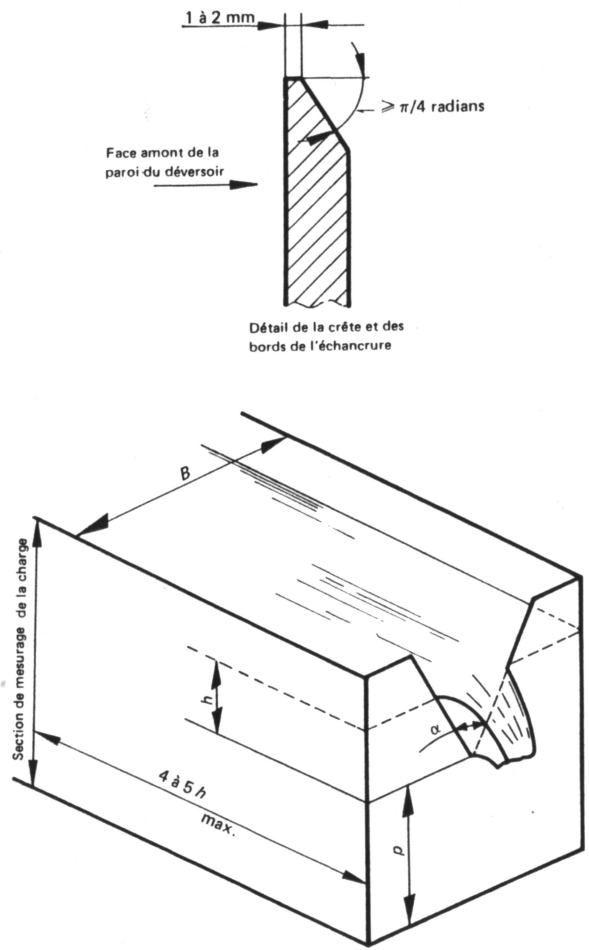


FIG. 5.3 – Déversoir à échancrure triangulaire, en mince paroi

dans laquelle on a

$$C_e = f\left(\frac{h}{p}, \frac{p}{B}, \alpha\right) \quad (5.5)$$

$$h_e = h + k_h \quad (5.6)$$

avec Q (m³/s) débit volumique,
 C_e (sans dimension) coefficient de débit, déterminé à la figure 5.4,
 g (m/s²) accélération due à la pesanteur,
 b (m) largeur mesurée de l'échancrure,
 B (m) largeur du chenal d'approche,
 h (m) charge mesurée,
 h_e (m) charge effective,
 p (m) hauteur de la crête par rapport au fond,
 k_h (m) grandeur déterminée expérimentalement sur la figure 5.5 qui compense les influences combinées de la tension superficielle et de la viscosité.

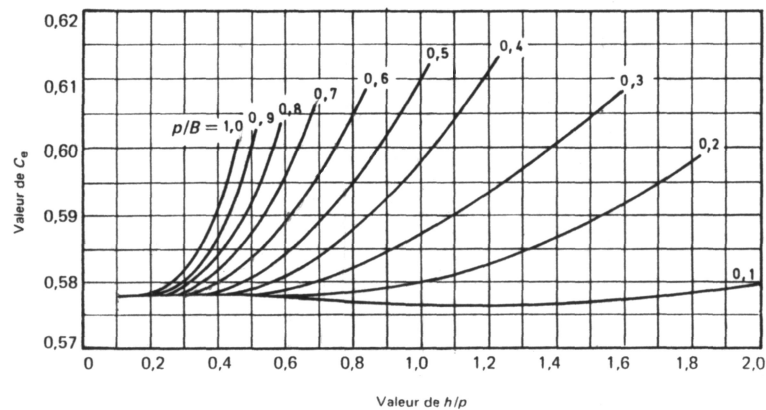


FIG. 5.4 - Coefficient de débit $C_e(\alpha = 90^\circ)$

Les limitations d'ordre pratique applicables à l'emploi de la formule de Kindsvater-Shen sont les suivantes :

- α doit être compris entre $\pi/9$ et $5\pi/9$ radians;
- h/p doit se limiter à la gamme indiquée à la figure 5.4 pour $\alpha = \pi/2$ radians; h/p ne doit pas être supérieur à 0,35 pour les autres valeurs de α ;
- p/B doit se limiter à la gamme indiquée à la figure 5.4 pour $\alpha = \pi/2$ radians; p/B doit être compris entre 0,1 et 1,5 pour les autres valeurs de α ;
- h ne doit pas être inférieur à 0,06 m;
- p ne doit pas être inférieur à 0,09 m.

La précision des mesurages de débit effectués avec un déversoir triangulaire en mince paroi, dépend surtout de la précision des mesurages de la charge et de l'angle de l'échancrure. Si l'on prend grand soin de respecter toutes les prescriptions d'installation et de fonctionnement indiquées par la norme ISO 1438/1, les erreurs limites (au niveau de confiance 95%) imputables au coefficient de débit ne seront pas supérieures à 1%.

5.3.4 Matériel utilisé

Nous avons commandé les deux déversoirs à la société ECOTECHNIC. Le premier déversoir est de forme rectangulaire sans contraction latérale. Il est constitué d'une épaisseur de 4 mm d'acier inoxydable AISI 316¹ chanfreiné à 60° en son sommet. La tolérance d'usinage est le dixième de millimètre. Le deuxième possède une échancrure triangulaire de 90°. Il est également constitué d'une épaisseur de 4 mm d'acier inoxydable AISI 316 chanfreiné à 60° au niveau de l'échancrure.

Les plans envoyés par le fournisseur sont disponibles en annexe C.1.1. Les courbes de référence calculées par le fournisseur mais ne tenant pas compte des coefficients correcteurs sont disponibles en annexe C.1.2.

5.3.5 Courbes de référence des déversoirs

Une fois que le déversoir rectangulaire et le déversoir triangulaire ont été dimensionnés, nous avons pu établir la courbe de référence pour chacun d'eux. Une feuille EXCEL reprenant les détails est disponible en annexe C.1.3. Ces courbes lient la hauteur de charge à mesurer au débit traversant les déversoirs. Celles-ci ont été établies grâce aux prescriptions de la norme ISO 1438/1 – 1980 (F). Il est important de constater que ces courbes ne sont pas des courbes d'étalonnage mais plutôt des courbes idéales théoriques ne tenant pas compte des imperfections de fabrication et de mise en place des déversoirs.

Déversoir rectangulaire

La courbe de référence du déversoir rectangulaire, figure 5.6, établie grâce à la norme ISO 1438/1 est valable entre les débits de 30 l/s et 250 l/s.

1. L'alliage 316 est un acier inoxydable austénitique d'usage général avec une structure cubique à faces centrées; il est composé de Fe/Cr18/Ni10/Mo 3.

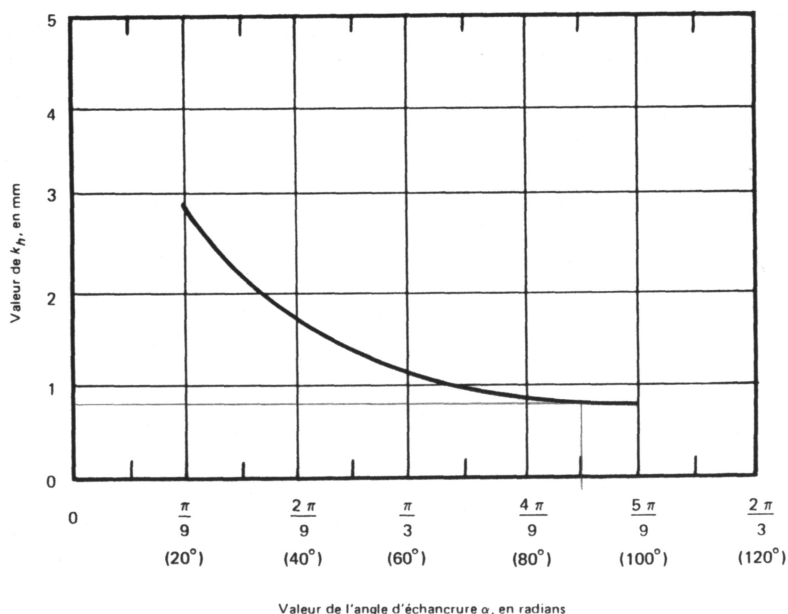


FIG. 5.5 – Valeur de K_h par rapport à l'angle d'échancrure α

Nous avons interpolé les valeurs données par EXCEL par un polynôme du quatrième degré, $Q = 720.56h^4 - 1077.1h^3 + 1404.3h^2 + 196.63h - 3.0691$, fonction de h . Ceci nous permettra dans le programme d'acquisition des données d'avoir une lecture directe du débit plutôt que de devoir chaque fois introduire la valeur de la charge dans la feuille de calcul EXCEL.

Déversoir triangulaire

La courbe de référence du déversoir triangulaire, figure 5.7, établie grâce à la norme ISO 1438/1 est valable entre les débits de 4 l/s et 30 l/s. Pour ce calcul, les valeurs du coefficient de débit C_e sont données à la figure 5.4 pour différentes valeurs de h/p et de p/B . Pour obtenir la courbe de référence, il a été nécessaire d'interpoler les valeurs de cette figure grâce à un polynôme du sixième degré fonction de h/p . Celui-ci est disponible en annexe C.1.4.

Pour le débit, nous avons interpolé les valeurs données par EXCEL par un polynôme du quatrième degré, $Q = -586,32h^4 + 1949,8h^3 + 282,78h^2 - 3,1623h + 0,011$, fonction de h . Ceci nous permettra dans le programme d'acquisition de données d'avoir une lecture directe du débit plutôt que de devoir chaque fois introduire la valeur de la charge dans la feuille de calcul EXCEL.

5.3.6 Calcul d'erreur limite selon la norme ISO 1438/1

Ce paragraphe a été réalisé grâce à la référence bibliographique [13].

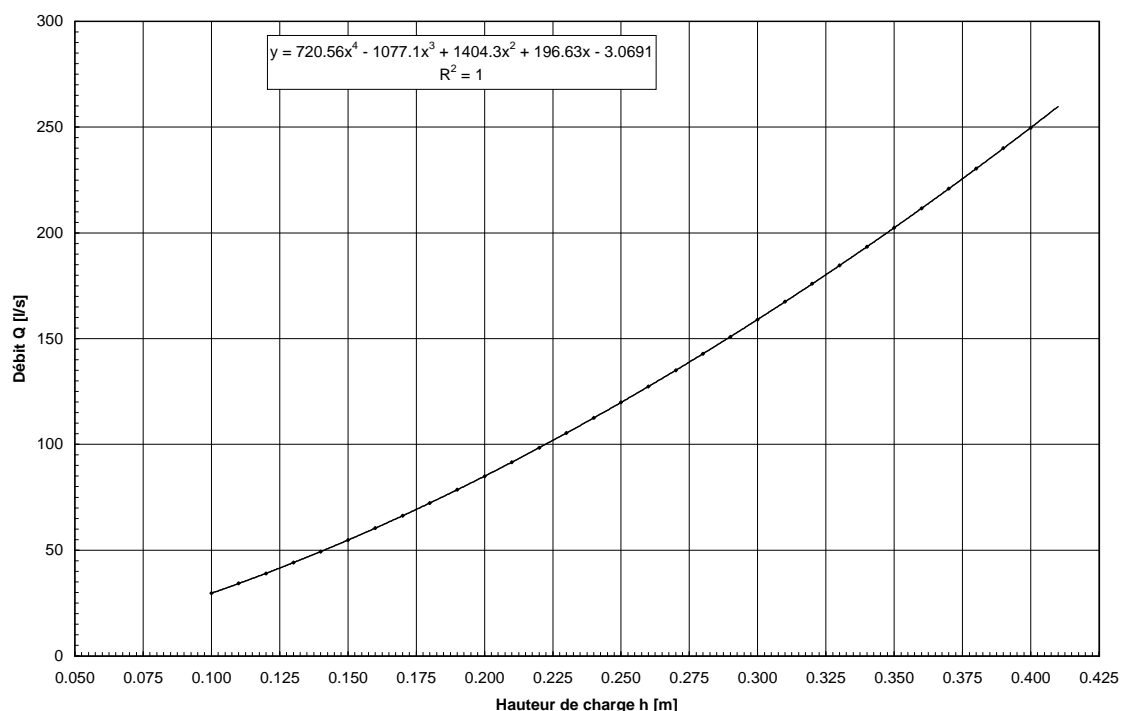


FIG. 5.6 – Courbe de référence du déversoir rectangulaire établie grâce à la norme ISO 1438/1 – 1980 (F)

La précision d'un mesurage de débit est exprimée au mieux en fonction d'une gamme statistique d'erreurs limites. Dans cet exemple, le débit mesuré est le débit calculé au moyen d'une formule de débit, et l'erreur limite de mesurage est la gamme à l'intérieur de laquelle le débit réel doit se trouver environ 95 fois sur cent (probabilité de 95%).

L'erreur limite d'un mesurage de débit est évaluée comme la combinaison des erreurs limites provenant de différentes sources d'erreur. L'erreur limite sur une source d'erreur est également évaluée au niveau de confiance 95%. Ainsi, l'influence relative de chaque source d'erreur peut être évaluée pour déterminer si, avec les ressources et les techniques disponibles, les débits peuvent être mesurés avec une précision suffisante pour le cas considéré.

Sources d'erreur

Les sources d'erreur qui contribuent aux erreurs limites sur le mesurage de débit peuvent être identifiées en considérant des formules représentatives de débit. Par exemple, à partir des équations 5.1 et 5.4, respectivement, les formules simplifiées de débit sont :

pour les déversoirs rectangulaires

$$Q_r = J_r [C_e \sqrt{g} b_e h_e^{3/2}] \quad (5.7)$$

pour les déversoirs triangulaires

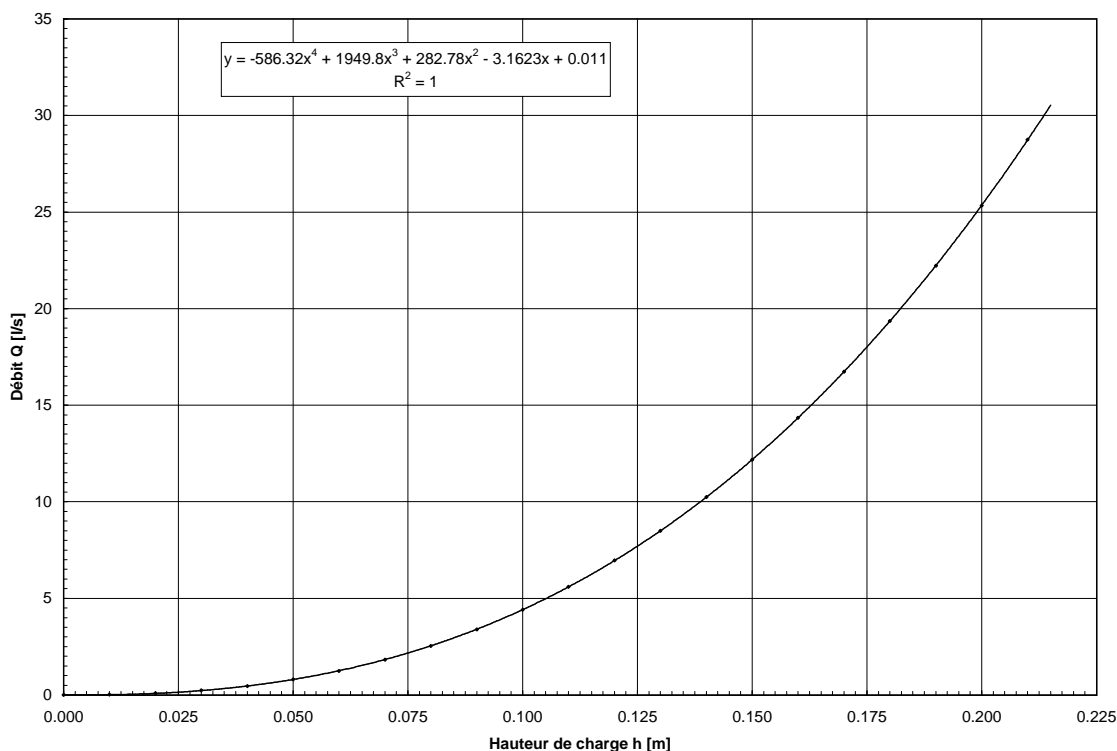


FIG. 5.7 – Courbe de référence du déversoir triangulaire établie grâce à la norme ISO 1438/1 – 1980 (F)

$$Q_t = J_t \left[C_e \sqrt{g} \tan \frac{\alpha}{2} h_e^{5/2} \right] \quad (5.8)$$

où J_t est une constante numérique qui dépend de la forme du déversoir mais sur laquelle on ne fait pas d'erreur. L'erreur sur g , l'accélération due à la pesanteur, peut être négligée. Ainsi, les seules sources d'erreur à considérer sont les suivantes :

- le coefficient de débit, C_e ;
- la largeur mesurée, b , ou l'angle de l'échancrure, α ;
- la charge mesurée, h , qui dépend également de l'erreur sur la détermination du zéro de l'échelle;
- le facteur de correction k_h , qui est défini dans la formule 5.6.

Combinaison des erreurs limites

Les erreurs systématiques et les erreurs accidentelles seront traitées comme des erreurs accidentelles lors de l'examen de la combinaison des erreurs limites comme prescrit par la norme ISO 1438/1.

La méthode de calcul suivante doit être utilisée pour combiner les erreurs limites qui contribuent à l'erreur limite globale sur les mesures de débit au moyen d'un déversoir (au niveau de confiance de 95%). À partir des formules simplifiées de débit 5.7 et 5.8, on obtient les équations suivantes :

pour les déversoirs rectangulaires

$$X_{Q_r} = \pm \sqrt{X_{C_e}^2 + X_{b_e}^2 + 1,5^2 X_{h_e}^2} \quad (5.9)$$

pour les déversoirs triangulaires

$$X_{Q_t} = \pm \sqrt{X_{C_e}^2 + X_{\tan \alpha/2}^2 + 2,5^2 X_{h_e}^2} \quad (5.10)$$

avec	X	erreur limite exprimée en pourcentage,
	X_Q	erreur limite sur la valeur calculée du débit,
	X_{C_e}	erreur limite sur le coefficient de débit,
	X_{b_e}	erreur limite sur la largeur effective pour un déversoir rectangulaire,
	$X_{\tan \alpha/2}$	erreur limite sur l'angle de l'échancrure pour un déversoir triangulaire,
	X_{C_e}	erreur limite sur la charge effective.

L'erreur limite sur b_e est donnée par la formule

$$X_{b_e} = \pm \frac{100 \sqrt{e_b^2 + e_{k_b}^2}}{b} \quad (5.11)$$

avec	e_b	erreur limite sur la largeur mesurée,
	e_{k_b}	erreur limite sur le facteur de correction de la largeur.

L'erreur limite sur h_e est donnée par la formule

$$X_{h_e} = \pm \frac{100 \sqrt{e_h^2 + e_{h_0}^2 + e_{k_h}^2 + (2S_{\bar{h}})^2}}{h} \quad (5.12)$$

avec e_h erreur limite sur la charge mesurée,
 e_{h_0} erreur limite sur le zéro de l'échelle,
 e_{k_h} erreur limite sur le facteur de correction de la charge,
 $2S_{\bar{h}}$ erreur limite sur la moyenne de n lectures de la charge.

Le calcul de l'erreur limite sur $\tan \alpha/2$ dépendra de la méthode de mesurage utilisée. Dans notre cas, $\tan \alpha/2$ est déterminé comme le quotient de la moitié de la largeur au sommet, b_t , et de la hauteur verticale de l'échancrure, h_t . Avec des erreurs associées e_{b_t} et e_{h_t} sur la mesure de b_t et de h_t , l'erreur limite sur $\tan \alpha/2$ sera :

$$X_{\tan \alpha/2} = \pm 100 \sqrt{\left(\frac{e_{h_t}}{h_t}\right)^2 + \left(\frac{e_{b_t}}{b_t}\right)^2} \quad (5.13)$$

Pour les formules de débit qui ne comprennent pas la notion de charge effective et de largeur effective, e_{k_b} et e_{k_h} sont à considérer comme égaux à zéro dans les formules précédentes.

L'erreur limite sur les mesures de débit ne saurait avoir une seule et unique valeur pour une installation donnée, mais varie selon le débit. Il est donc préférable de prendre en considération l'erreur limite sur plusieurs débits couvrant la gamme requise de mesure.

5.3.7 Influence du déversoir sur la boucle d'étalonnage

La mesure du débit par déversoir a fortement influencé la construction de la boucle d'étalonnage. En voici les principales causes :

- Nous voulions pouvoir mesurer le débit dans un canal grâce à un déversoir en paroi mince.
- Le cahier des charges nous imposait de concevoir un dispositif permettant de noyer le jet de sortie tout en gardant la possibilité de laisser celui-ci à pression atmosphérique.

Or la mesure du débit par déversoir a pour conséquence d'augmenter la hauteur d'eau en amont du canal. De plus, nous voulions pouvoir noyer ou dénoyer le jet de sortie de la boucle d'essai. Il a donc été nécessaire de remonter la sortie du tuyau de la boucle d'essai suffisamment haut (115 cm, voir plan général en annexe I.0.1, indice $b2$ et $b3$) pour que celui-ci puisse se déverser à l'air libre.

5.4 Débitmètre électromagnétique

Dans le souci d'un auto-contrôle de nos mesures, nous avons choisi de placer un débitmètre électromagnétique en plus du déversoir présent dans le canal pour mesurer le débit dans la tuyauterie. Cette méthode de mesure nous permet d'accéder à la mesure du débit par la mesure d'une vitesse d'eau. Nous étalonnerons le débitmètre électromagnétique avec les mesures faites au déversoir parce que nous ne disposons pas de la courbe d'étalonnage de celui-ci.

5.4.1 Définitions et normes

Définitions

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 :

$$U = D B V \quad (5.14)$$

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 d'autre de la conduite afin de créer le champ magnétique B (figure 5.8).

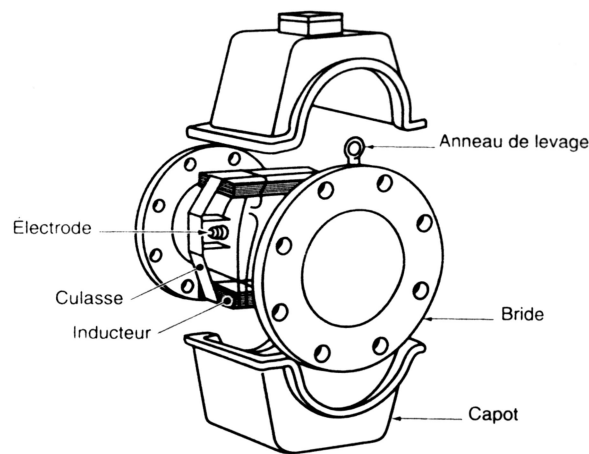


FIG. 5.8 – Vue éclatée d'un débitmètre à champ uniforme constant; montage à brides

Plusieurs raisons nous ont amenés à choisir un débitmètre électromagnétique plutôt que d'autres instruments de mesure. Tout d'abord, nous avons constaté que cette technique de mesure est la plus adaptée aux mesures de débits de fluides conducteurs en grands diamètres. En effet, d'autres types de mesures, également applicables à notre cas, comme le débitmètre à effet vortex, se révèlent beaucoup plus onéreux. De plus, le débitmètre électromagnétique a l'avantage majeur de ne pas faire subir de pertes de charge à l'écoulement puisqu'il n'obstrue en rien celui-ci. Enfin, il a la particularité de posséder une réponse linéaire.

Normes

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 mesure importantes [15]. On peut observer les longueurs droites nécessaires dans plusieurs situations au tableau 5.1.

Nous pouvons observer sur le plan général en annexe I.0.1, que le débitmètre électromagnétique (indice *am4*), est précédé d'une longueur de tuyau égale à $8 \times DN$ (indice *am3*) en raison du coude de la pompe et du « Té » du bypass (indice *am2*). De même, il est suivi d'une longueur de tuyau égale à $5 \times DN$ (indice *am5*) pour ne pas subir l'influence de la contraction de la veine fluide du convergent (indice *am6*).

Pour de plus amples informations concernant la technologie des débitmètres électromagnétiques, on se reportera à la référence bibliographique [16].

5.4.2 Matériel utilisé

Nous avons utilisé un détecteur électromagnétique de débit VERIFLUX VUB fourni par KENT INDUSTRIAL MEASUREMENTS. Celui-ci était déjà en possession du Laboratoire de Recherches Hydrauliques.

Il possède un diamètre nominal de 300, un revêtement intérieur en caoutchouc synthétique résistant à l'abrasion et des électrodes en platine/iridium.

La précision de l'étalonnage lors de l'achat du matériel est meilleure que $\pm 0,5\%$ du débit instantané depuis la valeur à fond d'échelle (1 m/s ou plus élevé) jusqu'à 50% du débit de fond d'échelle. Allant progressivement jusqu'à 1% pour des valeurs situées entre 50 et 10% du débit instantané de fond d'échelle.

5.4.3 Étalonnage

Puisque nous ne disposons pas de la courbe d'étalonnage de cet appareil, nous allons l'étalonner grâce aux mesures faites au déversoir. Cependant, au préalable, nous envisageons de comparer le débit donné par le débitmètre au débit donné par le déversoir comme si le débitmètre avait une droite d'étalonnage parfaitement linéaire.

5.4.4 Calcul d'erreur limite selon la norme ISO/TR 6817

Ce paragraphe a été réalisé grâce à la référence bibliographique [14].

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

TAB. 5.1 – Longueurs droites nécessaires 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

Sources d'erreur

Dans le cas d'une mesure de débit effectuée à l'aide d'un débitmètre électromagnétique, les sources possibles d'erreur sont essentiellement les suivantes :

- une erreur systématique sur la mesure du signal de sortie, caractérisant l'appareillage utilisé;
- une erreur aléatoire sur la mesure du signal de sortie;
- une erreur aléatoire due aux conditions de l'écoulement, qui sont généralement différentes de celles existant lors de l'étalonnage du débitmètre;
- une erreur due à l'incertitude sur la relation d'étalonnage correspondant à l'écart de linéarité de la courbe.

Combinaisons des erreurs limites

L'erreur limite sur la mesure du débit est obtenue en combinant les erreurs limites provenant des différentes sources énumérées ci-dessus. La combinaison des erreurs aléatoires et systématiques peut être traitée comme si elles étaient toutes aléatoires conformément à l'ISO 5168 [17] au niveau de confiance 95% (car la composante systématique est essentiellement gaussienne).

Étant donné qu'il ne nous est pas possible de différencier les différentes sources d'erreur, nous allons utiliser l'erreur limite totale. Celle-ci est définie comme le double de l'écart type de la variable débit.

$$\delta q_v = \pm 2 \sigma_{q_v} \quad (5.15)$$

avec σ_{q_v} écart type de la variable débit,
 δq_v erreur limite totale.

L'erreur limite totale sur le débit, représentant l'erreur aléatoire, s'exprime donc de la manière suivante :

$$\text{Débit} = q_v \pm \delta q_v \quad (\text{à un niveau de confiance de 95\%}) \quad (5.16)$$

5.5 Capteur de pression

Nous avons utilisé un capteur de pression relatif pour quantifier la pression aux différents points de prise de pression de la boucle d'étalonnage.

5.5.1 Matériel utilisé

Nous avons choisi, un capteur de pression relative DRUCK PMP 4010 d'une capacité de 1,5 bar. La classe de précision est de $\pm 0,08\%$ à fond d'échelle et englobe la non linéarité, l'hystérésis et la répétabilité. Il est capable d'endurer une surcharge de 9 bar. Ce capteur est immergeable car la prise de pression atmosphérique est réalisée au moyen d'un tube situé dans le câble électrique.

Nous avons également fait l'acquisition d'un capteur différentiel PMP4010, d'une capacité de 1,5 bar, afin de mesurer plus facilement les différences de pression en s'affranchissant de

l'erreur faite sur la variation de la pression atmosphérique. Mais nous n'aborderons pas ce point dans ce paragraphe car le principe de mesure et le calcul d'erreur, ainsi que l'étalonnage ont été réalisés de la même manière que pour le capteur de pression relatif.

5.5.2 Étalonnage du capteur

Nous avons étalonné nous-même ce capteur grâce à un appareil portable de calibration pour capteur de pression DRUCK DPI 610, 2 bars relatifs. Ceci nous a permis de tracer une courbe de linéarité en cinq points.

Tout d'abord, nous avons effectué trois montées en pression suivies de trois décharges, destinées à mettre en place la membrane du capteur, après quoi nous avons répété trois fois la procédure de montée en cinq points afin d'établir le tableau de résultat 5.3. Les caractéristiques de l'étalonnage sont précisées au tableau 5.2. On constate que les erreurs de fidélité et de justesse sont minimales (Voir paragraphe 4.2 dans le rapport de stage [2]).

Description du capteur		Description de l'étalon	
Dénomination :	Capteur pression	Étalon utilisée :	-
Fabricant :	Druck	Unité :	mbar
Modèle :	PMP 4010	Nombre de décimales :	1
N° de série :	1592940	N° du Certificat :	-
Marquage :	-	Date d'étalonnage :	2001-09-18
Full scale étalonnage :	1.5	Fabricant :	Druck
Unité :	V	Modèle :	DPI 610
Nombre de décimales :	4	N° de série :	4821/00-03
Résolution :	0.0001	Marquage :	-
Nombre de points :	5	Portée nominale :	2 bar relatif
Plage d'étalonnage :	0 à 5 Volt	Plage d'étalonnage :	0 à 2 bar
Résolution relative :	0.0333	Classe :	-
		Résolution :	0.0001
Date d'étalonnage :	2002-07-01	Opérateur :	J-D Caprace A. Bertholet

TAB. 5.2 – Description du matériel utilisé pour l'étalonnage du capteur de pression PMP 4010

5.5.3 Calcul d'erreurs limites

Sources d'erreur

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 qui risquent de perturber la mesure dans notre cas 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.

En plus de ces erreurs, nous avons constaté qu’il serait nécessaire de faire particulièrement attention au tuyaux flexibles de prises de pression. En effet, ceux-ci sont transparents et laissent donc pénétrer la lumière. Il a été observé qu’après un certain temps des algues se développaient dans ces tubes engendrant, dans les cas extrêmes une obstruction totale. De plus les sédiments contenus dans l’eau des réservoirs provenant d’autres études sont également susceptibles de les obstruer. C’est pourquoi, nous avons jugé nécessaire de concevoir un système de purge du circuit de prise de pression. Nous pourrions, après avoir pris la précaution d’isoler les capteurs, insuffler de l’air dans le circuit via un compresseur afin d’y chasser l’eau. Dans le cas où ce système n’est pas appliqué, il faudra prévoir d’occulter grâce à un voile noir amovible tous les tuyaux de prise de pression.

Enfin, lors du début de chaque essai, nous recommandons d’inspecter tous les tubes transparents afin de vérifier s’il n’existe pas de bulles d’air. De fait, celles-ci engendreraient de graves erreurs de mesure lors des essais. Pour aider à l’évacuation des bulles d’air, nous avons placé la table de prise de pression verticalement afin que la gravité fasse son effet.

Combinaisons des erreurs limites

Tout comme pour le débitmètre électromagnétique, voir paragraphe 5.4.4 , nous allons utiliser le calcul de l’erreur limite totale, étant donné que les composantes systématiques sont essentiellement gaussiennes. Il vient donc :

$$\delta_p = \pm 2 \sigma_p \quad (5.17)$$

avec σ_p écart type de la variable débit,
 δ_p erreur limite totale.

5.6 Couplémètre

Dans le but de mesurer avec précision le couple nécessaire au positionnement de la vanne à étalonner, nous nous sommes servis d’un couplémètre statique à jauges de contraintes.

Pression réelle (étalon) F bar	Charge moyenne (mesurée) Fi bar	Erreur relative de	
		Justesse q %	Fidélité b %
0	0.00000	-	-
0.3	0.30035	0.12	0.10
0.6	0.60002	0.00	0.10
0.9	0.90038	0.04	0.01
1.2	1.20086	0.07	0.01
1.5	1.50151	0.10	0.00

TAB. 5.3 – Résultat de l’étalonnage du capteur de pression DRUCK PMP 4010 n° de série 1592940

5.6.1 Objectifs

L'objectif initial de cet appareil de mesure est multiple. En effet, nous désirions quantifier, d'une part, le couple de frottement statique de la vanne provoqué principalement par l'écrasement du joint en élastomère, et, d'autre part, jauger quelle importance aurait celui-ci face au couple hydrodynamique créé par l'écoulement sur le papillon de la vanne. Par ailleurs, d'autres études menées au Laboratoire ont révélé que dans certaines positions de la vanne et pour certains débits, la vanne subissait des oscillations engendrant des fluctuations de couple. Nous espérons que ce dispositif contribuera à la découverte de la cause de ces oscillations qui ont pour conséquence une usure prématurée du système « vanne - joint d'étanchéité - servomoteur ». Plusieurs hypothèses ont été émises à propos de ce problème. En voici quelques-unes :

- pour un certain débit et une certaine vitesse de l'écoulement, les détachements tourbillonnaires induits par la vanne elle-même produiraient des fluctuations de couple;
- la présence d'un jeu au niveau de l'accouplement de l'axe de la vanne et du servomoteur ajoutée à l'hypothèse précédente aggraverait la situation.

5.6.2 Matériel utilisé

Afin d'assurer une plus grande flexibilité à cet appareil de mesure et pour répondre aux critères géométriques de fixation que nous nous sommes fixés, nous avons choisi un couplemètre SENSY modèle 6200 en acier inoxydable d'une capacité de 200 Nm capable de mesurer un couple dans les deux sens de rotation. Il est équipé d'une protection IP 67, selon la norme CEI 60034-5, et peut supporter des surcharges de l'ordre de 150% de la valeur nominale, soit 300 Nm. La classe de précision est de $< \pm 0,25\%$; celle-ci cumule les erreurs de linéarité et d'hystérésis. La sensibilité nominale étant comprise entre 1 et 2 mV/V. La table des données technique et géométrique est disponible à l'annexe C.3.1. On peut observer à la figure 5.9 une vue d'ensemble de l'appareil.

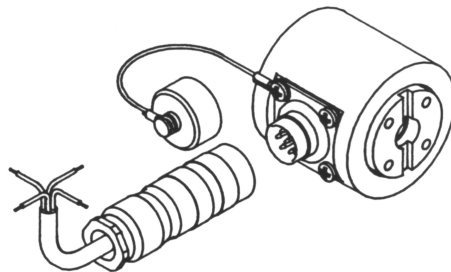


FIG. 5.9 – Couplemètre SENSY model 6200, capacité 200 Nm

En vue de conditionner le signal et de protéger le capteur contre les surcharges, nous avons également fait l'acquisition d'un afficheur 5 digits muni d'une carte fournissant une sortie 0-10 V et une sortie 4-20 mA ainsi que d'une carte à 2 relais permettant de couper l'alimentation du servomoteur au cas où le couple dépasserait une valeur limite spécifiée.

5.6.3 Courbe d'étalonnage

Nous avons commandé l'étalonnage du capteur et de son électronique auprès de la société SENSY. Ceux-ci nous ont fourni les résultats du test de linéarité-hystérésis en cinq points disponibles à l'annexe C.3.2.

5.6.4 Pièces adaptatrices

Pour assurer l'accouplement entre l'axe de la vanne, le couplemètre et le servomoteur, il a été nécessaire de concevoir des pièces adaptatrices puisque les terminaisons mécaniques de ceux-ci n'étaient pas compatibles. En outre, nous avons également conçu les pièces reliant le flasque de la vanne au flasque du servomoteur.

Description de l'assemblage

Les pièces que nous avons conçues ont été réalisées en acier inoxydable AISI 316². Les plans détaillés de chaque pièce et de l'assemblage final sont disponibles en annexe I.0.2.

Lors de cette étude, nous avons veillé à laisser l'espace suffisant pour le connecteur DIN 45322 et le câble du capteur de couple. En effet, celui-ci doit être libre de subir une rotation de 90°.

Nous pouvons observer aux figures 5.10 et 5.13, l'assemblage des pièces adaptatrices dont voici la description :

Afin de joindre l'axe de la vanne, formé d'un axe à double méplat, au couplemètre (g), nous avons conçu la pièce « adaptateur femelle » (f) munie d'une vis de pression. Celle-ci est reliée à la douille de l'arbre du servomoteur par l'intermédiaire du couplemètre (g) et de la pièce « adaptateur mâle » (h). Pour supporter le couple de contre-réaction, nous avons conçu deux flasques et deux entre-flasques. Le premier flasque (b) s'adapte sur le flasque de la vanne (a) et le second (d) sur celui du servomoteur (e). Ceux-ci sont assemblés l'un à l'autre au moyen de deux entre-flasque parallépipédiques (c).

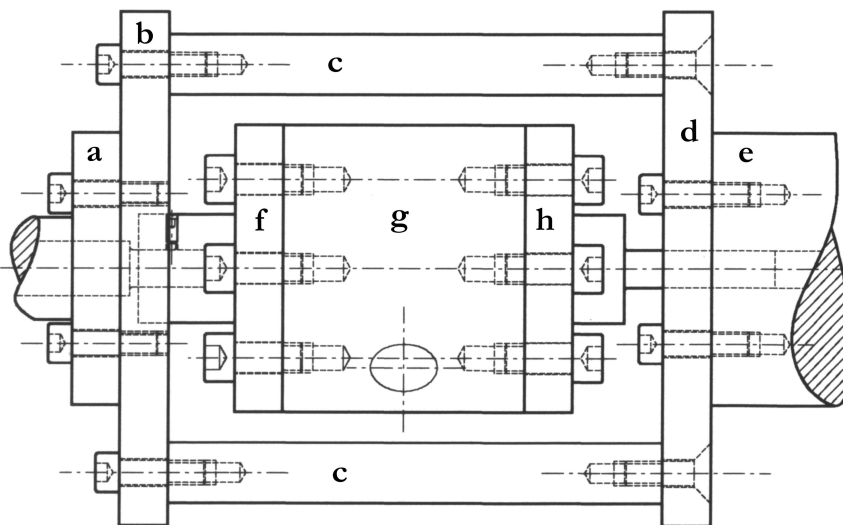


FIG. 5.10 – Assemblage des pièces adaptatrices du couplemètre

Dimensionnement

Dans ce paragraphe, nous expliquons pourquoi nous n'avons pas dimensionné précisément les pièces adaptatrices du couplemètre.

2. L'alliage 316 est un acier inoxydable austénitique d'usage général avec une structure cubique à faces centrées; il est composé de Fe/Cr18/Ni10/Mo 3.

Nous n'avons pas fait de calculs particuliers pour dimensionner les pièces adaptatrices mâle et femelle. En effet, celles-ci sont réalisées en acier inoxydable tout comme l'axe de la vanne et la douille du servomoteur. De plus, elles respectent en tous points les dimensions des pièces qu'elles raccordent et qui sont elles-mêmes dimensionnées pour résister au couple de torsion de 80 Nm.

Il se peut, cependant, que le couplemètre subisse une très légère flexion due à un défaut d'alignement des pièces ou à leur déformation, mais celle-ci devrait rester négligeable face au couple de torsion. De plus (voir figure 5.11), le couplemètre peut subir un couple maximal $L_3 \times P$ de 64 Nm et une force axiale maximale F de 6000 N.

Par contre, pour les deux flasques et les deux entre-flasques, nous aurions aimé les dimensionner plus précisément. En effet, ceux-ci peuvent subir simultanément de la torsion (80 Nm) et de la flexion (le poids du servomoteur 16 kg au bout d'un bras de levier d'environ 300 mm soit environ 47 Nm). Cependant, ceci n'a pas été possible par manque de temps. Pourtant, nous avons commencé à dessiner les pièces sur une station CATIA V4 en vue d'un calcul par éléments finis à l'Institut Supérieur Industriel de Bruxelles. Enfin, il aurait été intéressant de connaître la déformation totale en torsion et flexion dans les pièces de contre-réaction afin de connaître l'incidence de celle-ci sur la mesure du couple.

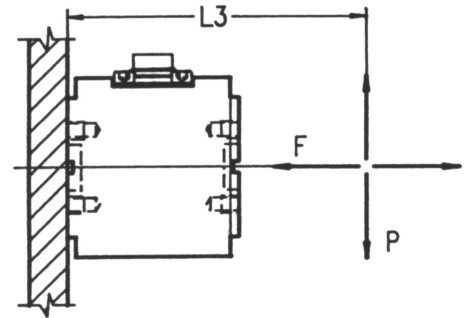


FIG. 5.11 – Efforts maximum sur le couplemètre

Pour remédier à ce problème simplement, nous avons placé un pied au servomoteur de telle façon que celui-ci repose sur la dalle du hall d'essai.

Malgré tout, nous avons vérifié la tenue au cisaillement provoqué par la torsion des quatre vis M8 d'assemblage des entre-flasques (liant les pièces (c) et (d) à la figure 5.10) grâce aux formules [18] suivantes :

$$F_m = \frac{1}{n} \frac{M_t}{r} \quad (5.18)$$

$$N'' = \frac{\pi d^2}{4} \tau_{adm} \quad (5.19)$$

$$\tau_{adm} = 0,8 \sigma_{adm} \quad (5.20)$$

$$\frac{1}{s} = \frac{\sigma_{adm}}{R_e} \quad (5.21)$$

- avec M_t (Nm) moment de torsion,
 r (m) rayon au centre de chaque vis,
 n (-) nombre de vis,
 F_m (N) force de cisaillement,
 d (m) diamètre du noyau de la vis,
 R_e (Pa) limite d'élasticité,
 σ_{adm} (Pa) contrainte admissible en traction,
 τ_{adm} (Pa) contrainte admissible en cisaillement.

Il s'avère qu'elles sont largement surdimensionnées. En effet, pour un $\sigma_{adm} = 240$ Mpa, un moment de torsion $M_t = 250$ Nm et une vis M8 dont le noyau a une section de $32,9 \text{ mm}^2$, on obtient un coefficient de sécurité de 29,2.

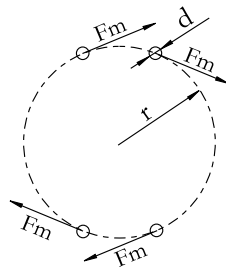


FIG. 5.12 – Schéma des vis M8 pour la vérification au cisaillement

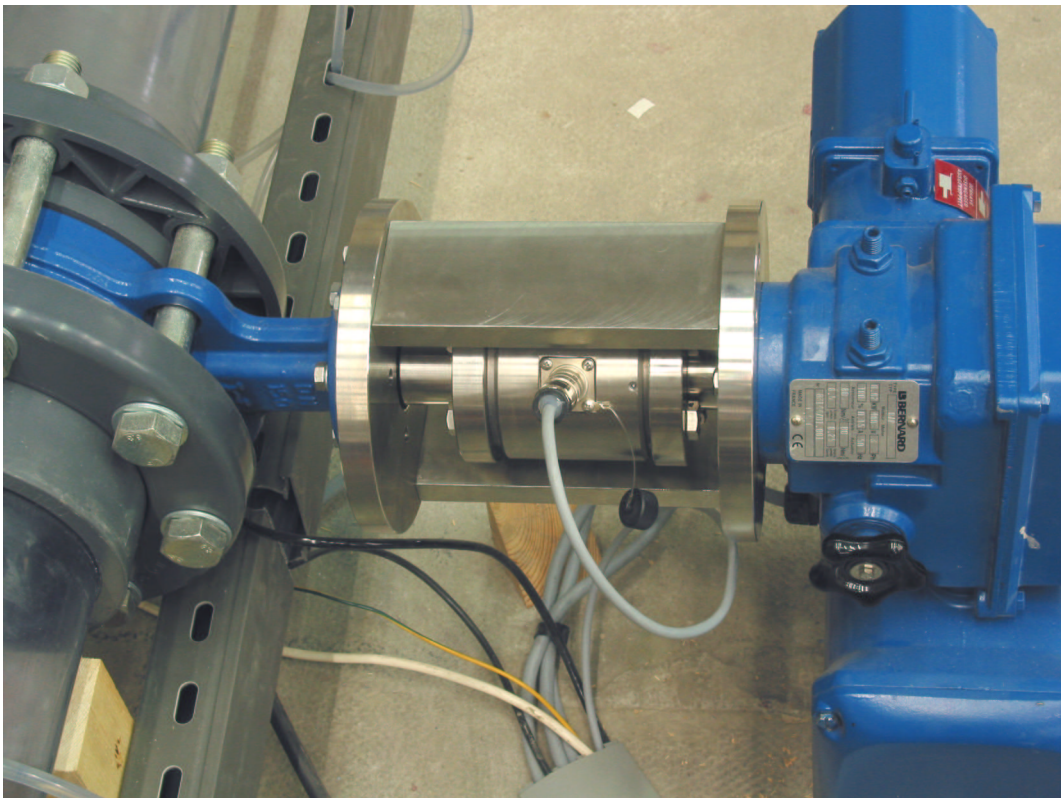


FIG. 5.13 – Photo de l'assemblage des pièces adaptatrices et du couplemètre

5.7 Servomoteur

Afin de positionner la vanne à un angle d'ouverture déterminé et de la maintenir dans cet état pendant toute la durée de l'essai, nous avons eu recours à un servomoteur.

5.7.1 Matériel utilisé

Dans le but de limiter les coûts, nous avons choisi d'utiliser dans un premier temps un servomoteur que possédait déjà le Laboratoire de Recherches Hydrauliques. Celui-ci était utilisé afin d'effectuer le positionnement d'une vanne papillon $DN125$.

Celui-ci provient de la société BERNARD. Il est du type OAP quart de tour muni du systèmes Intégral+[®] et Posigam+[®]. Prévu pour la régulation type II, il comprend un moteur asynchrone. Le système Intégral+[®] permet la commande à distance par contact ouverture, fermeture, arrêt. Tandis que le système Posigram+[®] permet la commande à distance proportionnelle 4-20 mA ou 0-10 V. Le couple maximal est de 80 Nm et il peut supporter en permanence un couple de 60 Nm. Il est parfaitement adapté au positionnement d'une vanne $DN150$ parce que le couple maximum³ de dimensionnement de la vanne donné par le fournisseur COMAP est de 81 Nm pour une différence de pression d'eau de 3,5 bar.

A l'annexe C.4.1 on peut observer son plan d'encombrement.

Accouplement

Afin d'assurer une flexibilité maximale, l'arbre du servomoteur est muni d'une douille interchangeable dont on peut voir quelques exemplaires en annexe C.4.1 à la figure C.13. Afin d'adapter l'axe de la vanne $DN150$ à étalonner, il a été nécessaire de commander une nouvelle douille à double méplat.

Système d'irréversibilité

Le moteur asynchrone à cage d'écureuil qui le constitue est relié à un réducteur dont la réduction finale est effectuée par une vis sans fin/secteur à butée franche assurant l'irréversibilité totale du mécanisme, voir figure 5.14. Dans notre cas, ce système est essentiel afin d'assurer le blocage complet de la vanne dans une position donnée. Il garantit, en effet, que l'écoulement ne provoquera pas d'oscillations du papillon. Cependant pour assurer l'efficacité de ce système, il est primordial de minimiser tous les jeux mécaniques entre la douille d'accouplement du servomoteur et l'axe de la vanne. Pour nous en assurer, nous avons placé une vis de pression dans la douille du servomoteur afin de serrer et de maintenir fermement l'axe de la vanne.



FIG. 5.14 – Réduction finale vis/secteur à butée franche

3. Intègre la somme de tous les frottements et résistances subis à l'ouverture et à la fermeture du papillon

Fonctionnement du moteur asynchrone

Afin d'assurer la régulation, voir figure 5.15 (b), et le positionnement intermédiaire, le moteur asynchrone à faible inertie fonctionne de manière intermittente à démarrage. Son fonctionnement est composé de suites de cycles de périodes de démarrages D , de périodes de régime constant N et de périodes de repos R , voir figure 5.15 (a). Le moteur est capable d'exécuter 1800 démarrages par heure.

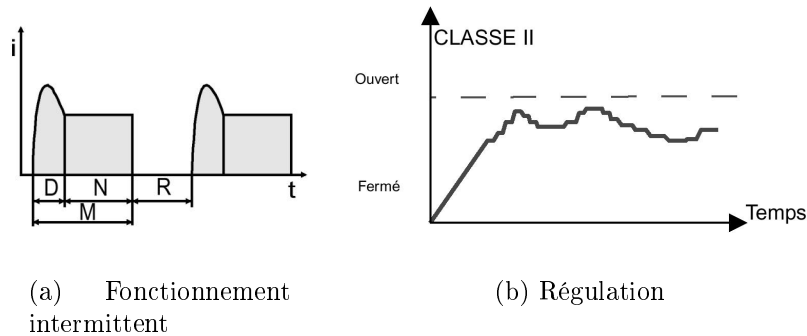


FIG. 5.15 – Moteur asynchrone

Potentiomètre

Afin de mesurer la position de la vanne, le servomoteur est équipé d'un transmetteur de position électronique. Il est composé d'un potentiomètre de 1000 spires, valeur ohmique 1 k Ω d'une puissance de 4 watt et permet l'envoi à distance de la position grâce à un signal en courant 4-20 mA ou 0-20 mA insensible à la longueur de la ligne et résistant aux parasites électriques. L'écart de linéarité est inférieur à 0,5%.

Étant donné que nous ne possédons pas d'entrée 0-20 mA pour la carte d'acquisition, nous avons dû placer une résistance de précision (de 270 Ω) permettant de mesurer une tension entre 0-10 V. Cependant, plusieurs problèmes se sont présentés. Tout d'abord, nous avons détecté une incompatibilité d'impédance entre le servomoteur et la sortie analogique 0-10 V de la carte d'acquisition de données. Cette difficulté a pu être résolue grâce aux potentiomètres de réglage de la carte d'acquisition et du servomoteur. Ensuite, nous avons dû faire face à des problèmes de bruit, d'une valeur approximative de 150 mV, sur le signal analogique de position provenant du servomoteur. Nous avons tenté d'y remédier par plusieurs solutions dont voici les principales :

- remplacement du câble conventionnel du boîtier de contact de la carte d'acquisition par un câble blindé;
- raccord du boîtier de la carte d'acquisition à la terre;
- essai d'utilisation du mode de mesure différentielle pour éviter le bruit de mode commun.

Nous avons également envisagé une détérioration prématurée des capacités électrolytiques du transformateur stabilisé. Il est prévu, afin de vérifier la validité de cette hypothèse, que la compagnie d'électricité vienne analyser les variations de tension à la sortie de celui-ci.

Cependant, ces précautions n'ont pas amélioré la situation. Nous aurions voulu identifier la fréquence du bruit (éventuellement 50 Hz) au moyen d'un oscilloscope mais nous n'y sommes

pas parvenus par manque de temps et de matériel. Dans le futur, après avoir identifié la source du bruit, il sera nécessaire d'étudier l'éventuel achat de filtres.

Pour conclure, nous avons observé que ce problème touche exclusivement le signal de retour de position du servomoteur vers la carte d'acquisition. En effet, le signal de commande du servomoteur n'est pas affecté par ce problème parce que nous n'avons observé aucune oscillation indésirable. Nous sommes donc certain de la fiabilité du positionnement de la vanne.

Le servomoteur type OAP classe II (voir figure 5.15 (b)), permet d'atteindre des positions intermédiaires avec une précision⁴ meilleure que le 1% en permanence toutes les deux ou trois secondes. De plus, il apparaît que la norme CEI 60534-2-3, voir paragraphe 7.3.2, spécifie que la course de la vanne doit être fixée à $\pm 0,5\%$ près de la course nominale pendant tout essai spécifique. Nous en concluons que le positionnement du servomoteur a une précision suffisante.

Cependant, si l'on voulait améliorer cette précision, il conviendrait d'investir dans un servomoteur de classe I, assurant un positionnement meilleur que 0,5% et permettant un changement de position en permanence. Cependant ce type de servomoteur est beaucoup plus coûteux car il est équipé de moteurs à courant continu (sans balais) avec une électronique d'asservissement.

Équipements supplémentaires

En outre, le servomoteur comporte un système à fin de course, un limiteur d'effort, une protection thermique, une protection IP 67 assurant l'immersion temporaire, selon norme CEI 60034-5 et est muni d'une résistance anti-condensation.

5.8 Acquisition de données

5.8.1 Carte d'acquisition de données

Plusieurs facteurs nous ont conduits dans le choix de la carte d'acquisition de données PCL-818 HG ADVANTECH. Tout d'abord, le Laboratoire de Recherches Hydrauliques est en possession de plusieurs de ces cartes, et celles-ci ont déjà prouvé leur efficacité. Ensuite, ces cartes sont parfaitement compatibles avec le logiciel d'acquisition de données VISIDAQ car conçues par la même société, à savoir ADVANTECH.

Matériel utilisé

Nous avons choisi d'utiliser une carte d'acquisition de données PCL-818 à Haut Gain ADVANTECH Direct Thermocouple Measurement. Celle-ci a la particularité de posséder des gains programmables parmi ceux-ci : $\times 0,5$; 1; 5; 10; 50; 100; 500; ou 1000. Elle dispose de 16 entrées analogiques *single-ended* ou bien de 8 entrées analogiques différentielles. En outre, elle possède 16 entrées digitales, 16 sorties digitales, une sortie analogique, la possibilité de brancher directement des thermocouples (compensation des borniers en température), et une carte à bornier.

Afin de faciliter le raccord des câbles transportant les signaux de mesures vers la carte d'acquisition de données, nous avons conçu et réalisé une boîte à contact dans laquelle nous avons relié la carte à bornier à une série de fiches bananes ou/et BNC.

4. Écart maximum entre la position réelle et la position théorique donnée en % par rapport à la course totale.

5.8.2 Logiciel et programme d'acquisition de données

Afin de visualiser et de traiter les données brutes provenant de chaque capteur, nous avons utilisé un logiciel d'acquisition de données.

Matériel utilisé

Nous avons employé le logiciel, VISIDAQ[®] (professional version 3.1). Ce produit est conçu par la société ADVENTECH[®].

Le programme

Ce logiciel nous a permis de créer une interface permettant de visualiser et de contrôler en temps réel toutes les variables mesurées.

Nous avons créé trois écrans d'affichage principaux différents, dont le premier (Section amont (a)) comprend la section d'alimentation de la boucle, le deuxième (Section test(b)) comprend la section d'essai proprement dite et le dernier (Section aval(c)) contient le canal de rejet. Ceux-ci ont pour but de répondre à différentes fonctions dont voici les principales :

a.

- L'affichage éventuel de la vitesse de rotation en tr/min de la pompe provenant d'un capteur optique laser.
- L'affichage du débit en l/s provenant du débitmètre électromagnétique. Il comprend deux écrans d'échelles différentes, l'un affichant le débit des 20 dernières secondes écoulées, l'autre affichant le débit des 20 dernières minutes écoulées. Ce dispositif a été prévu pour différencier les variations à haute fréquence des variations à faible fréquence du débit.
- Alarme lorsque le débit n'est plus compris entre les bornes spécifiées.

b.

- Afficher le signal de pression (0-10 v) provenant du capteur de pression relatif.
- Afficher la pression relative en bars.
- Envoyer le signal de commande (0-10 v) de position de la vanne au servomoteur en fonction de l'essai à réaliser.
- Affichage de la position de la vanne en degrés, ainsi que des témoins de fin de course.
- Affichage, enregistrement, témoins de données enregistrées, pour les 24 prises de pression de la section d'essai.
- Option de détermination du temps d'acquisition de données pour la pression (Par exemple : calcul de la moyenne sur 15 secondes).

c.

- Affichage éventuel du niveau d'eau en mètre en amont du déversoir provenant d'un WAVO.
- Affichage éventuel du niveau d'eau en mètre en amont du batardeau provenant d'un WAVO.
- Affichage de la position du batardeau.

- Affichage du déversoir utilisé et calcul automatique du débit en fonction de la hauteur d'eau grâce aux courbes de référence.

De plus, le programme d'acquisition contient un écran des menus, un écran permettant d'introduire les droites d'étalonnage pour tous les capteurs utilisés et un écran pour la mesure du couple que nous ne détaillerons pas ici. Certaines images d'écran sont disponibles en annexe C.5 à la figure C.14.

En outre, il est possible d'enregistrer les données pour toutes les fonctions d'affichage de variables mesurées. Nous avons choisi, pour ce faire, une fréquence d'acquisition de 1 hertz.

La programmation objet qui a été faite s'est révélée à la limite de ce que pouvait gérer le logiciel. En effet, il est arrivé fréquemment que le logiciel émette des erreurs du type « overflow », ce qui démontre qu'il n'est pas capable de gérer en même temps, et en temps réel, autant de paramètres à la fois. Nous pourrions envisager dans l'avenir l'achat d'un logiciel plus performant comme LabVIEWTM 6.1 de NATIONAL INSTRUMENTS par exemple, dont on s'est procuré gratuitement le kit d'évaluation.

5.9 Conclusions

Ce chapitre, essentiel dans notre étude, s'intègre au sein même de l'aboutissement de la boucle d'étalonnage, en étudiant les dispositifs de mesure tels que les déversoirs, le débitmètre électromagnétique, le capteur de pression, le servomoteur, le couplemètre et leur précision de mesure.

Cette étape de notre travail nous a permis d'être confronté aux aspects technologiques et économiques qu'il faut envisager pour choisir l'un ou l'autre matériel de mesure.

Un problème particulier reste à résoudre, celui du bruit sur la mesure de position de la vanne.

Chapitre 6

Réalisation et mise en œuvre

6.1 Introduction

Ce chapitre est constitué de trois parties. La première concerne certains points de la réalisation et de la mise en œuvre, la deuxième fait état de quelques problèmes auxquels nous avons dû faire face et pour finir, la troisième indique une estimation du coût total de la boucle d'étalonnage.

En vue d'améliorer la compréhension de ce chapitre, il est possible d'observer la figure 6.1 représentant une vue d'ensemble de la boucle d'étalonnage. En outre, étant donné qu'il n'était pas possible de placer toutes les photographies faites lors du projet, nous avons regroupé celles-ci en annexe H sur le cd-rom.

6.2 Réalisation et mise en œuvre

Dans ce paragraphe, nous allons traiter de certains points de la réalisation et de la mise en œuvre de la boucle d'étalonnage. Notre but n'est pas d'établir une liste exhaustive des procédés de fabrication mais d'attirer l'attention sur certaines difficultés ou sur certains procédés particuliers, ou simplement sur des étapes durant lesquelles nous nous sommes plus impliqués.

Nous nous sommes attardés plus particulièrement aux étapes de construction du canal, de réalisation des prises de pression et de montage de la tuyauterie.

Un schéma de câblage des instruments de mesure et du servomoteur est disponible à l'annexe I.0.4. Un schéma de câblage du circuit hydraulique de prises de pression est également consultable à l'annexe I.0.3.

Avant de pouvoir commencer la construction de la boucle d'étalonnage, nous avons dû préalablement démonter le modèle de l'entre-porte amont de Strépy-Thieu occupant l'emplacement qui nous était réservé.

6.2.1 Génie civil

La mise en œuvre du génie civil englobe toute la construction du canal.

La sous-dalle

La sous-dalle est destinée principalement à permettre l'encastrement des murs du canal tout en évitant d'endommager la dalle du hall d'essai. Celle-ci a été réalisée en béton armé. L'arma-

ture qui y a été incorporée est un treillis à maille carrée de 10 cm de côté constitué d'acier à béton de 4 mm de diamètre.

Afin de faciliter l'éventuelle destruction du canal, nous avons placé une feuille de polyéthylène sous la sous-dalle.

Lorsque nous avons coulé la dalle, nous avons placé des chevrons de bois en ses bords de telle façon à former de petites rigoles qui permettront de récupérer les eaux de suintement.

Nous avons également placé un tube en cuivre afin de créer une prise de hauteur d'eau au centre du canal. Celle-ci a pour but de mesurer la hausse de hauteur d'eau créée par le déversoir afin d'en déduire le débit.

Les murs du canal

Le détail de la construction des murs du canal se trouve au paragraphe 4.9.

On constate que les murs du canal sont surélevés au niveau de l'arrivée d'eau. Nous avons expliqué les raisons de ce rehaussement au paragraphe 5.3.7.

Étanchéification

Nous avons expérimenté pour la première fois un nouveau produit permettant l'étanchéification du canal. Il s'agit de POLTECH 110. Ce produit est constitué de deux composantes, une résine et un ciment. Il a la particularité d'être parfaitement étanche à l'eau. Il est placé à l'intérieur du canal directement sur les blocs de béton. En outre, il est constitué de ciment et sa rugosité permet l'adhérence du cimentage. Enfin, même sec, il garde une certaine élasticité, ce qui permet d'obtenir une étanchéité en prévenant l'apparition de fissures.

Cimentage

Afin de régulariser la surface des blocs de béton, d'atteindre la cote nominale de largeur (50 mm) et d'obtenir une surface de rugosité homogène, nous avons effectué un cimentage d'un centimètre d'épaisseur sur toutes les parois intérieures du canal.

La largeur du canal sur une coupe longitudinale¹ entre le déversoir et la prise de hauteur d'eau est de $504,67 \pm 0,74$ mm. Cependant, nous avons demandé aux ouvriers de soigner particulièrement les parois latérales au niveau du déversoir. La largeur du canal sur une coupe transversale au niveau du déversoir est de $506,38 \pm 0,24$ mm. La mesure de la largeur du canal au niveau du déversoir rentre dans les paramètres du calcul de l'erreur limite sur la mesure du débit réalisée par le déversoir rectangulaire.

Le produit d'étanchéité a rendu la pose du cimentage plus difficile. En effet, celui-ci empêchait l'absorption de l'eau par les blocs de béton. Pour les réalisations futures, il sera peut-être plus facile de placer la couche d'étanchéité après le cimentage, mais cette méthode demandera alors un lissage particulièrement soigné étant donné la rugosité du produit.

Peinture

Le cimentage a ensuite été enduit d'une peinture bleue à deux composantes de façon à lisser les parois. Cette dernière a également pour but d'augmenter la résistance à l'abrasion en intensifiant la cohésion des grains de sable à la surface du cimentage.

1. À une élévation de 600 mm du fond du canal

Divergent de sortie à 14°

Pour des raisons d'économie et parce que le divergent n'influence pas directement la section de test, nous avons décidé de le fabriquer nous-même. Cependant, il a été nécessaire de concevoir une méthode de fabrication parce que ce type de pièces n'avait jamais été réalisé au laboratoire.

Dans un premier temps, nous avons dessiné le gabarit de la développée du divergent (secteur d'un anneau) sur une tôle de 1 mm d'épaisseur. Une fois que celle-ci a été découpée, nous l'avons cintrée de telle manière que les rouleaux restent constamment radiaux à l'anneau. Enfin, nous l'avons soudée et placée dans un coffrage avec un morceau de tuyau $DN300$ pour couler le béton.

Il se trouve que le premier divergent que nous avons fabriqué ne possédait pas un angle de 14°, mais un angle d'environ 30°. Nous nous sommes rendus compte que celui-ci n'aurait eu aucune efficacité. En effet, le décollement de la veine fluide n'aurait pas permis la transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression. C'est pourquoi, nous avons rectifié le divergent en plaçant un deuxième divergent d'angle de cône de 14° à l'intérieur du premier et en comblant l'espace laissé libre par de la mousse polyuréthane.

6.2.2 Réalisation des prises de pression

Afin de respecter au mieux la norme CEI 60534-2-3 nous nous sommes attachés à soigner particulièrement la conception et la réalisation des 24 prises de pression. Le plan détaillé des prises de pression et le schéma de câblage est disponible à l'annexe I.0.3. Les figures 6.2 et 6.3 sont disponibles pour faciliter la compréhension de ce paragraphe.

La procédure de fabrication que nous avons choisie est la suivante :

1. Dressage des faces et mise à longueur du lopin cylindrique en PMMA² (Plexiglass) au moyen d'un tour. Ceci permet d'assurer la parfaite orthogonalité des faces par rapport à l'axe de symétrie du cylindre.
2. Perçage du trou de prise de pression de 3,1 mm de diamètre dans le lopin en PMMA au moyen du tour. De cette manière, nous sommes assurés à la fois du centrage du trou et de son parfait alignement avec l'axe de symétrie du cylindre.
3. Perçage d'un trou coaxial au trou de prise de pression dans le lopin en PMMA sur une profondeur de 10 mm en vue de la fabrication du filet.
4. Fabrication du filet $G1/8'' \times 0.907$ dans le lopin en PMMA afin de pouvoir fixer la douille crénelée en laiton destinée à fixer le tube flexible transparent.
5. Positionnement des prises de pression sur les sections de tuyaux $DN150$. Les instruments utilisés ont été : la table de la fraiseuse, des profilés en U en aluminium à défaut de « vé » rectifié, un niveau électronique, un niveau laser et un compas. Pour une bonne précision de la mesure de la pression, il est important de s'assurer, d'une part, que les axes des quatre prises de pression par section sont concentriques juste au niveau de l'axe du tuyau $DN150$, d'autre part, que le plan formé par les quatre axes de prises de pression est orthogonal à l'axe du tuyau $DN150$.
6. Fraisage de l'embase de la prise de pression sur le tuyau $DN150$ avec une profondeur de passe de 1 mm (distance entre l'arc et la corde).
7. Collage du cylindre en PMMA sur l'embase du tuyau $DN150$ au moyen de colle ACRIFIX.
8. Perçage final du tuyau $DN 150$ en se servant du cylindre en PMMA comme guide afin de minimiser le plus possible les morfils.

2. Polyméthacrylate de méthyle

9. Inspection visuelle, ébavurage et nettoyage à la main de l'intérieur du trou de prise de pression.
10. Vissage de la douille crénelée en laiton dans le cylindre en PMMA avec enduit d'étanchéité.

Chaque prise de pression est connectée au capteur de pression via un circuit hydraulique constitué d'un tube flexible transparent d'un diamètre intérieur de 4 mm. Afin de mesurer successivement les pressions provenant de chaque prise, nous avons placé 24 vannes manuelles quart de tour.

Dans l'avenir et dans un souci d'automatisation, il sera possible de remplacer ces vannes manuelles par des électrovannes commandées par la carte d'acquisition elle-même.

6.2.3 Montage de la tuyauterie

La flexibilité du montage même de la tuyauterie a été assurée grâce au choix du matériau.

En effet, les tuyaux en PVC³ rigide, en plus d'être moins coûteux que les tuyaux en acier permettent une certaine modularité. Les tubes sont fournis sous forme de section de 6 mètres de longueur. Ceux-ci sont ensuite découpés à longueur désirée. Après quoi on assemble par collage les collets et les brides nécessaires au montage. Le collage doit être réalisé de manière soignée et nécessite un chanfreinage du tuyau ainsi qu'un décapage des deux parties à assembler.

Ce type de procédé a l'avantage de laisser en permanence une marge sur la longueur totale du banc d'essai. Il est en effet possible d'ajuster la longueur de la dernière section de tuyau de façon à ce qu'elle s'ajuste parfaitement à l'intervalle restant. Enfin, il nous est également possible de jouer légèrement sur l'écrasement des joints en élastomère.

Enfin, contrairement aux tuyaux en acier, les brides sont flottantes, c'est-à-dire qu'elles autorisent la rotation à 360° de la tuyauterie selon son axe. Ceci permet par exemple l'orientation et le positionnement continu des coudes.

Les conditions de montage, en particulier la tolérance d'alignement, la tolérance sur le diamètre et la normalisation des prises de pression sont disponibles au paragraphe 7.4.2. En outre, le boulonnage des brides a été exécuté conformément à la norme NBN E 29-103 [9]. Ceux-ci sont protégés contre la corrosion par galvanisation.

6.2.4 Divers

Afin d'aboutir à la réalisation de ce projet, il a été nécessaire en plus des étapes sommairement décrites précédemment, de concevoir et d'entreprendre une série de petites tâches parfois longues et fastidieuses. En voici une liste non exhaustive :

- Câblage de la pompe.
- Câblage du boîtier d'alimentation en 400 V pour le servomoteur.
- Câblage du boîtier d'alimentation en 230 V stabilisé pour les instruments de mesure et le PC.
- Câblage du débitmètre électromagnétique et installation de son conditionneur.
- Câblage du capteur de pression.
- Câblage du couplemètre.
- Réalisation et montage du batardeau.
- Réalisation et montage des caillebotis.
- Réalisation d'une boîte à contacts pour la carte d'acquisition de données.
- Montage et réglage de la carte d'acquisition de données.

3. Polychlorure de vinyle

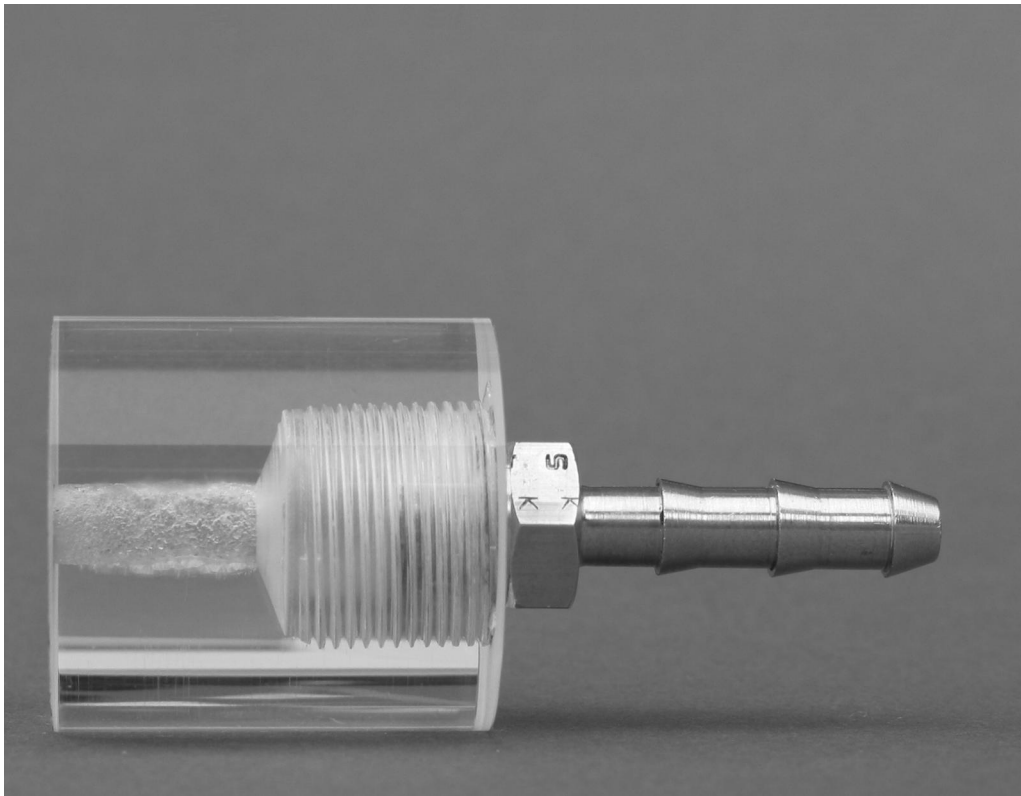


FIG. 6.2 – Photo représentant le cylindre PMMA pour prise de pression et sa douille crénelée en laiton

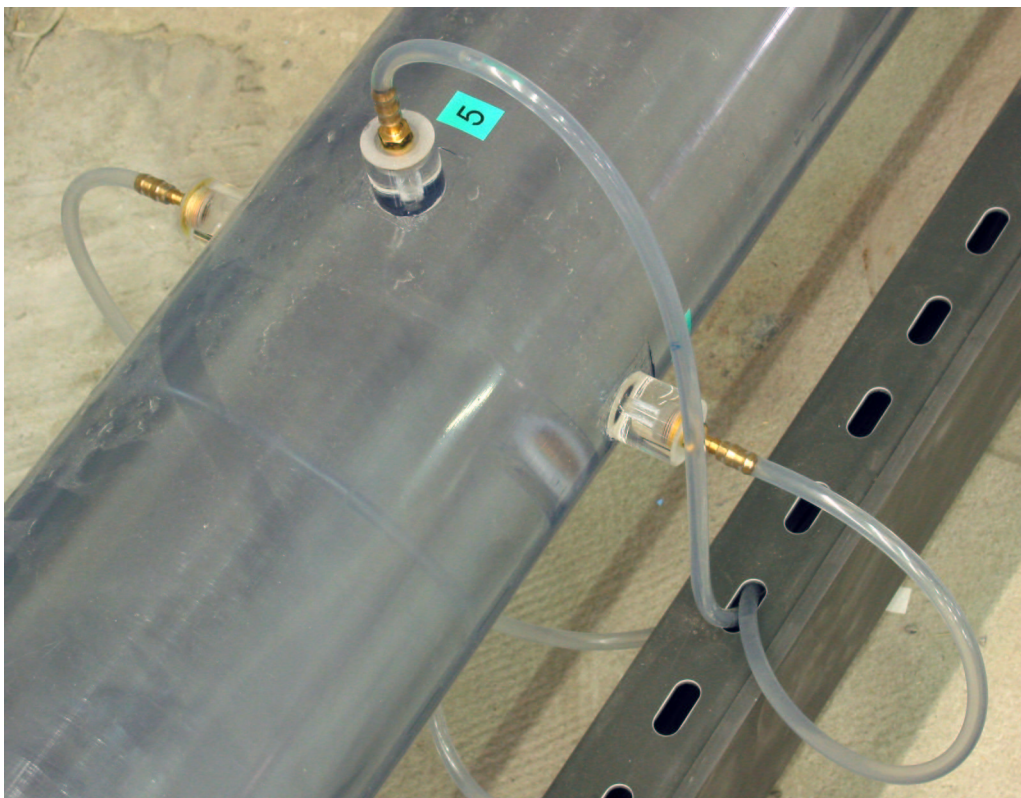


FIG. 6.3 – Photo du montage des prises de pression sur le tuyau transparent DN150

6.3 Problèmes lors de la mise en œuvre

Ce paragraphe a pour but de présenter quelques problèmes auxquels nous avons dû faire face lors de la réalisation. Il ne vise pas l'exhaustivité mais permet de montrer quels types de problèmes furent rencontrés.

6.3.1 Problèmes rencontrés

Tout d'abord, nous avons observé des délais administratifs anormalement longs pour le suivi des commandes. En effet, il s'est présenté plusieurs fois, qu'entre l'émission d'une minute (document préalable au bon de commande) et l'envoi du bon de commande, il s'écoule quinze à vingt jours. Ce délai, s'ajoutant aux délais de livraison, a souvent causé des retards de mise en œuvre.

Un autre type de problème auquel nous avons été confronté a été le refus des deux divergents *am6* et *av3* pour non conformité au bon de commande. Ils ont dû être retournés au fournisseur qui a été contraint d'en fabriquer deux nouveaux. Ce délai supplémentaire de plus de trois semaines nous a fortement handicapés. En effet, c'est en raison de ce contre-temps qu'il a été nécessaire de réduire au minimum requis les tests sur la boucle d'étalonnage.

Un type de problème plus technique, qui n'a pas pu être résolu lors de notre travail, a été l'apparition de bruits sur le signal de position provenant du transmetteur de position du servomoteur. Des détails complémentaires concernant cette difficulté sont donnés au paragraphe 5.7.1.

Enfin, étant donné l'effectif réduit présent au Laboratoire, il nous est souvent arrivé de nous retrouver seul devant de solides problèmes à résoudre.

6.4 Evaluation du coût total

Dans le but d'évaluer le coût total de la mise en œuvre de l'installation, nous avons établi un tableau reprenant tous les postes des matières premières et pièces utilisées. Ce tableau a été réalisé sous EXCEL et est disponible à l'annexe D.1 tableaux D.1, D.2, D.3. Il reprend également la main d'œuvre externe mais ne tient pas compte de la main d'œuvre du personnel du laboratoire en régie. Cette évaluation n'englobe pas non plus le matériel utilisé provenant du magasin du Laboratoire de Recherches Hydrauliques. Il est donc important de remarquer que cette évaluation est une sous-estimation du coût réel.

Les prix des tableaux D.1, D.2, D.3, sont indiqués en Euros et prennent en compte la TVA. Le coût total approximatif de l'installation s'élève à 30 000 *EUR*.

6.5 Conclusions

Ce chapitre, donnant une idée des phases de réalisation, est loin de refléter l'ampleur des problèmes de montage survenant lors d'une telle réalisation. En outre, il ne reflète pas l'étendue du temps nécessaire à la mise en œuvre de la boucle d'étalonnage.

Néanmoins, cette étape nous aura permis de nous impliquer dans la mise en pratique, le montage et l'assemblage des multiples composants nécessaires à constituer la boucle d'étalonnage.

Chapitre 7

Normalisation

7.1 Introduction

Le double but de ce chapitre est de rendre compte des normes existantes au sujet de la boucle d'étalonnage et de comparer les points qui ont pu ou non être appliqués lors de notre étude. Il aborde aussi quelques procédures de mesures succinctes.

7.2 Prescriptions concernant la compétence du laboratoire

Dans le cadre de l'étude que nous avons menée, il nous a été demandé d'envisager la possible accréditation du banc d'étalonnage malgré que le laboratoire ne soit pas accrédité ISO 9001. C'est dans cette optique que nous nous sommes procurés la norme EN ISO/CEI 17025 intitulée « Prescriptions générales concernant la compétence des laboratoires d'étalonnage et d'essais ». Cette norme traite, d'une part, des exigences nécessaires pour une *gestion valable* et, d'autre part, des exigences indispensables pour la *compétence technique* en ce qui touche le type d'essai et/ou d'étalonnage qu'effectue le laboratoire. Elle couvre les essais et les étalonnages effectués au moyen de méthodes normalisées, de méthodes non normalisées et de méthodes élaborées par les laboratoires. En outre, elle contient les exigences de l'ISO 9001 et de l'ISO 9002 (Normes pour le management de la qualité et l'assurance de la qualité).

7.2.1 Prescriptions relatives au management

Les prescriptions relatives au management dans la norme ISO/CEI 17025 traitent de l'organisation générale d'un laboratoire, du système qualité, de la maîtrise de la documentation, de la revue des demandes, des appels d'offre et contrats, de la possibilité de sous-traitance des essais et des étalonnages, des achats de services et de fournitures, du service rendu à la clientèle, des réclamations, de la maîtrise des travaux d'essai et/ou d'étalonnage non conformes, des actions préventives et correctives et enfin de la maîtrise des enregistrements des informations.

Il apparaît que le fonctionnement du Laboratoire de Recherches Hydrauliques ne correspond pas à toutes les prescriptions relatives au management recommandées par la norme ISO 17025. Selon nous, il serait impératif d'améliorer notamment le système de gestion de la documentation. En effet, après quelques mois passés au sein du Laboratoire, nous avons constaté que la recherche d'informations était confrontée à des délais anormaux.

La création d'une base de données informatisée reprenant aussi bien les offres de prix, les minutes (documents préalables aux bons de commande), les bons de commande, les factures,

que la documentation technique, les normes, les appareils de mesures, les livres stockés à la bibliothèque, les résultats de mesures, ... faciliterait la recherche d'informations pour le personnel et améliorerait considérablement la productivité. Cette base de données serait disponible (soit en lecture seule, soit en écriture) au personnel en fonction du service auquel il appartient.

En outre, le Laboratoire devra consigner par écrit ses politiques, systèmes, programmes, procédures et instructions dans la mesure nécessaire pour assurer la qualité des résultats d'essais. Et ceci afin de respecter les prescriptions recommandées par la norme ISO 17025 et de constituer un système de qualité approprié. Ceci constitue à nos yeux un travail considérable.

7.2.2 Prescriptions techniques

Les prescriptions techniques de la norme ISO/CEI 17025 traitent des nombreux facteurs qui déterminent l'exactitude et la fiabilité des essais effectués par un laboratoire. Ces facteurs peuvent comprendre des éléments provenant d'éléments humains, des installations et des conditions ambiantes, des méthodes d'essai et d'étalonnage et de leur validité, de l'équipement, de la traçabilité du mesurage, de l'échantillonnage, de la manutention des objets d'essai et de l'étalonnage.

Le laboratoire devra appliquer des méthodes et des procédures appropriées aux essais et aux étalonnages relatifs à l'hydraulique.

Lors de notre séjour au laboratoire, nous avons pu constater notamment l'absence de thermomètre, d'hygromètre et de baromètre de référence afin de surveiller, de maîtriser et d'enregistrer les conditions ambiantes conformément aux exigences des spécifications et procédures. C'est pourquoi nous avons identifié des appareils qui pourront être utilisés à ces fins. Les spécifications de ces appareils sont disponibles en annexe E.1.

Afin que le Laboratoire puisse un jour être accrédité, et par suite le modèle d'étalonnage pour vanne de régulation, il sera nécessaire de respecter scrupuleusement toutes les prescriptions techniques imposées par la norme *ISO17025*. Pour ce faire, il nous semble nécessaire de créer un nouveau service dont les compétences seraient la gestion de la qualité.

7.3 Normes relatives aux bancs d'étalonnage

Nous avons consulté une série de normes CEI à l'Institut Belge de Normalisation (IBN), afin de sélectionner celles qui seraient le plus profitable à notre étude. Suite à cela, nous nous sommes procurés, auprès de ce même organisme, les normes CEI 60534-1 [6], CEI 60534-2-1 [19], CEI 60534-2-3 [20], CEI 60534-2-4 [21].

Suite à des difficultés d'ordre administratif, nous n'avons reçu les normes que très tardivement, alors que certains choix avaient déjà été fixés.

Ces normes ont servi de fil conducteur pour la conception de la boucle d'étalonnage bien qu'il n'ait pas été possible de les respecter scrupuleusement pour diverses raisons. Les causes de ce non respect sont analysées plus en détail au paragraphe 7.4.1. Dans le but de permettre un point de comparaison, le paragraphe suivant présente quelques extraits de la norme CEI 60534-2-3 intitulée: « Vannes de régulation des processus industriels - Partie 2-3: Capacité d'écoulement - Procédure d'essai ».

7.3.1 Liste de normes

Nous avons établi une liste de normes relatives aux bancs d'étalonnage pour vannes de régulation et plus généralement traitant de la terminologie et du dimensionnement des vannes de régulation des processus industriels. Cette liste est reprise en annexe E.2 et reprend l'identifiant et le titre de chaque norme ainsi que leurs dates de parution.

7.3.2 Système d'essai prescrit par la norme CEI 60534-2-3

Les paragraphes suivants sont issus de la référence bibliographique [20].

La figure 7.1 représente les éléments de base d'un système d'essai d'écoulement.

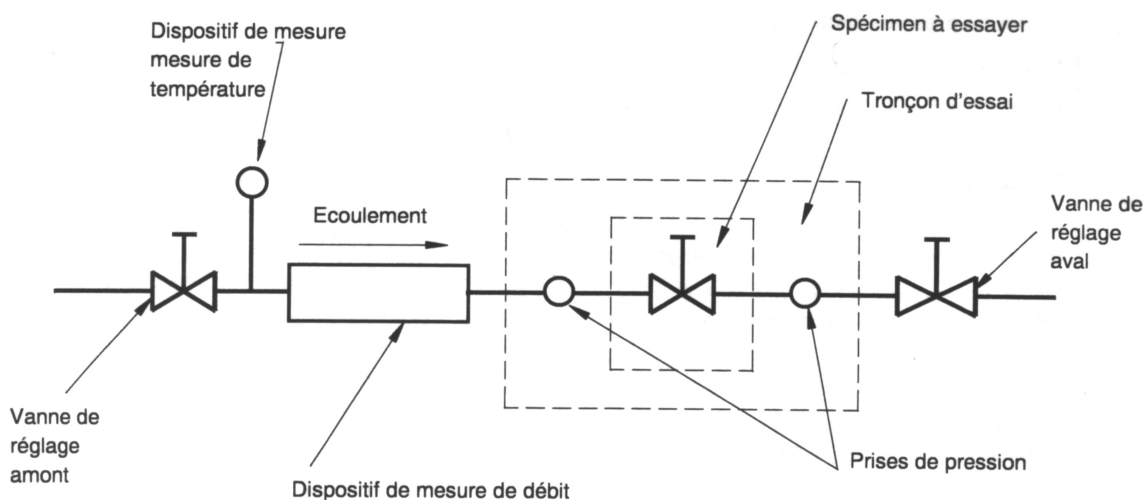


FIG. 7.1 – Élément de base d'un système d'essai d'écoulement

Spécimen à essayer

Le spécimen à essayer consiste en une vanne quelconque ou un assemblage constitué d'une vanne avec convergent, divergent ou autres raccords pour lesquels des données d'essai sont demandées.

Tronçon d'essai

Le tronçon d'essai doit comporter deux longueurs droites de tuyauterie comme indiqué à la figure 7.2. La tuyauterie amont et aval adjacente au spécimen à essayer doit être de même dimension nominale que le raccordement de ce spécimen.

Le diamètre intérieur de la tuyauterie doit être à $\pm 2\%$ près le même que le diamètre intérieur réel des extrémités du spécimen à essayer pour les vannes jusqu'à et y compris $DN250$ prévues pour une pression nominale jusqu'à et y compris $PN100$. Pour les vannes de DN supérieures à 250 ou de pression nominale supérieure à $PN100$, il convient que le diamètre intérieur d'entrée et de sortie du spécimen à essayer soit assorti au diamètre intérieur de la tuyauterie adjacente.

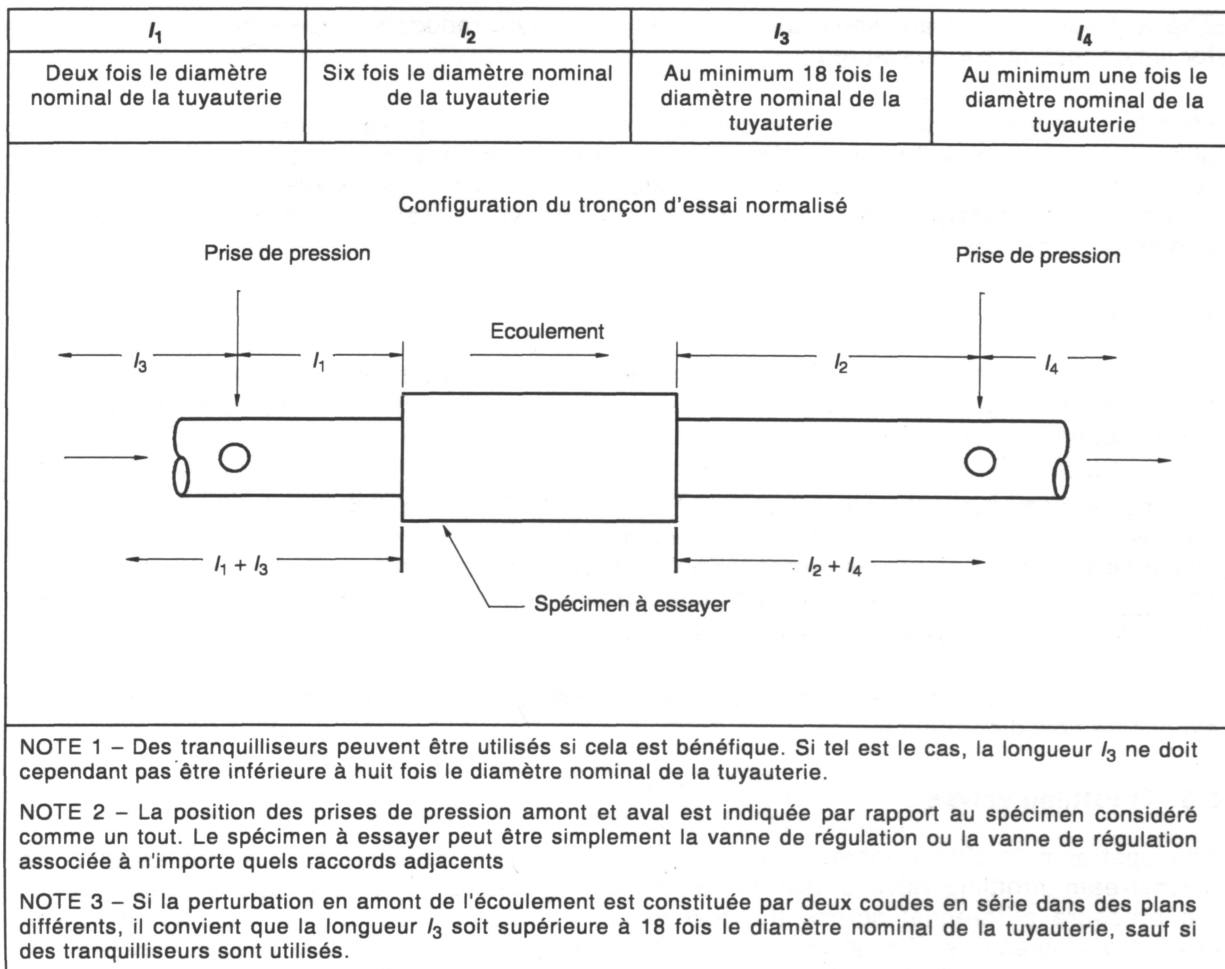


FIG. 7.2 – Longueurs droites de tuyauterie requises pour le tronçon d'essai

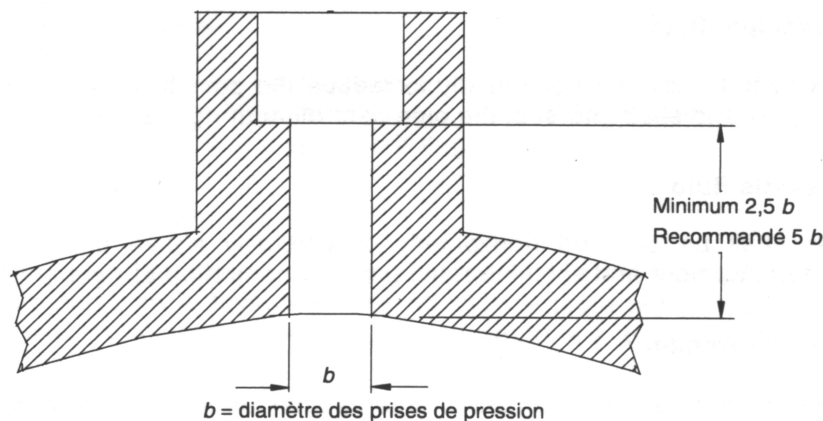
Vanne de réglage

La vanne de réglage amont est utilisée pour régler la pression d'entrée du tronçon d'essai. La vanne de réglage aval est utilisée pour le réglage en cours d'essai. Les deux vannes sont utilisées conjointement pour régler la pression différentielle entre les prises de mesure de pression du tronçon d'essai et maintenir une pression aval déterminée. Il n'y a aucune restriction en ce qui concerne le type de ces vannes. Toutefois, il convient de choisir et de placer la vanne amont de manière à ne pas affecter la précision de la mesure du débit. La vanne de réglage aval peut être d'une dimension supérieure à la dimension nominale du spécimen à essayer pour éviter qu'il ne se produise un écoulement engorgé dans ce dernier. Toute vaporisation dans la vanne amont doit être évitée en cours d'essai sur des liquides.

Mesure de débit

L'instrument de mesure de débit peut être situé en amont ou en aval du tronçon d'essai et peut être n'importe quel dispositif satisfaisant à la précision spécifiée, mais il doit être étalonné aussi souvent que cela est nécessaire pour maintenir cette précision. Cet instrument doit être utilisé pour déterminer le débit moyen vrai avec une précision de $\pm 2\%$ de la valeur mesurée.

Des prises de pression doivent être prévues sur la tuyauterie du tronçon d'essai conformément aux conditions requises qui figurent à la figure 7.3 et doivent être exécutées selon le montage illustré. Quand l'écoulement dans la tuyauterie n'est pas uniforme, plusieurs prises de pression peuvent être nécessaires pour obtenir la précision désirée sur les mesures.



Dimension de la tuyauterie	Pas plus de	Pas moins de
Inférieure à 50 mm	6 mm	3 mm
50 mm à 75 mm	9 mm	3 mm
100 mm à 200 mm	13 mm	3 mm
Supérieure ou égale à 250 mm	19 mm	3 mm

FIG. 7.3 – Réalisation recommandée pour les prises de pression

Le diamètre b des prises de pression doit être d'au moins 3 mm, sans dépasser 12 mm ou le dixième du diamètre nominal de la tuyauterie selon la plus petite de ces deux dernières dimensions. Les prises de pression amont et aval doivent être de même diamètre.

Le trou doit être circulaire et ses bords doivent être propres et à angle vif ou légèrement arrondis, exempts de bavures, morfils ou autres irrégularités.

Fluides compressibles

Les axes de perçage des prises de pression doivent être disposés horizontalement afin de réduire toute possibilité d'entraînement d'air ou de rassemblement de sédiments dans les prises et doivent couper l'axe de la tuyauterie à angle droit.

Mesures de pression

Toutes les mesures de pression et de pression différentielle doivent être faites avec une précision de lecture de $\pm 2\%$. Les dispositifs de mesure de pression doivent être étalonnés aussi souvent que cela est nécessaire pour maintenir la précision spécifiée.

Mesure de température

La température du fluide à l'entrée doit être mesurée avec une précision de $\pm 1\text{ }^\circ\text{C}$. Il convient de choisir et de placer la sonde mesurant la température de manière à avoir le moindre effet possible sur les mesures de débit et de pression.

Course de la vanne

La course de la vanne doit être fixée à $\pm 0,5\%$ près de la course nominale pendant tout essai spécifique de débit.

Installation du spécimen à essayer

L'alignement entre l'axe de la tuyauterie du tronçon d'essai et celui de l'entrée et de la sortie du spécimen à essayer doit rester dans les limites indiquées dans le tableau 7.1.

Dimension de la tuyauterie	Défaut d'alignement toléré
DN 15 à DN 25	0,8 mm
DN 32 à DN 150	1,6 mm
DN 200 et au-dessus	0,01 diamètre nominal de la tuyauterie

TAB. 7.1 – *Défaut d'alignement toléré*

Le spécimen à essayer doit être orienté de telle manière que le système de mesure du débit ne produise pas de vitesse d'approche à la prise de pression. Par exemple, lorsqu'une vanne à obturateur rotatif est essayée, son arbre doit être aligné avec les prises de pression du tronçon d'essai.

7.4 Comparaison entre les normes et la réalisation

Dans ce paragraphe, nous comparons notre système d'étalonnage à celui qui est prescrit par la norme CEI 60534-2-3. En effet, lors de la conception et de la réalisation de la boucle d'étalonnage il n'a pas été possible de respecter fidèlement toutes les dispositions imposées. Nous explicitons ici pourquoi il en a été ainsi.

7.4.1 Prescriptions non respectées

Nous constatons que la norme CEI 60534-2-3, voir paragraphe 7.3.2, impose une installation où la vanne à étalonner est à la fois précédée et suivie d'une vanne de réglage. Nous n'avons pas pu appliquer cette méthode d'essai. Bien que différente de la nôtre, elle se rapproche fort de ce que nous avons réalisé.

Vanne de réglage amont

En effet, dans la norme, la vanne de réglage amont est utilisée pour régler la pression d'entrée du tronçon d'essai. Cette fonction est réalisée grâce au bypass dans notre système d'étalonnage. On constate qu'à une petite ouverture de la vanne du bypass correspond une baisse de pression et inversement à une petite fermeture correspond une augmentation de pression. Dans le futur, en envisageant l'achat d'une pompe capable de fournir une pression plus élevée et un débit stable, nous pourrions également assurer cette fonction en faisant varier la vitesse de rotation du moteur.

Vanne de réglage aval

De même, dans la norme, la vanne de réglage aval est utilisée en cours d'essai pour régler la pression différentielle agissant sur la vanne à étalonner. Dans notre boucle d'étalonnage, ce rôle est assuré par le batardeau. En effet, en noyant le jet de sortie, nous diminuons la différence de pression des deux côtés de la vanne à étalonner. Cependant, il est évident que notre méthode ne permet pas une aussi grande plage de réglage que celle prescrite par la norme.

Causes de non respect pour les vannes de réglages

Il n'a pas été possible d'appliquer les dispositions de la norme CEI 60534-2-3 concernant la vanne de réglage amont et la vanne de réglage aval :

1. Suite à des difficultés d'ordre administratif, nous n'avons reçu les normes que très tardivement alors que certains choix avaient déjà été fixés.
2. Parce que la longueur d'encombrement maximale disponible n'est pas assez importante pour utiliser la méthode d'essai prescrite par la norme CEI 60534-2-3. En effet, la figure 7.2 indique que la longueur totale de la section d'essai devrait être égale à 27 fois le diamètre nominal de la tuyauterie, soit, pris dans le sens de l'écoulement, 18 fois le diamètre nominal en amont de la première prise de pression, 2 fois le diamètre nominal entre la première prise de pression et le spécimen à essayer, 6 fois le diamètre nominal entre le spécimen à essayer et la deuxième prise de pression et enfin une fois le diamètre nominal en aval de la deuxième prise de pression. La norme prévoit une grande longueur de conduite ($18 \times DN$) en amont de la vanne à étalonner pour que les perturbations de l'écoulement causées par la vanne de réglage amont aient le temps de s'atténuer avant de passer dans la vanne à étalonner. Étant donné que dans notre système, nous ne possédons pas de vanne de réglage amont, il nous a été possible de réduire cette longueur.

De plus, à cette longueur de $27 \times DN$, il serait nécessaire de rajouter la longueur nécessaire pour mesurer le débit grâce à un débitmètre électromagnétique, soit $8 \times DN$ en amont après un coude et $5 \times DN$ en aval, voir tableau 5.1. En outre, pour respecter la norme, il est nécessaire de placer le débitmètre électromagnétique en amont de la première vanne de réglage afin que les perturbations de l'écoulement générées par celle-ci n'influencent pas la mesure.

Finalement, la longueur totale de la section d'essai devrait être égale à $40 \times DN$, soit pour un diamètre de $DN150$, 6 mètres, et pour un diamètre de $DN300$, 12 mètres. Il est évident que nous ne disposons pas de cette longueur dans l'espace qui nous a été imparti si nous prenons, en plus, en compte les longueurs d'alimentation et de rejet (voir paragraphe 4.3.6).

3. La pompe hélicocentrifuge ne nous aurait pas fourni une pression suffisante pour faire des essais valables, si nous avons placé une vanne de réglage amont.

En effet, dans le but que la partie aval du tronçon d'essai reste remplie de liquide et pour éviter toute vaporisation de celui-ci, il est nécessaire d'appliquer la recommandation du tableau 7.2 issu de la norme CEI 60534-2-3. Celui-ci montre que pour une vanne avec un F_L^1 de 0,7, voir tableau E.6 à vanne papillon en annexe E.3, il faut une pression d'entrée de 1,5 bar juste en amont de la vanne à étalonner pour obtenir une différence de pression de 0,35 bar à ses bornes. Or, la pompe nous permet de disposer au maximum et hormis les pertes de charge, de 1,15 bar, voir figure 4.8. Cependant la norme autorise pour les grandes vannes, où des limitations apparaissent du fait de la source de débit, des pressions différentielles plus faibles mais pas moins de 0,1 bar. Pour les pressions qui ne sont pas indiquées au tableau 7.2, il faut utiliser l'équation suivante pour calculer la pression amont minimale : $p_{1,min} = 2\Delta p/F_L^2$. On constate donc qu'il est nécessaire d'avoir 1 bar à l'entrée, afin d'obtenir une pression différentielle de 0.245 bar. De plus, pour la pression différentielle minimale recommandée de 0,1 bar, nous devons avoir une pression d'entrée de 0,41 bar.

Ceci explique pourquoi nous n'avons pas voulu introduire une perte de charge supplémentaire en amont en plaçant la vanne de régulation prévue par la norme.

Mesures des conditions ambiantes

Nous n'avons pas pu mesurer les conditions ambiantes lors des essais par manque de matériel. En effet, il n'existe pas au Laboratoire (comme indiqué plus haut) de thermomètre de référence, de baromètre de référence et d'hygromètre de référence. Nous n'avons pas pu non plus, pour les mêmes raisons, mesurer la température de l'eau en amont de la section d'essai au moyen d'un thermocouple comme prescrit par la norme CEI 60534-2-3. Néanmoins, il est vrai qu'étant donné que le hall d'essai est construit directement au-dessus des deux réservoirs de 2000 m³ chacun, les variations de température et d'hygrométrie sont extrêmement faibles.

Il serait bon, dans un avenir proche, que le laboratoire fasse l'acquisition d'appareils pour mesurer les conditions ambiantes. En revanche, pour la mesure de température de l'eau, il suffirait d'acquérir un thermocouple (directement raccordable à la carte d'acquisition). De plus, plusieurs types de calibrateurs portables sont disponibles sur le marché.

7.4.2 Prescriptions respectées

Dans la mesure du possible, nous avons essayé de respecter au maximum les prescriptions imposées par la norme CEI 60534-2-3. Nous précisons ici quelques-unes de celle-ci.

1. F_L est le facteur de récupération de pression du liquide traversant une vanne ne comportant pas de raccords adjacents (coudes, divergents, ...). Ce facteur tient compte de l'influence de la géométrie interne de la vanne sur la capacité de débit de celle-ci en écoulement engorgé. Il est défini par le rapport du débit maximal réel en régime d'écoulement engorgé à un débit théorique dans des conditions d'écoulement non engorgé calculé en prenant comme pression différentielle la différence entre la pression à l'entrée de la vanne et la pression apparaissant à la *vena contracta* en écoulement engorgé.

Prises de pression

La position et les dimensions des prises de pression amont et aval à la vanne à étalonner sont fixées par la norme (voir paragraphe 7.3.2). Celle-ci fixe la position qui est définie à la figure 7.2 et les dimensions qui sont définies à la figure 7.3.

Nous avons attaché une très grande importance à ce que les prises de pression soient correctement conçues pour que la mesure de pression soit la plus précise possible. Nous avons choisi de placer quatre orifices de prise de pression par section de mesure et ceci pour plusieurs raisons :

- Tout d’abord, si les lignes de courant ne sont pas parfaitement régulières et uniformes, ceci nous permettra de faire une moyenne, sur les quatre pressions statiques dont nous disposons.
- Ensuite, si l’une des prises de pression est défectueuse ou indique une valeur trop écartée de la valeur moyenne nous pourrions l’exclure.

L’axe de chaque prise de pression est concourant à l’axe de la tuyauterie et séparé d’un angle de 90° . Les orifices de prise de pression sont circulaires et ses bords sont propres et à angle vifs exempts de bavures et morfils. La gamme de diamètre des orifices de prises de pression est fixée par la figure 7.3. Nous avons choisi un diamètre de 3,1 mm pour l’orifice des prises de pression afin de réduire au maximum le risque de créer des bavures à l’intérieur des tuyaux et de limiter la distance entre le diamètre intérieur du tuyau et l’extrémité de la prise de pression. En effet, la norme impose une gamme de longueurs pour celle-ci, voir figure 7.3. Nous avons choisi une longueur de 19 mm.

Tolérance d’alignement

L’alignement entre l’axe de la tuyauterie et celui de l’entrée et de la sortie du spécimen à essayer est déterminé par la norme (voir paragraphe 7.3.2). Celle-ci fixe un défaut d’alignement toléré de 1,6 mm pour les tuyauteries de $DN150$ et un défaut d’alignement toléré de 3 mm pour les tuyauteries de diamètre $DN300$ dans la section d’essai.

Le spécimen à essayer étant une vanne papillon $DN150$ à montage entre brides, il a été facile d’ajuster l’alignement de son axe de façon à ce que la tolérance soit respectée. En effet, nous avons pu mesurer sur plusieurs rayons la distance entre le diamètre extérieur de la vanne et le diamètre extérieur de la bride du tuyau en PMMA transparent. C’est de cette manière que nous avons procédé pour nous assurer que la vanne était bien centrée par rapport à la section d’essai.

Le fait que nous ayons choisi un système de montage *par bride* pour toute la section d’essai a particulièrement facilité l’alignement général de toute la section d’essai. En effet, chaque raccord offre la possibilité d’ajuster l’alignement en écrasant d’un côté ou de l’autre, selon le besoin, le joint entre chaque bride. C’est de cette façon que nous avons pu respecter l’alignement de la tuyauterie par rapport à l’axe théorique dessiné au sol.

Tolérance sur les diamètres

Le diamètre de la tuyauterie amont et aval à la vanne à étalonner obéit à la norme (voir paragraphe 7.3.2). Celle-ci fixe le défaut toléré sur le diamètre intérieur qui doit être à $\pm 2\%$ près le même que le diamètre intérieur réel des extrémités de la vanne à étalonner d’un diamètre nominal inférieur ou égal à $DN250$ et pour une pression nominale inférieure ou égal à $PN100$.

Cette tolérance a été respectée puisque le diamètre intérieur de la vanne à étalonner est de 150 ± 1 mm (erreurs de mesure due à l'écrasement du joint) et que le diamètre intérieur de la tuyauterie amont et aval est de $150 \pm 0,2$ mm. En effet, la différence entre les deux diamètres est bien inférieure aux 3 mm imposés par la norme.

Nous avons constaté que, suivant l'un ou l'autre fournisseur, le diamètre intérieur de la tuyauterie peut varier de manière non négligeable. En effet, nous avons constaté par exemple, une différence de 2 mm entre le diamètre intérieur de la tuyauterie transparente *DN150* en PMMA et celui de la tuyauterie en PVC *DN150*. Cette différence reste cependant comprise dans la tolérance exigée.

Il sera donc nécessaire dans l'avenir de faire particulièrement attention au diamètre intérieur de la tuyauterie quitte à procurer aux fournisseurs en plus du diamètre nominal (*DN*) un plan spécifiant toutes les dimensions de la tuyauterie ainsi que les tolérances exigées selon la norme ISO 6708.

7.5 Procédures d'essai

Dans les paragraphes suivants, des instructions spécifiées sont données pour le bon déroulement des divers essais. Nous avons adapté et complété les procédures d'essai existantes dans la norme ISO 60534-2-3 afin que celles-ci s'adaptent plus particulièrement à notre boucle d'étalonnage.

7.5.1 Procédure d'essai pour le coefficient de débit *C*

La détermination du coefficient de débit *C* nécessite la mise en oeuvre de la procédure d'essai suivante.

Installation du spécimen

Installer le spécimen à essayer sans raccords adjacents (divergents, coudes, ...) conformément aux conditions requises pour les longueurs droites de tuyauterie indiquée à la figure 7.2.

Pression différentielle

Les essais d'écoulement doivent comporter des mesures de débit à trois pressions différentielles largement espacées dans la zone d'écoulement turbulent sans vaporisation mais pas à moins de 0,1 bar. Celles-ci seront réglées en adaptant trois positions du batardeau ou/et de la vanne du bypass de telle façon à respecter les recommandations suivantes. Les pressions différentielles conseillées sont :

1. La valeur maximale disponible dans l'installation d'essai, mais en restant, si on peut l'atteindre, juste en-dessous du seuil de cavitation (cavitation commençante) (voir norme CEI 60534-8-2 [22]);
2. Environ 50 % de la pression différentielle de 1;
3. Environ 10 % de la pression différentielle de 1;

Les pressions doivent être mesurées sur les prises de pression du tronçon d'essai avec la vanne ouverte à la course choisie.

Pour les très petites capacités d'écoulement de vanne, il peut se produire un écoulement non turbulent aux conditions de pression différentielle recommandées. Dans ce cas, il faut utiliser des pressions différentielles supérieures pour réaliser un écoulement turbulent; cependant, il est recommandé d'avoir dans la vanne un nombre de Reynolds Re_v d'au moins 10^5 .

Les écarts par rapport aux pressions différentielles spécifiées ci-dessus doivent être notés. Il convient aussi d'indiquer les raisons de ces écarts.

Pression d'entrée

Afin de garder la partie aval du tronçon d'essai remplie et pour éviter toute vaporisation du fluide, la pression d'entrée doit être maintenue égale ou supérieure aux valeurs minimales du tableau 7.2. Cette pression d'entrée minimale dépend du facteur de récupération de pression du liquide F_L^2 dans le spécimen à essayer. Si F_L est inconnu, une évaluation prudente de la pression d'entrée minimale doit être effectuée.

Δp kPa (bar)→ F_L ↓	Pression absolue minimale d'essai à l'entrée – kPa (bar)								
	35 (0,35)	40 (0,40)	45 (0,45)	50 (0,50)	55 (0,55)	60 (0,60)	65 (0,65)	70 (0,70)	75 (0,75)
0,5	280 (2,8)	320 (3,2)	360 (3,6)	400 (4,0)	440 (4,4)	480 (4,8)	520 (5,2)	560 (5,6)	600 (6,0)
0,6	190 (1,9)	220 (2,2)	250 (2,5)	270 (2,7)	300 (3,0)	330 (3,3)	360 (3,6)	380 (3,8)	410 (4,1)
0,7	150 (1,5)	160 (1,6)	180 (1,8)	200 (2,0)	220 (2,2)	240 (2,4)	260 (2,6)	280 (2,8)	300 (3,0)
0,8	150 (1,5)	160 (1,6)	160 (1,6)	170 (1,7)	170 (1,7)	190 (1,9)	200 (2,0)	220 (2,2)	230 (2,3)
0,9	150 (1,5)	160 (1,6)	160 (1,6)	170 (1,7)	170 (1,7)	180 (1,8)	180 (1,8)	190 (1,9)	190 (1,9)

NOTE 1 – Pour les grandes vannes, où des limitations apparaissent du fait de la source de débit, des pressions différentielles plus faibles (mais pas moins de 0,1 bar) peuvent être éventuellement utilisées, pour autant que l'écoulement reste turbulent.

NOTE 2 – Pour les pressions qui ne sont pas indiquées, utiliser l'équation suivante pour calculer la pression amont: $p_{1,\min} = 2\Delta p/F_L^2$.

TAB. 7.2 – Pression minimale d'essai à l'entrée en KPa (bar) en fonction de F_L et Δp

2. F_L est le facteur de récupération de pression du liquide traversant une vanne ne comportant pas de raccords adjacents (coudes, divergents, ...). Ce facteur tient compte de l'influence de la géométrie interne de la vanne sur la capacité de débit de celle-ci en écoulement engorgé. Il est défini par le rapport du débit maximal réel en régime d'écoulement engorgé à un débit théorique dans des conditions d'écoulement non engorgé calculé en prenant comme pression différentielle la différence entre la pression à l'entrée de la vanne et la pression apparaissant à la *vena contracta* en écoulement engorgé.

Positions de la vanne

Les essais de débit doivent être effectués pour déterminer :

1. le coefficient de débit nominal C_R ³ à 100% de la course nominale;
2. les caractéristiques intrinsèques de débit, en utilisant les données obtenues à 5%, 10%, 20%, 30%, 40%, 50%, 60%, 70%, 80%, 90% et 100% de la course nominale.⁴

7.5.2 Procédure d'essai pour le coefficient de perte de charge singulier de la vanne ζ

La détermination du coefficient de perte de charge ζ nécessite la mise en œuvre de la procédure d'essai pour le coefficient de débit C. Il est nécessaire de respecter les prescriptions *d'installation du spécimen*, *de pression différentielle*, *de pression d'entrée* et de *positions de la vanne*. Les données recueillies lors de l'essai de détermination du coefficient de débit C sont suffisantes pour déterminer le coefficient de perte de charge ζ . Néanmoins, pour améliorer la précision de la courbe, il convient de faire les essais à des intervalles de course de l'obturateur inférieurs à 5% de la course nominale.

7.5.3 Procédure d'essai pour le couple à l'axe de la vanne

La détermination du couple nécessite la mise en œuvre de la procédure d'essai suivante.

Montage

L'appareil de mesure doit être monté entre l'arbre du servomoteur et l'axe de la vanne afin de minimiser les jeux de l'assemblage mécanique.

Détermination du couple rémanent dû aux frottements

Pour quantifier le couple de frottement statique rémanent provoqué par l'écrasement du joint et des frottements dans les paliers, il convient de mettre en œuvre un essai vanne noyée mais sans écoulement. Le couple rémanent moyen sera relevé après stabilisation pour les positions suivantes de l'obturateur : 5%, 10%, 20%, 30%, 40%, 50%, 60%, 70%, 80%, 90% et 100% de la course nominale.⁵

Détermination du couple hydrodynamique rémanent

Pour quantifier le couple de frottement rémanent maximal provoqué par l'écoulement hydrodynamique autour de l'obturateur, il convient de mettre en œuvre un essai vanne noyée avec l'écoulement au débit disponible maximal. Le couple rémanent moyen sera relevé après stabilisation pour les positions suivantes de l'obturateur : 5%, 10%, 20%, 30%, 40%, 50%, 60%, 70%, 80%, 90% et 100% de la course nominale.

Afin d'isoler le couple provoqué par les efforts hydrodynamiques, il est nécessaire de soustraire pour chaque valeur de course de l'obturateur identique, le couple dû aux frottements, du couple enregistré par l'essai présent.

3. C_R est le coefficient de débit à course nominale

4. Pour déterminer plus complètement la caractéristique intrinsèque de débit, des essais de débit peuvent être effectués à des intervalles de course inférieurs à 5% de la course nominale.

5. Pour déterminer plus complètement le couple de frottement, des essais peuvent être effectués à des intervalles de course inférieurs à 5% de la course nominale.

Détermination du couple maximal instantané

Afin de déterminer le couple maximal instantané pour le couple dû aux frottements et pour le couple hydrodynamique, il est possible de modifier les deux essais précédents. Il convient alors de relever les valeurs du couple instantané à une fréquence suffisante que pour obtenir des données pour les positions de l'obturateur correspondant à des intervalles de course inférieurs à 10% de la course nominale. En outre, il est impératif que l'essai se pratique de manière continue, sans interruption et sans discontinuité du mouvement du servomoteur.

7.6 Conclusions

Ce chapitre dont le but était d'aborder la normalisation existante concernant les vannes de régulation s'est révélé particulièrement enrichissant tant parce que les normes consultées sont denses et complètes que parce qu'il nous a été possible d'en appliquer certaines parties.

Ceci nous a permis de découvrir par la pratique l'intérêt des décisions et accords officiels concernant des questions techniques dans le but d'encourager une unification et une uniformisation internationale.

La plupart des dispositions prévues par les normes ont pu être appliquées à la boucle de test. L'absence de vanne de réglage aval limite le réglage de la pression différentielle agissant sur la vanne à étalonner.

Chapitre 8

Analyse des données et résultats

8.1 Introduction

Le temps qui nous a été imparti pour l'exécution de ce travail ne nous a malheureusement pas permis d'exécuter une campagne de mesures et d'essais complète. En revanche, il nous a quand même été possible de pratiquer plusieurs petits tests, afin de nous rendre compte des possibilités de la boucle d'étalonnage et des problèmes relatifs aux mesures et à ses erreurs.

Lors de cette phase de tests nous avons essentiellement réalisé deux séries de mesures. Chacune d'elle a été réalisée lors de la fermeture de la vanne à étalonner et avec la vanne du bypass fermée.

Il est important de noter que les essais ont été réalisés pour la vanne s'ouvrant dans le sens antihorlogique lorsque l'on se positionne du côté de son axe.

Lors de la première et de la deuxième séries de mesures, nous avons mesuré :

- le débit grâce au débitmètre électromagnétique;
- la hauteur d'eau en amont du déversoir grâce à un WAVO¹;
- le couple grâce au couplemètre statique;
- la pression sur chaque prise de pression.

Pour la première série de mesures ces paramètres ont été enregistrés pour des intervalles de position du papillon de la vanne de 5 degrés tandis que pour la deuxième série de mesures l'intervalle de position de l'obturateur était de 10 degrés.

Désormais, lorsque nous ferons référence à la première série et la seconde série de mesures, nous les nommerons respectivement *A* et *B*. Toutes les courbes de résultats relatifs à l'essai *A* et l'essai *B* sont disponibles aux annexes F.5 et F.6. Il est également important de remarquer que nous n'avons pas enregistré le signal de retour de position de la vanne en raison du problème de bruit détecté (voir paragraphe 5.7). Cependant, son positionnement précis a été assuré grâce au signal provenant de la carte d'acquisition où nous n'avons pas détecté le même phénomène.

Le temps moyen d'acquisition de données pour une position de la vanne est de 20 minutes.

1. Appareil de mesure de hauteur d'eau à pointe vibrante

8.2 Analyse des données

Dans ce paragraphe, nous isolons des particularités des données récoltées de façon à ne pas encombrer la présentation du résultat du test d'étalonnage, au paragraphe suivant.

8.2.1 Modifications postérieures aux premiers tests

Après les premiers tests, il est apparu qu'il serait nécessaire de pratiquer quelques modifications afin d'améliorer certains dispositifs.

Dispositif de vidange du canal

Afin d'évacuer l'eau stagnante retenue en amont du déversoir après les essais, nous avons aménagé un dispositif de vidange. Celui-ci se compose d'une canalisation de 1 pouce, munie d'une vanne à boule, contournant le déversoir. Il permet le retour de l'eau dans le réservoir tout en éliminant les risques de fuites et les efforts de la pression hydrostatique sur les murs.

Amélioration du dispositif d'aération de la lame déversante du déversoir rectangulaire sans contraction latérale

Il s'est avéré, lors des premiers tests, pour les débits les plus élevés, que le dispositif d'aération de la lame déversante du déversoir rectangulaire sans contraction latérale n'était pas suffisant. En effet, il se formait une dépression sous la lame déversante allant jusqu'à un recollement de celle-ci pour le débit maximal. La dépression a pour conséquence une accélération de l'eau sous la lame déversante provoquant une hausse supplémentaire de la hauteur d'eau en amont. Nous avons remédié à ce problème en ajoutant un tube de mise à l'atmosphère supplémentaire. Après cette modification, nous n'avons plus observé de recollement de la lame déversante pour les débits les plus élevés.

Dispositif de vidange des rigoles

Nous avons constaté lors des premiers essais que l'efficacité du nouveau produit d'étanchéité² est excellente. Cependant, nous avons détecté des fuites au niveau des endroits où il a été nécessaire de percer la couche hermétique pour fixer le batardeau ainsi que les caillebotis et les barres de renforcement. C'est pourquoi, nous avons percé une carotte dans la dalle du hall de telle façon que l'eau de suintement recueillie dans les rigoles puisse s'écouler dans le réservoir.

Installation d'un nouvel instrument de mesure de hauteur d'eau

Il s'est avéré après quelques tests, qu'il serait intéressant d'observer les variations de hauteur d'eau dans le canal pour une même position du papillon de la vanne à étalonner. Pour ce faire, le limnimètre manuel s'est révélé insuffisant. C'est pourquoi, nous avons installé un appareil de mesure de hauteur d'eau à pointe vibrante, nommé WAVO, relié à la carte d'acquisition. Celui-ci nous a permis de mesurer la hauteur d'eau à une fréquence de un hertz.

8.2.2 Traitement des données

De façon à optimiser le peu de temps disponible pour les tests, nous avons conçu une gestion de données semi-automatique. Le programme d'acquisition de données enregistre les tables de

2. POLTECH 110

données munies de la date de mesure et de l'heure ainsi que de la grandeur mesurée sur des fichiers *.txt. On dénombre parmi eux, les 24 fichiers correspondants aux mesures de pression nommés `datap10.txt`, `datap20.txt`, ... ainsi que le fichier correspondant à la mesure du couple `datacp1.txt`, le fichier de la mesure du débit `datadeb.txt`, le fichier de la mesure de la hauteur d'eau dans le canal `hauteau1.txt`, le fichier de la mesure de la position de la vanne `datapov.txt` et le fichier éventuel de la mesure de la vitesse de rotation de la pompe `datavit.txt`.

Ces fichiers sont alors récupérés par une feuille EXCEL en données externes pour chaque position donnée de l'obturateur et traitées automatiquement pour fournir les grandeurs recherchées c'est-à-dire, le débit mesuré par le débitmètre électromagnétique, le débit mesuré par le déversoir rectangulaire sans contraction latérale, la perte de charge, le couple moyen rémanent et leur erreur limite globale au niveau de confiance 95%. Des extraits de ce dossier EXCEL sont disponibles à l'annexe F.3.

Ces grandeurs sont alors reprises manuellement dans un tableau récapitulatif pour chaque position relative de l'obturateur de la vanne. Enfin, ces données sont insérées dans une nouvelle feuille de calcul EXCEL de façon à calculer les coefficients recherchés et à faire apparaître les courbes de résultats. Des extraits de ce dossier EXCEL sont disponibles à l'annexe F.4.

8.2.3 Mesure du débit

Lors des essais, nous avons constaté une contradiction entre la mesure du débit par le débitmètre électromagnétique et par le déversoir rectangulaire sans contraction latérale. En effet, nous observons à la figure 8.1 un écart de 25,5% pour une position d'obturateur de 90° et un écart de 14,2% pour une position d'obturateur de 40°. On constate donc que pour les petites ouvertures de la vanne à étalonner le débit mesuré par le débitmètre électromagnétique tend vers le débit mesuré par le déversoir.

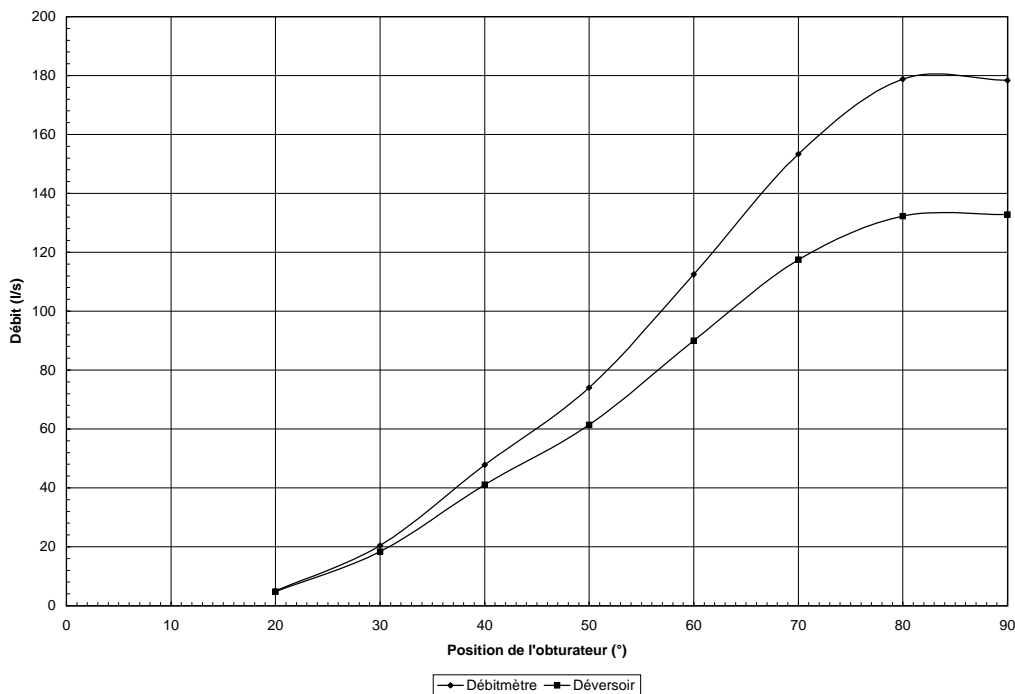


FIG. 8.1 – Graphique représentant la mesure de débit en l/s pour le déversoir et le débitmètre électromagnétique lors de l'essai B

Jaugeage par moulinet

Afin de valider l'une ou l'autre des mesures de débit, il a été nécessaire de pratiquer une troisième mesure de débit différente. Le jaugeage de vitesse par moulinet dans le canal nous permet à la fois de connaître le débit moyen dans le canal et de mesurer le profil de vitesse qui s'y établit.

Nous avons effectué un jaugeage en mesurant la vitesse dans le canal sur les noeuds d'un maillage carré de 5 cm de côté pour le débit maximal, c'est-à-dire pour une position de la vanne à étalonner totalement ouverte et pour la vanne du bypass totalement fermée. Celui-ci a été fait sur une section du canal 2 mètres en amont du déversoir. Le moulinet utilisé a les caractéristiques suivantes :

- Numéro de série: OTTN 87479;
- Type: C2 « 10.150 »;
- Hélice: 1-86022; pas 0,05 m; 50 mm de diamètre.

Nous avons choisi une hélice permettant la mesure de vitesse sur la plus large gamme de vitesse possible étant donné l'asymétrie du profil de vitesse provoqué par le déversoir.

Le résultat du premier jaugeage que nous avons effectué est disponible à la figure 8.2. On constate une zone de vitesse anormalement élevée, d'un côté, au fond du canal. Après analyse, il est apparu que celle-ci était provoquée par un placement non adéquat du caillebotis à maille de 1 cm. En effet, celui-ci n'était pas totalement enfoncé jusqu'au fond du côté droit du canal.

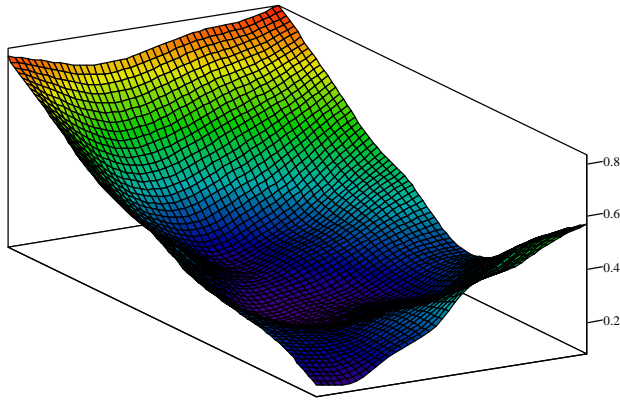
Grâce aux vitesses récoltées lors de ce jaugeage et au périmètre mouillé mesuré nous avons calculé le débit moyen traversant le canal. Pour ce faire, nous avons divisé la section du canal en petites mailles où chaque point de mesure a été placé le plus près possible du centre de chacune d'elle. Enfin, après avoir calculé le débit moyen pour chaque maille, nous avons fait la somme des débits élémentaires pour obtenir le débit total. Le débit moyen évalué grâce à ce premier jaugeage est de 166 l/s.

Après avoir replacé le caillebotis correctement, nous avons effectué un deuxième jaugeage dont le résultat est disponible à la figure 8.3. La méthode de mesure et de calcul est identique au premier jaugeage. On constate cependant que le champ de vitesse est beaucoup plus uniforme. Le débit moyen obtenu est cette fois de 172 l/s. Nous avons validé uniquement le débit moyen calculé grâce au deuxième jaugeage parce que le champ de vitesse qui a permis de l'obtenir est plus uniforme. Ceci garantit un minimum d'erreur sur la moyenne.

Le détail des calculs pour le deuxième jaugeage sur feuille EXCEL est disponible à l'annexe F.2.

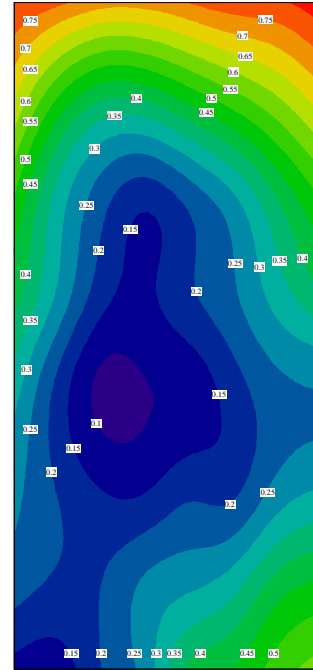
Le débit maximal mesuré au débitmètre électromagnétique est de 178,76 l/s. Dès lors, nous constatons que, pour le débit maximal, l'écart entre le débit moyen fourni par le jaugeage et le débit mesuré par le débitmètre électromagnétique s'élève à 3,7% tandis que l'écart entre le débit moyen fourni par le jaugeage et le débit mesuré par le déversoir s'élève à 22,8%. Il s'impose donc de valider la mesure du débit faite par le débitmètre électromagnétique et de rejeter la mesure faite par le déversoir.

Il est important de faire remarquer que les figures 8.2 et 8.3 ne sont qu'une interpolation graphique des données mesurées destinées à faire apparaître l'allure du champ de vitesses. Nous constaterons également que le logiciel utilisé (MATHCAD) n'est pas capable de vérifier



M

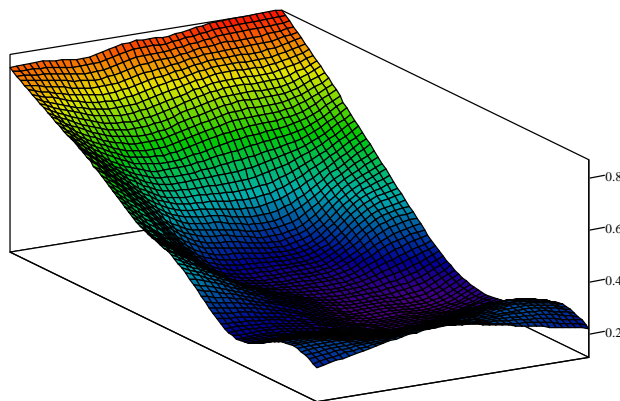
(a) Graphe surfacique



Mu

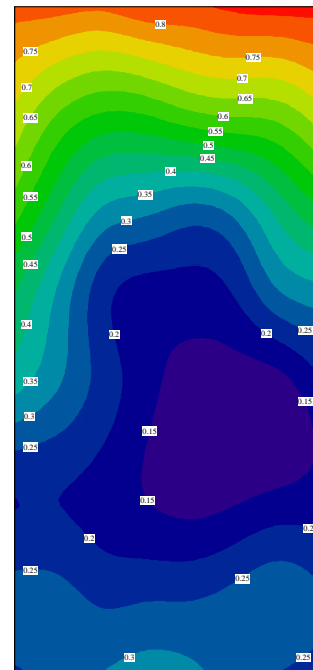
(b) Courbes de niveau

FIG. 8.2 – *Résultat des vitesses en mètre par seconde du premier jaugeage*



M

(a) Graphe surfacique



Mu

(b) Courbes de niveau

FIG. 8.3 – *Résultat des vitesses en mètre par seconde du second jaugeage*

les conditions aux limites (vitesses nulles sur les parois) pour générer les profils de vitesses représentés. De ce fait, les courbes d'isovitesse ne se referment pas sur elles-mêmes. Il aurait été préférable d'utiliser MATHLAB pour générer ces figures mais cela ne fut pas possible par manque de temps.

Hypothèses sur l'erreur de la mesure de débit par déversoir

Afin de corriger si possible l'erreur systématique sur la mesure du débit par le déversoir, nous avons émis plusieurs hypothèses sur les causes d'erreur possibles.

Tout d'abord, quantifions cette erreur par rapport à la mesure faite au débitmètre électromagnétique. On constate, pour l'essai *B*, un écart de 41,6 l/s pour le débit maximal (vanne à étalonner totalement ouverte, vanne du bypass totalement fermée), soit 25,5%, ce qui correspond à une hauteur d'eau de 5,58 cm.

Voici les hypothèses que nous avons envisagées :

- a Nous avons, tout d'abord, envisagé une erreur dans le calcul de la courbe de référence du déversoir rectangulaire. Afin de vérifier nos calculs, nous avons comparé la courbe de référence établie grâce à la norme ISO 1438/1 à la figure 5.6 et celle que nous a procurée le fournisseur (voir annexe C.1.2 figures C.3 et C.4). Pour une hauteur d'eau de 26,71 cm correspondant au débit maximal enregistré lors de l'essai *B*, nous obtenons, d'une part au moyen de la courbe de référence calculée grâce à la norme un débit de 132,81 l/s et, d'autre part pour celle du fournisseur un débit de 135,33 l/s. Nous observons donc une différence de 2,52 l/s correspondant probablement aux coefficients correcteurs qui n'interviennent que dans le calcul de la courbe fait au moyen de la norme. Cette différence n'explique donc pas l'écart de débit constaté.
- b Une deuxième cause d'erreur que nous avons envisagée est la mauvaise aération de la lame différentielle du déversoir rectangulaire sans contraction latérale. Ce phénomène aurait pu alors provoquer une dépression derrière la lame déversante engendrant une accélération de l'eau à cet endroit. Ceci aurait pour conséquence de recoller partiellement la lame déversante provoquant une hausse de la hauteur d'eau en amont. De ce fait, il est évident que ce phénomène intervenant dans le sens opposé à notre erreur n'aurait pas pu provoquer l'écart dont on cherche la cause.
- c Nous avons également vérifié que la vanne du dispositif de vidange du canal était bien fermée lors des essais. De même, nous avons amélioré l'étanchéité entre les parois du déversoir et les murs du canal. Il s'est avéré, après contrôle, que ces deux nouvelles hypothèses n'expliquent pas l'écart de débit observé entre les deux mesures de débit.
- d Enfin, la dernière hypothèse que nous avons envisagée, mais que nous n'avons pas eu l'occasion de vérifier par manque de temps, concerne la forme de l'écoulement en amont du déversoir. En théorie, les filets fluides doivent être parfaitement parallèles aux parois du canal amont. Il serait intéressant d'aménager un nouveau dispositif pour calmer et régulariser l'écoulement en amont du déversoir et d'étudier son effet sur la hauteur d'eau dans le canal.

En conclusion, nous constatons que la mesure du débit par déversoir n'est pas utilisable telle quelle. Il sera primordial dans un avenir proche, et avant tout étalonnage, de déterminer la cause réelle de l'erreur systématique sur le débit.

Comparaison avec le débit issu du calcul des pertes de charge

Lors du calcul théorique des pertes de charge (paragraphe 4.7.4), le débit maximal a été évalué à 182 l/s. Nous constatons, d'une part, qu'il existe une différence de 1,97% entre le débit théorique et le débit provenant de la mesure par débitmètre électromagnétique, et d'autre part, qu'il existe une différence de 27% entre le débit théorique et le débit provenant de la mesure par déversoir.

Ce résultat valide à la fois le calcul des pertes de charge et permet une nouvelle fois de confirmer que la mesure du débit par le déversoir n'est pas valable.

Étalonnage du débitmètre électromagnétique

Étant donné la non validité de la mesure du débit par le déversoir rectangulaire, il n'est pas possible d'étalonner le débitmètre électromagnétique avec la mesure faite au déversoir comme nous l'avions prévu.

Les premiers essais ont été réalisés en réglant la gamme de mesure du débitmètre à une vitesse maximale de 2,65 m/s, qui correspond à un débit de 187,3 l/s, et en prenant le zéro pour la conduite noyée mais sans écoulement. Dans l'avenir, et avant tout étalonnage, il sera impératif d'étalonner ou de faire étalonner régulièrement le débitmètre électromagnétique de la boucle d'étalonnage.

8.2.4 Mesure de la pression

Afin de déterminer la perte de charge provoquée par la vanne, nous avons enregistré, pour chaque position déterminée du papillon de la vanne à étalonner, les pressions provenant des trois sections de prises de pression amont et des trois sections de prises de pression aval à la vanne. Ceci nous a permis de tracer le graphe charge position comme annoncé au paragraphe 4.8. Nous pouvons voir à la figure 8.4 (essai *B*), le graphe charge-position, pour une ouverture de 70° de la vanne à étalonner. La vanne à étalonner (non représentée) se situe à une abscisse de 1,8 m. L'écartement entre les intersections des droites de charge amont et aval avec la droite verticale d'abscisse 1,8 m représente la perte de charge causée par la vanne.

Lors de la mesure des pressions au niveau d'une même section de prise de pression, nous avons constaté une très faible différence entre chaque prise de pression, ce qui prouve l'uniformité de l'écoulement et la reproductibilité de la fabrication des prises de pression. Voici les quatre valeurs de la pression pour la section de prise de pression juste en amont de la vanne, lors de l'essai *B*, avec un angle d'ouverture de la vanne de 70° : 0,155 bar ; 0,157 bar ; 0,158 bar ; 0,158 bar.

Nous pouvons également observer que la moyenne des pressions de la troisième section de prise de pression aval n'est pas alignée avec les deux premières. Ce phénomène est fort marqué pour les grandes ouvertures de la vanne. Il serait provoqué par la bride située entre la deuxième et la troisième sections de prise de pression aval (voir plan prises de pression à l'annexe I.0.3). La perte de charge supplémentaire serait due à une perte de charge singulière occasionnée probablement par une intrusion du joint de la bride au niveau du tuyau ou bien par un léger excentrement des tuyaux ou enfin par la très faible variation de diamètre de tuyau dont on a parlé au paragraphe 7.4.2. Dans l'avenir, il serait bon de démonter ce raccord et de vérifier son état.

Dans le but d'éviter d'introduire une erreur dans la détermination de la perte de charge de la vanne, nous n'avons pas tenu compte de la troisième section de prise de pression aval lors de la présentation des résultats.

Nous constatons également que la moyenne de la première et de la deuxième prise de pression aval déterminent une droite à pente légèrement positive. Nous expliquons ce phénomène par le fait que la première section de prise de pression aval est probablement encore située dans la zone de récupération de pression. Nous rappelons que pour éviter ce phénomène la norme CEI 60534-2-3 prescrit l'utilisation unique de la section de prise de pression aval se situant à 6 diamètres nominaux de la vanne à étalonner.

Tout comme pour la section aval, nous observons que la moyenne de la première section de prise de pression amont n'est pas alignée avec les deux suivantes. Il est physiquement impossible que la pression augmente entre la première et la deuxième section de prise de pression amont (sinon pas d'écoulement). C'est pourquoi il sera nécessaire de l'exclure. À titre indicatif, il existe également une bride entre la première et la deuxième section de prise de pression amont, ce qui devrait engendrer une perte de charge supplémentaire. Enfin nous constatons que la moyenne de la deuxième et de la troisième sections de prise de pression amont déterminent bien une droite de pression à pente décroissante.

En conclusion, dans l'avenir, il serait adéquat de respecter scrupuleusement la norme CEI 60534-2-3 en n'utilisant que deux sections de prise de pression pour la détermination de la perte de charge de la vanne à étalonner, à savoir la section de prise de pression amont située à 2 diamètres nominaux de la vanne à étalonner et la section de prise de pression aval située à 6 diamètres nominaux de la vanne à étalonner.

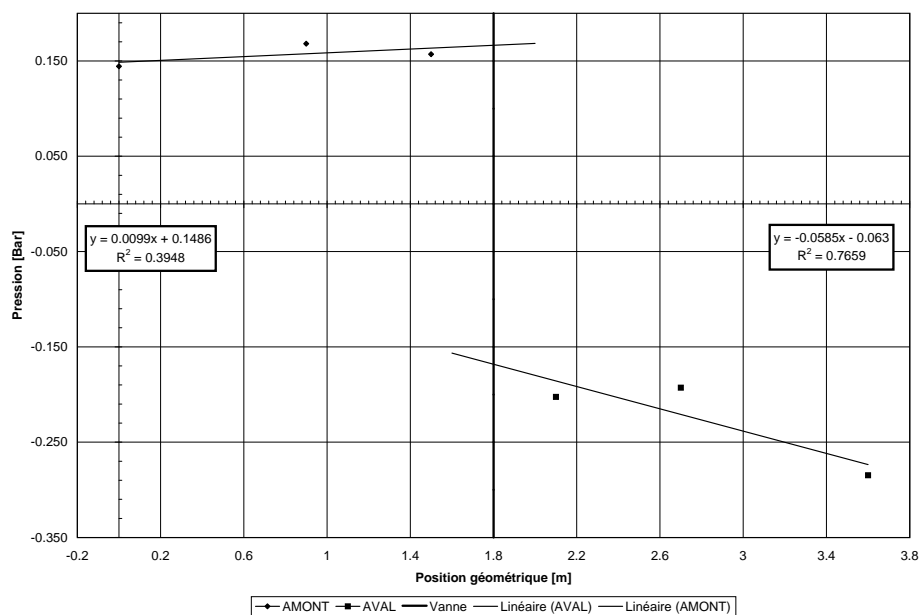


FIG. 8.4 – Graphique charge-position pour une ouverture de vanne de 70° lors de l'essai B

8.3 Résultats des tests d'étalonnage

Ce paragraphe a pour but de présenter les courbes résultats issues des séries de mesures A et B, de les comparer et de les analyser afin d'en retirer les informations essentielles à la progression du projet dans l'avenir.

8.3.1 Comparaison de la série de mesures *A* et *B*

Lors du traitement des données de la série de mesures *A*, nous avons observé une discontinuité dans toutes les courbes de mesure particulièrement marquée dans la courbe de débit (voir figure 8.5), dans la courbe de perte de charge (voir figure F.6 annexe F.5) et de ce fait dans la courbe de coefficient de débit relatif (voir figure F.9 annexe F.5). Nous constatons dans chacune de ces courbes que cette discontinuité survient pour des valeurs d'ouverture de la vanne comprise entre 40° et 60°.

Après analyse, nous nous sommes rendu compte que ce « palier » survenait précisément au moment où le couple sur l'axe de la vanne devenait faible et changeait de signe (voir figure 8.6). Il est évident que, puisque toutes les données mesurées étaient affectées par cette anomalie, le problème ne pouvait venir que du positionnement du papillon de la vanne. Le moindre jeu dans l'assemblage provoque une indétermination sur la position de la vanne autour de la valeur du couple nul.

Il s'est avéré après analyse de l'assemblage liant l'axe de la vanne à l'arbre du servomoteur que la vis de pression de la douille du servomoteur que nous avons placée précédemment s'était desserrée probablement avec les vibrations engendrées par l'écoulement. Nous l'avons alors remontée en prenant la précaution de la bloquer avec un produit évitant son desserrement. Nous avons également constaté qu'il existait un petit jeu entre la douille du servomoteur et son barillet. Nous avons tenté de le combler au moyen d'une fine feuille de duralumin martelée. Enfin, après plusieurs manipulations manuelles du servomoteur, nous avons observé l'existence d'un jeu résiduel entre le secteur à butée franche et la vis sans fin.

Ce n'est qu'après ces modifications que la série d'essais *B* a été réalisée. On constatera, d'ailleurs, par la suite, que la discontinuité présente dans l'essai *A* n'est presque plus visible dans les courbes résultats de l'essai *B* (voir figure 8.7).

Il serait intéressant de rechercher dans l'avenir un servomoteur dont le jeu résiduel dans l'accouplement mécanique soit minimal. Mais avant tout, il est indispensable de faire des essais dans l'autre sens de rotation et de faire la moyenne pour les résultats obtenus dans les deux sens de rotation.

8.3.2 Coefficient de perte de charge

La perte de charge a été mesurée grâce au procédé décrit dans le paragraphe 8.2.4. Le coefficient, quant à lui a été calculé selon la formule 4.28 au paragraphe 4.4.7 voir stage industriel [2].

Nous avons présenté à la figure 8.8 le graphique des pertes de charge en fonction de la position du papillon (α) en degrés. Afin de pouvoir prévoir la perte de charge quelle que soit la position de la vanne, nous avons fait passer une courbe de tendance « puissance » dont on a déterminé l'équation. Celle-ci est décrite par : $\zeta = 3 \cdot 10^{10} \alpha^{-5,6696}$. Cette équation va nous permettre de recalculer les débits théoriques de fonctionnement pour chaque position de la vanne au moyen du calcul des pertes de charge. Le résultat de ce calcul, pour le batardeau baissé et la vanne du bypass fermée, est disponible à la figure 8.9. Celle-ci représente le graphique du point de fonctionnement de la boucle d'étalonnage pour n'importe quelle vitesse de rotation du moteur et n'importe quelle position de la vanne à étalonner. Il fait apparaître, pour le circuit de la boucle d'étalonnage en particulier, que la plage adéquate pour le réglage de débit se situe pour des ouvertures de vannes allant de 20° à 50°.

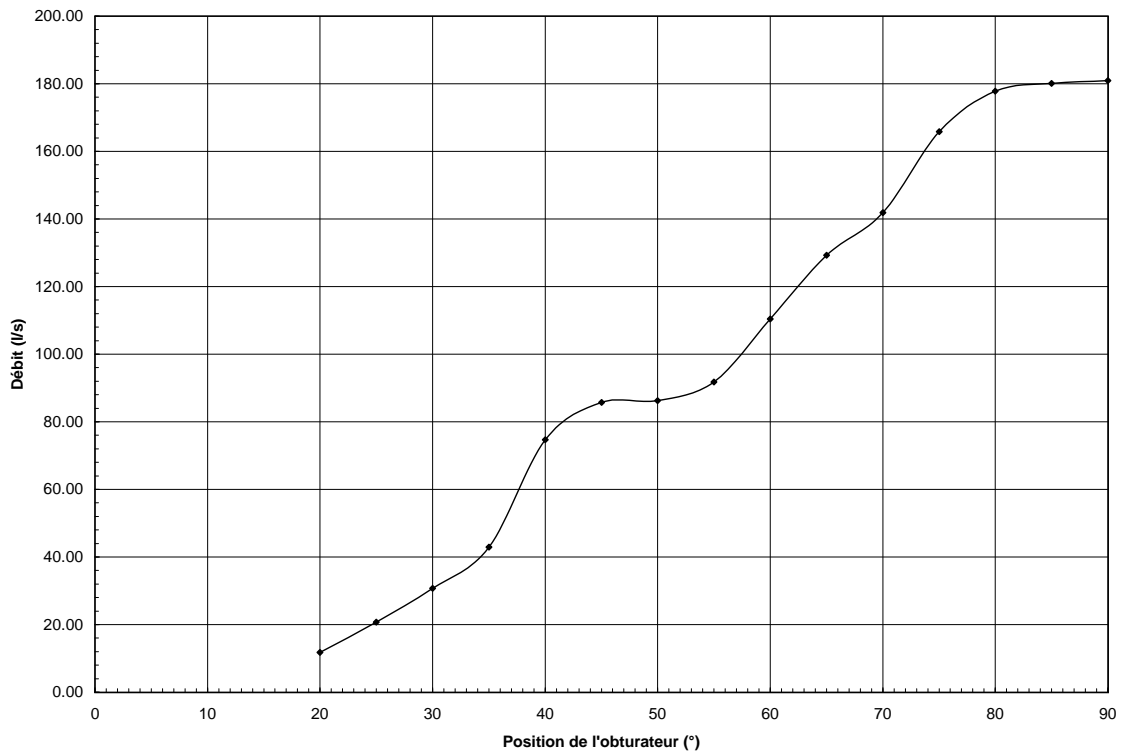


FIG. 8.5 – Graphique du débit enregistré lors de l'essai A en fonction de l'ouverture du papillon

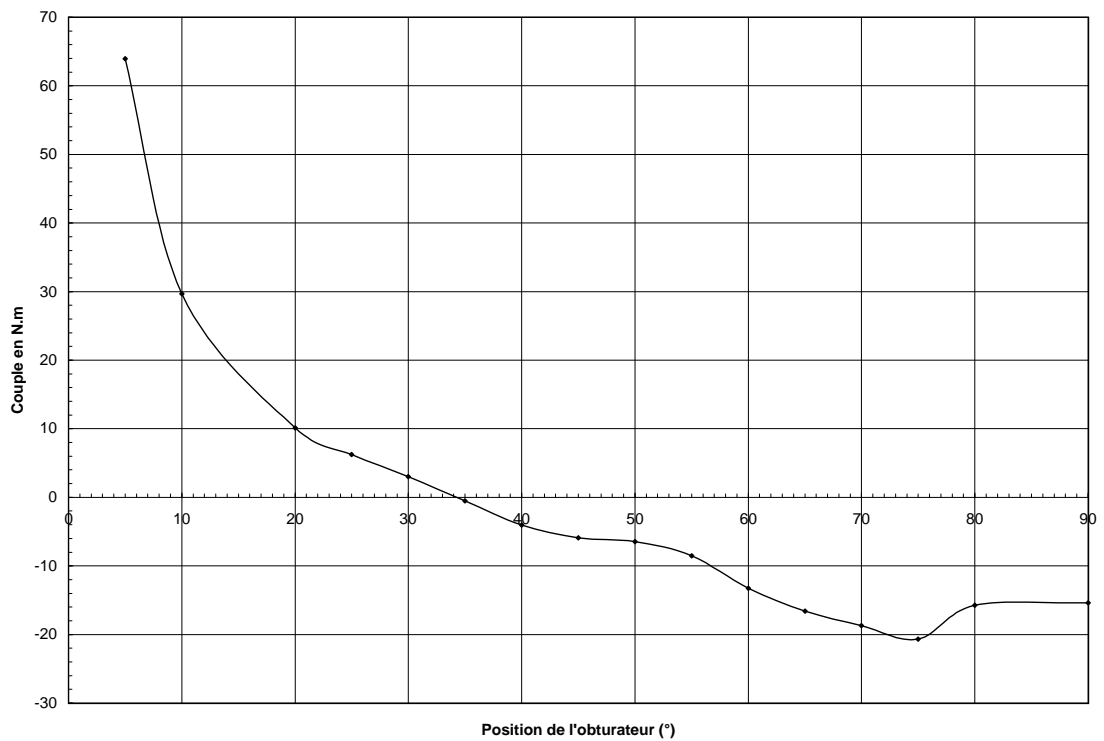


FIG. 8.6 – Graphique du couple (N.m) enregistré lors de l'essai A en fonction de l'ouverture du papillon

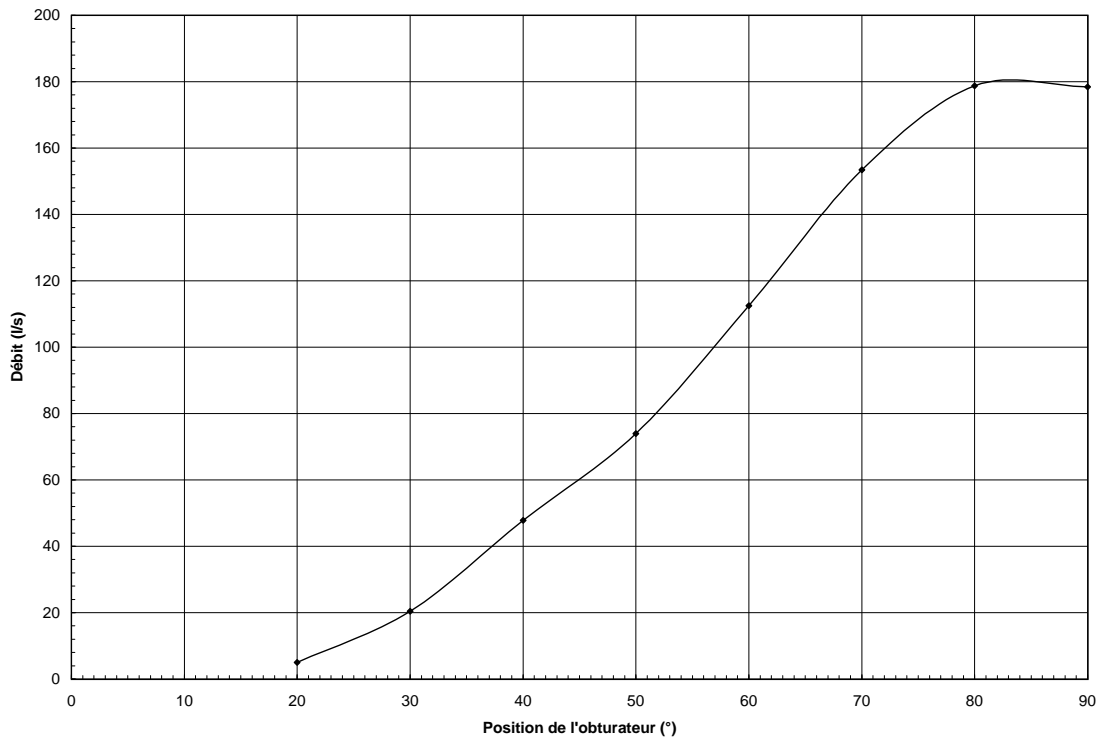


FIG. 8.7 – Graphique du débit enregistré lors de l'essai B en fonction de l'ouverture du papillon

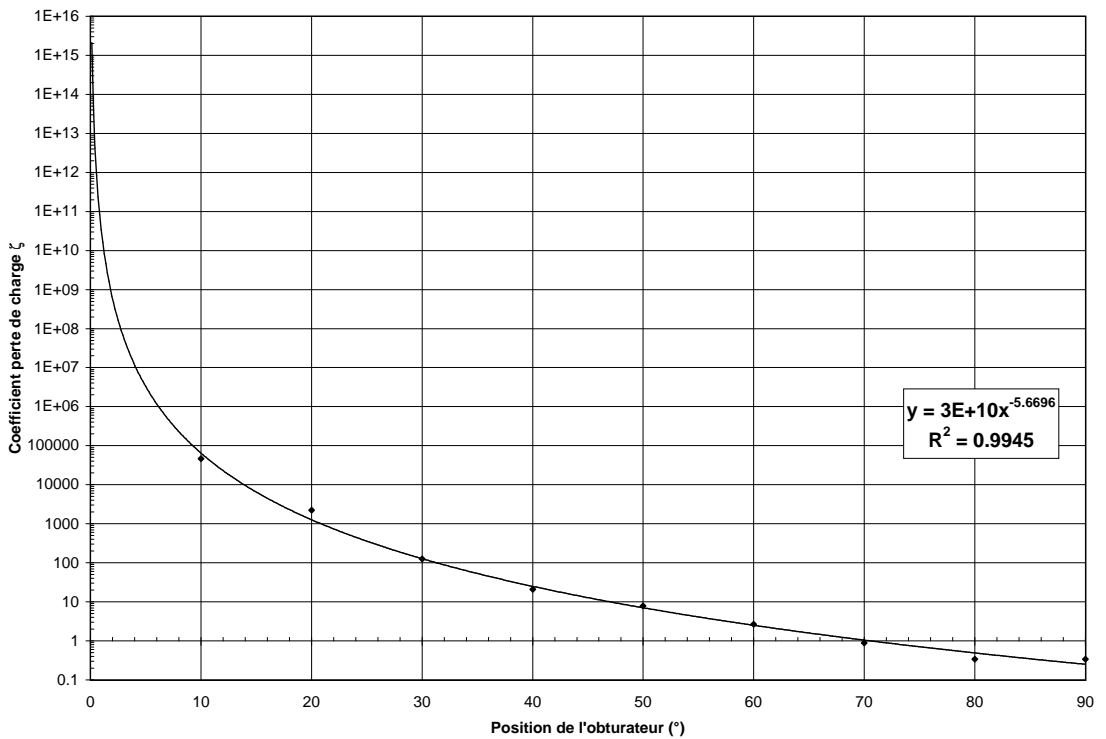


FIG. 8.8 – Graphique du coefficient de perte de charge calculé grâce aux données mesurées lors de l'essai B

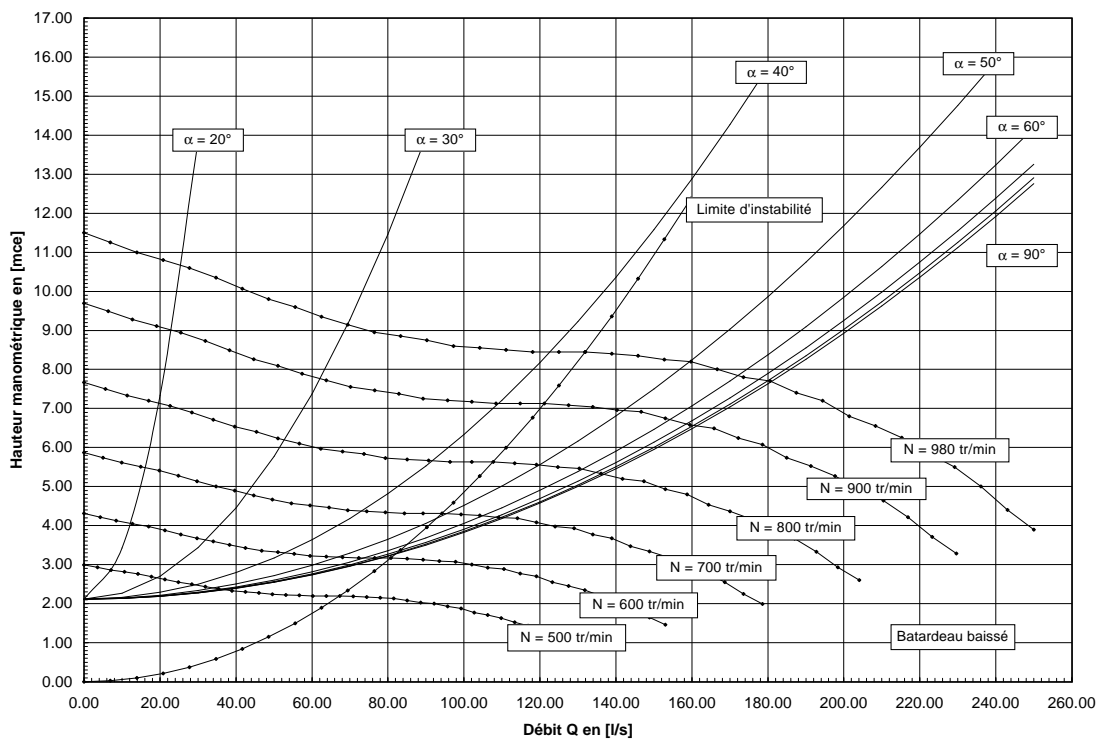


FIG. 8.9 – Graphique théorique du point de fonctionnement de la boucle d'essai en fonction de la vitesse de rotation du moteur et de la position de la vanne

8.3.3 Caractéristique intrinsèque de débit réel

Dans ce paragraphe, nous comparons les résultats des premiers tests d'étalonnage de la vanne VDN150 COMAP (série de mesure B) avec les données prescrites par le fournisseur. Nous pourrions de cette manière vérifier si les données du fournisseur sont incluses dans la gamme des écarts autorisés, comme si la boucle satisfaisait aux exigences d'accréditation.

Écarts autorisés entre les caractéristiques intrinsèques de débit réelles et annoncées par le constructeur

Ce paragraphe est issu de la norme CEI 60534-2-4 [21].

– Écart de coefficient de débit

Lorsqu'elles résultent d'un essai d'écoulement selon la norme CEI 60534-2-3, les valeurs individuelles d'essai des coefficients de débit ne doivent pas s'écarter de plus de $\pm 10 (1/\Phi)^{0,2} \%$ de celles annoncées par le constructeur (Φ représente le coefficient de débit relatif). Cet écart n'est pas à prendre en considération pour les coefficients de débit à des courses données lorsque les valeurs annoncées du coefficient de débit pour les mêmes courses tombent au-dessous des limites inférieures ou au-dessus des limites supérieures données par le tableau 8.1. La relation ci-dessus peut être utilisée pour calculer les écarts autorisés pour des coefficients de débit relatifs entre zéro et un.

– Écart de pente

La caractéristique intrinsèque de débit d'une vanne de régulation, tracée à partir des valeurs d'essai pour les incréments de course définis, ne doit pas faire apparaître d'écarts majeurs de pente. Par définition, un écart majeur de pente de la droite reliant deux points d'essai adjacents varie de plus de 2 à 1 ou de 0,5 à 1 par rapport à la pente d'une droite reliant les coefficients de débit définis par le constructeur pour les mêmes valeurs de course.

Les valeurs limites de coefficient de débit données dans le tableau 8.1 ne sont pas applicables aux exigences de pente.

Coefficient de débit	Limite inférieure	Limite supérieure
A_v	$1,2 \times 10^{-4}$	$(1,1 \times 10^{-6})d^2$
K_v	4,3	$(4,0 \times 10^{-2})d^2$
C_v	5	$(4,7 \times 10^{-2})d^2$

Note. — d = dimension de vanne en mm (utiliser la valeur du DN exprimée en mm pour les calculs)

TAB. 8.1 – Valeurs limites des coefficients de débit

Caractéristique de débit annoncée par le constructeur

Étant donné que le fournisseur de la vanne COMAP n'a pas pu mettre à notre disposition la courbe caractéristique de débit relatif Φ en tant que tel, nous avons été contraint de la recalculer

grâce aux données qui nous ont été communiquées, à savoir l'abaque intitulé « Courbes des pertes de charge pour robinets à papillon » disponible à la figure 8.10.

Pour ce faire, nous avons relevé la perte de charge de la vanne papillon de diamètre 150 mm en fonction de la position de l'obturateur et ceci pour différents débits, soit 10, 20, 40, 100, 200 et 400 m³/h. Ces données nous ont alors permis de tracer, pour chaque débit, une courbe caractéristique reprenant en abscisse la course relative de l'obturateur et en ordonnée le coefficient de débit relatif (voir figure F.1 annexe F.1).

Afin de s'affranchir des erreurs de lecture, nous avons alors appliqué pour chaque course relative une moyenne arithmétique entre les six valeurs de coefficient de débit relatif obtenues.

Ensuite, nous avons tracé la courbe caractéristique de débit disponible à la figure 8.11. Nous l'avons comparée à la caractéristique intrinsèque idéale de débit linéaire et à la caractéristique intrinsèque idéale de débit « égal pourcentage » (voir paragraphe 4.4.3 rapport de stage [2]). Par ailleurs, nous constatons que la caractéristique de débit annoncée par le constructeur se rapproche de manière évidente de la caractéristique intrinsèque idéale de débit « égal pourcentage », ce qui démontre son aptitude à la régulation (voir paragraphe 4.3.2).

Résultats

La figure 8.12 représente la caractéristique intrinsèque de débit relevée lors des essais. On y retrouve la courbe du fournisseur, ainsi que les points de mesure issus des essais de la série *B* et enfin les deux courbes d'écart autorisées prescrites par la norme.

Nous constatons tout d'abord que la courbe du fournisseur n'est pas comprise dans l'intervalle autorisé par la norme. Les points d'essai se situent au-dessus de la courbe du fournisseur.

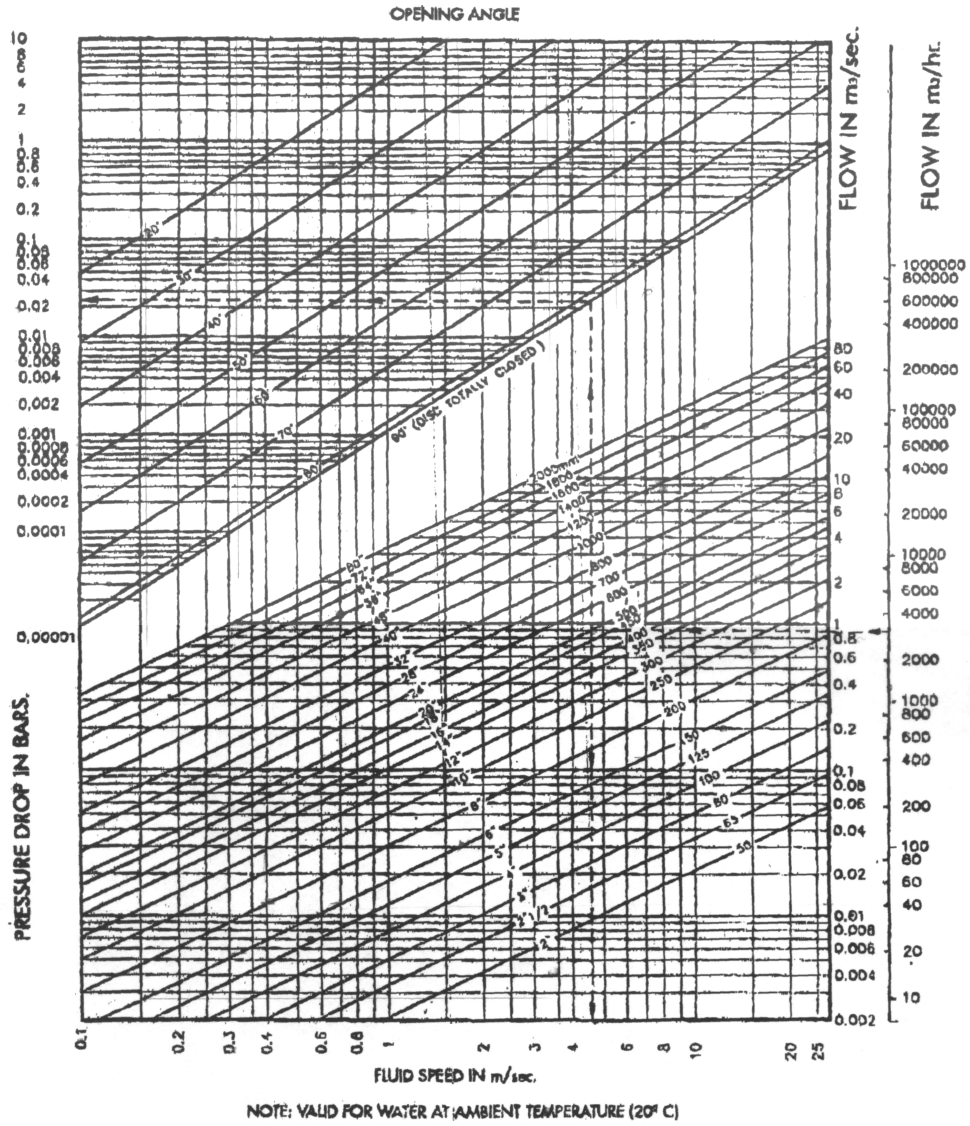
Nous observons également une légère discontinuité dans l'alignement des points relatifs aux essais entre les courses relatives de 0,4 et 0,5. Cette discontinuité est due au jeu résiduel entre le secteur à butée franche et la vis sans fin du servomoteur. Comme dit précédemment, il serait intéressant de rechercher dans l'avenir un servomoteur dont le jeu résiduel dans l'accouplement mécanique soit minimal.

Il est important de remarquer que les points du premier test sont relatifs à un seul essai, alors que pour un étalonnage, la norme prescrit de faire trois essais pour 100%, 50% et 10% de la pression différentielle disponible (voir paragraphe 7.5.1). Cette pression différentielle sera réglée soit au moyen du batardeau soit au moyen de la vanne du bypass. Une fois les trois essais effectués, il convient de faire la moyenne des valeurs pour chaque ouverture de la vanne tout comme nous l'avons fait pour calculer la courbe du fournisseur.

La vérification sur l'écart de pente et sur l'inclusion de la courbe caractéristique du fournisseur dans l'intervalle des écarts tolérés est entièrement automatisée grâce à la feuille EXCEL disponible au tableau 8.2. Lorsque ces conditions sont globalement respectées, ce qui n'est pas notre cas, le calcul du coefficient intrinsèque de réglage est calculé également. Ce tableau permet de constater qu'il n'existe pas d'écart de pente majeure excepté entre les ouvertures relatives (0,22...0,33) et (0,89...1).

Malgré que le test d'étalonnage ne soit pas encore complet, il apparaît néanmoins visiblement que, dans ce cas, le constructeur fournit des données qui n'ont pas pu être vérifiées grâce aux essais réalisés. Nous rappelons que, d'une part, le fournisseur de la vanne n'a pas pu nous procurer la courbe de coefficient intrinsèque de débit et qu'il a été nécessaire de la recalculer avec la figure 8.10 manquant de précision et que, d'autre part, il faudra poursuivre la mise au point de la boucle jusqu'à son accréditation.

COURBES DES PERTES DE CHARGE POUR ROBINETS A PAPILLON



PDC-05/98

FIG. 8.10 – Abaque des pertes de charge pour vanne papillon COMAP de 50 à 2000 mm de diamètre

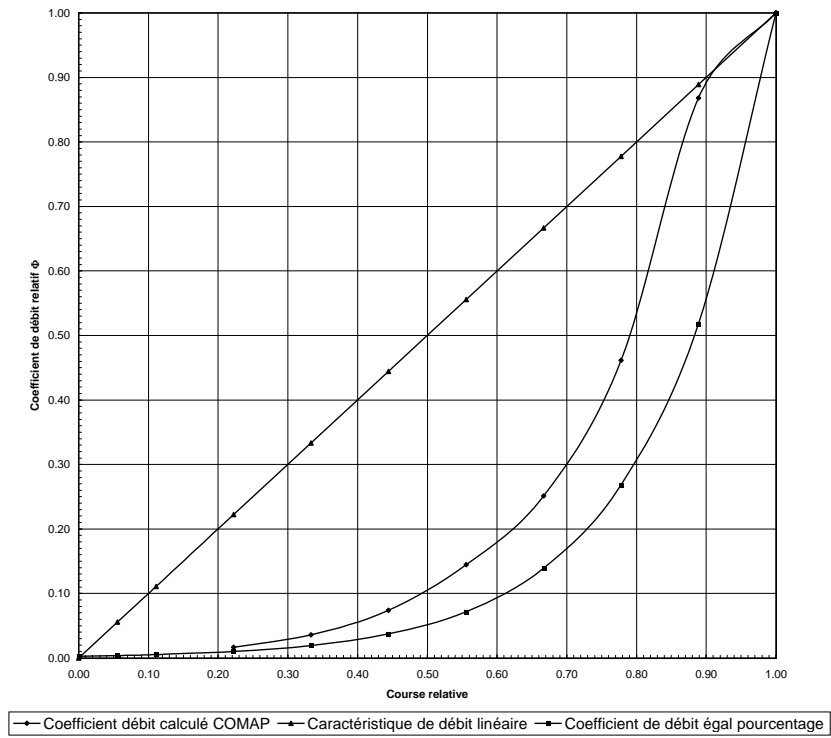


FIG. 8.11 – Caractéristique de débit calculée grâce aux données du constructeur COMAP

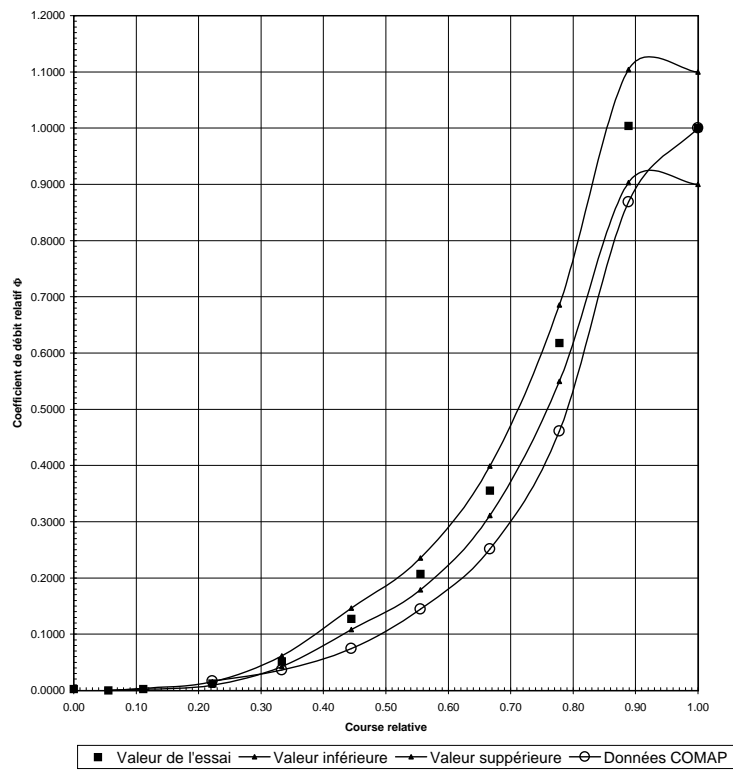


FIG. 8.12 – Graphique de la caractéristique intrinsèque de débit réelle de la vanne à étalonner et les écarts autorisés

TAB. 8.2 – Table de calcul des écarts limites du coefficient intrinsèque de débit

Essais					Plage de Φ			Coefficient constructeur			Écarts de pente				Écarts	
Coefficient de débit essai Cv	Coefficient de débit relatif Φ essai	Course en degré	Course relative	Écart autorisé % sur le coefficient de débit relatif (\pm)	Plage de Φ		Coefficient de débit Cv du constructeur	Coefficient de débit relatif Φ du constructeur	Φ inclut dans la plage de tolérance	Valeur de la pente pour la mesure	Valeur de la pente pour constructeur	Écart de pente borne supérieure	Écart de pente borne inférieure	Écart majeur de pente	Respect simultané de la plage de Φ et de la pente	Coefficient de débit relatif Φ si respecte conditions
					Valeur inférieure	Valeur supérieure										
4.81	0.0027	0	0.00													
0.00	0.00	5	0.06	447.1	0.0000	0.0000										
4.81	0.00	10	0.11	32.7	0.0018	0.0036				0.09		0.1728993	0.043225			
21.97	0.01	20	0.22	24.1	0.0093	0.0153	33.78	0.0164	NON	0.36	0.18	0.7115899	0.177897	OUI		
92.61	0.05	30	0.33	18.1	0.0425	0.0612	73.95	0.0360	NON	0.68	0.34	1.3548279	0.338707	NON	NON	
227.10	0.13	40	0.44	15.1	0.1079	0.1463	152.46	0.0741	NON	0.72	0.63	1.4402977	0.360074	NON	NON	
370.07	0.21	50	0.56	13.7	0.1787	0.2355	297.16	0.1445	NON	1.33	0.96	2.6625482	0.665637	NON	NON	
634.38	0.36	60	0.67	12.3	0.3114	0.3987	517.03	0.2515	NON	2.36	1.89	4.7261475	1.181537	NON	NON	
1103.53	0.62	70	0.78	11.0	0.5496	0.6856	948.36	0.4612	NON	3.47	3.66	6.9478671	1.736967	NON	NON	
1793.23	1.00	80	0.89	10.0	0.9033	1.1039	1785.53	0.8684	NON	-0.03	1.18	-0.064586	-0.016146	OUI	NON	
1786.82	1.00	90	1.00	10.0	0.9000	1.1000	2056.06	1.0000	OUI						NON	

Limite de coefficients de débit

DN	150
Limite inférieure	5
Limite supérieure	10575

Les valeurs non comprises ou égales aux limites apparaissent en gras italique

Calcul du coefficient intrinsèque de réglage

Valeur maximale du coefficient de débit à la plus petite valeur de ce coefficient pour lequel les écarts restent autorisés

Valeur maximale respectant les conditions 0

Valeur minimale respectant les conditions 0

Coefficient intrinsèque de réglage #DIV/0!

8.3.4 Couple hydrodynamique et de friction de la vanne

La mesure du couple rémanent dû aux frottements dans la vanne et celle du couple hydrodynamique ont été effectuées selon la procédure décrite au paragraphe 7.5.3.

Couple rémanent dû aux frottements

On peut observer à la figure 8.13 le couple rémanent dû aux frottements dans le siège de la vanne (*a*). Celui-ci a été mesuré sans écoulement dans une conduite humide. Il n'a pas été possible de respecter la procédure quant à la conduite noyée. En effet, pour respecter la norme, nous aurions dû démonter la vanne, ce qui n'était pas réalisable lors des premiers tests.

On constate que le couple maximal (92,8 Nm) est enregistré pour la vanne fermée. On peut aussi observer que le couple change de signe entre les angles d'ouverture de 70° et 80°. Et que lors du mouvement du papillon, entre la position d'ouverture et de fermeture, le couple est constant et vaut environ 7 Nm.

Couple hydrodynamique rémanent

On peut observer à la figure 8.14 deux courbes dont l'une représente le couple rémanent hydrodynamique et de frottement de la vanne (*b*), relevé durant les mesures de débit et de pression, et l'autre représente le couple rémanent hydrodynamique de la vanne (*c*). Ce dernier est obtenu en faisant la différence entre la courbe résultat (*b*) et la courbe résultat (*a*).

On peut observer sur ces résultats que la portance hydrodynamique maximale du papillon (effet « d'ailes » en incidence) est obtenue pour un angle d'ouverture de 66° et atteint une valeur de 24,5 Nm. Ce couple hydrodynamique sera d'autant plus grand que la vitesse moyenne de l'écoulement sera grande et que le diamètre de la tuyauterie sera grand (voir paragraphe 4.4.5 du rapport de stage industriel [2]).

8.3.5 Erreurs limites au niveau de confiance 95%

Ce paragraphe présente l'erreur limite au niveau de confiance 95% pour la série d'essai *B* et en fonction de l'ouverture du papillon de la vanne à étalonner.

Erreur limite pour le déversoir rectangulaire

L'erreur limite globale sur le débit du déversoir rectangulaire calculée selon la norme ISO 1438/1 au niveau de confiance 95% à partir de formules 5.9 et des données de la série d'essai *B*, fonction de l'ouverture de la vanne, est présentée au tableau 8.3.

	90°	80°	70°	60°	50°	40°	30°	20°	10°	5°
$X_{Q_r} = \pm$	1.53%	1.53%	1.53%	1.55%	1.58%	1.63%	1.84%	2.81%	9.64%	13.22%

TAB. 8.3 – Tableau de l'erreur limite de mesure sur le débit mesuré par le déversoir rectangulaire au niveau de confiance 95% (excepté l'erreur systématique)

On constate que l'erreur limite (excepté l'erreur systématique) sur le débit obtenu par le déversoir rectangulaire est conforme à la norme ISO CEI 60534-2-3, c'est-à-dire inférieure à $\pm 2\%$, (voir paragraphe 7.3.2) pour la plage d'ouverture de la vanne allant de 90° à 30° y compris. Pour les ouvertures de vannes plus petites, il sera nécessaire de mesurer le débit au moyen du déversoir triangulaire.

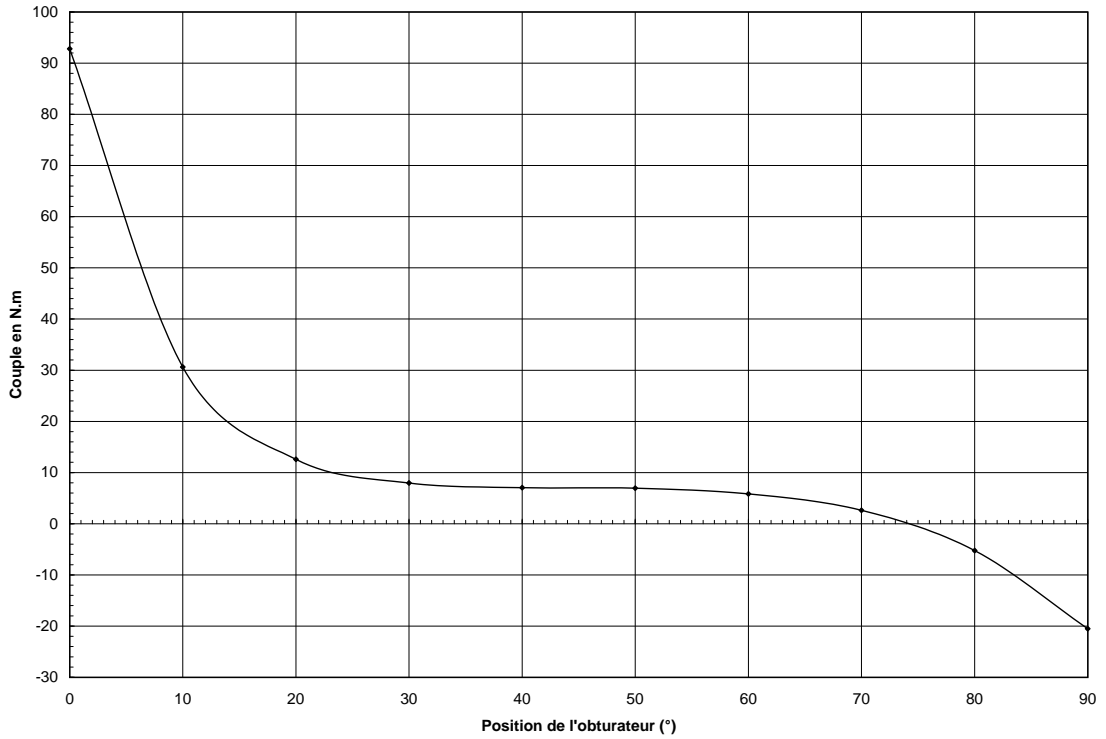


FIG. 8.13 – Graphique du couple rémanent dû au frottement en fonction de la position de la vanne

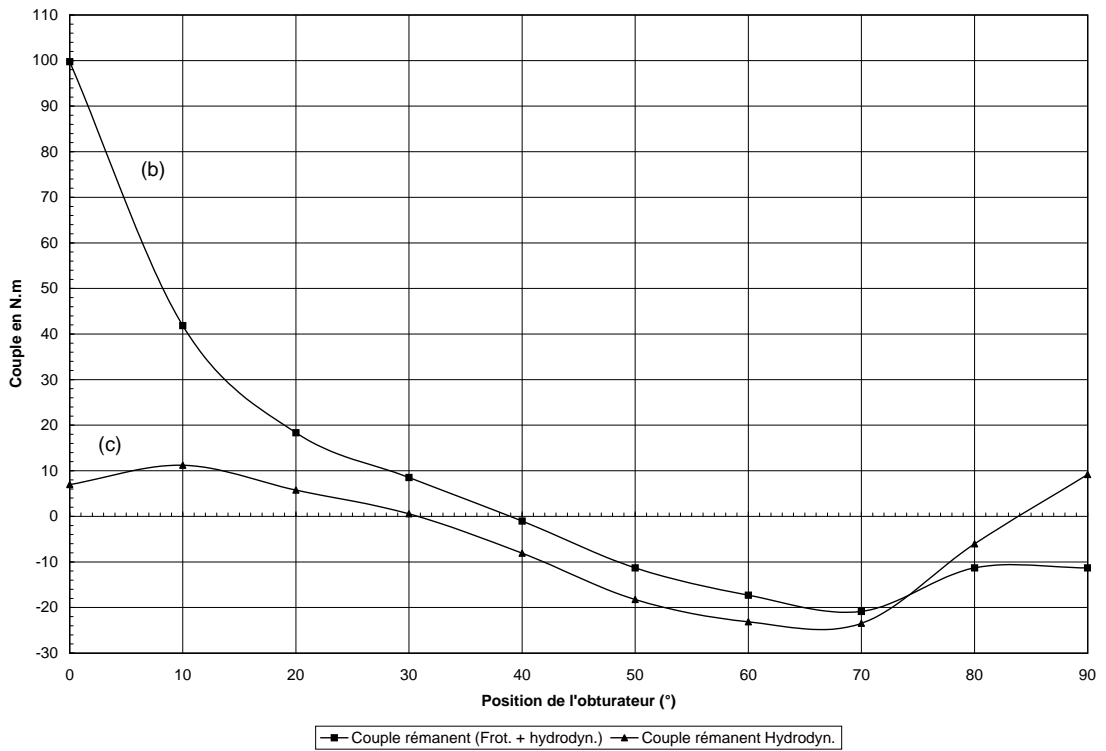


FIG. 8.14 – Graphique du couple hydrodynamique rémanent en fonction de la position de la vanne

Le détail des calculs exécutés sur une feuille EXCEL est disponible en annexe C.1.5 tableau C.2.

Erreur limite pour le déversoir triangulaire

Par manque de temps, il n'a pas été possible de faire de mesures avec le déversoir triangulaire. C'est pourquoi l'erreur limite globale sur le débit calculée selon la norme ISO 1438/1 au niveau de confiance 95% à partir de formules 5.10 n'a pas pu être déterminée. Cependant la feuille EXCEL est prête en vue de ces futures mesures (annexe C.1.5 tableau C.3).

Erreur limite sur le débit mesuré par le débitmètre électromagnétique

L'erreur limite globale sur le débit du débitmètre électromagnétique calculée selon la norme ISO/TR 6817 au niveau de confiance 95% à partir de la formule 5.15 et pour la série de mesures *B*, est donnée en fonction de l'ouverture de la vanne au tableau 8.4.

	90°	80°	70°	60°	50°	40°	30°	20°	10°
$X_{débit} = \pm$	0.05%	0.05%	0.05%	0.06%	0.08%	0.11%	0.20%	0.72%	3.27%

TAB. 8.4 – Tableau de l'erreur limite de mesure sur le débit mesuré par le débitmètre électromagnétique au niveau de confiance 95% (excepté l'erreur systématique)

On constate que l'erreur limite (excepté l'erreur systématique) sur le débit obtenu par le débitmètre électromagnétique est conforme à la norme ISO CEI 60534-2-3, c'est-à-dire inférieure à $\pm 2\%$, (voir paragraphe 7.3.2) pour la plage d'ouverture de la vanne allant de 90° à 20° y compris. Pour les ouvertures de vannes plus petites, il sera nécessaire de diminuer la gamme du débitmètre électromagnétique de manière à augmenter la sensibilité de l'appareil de mesure.

Erreur limite sur la pression

L'erreur limite globale sur la pression calculée au niveau de confiance 95% à partir de la formule 5.17 et de la série de mesure *B*, est donnée en fonction de l'ouverture de la vanne au tableau 8.5.

	90°	80°	70°	60°	50°	40°	30°	20°	10°	5°
$X_{am} = \pm$	6.30%	11.87%	3.74%	1.69%	1.45%	1.84%	1.62%	2.12%	2.26%	2.1%
$X_{av} = \pm$	0.85%	0.86%	1.68%	2.74%	5.70%	7.09%	19.41%	11.82%	9.59%	11.1%

TAB. 8.5 – Tableau de la moyenne de l'erreur limite de mesure de la pression sur les prises de pression amont et aval au niveau de confiance 95% (excepté l'erreur systématique)

On constate que l'erreur limite (excepté l'erreur systématique) sur la pression n'est globalement pas conforme à la norme ISO CEI 60534-2-3, c'est-à-dire inférieure à $\pm 2\%$ (voir paragraphe 7.3.2), excepté pour la plage d'ouverture allant de 60° à 30° y compris pour les prises de pression amont et pour la plage d'ouverture allant de 90° à 70° pour les prises de pression aval. On constate, d'autre part, que l'erreur limite est très légèrement supérieure à la norme pour la plage d'ouverture de la vanne allant de 20° à 5° concernant les prises de pression amont.

Il apparaît normal que les erreurs limites soient plus élevées aux grandes ouvertures pour les pressions amont et aux petites ouvertures aux pressions aval. En effet, dans ces deux cas, la pression mesurée est très faible face à la gamme de mesure du capteur. Pour remédier à ce problème, il suffira simplement d'utiliser en parallèle avec le capteur de pression d'une gamme de 1,5 bar déjà installé, un capteur de pression d'une gamme plus réduite pour augmenter la sensibilité de la mesure. Toutefois, il sera nécessaire de prendre des précautions particulières afin de ne pas surcharger le capteur et d'éviter sa détérioration par des pressions supérieures à sa gamme de mesure.

Enfin, nous expliquons que l'erreur de mesure sur la pression amont pour les faibles ouvertures de la vanne est plus élevée parce que les variations de pression engendrées par la pompe se font d'autant plus sentir. Cette erreur limite légèrement supérieure à la norme ne pourra pas être améliorée dans l'immédiat.

En conclusion, avant tout étalonnage, il sera nécessaire d'utiliser en parallèle deux capteurs de pression dont les gammes de mesure sont complémentaires afin d'atteindre la précision recherchée.

8.3.6 Indice de cavitation commençante K_c

Lors des essais, nous avons constaté la formation de bulles de vapeur pour les ouvertures de la vanne à étalonner allant de 90° à 75° . Ces bulles implosent ensuite un peu plus loin dans la canalisation. Ce phénomène disparaît pour les plus petites ouvertures de la vanne à étalonner. Pour identifier ce phénomène et savoir s'il s'agit plutôt de cavitation, d'un sillage ou encore d'une dépression provoquée par l'axe de la vanne, nous avons pratiqué un test supplémentaire. Nous constatons, au préalable, qu'il est anormal d'obtenir une sorte de cavitation pour les faibles pertes de charge de la vanne. En effet, plus la perte de charge est élevée, plus le risque de cavitation est élevé.

Pour obtenir l'indice de cavitation commençante K_c pour une position donnée de la vanne à étalonner, il est nécessaire de faire varier le débit en mesurant la perte de charge aux bornes de la vanne (voir paragraphe 4.4.4 et figure 4.5 du rapport de stage [2]). La variation de débit ne peut se faire, pour le moment, qu'au moyen du bypass. De plus le bypass n'est équipé que d'une vanne manuelle. Le pas de positionnement est de 18° . Nous n'avons donc pas pu obtenir beaucoup de points de mesure.

Nous avons effectué ce test pour une position fixe (30°) de la vanne à étalonner. Ensuite nous avons progressivement ouvert la vanne du bypass tout en mesurant la perte de charge et le débit.

Nous pouvons observer à la figure 8.15 la courbe résultat où l'abscisse est définie par la racine carrée de la perte de charge aux bornes de la vanne à étalonner en Pa et où l'ordonnée représente le débit en m^3/s .

Nous n'observons pas sur cette figure de réduction de capacité de débit de la vanne. Il s'en suit que nous nous trouvons donc dans un régime d'écoulement turbulent et non de cavitation et de vaporisation. Pour pouvoir calculer le coefficient K_c de cavitation de la vanne, il faudrait disposer d'une pression différentielle plus importante au borne de la vanne à étalonner.

On en conclut que le phénomène observé n'est pas de la cavitation mais plutôt une dépression locale engendrée par la combinaison de plusieurs facteurs :

- D'une part, l'axe de la vanne n'est pas intégré dans la lentille du papillon. Le profil du papillon et de son axe pourraient engendrer une dépression en aval de celle-ci.

- D'autre part, pour les grandes ouvertures de la vanne, nous atteignons de grandes vitesses de l'eau circulant dans les tuyaux $DN150$, de l'ordre de 9 m/s . Cette vitesse crée probablement un sillage en aval de la vanne.

Ce phénomène est apparenté à la cavitation et les bulles de vapeur qui implosent produisent un bruit très caractéristique s'accompagnant de vibrations et d'ondes de choc engendrant des contraintes superficielles très importantes sur le papillon de la vanne. On pourrait le vérifier en examinant l'état du papillon après une période d'utilisation d'une certaine durée.

8.4 Conclusions

Bien que le manque de temps ne nous ait pas permis de faire une campagne de tests complète permettant de valider le banc d'étalonnage, les tests effectués nous aurons tout au moins permis de vérifier ou de réfuter certains calculs et hypothèses et de nous rendre compte des problèmes relatifs aux mesures et à leurs erreurs.

Il apparaît évident qu'il reste encore un travail conséquent avant que l'on puisse rendre opérationnelle la boucle de test prévue pour l'étalonnage.

Pour la suite, il faudra, notamment, en plus d'être particulièrement vigilant aux remarques faites dans ce rapport, tester la vanne à la fermeture dans le sens antihorlogique, à l'ouverture dans le sens horlogique et antihorlogique, respecter au mieux les procédures décrites et analyser les résultats qui en découlent.

Les points principaux à investiguer ou à corriger sont : la résolution du problème de la mesure du débit par le déversoir rectangulaire, la correction de la perte de charge singulière

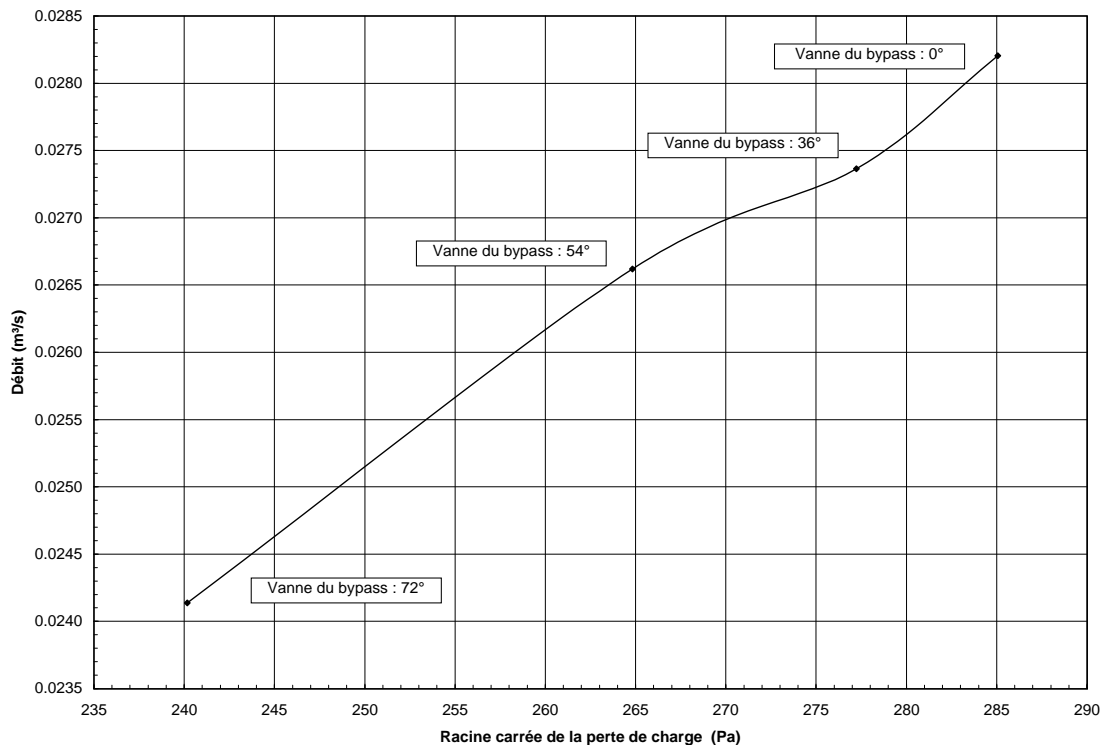


FIG. 8.15 – Régime d'écoulement dans la vanne à étalonner pour une position d'ouverture à 30°

engendrée par la bride aval à la vanne à étalonner, l'ajout d'un capteur de pression pour la mesure des faibles pressions, l'analyse du jeu de l'assemblage servomoteur-vanne.

Cependant, les quelques résultats obtenus sur les deux semaines de tests réalisés sont prometteurs et ont montré qu'il serait possible, moyennant quelques modifications, d'obtenir des données fidèles et suffisantes pour l'étalonnage de vannes de régulation.

Chapitre 9

Conclusions

9.1 Perspectives d'avenir

La pluridisciplinarité du projet que nous avons mené laisse entrevoir une multitude de perspectives d'avenir. En effet, il est possible d'envisager diverses améliorations.

La première d'entre elles, sans doute la plus nécessaire, serait l'achat d'une pompe verticale hélicentrifuge multicellulaire capable de fournir plus de pression que la pompe actuellement disponible. Celle-ci nous permettrait d'atteindre une différence de pression plus importante aux bornes de la vanne à étalonner. Nous pourrions, de cette manière, élargir la plage de mesure tout en espérant atteindre le seuil de cavitation et l'engorgement de la vanne. Étant donné que la résistance de la tuyauterie est assurée jusque 10 bars (*PN10*), nous pourrions atteindre sans risque une hauteur manométrique de 6 bars sans devoir remplacer la tuyauterie existante.

Une deuxième amélioration possible, couplée à la première, serait de se procurer une pompe dont la zone de stabilité en débit serait plus étendue qu'actuellement. Nous pourrions alors prévoir un système de variation de débit par variation de vitesse de rotation de la pompe. Cette méthode a l'avantage d'être plus économique lors du fonctionnement, et d'autoriser une régulation automatique du débit.

Un troisième perfectionnement envisagé, peut-être plus abordable dans un avenir proche que le remplacement de la pompe, serait de créer une régulation de débit grâce au bypass. Il serait en effet possible de positionner la vanne du bypass au moyen d'un servomoteur réagissant aux consignes émises par un PID. Celui-ci recevrait à la fois le signal provenant du débitmètre électromagnétique et la consigne utilisateur. Cela permettrait de faire varier le débit de manière plus fine pour une position de la vanne à étalonner et contribuerait à améliorer la stabilité du débit à chaque point de mesure.

Une quatrième perspective, ne demandant pratiquement aucune modification, serait de détourner l'objectif premier de la boucle d'essai, en se servant de l'installation, non plus pour étalonner des vannes, mais pour étalonner d'autres instruments de mesure de débit.

De fait, nous disposerons après plusieurs étalonnages de vannes de diamètres différents d'une gamme de convergents-divergents. Ceux-ci permettront l'étalonnage de débitmètres électromagnétiques de diamètres différents placés à l'endroit prévu pour la vanne à étalonner.

De plus, nous avons à notre disposition un long canal garantissant l'uniformité du profil de vitesse. Nous pourrions donc nous en servir pour étalonner d'autres appareils de mesures de débit comme par exemple les moulinets en prévoyant un système de rails latéraux sur les murs.

Une dernière perspective possible, envisageable à plus longue échéance, serait de se servir des expériences acquises par le premier prototype de boucle d'étalonnage pour concevoir et réaliser une boucle d'étalonnage accréditée en boucle fermée. Celle-ci serait conforme à la norme ISO 60534-2-3 et devrait comporter entre autres un système de mise sous pression ainsi qu'un système de réfrigération.

Avant toute amélioration, il sera cependant nécessaire de terminer les tests de la boucle d'étalonnage afin de valider ou non les mesures et de remédier aux problèmes signalés dans ce rapport.

9.2 Conclusions techniques

Ce Travail de Fin d'Études, effectué au Laboratoire de Recherches Hydrauliques du Ministère de l'Équipement et des Transports, a consisté en la conception et la réalisation d'une boucle de test pour vannes hydrauliques de régulation en vue d'une accréditation.

Il s'est articulé autour de plusieurs sujets parmi lesquels on compte la conception, l'étude de la métrologie, l'analyse des normes en vigueur, la réalisation et enfin les premiers tests et résultats.

On peut considérer la conception et la réalisation de la boucle de test comme un premier prototype de boucle d'étalonnage qui a permis de réfléchir, non seulement, aux problèmes technologiques et aux problèmes relatifs aux normes, mais aussi aux techniques de mesure et à leurs applications. Cette expérience, qui s'intègre donc dans une perspective de travail à plus long terme, a abouti à une première analyse de résultats qui servira de base aux projets futurs concernant la normalisation d'une boucle d'étalonnage pour vanne de régulation.

Bien que le manque de temps ne nous ait pas permis de faire une campagne de tests complète permettant de valider le banc d'étalonnage, celle-ci nous aura tout du moins permis de vérifier ou de réfuter certains calculs et hypothèses et de nous rendre compte des problèmes relatifs aux mesures et à leurs erreurs, principalement concernant la détermination des pertes de charge et la mesure du débit.

De plus, les quelques résultats obtenus sur les deux semaines de tests réalisés sont prometteurs et ont montré qu'il serait possible, moyennant quelques modifications, d'obtenir des données fidèles et suffisantes pour l'étalonnage de vannes de régulation.

Néanmoins, il apparaît évident qu'il reste encore un travail conséquent avant que l'on puisse rendre opérationnelle la boucle de test prévue pour « l'étalonnage ». En effet, tantôt des impossibilités temporelles, tantôt matérielles ne nous ont pas laissé explorer toutes les pistes qui se sont présentées. Il a donc fallu se concentrer sur les objectifs définis pour ne pas se perdre dans des considérations détournées.

Entre autres choses, il nous semblerait particulièrement intéressant de faire une étude complète de la chaîne de mesure afin d'identifier et de dénombrer si possible, les erreurs de mesures qu'elles soient systématiques, accidentelles ou matérielles, et d'identifier leurs causes afin de rendre possible l'obtention de résultats fiables, justes et précis, exploitables en tant que données de référence.

Pour la suite, il faudra être particulièrement vigilant aux remarques faites dans ce rapport, principalement la résolution du problème de la mesure du débit par le déversoir rectangulaire, l'analyse du jeu de l'assemblage servomoteur-vanne, la correction de la perte de charge singulière engendrée par la bride aval à la vanne à étalonner, l'ajout d'un capteur de pression pour la mesure des faibles pressions, l'élimination du bruit sur le signal de mesure de pression de la vanne.

Il faudra aussi respecter au mieux les procédures décrites lors des prochains essais et analyser soigneusement les résultats qui en découlent.

9.3 Conclusions personnelles

Cette période s'est révélée très enrichissante, tant au niveau des contacts humains que de la découverte du réel travail de l'ingénieur, de son approche des problèmes et de son environnement.

Le fait d'avoir pu naviguer tant aux côtés d'ouvriers que d'ingénieurs, chacun apportant sa contribution à un objectif commun, m'a permis de prendre conscience de l'importance des relations humaines par rapport aux questions techniques.

L'alliance entre le stage industriel et le travail de fin d'études nous aura permis d'allier des aspects théoriques, de mise en pratique, de réalisation, et de construction ainsi que de mesures et de tests.

Pour réussir à traiter ce problème de grande envergure, il a été nécessaire de le diviser en sous-entités gérables indépendamment. J'ai pu me rendre compte par la pratique qu'il est bien souvent plus compliqué de se poser les bonnes questions que de trouver la solution à un problème bien formulé.

J'ai été particulièrement étonné et honoré par la confiance et les responsabilités croissantes qui m'ont été accordées tout au long de ce travail, notamment en ce qui concerne la gestion de l'ensemble du projet, la conception et le calcul, la réalisation ou encore les choix technologiques.

Les différentes étapes suivies durant cette étude illustrent bien ce que les leçons de la réalité peuvent nous apprendre. L'initiative, la persévérance, l'obstination, la longue réflexion, la froide patience, la compréhension d'ensemble, la curiosité, le discernement, le bon sens et l'imagination sont autant d'ingrédients qui ont enrichi mon expérience.

Bibliographie

- [1] Encyclopaedia universalis france, 1995.
- [2] Jean David CAPRACE.
Conception et réalisation d'une boucle d'étalonnage pour vanne de régulation - avant projet.
Stage industriel, Institut Supérieur Industriel de Bruxelles, août 2001.
- [3] A. ESCARMELLE sous la direction du professeur Y. ZECH.
Étude de la quatrième écluse de lanaye avec une vanne papillon de 3,125 m de diamètre.
Rapport technique, Université Catholique de Louvain, mars 1997.
Dossier 286/12-96 ; étude menée en exécution de la commande 97/496/X.6.2.5.2(Lanaye) passée au Laboratoire de génie Civil de l'UCL par le Laboratoire de Recherches Hydrauliques.
- [4] M.E.T.
Un peu d'histoire.
Extrait d'une circulaire interne concernant l'histoire et les tâches du LRH.
- [5] G.C. et M.M.
Hybridations en labo.
MET Info.
- [6] Commission Electrotechnique Internationale.
CEI 60534-1 Vannes de régulation des processus industriels - Première partie : Terminologie des vannes de régulation et considérations générales, 1987.
- [7] International Organization for Standardization.
ISO 6708 Composants de réseau de tuyauteries - Définition et sélection des DN (diamètre nominal), 1995.
- [8] International Organization for Standardization.
ISO 7268 Tuyauterie - Définition de la pression nominale, 1983.
- [9] Institut Belge de Normalisation.
NBN E 29-103 Dimensions de raccordement des brides PN 10, juin 1974.
- [10] Gabriel GEORGES.
Cours de mécanique et thermodynamique appliquées - Les pompes, 2000-2001.
Pompes centrifuges pages 14 et 15.
- [11] Olivier GHILAIN.
Modélisation d'un circuit d'alimentation hydraulique. essai d'asservissement adaptatif en débit par modification de la vitesse de rotation de la pompe.
Travail de fin d'Études, Institut Supérieur Industriel de Charleroi, juin 2002.
- [12] I.E.IDEL'CIK.
Mémento des pertes de charge.
Direction des études et recherches d'électricité de France. Paris : Eyrolles, 1979.

- Traduction de l'ouvrage publié en langue russe sous le titre *Spravochnik po gidravlitcheskim soprotivleniam*; Moscou, Gosenergorzdat, 1960.
- [13] International Organization for Standardization.
ISO 1438 Mesure de débit de l'eau dans les canaux découverts au moyen de déversoirs et de canaux venturi - Partie 1 : Déversoirs en mince paroi, 1980.
- [14] International Organization for Standardization.
ISO 6817 Mesure de débit d'un fluide conducteur dans les conduites fermées - Méthode par débitmètre électromagnétique, 1992.
- [15] AFNOR.
NF EN ISO 6817 - Mesure de débit d'un fluide conducteur dans les conduites - Méthode par débitmètres électromagnétiques, Novembre 1995.
- [16] Jean-Noël STAUB et Laurence BERGOUGNOUX.
Débitmètres électromagnétiques.
Techniques de l'Ingénieur, R 6(R 2275), juillet 1994.
- [17] International Organization for Standardization.
ISO/TR 5168 Mesure de débit des fluides - Calcul de l'incertitude, 1998.
- [18] J. ETIENNE.
Cours de construction des machines, 2000.
- [19] Commission Electrotechnique Internationale.
CEI 60534-2-1 Vannes de régulation des processus industriels - Parties2-1 : Capacité d'écoulement - Equations de dimensionnement pour l'écoulement des fluides dans les conditions d'installation, Septembre 1998.
- [20] Commission Electrotechnique Internationale.
CEI 60534-2-3 Vannes de régulation des processus industriels - Parties2-3 : Capacité d'écoulement - Procédures d'essai, Décembre 1997.
- [21] Commission Electrotechnique Internationale.
CEI 60534-2-4 Vannes de régulation des processus industriels - Parties2-4 : Caractéristiques intrinsèques de débit et coefficient intrinsèque de réglage, Octobre 1989.
- [22] Commission Electrotechnique Internationale.
CEI 60534-8-2 Vannes de régulation des processus industriels - Parties8-2 : Considération sur le bruit - Mesure en laboratoire du bruit créé par un débit hydraulique à travers une vanne de régulation, 1991.
- [23] Christian ROLLAND.
L^AT_EXguide pratique.
Addison-Wesley France S.A., juin 1995.
Édition revue et augmentée pour L^AT_EX 2_ε.
- [24] Michel GOOSSENS et Frank MITTELBACH et Alexander SAMARIN.
The L^AT_EX Companion.
Addison-Wesley publishing company, mai 1994.

Annexe A

Annexe au chapitre 2

A.1 Organigramme du Laboratoire de Recherches Hydrauliques

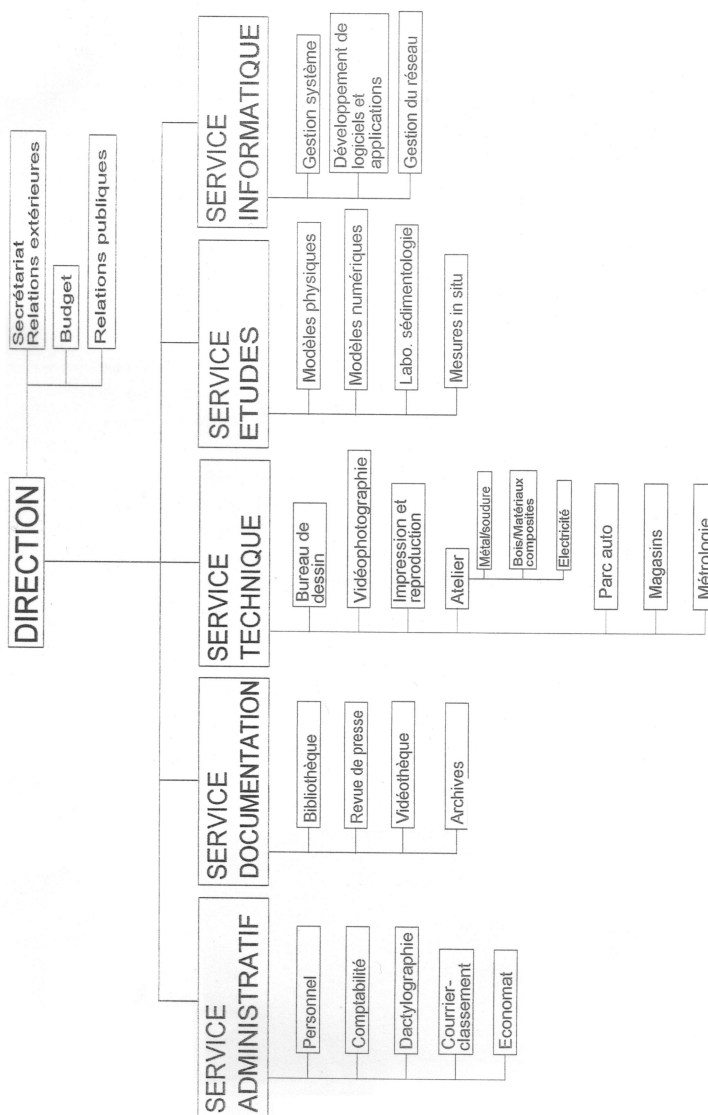


FIG. A.1 – Organigramme du Laboratoire de Recherches Hydrauliques

Annexe B

Annexe au chapitre 4

B.1 Calcul des pertes de charge

Le tableau B.1 reprend les caractéristiques géométriques de chaque entité du circuit hydraulique. Les tableaux B.2, B.3, B.4 et B.5 reprennent le détail des pertes de charge linéaires et singulières. La solution affichée au tableau B.5 a été calculée pour un débit théorique de 250 l/s. La solution pour tous les débits intermédiaires entre 0 et 250 l/s a été calculée grâce à la fonction « Gestionnaire de scénarios » du tableur EXCEL.

La figure B.1 représente le résultat du calcul des pertes de charge et donne le point de fonctionnement au débit maximal théorique. La figure B.2 a été recalculée après les essais grâce au coefficient de perte de charge de la vanne mesuré. Ceci permet de nous rendre compte du comportement de la boucle d'étalonnage en fonction de la position de la vanne à étalonner.

Calcul des pertes de charges pour la boucle d'étalonnage de vannes hydrauliques

Données

Débit pour le calcul des pertes de charges	0.25	[m³/s]		
Masse volumique ρ du fluide	1000	[Kg/m³]		
Viscosité dynamique μ	0.001203	[Pa . s]		
Accélération pesanteur	9.81	[m/s²]		
Hauteur d'eau entre l'aspiration et le refoulement	2.26	[m]	Batardeau abaissé	hypothèse jet à pression atmosphérique
Hauteur d'eau entre l'aspiration et le refoulement	2.92	[m]	Batardeau levé	hypothèse jet noyé

Caractéristiques de la tuyauterie de la boucle d'étalonnage

ID	Descriptif	Angle [°]	DN entré [m]	DN sortie[m]	Longueur [m]	Diamètre moyen [m]	Matériaux	Rayon de courbure [m]	Rugosité [m]	ligne	singu
am1	Restriction brusque à la sortie de la pompe passant de 350 à 300		0.35	0.3	0.2	0.325	PVC		0.00005	x	x
am2	Té à séparation de courant		0.3	0.3	0.3	0.3	PVC		0.00005	x	x
am3	Longueur du tuyau en amont du débitmètre électromagnétique		0.3	0.3	2.1	0.3	PVC		0.00005	x	
am4	Longueur du débitmètre électromagnétique		0.3	0.3	0.54	0.3	PVC		0.00005	x	
am5	Longueur en aval du débitmètre électromagnétique		0.3	0.3	1.5	0.3	PVC		0.00005	x	
am6	Convergent d'un angle de 7° passant d'un diamètre de 300 à 150	7	0.3	0.15	1.226	0.225	PE HD usiné		0.0006	x	x
am7	Longueur de tuyau en amont de la vanne		0.15	0.15	1.2	0.15	PVC		0.00005	x	
am8	Longueur de test en amont de la vanne		0.15	0.15	1.5	0.15	PMMA extrudé		0.0005	x	
VDN150	Vanne papillon		0.15	0.15	0.055	0.15	Élastomère		0.00003	x	x
av1	Longueur de test en aval de la vanne		0.15	0.15	1.5	0.15	PMMA extrudé		0.0005	x	
av2	Longueur de tuyau en aval de la vanne		0.15	0.15	1.2	0.15	PVC		0.00005	x	
av3	Divergent d'un angle de 7° passant d'un diamètre de 150 à 300	7	0.15	0.3	1.226	0.225	PE HD usiné		0.0006	x	x
av4	Longueur de tuyau		0.3	0.3	1.150	0.3	PVC		0.00005	x	
av5	Coude à 90°		0.3	0.3	0.63	0.3	PVC	0.4	0.00005	x	x
av6	Longueur de tuyau entre les deux coudes		0.3	0.3	0.8263	0.3	PVC		0.00005	x	
av7	Coude à 90°		0.3	0.3	0.63	0.3	PVC	0.4	0.00005	x	x
av8	Divergent d'un angle de 14° en position jet noyé	14	0.3	0.3736	0.300	0.3368	TOLE ACIER		0.0001	x	x

TAB. B.2 – Table de calcul de la perte de charge du circuit en fonction du débit (partie 2/5)

Perte de charge en ligne

A	Perte de charge en ligne pour une longueur L de tuyau de diamètre D = 0.3 m pour les ID [am2,am3,am4,am5,av4,av6]					
	Masse volumique ρ [kg/m ³]	1000				
	Débit [m ³ /s]	0.25				
	Vitesse du fluide c [m/s]	3.54				
	Viscosité dynamique μ [Pa.s]	0.001203				
	Renoltz Re	18863690.06			Perte de charge linéique	1778.404502 [Pa]
	Longueur de tuyau L [m]	6.42				0.017784045 [Bar]
	Diamètre hydraulique D[m] ID [am3]	0.3				
	Rugosité ε [m] ID [am3]	0.00005				
	Coefficient de frottement f	0.01329				
B	Perte de charge en ligne pour coudes à 90° pour les ID [av5,av7]				page 192 mémento perte de charges	
	Masse volumique ρ [kg/m ³]	1000				
	Débit [m ³ /s]	0.25				
	Vitesse du fluide c [m/s]	3.54				
	Viscosité dynamique μ [Pa.s]	0.001203				
	Renoltz Re	1847233.767			Perte de charge linéique	363.1649742 [Pa]
	Longueur de tuyau L [m] ID [av5]	0.63				0.00363165 [Bar]
	Diamètre hydraulique D[m] ID [av5]	0.3				
	Rugosité ε [m] ID [av5]	0.00005				
	Coefficient de frottement f	0.01386				
	ζ_{90}	0.02911				
	δ°	90.00000				
nombre de singularité	2					
C	Perte de charge en ligne pour une longueur L de tuyau de diamètre D = 0.15 m pour les ID [am8,av1]					
	Masse volumique ρ [kg/m ³]	1000				
	Débit [m ³ /s]	0.25				
	Vitesse du fluide c [m/s]	14.15				
	Viscosité dynamique μ [Pa.s]	0.001203				
	Renoltz Re	35279566.22			Perte de charge linéique	53954.42804 [Pa]
	Longueur de tuyau L [m]	3.00				0.53954428 [Bar]
	Diamètre hydraulique D[m] ID [am8]	0.15				
Rugosité ε [m] ID [am8]	0.0005					
Coefficient de frottement f	0.02696					

TAB. B.3 – Table de calcul de la perte de charge du circuit en fonction du débit (partie 3/5)

D	Perte de charge en ligne pour une longueur L de tuyau de diamètre D = 0.15 m pour les ID [am7,av2]			
	Masse volumique ρ [kg/m ³]	1000		
	Débit [m ³ /s]	0.25		
	Vitesse du fluide c [m/s]	14.15		
	Viscosité dynamique μ [Pa.s]	0.001203		
	Renoltz Re	28223652.97	Perte de charge linéique	24491.67277 [Pa]
	Longueur de tuyau L [m]	2.40		0.244916728 [Bar]
	Diamètre hydraulique D[m] ID [am7]	0.15		
	Rugosité e [m] ID [am7]	0.00005		
	Coefficient de frottement f	0.01530		
Ebis	Perte de charge en ligne pour les ID [av3]			
	F0/F1	0.25	Voir mémento des pertes de charges pages 156, 157, 68	
	f	0.02533		
	ζ_{ligne}	0.0486		
	Masse volumique ρ [kg/m ³]	1000	Perte de charge linéique	4864.897923 [Pa]
	Débit [m ³ /s]	0.25		0.048648979 [Bar]
	Vitesse du fluide c [m/s]	14.15		
Diamètre hydraulique D[m]	0.15			
Ebis	Perte de charge en ligne pour les ID [am6]			
	ζ_{ligne}	0.0400	diagramme 5.2	
	Masse volumique ρ [kg/m ³]	1000	Perte de charge linéique	4002.812193 [Pa]
	Débit [m ³ /s]	0.25		0.040028122 [Bar]
	Vitesse du fluide c [m/s]	14.15		
	Diamètre hydraulique D[m]	0.15		
F	Perte de charge en ligne pour une longueur L de tuyau de diamètre D = 0.325 m pour les ID [am1]			
	Masse volumique ρ [kg/m ³]	1000		
	Débit [m ³ /s]	0.25		
	Vitesse du fluide c [m/s]	3.01		
	Viscosité dynamique μ [Pa.s]	0.001203		
	Renoltz Re	501011.5912	Perte de charge linéique	41.90142705 [Pa]
	Longueur de tuyau L [m]	0.20		0.000419014 [Bar]
	Diamètre hydraulique D[m]	0.325		
	Rugosité e [m]	0.00005		
	Coefficient de frottement f	0.01499		

TAB. B.4 – Table de calcul de la perte de charge du circuit en fonction du débit (partie 4/5)

G	Perte de charge en ligne pour une longueur L de tuyau de diamètre D = 0.15 m pour les ID [VDN150]			
	Masse volumique ρ [kg/m ³]	1000		
	Débit [m ³ /s]	0.25		
	Vitesse du fluide c [m/s]	14.15		
	Viscosité dynamique μ [Pa.s]	0.001203		
	Reynoldz Re	646792.0473	Perte de charge linéique	554.6907387 [Pa]
	Longueur de tuyau L [m]	0.06		0.005546907 [Bar]
	Diamètre hydraulique D[m]	0.15		
	Rugosité e [m]	0.00003		
	Coefficient de frottement f	0.01512		
H	Perte de charge en ligne pour une longueur L de tuyau de diamètre D = 0.3 m pour les ID [av8]			
	Masse volumique ρ [kg/m ³]	1000		
	Débit [m ³ /s]	0.25		
	Vitesse du fluide c [m/s]	2.81		
	Viscosité dynamique μ [Pa.s]	0.001203		
	Reynoldz Re	699108.1926	Perte de charge linéique	55.76990547 [Pa]
	Longueur de tuyau L [m]	0.30		0.000557699 [Bar]
	Diamètre hydraulique D[m]	0.3368		
	Rugosité e [m]	0.0001		
	Coefficient de frottement f	0.01592		
<u>Perte de charge singulière</u>				
I	Perte de charge locale pour les ID [av5,av7]			
			Voir mémento des pertes de charges pages	192,193
	ζ_{local}	0.1819		
	Masse volumique ρ [kg/m ³]	1000	Perte de charge locale	2274.914876 [Pa]
	Débit [m ³ /s]	0.25		0.022749149 [Bar]
	Vitesse du fluide c [m/s]	3.54		
	Diamètre hydraulique D[m] ID[av3]	0.3		
Nombre de singularités	2			
J	Perte de charge locale pour les ID [av3]			
			Voir mémento des pertes de charges pages	156,157
	ζ_{local}	0.0547		
	Masse volumique ρ [kg/m ³]	1000	Perte de charge locale	5478.798154 [Pa]
	Débit [m ³ /s]	0.25		0.054787982 [Bar]
	Vitesse du fluide c [m/s]	14.15		
	Diamètre hydraulique D[m]	0.15		
Nombre de singularités	1			

TAB. B.5 – Table de calcul de la perte de charge du circuit en fonction du débit (partie 5/5)

K	Perte de charge locale pour les ID [am6]	Voir mémento des pertes de charges pages 93		
	La perte de charge singulière est nulle en raison du faible angle de conicité.			
L	Perte de charge locale pour les ID [am1]	Voir mémento des pertes de charges pages 95		
	ζ_{local}	0.1327		
	Masse volumique ρ [kg/m ³]	1000	Perte de charge locale	829.6645094 [Pa]
	Débit [m ³ /s]	0.25		0.008296645 [Bar]
	Vitesse du fluide c [m/s]	3.54		
	Diamètre hydraulique D [m]	0.3		
	Nombre de singularités	1		
M	Perte de charge locale pour les ID [av8]	Voir mémento des pertes de charges pages 391		
	ζ_{local}	0.6525		
	Masse volumique ρ [kg/m ³]	1000	Perte de charge locale	4080.992119 [Pa]
	Débit [m ³ /s]	0.25		0.040809921 [Bar]
	Vitesse du fluide c [m/s]	3.54		
	Diamètre hydraulique D [m]	0.3		
	Nombre de singularités	1		
N	Perte de charge locale pour les ID [am2]	Voir mémento des pertes de charges pages 265		
	ζ_{local}	0.0000		
	Masse volumique ρ [kg/m ³]	1000	Perte de charge locale	0 [Pa]
	Débit [m ³ /s]	0.25		0 [Bar]
	Vitesse du fluide c [m/s]	3.54		
	Diamètre hydraulique D [m]	0.3		
	Nombre de singularités	1		
O	Perte de charge locale pour les ID [VDN150]	Voir mémento des pertes de charges pages 338	Position d'ouverture maximale	
	ζ_{local}	0.2497		
	Masse volumique ρ [kg/m ³]	1000	Perte de charge locale	1561.468269 [Pa]
	Débit [m ³ /s]	0.25		0.015614683 [Bar]
	Vitesse du fluide c [m/s]	3.54		
	Diamètre hydraulique D [m]	0.3		
	Nombre de singularités	1		
	Résultat du calcul des pertes de charges vanne totalement ouverte et pour le jet noyé			104333.5804 [Pa]
				1.043335804 [Bar]

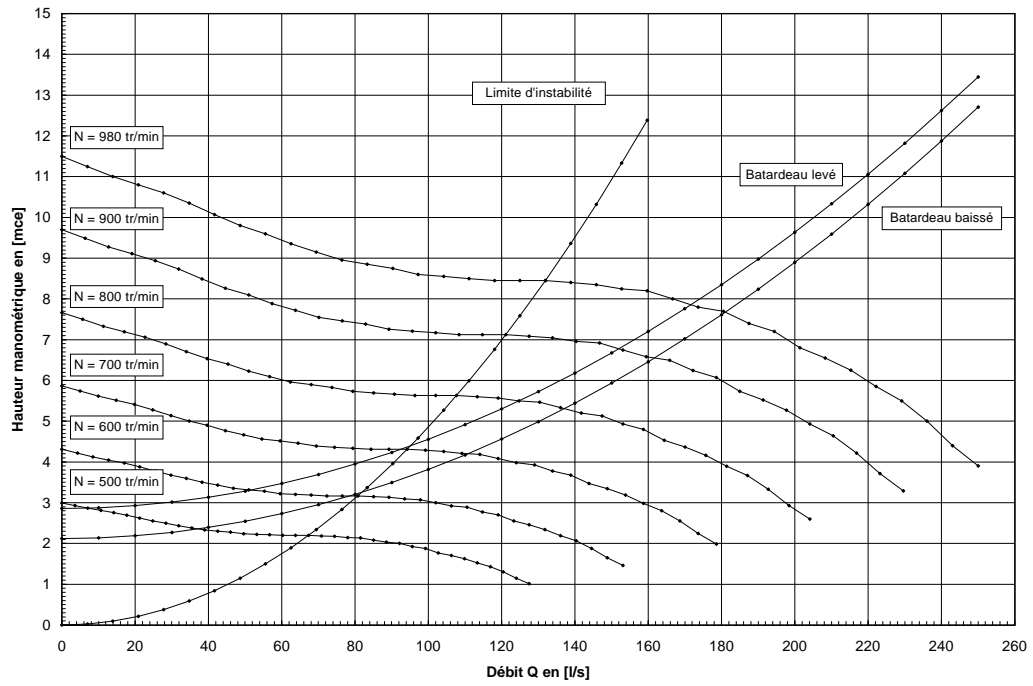


FIG. B.1 – Points de fonctionnement théoriques de la boucle d'étalonnage

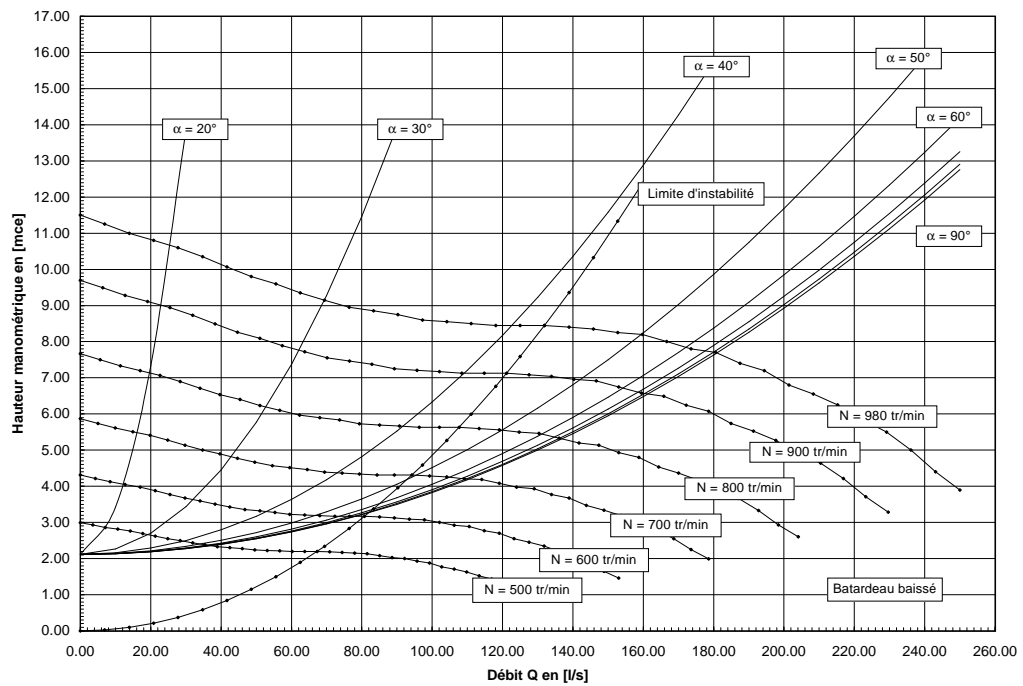


FIG. B.2 – Graphique théorique du point de fonctionnement de la boucle d'essai en fonction de la vitesse de rotation du moteur et de la position de la vanne

B.2 Dimensionnement du divergent

Calcul de l'angle optimal du divergent et de l'encombrement

Le tableau B.6 représente la feuille de calcul EXCEL qui nous a permis de déterminer l'angle optimal α_{opt} du divergent et l'encombrement de la section d'essai.

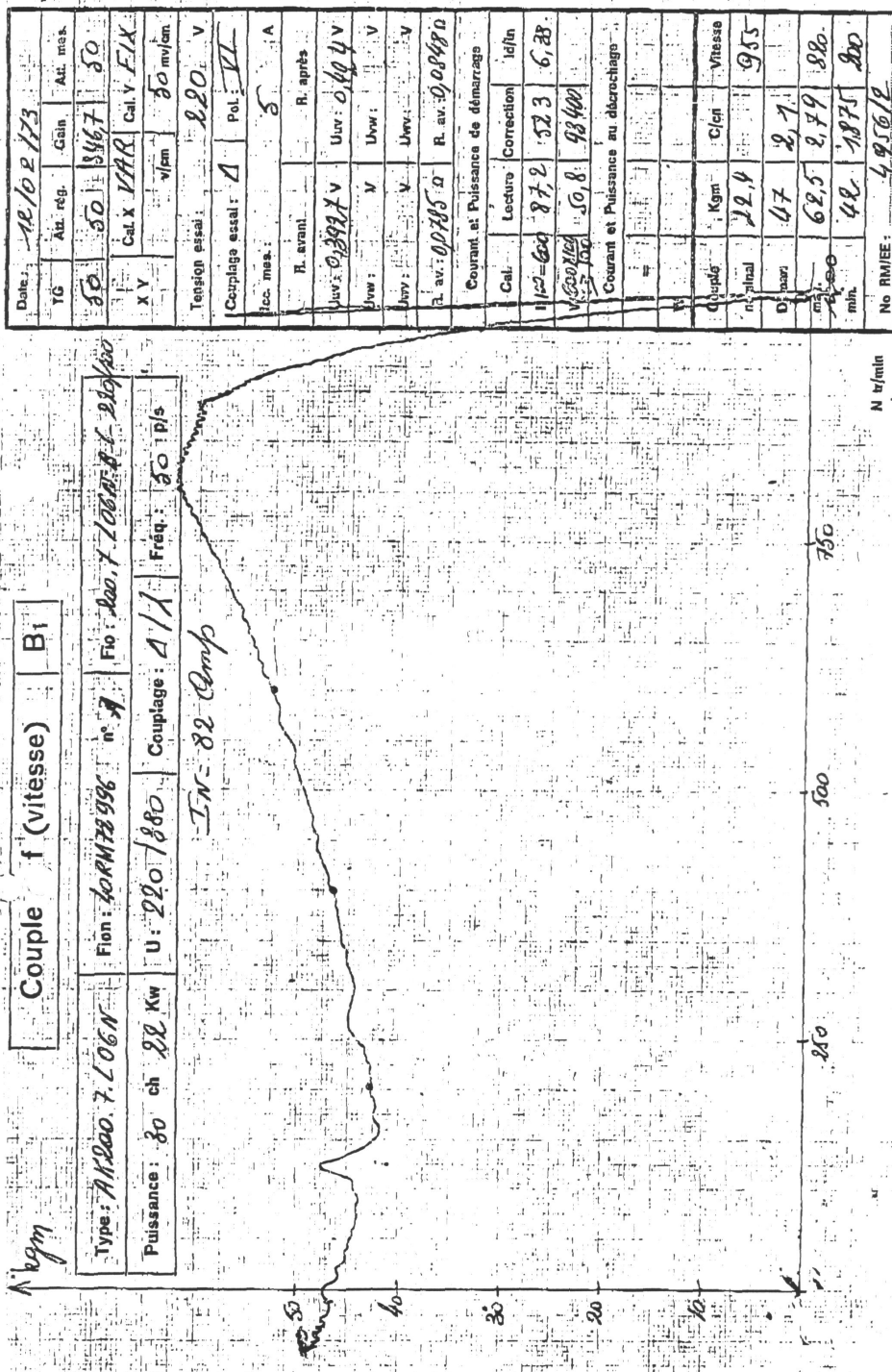
	Aval	Aval	Aval	Aval	Aval	Aval	Aval
DN	300						
Section (m²)	0.0707						
Rapport section (am/av)		n_1					
	Aval	Aval	Aval	Aval	Aval	Aval	Aval
	100	125	150	200	250	300	
	0.0079	0.0123	0.0177	0.0314	0.0491	0.0707	
	9	5.76	4	2.25	1.44	1	
	DN100	DN125	DN150	DN200	DN250	DN300	
n_1	9	5.76	4	2.25	1.44	1	
K1	1	1	1	1	1	1	
Coefficient frottement au débit maximal	0.02617	0.02573	0.02533	0.02461	0.02399	0.02346	
Angle optimal (°) du divergent	5.4	5.7	6.0	7.3	10.1	0.0	
Nombre de DN minimal en amont et aval	13	13	13	13	13	13	
Longueur du Convergent am6	2.1	1.8	1.4	0.8	0.3	0.0	
Longueur du Tuyauterie amont am7 et am8	1.3	1.625	1.95	2.6	3.25	3.9	
Longueur du Tuyauterie aval av1 et av2	1.3	1.625	1.95	2.6	3.25	3.9	
Longueur du Divergent av3	2.1	1.8	1.4	0.8	0.3	0	
Longueur Totale (m)	6.9	6.8	6.7	6.8	7.1	7.8	
Longueur d'essai disponible (m)	7.96	7.96	7.96	7.96	7.96	7.96	

TAB. B.6 – *Tableau de calcul de l'angle optimal du divergent et de l'encombrement de la section d'essai*

MANUFACTURER'S DATA-SHEET FOR ELECTRIC MOTORS (3 PHASES)

1	TYPE :	TYPE :	AK 200.7L 06N
2	NORMES / CARCASSE :	STANDARDS / FRAME :	/ 200 L
3	Puissance/Vitesse nominale	Rated output/Full-load speed	22 kW 30 HP 960 r.p.m.
4	SERVICE/TENSION/FREQUENCE	SERVICE/VOLTAGE/FREQUENCY	100 % / 220/380V / 50 Hz.
5	COUPLAGE STATOR/TYPE de ROTOR	WINDING CONNECTION/ROTOR TYPE	ETOILE/TRIANGLE / a cage STAR / DELTA / SQUARE CAG
6	ISOLEMENT/ECHAUFF. MAX.	INSULATION/MAX. TEMP. RISE.	B / 70 °K: PAR RES °K: BY RES
7	SENS DE ROTATION (vu côté attaque)	ROTATION (from driving end)	DDOITE / GAUCHE / LES DEUX CW / CCW / BOTH
8	COURANTS: CHARGE/VIDE (220/380V)	FULL-LOAD/NO LOAD CURRENT	80 / 46,5 / 30 / 17,3
9	COURANT DE DEMARRAGE	STARTING CURRENT	640 % IN % F.L.C.
10	COUPLE NOMINAL	RATED TORQUE	219 Nm / 22,3 MKg
11	COUPLES: DEMAR./MAX./MINIMUM	STARTING/BREAKDOWN/PULL-UP TORQUE	200 / 230 / 180 % CN % F.L.I.
12	COS. PHI : 1/4 3/4 1/2 CHARGE	POWER FACTOR: 1/4 3/4 1/2 LOAD	0,82 / 0,78 / 0,70
13	RENDEMENT : 1/4 3/4 1/2 CHARGE	EFFICIENCY: 1/4 3/4 1/2 LOAD	89 / 89,5 / 88,5 %
14	COS. PHI A ROTOR BLOQUE	LOCKED ROTOR POWER FACTOR	0,47
15	TEMPS A ROTOR BLOQUE	LOCKED ROTOR SECONDS	FROID 23 CHAUD 12 SEC COLD WARM SEC
16	TEMPS de DEMARRAGE MAX.	PERMISSIBLE STARTING SECONDS	FROID 35 CHAUD 18 SEC COLD WARM SEC.
17	CONSTANTE de TEMPS de l'échauffement	HEATING TIME CONSTANT	33 MIN.
18	TENSION RESIDUELLE MAXIMUM	MAXIMUM RESIDUAL VOLTAGE	100 % UN
19	τ _E :	τ _E :	SEC.
20			
21			
22			
23	PROTECTION	ENCLOSURE	
24	PONDS TOTAL MOTEUR / ROTOR	WEIGHT OF MOTOR / ROTOR	230 / 57,7 Kg
25	PD2 ROTOR / J ROTOR	WDR OF ROTOR / J ROTOR	0,40 / 0,20 Kg/m ²
26	ROULEMENT: COTE ATTAQUE.	BEARING: DRIVING END	N° : 6 12
27	ROULEMENT: COTE OPP. ATTAQUE	BEARING: NON-DRIVING END	N° : 6 12
28	LUBRIFIANT/INTERVAL/QUANTITE	LUBRICATION/INTERVAL/QUANTITY.	Graisse / 15000 H / 20 gr. Grease / BR.
29	EFFORT AXIAL MAXIMUM	MAXIMUM AXIAL THRUST	186 389 Kg
30	EFFORT RADIAL MAXIMUM	MAXIMUM RADIAL THRUST	469 Kg
31	JEU AXIAL MIN./MAX.	ROTOR END PLAY MIN./MAX.	0,4 / 1,4 mm.
32	ENTREFER SIMPLE :	ROTOR AIR GAP	0,40 mm.
33	POSITION BOITE A BORNES	LOCATION OF TERMINAL BOX.	
34	NOMBRE DE BORNES	NUMBER OF TERMINALS.	6
35	ENTREES BOITE A BORNES	ENTRIES TERMINAL BOX.	TA 36
36	NIVEAU DE BRUIT LP/LWP	NOISE LEVEL LP/LWP	70 / 81 dBA.
37	VIBRATIONS MAX. (AMPLIT. SIMPLE)	MAX. VIBRATIONS (SINGLE AMPLIT.)	38 μm.
38	VIBRATIONS MAX. (VITESSE EFFECT.)	MAX. VIBRATIONS (EFFECT SPEED)	2,8 mm/s.
39			
40			

TAB. B.8 – Tableau des caractéristiques techniques du moteur ACEC de la pompe hélicentrifuge (partie 2/2)



Date: 12/02/73	At. mes.	At. mes.
TG 50	Aut. rég. 346,7	50
XV	Cal. X VHR	Cal. Y FIX
	v/jan	50 ml/jan.
Tension essai: 220 V		
Couplage essai: A	Pol: VI	
Proc. mes: A		
R. avant: 0,3927 V	Uuv: 0,404 V	
Uuv: V	Uuv: V	
Uuv: V	Uuv: V	
R. av: 0,0785 A	R. av: 0,0880 A	

FIG. B.3 – Graphique Couple-Vitesse du moteur ACEC de la pompe hélicentrifuge

B.3.2 Coupe longitudinale de la pompe

La coupe longitudinale de la pompe est disponible à l'annexe I.0.5.

B.3.3 Théorie de la similitude de Rateau

Fonctionnement en similitude

Deux rotors de turbo-machines fonctionnent en similitude lorsqu'en toute paire de points homologues des écoulements les triangles de vitesse sont semblables. Cette définition va nous permettre de calculer ce que deviendront les caractéristiques de la pompe si on modifie sa vitesse de rotation. On constate que pour une même machine à deux vitesses de rotations différentes, cette définition est vérifiée.

Similitude de Rateau

Lorsque deux écoulements sont en similitude, on obtient les trois relations suivantes liant respectivement le débit, la hauteur manométrique et la puissance pour les deux écoulements.

$$\frac{q_v}{q_v^*} = \frac{l}{l^*} \cdot \frac{r^2}{r^{*2}} \cdot \frac{n}{n^*} \quad (\text{B.1})$$

$$\frac{H}{H^*} = \frac{r^2}{r^{*2}} \cdot \frac{n^2}{n^{*2}} \quad (\text{B.2})$$

$$\frac{P}{P^*} = \frac{l}{l^*} \cdot \frac{r^4}{r^{*4}} \cdot \frac{n^3}{n^{*3}} \quad (\text{B.3})$$

avec l (m) longueur de passage à la sortie de la roue,
 r (m) rayon extérieur de la roue,
 n (tr/min) vitesse de rotation.

La relation B.2 nous a permis d'établir la figure 4.8.

Annexe C

Annexe au chapitre 5

C.1 Déversoirs

C.1.1 Plans des déversoirs

On observe à la figure C.1 et C.2 les plans du déversoir triangulaire et du déversoir rectangulaire qui ont été réalisés par la société ÉCOTECHNIC.

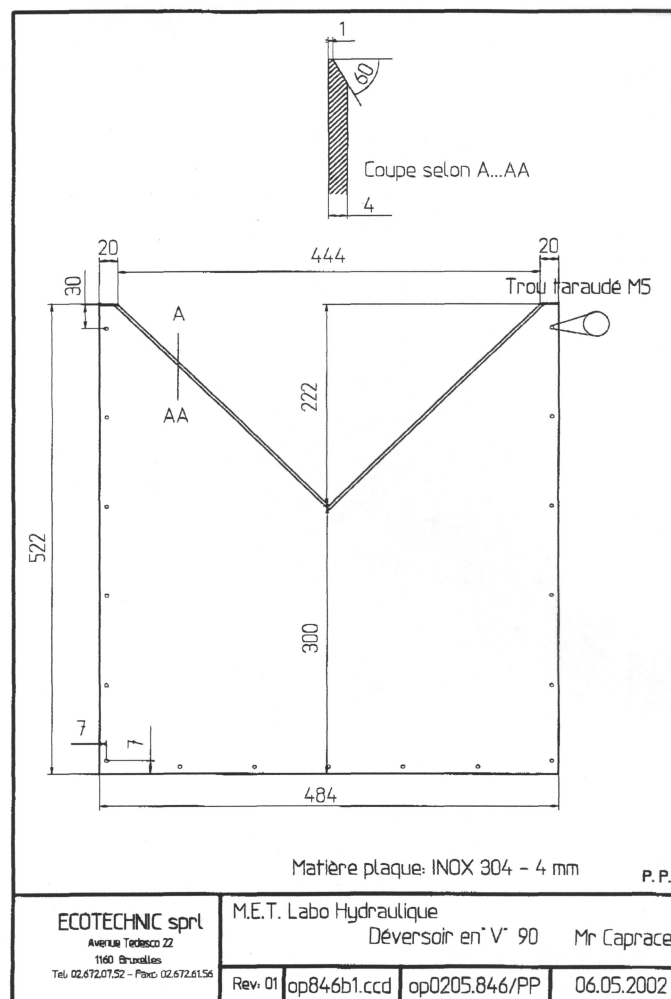


FIG. C.1 – Plan du déversoir triangulaire provenant du fournisseur ÉCOTECHNIC

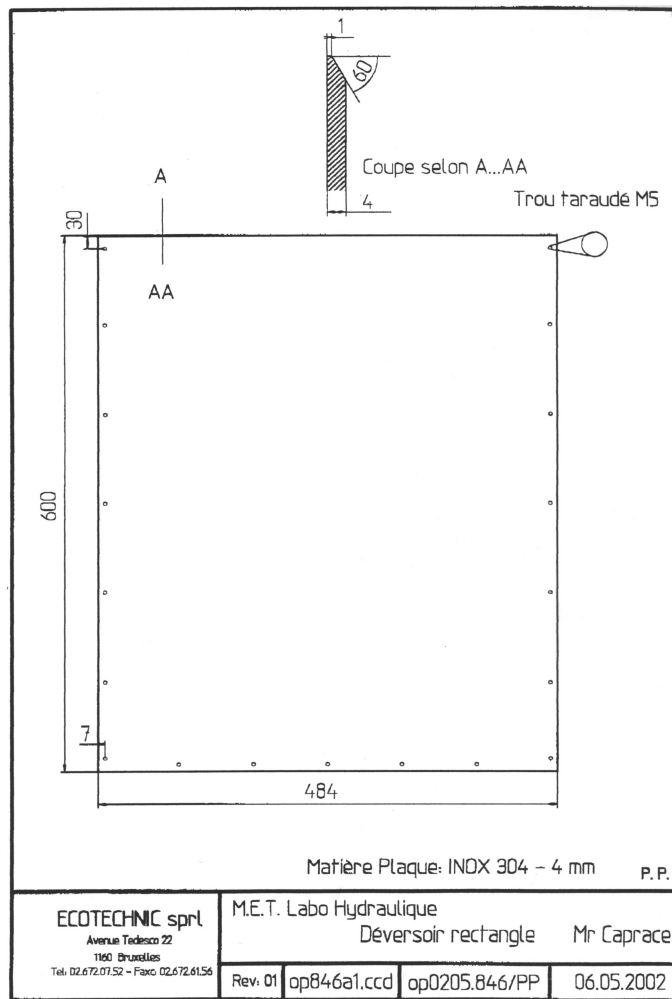


FIG. C.2 – Plan du déversoir rectangulaire provenant du fournisseur ÉCOTECHNIC

C.1.2 Courbes références fournisseur

Les figures C.3 et C.4 représentent respectivement la courbe de référence pour le déversoir triangulaire et la courbe de référence pour le déversoir rectangulaire que nous a procurées le fournisseur ÉCOTECHNIC.

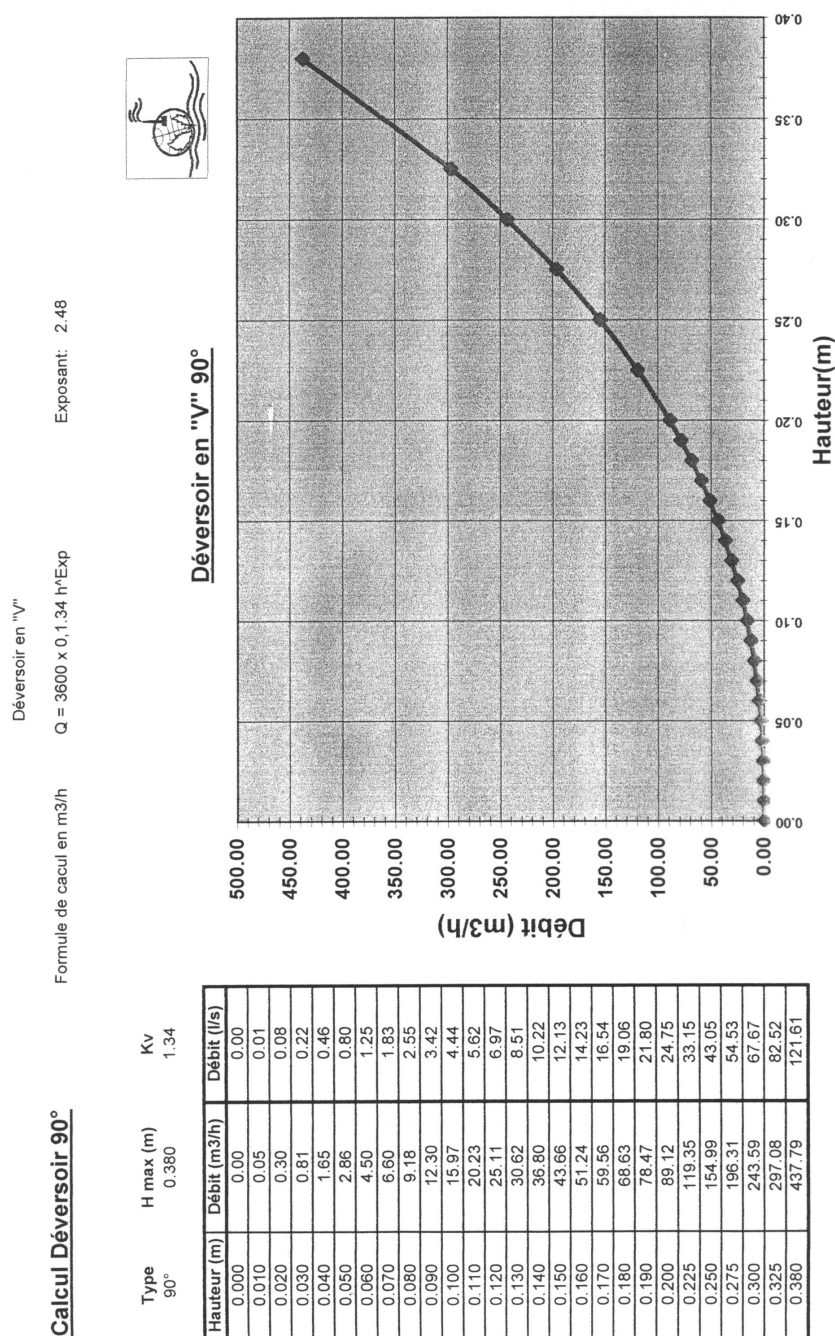


FIG. C.3 – Courbe de référence du déversoir triangulaire du fournisseur ÉCOTECHNIC

Déversoir en mince paroi

Formule :

$$Q = 2/3 * \mu * b * (2 * g)^{0.5} * h^{1.5}$$

Ou

$$q = 9.81 \text{ m/s}^2$$

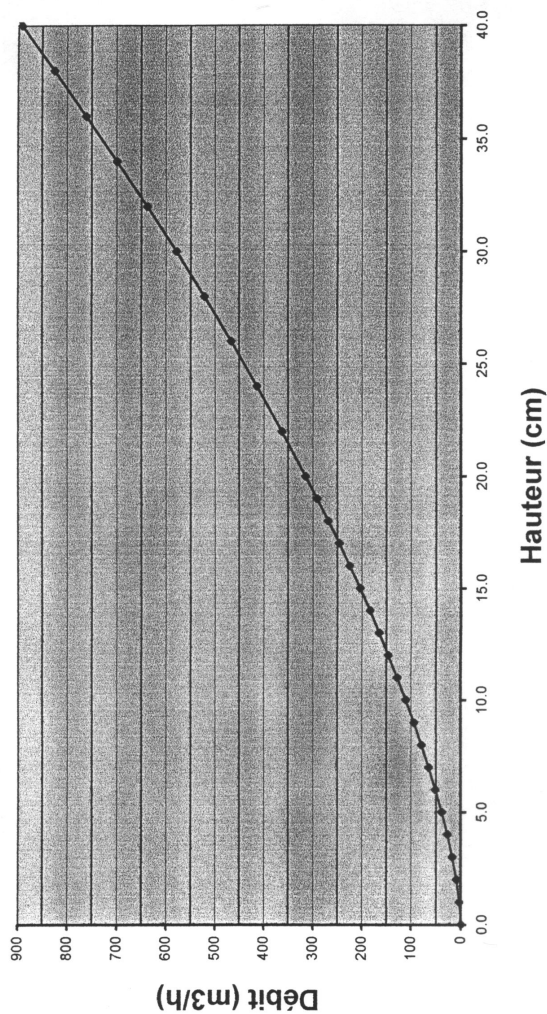
$$b = 0.5 \text{ (m) longueur de lame}$$

$$\mu = 0.6638 \text{ Déversoir en mince paroi}$$

$$h = \text{hauteur d'eau au-dessus de la lame}$$



Déversoir en mince paroi (largeur 0.5 m)



H chute (cm)	Débit en m³/h	Débit en l/s
0,0	0,0	0,0
1,0	3,5	1,0
2,0	10,0	2,8
3,0	18,3	5,1
4,0	26,2	7,4
5,0	34,4	9,6
6,0	42,8	11,9
7,0	51,4	14,4
8,0	60,1	16,9
9,0	68,9	19,4
10,0	77,8	21,9
11,0	86,8	24,4
12,0	95,9	26,9
13,0	105,1	29,4
14,0	114,4	31,9
15,0	123,8	34,4
16,0	133,3	36,9
17,0	142,9	39,4
18,0	152,6	41,9
19,0	162,4	44,4
20,0	172,2	46,9
22,0	191,8	51,9
24,0	211,4	56,9
26,0	231,0	61,9
28,0	250,6	66,9
30,0	270,2	71,9
32,0	289,8	76,9
34,0	309,4	81,9
36,0	329,0	86,9
38,0	348,6	91,9
40,0	368,2	96,9
40,23	370,0	97,0

FIG. C.4 – Courbe de référence du déversoir rectangulaire du fournisseur ÉCOTECHNIC

C.1.3 Détail de calcul des courbes de référence

On peut observer au tableau C.1 la feuille de calcul EXCEL qui a servi au dimensionnement et au calcul de la courbe de référence du déversoir rectangulaire et du déversoir triangulaire. Les figures C.5 et C.6 reprennent respectivement la courbe de référence du déversoir rectangulaire et du déversoir triangulaire.

Tableau de dimensionnement

Conditions de validités

$h/p < 1$	OK
$0.03 < h < 0.75$	OK
$b > 0.3 \text{ m}$	OK
$p > 0.1 \text{ m}$	OK

$Q > 0.03$	OK
------------	----

Conditions de validités

$20^\circ < \alpha < 100^\circ$	OK
$0.1 < h/p < 2$ pour $\alpha = 90^\circ$	OK
$h/p < 0.35$ pour $\alpha \neq 90^\circ$	NO
$0.1 < p/B < 1$ pour $\alpha = 90^\circ$	OK
$0.1 < p/B < 1.5$ pour $\alpha \neq 90^\circ$	OK
$h > 0.06 \text{ m}$	OK
$p > 0.09 \text{ m}$	OK

$Q < 0.03$	NO
------------	----

Légende

rouge = formule
bleu = abbaque et figures

Déversoir RECTANGULAIRE pour les débits entre 30 l/s et 250 l/s

$g =$	9.81	[m/s ²]
$b =$	0.506	[m]
$B =$	0.506	[m]
$p =$	0.6	[m]
$h =$	0.401	[m]
$h_e =$	0.4022	[m]
$C_e =$	0.657471667	[m]
$l =$	1.604	[m]
$L_{\text{chenal}} =$	5.06376087	[m]

$$Q = 0.25076769 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$H_{\text{total}} = 1.001 \text{ [m]}$$

Déversoir TRIANGULAIRE pour les débits inférieurs à 30 l/s

$g =$	9.81	[m/s ²]
$B =$	0.5	[m]
$p =$	0.3	[m]
$h =$	0.2136	[m]
$Kh =$	0.00085	[m]
$h / p =$	0.712	[-]
$p / B =$	0.6	[-]
$h_e =$	0.21445	[m]
$C_e =$	0.597	[m]
$l =$	0.8544	[m]
$\alpha =$	90	[°]

$$Q = 0.03003205 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$H_{\text{total}} = 0.5136 \text{ [m]}$$

Courbe de référence du déversoir rectangulaire

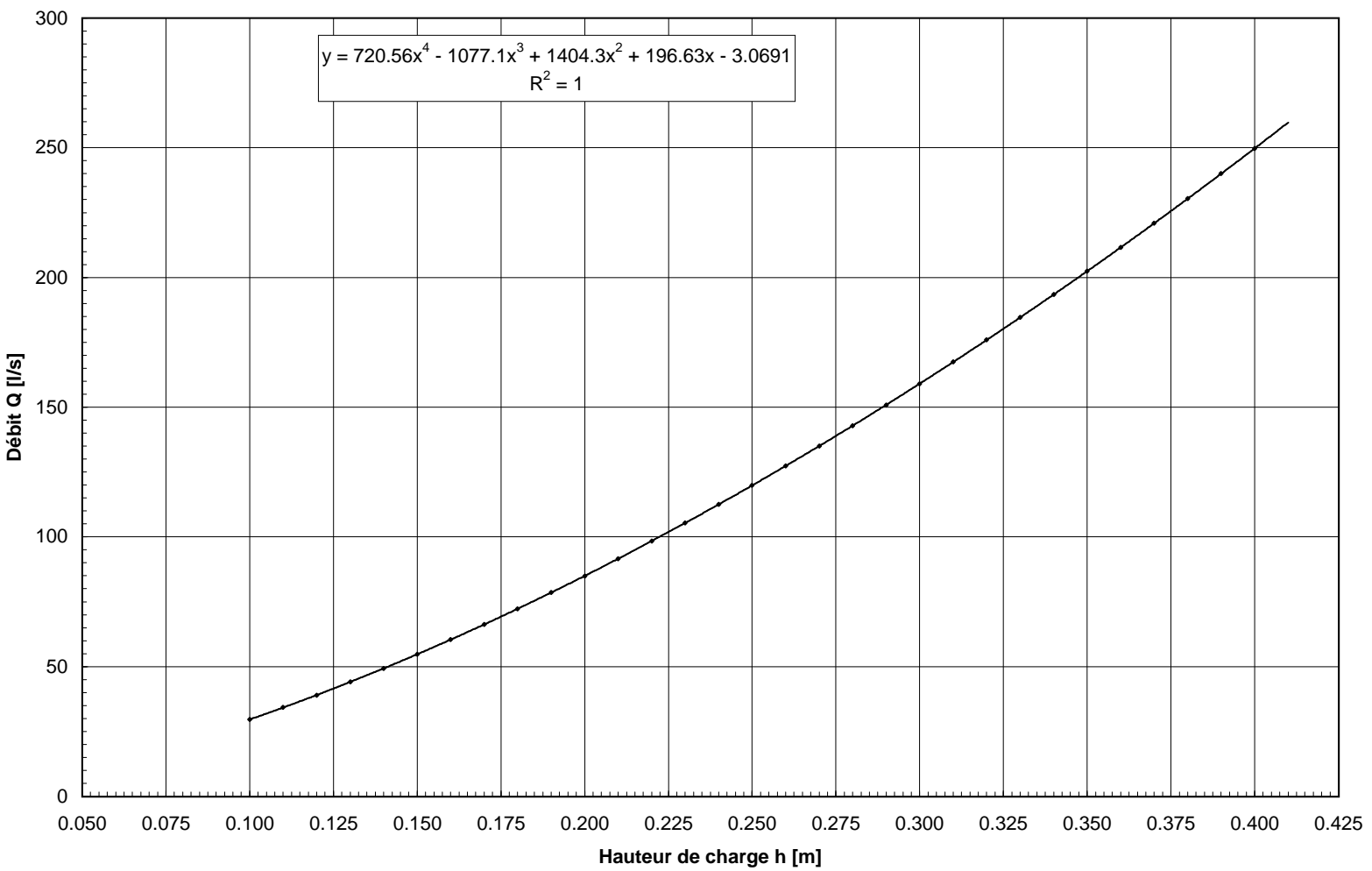


FIG. C.5 – Courbe de référence du déversoir rectangulaire établie grâce à la norme ISO 1438/1 – 1980 (F)

Courbe de référence du déversoir triangulaire

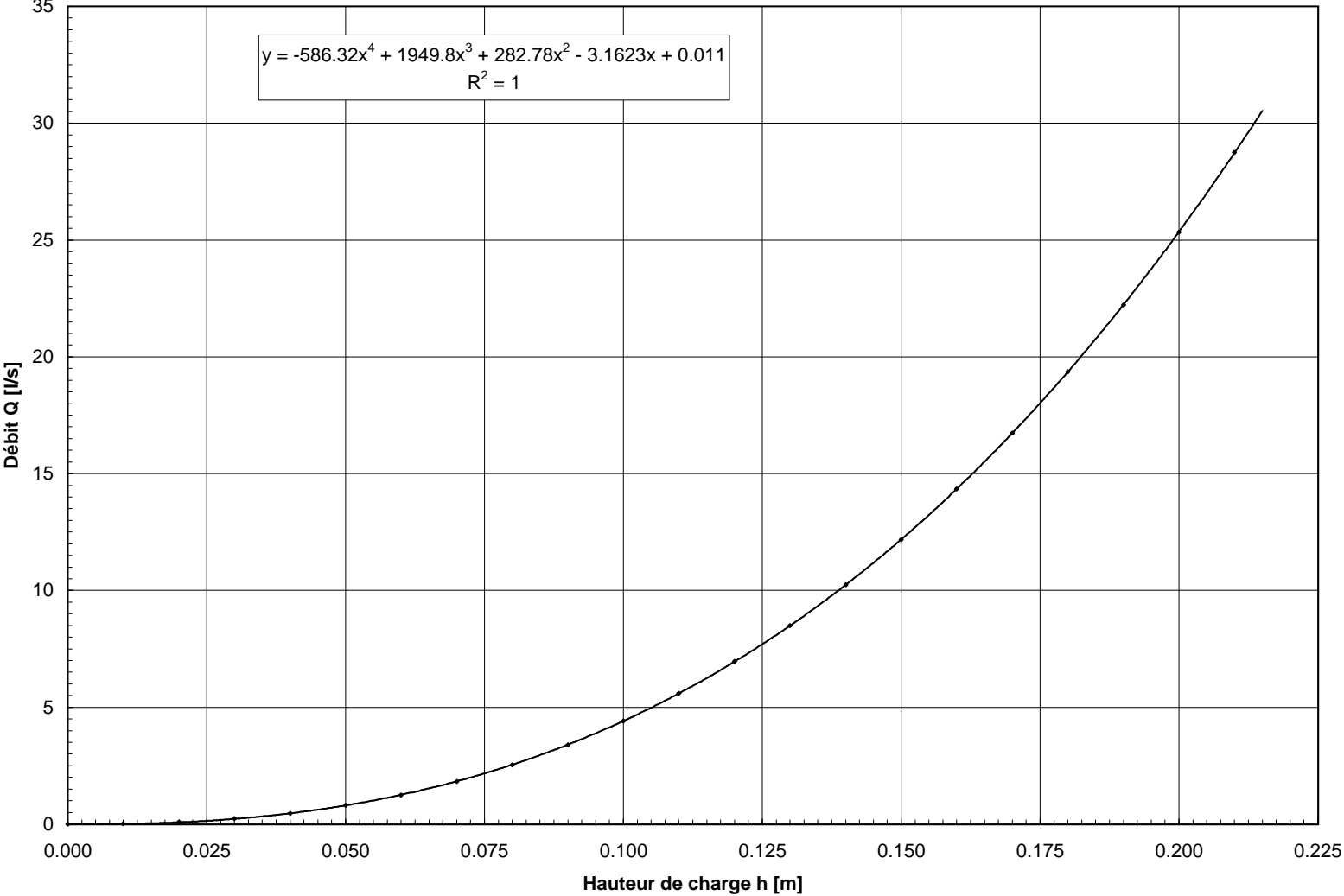


FIG. C.6 – Courbe de référence du déversoir triangulaire établie grâce à la norme ISO 1438/1 – 1980 (F)

C.1.4 Courbe d'interpolation

La figure C.7 représente l'interpolation grâce à un polynôme du sixième degré de la courbe du coefficient de débit C_e en fonction de h/p . Le polynôme utilisé est le suivant :

$$C_e = 0,024 \left(\frac{h}{p}\right)^6 + 0,487 \left(\frac{h}{p}\right)^5 - 1,266 \left(\frac{h}{p}\right)^4 + 1,189 \left(\frac{h}{p}\right)^3 - 0,433 \left(\frac{h}{p}\right)^2 + 0,064 \left(\frac{h}{p}\right) + 0,574$$

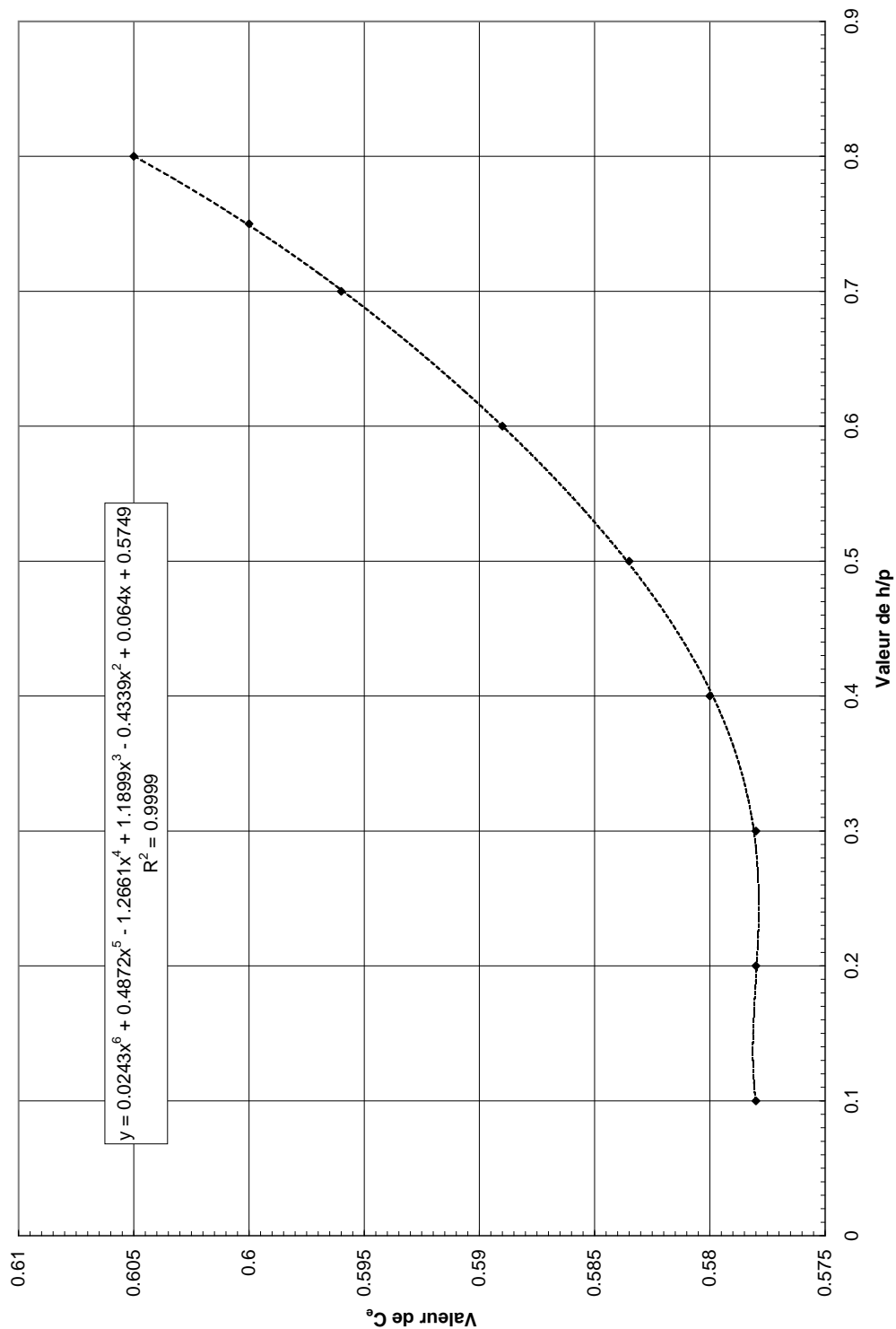


FIG. C.7 – Graphique du coefficient de débit C_e pour $\alpha = 90^\circ$ en fonction h/p

C.1.5 Détail des calculs d'erreurs limites

Erreur limite pour le déversoir rectangulaire

Le table de calcul C.2 permet de déterminer l'erreur limite au niveau de confiance 95% pour le déversoir rectangulaire en fonction de la mesure de la charge. Les données présentes correspondent à l'essai *B* et à une ouverture de la vanne de 70°.

			Zéro
	Moyenne arithmétique =	0.25 m	Moyenne arithmétique = 0.2504 m
	Écart type =	0.0016 m	Écart type = 0.00061464 m
	Écart type de la moyenne =	0.0001 m	Écart type de la moyenne = 0.00019437 m
	b =	0.50638 m	
	p =	0.6 m	
	h =	0.246898649 m	
	Coefficient de débit X _{ce} = ±	1.5 %	
	Correction de la charge e _{kh} = ±	0.3 mm	
	Correction de la charge e _{kb} = ±	0.3 mm	
	Charge e _h = ±	0.127 mm	
	Zéro de l'échelle du dispositif de mesurage de la charge e _{h0} = ±	0.381 mm	
	Écart-type de la moyenne (charge) S _h =	0.06 mm	
	Largeur e _b = ±	0.2423 mm	
	X _{be} = Erreur limite sur b _e = ±	0.08 %	
	X _{he} = Erreur limite sur h _e = ±	0.21 %	
	X _{qr} = Erreur limite globale sur le débit du déversoir au niveau de confiance 95% = ±	1.53 %	

Calculé sur fichier : déversoir2

TAB. C.2 – Tableau du calcul de l'erreur limite au niveau de confiance 95% pour le déversoir rectangulaire – essai *B*, vanne ouverte à 70°

Erreur limite pour le déversoir triangulaire

Le table de calcul C.3 permet de déterminer l'erreur limite au niveau de confiance 95% pour le déversoir triangulaire en fonction de la mesure de la charge. Les données relatives à la hauteur de charge sont fictives, puisque le manque de temps ne nous a pas permis de faire des mesures avec ce déversoir.

Légende

Bleu = à modifier par l'utilisateur

Rouge = formule

Dix lectures successives de la charge

Moyenne arithmétique =	0.25	m
Écart type =	0.00157	m
Écart type de la moyenne =	0.00013	m

	Zéro
Moyenne arithmétique =	0.20075 m
Écart type =	0.00095015 m
Écart type de la moyenne =	0.00030046 m

Données du déversoir triangulaire

$\alpha =$	90	°
$p =$	0.3	m
$h =$	0.246898649	m
Hauteur verticale de l'échancrure = $h_t =$	221.135	mm
Largeur au sommet de l'échancrure = $b_t =$	443.09	mm

	Échancrure	
	Largeur	Hauteur
$l_1 =$	0.4435	0.221 m
$l_2 =$	0.4429	0.2212 m
$l_3 =$	0.4429	0.2211 m
$l_4 =$	0.4431	0.2213 m
$l_5 =$	0.443	0.22115 m
$l_6 =$	0.443	0.2211 m
$l_7 =$	0.4431	0.2212 m
$l_8 =$	0.4434	0.2212 m
$l_9 =$	0.443	0.2211 m
$l_{10} =$	0.443	0.221 m
Moyenne arithmétique =	0.44309	0.221135 m
Écart type =	0.00020248	9.4428E-05 m
Écart type de la moyenne =	6.4031E-05	2.9861E-05 m

Erreurs limites données par la norme ISO 1438/1

Coefficient de débit $X_{ce} = \pm$	1	%
Correction de la charge $X_{kh} = \pm$	0.3	mm

Erreurs limites estimées par l'utilisateur

Charge $e_h = \pm$	0.248	mm
Zéro de l'échelle du dispositif de mesurage de la charge $e_{h0} = \pm$	0.589	mm
Écart-type de la moyenne (charge) $S_h =$	0.13	mm
Largeur $e_{bt} = \pm$	0.126	mm
Hauteur de l'échancrure $e_{ht} = \pm$	0.059	mm

Erreurs limites calculées selon la norme ISO 1438/1

$X_{1g\alpha} =$ Erreur limite sur $\text{tg } \alpha = \pm$	0.04	%
$X_{he} =$ Erreur limite sur $h_e = \pm$	0.30	%
$x_l =$ Erreur limite globale sur le débit du déversoir au niveau de confiance 95% = \pm	1.26	%

TAB. C.3 – Tableau du calcul de l'erreur limite au niveau de confiance 95% pour le déversoir triangulaire – données fictives

C.2 Capteurs de pression

C.2.1 Données techniques

La figure C.8 comprend les données techniques de toute la gamme des capteurs de pression de la série 4000.



<p>Standard Specification</p> <p>Operating Pressure Range Any zero based span available between 70mbar and 700 bar gauge and absolute limited to 35 bar for differential formats.</p> <p>Standard Ranges 70, 175mbar (gauge only) 350, 700mbar, 1, 1.5, 2, 3.5, 5, 7, 10, 15, 20, 35 and 60 bar (gauge or absolute.) 70, 135, 200, 350, 500 and 700 bar (sealed gauge or absolute.) 800 to 1200 mbar (absolute only) 70, 175, 350, 700 mbar, 1, 1.5, 2, 3.5, 5, 7, 10, 15, 20 and 35 bar (differential only)</p> <p>Compound ranges (e.g., -1 to 2 bar gauge), bi-directional differential ranges and other pressure units can be specified</p> <p>For pressure ranges down to 0.1 mbar refer to the LP series data sheets</p> <p>Over Pressure Gauge and absolute reference:- 10 x for ranges up to 350mbar 6 x for ranges up to 700mbar 4 x for ranges up to 60 bar (140 bar max.) 2 x for ranges up to 700 bar</p> <p>Differential reference:- Positive side:- 10 x for ranges up to 350 mbar 6 x for ranges up to 700 mbar 4 x for ranges up to 20 bar 100 bar for 35 bar range.</p> <p>Negative side:- Must not exceed positive side by greater than:- 6 x for ranges up to 350 mbar 4 x for ranges up to 700 mbar 2 x for ranges up to 5 bar 10 bar for 7 bar to 35 bar ranges.</p> <p>Line Pressure 70 bar maximum</p> <p>Positive Pressure Media Fluids compatible with stainless steel 316L and Hastelloy C276.</p> <p>Excitation Voltage 9 to 32 Vd.c. @10mA nominal.</p> <p>Output Voltage 0 to 5 Vd.c. 3 wire <i>Alternative 3 wire outputs can be specified.</i> e.g. 1 to 5 V, 0 to 10 V, -5 to + 5 V etc. Maximum offset voltage is 2.5V. Maximum full scale voltage is 10 V with 15 V minimum supply. (5 V for pressure ranges less than 700 mbar) Bi-directional outputs available.</p> <p>Output Impedance <20 Ω.</p> <p>Load Impedance Greater than 10 KΩ for quoted performance.</p> <p>Combined Non-linearity, Hysteresis and Repeatability Standard: ±0.08% F.S. BSL Option A: ±0.04% F.S. BSL.</p>	<p>Zero Offset and Span Setting ±5% site adjustable by sealed, non-interacting potentiometers. Demountable electrical connections only.</p> <p>Stability 0.1% F.S./annum For ranges below 350 mbar this value may increase.</p> <p>Operating Temperature Range -20° to +80°C standard. <i>This temperature range can be extended.</i></p> <p>Temperature Effects Standard: ±1% FS TEB over 0 to 50°C ±2% FS TEB over -20 to 80°C Option B: ±0.5% FS TEB over 0 to 50°C ±1% FS TEB over -20 to 80°C For ranges below 350 mbar these values may increase. <i>Improved specification available - refer to Druck.</i></p> <p>Acceleration Sensitivity Typically 0.02% F.S./g for 350 mbar decreasing to 0.0003% F.S./g for ranges above 60 bar, along the sensitive axis.</p> <p>Mechanical Shock 1000g, 1ms half sine pulse in each of 3 mutually perpendicular axes will not affect performance.</p> <p>Vibration Response less than 0.05% F.S./g at 30g peak 10Hz-2kHz, limited by 12mm double amplitude. (MIL-STD 810C Proc 514.2-2 Curve L)</p> <p>Weight 120 gms nominal (350mbar to 60 bar ranges) 170 gms nominal (70 bar to 700 bar ranges) 200 gms nominal for differential types.</p> <p>Electrical Connection A wide range of cable and connector versions are available. Some electrical options are demountable to allow access to zero and span potentiometers. <i>See installation drawings and ordering information for details.</i></p> <p>Pressure Connection 70 mbar to 60 bar ranges: G1/8B (60° Int. cone) G1/4B (60° Int. cone). G1/4B (flat end) 1/4NPT, 7/16 UNF, M12 X 1.5. M14 x 1.5, G1/4 <i>Others available on request - refer to Druck.</i> 70 bar to 700 bar ranges: G1/4 <i>Adaptors available on request - refer to Druck.</i></p> <p>Options (C) Internal "R" Cal Facility Connecting an external link between the appropriate terminals results in a positive shift of 80%. <i>Other R-Cal options available - refer to Druck.</i> (D) Mating electrical connectors. Supplied as standard with DIN plug version.</p>	<p>Ordering Information</p> <p>Please state the following:</p> <p>(1) Select model number</p> <table border="0"> <tr> <td>Code</td> <td>Base Model Number</td> </tr> <tr> <td>PMP40</td> <td>Gauge or absolute</td> </tr> <tr> <td>PMP41</td> <td>Differential</td> </tr> <tr> <td>Code</td> <td>Electrical Connection</td> </tr> <tr> <td>00</td> <td>Core</td> </tr> <tr> <td>10</td> <td>Fixed cable</td> </tr> <tr> <td>15</td> <td>Demountable cable</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td>Cable gland</td> </tr> <tr> <td>50</td> <td>Fixed male conduit</td> </tr> <tr> <td>60</td> <td>Fixed 6 pin bayonet plug</td> </tr> <tr> <td>65</td> <td>Demountable 6 pin bayonet plug</td> </tr> <tr> <td>70</td> <td>DIN plug/socket</td> </tr> <tr> <td>80</td> <td>Fixed Hi-rose plug</td> </tr> <tr> <td>85</td> <td>Demountable Hi-rose plug</td> </tr> <tr> <td>90</td> <td>WK6-32S plug</td> </tr> </table> <p>PMP4070 Typical model number</p> <p>(2) Pressure range and units (3) Gauge or absolute (PMP 4000 only) (4) Combined non-linearity, hysteresis and repeatability State Option A (if required). State Option B (if required). (5) Temperature Effects State Option B (if required). (6) Output voltage at zero pressure (7) Output voltage at full scale pressure (8) R-Cal Option C (if required). (9) Electrical mating connector Option D (if required). (10) Pressure connection</p> <p><i>For non-standard requirements - refer to Druck.</i></p> <p>Calibration Standards Instruments manufactured by Druck are calibrated against precision pressure calibration equipment which is traceable to International Standards.</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around; align-items: center;">   </div> <p><i>Continuing development sometimes necessitates specification changes without notice.</i></p>	Code	Base Model Number	PMP40	Gauge or absolute	PMP41	Differential	Code	Electrical Connection	00	Core	10	Fixed cable	15	Demountable cable	20	Cable gland	50	Fixed male conduit	60	Fixed 6 pin bayonet plug	65	Demountable 6 pin bayonet plug	70	DIN plug/socket	80	Fixed Hi-rose plug	85	Demountable Hi-rose plug	90	WK6-32S plug
Code	Base Model Number																															
PMP40	Gauge or absolute																															
PMP41	Differential																															
Code	Electrical Connection																															
00	Core																															
10	Fixed cable																															
15	Demountable cable																															
20	Cable gland																															
50	Fixed male conduit																															
60	Fixed 6 pin bayonet plug																															
65	Demountable 6 pin bayonet plug																															
70	DIN plug/socket																															
80	Fixed Hi-rose plug																															
85	Demountable Hi-rose plug																															
90	WK6-32S plug																															

FIG. C.8 – Spécification technique générale d'un capteur de pression DRUCK PMP 4010

C.2.2 Résultat de l'étalonnage du capteur de pression relative

Les tableaux C.4 et C.5 recueillent les résultats de l'étalonnage du capteur de pression relative PMP 4010 au moyen de l'appareil DPI 610.

Description du capteur		Description de l'étalon	
Dénomination:	Capteur pression	Étalon utilisée:	-
Fabricant:	Druck	Unité:	mbar
Modèle:	PMP 4010	Nombre de décimale:	1
N° de série:	1592940	N° du Certificat:	-
Marquage:	-	Date d'étalonnage:	2001-09-18
Full scale étalonnage:	1.5	Fabricant:	Druck
Unité:	V	Modèle:	DPI 610
Nombre de décimale:	4	N° de série:	4821/00-03
Résolution:	0.0001	Marquage:	-
Nombre de points:	5	Portée nominale:	2 bar relatif
Plage d'étalonnage:	0 à 5 Volt	Plage d'étalonnage:	0 à 2 bar
Résolution relative:	0.0333	Classe:	-
		Résolution:	0.0001
Date d'étalonnage:	2002-07-01	Opérateur:	J-D Caprace A. Bertholet

TAB. C.4 – Description du matériel utilisé pour l'étalonnage du capteur de pression PMP 4010

Pression réelle (étalon) F bar	Charge moyenne (mesurée) Fi bar	Erreur relative de	
		Justesse q %	Fidélité b %
0	0.00000	-	-
0.3	0.30035	0.12	0.10
0.6	0.60002	0.00	0.10
0.9	0.90038	0.04	0.01
1.2	1.20086	0.07	0.01
1.5	1.50151	0.10	0.00

TAB. C.5 – Résultat de l'étalonnage du capteur de pression DRUCK PMP 4010 n° de série 1592940

C.3 Couplemètre

C.3.1 Données techniques et géométriques

La figure C.9 présente les données géométriques du couplemètre SENSY modèle 6200. La table de données techniques concernant cet appareil de mesure est reprise dans le tableau C.6.

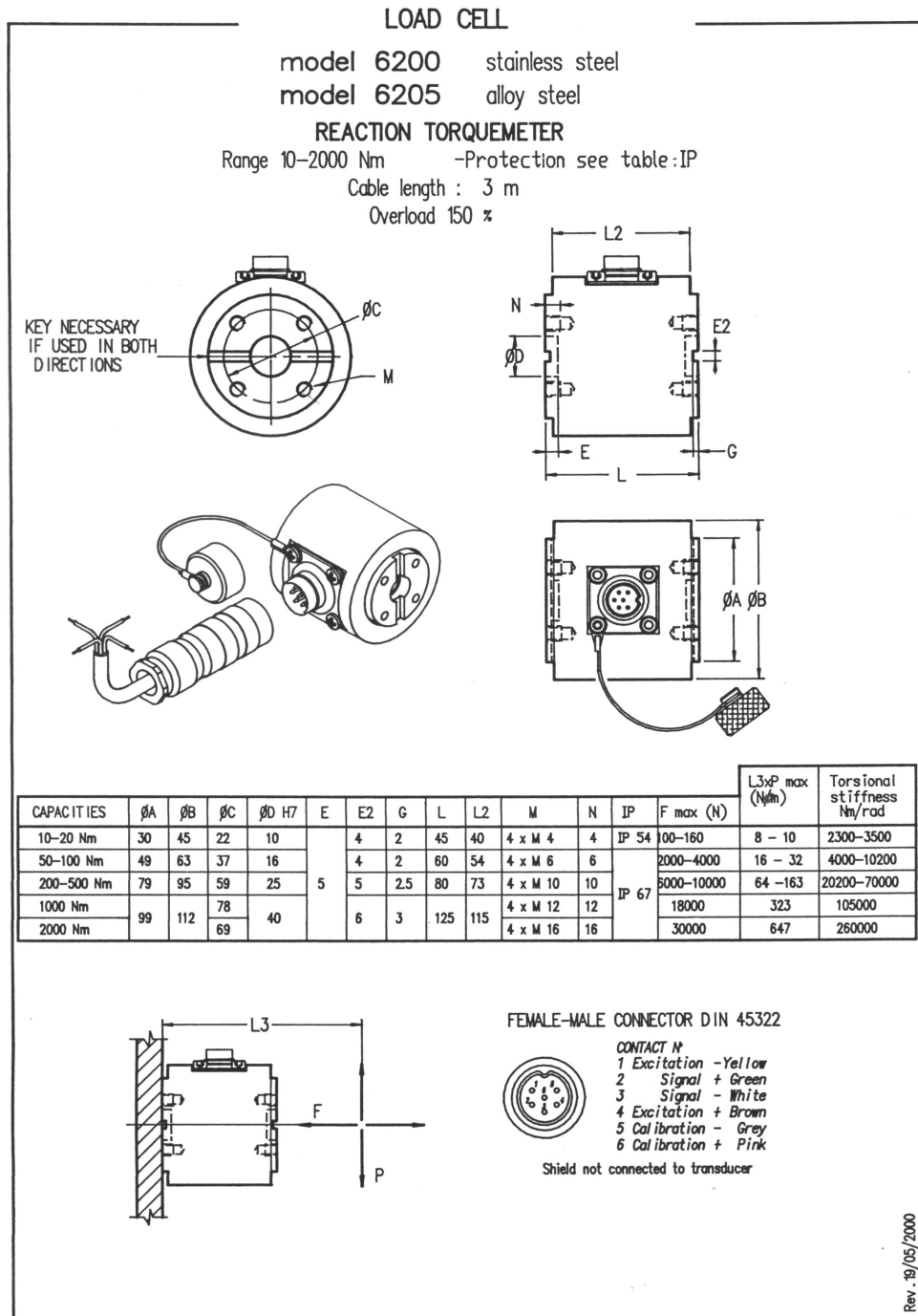


FIG. C.9 – Données géométriques du couplemètre SENSY

Accuracy class	SL	0.5	0.25	0.1	C1 1000 d OIML	0.05 2000 d	C2 2000 d OIML	0.03 3000 d	C3 3000 d OIML	0.02 5000 d	C 6 6000 d OIML
Combined error (*)	$\pm 0.5 \dots 1$	$< \pm 0.5$	$< \pm 0.25$	$< \pm 0.1$	$< \pm 0.03$	$< \pm 0.05$	$< \pm 0.025$	$< \pm 0.025$	$< \pm 0.020$	$< \pm 0.015$	$< \pm 0.013$
Non - repeatability	$< \pm 0.25$	$< \pm 0.25$	$< \pm 0.1$	$< \pm 0.03$	$< \pm 0.02$	$< \pm 0.02$	$< \pm 0.01$	$< \pm 0.015$	$< \pm 0.01$	$< \pm 0.01$	$< \pm 0.01$
Creep error over 30 min.	$< \pm 0.3$	$< \pm 0.1$	$< \pm 0.075$	$< \pm 0.06$	$< \pm 0.04$	$< \pm 0.04$	$< \pm 0.03$	$< \pm 0.025$	$< \pm 0.020$	$< \pm 0.015$	$< \pm 0.013$
Reference temperature	23										
Nominal temperature range	- 10...+ 45										
Service temperature range	- 30...+ 70										
Storage temperature range	- 50...+ 85										
Temperature coefficient of sensitivity per 10°C	± 0.2	$< \pm 0.1$	$< \pm 0.05$	$< \pm 0.05$	$< \pm 0.02$	$< \pm 0.035$	$< \pm 0.015$	$< \pm 0.015$	$< \pm 0.009$	$< \pm 0.008$	$< \pm 0.005$
Temperature coefficient of zero signal per 10°C	$< \pm 0.2$	$< \pm 0.1$	$< \pm 0.035$	$< \pm 0.035$	$< \pm 0.03$	$< \pm 0.03$	$< \pm 0.02$	$< \pm 0.023$	$< \pm 0.015$	$< \pm 0.013$	$< \pm 0.01$
Nominal sensitivity	1 ... 1.5	1 ... 2	1 ... 3	1 ... 3	1 ... 3	1.5 ... 3				2 ... 3	
Sensitivity tolerance ($g = 9.8107 \text{ m/s}^2$)	$< \pm 0.5$	$< \pm 0.2$									$< \pm 0.05$
Input resistance	351 \pm 2 or 702 \pm 4 (***)										
Output resistance	351 \pm 2 or 702 \pm 2										
Insulation resistance	$>$ 5000										
Nominal range of the excitation voltage	5 to 10 if input resistance = 350 Ω ; 5 to 18 if input resistance = 700 Ω										
Maximum excitation voltage	15 if input resistance = 350 Ω ; 20 if input resistance = 700 Ω										
Service load	150 ... 200 (**)	130 (**)	130 (**)	130 (**)	130 (**)	130 (**)					
Limit load	150 ... 300 (**)	150	150	150	150	150					
Breaking load	$>$ 300 ... 600 (**)	300	300	300	300	$>$ 300					
Maximum safe side load	$>$ 150 ... 300 (**)	10 ... 30 (**)	10 ... 30 (**)	10 ... 30 (**)	10 ... 30 (**)	$>$ 100 Beams $>$ 50 S cells $>$ 10 Canisters					
(F.S.: Full scale)	(****)	(****)	(****)	(****)	(****)	(****)					

(*) Combined error = Linearity + Hysteresis. The temperature coefficient of sensitivity and the combined error are balanced in such way that the sum is less than 70 % of the error limit of the scale, class III, in accordance with the OIML R60 and EN 45501 norms.
 (**) Depending on sensitivity, material and application.
 (***) The models 5900, 5910 and 5950; some of models 3110/3115, 3100P, 5100/5105 are equipped with a full bridge of \pm 700 Ohms. The models 2960/2965 - 5160 may have other Service, limit and breaking load of 200 - 300 or 500 %; applicable for load cells manufactured for hoisting applications ("CF" Marking is requested). For all the load cells used in Tension as well as in Compression, the Service load is than limited at 100 %. Some of load cells have different specifications. For more accurate details, please consult the individual data sheets.

SPECIFICATIONS ARE SUBJECT TO CHANGE WITHOUT NOTICE.

$g = 9.8107 \text{ m/s}^2$ (Jumet, Belgium)

TAB. C.6 – Données techniques du couplemètre SENSY

C.3.2 Résultats du test de linéarité-hystérésis

Les figures C.10 et C.11 ont été extraites du dossier d'étalonnage du couplemètre fourni par la société SENSY.

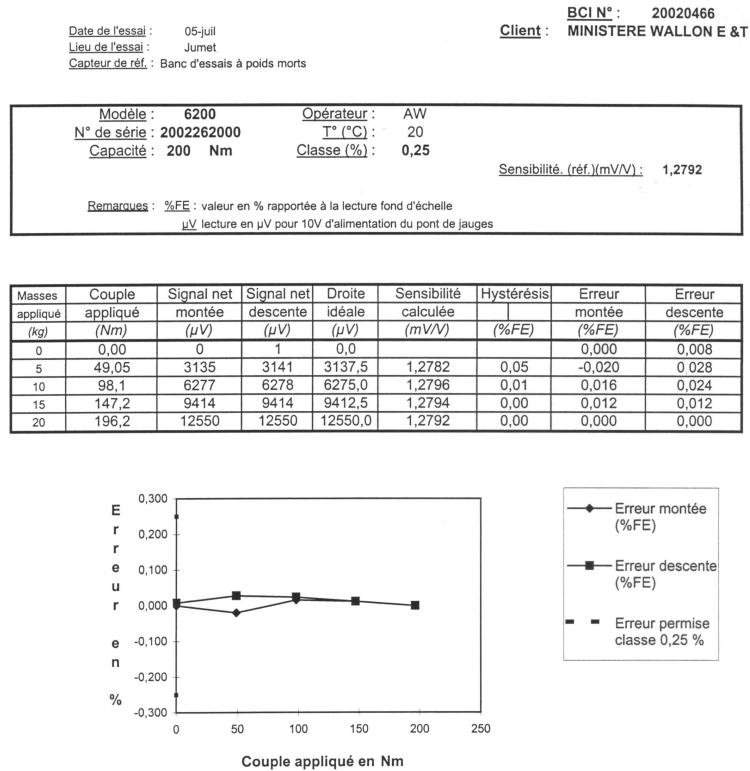
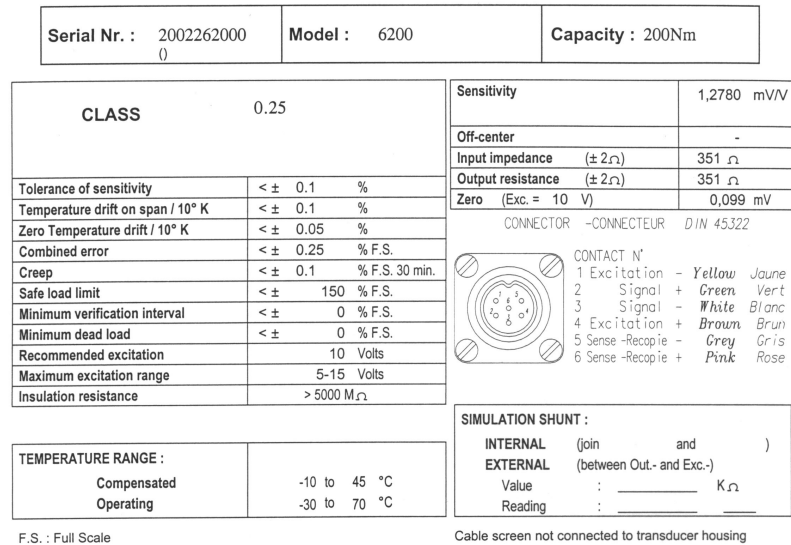


FIG. C.10 – Résultats du test de linéarité-hystérésis du couplemètre SENSY



Date : 08/07/2002

Chief inspector :

REMARKS :

FIG. C.11 – Certificat de contrôle du couplemètre SENSY

C.4 Servomoteur

C.4.1 Données techniques et géométriques

La figure C.12 indique quelques dimensions géométriques du servomoteur. On peut également observer à la figure C.13 quelques types de douilles adaptables au barillet du servomoteur. Nous avons utilisé une douille du type « méplat ».

Plan d'encombrement

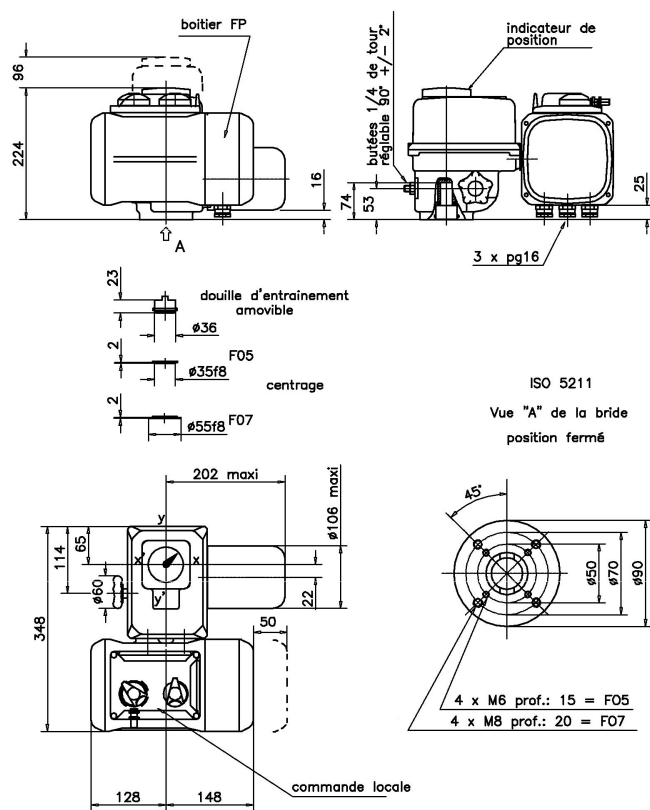


FIG. C.12 – Plan d'encombrement du servomoteur BERNARD type OAP muni d'un module POSIGRAM

Douilles d'accouplement

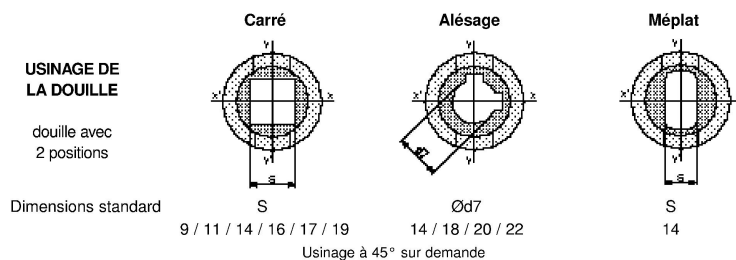
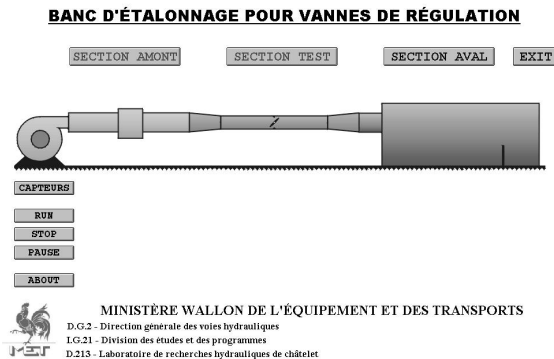


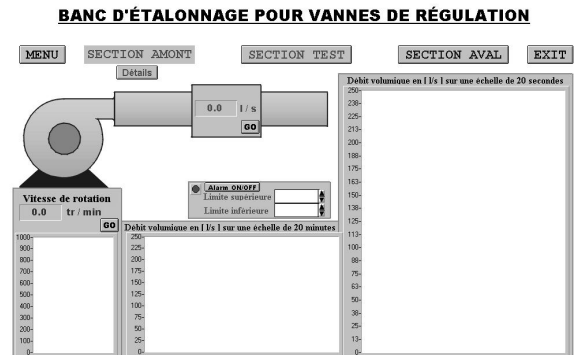
FIG. C.13 – Plan de différentes douilles adaptables au barillet du servomoteur BERNARD

C.5 Programme d'acquisition de données

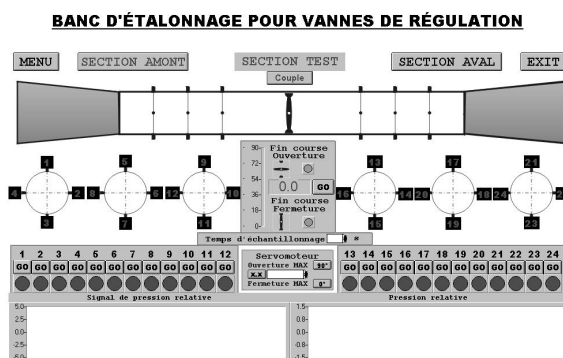
La figure C.14 contient six des écrans du programme d'acquisition de données. On constatera que toutes les données mobiles (graphes, écrans, afficheurs digitaux, ...) ne sont pas visibles sur ces reproductions.



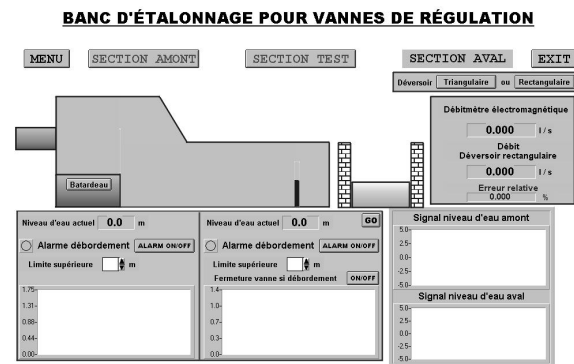
(a) « Menu »



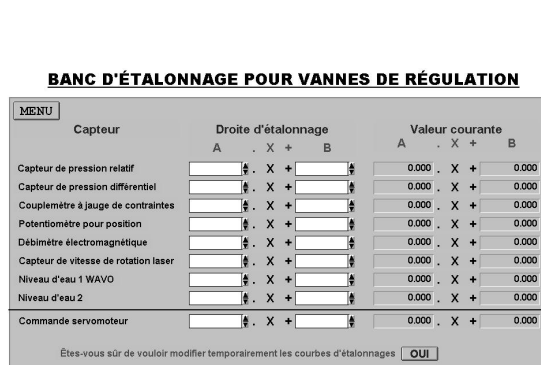
(b) « Section alimentation »



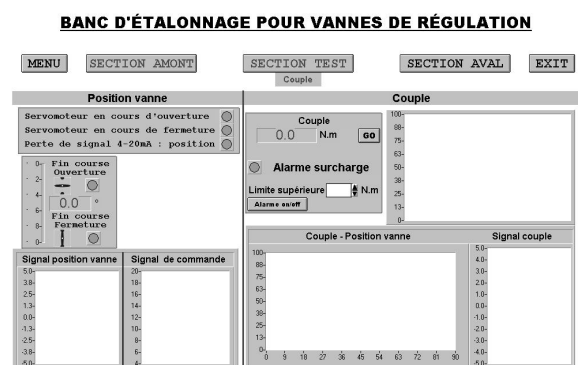
(c) « Section test »



(d) « Section de rejet »



(e) « Capteurs »



(f) « Couple »

FIG. C.14 – Copies d'écran du programme d'acquisition de données

Annexe D

Annexe au chapitre 6

D.1 Coût total

On peut observer aux tableaux D.1, D.2 et D.3 le détail de l'estimation du coût total de la boucle d'étalonnage pour vanne de régulation. Les prix sont indiqués en euros et prennent en compte la TVA. Seules les articles qui ont été commandés sont repris dans cette liste. Les articles qui étaient auparavant en possession du laboratoire n'ont pas été repris dans cette liste.

Evaluation du coût total du Modèle X8.14
Boucle d'étalonnage pour vanne de régulation

ID	Rubrique	Sous-Rubrique	Mot-clé	Quantité	Description	Société	Prix	Total
x	Génie civil	Matériaux		288	Bloc béton de 19 (4 palettes)	Slavirio-Tilmant SA	0.94	270.72
x	Génie civil	Matériaux		4	Superbond	Slavirio-Tilmant SA	22.5	90
x	Génie civil	Matériaux		2	Treillis 10 m ²	Slavirio-Tilmant SA	20.7	41.4
x	Génie civil	Matériaux	Peinture	10	Acrybat email brillant peinture polyurethane 2 composants bleu	Bemicolor SA	30.475	304.75
x	Instrumentation	Capteurs	Pression	1	Capteur de pression différentielle DRUCK PMP4110, gamme 0..1.5 bar, sortie 0..+5V. Raccord pression M12*1.5 mâle. Précision +-0.08% FS	DIMED	1021.24	1021.24
x	Instrumentation	Déversoir	Triangulaire	1	Plaque déversoir en V selon plan (488*522) et sa courbe de référence	Ecotechnic	382.97	382.97
x	Instrumentation	Accessoire	Couplemètre	1	INDI/PAXS Afficheur à 5 digits de 14 mm; tension d'alimentation de 85 à 250 VAC	SENSY	514.25	514.25
x	Instrumentation	Accessoire	Couplemètre	1	CARD/CDL 10 Carte à insérer dans le PAXS lui fournissant une sortie 0..10Volt et 4..20mA	SENSY	158.51	158.51
x	Instrumentation	Accessoire	Couplemètre	1	CARD/CDS10 Carte à insérer dans le PAXS lui fournissant 2 relais de détection	SENSY	91.96	91.96
x	Instrumentation	Accessoire	Couplemètre	1	Étalonnage du couplemètre et de son électronique avec fourniture d'une courbe de linéarité en 5 points	SENSY	93.17	93.17
x	Instrumentation	Déversoir	Rectangulaire	1	Plaque déversoir rectangulaire selon plan (484*600) et sa courbe de référence	Ecotechnic	382.97	382.97
x	Instrumentation	Capteurs	Câble	20	Mètres de câble	DIMED	9.68	193.6
x	Instrumentation	Capteurs	Couplemètre	1	Couplemètre statique standard, capacité 200 Nm, Surcharge max 300 Nm, signal sortie +- 1.2 mV/V, IP67, acier inoxydable, 3 mètres de câble	SENSY	2116.29	2116.29
x	Instrumentation	Divers	douille	1	Douille usinée pour méplat spécial de 15mm destinée à une vane COMAP	Bernard SA Benelux	104.06	104.06
x	Instrumentation	Pièces INOX	Couplemètre	1	Fabrication pièces adaptatrices couplemètre selon plans	Travinox sprl	1006.93	1006.93
x	Instrumentation	Carte d'acquisition	Acquisition	1	Carte d'acquisition ADVANTECH modèle PCL 818 HG	Électronique-Mesure	817.96	817.96
x	Instrumentation	Connectique	Boîtier	1	Coffret précablé pour pompe	Magin Michel	1049.82	1049.82
x	Instrumentation	Connectique	Electronique	1	180-314 Câble coaxial RF, RG178PE 50m	RS components BV	45.14	45.14
x	Instrumentation	Connectique	Electronique	1	224-032 Coffret métallique	RS components BV	48.27	48.27
x	Instrumentation	Connectique	Electronique	5	225-5230 Connecteur BNC	RS components BV	6.38	31.9

TAB. D.1 – Tableau de calcul du coût total (Partie 1/3)

TAB. D.2 – Tableau de calcul du coût total (Partie 2/3)

x	Instrumentation	Connectique	Electronique	10	330-985 Interrupteur	RS components BV	1.59	15.9
x	Instrumentation	Connectique	Electronique	60	405-045 Connecteur BNC	RS components BV	2.19	131.4
x	Instrumentation	Connectique	Electronique	60	444-618 Connecteur banane noir	RS components BV	0.58	34.8
x	Instrumentation	Connectique	Electronique	60	444-646 Connecteur banane rouge	RS components BV	0.58	34.8
x	Instrumentation	Connectique	Electronique	50	448-109 Connecteur crimp	RS components BV	0.19	9.5
x	Instrumentation	Connectique	Electronique	12	737-948 Connecteur test	RS components BV	4.96	59.52
x	Instrumentation	Connectique	Electricité	100	Câble LICY 12*O5	Melerva SA	0.363	36.3
x	Instrumentation	Connectique	Electricité	50	CTFB/N 5G 16	Melerva SA	6.51	325.5
x	Instrumentation	Connectique	Electricité	50	CTFB/N 5G 10	Melerva SA	4.61	230.5
x	Instrumentation	Connectique	Electricité	20	Cosse 10m² M8	Melerva SA	0.15	3
x	Instrumentation	Connectique	Electricité	20	Cosse 10 m² M10	Melerva SA	0.17	3.4
x	Instrumentation	Connectique	Electricité	20	Cosse 10 m² M12	Melerva SA	0.16	3.2
x	Instrumentation	Connectique	Electricité	20	Cosse 16m² M8	Melerva SA	0.18	3.6
x	Instrumentation	Connectique	Electricité	20	Cosse 16m² M10	Melerva SA	0.21	4.2
x	Instrumentation	Connectique	Electricité	20	Cosse 16m² M12	Melerva SA	0.21	4.2
x	Instrumentation	Connectique	Electricité	100	Embout REP C10mm²	Melerva SA	0.08	8
x	Instrumentation	Connectique	Electricité	100	Embout REP C16mm²	Melerva SA	0.1	10
x	Tuyauterie	Tubes	Convergent-Divergent	2	Polyéthylène HD suivant plan lg : 1226mm avec des raccords pour le soudage bout à bout et avec des brides libres PN10, DN300 ép : 28.6 mm et DN 150 ép : 14.6 mm	PLASTISERVICE	1733.93	3467.86
x	Tuyauterie	Tubes	Transparent	2	PMMA transparent, diam.int 150, diam.ext 160 avec deux brides PVC lg : 1500 mm suivant plan	PLASTISERVICE	464.035	928.07
x	Tuyauterie	Vanne	150	2	Vanne a papillon COMAP DN150	INDUSCABEL	89.77	179.54
x	Tuyauterie	Tubes	300	12	Tuyau PVC diamètre 315*15	INDUSCABEL	60.35	724.2
x	Tuyauterie	Tubes	300	2	Courbe diamètre 315 90°	INDUSCABEL	260.04	520.08
x	Tuyauterie	Tubes	300	8	Collet diamètre 315	INDUSCABEL	43.7	349.6
x	Tuyauterie	Tubes	300	8	Bride diamètre 315	INDUSCABEL	41.64	333.12
x	Tuyauterie	Tubes	300	5	Joint plat diamètre 315	INDUSCABEL	9.98	49.9
x	Tuyauterie	Tubes	300	1	Bride diamètre 355	INDUSCABEL	65.86	65.86
x	Tuyauterie	Tubes	300	1	Collet diamètre 355 et joint plat diamètre 355	INDUSCABEL	93.92	93.92
x	Tuyauterie	Tubes	150	4	Brides diamètre 160	INDUSCABEL	16.77	67.08
x	Tuyauterie	Tubes	150	4	Collet diamètre 160	INDUSCABEL	15.33	61.32
x	Tuyauterie	Tubes	150	4	Joint plat diamètre 160	INDUSCABEL	4.57	18.28

TAB. D.3 – Tableau de calcul du coût total (Partie 3/3)

x	Tuyauterie	Tubes	150	6	Tuyau PVC 160*7.7	INDUSCABEL	15.89	95.34
x	Tuyauterie	Tubes	Réduction	1	Réduction diamètre 355-315	INDUSCABEL	153.73	153.73
x	Tuyauterie	Tubes	150	6	Tuyau PVC diamètre 160*7.7	INDUSCABEL	15.9	95.4
x	Tuyauterie	Tubes	150	2	Courbe diamètre 160 PVC	INDUSCABEL	38.54	77.08
x	Tuyauterie	Tubes	150	2	Collet diamètre 160	INDUSCABEL	15.25	30.5
x	Tuyauterie	Tubes	150	2	Brides diamètre 160	INDUSCABEL	16.77	33.54
x	Tuyauterie	Tubes	colle	4	Colle SABA S3 1l	INDUSCABEL	19	76
x	Tuyauterie	Tubes	colle	2	Solvant	INDUSCABEL	9.9	19.8
x	Tuyauterie	Tubes	Té	1	T PVC PN10 DN 3150 90°	INDUSCABEL	89.78	89.78
x	Tuyauterie	Tubes	réduction	1	Réduction PVC pn10 DN 315/160	INDUSCABEL	108.69	108.69
x	Tuyauterie	Boulons	Boulons	25	Boulons TH DIN zingué 20*180	Wurth	12.37	309.25
x	Tuyauterie	Boulons	Boulons	50	Boulon TH DIN Zingué 20*120	Wurth	2.86	143
x	Tuyauterie	Boulons	Rondelles	100	Rondelles DIN 125 N20 21.0*3	Wurth	0.11	11
x	Tuyauterie	Raccords		100	Tuyau cristal PVC 4*7	Plastic wauters	0.31	31
x	Tuyauterie	Raccords		30	Robinet femelle	ETS de Simone SA	23.91	717.3
x	Tuyauterie	Raccords		90	Douilles cannelées	ETS de Simone SA	1.11	99.9
x	Tuyauterie	Raccords		30	T PK4	ETS de Simone SA	1.04	31.2
x	Divers	Pompe	Placement	1	Placement de la pompe	VAN CLEEMPUT	870	870
x	Divers	Main d'œuvre	Hommes	2	Trois jours 8h 24h 2 hommes tarif H chef d'équipe 51.9/h ; ouvrier qualifié 44.8/h	Delbrassine	2320.8	4641.6
x	Divers	Barre ronde plexi		1	Barre ronde plexiglass incolore diam 25 mm long 2m	DHK SA	50.48	50.48
x	Divers	Démontage		1	Démontage de l'ancien modèle	VANcleemput	2044.9	2044.9
x	Divers	entretien		1	Entretien de la pompe	VANcleemput	2384.91	2384.91

Eur 28657
 Bef 1156019

Annexe E

Annexe au chapitre 7

E.1 Capteurs pour conditions atmosphériques

E.1.1 Thermomètre-hygromètre

Nous avons retenu deux modèles de thermomètre-hygromètre : à savoir le KM 8006 et le DTH880 de la marque COMARK. Ces deux appareils coûtaient environ respectivement 280 et 56 euros hors T.V.A. On peut consulter leurs caractéristiques techniques à la figure E.1.



FIG. E.1 – Thermomètre-hygromètre de marque COMARK

E.1.2 Baromètre de précision digital

Le baromètre portable de précision que nous avons retenu est de marque DRUCK. Lors de notre prospection, son prix s'élevait à environ 2500 euros hors T.V.A. On peut consulter ses caractéristiques techniques à la figure E.2.



The Druck DPI 740 is a portable battery powered precision pressure indicator, providing outstanding capabilities in a hand-held package, especially useful as a barometer.

The fundamental sensor technology employed within this instrument is the Druck Resonant Pressure Transducer (RPT). This vibrating element sensor not only provides accuracies of ± 0.15 mbar but equally important has a calibration stability of better than 100 ppm per year. This instrument can confidently be used in both laboratory and field applications as a first-class reference device, with the recommended recalibration period being one year.

A variety of scaling factors is available to enable the operator to display the pressure in any desired units or in height equivalent units for altimetry and surveying applications. With the serial RS 232 interface, it is possible to utilise the DPI 740 data as input parameters to computer systems or simply print out the displayed values.

The DPI 740 ABS moulded case has been designed for hand-held use, for example in field applications, or for use on the bench with its integral folding stand.

STANDARD SPECIFICATION

Pressure Measurement Specification

Operating Pressure Ranges

750 - 1150mbar absolute, barometric
Alternative ranges available:-
35 - 1300mbar absolute
35 - 2600mbar absolute
35 - 3500mbar absolute.

Over Pressure

Pressures between 0 and 4000mbar absolute will not cause a permanent calibration change.

Pressure Media

Compatible with non-corrosive gases.

Accuracy

Combined non-linearity, hysteresis, repeatability and temperature effects over:-
10° to +30°C $\pm 0.02\%$ F.S.
0° to +40°C $\pm 0.03\%$ F.S.
-10° to +50°C $\pm 0.045\%$ F.S.

Stability

Better than 100 ppm (0.01% F.S.) per annum.

Digital Indicator

Readout and Display

999999 capability LCD digits 13.6mm high with additional 16 text characters.

Display Overload

Instrument capable of nominal 110% F.S. over-range. Above this, error code will flash.

Resolution

0.01mbar, e.g. 1013.25mbar absolute.

Response

2 readings per second nominal on digital display.

Calibration Controls

Front panel keypad instructions PIN number and/or link protected against illegal entry. Also via RS232.

Operating Modes

- Local pressure (QFE)
- Sea level pressure (QFF) from user set height
- Altitude above user set datum.

Process Features

Maximum/minimum store, tare and programmable filter available in all operating modes.

Scales

mbar, Pa, hPa, kPa, MPa, bar, kg/cm², kg/m², mmHg, cmHg, mHg, mmH₂O, cmH₂O, torr, atm, psi, lb/ft², inHg, inH₂O and ftH₂O @ 4°C, inH₂O and ftH₂O @ 20°C and inH₂O @ 60°F
Altitude values in ft and m. Tare available for surveying.

Position Effect

Negligible.

Power Supply

Battery powered 3 x 1.5V alkaline AA cells. 20 hours nominal continuous operation. Programmable powerdown prolongs battery life. Battery low indicated by display symbol. Optional rechargeable NiCad batteries and external power adaptor/charger unit available.

Environmental Specification

Temperature

Operating: -10° to +50°C
Storage: -40° to +70°C.

Sealing

To IP54.

Safety

Electrical and mechanical safety: EN61010
EMC Emissions: EN50081-1
EMC Immunity: EN50082-1
Certification: CE marked.

Physical Specification

Weight

0.5kg nominal.

Dimensions

190 mm x 90 mm x 36 mm.

Pressure Connection

6 mm O/D / 4mm I/D hose fitting.

Serial Output

RS232 via 6-way LEMO socket (Adaptor Lead Option).

Carrying Case

This is supplied with the instrument as standard and includes the handbook and storage for fittings and tube.

ACCESSORIES

Handbook, calibration certificate and carrying case supplied with the instrument

OPTIONS

A) Enhanced Barometric Accuracy

An improved accuracy to ± 0.15 mbar can be provided with this option over 10° to 30°C on barometric range instruments.

(B) Rechargeable Batteries

Ni-Cad batteries and external recharger unit can be supplied to replace the standard dry cells.

(C) Adaptor Lead

For RS232 output, an adaptor lead connecting 6-pin LEMO to standard 9-way D type socket 2m length is available.

(D) Transit Case

For storage of the instrument, all accessories and options.

ORDERING INFORMATION

Please state the following (where applicable):-

- Type number DPI 740
- Operating pressure range
- Options.

For non-standard requirements, please refer to Druck.

Continuing development sometimes necessitates specification changes without notice.

RELATED PRODUCTS

Druck manufacture a comprehensive range of pressure indicators, controllers, calibrators, transducers and transmitters. The range of portable calibrators also covers temperature and electrical parameters.

Please refer to Druck for further information and data sheets.

CALIBRATION STANDARDS

Instruments manufactured by Druck Limited are calibrated against precision pressure calibration equipment which is traceable to International Standards.

FIG. E.2 – Baromètre de précision de marque DRUCK

E.2 Liste de normes

Les tableaux E.1, E.2, E.3 et E.4 reprennent les entités principales de la liste de normes que nous avons établie en ce qui concerne l'étalonnage des vannes de régulation. Le tableau E.5 rappelle la signification des abréviations des sociétés de normalisation.

	Dénomination	Titre	Année	Mois	Remarques
NBN	NBN EN 60534-2-1	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 2-1 : capacité d'écoulement. Équations de dimensionnement des vannes de régulation pour l'écoulement des fluides dans les conditions d'installation. (version française)	1998	12	EN 60534-2-1:1998 est identique CEI 60534-2-1:1998 est identique
NBN	NBN EN 60534-3-3	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 3-3 : dimensions. Dimensions bout-à-bout des vannes de régulation à soupape à deux voies, à corps droit avec embouts à souder.	1998	12	EN 60534-3-3:1998 est identique CEI 60534-3-3:1998 est identique
NBN	NBN E 29-103	Dimensions de raccordement des brides PN 10	1974	6	
NBN	NBN E 29-104	Dimensions de raccordement des brides PN 16	1974	6	
NBN	NBN E 29-105	Dimensions de raccordement des brides PN 25	1974	6	
NBN	NBN E 29-107	Brides circulaires - Emboîtement simple (PN 10 à 40)	1974	6	
NBN	NBN E 29-301	Robinets à papillon d'usage général, en fonte ou en acier, à étanchéité par élastomère	1988	5	
NBN	NBN E29-306	Robinets-vannes à brides, en fonte, à opercule revêtu d'élastomère			Projet
NBN	NBN E 29-309	Raccordement des servomoteurs multitours aux appareils de robinetterie - Dimensions des embases	1979		ISO 5210 /1 est identique
NBN	NBN E 29-310	Raccordement des servomoteurs à fraction de tour aux appareils de robinetterie - Dimensions des embases	1979		ISO 5211 /1 est identique
NBN	NBN E 29-311	Raccordement des servomoteurs multitours aux appareils de robinetterie - Caractéristiques d'utilisation de l'embase et de l'accouplement	1981		ISO 5210 /2 est identique
NBN	NBN E 29-312	Raccordement des servomoteurs à fraction de tour aux appareils de robinetterie - Caractéristiques d'utilisation de l'embase et de l'accouplement	1981		ISO 5211 /2 est identique
NBN	NBN E 29-313	Raccordement des servomoteurs multitours aux appareils de robinetterie - Dimensions des éléments d'entraînement	1983		ISO 5210 /3 est identique
NBN	NBN E 29-314	Raccordement des servomoteurs à fraction de tour aux appareils de robinetterie - Dimensions des éléments d'entraînement	1983		ISO 5211 /3 est identique
NBN	NBN E 29-315	Appareils de robinetterie métalliques utilisés dans les tuyauteries à brides - Dimensions face-à-face et face-à-axe	1983		ISO 5752 est identique
NBN	NBN E 29-316	Robinetterie industrielle - Essais sous pression pour les appareils de robinetterie	1983		ISO 5208 est identique
IEC	IEC 60534-1	Industrial-process control valves. Part 1: Control valve terminology and general considerations	1987	12	
IEC	IEC 60534-2-1	Industrial-process control valves - Part 2-1: Flow capacity - Sizing equations for fluid flow under installed conditions	1998	9	
IEC	IEC 60534-2-3	Industrial-process control valves - Part 2-3: Flow capacity - Test procedures	1997	12	
IEC	IEC 60534-2-4	Industrial-process control valves. Part 2: Flow capacity. Section Four: Inherent flow characteristics and rangeability	1989	10	
IEC	IEC 60534-3-1	Industrial-process control valves - Part 3-1: Dimensions - Face-to-face dimensions for flanged, two-way, globe-type, straight pattern and centre-to-face dimensions for flanged, two-way, globe-type, angle pattern control valves	2000	2	
IEC	IEC 60534-3-2	Industrial-process control valves - Part 3-2: Dimensions - Face-to-face dimensions for rotary control valves except butterfly valves	2001	4	
IEC	IEC 60534-3-3	Industrial-process control valves - Part 3-3: Dimensions End-to-end dimensions for butt-weld, two-way, globe-type, straight pattern control valves	1998	8	
IEC	IEC 60534-4	Industrial-process control valves - Part 4: Inspection and routine testing	1999	4	
IEC	IEC 60534-5	Industrial-process control valves. Part 5: Marking	1982	1	
IEC	IEC 60534-6	Industrial-process control valves. Part 6: Mounting details for attachment of positioners to control valve actuators	1985	1	
IEC	IEC 60534-6-1	Industrial-process control valves - Part 6: Mounting details for attachment of positioners to control valves - Section 1: Positioner mounting on linear actuators	1997	8	
IEC	IEC 60534-6-2	Industrial-process control valves - Part 6-2: Mounting details for attachment of positioners to control valves - Positioner mounting on rotary actuators	2000	11	
IEC	IEC 60534-7	Industrial-process control valves. Part 7: Control valve data sheet	1989	12	
IEC	IEC 60534-8-1	Industrial-process control valves. Part 8: Noise considerations. Section One: Laboratory measurement of noise generated by aerodynamic flow through control valves	1991	5	

TAB. E.1 – Liste de normes traitant des vannes de régulation (Partie 1/4)

IEC	IEC 60534-8-2	Industrial-process control valves - Part 8: Noise considerations - Section 2: Laboratory measurement of noise generated by hydrodynamic flow through control valves	1991	5	
IEC	IEC 60534-8-3	Industrial-Process Control Valves Part 8: Noise Considerations Section 3: Control Valve Aerodynamic Noise Prediction Method	2000	7	
IEC	IEC 60534-8-4	Industrial-process control valves - Part 8: Noise considerations - Section 4: Prediction of noise generated by hydrodynamic flow	1994	5	
IEC	IEC 61514	Industriel-process control systems - Methods of evaluating the performance of valve positioners with pneumatic outputs	2000		
CEI	CEI 60534-1	Vannes de régulation des processus industriels - Première partie : terminologie des vannes de régulation et considérations générales (version française)	1976		
CEI	CEI 60534-2-1	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 2-1 : capacité d'écoulement. Équations de dimensionnement des vannes de régulation pour l'écoulement des fluides dans les conditions d'installation. (version française)	1998		
CEI	CEI 60534-2-3	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 2-3 : capacités d'écoulement. Procédures d'essais. (version française)	1997		
CEI	CEI 60534-2-4	Vannes de régulation des processus industriels - Capacité d'écoulement - Caractéristiques intrinsèques de débit et coefficient intrinsèque de réglage.	1989		
CEI	CEI 60534-2-5				
CEI	CEI 60534-3-1	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 3-1 : dimensions - Écartements hors-bridés des vannes de régulation deux voies droites à soupapes et à brides et dimensions centre/bride des vannes de régulation deux voies coudées à brides	2000		
CEI	CEI 60534-3-2	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 3-2 : dimensions - Ecartement des vannes de régulation sans brides à l'exception des vannes papillon à insérer entre brides.	1984		
CEI	CEI 60534-3-3	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 3-3 : dimensions. Dimensions bout-à-bout des vannes de régulation à soupape à deux voies, à corps droit avec embouts à souder.	1998		
CEI	CEI 60534-4	Vannes de régulation des processus industriels - Inspection et essais individuels	1999		
CEI	CEI 60534-5	Vannes de régulation des processus industriels - Marquage	1982		
CEI	CEI 60534-8-1	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 8 - Considération sur le bruit - section un - Mesure en laboratoire du bruit créé par un débit aérodynamique à travers une vanne de régulation.	1991		
CEI	CEI 60534-8-2	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 8 - Considération sur le bruit - section deux - Mesure en laboratoire du bruit créé par un débit hydraulique à travers une vanne de régulation.	1991		
CEI	CEI 60534-8-3	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 8 - Considération sur le bruit - section trois - Prédiction du bruit créé par un débit aérodynamique à travers une vanne de régulation.	2000		
CEI	CEI 60534-8-4	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 8 - Considération sur le bruit - section quatre - Prédiction du bruit créé par un débit hydraulique à travers une vanne de régulation.	1994		
NF	NF EN 60534-1	Vannes de régulation des processus industriels - Première partie : terminologie des vannes de régulation et considérations générales (version française)	1993	6	EN 60534-1:1993 est identique CEI 60534-1:1976 est identique
NF	NF EN 60534-2-1	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 2-1 : capacité d'écoulement. Équations de dimensionnement des vannes de régulation pour l'écoulement des fluides dans les conditions d'installation. (version française)	1999	9	EN 60534-2-1:1998 est identique CEI 60534-2-1:1998 est identique
NF	NF EN 60534-2-3	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 2-3 : capacités d'écoulement. Procédures d'essais. (version française)	1998	5	EN 60534-2-3:1998 est identique CEI 60534-2-3:1997 est identique

TAB. E.2 – Liste de normes traitant des vannes de régulation (Partie 2/4)

NF	NF EN 60534-3-1	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 3-1 : dimensions - Écartements hors-bridés des vannes de régulation deux voies droites à soupapes et à brides et dimensions centre/bride des vannes de régulation deux voies coudées à brides	2001	6	EN 60534-3-1:2000 est identique CEI 60534-3-1:2000 est identique
NF	NF EN 60534-3-2	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 3-2 : dimensions - Dimensions face-à-face des vannes de régulation rotatives excepté les vannes papillon	2001	10	EN 60534-3-2:2001 est identique CEI 60534-3-2:2001 est identique
NF	NF EN 60534-3-3	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 3-3 : dimensions. Dimensions bout-à-bout des vannes de régulation à soupape à deux voies, à corps droit avec embouts à souder. (version française)	1999	2	EN 60534-3-3:1998 est identique CEI 60534-3-3:1998 est identique
NF	PR NF EN 60534-4	VANNES DE REGULATION DES PROCESSUS INDUSTRIELS. PARTIE 4 : INSPECTION ET ESSAIS INDIVIDUELS.	1996	4	PR EN 60534-4 est identique CEI 60534-4 est identique
NF	PR NF EN 60534-2-5	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 2-5 : capacité d'écoulement - Equations de dimensionnement pour l'écoulement des fluides dans les vannes de régulation multi-étagées avec récupération entre étages	2002	5	PR EN 60534-2-5 est identique CEI 60534-2-5 est identique
NF	NF EN 60534-6-1	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 6 : détails d'assemblage pour le montage des positionneurs sur les actionneurs de vannes de régulation - Section 1 : montage des positionneurs sur les actionneurs linéaires. (version française)	1998	1	EN 60534-6-1:1997 est identique CEI 60534-6-1:1997 est identique
NF	NF EN 60534-6-2	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 6-2 : détails d'assemblage pour le montage des positionneurs sur les actionneurs de vannes de régulation - Montage des positionneurs sur les actionneurs rotatifs	2001	7	EN 60534-6-2:2001 est identique CEI 60534-6-2:2000 est identique
NF	NF EN 60534-2-1/AC1	Corrigendum à la norme NF EN 60534-2-1 de septembre 1999 (C46-503) (version française)	2000	3	
NF	NF EN 60534-8-1	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 8 : considérations sur le bruit - Section 1 : mesure en laboratoire du bruit créé par un débit aérodynamique à travers une vanne de régulation	2001	1	EN 60534-8-1:2000 est identique CEI 60534-8-1:1986 est identique
NF	NF EN 60534-8-2	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 8 : considérations sur le bruit - Section 2 : mesure en laboratoire du bruit créé par un écoulement hydrodynamique dans une vanne de régulation (version française)	1993	6	EN 60534-8-2:1993 est identique CEI 60534-8-2:1991 est équivalent
NF	NF EN 60534-8-3	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 8-3 : considérations sur le bruit - Méthode de prédiction du bruit aérodynamique des vannes de régulation	2001	2	EN 60534-8-3:2000 est identique CEI 60534-8-3:2000 est identique
NF	NF EN 60534-8-4	Vannes de régulation des processus industriels - Partie 8 : considérations sur le bruit section 4 : prédiction du bruit créé par un écoulement hydrodynamique. (version française)	1994	8	EN 60534-8-4:1994 est identique CEI 60534-8-4:1994 est identique
ISA	ISA S75.01	Flow Equations for Sizing Control Valves	1985		Reaffirmed 1995
ISA	ISA S75.02	Control Valve Capacity Test Procedure ISA	1996		
ISA	ISA S75.03	Face-to-Face Dimensions for Integral Flanged Globe-Style Control Valve Bodies	1992		(ANSI Classes 125, 150, 250, 300, & 600)
ISA	ISA S75.04	Face-to-Face Dimensions for Flangeless Control Valves	1995		(ANSI Classes 150, 300 & 600)
ISA	ISA S75.05	Control Valve Terminology	2000		
ISA	ISA S75.07	Laboratory Measurement of Aerodynamic Noise Generated by Control Valves	1987		
ISA	ISA S75.08	Installed Face-to-Face Dimensions for Flanged Clamp or Pinch Valves	1985		Reaffirmed 1991
ISA	ISA S75.11	Inherent Flow Characteristic & Rangeability of Control Valves	1985		Reaffirmed 1991
ISA	ISA S75.12	Face-to-Face Dimensions for Socket Weld-End & Screwed-End Globe-Style Control Valves	1993		(ANSI Classes 150, 300, 600, 900, 1500 & 2500)
ISA	ISA S75.13	Method of Evaluating the Performance of Positioners with Analog Input Signals & Pneumatic Output	1996		
ISA	ISA S75.14	Face-to-Face Dimensions for Buttweld-End Globe-Style Control Valves	1993		(ANSI Class 4500)
ISA	ISA S75.15	Face-to-Face Dimensions for Buttweld-End Globe-Style Control Valves	1994		(ANSI Classes 150, 300, 600, 900, 1500 & 2500)
ISA	ISA S75.16	Face-to-Face Dimensions for Flanged Globe-Style Control Valve Bodies	1994		(ANSI Classes 900, 1500 & 2500)
ISA	ISA S75.17	Control Valve Aerodynamic Noise Prediction	1989		
ISA	ISA S75.19	Hydrostatic Testing of Control Valves	1995		
ISA	ISA S75.20	Face-to-Face Dimensions for Separable Flanged Globe-Style Control Valves	1991		(ANSI Classes 150, 300, & 600)
ISA	ISA RP75.21	Process Data Presentation for Control Valves	1989		Reaffirmed 1996
ISA	ISA S75.22	Face-to-Centerline Dimensions for Flanged Globe-Style Angle Control Valve Bodies	1992		(ANSI Classes 150, 300 & 600)

TAB. E.3 – Liste de normes traitant des vannes de régulation (Partie 3/4)

ISA	ISA RP75.23	Considerations for Evaluating Control Valve Cavitation	1995		
ISA	ISA TR75.04.01	Control Valve Position Stability	1998		
ISA	ISA 75.25.01	Test Procedure for Control Valve Response Measurement from Step Inputs	2000		
ISA	ISA TR75.25.02	Control Valve Response Measurement from Step Inputs	2000		
ISA	ISA 93.00.01	Standard Method for the Evaluation of External Leakage of Manual and Automated On-Off Valves	1999		
SAE	SAE J 747	Control Valve Test Procedure			
API	RP 553	Refinery Control Valves First Edition	1998	8	
CEN	EN 1074-5	Valves for Water Supply - Fitness for Purpose Requirements and Appropriate Verification Tests - Part 5: Control Valves	2001	1	
CEN	EN 1349	Industrial Process Control Valves	2001	1	
JSA	JIS B 2007:1993	Industrial-process control valves -- Inspection and routine testing			
JSA	JIS B 8654:1989	Test methods for electro-hydraulic proportional series flow control valves			
JSA	JIS B 8655:1989	Test methods for electro-hydraulic proportional directional series flow control valves			
JSA	JIS B 8656:1989	Test methods for electro-hydraulic proportional bypass flow control valves			
JSA	JIS B 8657:1989	Test methods for electro-hydraulic proportional directional bypass flow control valves			
KSA	B 0540	Industrial - Process Control Valves - Inspection and Routine Testing	2001	1	
KSA	B 6510	Test Methods for Electro-Hydraulic Proportional Series Flow Control Valves	1991		
KSA	B 6511	Test Methods for Electro-Hydraulic Proportional Directional Series Flow Control Valves	1991		
KSA	B 6512	Test Methods for Electro-Hydraulic Proportional Bypass Flow Control Valves	1991		
KSA	B 6513	Test Methods for Electro-Hydraulic Proportional Directional Bypass Flow Control Valves	1991		
NFPA	(NFPA) T3.5.16-1991	Hydraulic Fluid Power - Flow Control Valves - Method for Measuring and Reporting Regulating Characteristics	1991	3	

TAB. E.4 – Liste de normes traitant des vannes de régulation (Partie 4/4)

ANSI	American National Standards Institute
API	American Petroleum Institute
ASSE	American Society of Sanitary Engineers
BSMI	Bureau of Standards, Metrology and Inspection
CEN	European Committee for Standardization
CENELEC	European Committee for Electrotechnical Standardization
DIN	Deutsches Institut für Normung
IEC	International Electrotechnical Commission
ISO	International Organization for Standardization
JSA	Japanese Standards Association
KSA	Korean Standards Association
NFPA	National Fluid Power Association
SAE	Society of Automotive Engineers
US DoD	US Department of Defense

TAB. E.5 – Signifié des abréviations des organisations de normalisation

E.3 Pression différentielle minimale

Le tableau E.6, issu de la norme CEI 60534-2-1, donne une valeur indicative du coefficient F_L . Puisque nous ne disposons pas du coefficient F_L dans les données que nous nous sommes procurés auprès du fournisseur, nous avons utilisé la valeur type fournie par la norme. Les coefficients F_d et x_T ne sont ni définis, ni utilisés dans ce rapport.

Type de vanne	Type d'obturateur	Sens du fluide ²⁾	F_L	x_T	F_d
A soupape, simple siège	V-port, à 3 V	Indifférent	0,9	0,70	0,48
	V-port, à 4 V	Indifférent	0,9	0,70	0,41
	V-port, à 6 V	Indifférent	0,9	0,70	0,30
	Clapet parabolique	Tend à ouvrir Tend à fermer	0,9 0,8	0,72 0,55	0,46 1,00
	A soupape, à cage percée de 60 trous de même diamètre	vers l'extérieur ³⁾ ou vers l'intérieur	0,9	0,68	0,13
	A soupape, à cage percée de 120 trous de même diamètre	vers l'extérieur ³⁾ ou vers l'intérieur	0,9	0,68	0,09
	Cage à 4 lumières	Vers l'extérieur ³⁾ Vers l'intérieur ³⁾	0,9 0,85	0,75 0,70	0,41 0,41
A soupape, double siège	Clapet V-port	Entrée entre les sièges	0,9	0,75	0,28
	Clapet profilé	Indifférent	0,85	0,70	0,32
A soupape d'angle	Clapet parabolique	Tend à ouvrir Tend à fermer	0,9 0,8	0,72 0,65	0,46 1,00
	Cage à 4 luminaires	Vers l'extérieur ³⁾ Vers l'intérieur ³⁾	0,9 0,85	0,65 0,60	0,41 0,41
	Venturi	Tend à fermer	0,5	0,20	1,00
Equipement interne à petit débit	Encoche en V	Tend à ouvrir	0,98	0,84	0,70
	Siège plat (course courte)	Tend à fermer	0,85	0,70	0,30
	A aiguille conique	Tend à ouvrir	0,95	0,84	$\frac{N_{19}\sqrt{C \times F_L}}{D_o}$
Rotative	Obturateur sphérique excentré	Tend à ouvrir Tend à fermer	0,85 0,68	0,60 0,40	0,42 0,42
	Obturateur conique excentré	Tend à ouvrir Tend à fermer	0,77 0,79	0,54 0,55	0,44 0,44
Papillon (arbre traversant)	Non excentré (70°)	Indifférent	0,62	0,35	0,57
	Non excentré (60°)	Indifférent	0,70	0,42	0,50
	Disque dentelé (70°)	Indifférent	0,67	0,38	0,30
Papillon (arbre non traversant)	A siège décalé (70°)	Indifférent	0,67	0,35	0,57
A tournant sphérique	A passage intégral (70°)	Indifférent	0,74	0,42	0,99
	A secteur sphérique	Indifférent	0,60	0,30	0,98
<p>1) Ces valeurs ne sont que des valeurs types; les valeurs réelles doivent être données par le fabricant.</p> <p>2) Le fluide tend à ouvrir ou à fermer la vanne, c'est-à-dire que la force qu'il exerce tend à éloigner l'obturateur du siège ou à l'en rapprocher.</p> <p>3) «Vers l'extérieur» signifie du centre de la cage vers l'extérieur, et «Vers l'intérieur» signifie de l'extérieur de la cage vers le centre.</p>					

TAB. E.6 – Valeurs types du coefficient de correction générique de vanne F_d , du facteur de récupération de pression du liquide F_L et du facteur de rapport de pression différentielle x_T pour la courbe nominale 1)

Annexe F

Annexe au chapitre 8

F.1 Données de la vanne papillon COMAP diamètre 150 mm

La figure F.1 représente les courbes du coefficient de débit calculées d'après les données du fournisseur COMAP. Ces données sont ensuite comparées à la caractéristique « linéaire » et à la caractéristique « égale pourcentage » à la figure F.2.

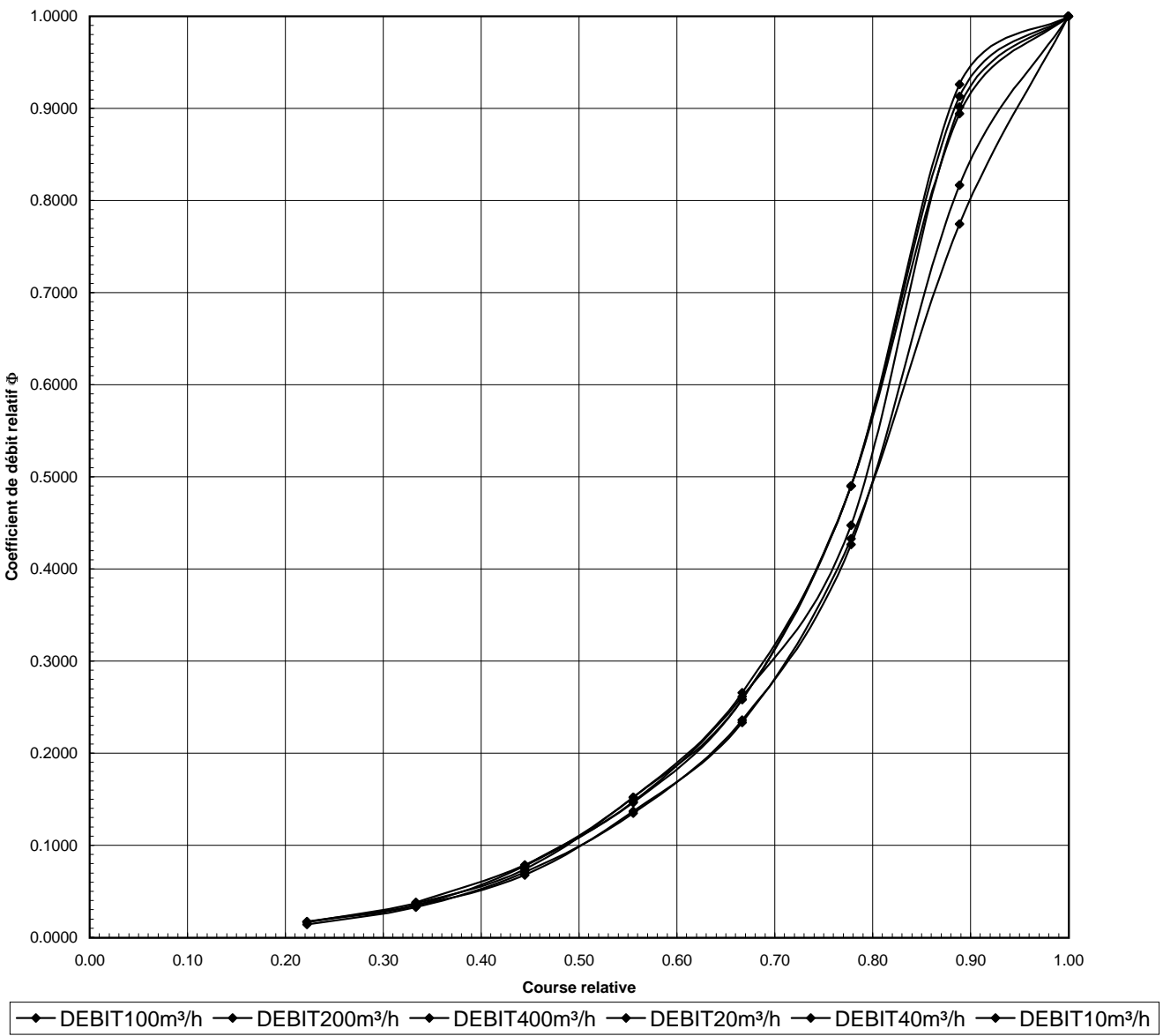


FIG. F.1 – Calcul du coefficient de débit relatif avec l'abaque donné par le fournisseur CONAP

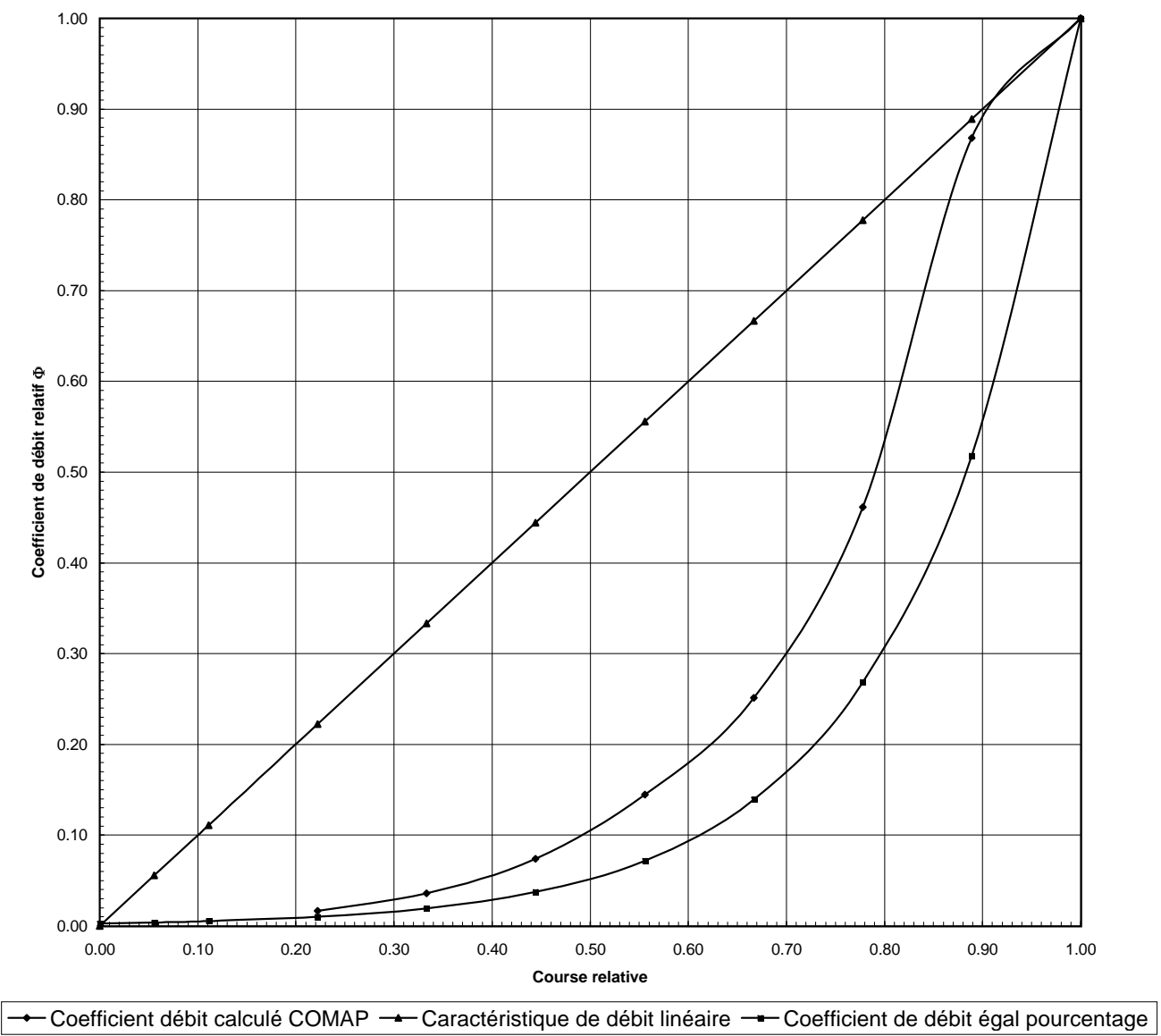


FIG. F.2 – Caractéristique de débit calculée grâce aux données du constructeur COMAP

F.2 Calculs de débit à partir des deux jaugages

Les tableaux F.1 et F.2 représentent la feuille de calcul EXCEL qui a permis d'évaluer le débit grâce au jaugage du champ de vitesse dans le canal. Les deux tableaux correspondent au deuxième jaugage.

Moulinet OTTN° 87479 type C2 "10.150"
Hélice 1-86022, pas 0.05 m, 50 mm de diamètre

$L_{\text{canal}} = 500 \text{ mm}$ ou 0.5 m section = 0.441 m^2

$H_{\text{eau}} = 882.1 \text{ mm}$ ou 0.88 m

Nombre de tours d'hélice pour 30 secondes

112	127	144	151	148	133	117	100
113	131	145	154	149	132	130	93
133	130	123	125	128	133	139	123
116	119	105	92	94	99	109	104
106	97	82	81	81	85	87	85
93	89	81	64	56	61	71	73
101	101	83	60	50	54	64	64
133	120	93	60	48	45	53	89
185	146	107	75	53	56	62	90
221	184	134	83	56	56	78	130
224	164	103	82	79	93	138	156
253	195	133	98	99	128	176	202
292	223	162	146	134	149	201	244
326	245	200	186	190	213	251	306
347	290	256	254	270	285	295	335
389	343	314	324	340	349	356	385
405	392	393	382	399	403	419	428
429	431	422	439	442	448	457	456

Nombre de tours d'hélice par seconde

3.73	4.23	4.80	5.03	4.93	4.43	3.90	3.33
3.77	4.37	4.83	5.13	4.97	4.40	4.33	3.10
4.43	4.33	4.10	4.17	4.27	4.43	4.63	4.10
3.87	3.97	3.50	3.07	3.13	3.30	3.63	3.47
3.53	3.23	2.73	2.70	2.70	2.83	2.90	2.83
3.10	2.97	2.70	2.13	1.87	2.03	2.37	2.43
3.37	3.37	2.77	2.00	1.67	1.80	2.13	2.13
4.43	4.00	3.10	2.00	1.60	1.50	1.77	2.97
6.17	4.87	3.57	2.50	1.77	1.87	2.07	3.00
7.37	6.13	4.47	2.77	1.87	1.87	2.60	4.33
7.47	5.47	3.43	2.73	2.63	3.10	4.60	5.20
8.43	6.50	4.43	3.27	3.30	4.27	5.87	6.73
9.73	7.43	5.40	4.87	4.47	4.97	6.70	8.13
10.87	8.17	6.67	6.20	6.33	7.10	8.37	10.20
11.57	9.67	8.53	8.47	9.00	9.50	9.83	11.17
12.97	11.43	10.47	10.80	11.33	11.63	11.87	12.83
13.50	13.07	13.10	12.73	13.30	13.43	13.97	14.27
14.30	14.37	14.07	14.63	14.73	14.93	15.23	15.20

Vitesse en m/s

0.24	0.27	0.30	0.32	0.31	0.28	0.25	0.22
0.24	0.28	0.30	0.32	0.31	0.28	0.28	0.20
0.28	0.28	0.26	0.27	0.27	0.28	0.29	0.26
0.25	0.25	0.23	0.20	0.21	0.22	0.24	0.23
0.23	0.21	0.18	0.18	0.18	0.19	0.19	0.19
0.20	0.20	0.18	0.15	0.13	0.14	0.16	0.17
0.22	0.22	0.19	0.14	0.12	0.13	0.15	0.15
0.28	0.26	0.20	0.14	0.12	0.11	0.13	0.20
0.38	0.31	0.23	0.17	0.13	0.13	0.14	0.20
0.45	0.38	0.28	0.19	0.13	0.13	0.18	0.28
0.45	0.34	0.22	0.18	0.18	0.20	0.29	0.33
0.50	0.40	0.28	0.21	0.22	0.27	0.36	0.41
0.57	0.45	0.34	0.31	0.28	0.31	0.41	0.49
0.64	0.49	0.41	0.38	0.39	0.43	0.50	0.60
0.67	0.57	0.51	0.51	0.54	0.56	0.58	0.65
0.75	0.67	0.61	0.63	0.66	0.68	0.69	0.74
0.78	0.75	0.76	0.74	0.77	0.77	0.80	0.82
0.82	0.82	0.81	0.84	0.84	0.86	0.87	0.87

F.3 Feuille de calcul EXCEL et traitement des données externes

Les tableaux F.3, F.4 et les figures F.3 et F.4 sont extraits du fichier de traitement de données externes EXCEL uniques pour chaque position de la vanne à étalonner.

Le tableau F.3 reprend toutes les données traitées dans ce fichier. Les chiffres visibles correspondent à la série d'essais *B* pour une ouverture de la vanne à 70° . Seuls la perte de charge, le débit mesuré par le débitmètre électromagnétique, le débit du déversoir rectangulaire mesuré par le WAVO et le couple sont issus des mesures. Les autres données n'ont pas de signification.

Le tableau F.4 donne un aperçu des données externes concernant la pression reprise dans une feuille de calcul. On peut retrouver l'équivalent dans ce fichier pour la mesure de débit par le débitmètre électromagnétique, la mesure de hauteur d'eau faite au WAVO et le calcul du débit grâce à l'équation de la courbe de référence, la position de la vanne à étalonner, la position du batardeau, la vitesse de rotation du moteur. Nous n'avons pas fait apparaître ces données brutes car elles n'apportent pas de renseignements.

La figure F.3 représente la variation de la mesure du débit grâce au débitmètre électromagnétique sur la durée d'un essai de la série de mesures *B* (environ 20 minutes) pour une ouverture de la vanne à étalonner de 70° . On constate comme annoncé que le débit fourni par la pompe n'est pas constant. La moyenne mobile sur 30 secondes n'est pas équivalente à la moyenne arithmétique. L'écart entre les deux points extrêmes de la mesure est de l'ordre de 5 l/s. Par contre, l'écart entre les deux points extrêmes de la moyenne mobile est de l'ordre de 2 l/s.

La figure F.4 représente la variation de hauteur d'eau mesurée par le WAVO pour l'essai *B* et la vanne ouverte à 70° . On constate que la mesure est beaucoup plus stable. En effet, la mesure de hauteur d'eau n'a pas été réalisée dans le canal même, mais au moyen d'un pot de mesure relié au canal et amortissant les variations.

TAB. F.3 – Extrait du fichier de traitement des données externes pour la série de mesures B, vanne ouverte à 70° et représentant le tableau de synthèse

PRESSION						PERTE DE CHARGE				
Numéro de la prise de pression	Pression moyenne sur X secondes	Ecart limite de la moyenne au niveau de confiance 95%	1 : accept 0 : refuse	Moyenne sur X prises de pression	Distances géométriques	Pente	Ordonnées origine	Position vanne	Valeur de la pression ramené à la position de la vanne	Perte de charge
[-]	[bar]	(bar)	[-]	[bar]	[m]	(-)	(-)	(m)	(bar)	(bar)
1	0.147	± 0.01	1	0.144	0	0.0099	0.1486	1.8	0.17	0.33
2	0.148	± 0.01	1							
3	0.140	± 0.00	1							
4	0.143	± 0.01	1							
5	0.168	± 0.00	1	0.168	0.9					
6	0.173	± 0.01	1							
7	0.169	± 0.01	1							
8	0.163	± 0.01	1							
9	0.155	± 0.01	1	0.157	1.5					
10	0.157	± 0.00	1							
11	0.158	± 0.01	1							
12	0.158	± 0.01	1							
13	-0.199	± 0.01	1	-0.203	2.1	-0.05847	-0.0629789	1.8	-0.17	
14	-0.197	± 0.01	1							
15	-0.201	± 0.01	1							
16	-0.214	± 0.01	1							
17	-0.194	± 0.01	1	-0.193	2.7					
18	-0.197	± 0.01	1							
19	-0.191	± 0.01	1							
20	-0.190	± 0.01	1							
21	-0.285	± 0.01	1	-0.285	3.6					
22	-0.278	± 0.01	1							
23	-0.291	± 0.00	1							
24	-0.285	± 0.01	1							

DÉBIT				
	(l/s)			
Débitmètre électromagnétique	153.40	±	0.08	(l/s)
Débit déversoir rectangulaire limni	128.72	±	2.31	(%)
Débit déversoir triangulaire limni	12.30	±	1.75	(%)
Débit déversoir rectangulaire WAVO	117.55	±	1.53	(%)
Débit déversoir triangulaire WAVO	43.64	±	1.26	(%)

VITESSE DE ROTATION POMPE				
	(tr/min)			
Capteur optique	569.75	±	0.46	(l/s)

POSITION DE LA VANNE	
	(°)
Position	70

COUPLE MOYEN			
	(N.m)		(N.m)
Position	-20.846	±	0.063775

TAB. F.4 – Extrait du fichier de traitement des données externes pour la série de mesures B, vanne ouverte à 70° et représentant une partie du traitement des données de pression

ID	DATE	Pression1
1	Aug 6 13:00:39	0.13
2	Aug 6 13:00:40	0.192
3	Aug 6 13:00:41	0.154
4	Aug 6 13:00:42	0.131
6	Aug 6 13:00:44	0.142
7	Aug 6 13:00:45	0.146
8	Aug 6 13:00:46	0.164
9	Aug 6 13:00:47	0.131
10	Aug 6 13:00:48	0.135
11	Aug 6 13:00:49	0.148
12	Aug 6 13:00:50	0.158
13	Aug 6 13:00:51	0.143
15	Aug 6 13:00:53	0.138

Moyenne	0.147077
Écart type	0.017207
Écart type de la moyenne	0.004772

ID	DATE	Pression2
2	Aug 6 13:01:03	0.159
3	Aug 6 13:01:04	0.16
4	Aug 6 13:01:05	0.152
5	Aug 6 13:01:06	0.166
6	Aug 6 13:01:07	0.135
7	Aug 6 13:01:08	0.148
8	Aug 6 13:01:09	0.141
9	Aug 6 13:01:10	0.155
10	Aug 6 13:01:11	0.152
12	Aug 6 13:01:13	0.141
13	Aug 6 13:01:14	0.151
14	Aug 6 13:01:15	0.142
15	Aug 6 13:01:16	0.13
16	Aug 6 13:01:17	0.135

Moyenne	0.147643
Écart type	0.010645
Écart type de la moyenne	0.002845

ID	DATE	Pression3
1	Aug 6 13:01:47	0.141
2	Aug 6 13:01:48	0.131
3	Aug 6 13:01:49	0.146
4	Aug 6 13:01:50	0.145
6	Aug 6 13:01:52	0.135
7	Aug 6 13:01:53	0.145
8	Aug 6 13:01:54	0.142
9	Aug 6 13:01:55	0.146
10	Aug 6 13:01:56	0.142
11	Aug 6 13:01:57	0.135
12	Aug 6 13:01:58	0.138
13	Aug 6 13:01:59	0.138
14	Aug 6 13:02:00	0.131
16	Aug 6 13:02:02	0.142

Moyenne	0.1398
Écart type	0.0052
Écart type de la moyenne	0.0014

ID	DATE	Pression4
2	Aug 6 13:02:12	0.152
3	Aug 6 13:02:13	0.14
4	Aug 6 13:02:14	0.126
5	Aug 6 13:02:15	0.155
6	Aug 6 13:02:16	0.14
7	Aug 6 13:02:17	0.16
8	Aug 6 13:02:18	0.155
9	Aug 6 13:02:19	0.133
10	Aug 6 13:02:20	0.153
12	Aug 6 13:02:22	0.138
13	Aug 6 13:02:23	0.139
14	Aug 6 13:02:24	0.138
15	Aug 6 13:02:25	0.133
16	Aug 6 13:02:26	0.138

Moyenne	0.1429
Écart type	0.0102
Écart type de la moyenne	0.0027

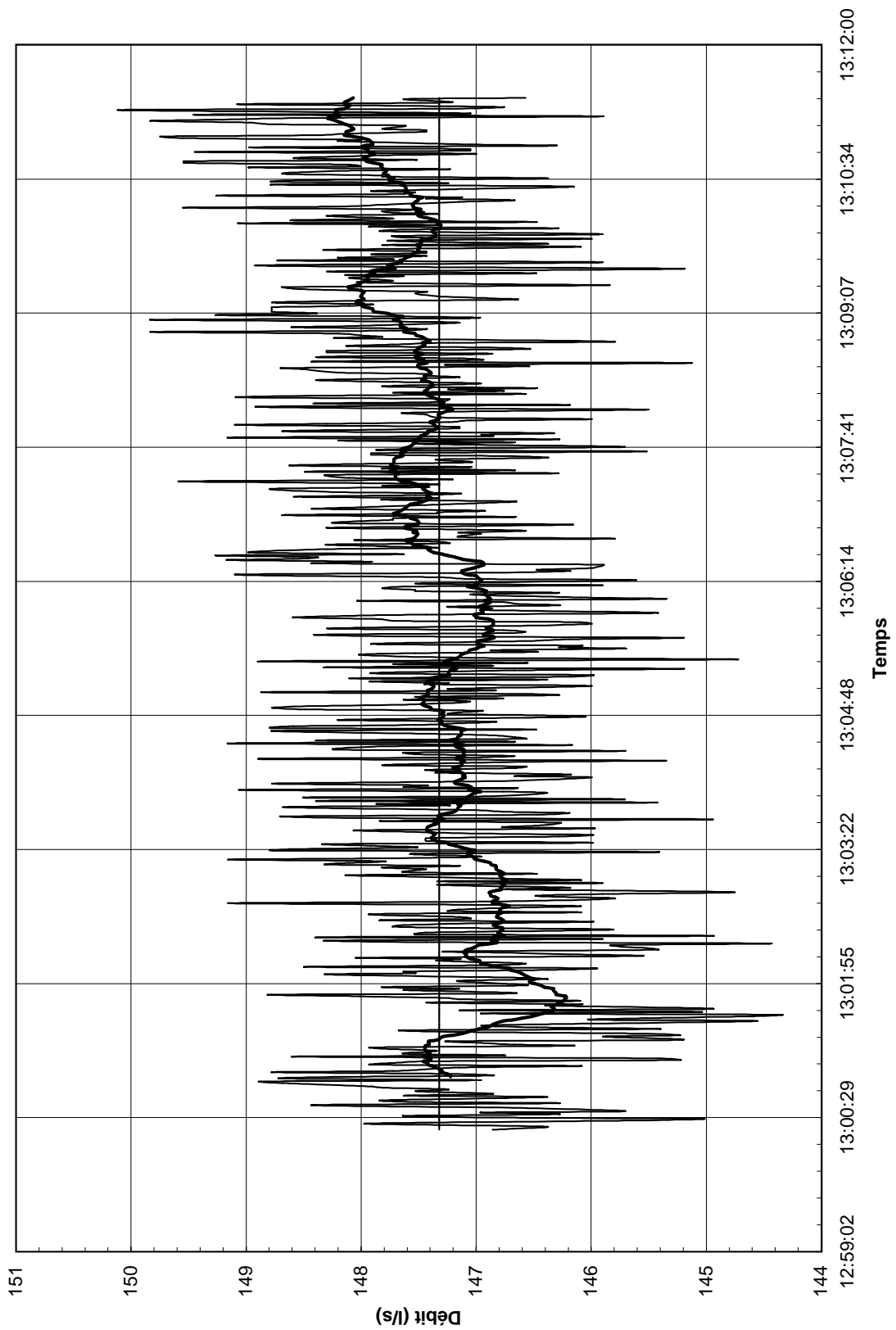


FIG. F.3 – Extrait du fichier de traitement des données externes pour la série de mesures B, vanne ouverte à 70° et représentant le graphe de variation de débit mesurée par le débitmètre électromagnétique

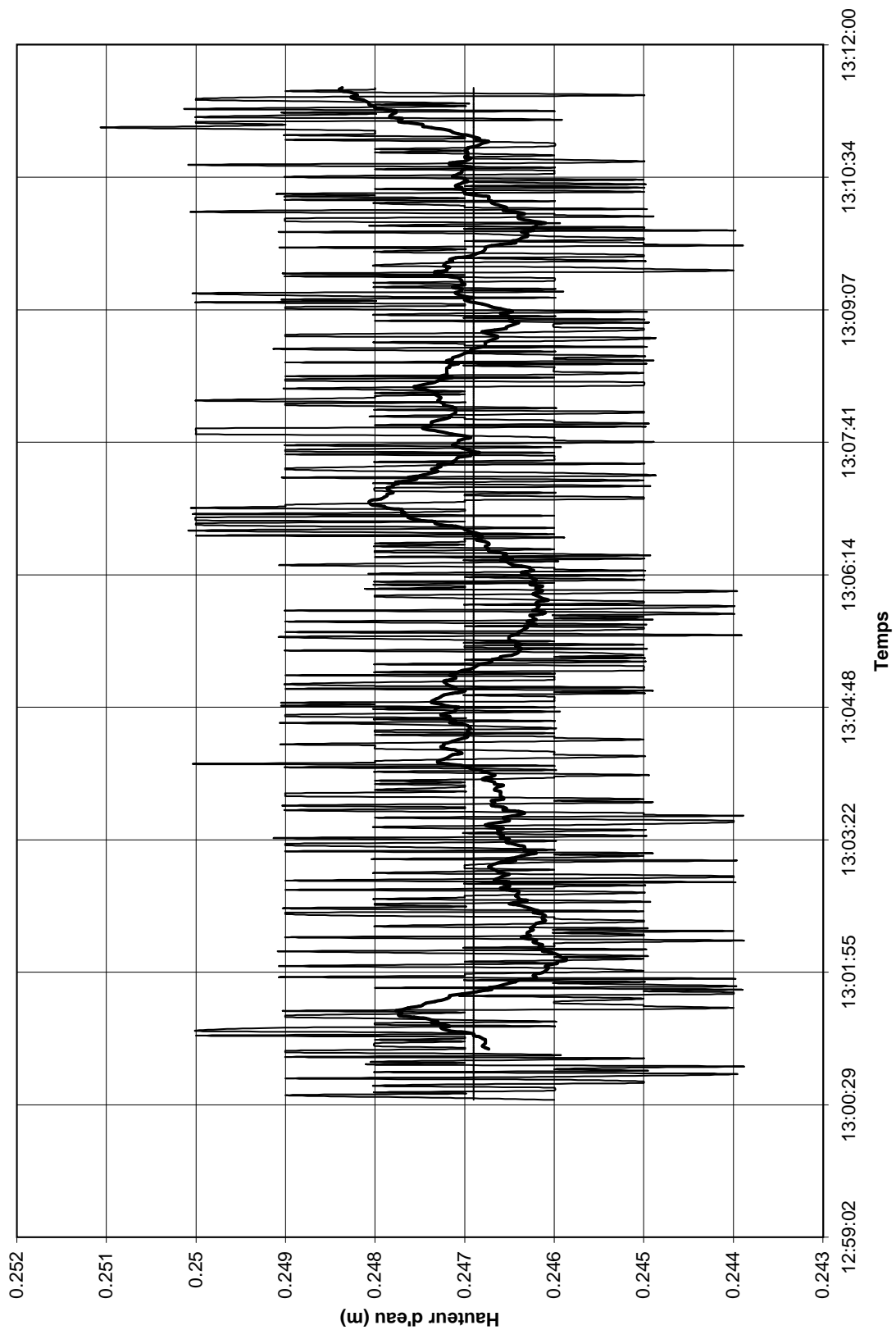


FIG. F.4 – Extrait du fichier de traitement des données externes pour la série de mesures B, vanne ouverte à 70° et représentant le graphe de variation de hauteur d'eau mesurée par le WAVO

F.4 Feuille de calcul EXCEL et présentation des résultats

Le tableau F.5 est issu du fichier EXCEL qui permet de calculer et de présenter les résultats concernant le coefficient intrinsèque de débit et les écarts limites déterminés par la norme.

Essais					Coefficient constructeur			Écarts de pente				Écarts		Coefficient de débit relatif Φ si respecte conditions
Coefficient de débit essai Cv	Coefficient de débit relatif Φ essai	Course en degré	Course relative	Écart autorisé % sur le coefficient de débit relatif (\pm)	Plage de Φ		Φ inclut dans la plage de tolérance	Valeur de la pente pour la mesure	Valeur de la pente pour constructeur	Écart de pente borne supérieure	Écart de pente borne inférieure	Écart majeur de pente	Respect simultané de la plage de Φ et de la pente	
				Valeur inférieure	Valeur supérieure	Coefficient de débit Cv du constructeur								Coefficient de débit relatif Φ du constructeur
4.81	0.0027	0	0.00											
0.00	0.00	5	0.06	447.1	0.0000	0.0000								
4.81	0.00	10	0.11	32.7	0.0018	0.0036								
21.97	0.01	20	0.22	24.1	0.0093	0.0153	33.78	0.0164	NON	0.36	0.18	0.7115899	0.177897	OUI
92.61	0.05	30	0.33	18.1	0.0425	0.0612	73.95	0.0360	NON	0.68	0.34	1.3548279	0.338707	NON
227.10	0.13	40	0.44	15.1	0.1079	0.1463	152.46	0.0741	NON	0.72	0.63	1.4402977	0.360074	NON
370.07	0.21	50	0.56	13.7	0.1787	0.2355	297.16	0.1445	NON	1.33	0.96	2.6625482	0.665637	NON
634.38	0.36	60	0.67	12.3	0.3114	0.3987	517.03	0.2515	NON	2.36	1.89	4.7261475	1.181537	NON
1103.53	0.62	70	0.78	11.0	0.5496	0.6856	948.36	0.4612	NON	3.47	3.66	6.9478671	1.736967	NON
1793.23	1.00	80	0.89	10.0	0.9033	1.1039	1785.53	0.8684	NON	-0.03	1.18	-0.064586	-0.016146	OUI
1786.82	1.00	90	1.00	10.0	0.9000	1.1000	2056.06	1.0000	OUI					NON

Limite de coefficients de débit

DN	150
Limite inférieure	5
Limite supérieure	10575

Les valeurs non comprises ou égales aux limites apparaissent en gras italique

Calcul du coefficient intrinsèque de réglage

Valeur maximale du coefficient de débit à la plus petite valeur de ce coefficient pour lequel les écarts restent autorisés

Valeur maximale respectant les conditions 0

Valeur minimale respectant les conditions 0

Coefficient intrinsèque de réglage #DIV/0!

F.5 Résultats de la série de mesures A

Les figures F.5, F.6, F.7, F.8 et F.9 représentent successivement la mesure du débit, la mesure de la perte de charge, la mesure du couple, le calcul du coefficient de perte de charge et le calcul du coefficient de débit intrinsèque pour la série de mesures A.

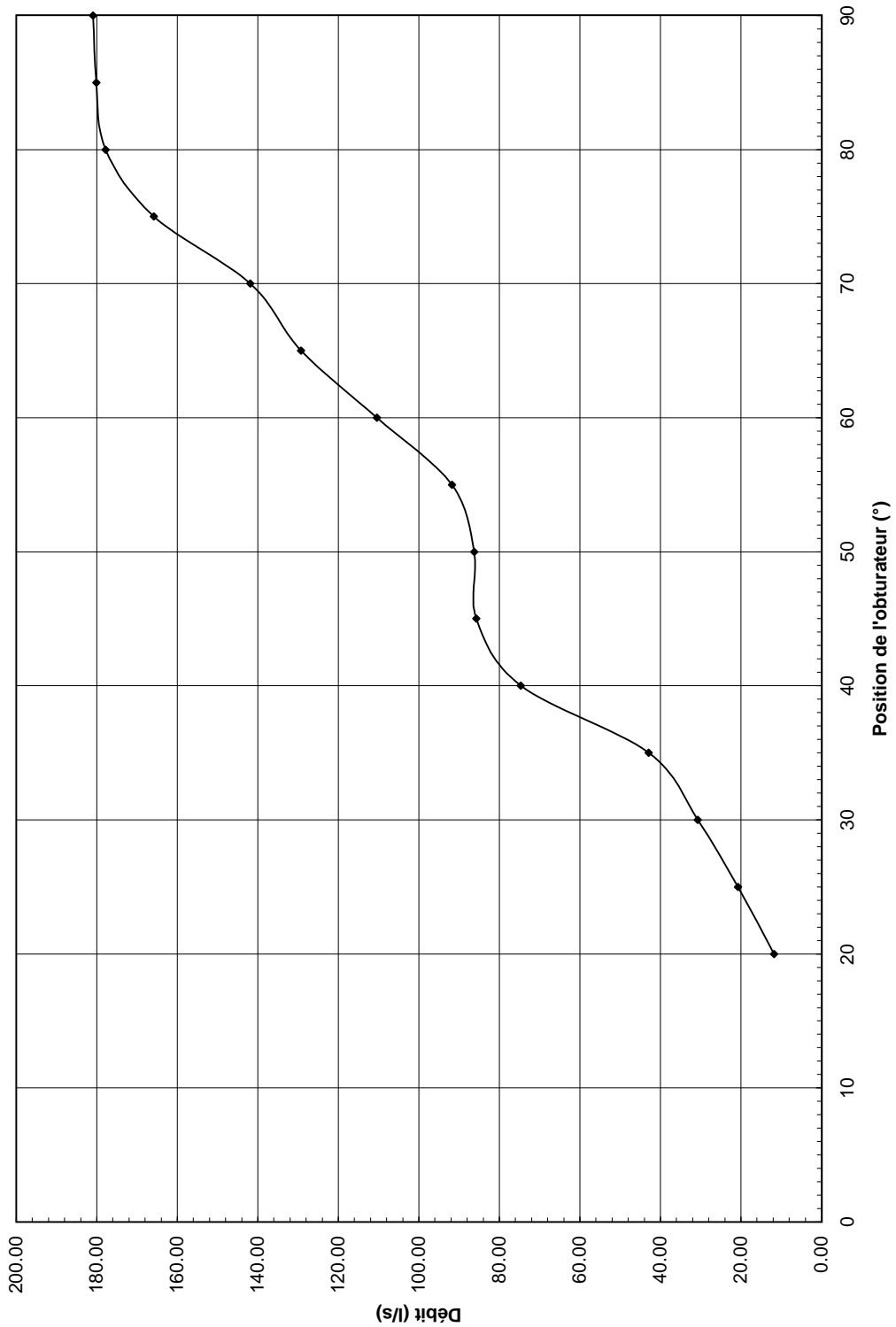


FIG. F.5 – Graphique du débit enregistré lors de l'essai A en fonction de l'ouverture du papillon

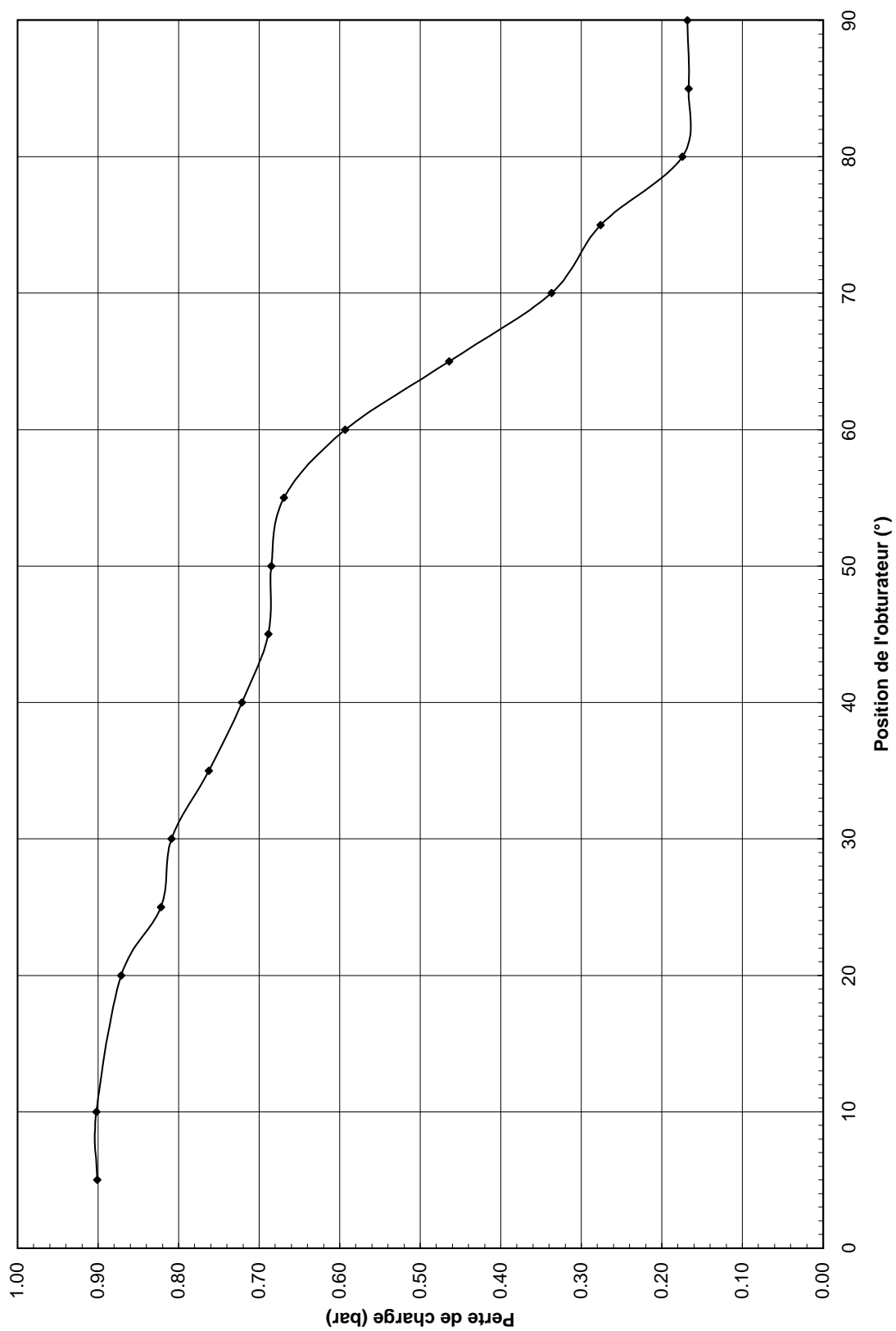


FIG. F.6 – Graphique de la perte de charge enregistrée lors de l'essai A en fonction de l'ouverture du papillon

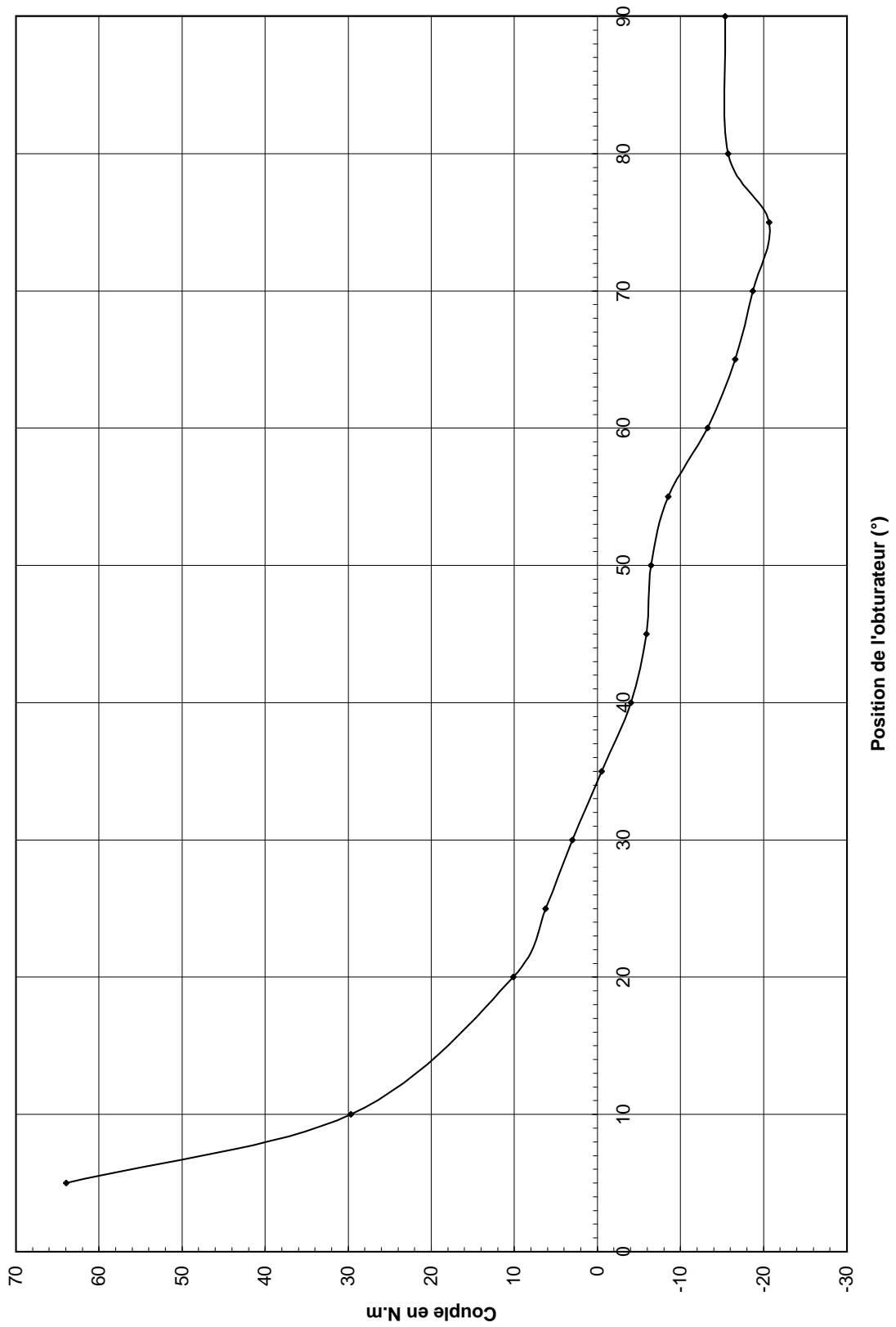


FIG. F.7 – Graphique du couple (N.m) enregistré lors de l'essai A en fonction de l'ouverture du papillon

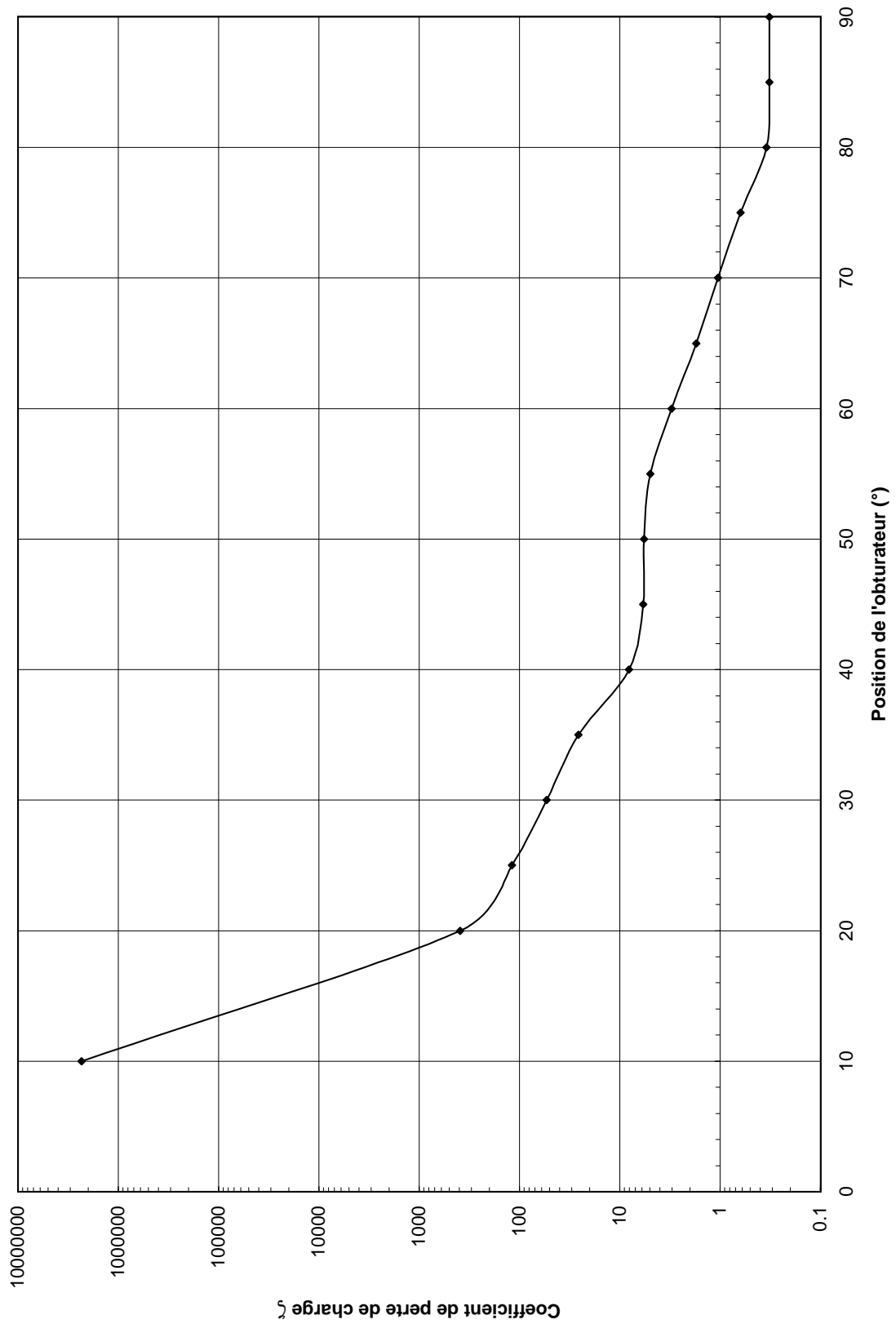


FIG. F.8 – Graphique du coefficient de perte de charge ζ calculé pour l'essai A en fonction de l'ouverture du papillon

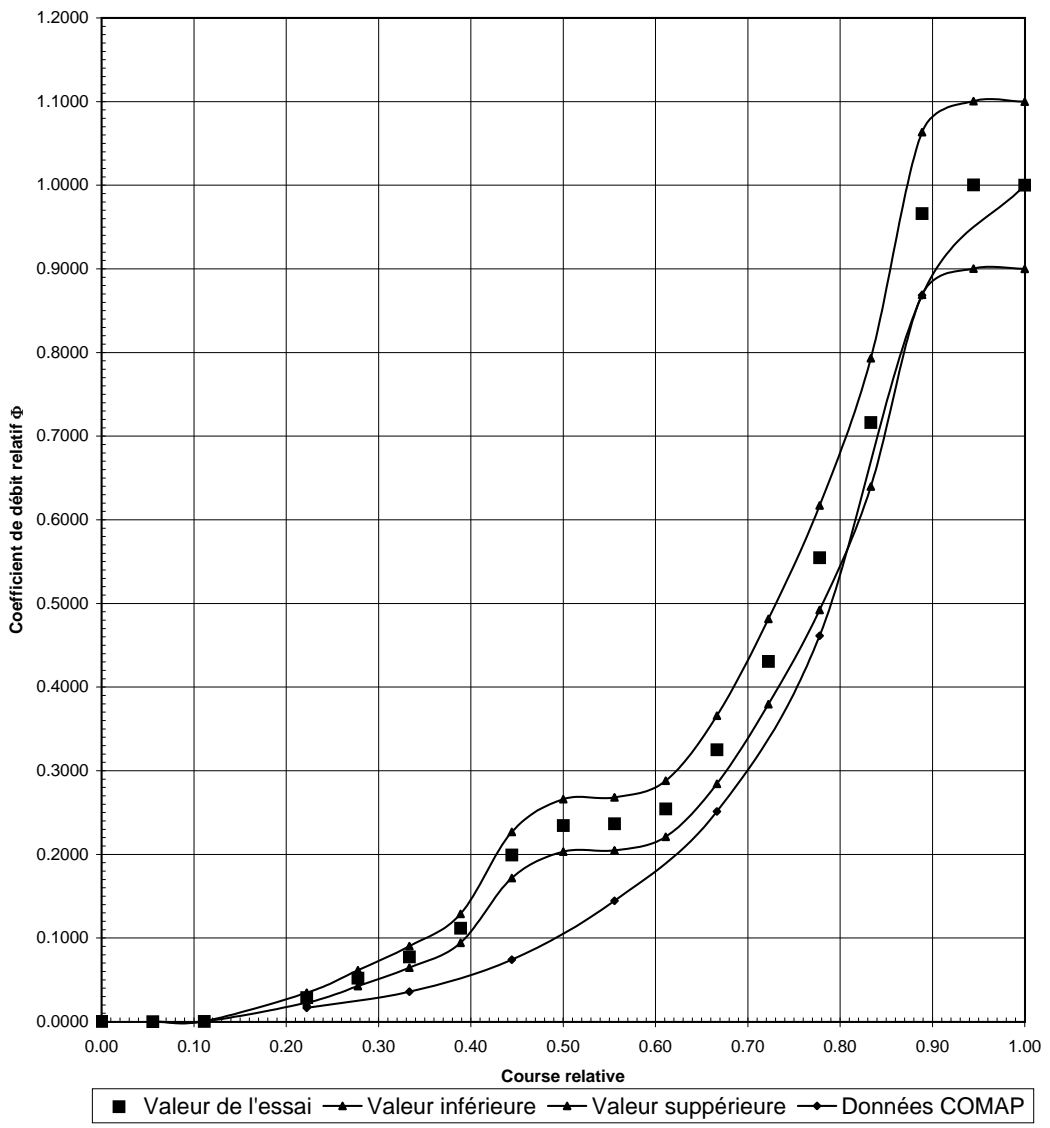


FIG. F.9 – Graphique du coefficient de débit intrinsèque calculé pour l'essai A en fonction de l'ouverture du papillon

F.6 Résultats de la série de mesures *B*

Les figures F.10, F.11, F.12, F.13 et F.14 représentent successivement la mesure du débit, la mesure de la perte de charge, la mesure du couple, le calcul du coefficient de perte de charge et le calcul du coefficient de débit intrinsèque pour la série de mesures *B*.

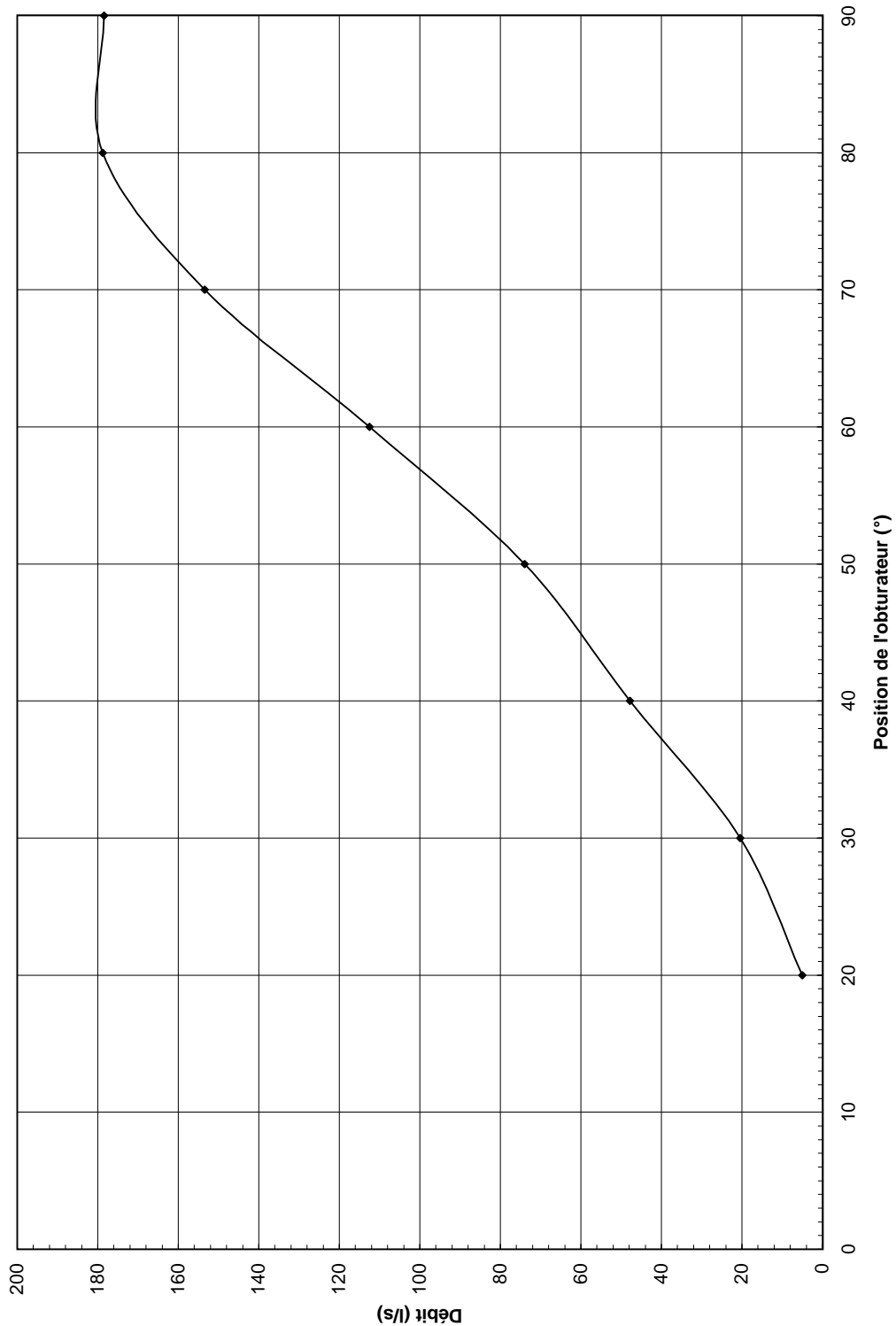


FIG. F.10 – Graphique du débit enregistré lors de l'essai *B* en fonction de l'ouverture du papillon

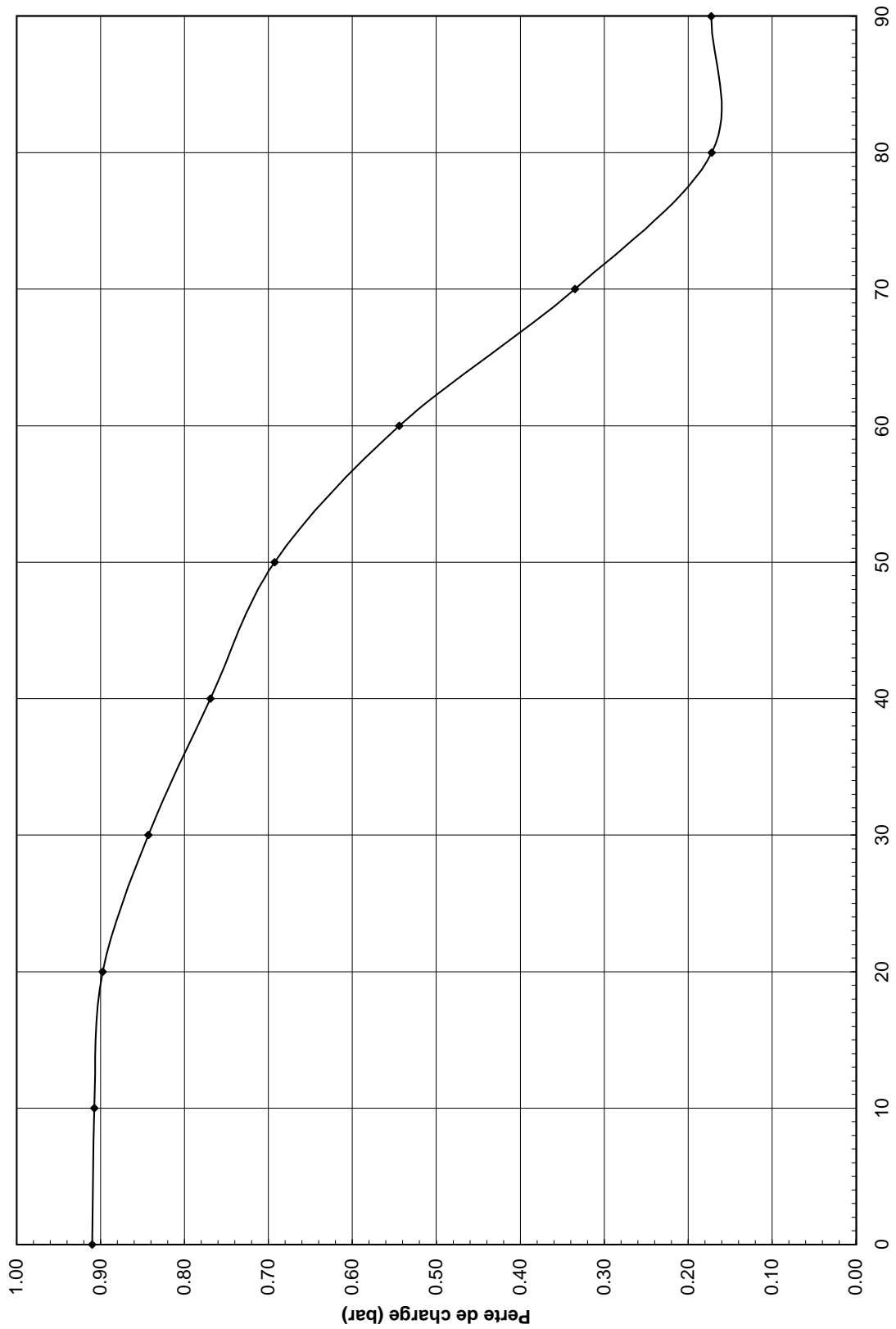


FIG. F.11 – Graphique de la perte de charge enregistrée lors de l'essai B en fonction de l'ouverture du papillon

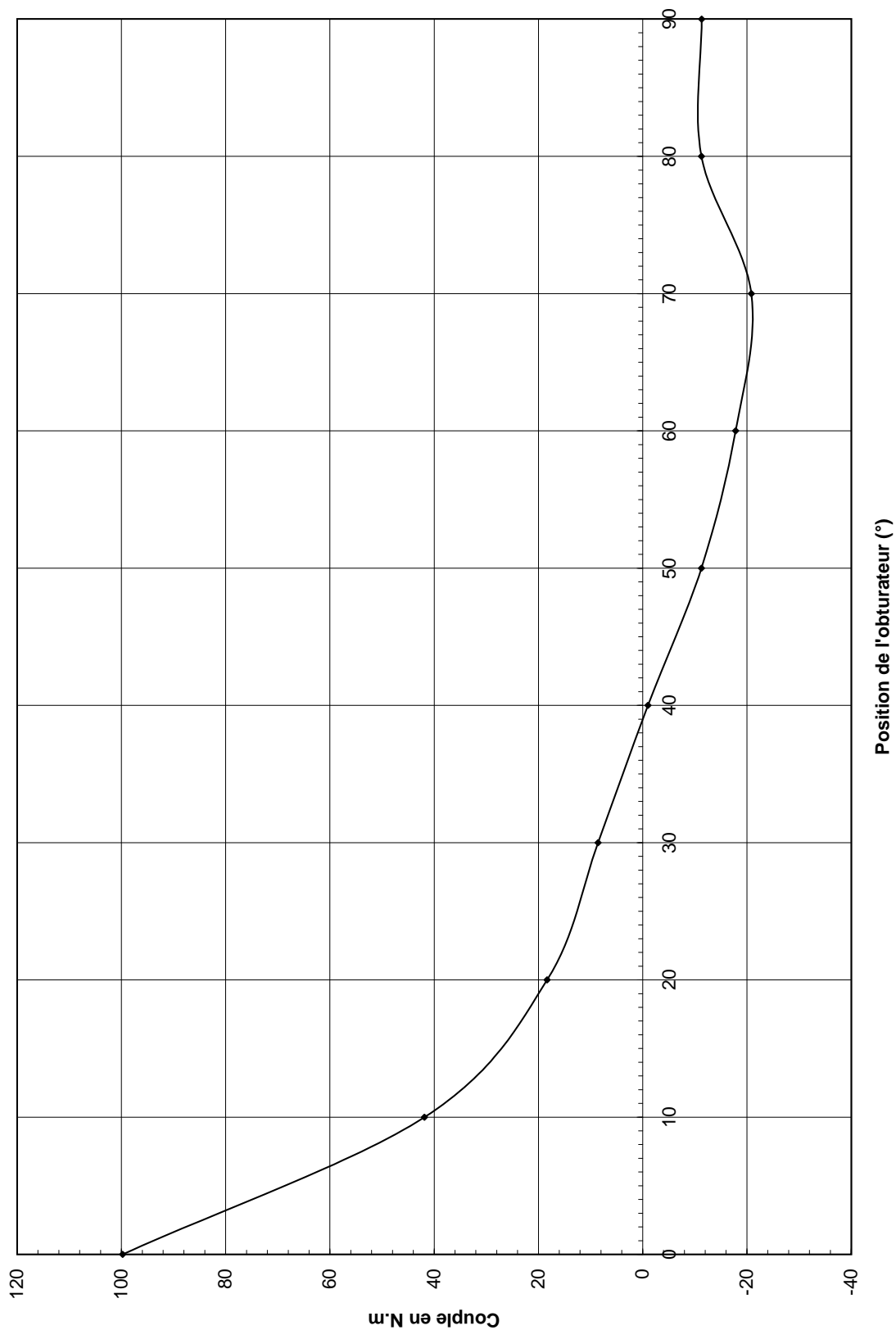


FIG. F.12 – Graphique du couple (N.m) enregistré lors de l'essai B en fonction de l'ouverture du papillon

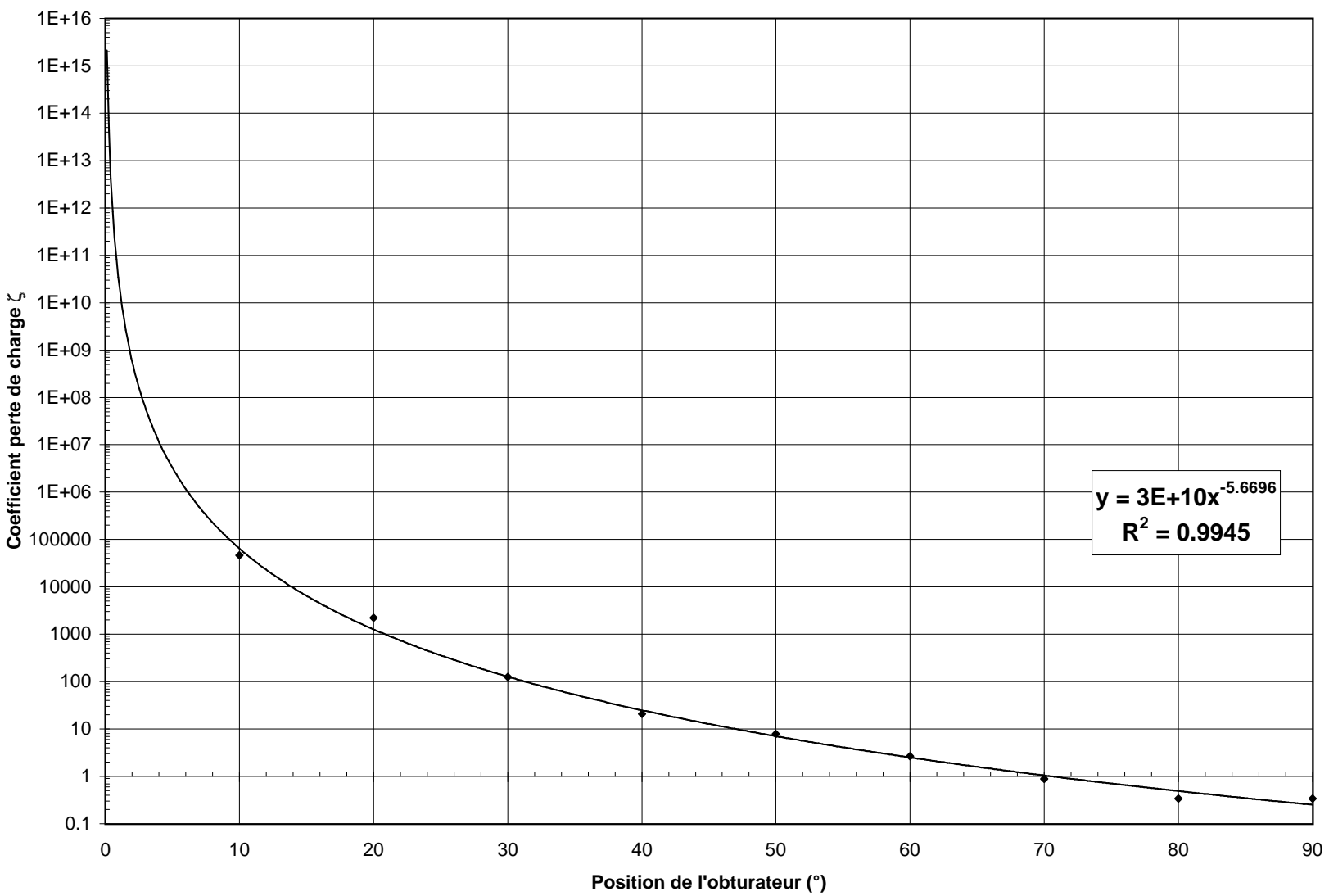


FIG. F.13 – Graphique du coefficient de perte de charge ζ calculé pour l'essai B en fonction de l'ouverture du papillon

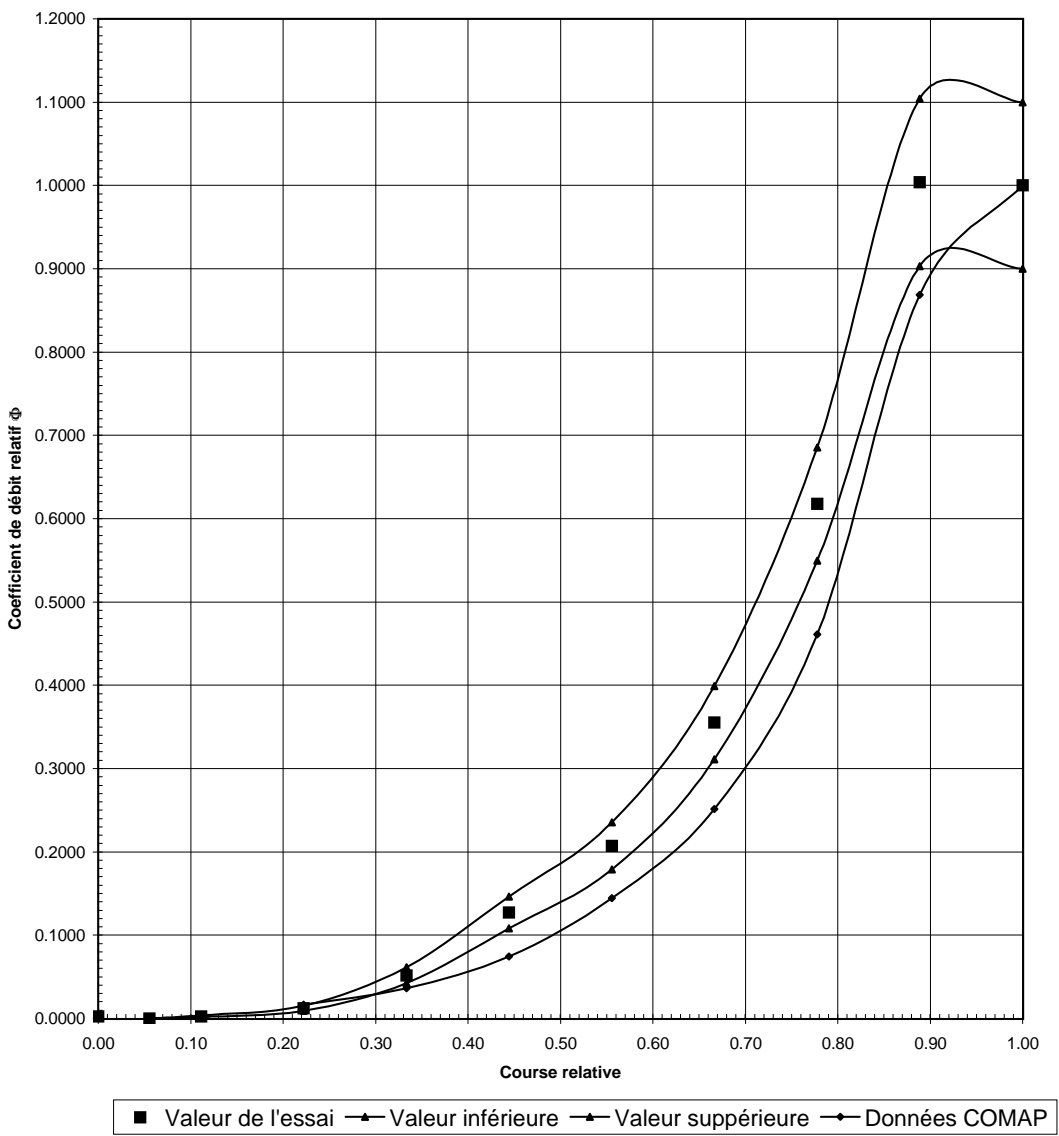


FIG. F.14 – Graphique du coefficient de débit intrinsèque calculé pour l'essai B en fonction de l'ouverture du papillon

Annexe G

Bibliographie annexe

G.1 Sites internet

Voici les sites internet intéressants à consulter :

- <http://qc.met.wallonie.be/plan>
- <http://www.epfl.ch/bienvenue.html>
- <http://www.hrwallingford.co.uk>
- <http://lmfwww.epfl.ch>
- <http://www.wldelft.nl>
- <http://www.chc.nrc.ca/french/coastal/facilities/testfacilities.htm>
- <http://www.mentec.on.ca/CV-Calculator.htm>
- <http://www.controlsupply.com/valves.htm>
- <http://www.smartparts-usa.com/steamvalve.html>
- <http://www.perso.club-internet.fr/gatt/BTSCIRA/cours/vannes/index-vannes.htm>
- <http://www.gci.ulaval.ca/cours/gci10214/notes-cours.htm>

Annexe H

Cd-rom photos

H.1 Cd-rom

Le cd-rom photos que nous avons joint à cette annexe contient 57 photos illustrant le travail que nous avons mené. La légende de ces photos est disponible au tableau H.1. Nous avons également joint à ce cd-rom le fichier `TFE.pdf` et le fichier `STAGE.pdf` permettant de consulter ce travail de manière informatique.

100	Vue générale de la boucle d'étalonnage
101	Vue d'une prise de pression
102	Vue d'une section de prise de pression du tuyau en plexiglas
103	Vue de l'assemblage servomoteur-couplemètre-vanne
104	Vue de la sous-dalle, côté alimentation
105	Vue de la sous-dalle, côté rejet
106	Vue du canal, côté rejet
107	Vue du canal lors de sa construction
108	Vue d'ensemble du canal
109	Vue du diffuseur de sortie et du promontoire
110	Vue du diffuseur de sortie
111	Vue en long du canal
112	Vue en long du canal peint
113	Vue des caillebotis
114	Vue du renfort latéral du canal au niveau du promontoire
115	Vue de la pompe et du bypass (section d'alimentation)
116	Vue du bypass et de la vanne manuelle du bypass
117	Vue de la pompe et du bypass (section d'alimentation)
118	Vue du convergent de 7° d'angle de cône (section test)
119	Vue d'une bride
120	Vue extérieure d'une prise de pression sur un tuyau en plexiglas
121	Vue intérieure d'une prise de pression sur un tuyau en plexiglas
122	Vue d'une section de prise de pression sur un tuyau en plexiglas
123	Vue d'une section de prise de pression sur un tuyau en PVC
124	Vue des tubes pour la section de test
125	Vue du panneau pour la mesure des pressions
126	Vue de la section de test (PC, servomoteur et vanne)
127	Vue de l'assemblage servomoteur-couplemètre-vanne
128	Vue de l'assemblage servomoteur-couplemètre-vanne
129	Vue de la section de test
130	Vue du dispositif d'aération de la lame déversante et de vidange du canal
131	Vue d'ensemble de la boucle d'essai et de ses abords
132	Vue de la vanne papillon et du servomoteur
133	Vue en gros plan de la vanne papillon
134	Vue du débitmètre électromagnétique
135	Vue extérieure du boîtier à contacts de la carte d'acquisition (face avant)
136	Vue extérieure du boîtier à contacts de la carte d'acquisition (face arrière)
137	Vue intérieure du boîtier à contacts de la carte d'acquisition (face arrière)
138	Vue intérieure du boîtier à contacts de la carte d'acquisition (face avant)
139	Vue du capteur de pression
140	Vue du conditionneur pour capteurs de pression
141	Vue d'un appareil d'étalonnage pour capteurs de pression
142	Vue du vernier du limnimètre
143	Vue de la vanne pour la prise de hauteur d'eau dans le canal
144	Vue d'un moulinet
145	Vue d'un WAVO (Mesure de hauteurs d'eau)
146	Vue de l'alimentation du canal lors d'un test à débit maximal
147	Vue de l'alimentation du canal et des caillebotis
148	Vue des caillebotis
149	Vue du dessus de la lame déversante pour le débit maximal
150	Vue de la lame déversante du déversoir rectangulaire pour un faible débit
151	Vue de la lame déversante du déversoir rectangulaire pour un débit moyen
152	Vue en long du canal
153	Vue de la lame déversante pour un faible débit
154	Vue de la lame déversante pour le débit maximal
155	Vue du déversoir et du dispositif de rejet vers le réservoir
156	Vue du dispositif de rejet vers le réservoir
157	Vue du déversoir et du dispositif de rejet vers le réservoir

TAB. H.1 – *Tableau de la légende des photos du Cd-rom*

Annexe I

Plans et métrés

Les plans et métrés sont présentés sous pochette séparée.

- I.0.1 Plan général de la boucle d'essai
- I.0.2 Plan des pièces adaptatrices pour le couplemètre
- I.0.3 Plan et schéma de câblage des prises de pression
- I.0.4 Schémas généraux de câblage
- I.0.5 Coupe longitudinale de la pompe

Ce rapport a été entièrement composé sous L^AT_EX grâce au logiciel T_EX_SH_EL_L 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 [23] et [24].