

THESE

Présentée à

L'UNIVERSITE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES DE LILLE

Pour obtenir le titre de

Docteur en MECANIQUE

Par

Abdul Hafiz OSMAN

Ingénieur H.E.I

CONTRIBUTION A L'ETUDE DU PROCESSUS DE MELANGE TRIPHASIQUE DANS UNE TETE DE DECOUPE PAR JET HYDRO-ABRASIF

Soutenue le 30 Avril 1999 devant le jury composé de :

Rapporteurs :	DESMET B.	Professeur, Université de Valenciennes (UVHC)
	LOUIS H.	Professeur, Université de Hanovre (Allemagne)
Examineurs :	BARRAND J. P.	Professeur, E.N.S.A.M. de Lille
	BRUNET Y.	Maître de Conférences, L.M.L. - Université de Lille I
	THERY B.	Enseignant-Chercheur, Ecole des Mines de Douai
Directeur de thèse :	BUISINE D.	Professeur, L.M.L. - Université de Lille I

SCD LILLE 1



D 030 195011 3

N° d'ordre : 2516

55376.

1999.

1

THESE

Présentée à

L'UNIVERSITE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIES DE LILLE

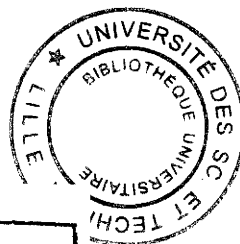
Pour obtenir le titre de

Docteur en MECANIQUE

Par

Abdul Hafiz OSMAN

Ingénieur H.E.I



CC

A RETOURNER LE

PEB 23568
06 OCT. 2003

SUS

Soutenue le

Rapporteur

Examinateur

nes (UVHC)
Allemagne)

iversité de Lille I
ines de Douai

Directeur de thèse : **BUISINE D.**

Professeur, L.M.L. - Université de Lille I

A mes parents
A ma sœur et
A mes frères

Remerciements

Ce travail de thèse a été réalisé dans le cadre d'une collaboration entre le Laboratoire de Mécanique de Lille sous la direction du Prof. D. BUISINE et le Département Productique de l'Ecole des Mines de Douai pour les expérimentations sous la responsabilité du Dr. B. THERY. Monsieur G. CUIENGNET, chef du département productique, a mis à ma disposition l'installation industrielle de découpe par jet d'eau abrasif. Je le remercie pour m'avoir accueilli au sein de son département.

J'adresse mes plus vifs remerciements au Professeur D. BUISINE pour m'avoir dirigé tout au long de cette étude. Je le remercie pour la confiance qu'il m'a accordée, pour sa disponibilité et pour ses précieux conseils et remarques. Son souci de perfection est pour moi un exemple.

Je tiens à remercier le Professeur J. P. BARRAND d'avoir accepté d'examiner ce travail et de me faire l'honneur de présider ce jury.

J'exprime ma profonde gratitude au Professeur H. LOUIS pour l'intérêt qu'il a bien voulu porter à ce travail en acceptant la tâche d'être rapporteur et d'avoir effectué le déplacement depuis Hanover pour assister à ma soutenance. Je le remercie pour les nombreuses discussions qu'on a eues durant les conférences internationales.

C'est la même reconnaissance que je veux exprimer au Professeur B. DESMET pour avoir accepté d'être avec le Professeur Louis l'un des rapporteurs de cette thèse. Je le remercie pour ses judicieuses remarques qui m'ont été très profitables pour l'amélioration du manuscrit.

Je remercie le Docteur Y. BRUNET pour avoir accepté de participer au jury.

Je tiens à remercier également le Docteur B. THERY pour son soutien de tous les instants, pour sa disponibilité et pour l'amitié qu'il m'a témoignée durant ces années de travail.

J'exprime ma reconnaissance à Monsieur D. WEBER pour ses encouragements et pour son aide.

Mes remerciement vont également à Messieurs G. HOUSSAYE et Ph. MEYER pour leurs encouragements et au Docteur J. L. HARION pour le temps qu'il a consacré à nos discussions.

Je n'ai pas oublié le personnel de l'atelier qui s'est donné beaucoup de mal pour l'usinage des têtes expérimentales, le technicien de la machine jet d'eau M. DOHET qui m'a laissé opérer librement la machine, J.L. BERTIN qui a accepté de mettre à ma disposition les instruments de mesure et S. GISZCZEWSKI qui m'a aidé à la réalisation du film vidéo. Merci beaucoup à vous tous. J'en profite pour remercier nos secrétaires et le personnel du Centre de Documentation qui ont été très sympathiques, très serviables.

J'exprime toute ma gratitude à mon frère Dr. I. OSMAN pour ses encouragements incessants et pour son soutien financier.

Je tiens aussi à remercier Malika pour le temps qu'elle a passé à la correction de ce manuscrit, pour les moments difficiles vécus avec moi et pour ses encouragements.

Un grand merci pour Vincent, Nicolas, Xavier, Zehdi & Malaké, Hassan, Moudasser, Nassim, Anis & Ikram. Leur amitié et leur aide m'étaient précieuses.

Enfin, ce mémoire est l'occasion pour moi de témoigner toute mon affection à mes parents, à ma soeur et mes frères ainsi qu'à toute ma famille et mes amis.

Tables des Matières

CHAPITRE I	10
<i>PRESENTATION GENERALE</i>	<i>12</i>
I.1 - Historique.....	13
I.2 - Jet d'eau pure (<i>étude bibliographique</i>).....	14
I.2.1 - Principe de formation d'un jet d'eau.	14
a - Description de la tête de découpe à l'eau pure.....	15
b - Forme géométrique de la buse en saphir.	16
I.2.2 - Structure du jet d'eau haute pression à l'air libre.....	18
I.2.2.1 - Description qualitative du jet d'eau à l'air libre.....	18
I.2.2.2 - Description quantitative du jet d'eau.....	20
a - Les longueurs des différentes régions du jet à l'air libre.....	20
b - L'évasement du jet (diamètre du jet).....	23
c - Le champ des vitesses du jet à la sortie de la buse.....	23
I.2.3 - Conclusion.....	25
I.3 - Jet d'eau avec abrasif (<i>étude bibliographique</i>).....	26
I.3.1 - Jet d'eau-abrasif par suspension de particules (ASJ).....	26
I.3.2 - Jet d'eau-abrasif par entraînement de particules (AWJ).....	28
- Caractéristiques géométriques de la tête AWJ.....	29
- Les principaux paramètres constitutifs de la tête AWJ.....	31
- Les paramètres du système AWJ.....	32
• Avantages et problèmes de la tête AWJ.....	33
I.3.3 Caractéristiques du jet d'eau-abrasif par entraînement de particules (AWJ).....	34
• Composition du mélange.....	34
• Distribution des phases (eau, air et abrasif) du jet AWJ.....	35
• Fragmentation des particules dans la tête AWJ.....	37
• Transfert d'énergie et vitesse du jet d'eau-abrasif.....	37
I.4 Motivations et objectifs de l'étude.....	45
CHAPITRE II.....	47
<i>ANALYSE DU PROCESSUS DE MELANGE DANS LA CHAMBRE.....</i>	<i>47</i>
II.1 - Introduction	48
II.2 - Dossier expérimental.....	49
II.2.1 - Instrumentation des têtes.....	49
II.2.1.1 - Instrumentation des chambres	49
II.2.2 - Instruments de mesure et procédure.....	51
II.2.3 - Programme des essais et conditions expérimentales.....	53
II.3 - Résultats et discussions.....	56
II.3.1 - Absence d'air par obturation de la conduite d'amenée d'air.....	56
- Effet du diamètre du jet (diamètre de la buse ϕ_b).....	56
- Effet de la vitesse du jet (V_{jet}).....	57

- Effet de la longueur de la chambre (<i>Lch</i>)	58
II.3.2 - Aspiration maximale d'air par ouverture du tube d'amenée d'air	58
II.3.2.1 - Répartition de la pression statique moyenne dans la chambre.....	59
II.3.2.2 - Mesure du débit d'air aspiré (<i>Q_{vair}</i>)	60
- Effet de la longueur de la chambre (<i>Lch</i>).....	60
- Effet du diamètre de la conduite d'amenée d'air (ϕ_t).....	62
- Effet du diamètre du canon (ϕ_c)	62
II.3.3 - Essais de découpe.....	64
- Effet de la longueur de la chambre.....	64
- Effet du diamètre de la conduite d'amenée d'air et d'abrasif	65
II.4 - Conclusion	66
CHAPITRE III	68
<i>VISUALISATIONS DANS LA CHAMBRE DE MELANGE</i>	<i>68</i>
III.1 - Introduction	69
III.2 - Motivations et Objectifs	70
III.3 - Matériels et Méthodes	71
III.3.1 - Les têtes transparentes	71
III.3.2 - La technique de visualisation.....	73
III.3.3 - Les conditions expérimentales	74
III.4 - Observations et Résultats	76
III.4.1 - Ecoulement "eau-air"	76
III.4.1.1 - Absence d'air dans la chambre	76
III.4.1.2 - Aspiration maximale de l'air dans la chambre	78
III.4.1.2.a - Effet d'un débit d'air maximal (<i>Q_{air max}</i>).....	78
III.4.1.2.b - Effet de la variation contrôlée du débit d'air (<i>Q_{air red}</i>).....	85
III.4.1.2.c - Effet de la position d'injection de l'air.....	91
III.4.1.2.d - Effet de la surpression d'air.....	98
III.4.1.3 - Conclusion	100
III.4.2 - Ecoulement "eau-air-abrasif"	101
III.4.2.1 - Hauteur d'amenée d'abrasif (<i>H_a</i>) à 10,72 mm de la buse en saphir avec un angle d'injection (β_a) de 90°	102
III.4.2.2 - Hauteur d'amenée d'abrasif (<i>H_a</i>) à 25,72 mm de la buse en saphir avec un angle d'injection (β_a) de 90°	106
III.4.2.3 - Hauteur d'amenée d'abrasif (<i>H_a</i>) à 10,72 mm de la buse en saphir avec un angle d'injection (β_a) de 30°	106
III.4.2.4 - Conclusion	109
III.5 - Conclusion.....	110
CHAPITRE IV.....	111
<i>ANALYSE DE L'ECOULEMENT "EAU-AIR" DANS LE CANON.....</i>	<i>111</i>
IV.1 - Introduction	112
IV.2 - Dispositif expérimental	113
IV.2.1 - Instrumentation des canons.....	114
IV.2.2 - Les conditions expérimentales	115
IV.3 - Résultats et discussions.....	116
IV.3.1 - Absence d'air par obturation du tube d'amenée d'air.....	116
IV.3.1.1 - Description de l'écoulement dans le canon.....	116

IV.3.1.2 Analyse de la répartition de la pression le long du canon.....	119
• Constatations générales.	119
* Caractérisation de la zone de recompression.	122
IV.3.1.3 - Conclusion.....	127
IV.3.2 - Aspiration maximale d'air par ouverture du tube d'amenée d'air.....	128
IV.3.2.1 - Description de l'écoulement dans le canon.....	128
IV.3.2.2 Analyse de la répartition de la pression le long de l'axe du canon.	131
• Constatations générales.....	131
IV.3.2.3 Conclusion.....	142
IV.4 - Conclusion.	143
CONCLUSION GENERALE	144
<i>REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....</i>	<i>148</i>
<i>ANNEXES.....</i>	<i>155</i>

Notations

C_v	: Coefficient de vitesse
D_b	: Diamètre d'entrée de la buse
dP	: Dépression dans la chambre de mélange
dt	: distance de tir (jet-matériau)
F_a	: Force d'impact du jet hydro-abrasif
F_{eau}	: Force d'impact du jet d'eau pure
H_a	: Hauteur d'amenée de l'air et de l'abrasif
k	: Energie cinétique turbulente
l_b	: Longueur de la partie cylindrique rectiligne de la buse
L_c	: Longueur du canon ou du tube de focalisation
L_{ch}	: Longueur de la chambre de mélange
$L_{comp.}$	: Longueur de la recompression
L_t	: Longueur de la conduite d'amenée d'air et d'abrasif
P	: Pression hydraulique du jet d'eau
P_{atm}	: Pression atmosphérique
P_{ch}	: pression d'air dans la chambre de mélange
P_x	: Pression le long de l'axe du jet
Q_k	: Débit volumique de la phase k (k = eau, air, abrasif)
Q_{me}	: débit masse de la matière érodée
Q_{m_k}	: Débit masse de la phase k (k = eau, air, abrasif)
$Q_v \text{ air}$	: Débit volumique d'air
R_{cb}	: Rapport des diamètres ϕ_c/ϕ_b (Canon/Buse)
Re	: Nombre de Reynolds
T_k	: Taux de présence de la phase k (k = eau, air, abrasif)
u	: Vitesse d'avance de la tête de découpe
V_{air}	: Vitesse débitante de l'air
V_{jet}	: Vitesse du jet d'eau pure au niveau de la buse
V_m	: Vitesse du mélange
$V_o \text{ jet}$	: Vitesse du jet d'eau déduite de l'équation de Bernoulli
We	: Nombre de Weber
X	: Abscisse le long de l'axe du canon
x	: position le long de l'axe du jet
X_c	: Longueur de cohérence du jet
X_p	: Longueur de la zone d'écoulement à cœur potentiel
X_T	: Longueur de transition
X_v	: Longueur de la zone d'écoulement pulvérisé
α_b	: Angle au sommet de la partie conique de la buse
α_c	: Angle du cône d'entrée du canon
α_b	: Angle au sommet de la partie conique de la buse
α_b	: Angle au sommet de la partie conique de la buse
α_k	: Fraction volumique de la phase k (k = eau, air, abrasif)
β_a	: Angle d'injection de l'abrasif

ϕ_b	:	Diamètre de la buse ou diamètre du jet à la sortie de la buse
ϕ_c	:	Diamètre du canon ou du tube de focalisation
ϕ_{ch}	:	Diamètre de la chambre de mélange
ϕ_t	:	Diamètre de la conduite d'amenée d'air et d'abrasif
η_T	:	Coefficient de conservation de la quantité de mouvement du mélange
φ	:	Pente de la courbe
μ	:	Viscosité dynamique du fluide
θ	:	Position radiale des prises de pression
ρ_f	:	Densité du fluide équivalent (eau et air)
ρ_k	:	Masse volumique de la phase k (k = eau, air, abrasif)
σ	:	Tension superficielle

Indices

a	:	Abrasif
atm	:	Atmosphère
b	:	Buse
c	:	Canon
ch.	:	Chambre
jet	:	Jet d'eau
max.	:	Maximal
réd.	:	Réduit

CHAPITRE I

PRESENTATION GENERALE

I.1 - Historique

L'homme a compris les pouvoirs de l'eau en observant l'érosion d'une falaise rocheuse soumise aux mouvements des vagues de la mer; l'impact des gouttes de pluie sur les sols et la modification de leurs structures; l'érosion du lit d'un fleuve en amont, le transport des alluvions, le dépôt de celles-ci en aval et l'adaptation du lit dans ces alluvions, érosion de pièces mécaniques dans les turbines, etc..

Les premières applications de l'eau pure à haute pression sont apparues à la fin du 19^{ème} siècle dans l'exploitation des mines et des carrières : abattage hydraulique, transport du charbon, décapage, nettoyage, etc. [Summers (1995)].

Au fil des années, ce nouvel outil n'a pas cessé d'être développé. L'essor de l'aéronautique et de l'automobile dans les années 60 a révolutionné l'utilisation de la découpe au jet d'eau. C'est ainsi qu'à la demande des industriels canadiens et américains, qui cherchaient un outil bien adapté à la découpe des matériaux composites et des structures sandwichs sans déformer leurs structures, les premières expérimentations de découpe par jet d'eau haute pression ont eu lieu. Le premier brevet dans le domaine de la technologie de découpe au jet fût déposé en 1968 par le Dr. Norman Franz qui créa la Société MacCarteny (rachetée peu après par Ingersoll-Rand). La première installation industrielle MacCarteny-Ingersoll est entrée en service aux USA en 1971 pour la découpe de contre-plaqués. En 1974, un ingénieur en aéronautique de chez Boeing qui travaillait sur le jet d'eau a créé la société Flow Systems.

Durant les années 70, les applications de l'outil jet d'eau dans différents domaines de découpe de matériaux tendres (papier, plastique, cuir, ...) ne cessaient de croître aux USA, au Canada, au Japon et en Europe. Mais l'apparition de nouveaux alliages et de nouvelles céramiques de plus en plus durs et difficiles à usiner par les procédés conventionnels, ont poussé les ingénieurs et les chercheurs à trouver de nouvelles idées et à essayer de nouvelles techniques. C'est ainsi qu'en 1983, l'idée de l'adjonction de particules abrasives à l'eau a été brevetée. En 1984, Flow systems commercialise le premier système du jet d'eau-abrasif par entraînement appelé **AWJs** (Abrasive Water Jet System). En 1986, un autre système du jet d'eau-abrasif par suspension de particules abrasives prémixées appelé **ASJ** (Abrasive Suspension Jet), a été également commercialisé.

Depuis 1972, des congrès internationaux sur la découpe au jet d'eau sont annuellement organisés en alternance par deux groupes : BHRG (British Hydromechanics Research Group) et WJTA (WaterJet Technology Association, USA). Ces congrès visent à discuter de l'état d'avancement de cette nouvelle technologie, et à promouvoir d'autres types de jets fluides tels que le jet d'eau avec polymère (WPJ), le jet cavitant (CWJ), le jet pulsé (PJ), le jet cryogénique (CJ), etc. [Hashish (1998)].

C'est grâce aux activités de recherche des universitaires et aux développements dans les industries que l'outil jet d'eau est devenu une technologie concurrente aux autres technologies conventionnelles de découpe telles que le Laser CO₂, le Plasma, l'Oxycoupage, etc.. Cet outil présente plusieurs avantages parmi lesquels :

- l'absence d'échauffement thermique qui évite toute modification de la microstructure du matériau
- la capacité de couper tous les matériaux ductiles ou fragiles
- l'absence de chocs mécaniques et d'effort de coupe important.

I.2 - Jet d'eau pure (*étude bibliographique*).

I.2.1 - Principe de formation d'un jet d'eau.

L'eau basse pression (BP) est comprimée au moyen d'un système électropompe (figure I.1) appelé "multiplicateur de pression" (voir l'annexe A-I pour plus de détails sur le principe de fonctionnement du multiplicateur). Ce système comprend deux multiplicateurs de pression dont le rapport de multiplication est de 20:1 (pression d'eau maximale de 400 MPa; débit d'eau maximal de 3,5 l/min) et de 15:1 (pression d'eau maximale de 250 MPa; débit d'eau de 5 l/min). L'utilisation de l'un ou l'autre multiplicateur dépend du débit d'eau souhaité. A de telles pressions, l'eau est compressible d'environ 15 % (Singh *et al.* 1992).

A la sortie de la pompe, l'eau haute pression (HP) passe par un accumulateur/atténuateur qui a pour rôle de maintenir constant le débit d'eau et d'absorber les fluctuations de la pression dues au mouvement de "va et vient" des pistons de l'amplificateur. Ces fluctuations sont de l'ordre de 5,4% à une pression d'eau de 393 MPa et pour un volume d'accumulateur de 2130 ml (Chalmers 1993). On estime donc la fréquence de battement de la pompe à environ 2 Hz.

Une tête de découpe à l'eau pure, constituée d'une buse en saphir de faible diamètre (0,1 à 0,6 mm), est placée au bout de la conduite (HP) afin de donner au jet son diamètre et sa vitesse

initiale. La vitesse relative du jet peut atteindre trois fois la vitesse du son dans l'air. Le jet ainsi formé transporte cette énergie d'érosion jusqu'au matériau à découper où la densité de l'énergie d'impact "*power density*" est d'environ 400 kW/mm².

L'utilisation du jet d'eau pure se limite à la découpe de matériaux tendres : produits alimentaires et surgelés, papiers et cartons, textiles et cuirs, plastiques et bois, etc..

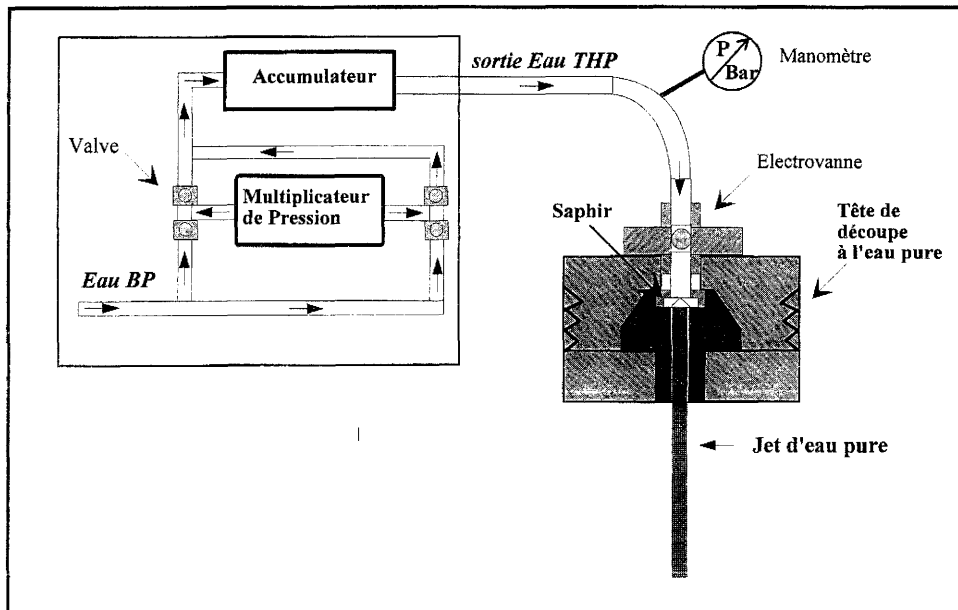


Figure I.1 : Formation d'un jet d'eau pure.

a - Description de la tête de découpe à l'eau pure.

La tête de découpe à l'eau pure comprend trois éléments (figure I.2-a) :

- une aiguille de mise en marche/arrêt du jet
- une buse en saphir
- le porte buse.

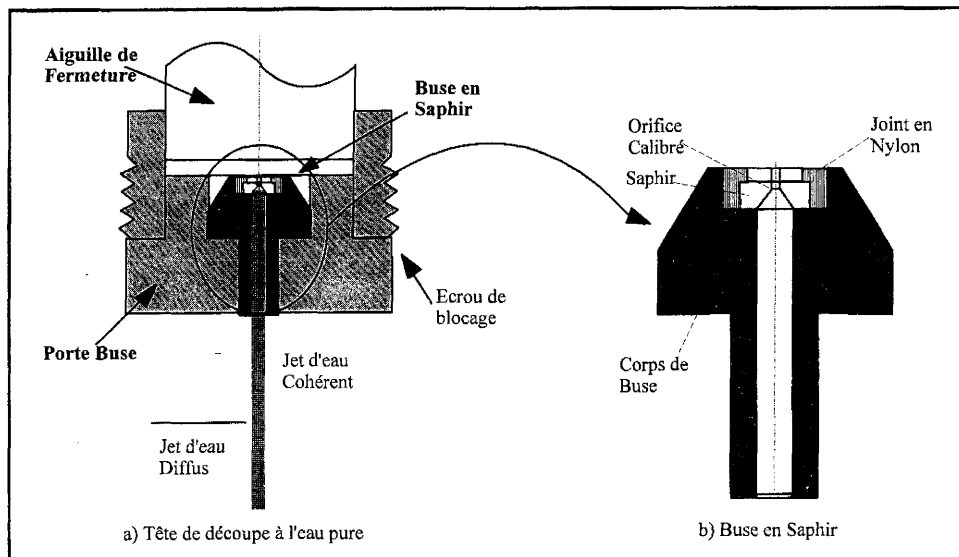


Figure I.2 : Tête de découpe au jet d'eau pure.

Le profil géométrique interne de la buse s'avère être un paramètre déterminant qui influence la structure du jet et donc l'efficacité de la découpe. Nous allons brièvement passer en revue les caractéristiques de la buse.

b - Forme géométrique de la buse en saphir.

La forme géométrique optimale de la buse doit répondre à certains critères [McCarthy *et al.* (1974)] :

- une conversion optimale de l'énergie potentielle en énergie cinétique
- le profil ne doit pas conduire à l'apparition de phénomènes turbulents ou cavitants
- les pertes de charge dans la buse doivent être faibles
- la forme de la buse doit être facilement usinable

Le profil de la buse a fait l'objet de recherches importantes [McCarthy *et al.* (1974), Tikhomirov *et al.* (1992) et Conn *et al.* (1997)]. Ces auteurs ont effectué une synthèse de divers travaux concernant les différents profils internes de la buse (cylindrique, conique, ou combiné). On trouvera dans l'annexe A-I (figure A-I.4) plusieurs exemples de ces buses, avec les profils de pression axiale qui permettent de les comparer entre elles.

La forme générale de la buse admise comme étant optimale est celle dite de Leach & Walker (figure I.3). Elle est constituée d'une partie conique d'angle au sommet α_b d'environ $13^\circ \pm 5^\circ$ (angle de contraction) suivie d'une partie cylindrique rectiligne de longueur (l_b) égale à 2 à 4 fois le diamètre interne (ϕ_b) de la buse. Le diamètre d'entrée de la buse (D_b) doit être au moins égal à 5 à 10 fois le diamètre (ϕ_b).

En 1989, Kobayashi *et al.* ont réalisé une étude paramétrique de la géométrie de la buse. Ces auteurs ont aussi montré que les valeurs optimales de l'angle α_b et du rapport (l_b/ϕ_b) sont respectivement de 13° et 4 pour un jet d'eau haute pression à l'air libre. Récemment, Khan *et al.* (1993) ont étudié numériquement différentes géométries internes de la buse. Il ressort de cette étude qu'une buse ayant un angle convergent produit un jet concentré d'une grande intensité tandis que celle ayant un angle divergent produit un jet cavitant. Cette étude révèle aussi qu'un angle convergent α_b de 90° provoque une circulation de l'écoulement avant l'entrée de l'orifice, une dissipation de l'énergie cinétique turbulente à proximité de la paroi et un détachement du jet. La longueur optimale de la partie rectiligne de la buse est égale à 4 à 10 fois le diamètre de la buse. Pour limiter l'effet de la turbulence et l'apparition de cavitation, la buse doit avoir un état de surface de rugosité très faible.

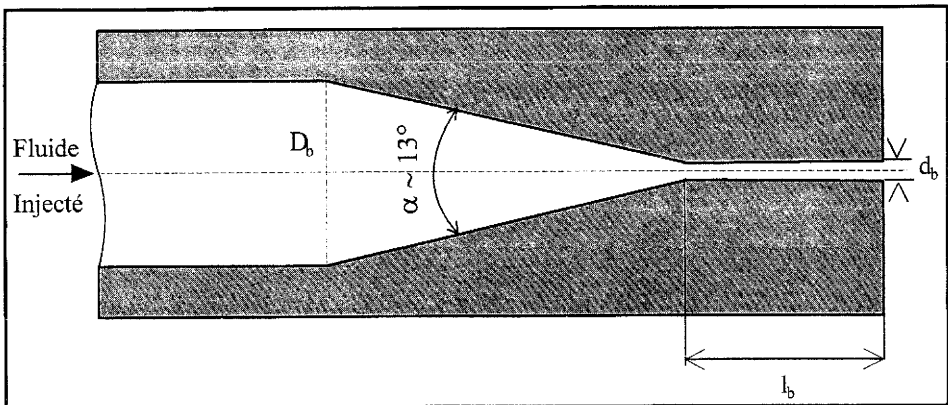


Figure I.3 : Le profil de la buse de Leach & Walker (1966).

I.2.2 - Structure du jet d'eau haute pression à l'air libre

Plusieurs investigations tant expérimentales que théoriques ont été menées afin d'étudier le comportement d'un jet liquide submergé [Abramovich (1963)] ou débouchant à l'air libre [Shavlovsky (1972), McCarthy *et al.* (1974), Yanaida (1974), Yanaida *et al.* (1978), (1980) Eddingfield *et al.* (1979), Edwards *et al.* (1982), Shimizu *et al.* (1984), Kobayashi *et al.* (1988), Tikhomirov *et al.* (1992), Murai *et al.* (1989)]. D'autres études ont été menées concernant la dynamique du jet, le processus de désintégration et les régimes d'atomisation des jets coaxiaux ou annulaires (liquide-gaz) [Schweitzer (1937), Ranz (1958), Wu *et al.* (1986), Mayer (1994), Chigier *et al.* (1996)]. Cependant, une grande partie de ces travaux se rapporte à des jets de faible vitesse ($V_{jet} \approx 100$ m/s) ou pulvérisés et ne s'applique donc pas au jet d'eau cohérent et à grande vitesse ($500 \leq V_{jet} \leq 900$ m/s) auquel nous nous intéressons. Les descriptions qualitatives et quantitatives du jet présentées par la suite seront basées sur certaines études citées ci-dessus qui entrent dans le cadre des jets à grande vitesse.

I.2.2.1 - Description qualitative du jet d'eau à l'air libre.

Les études de la structure d'un jet d'eau continu à une pression maximale de 40 MPa dans l'air [Shavlovsky (1972), Yanaida (1974), Yanaida *et al.* (1978) (1980), Shimizu *et al.* (1984)] révèlent que le jet se compose de deux parties distinctes (figure I.4) : l'une cohérente (région initiale) et l'autre diffuse (région principale). Ces deux parties se divisent aussi en trois régions, qui diffèrent entre elles par l'état de la phase eau (continue ou discontinue) :

- la région d'écoulement continu
- la région d'écoulement à gouttelettes
- la région d'écoulement pulvérisé.

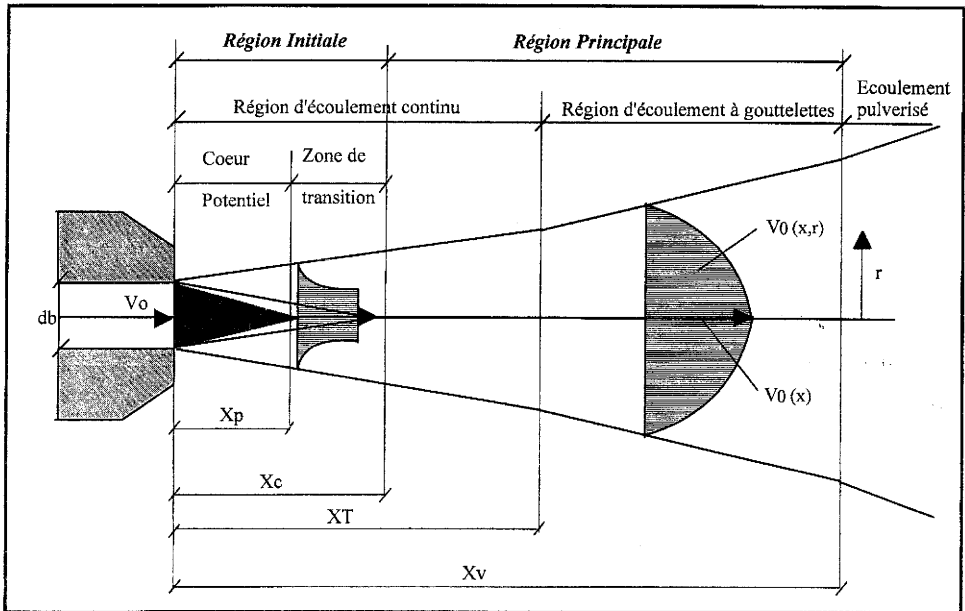


Figure I.4 : Différentes régions du jet d'eau à l'air libre

[Yanaida (1974)].

Dans la première région, l'écoulement peut être considéré comme monophasique. La phase eau au centre du jet est continue bien qu'un échange entre le jet et l'air ambiant ait lieu. Une étude plus fine de cette région fait apparaître l'existence de deux zones : une cohérente ayant un coeur potentiel et l'autre de transition.

Dans la deuxième région, des gouttelettes arrachées de la surface du jet apparaissent à la périphérie. Vers l'axe du jet, la coalescence des gouttes empêche toute pénétration de l'air dans le jet mais au fur et à mesure que l'on avance dans cette région un mélange "eau-air" s'installe dans le jet et la coalescence des gouttes près de l'axe baisse ce qui permet à l'air de pénétrer le jet.

Dans la troisième région, l'écoulement est diphasique : une phase eau réduite en très fines gouttelettes formant un brouillard à faible énergie, et une phase dominante qui est l'air.

Récemment de nouvelles études ont été menées par Whiting *et al.* (1990) et Tikhomirov *et al.* (1992) de la structure du jet à l'air libre mais à une pression du jet allant de 100 à 400 MPa. Ces auteurs ont montré que les résultats issus de travaux du jet à une pression de 40 MPa peuvent être généralisés au jet à haute pression.

Cette description qualitative de la structure du jet d'eau à l'air libre, montre la complexité de son champ d'écoulement. Elle a été complétée par des données quantitatives concernant les dimensions des différentes zones qui composent le jet.

1.2.2.2 - Description quantitative du jet d'eau.

La caractérisation d'un jet d'eau à haute pression nécessite l'utilisation de dispositifs expérimentaux particuliers (micromètre à aiguille électrique pour la mesure du diamètre du jet, photographie rapide, techniques lasers, etc.). Plusieurs auteurs ont utilisé ces différents dispositifs afin de déterminer les longueurs des différentes régions d'écoulement, l'évasement du jet et le champ des vitesses.

a - Les longueurs des différentes régions du jet à l'air libre.

Dans le paragraphe précédent (1.2.2.1), nous avons décrit d'une manière qualitative les différentes régions du jet. A ce jour, il n'existe pas de critères permettant de définir exactement le début de ces différentes régions car les régimes de désintégration du jet d'eau à grande vitesse sont difficiles à caractériser [Chigier *et al.* (1996)]. Cependant, plusieurs expressions définissant ces longueurs et l'angle d'évasement ont été établies.

Une analyse dimensionnelle des paramètres dont dépend l'écoulement montre que la longueur cohérente X_c de la région initiale ne dépend que de quatre paramètres adimensionnels [Yanai (1974)]:

$$\frac{X_c}{\phi_b} = f \left[\alpha_b, \left(\frac{l_b}{\phi_b} \right); W_e = \frac{\rho V_{jet}^2 \phi_b}{\sigma}; R_e = \frac{\rho V_{jet} \phi_b}{\mu} \right]$$

Avec

- α_b et (l_b/ϕ_b) : paramètres géométriques de la buse
- V_{jet} : vitesse du jet d'eau
- We : nombre de Weber du liquide
- Re : nombre de Reynolds du liquide.
- ρ et μ : densité et viscosité du liquide
- σ : tension superficielle.

Pour des valeurs élevées de Re et de We , l'écoulement tend à devenir indépendant de la viscosité (μ) et de la tension superficielle (σ), donc de We et Re .

En effet, Yanaida (1974) note que le rapport (X_c/ϕ_b) est indépendant du nombre de Reynolds (Re) pour des valeurs supérieures à 460 000. En dessous de cette valeur, le rapport est inversement proportionnel au nombre de Reynolds. Le rapport (X_c/ϕ_b) est couramment utilisé comme étant un terme qui définit qualitativement la cohérence du jet.

La figure I.5 illustre l'effet de la pression sur la cohérence du jet [Hashish (1989)]. On observe aussi l'allure du nombre de Reynolds (Re) en fonction de différentes pressions usuelles du jet d'eau ceci pour différents diamètres de la buse. Par exemple, la longueur de la région initiale du jet dont le diamètre de la buse est de 0,381 mm ne varie pas pour des pressions supérieures à 350 MPa. Pour les jets de diamètre plus petit, l'augmentation de la pression (jusqu'à 400 MPa) réduit la longueur de la zone initiale et la cohérence du jet est détériorée.

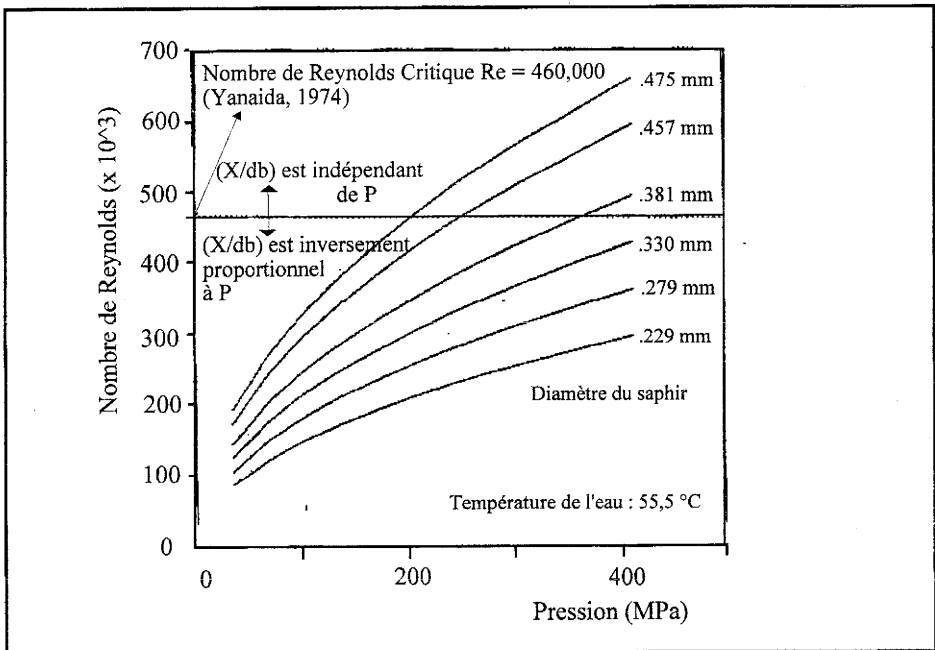


Figure I.5 : Effet de la pression sur la cohérence du jet et évolution du nombre de Reynolds pour différentes conditions du jet d'eau [Hashish (1989)].

Dans leur étude des émulsions (spray) dans la chambre de combustion, Chigier *et al.* (1996) proposent une relation qui définit la longueur cohérente du jet (X_c) en fonction du rapport des densités (liquide/gaz). Cette relation est :

$$\frac{X_c}{\phi_b} = B f^{-1}(T) \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_g}} \text{ avec } T = \frac{\rho_l}{\rho_g} \left(\frac{Re_l}{We_l} \right)^2$$

où

ρ_l : masse volumique du liquide (eau)

ρ_g : masse volumique du gaz (air)

$B f^{-1}$: constante de proportionnalité qui dépend uniquement de la géométrie de la buse pour des valeurs élevées du paramètre T .

En 1984, Shimisu *et al.* ont étudié **l'éclatement du jet** d'eau à l'air libre à une vitesse qui varie entre 5 et 200 m/s, pour une buse de 0,3 mm de diamètre. Dans cette étude, ils ont analysé l'influence de la vitesse du jet et de la pression ambiante de l'air (0,1 à 4 MPa) sur les longueurs des différentes régions du jet. Il ressort de cette étude que pour de grandes vitesses d'injection d'eau ($V_{jet} > 150$ m/s), les longueurs d'éclatement du jet tendent vers des valeurs constantes (asymptotiques). De plus, les longueurs des différentes régions d'écoulement diminuent lorsqu'on augmente la pression ambiante de l'air et l'angle d'évasement du jet augmente. Ceci est valable pour toutes les vitesses du jet.

Dans la littérature, on trouve différentes valeurs estimées de la longueur cohérente (X_c/ϕ_b) et celles de transition (X_T/ϕ_b). Ces valeurs sont récapitulées dans le tableau I.1.

Auteurs	Longueur cohérente (X_c)	Longueur de transition (X_T)
Shavlovsky (1972)	$(X_c/\phi_b) = 90$	$90 < (X_T/\phi_b) < 600$
Yanaida (1974)	$73 < (X_c/\phi_b) < 135$	$X_T \approx 3,55 X_c$
Wu <i>et al.</i> (1986)	$70 < (X_c/\phi_b) < 140$	
Whiting <i>et al.</i> (1990)	$X_c = -3,545 \cdot 10^{-11} P_{jet} + 2,535 \cdot 10^{-2}$	
Thikomirov <i>et al.</i> (1992)	$20 < (X_c/\phi_b) < 150$	
Neusen <i>et al.</i> (1994)	$50 < (X_c/\phi_b) < 125$	

Tableau I.1 : Valeurs de la longueur cohérente et de transition.

b - L'évasement du jet (diamètre du jet).

Lorsque le jet d'eau sortant de la buse débouche dans l'atmosphère, il se trouve ralenti, et s'évase : son diamètre croît avec la distance le long de l'axe du jet [$d_{jet} = f(x)$].

L'analyse des résultats expérimentaux de Yanaida (1974) montre que le diamètre du jet varie différemment dans la région initiale et dans la région principale (figure I.4).

Le diamètre du jet est pratiquement constant dans la région de coeur potentiel ($d_{jet} = \phi_b$) mais varie suivant une relation non-linéaire dans la région principale. Dans cette dernière région, le diamètre du jet s'exprime par :

$$d_{jet}(x) = 0,335 \phi_b \sqrt{\frac{x}{\phi_b}}$$

Shimizu *et al.* (1984) ont montré que l'angle d'évasement du jet croît lorsque la densité de l'air ambiant augmente.

Dans l'article de synthèse [Chigier *et al.* (1996)] qui se rapporte à l'étude des émulsions (spray), on trouve une autre expression analytique de l'angle d'évasement initial du jet en fonction du rapport des densités (gaz/liquide) et des caractéristiques géométriques de la buse.

D'une manière générale, il n'existe pas une définition exacte du diamètre du jet car l'interface entre le jet d'eau et l'air environnant est instable. De plus, le processus de formation des gouttes n'est pas caractérisé.

c - Le champ des vitesses du jet à la sortie de la buse.

Plusieurs techniques expérimentales ont été mises au point pour mesurer la vitesse du jet à la sortie de la buse et le long de l'axe du jet. Des mesures directes et indirectes de la vitesse sont rendues possible. Les mesures directes se basent sur les différentes techniques lasers développées [Chen *et al.* (1990), Neusen *et al.* (1992) et (1994), Osman *et al.* (1998)] alors que celles indirectes se basent sur la mesure de la force d'impact sur une plaque ou bien de la force de réaction de la tête [Li *et al.* (1989), Tikohomorov *et al.* (1992), Momber *et al.* (1995), Hashish (1989), Claude *et al.* (1998)].

La figure I.6 montre un exemple de comparaison entre les résultats des mesures expérimentales directes de la vitesse du jet d'eau pure à la sortie de la buse avec ceux déduits

de l'équation de Bernoulli $\left(V_{0\text{ jet}} = C_v \sqrt{\frac{2 P}{\rho}} \right)$. Ces résultats sont en bon accord et confirment les résultats obtenus dans d'autres travaux. Le paramètre (C_v) est le coefficient de vitesse qui caractérise la perte de charge à travers la buse et la compressibilité de l'eau ($0,95 \leq C_v \leq 0,98$). Par conséquent, l'utilisation de l'équation de Bernoulli pour prédire la vitesse du jet à la sortie de la buse est justifiée.

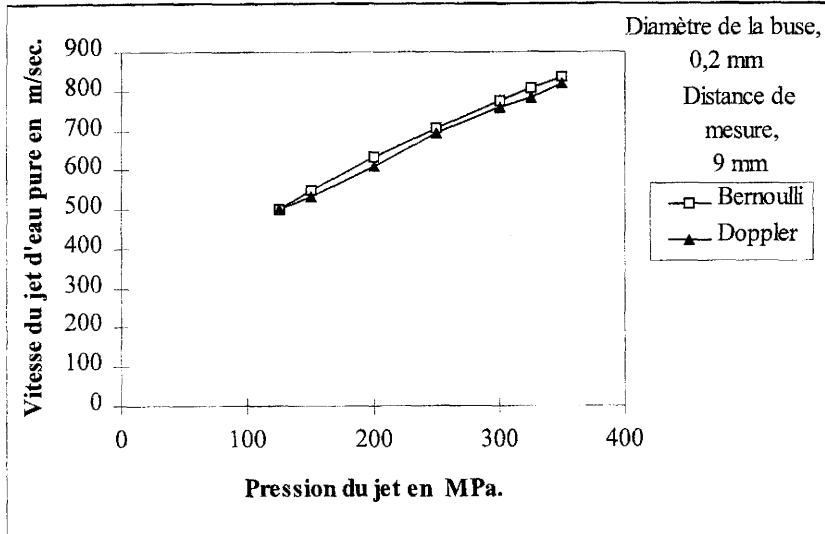


Figure I.6 : Vitesse du jet d'eau pure à la sortie de la buse [Osman et al. 1998].

- Vitesse du jet le long de son axe

La figure I.7 montre les résultats de mesure par "Laser Doppler Velocimetry" (LDV) de la vitesse de gouttelettes du jet le long de son axe. On peut observer que le jet atteint une vitesse maximale qui correspond à une distance à partir de laquelle le jet devient diffus. Ces résultats de vitesse sont en concordance avec ceux obtenus par Neusen *et al.* (1994).

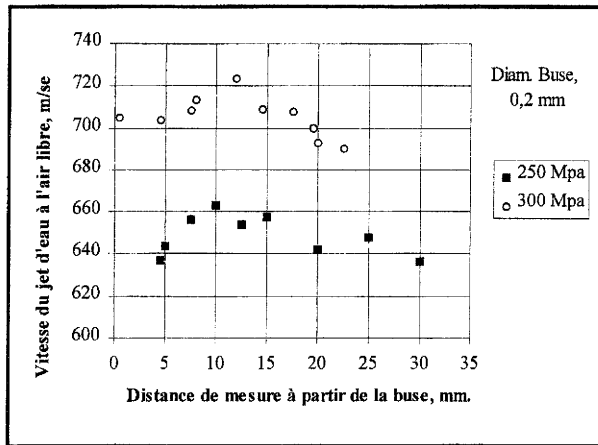


Figure 1.7 : Vitesse du jet d'eau à l'air libre le long de son axe [Osman et al. 1998].

- Vitesse radiale du jet

Il est très difficile de mesurer la distribution de vitesse radiale par une technique laser. Cependant, connaissant l'évasement du jet et supposant que le profil des vitesses du jet dans une section perpendiculaire à son axe a la forme Gaussienne [Yanaida et al. (1980) et Shavlovsky (1972)], il devient donc possible de déterminer la vitesse de l'eau quelle que soit la position (x, r).

1.2.3 - Conclusion.

Dans le paragraphe (1.2), nous avons présenté le principe de formation du jet d'eau pure et nous avons aussi décrit d'une manière qualitative et quantitative le comportement du jet à l'air libre.

Il ressort de cette étude que le jet d'eau sous haute pression à l'air libre présente une partie cohérente et l'autre diffuse séparées par une zone de transition. Il s'avère que les longueurs de ces différentes parties dépendent fortement des caractéristiques géométriques de la buse et que la vitesse du jet n'a pas d'influence significative sur ces longueurs. De plus, il n'existe pas de critères qui nous permettent de définir exactement le début de ces différentes régions car les régimes de désintégration du jet d'eau à grande vitesse restent à ce jour difficile à caractériser en particulier le processus de formation de gouttes.

Cette étude n'a pas la prétention de présenter de manière exhaustive les travaux qui concernent les jets d'eau à l'air libre. Il s'agit d'une présentation des principaux résultats de recherches qui ont un intérêt pour notre étude de l'état du jet d'eau dans la tête de découpe AWJ.

I.3 - Jet d'eau avec abrasif (*étude bibliographique*).

Les jets d'eau abrasifs ont été développés pour la découpe de matériaux difficiles à usiner (verres, céramiques, composites, alliages, titane, métaux, etc.) sans modification de leur structure interne. Ils peuvent être classifiés selon la manière avec laquelle les particules abrasives sont mélangées à l'eau avant ou après le passage du jet à travers la buse en saphir. Il existe actuellement deux systèmes de formation de jets hydro-abrasifs : le jet d'eau-abrasif par suspension de particules appelé **ASJ** (*Abrasive Suspension Jet*) [Fairhurst *et al.* (1986)] et celui par entraînement de particules appelé **AWJ** (*Abrasive Water Jet*) [Hashish *et al.* (1987)]. Le système d'entraînement AWJ est le plus répandu dans le milieu industriel alors que le système ASJ est au stade d'expérimentation.

Dans ce qui suit, nous allons présenter les principes de base des deux systèmes (ASJ et AWJ) de formation des jets d'eau avec abrasif. Nous nous intéresserons plus particulièrement au système (AWJ) que nous avons utilisé lors de notre étude et à ses caractéristiques.

I.3.1 - Jet d'eau-abrasif par suspension de particules (ASJ).

Le principe de ce système consiste à pomper une boue prémixée (eau et abrasif) à travers une buse spéciale afin d'obtenir une suspension d'abrasifs appelée ASJ (*Abrasive Suspension Jet*). Un système ASJ comprend trois éléments principaux :

- une pompe de génération d'eau à haute pression (HP)
- une unité de prémixage d'eau et d'abrasif
- une buse spéciale d'accélération

L'élément le plus important est l'unité de prémixage. Différentes méthodes de mélange ont été développées (figure I.8) :

- Méthode de pompage directe "Direct Pumping" (figure I.8-a)

Cette méthode consiste à stocker dans un réservoir sous pression un mélange d'eau et d'abrasif qui est ensuite directement pompé et propulsé à travers la buse sous une pression relativement basse (inférieure à 100 MPa). Des études ont révélé que l'ajout d'additifs (polymère, etc.) améliore la cohérence du jet et double la profondeur de pénétration du jet dans le matériau.

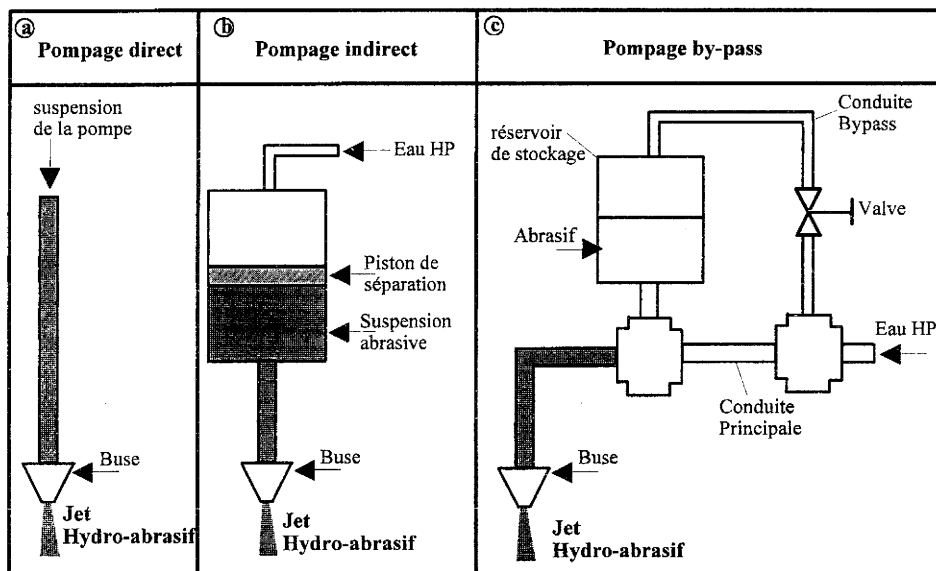


Figure I.8 : Méthodes de formation d'un jet hydro-abrasif par le système ASJ [Brandt et al.(1994)].

- Méthode de pompage indirecte "Indirect Pumping" (figure I.8-b)

La suspension premixée est stockée dans un réservoir qui contient un piston de séparation. L'eau haute pression est utilisée pour déplacer le piston, ceci afin que la suspension soit directement pompée vers la buse à des pressions allant jusqu'à environ 345 MPa [Hashish (1991)]. En utilisant ce principe, la concentration de l'abrasif ne peut pas être régulée en cours d'utilisation. On doit arrêter le fonctionnement du système pour qu'on puisse modifier le débit d'abrasif.

- Méthode de pompage by-pass "By-pass Principe" (figure I.8-c)

L'eau haute pression passe dans deux conduites : une principale et l'autre by-pass. Dans la partie "by-pass", l'eau est utilisée pour pressuriser le réservoir de stockage d'abrasif. Ainsi, on force les particules abrasives à se mélanger avec de l'eau comprimée de la conduite principale. La suspension est donc pompée à travers une conduite hydraulique flexible vers la buse de focalisation. La conduite hydraulique subit une érosion très importante et sa durée de vie se trouve ainsi réduite.

Le contrôle de la concentration d'abrasif est possible en régulant le débit d'eau dans la conduite "by-pass" au moyen d'une vanne. Mais ceci demande le développement de valves hautes pressions. Ceci fait que le coût de l'installation devient très élevé et que le système ASJ à très haute pression est difficile à contrôler : la pression maximale d'utilisation ne peut être que de l'ordre de 200 MPa [Brandt *et al.* (1994)]. C'est pourquoi le système ASJ n'est pas encore répandu dans l'industrie, il est en cours d'étude et de développement. Il est à noter que, malgré les limitations posées par les appareillages du système ASJ, le mélange d'eau et d'abrasif est parfait et une grande énergie est transférée aux particules abrasives.

I.3.2 - Jet d'eau-abrasif par entraînement de particules (AWJ).

Le principe de ce système consiste à entraîner les particules abrasives par le jet d'eau pure déjà formé. Ceci est rendu possible en rajoutant à la tête utilisée pour la découpe à l'eau pure, présentée au paragraphe I.2.1, une chambre de mélange et un tube de focalisation appelé aussi canon.

La formation du jet hydro-abrasif se fait en deux étapes successives (figure I.9) :

- Ecoulement "eau-air" : à la sortie de la buse, le jet d'eau pure traverse la chambre de mélange dans laquelle il provoque une dépression. L'air est ainsi aspiré latéralement dans la chambre suite à l'action de pompage ou de l'entraînement d'air dans le canon.
- Ecoulement de l'abrasif : l'abrasif libéré à partir d'une trémie est transporté par l'air jusqu'à la chambre de mélange à travers une conduite dite d'amenée.

Le mélange des trois phases (eau, air et abrasif) commence dans la chambre et se poursuit dans le canon où les particules abrasives sont accélérées. Il y a alors un transfert de quantité de mouvement entre l'eau et les particules abrasives dans la tête (chambre et canon) qui continue

jusqu'à l'impact avec le matériau à découper. Ces processus d'aspiration, de mélange et d'accélération conduisent à la formation d'un jet hydro-abrasif par entraînement.

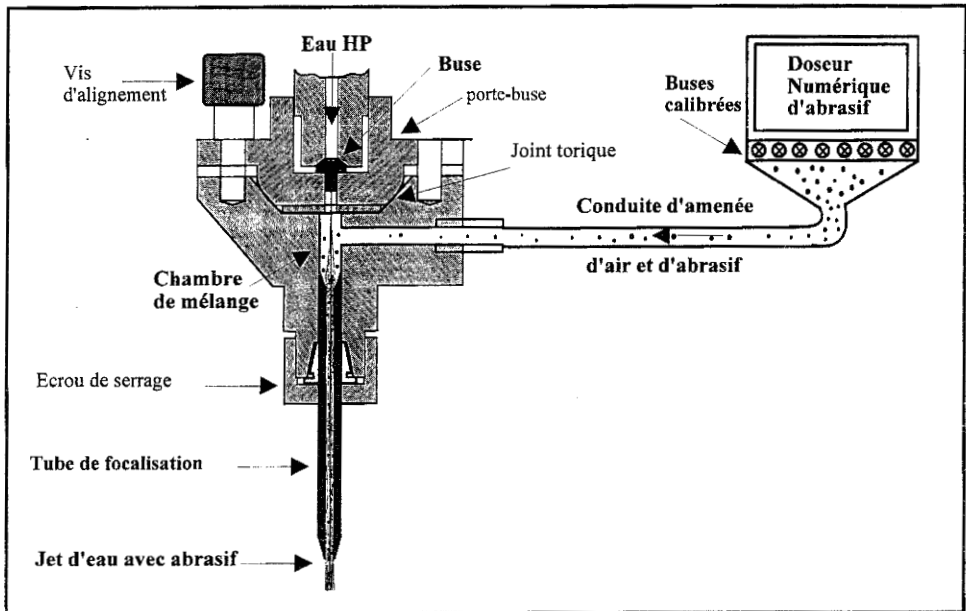


Figure I.9 : Schéma du système de découpe AWJ.

- Caractéristiques géométriques de la tête AWJ.

Une vue éclatée de la tête industrielle de type *PazerII* de la société *Flow* est présentée sur la figure I.10. Cette tête AWJ, dite conventionnelle, est composée des éléments suivants :

- une buse en saphir présentée dans le paragraphe I.2.1
- une chambre de mélange à injection latérale d'abrasif dans laquelle les particules se trouvent associées au jet d'eau. Cette chambre est cylindrique à fond plat (4,5 à 6 mm de diamètre ; 12 à 20 mm de longueur).
- un tube de focalisation appelé aussi "canon" (0,8 à 1,2 mm de diamètre ; 50 à 100 mm de longueur).
- un système d'alignement constitué de trois vis.

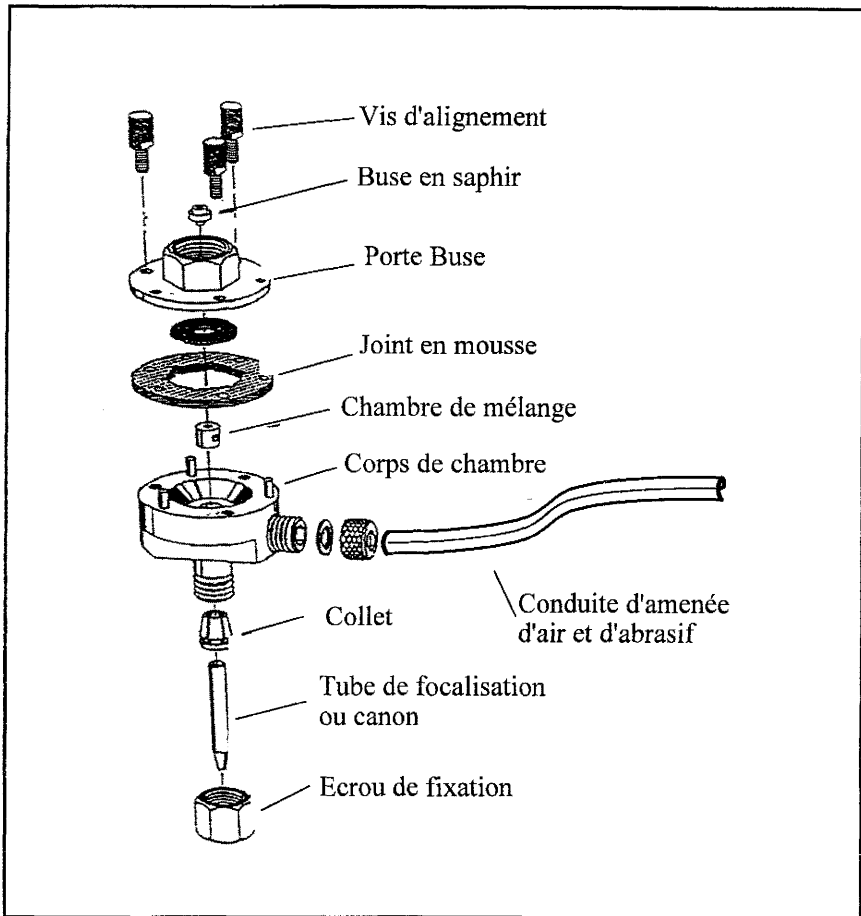


Figure I.10 : Vue éclatée de la tête AWJ.

L'alimentation en abrasif est contrôlée par un système à dosage numérique.

La configuration géométrique de la tête décrite ci-dessus a été choisie comme étant la plus simple à réaliser selon une étude de différentes configurations géométriques de la tête [Hashish (1984)]. Ces différentes têtes se distinguent selon la manière avec laquelle se fait l'alimentation en abrasif et en eau (tableau I.1).

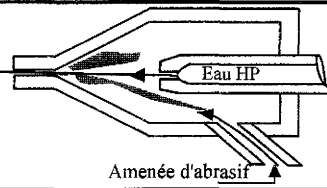
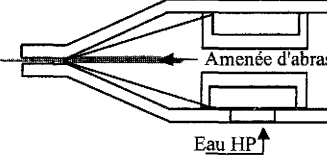
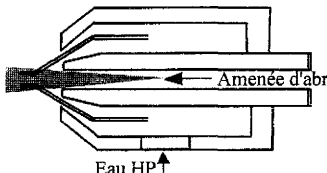
Schéma	Type	Avantages	Inconvénients
	Jet unique et amenée latérale d'abrasifs	Système simple à réaliser Tête conventionnelle utilisable pour la découpe en eau pure ou en abrasif	Efficacité faible du mélange Usure sévère de la partie inférieure de mélange
	Jets multiples et amenée centrale d'abrasifs	Mélange efficace Usure réduite de la partie inférieure de mélange La chambre de mélange peut être supprimée	Difficile à usiner Distance de tir très grande Difficile à entretenir
	Jet annulaire et amenée centrale d'abrasifs	Meilleure efficacité de mélange Durée de vie de la chambre est très longue	Utilisable pour les grands débits d'eau Nécessite un usinage très précis Grande Perte de charge hydraulique

Tableau I.2 : Exemples de configuration de la tête de découpe AWJ [Hashish 1982].

- Les principaux paramètres constitutifs de la tête AWJ.

La configuration géométrique de la tête AWJ est définie par des paramètres appelés "*paramètres internes*". Ces paramètres sont (figure I.11):

- le diamètre de la buse (ϕb)
- la longueur et le diamètre de la conduite d'amenée d'air et d'abrasif (L_t et ϕ_t).
- la hauteur d'amenée de l'abrasif (H_a)
- l'angle d'injection (βa)
- la longueur et le diamètre de la chambre (L_{ch} et ϕ_{ch})
- le rapport des diamètres R_{cb} : canon / buse ($\phi c / \phi b$)
- la longueur et le diamètre du canon (L_c et ϕc)
- l'angle du cône d'entrée du canon (αc)

Ces paramètres définissent la formation du jet d'eau-abrasif et ne peuvent être changés pendant la découpe.

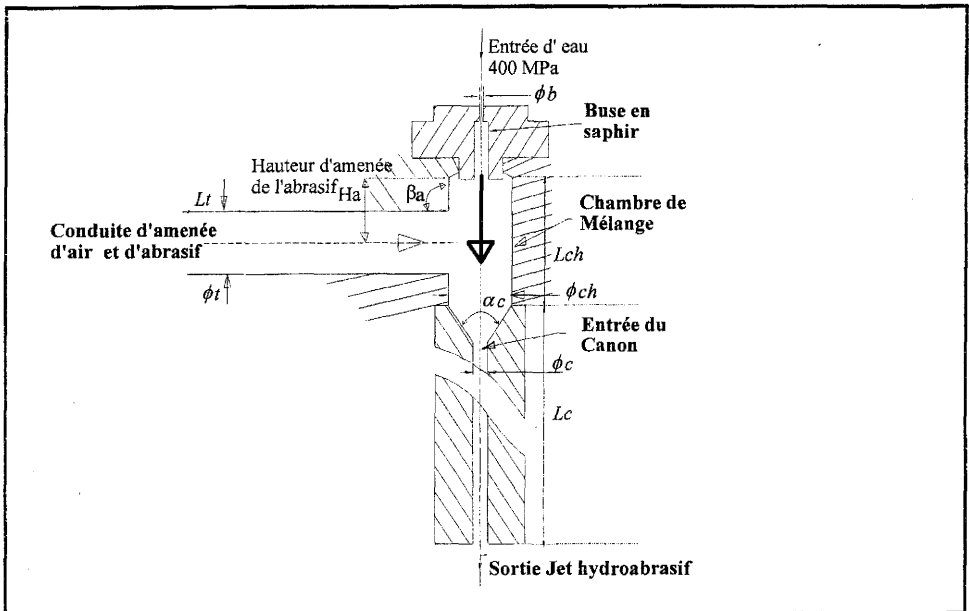


Figure I.11 : Schéma de la tête AWJ.

- Les paramètres du système AWJ.

La découpe par le système AWJ dépend de plusieurs paramètres. Ces paramètres peuvent être classés en deux groupes (tableau I.2) :

- paramètres liés à la formation du jet hydro-abrasif
- paramètres liés aux opérations de découpe.

Le premier groupe rassemble les paramètres internes et externes de la tête. Les paramètres externes de la tête régissent les entrées d'eau et d'abrasif. Les paramètres externes de la tête et ceux de découpe sont variables et imposés par l'opérateur.

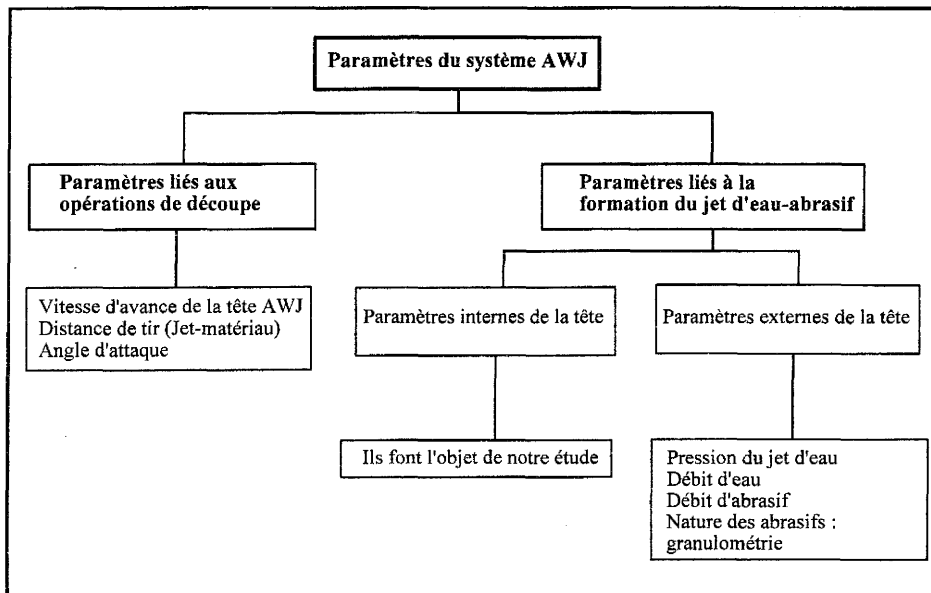


Tableau I.3 : Paramètres du système AWJ.

• Avantages et problèmes de la tête AWJ.

Contrairement au système ASJ, le système AWJ est très répandu dans le milieu industriel. Ce système présente de nombreux avantages:

- la tête AWJ peut être utilisée pour la découpe à la fois en eau pure ou en abrasif
- le jet utilisé peut atteindre une pression de l'ordre 690 MPa
- le mélange d'eau et d'abrasif se forme dans une chambre où la pression avoisine celle de l'atmosphère
- le débit d'abrasif peut être régulé numériquement en cours d'utilisation
- la force de réaction de la tête est très faible, elle est de l'ordre de 15 à 30 N [Claude *et al.* 1998]
- la durée de vie des composants est très longue. Les seuls composants susceptibles de s'user sont la chambre et le canon qui sont deux pièces facilement remplaçables et à faible coût.

L'utilisation du système AWJ est néanmoins confrontée au manque d'efficacité et de rendement dû en partie aux problèmes liés :

- au processus d'entraînement de l'air et de l'abrasif
- au processus de mélange dans la tête qui implique trois phases : eau, air et

- abrasif. Dans la tête, 70 à 80 % des particules abrasives se trouvent fragmentées à cause des chocs qui s'y produisent [Galecki *et al.* (1987), Labus *et al.* (1991)]
- au transfert d'énergie de l'eau vers les particules abrasives qui est de l'ordre de 10 % [Hashish (1991-c)]
 - au nombre de paramètres qui entrent en jeu et qui sont difficiles à contrôler de manière indépendante
 - à l'usure prématurée du canon notamment à l'entrée du canon
 - à la difficulté d'avoir un alignement parfait du jet de la buse jusqu'à la sortie du canon.

Sur le plan industriel, ces défauts ont des conséquences négatives en termes d'efficacité et de précision de la tête AWJ.

1.3.3 Caractéristiques du jet d'eau-abrasif par entraînement de particules (AWJ).

Les études sur le jet d'eau-abrasif se sont principalement intéressées :

- à la composition du mélange (eau, air, abrasif)
- à la distribution des phases (eau, air, abrasif) du jet AWJ à la sortie du canon
- à la fragmentation des particules dans la tête (chambre et canon)
- au transfert d'énergie et au processus d'accélération des particules dans le canon.

• Composition du mélange.

Des études expérimentales [Neusen *et al.* (1991), Tazibt (1995)] ont été menées pour déterminer le taux de présence des différentes phases (eau, air, abrasif) qui composent le mélange dans la tête AWJ. Elles ont montré que la quantité d'air présente dans le mélange en terme volumique représente une proportion comprise entre 90 à 95 %. Le taux de présence volumique de chacune des phases a été calculé de la manière suivante :

$$T_k = \frac{Q_k}{Q_{eau} + Q_{air} + Q_{abrasif}}$$

Tk : taux de présence de la phase k (k = eau, air, abrasif)

La composition volumique du mélange (eau, air et abrasif) dans la tête AWJ pour une configuration donnée du jet est : 95% d'air, 4% d'eau et 1% d'abrasif.

Ces études expérimentales montrent aussi que la quantité d'air aspirée dans la chambre de mélange varie avec la pression du jet et le diamètre du canon et qu'elle n'est pas influencée par le débit d'abrasif.

- **Distribution des phases (eau, air et abrasif) du jet AWJ**

En utilisant une technique de radiographie aux rayons X "X-Ray Densitometer", Neusen *et al.* (1991) ont analysé la distribution des phases à la sortie du canon d'une part de l'écoulement "eau-air" et d'autre part de l'écoulement "eau-air-abrasif".

- *Distribution d'eau dans le jet sans abrasif*

L'analyse des résultats (figure I.12) issus de l'étude de Neusen *et al.* (1991) montre que la distribution d'eau à travers la section du jet a la forme d'une selle "saddle-shape distribution", ceci à une distance de 4 mm de la sortie du canon. La concentration maximale d'eau qui est de l'ordre de 4% à 8% se trouve entre 1/2 et 3/4 du rayon du jet. En se basant sur ces résultats, Neusen *et al.* concluent que le jet n'a pas de coeur potentiel à la sortie du canon et que la distribution d'eau n'est pas uniforme.

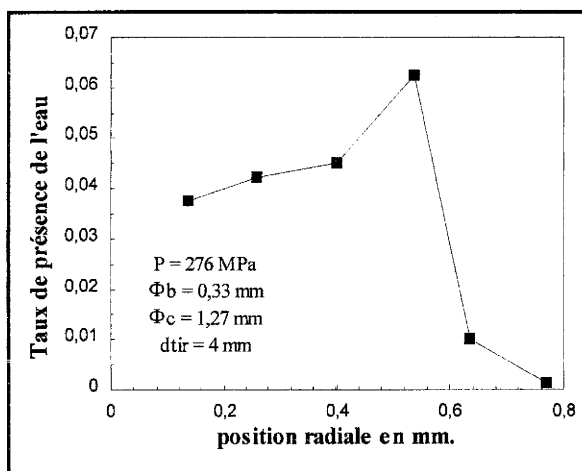


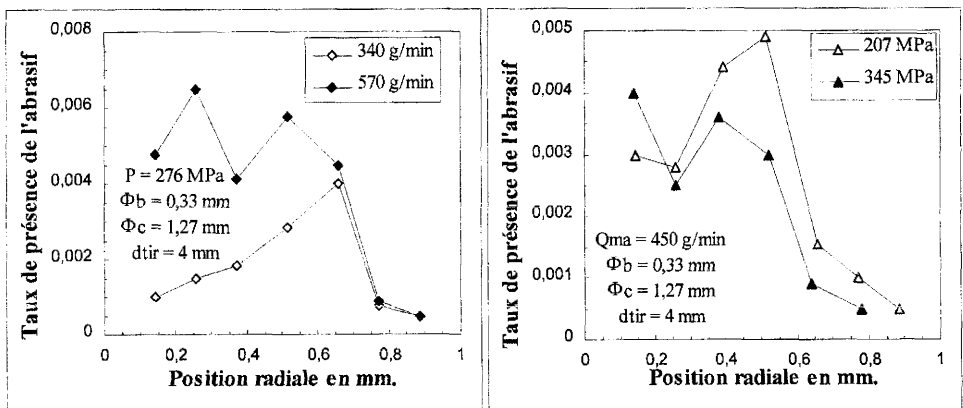
Figure I.12 : Distribution moyenne d'eau dans le jet sans abrasif [Neusen *et al.* (1991)].

- Distribution des particules dans le jet avec abrasif

Les hypothèses sur la distribution des particules abrasives dans le jet d'eau-abrasif sont contradictoires. En effet, Hashish (1985) a observé que les particules sont concentrées dans la partie centrale du jet alors que Abudaka (1989) affirme que les particules sont plus nombreuses à la périphérie qu'au centre du jet, et que des particules tombent librement du canon.

Geskin *et al.* (1989) ont observé que la diffusion turbulente du jet fait que les particules sont distribuées au hasard le long du parcours de mélange. Ils ont utilisé pour leur expérience trois techniques expérimentales indépendantes : une photographie ultra-rapide (10 000 images à la seconde) en utilisant un laser à vapeur de cuivre comme source de lumière, un examen de la surface érodée au microscope électronique ou optique et un examen de la distribution des particules par séparation du jet.

Plus récemment, Neusen *et al.* (1991) montrent que la distribution des particules dans le jet d'eau avec abrasif à la sortie du canon a la forme d'une selle "saddle-shape distribution", comme pour le cas de la distribution d'eau dans le jet sans abrasif. Le profil de distribution des particules dépend du débit d'abrasif et de la pression du jet (figure I.13-a-b). Pour des pressions ou des débits d'abrasifs faibles, les particules sont plus concentrées à la périphérie du jet alors que pour des pressions ou des débits d'abrasifs plus élevés, les particules sont plus présentes dans la région centrale du jet d'eau-abrasif.



a- Effet du débit d'abrasif

b- Effet de la pression du jet

Figure I.13: Distribution transversale de l'abrasif à la sortie du canon [Neusen *et al.* (1991)].

• Fragmentation des particules dans la tête AWJ.

Plusieurs auteurs [Galecki *et al.* (1987), Labus *et al.* (1991), Hashish (1991), Foldyna *et al.* (1992), Ohlson (1997)] ont montré que 70% à 80% des particules abrasives se trouvent fragmentées durant le processus de mélange dans la tête AWJ. Ils ont observé que le taux de fragmentation des particules dépend de leur taille initiale, du débit d'abrasif, de la pression du jet et du diamètre du canon. Labus *et al.* (1991) ont constaté que la variation de la longueur du canon n'affecte pas le taux de fragmentation contrairement à la variation de la géométrie de la chambre qui a un effet significatif. Les abrasifs de type grenat sont très sensibles au changement de la géométrie de la chambre alors que les abrasifs de type quartz, silice et carbure sont moins sensibles [Foldyna *et al.* (1992)].

Un autre aspect de fragmentation des particules est le changement de la forme de la particule (rondeur et sphéricité) durant le processus de mélange et d'accélération [Foldyna *et al.* (1992)].

Cependant, aucune explication physique réelle des phénomènes observés n'a pu être fournie par les différents auteurs. Certains supposent que la projection des particules à un angle droit par rapport à l'axe du jet provoque leur rebondissement contre la surface du jet (mur d'eau) "phénomène de ricochet" et contre la paroi de la chambre, ce qui conduit à la désintégration des particules dans la chambre. D'ailleurs, on trouve plusieurs configurations de têtes AWJ à injection d'abrasif inclinée d'angle 30° ou 60° pour remédier à ce problème. Il a été également supposé qu'il existe une forte interaction "particules-jet", "particules-paroi" et "particules-particules" au niveau de l'entrée du canon et que les particules pénètrent le jet à ce niveau. Mais toutes ces hypothèses restent à vérifier.

Une étude du processus de mélange dans la chambre permettra de comprendre le mécanisme d'interaction des particules avec le jet et de répondre à certaines questions.

• Transfert d'énergie et vitesse du jet d'eau-abrasif.

L'évaluation du transfert d'énergie entre le jet d'eau et les particules dans la tête AWJ a fait l'objet de plusieurs recherches tant expérimentales que théoriques :

- Etudes expérimentales

Des techniques expérimentales de mesure *directes et indirectes* de la vitesse du jet d'eau-abrasif à la sortie du canon ont été développées. Les *mesures directes* se basent sur l'utilisation des différentes techniques lasers développées [Swanson *et al.* (1987), Chen *et al.* (1990), Miller *et al.* (1991), Himmelreich *et al.* (1991), Neusen *et al.* (1992) (1994), Osman *et al.* (1998)] ou d'autres techniques telles que la photographie rapide [Geskin *et al.* (1989)] et la PIV "Particle Image Velocimetry" [Sawamura *et al.* (1998)]. Les *mesures indirectes* se basent sur la mesure de la force de réaction de la tête [Hashish (1986), Claude *et al.* (1998)] ou celle d'impact sur une plaque [Li *et al.* (1989), Tikohomorov *et al.* (1992), Momber *et al.* (1995)]. Les conclusions issues de ces différents travaux sont divergentes. Cette divergence réside dans:

- la difficulté de distinguer la vitesse des gouttes de celle des particules
- la différence entre les conditions expérimentales utilisées
- les grands nombres de paramètres qui influencent le processus de mélange.

Expérimentalement, l'efficacité de transfert de la quantité de mouvement est estimée par mesure de la force d'impact du jet d'eau pure et de celle du jet d'eau avec abrasif respectivement. Le paramètre (η_T) représente le coefficient de conservation de la quantité de mouvement du mélange. L'expression du paramètre (η_T) est [Momber *et al.* 1998] :

$$\eta_T = \frac{(Q_{m_{eau}} + Q_{m_a}) \cdot V_m}{Q_{m_{eau}} \cdot V_{j_{eau}}} = \frac{F_a}{F_{eau}}$$

où

$Q_{m_{eau}}$: débit massique d'eau

Q_{m_a} : débit massique d'abrasif

V_m : vitesse du mélange

$V_{j_{eau}}$: vitesse du jet d'eau pure

F_a : force de réaction de la tête en présence d'abrasif ou bien force d'impact du jet hydro-abrasif

F_{eau} : force de réaction de la tête sans abrasif ou bien force d'impact du jet d'eau.

Plusieurs chercheurs utilisent l'expression de (η_T) pour tenir compte de la vitesse du jet d'eau-abrasif dans leurs modèles de prédiction de la quantité de matière érodée.

Dans la littérature, on trouve différentes valeurs estimées du paramètre (η_T). Ces valeurs sont présentées dans le tableau I.4.

<i>Auteurs</i>	<i>Technique de mesure</i>	<i>Transfert d'énergie (η_T)</i>
Hashish (1986) Momber <i>et al.</i> (1995)	Force de réaction de la tête	$0,73 < (\eta_T) < 0,94$
Claude <i>et al.</i> (1998)	Force de réaction de la tête	$0,6 < (\eta_T) < 0,9$
Himmelreich <i>et al.</i> (1991)	Laser-Two-Focus Velocimetry	$0,65 < (\eta_T) < 0,85$

Tableau I.4 : Valeurs estimées du paramètre (η_T)

Il est à noter que le paramètre (η_T) dépend de la pression du jet et du débit d'abrasif. Hashish (1986) et Himmelreich *et al.* (1991) révèlent l'existence d'une pression optimale du jet pour une meilleure efficacité de transfert d'énergie. Himmelreich *et al.* (1991) et Osman *et al.* (1998) ont observé que la vitesse du jet d'eau-abrasif diminue linéairement lorsque le débit d'abrasif augmente. Ceci est en accord avec le principe de transfert d'énergie. La vitesse des particules est généralement égale à 50% à 65% de celle des gouttelettes d'eau à la sortie du canon.

- Etudes théoriques du processus d'accélération des particules

On entend par un modèle d'accélération des particules, une équation mathématique qui nous permet de prédire la variation de la vitesse de la phase liquide ou solide le long d'une conduite cylindrique en tenant compte de différentes forces mécaniques qui régissent l'écoulement. L'accélération d'une particule abrasive entraînée par un jet d'eau supersonique dans le canon est un problème mécanique des milieux diphasiques voir triphasiques turbulents qui n'est pas bien cerné car les phénomènes physiques s'avèrent très complexes.

Plusieurs auteurs [Drew (1983), Abudaka *et al.* (1989), Nadeau *et al.* (1991), Himmelreich *et al.* (1990), Tazibt (1995), Raissi (1995), Simonin (1996)] se sont penchés sur l'étude théorique de ce type d'écoulement mais en se basant sur certaines hypothèses simplificatrices. Nous avons fait une synthèse de deux modélisations récentes [Tazibt (1995), Raissi (1995)] du processus d'accélération des particules dans la tête AWJ. Les résultats des autres travaux sont regroupés dans un ouvrage de référence réalisé par Momber *et al.* (1998).

En 1995, Tazibt a développé un modèle analytique général du processus d'accélération des particules permettant de calculer la vitesse de la phase eau ou abrasif le long

du canon. Le modèle consiste à résoudre les équations différentielles de quantité de mouvement (bilan d'impulsion) écrites pour chaque phase du milieu (eau et abrasif) en tenant compte des différentes forces (traînée interfaciale, impulsion mécanique, masse ajoutée, etc.) mais ceci sous certaines hypothèses simplificatrices.

Les hypothèses de l'étude sont :

- la quantité de mouvement du mélange "eau-abrasif" reste constante au cours du processus de mélange à l'intérieur du canon
- l'entraînement d'air dans le mélange est négligé
- les particules sont suffisamment espacées
- le jet est entouré d'un film d'air mince permettant de négliger le frottement au niveau de la paroi du canon
- la désintégration du jet le long du canon est négligée
- les débits d'abrasif et d'eau restent constants le long du canon
- l'action de la force de pesanteur est négligée
- l'écoulement du jet d'eau-abrasif est laminaire

Les résultats de ce modèle montrent que la vitesse des particules abrasives croît le long du canon alors que la vitesse du jet décroît. Pour un canon assez long, les vitesses des deux phases (eau et abrasif) tendent vers une vitesse presque constante appelée vitesse d'équilibre du mélange.

Pour tenir compte de l'effet de l'air dans le processus d'accélération qui correspond au cas réel d'écoulement, Tazibt considère que l'eau et l'air forment un fluide homogène (hypothèse d'homogénéisation). Il remplace dans son modèle la densité d'eau par la densité du fluide équivalent. La densité ρ_f du fluide équivalent (eau/air) est donnée par la loi de mélange suivante :

$$\rho_f = \alpha \rho_{air} + (1 - \alpha) \rho_{eau}$$

où α représente la fraction volumique des vides. Même en présence du gradient de pression, α est supposée constante, elle est définie par le rapport :

$$\alpha = \frac{Q_{air}}{Q_{air} + Q_{eau}}$$

avec Q_{air} et Q_{eau} étant les débits volumiques respectifs de l'air et de l'eau.

L'analyse de résultats (figure I.14) montre que la différence entre les vitesses du cas réel de formation du jet et du cas idéalisé où l'air est négligé, est très grande. On observe qu'à une distance d'impact de 68 mm, la vitesse des particules est de 603,8 m/s pour le cas idéalisé au lieu de 384 m/s pour le cas réel.

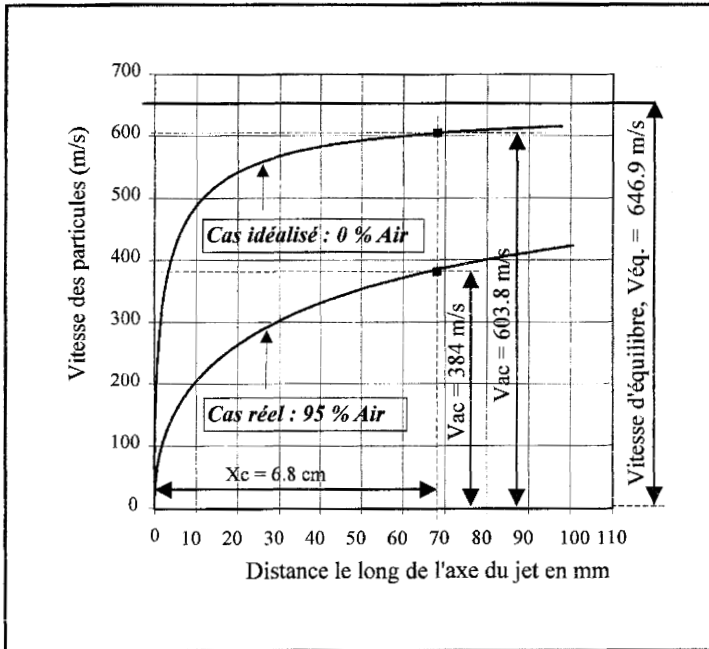


Figure I.14 : Comparaison des vitesses des particules estimées dans le cas idéalisé (0 % d'air) et le cas réel (95 % d'air), avec $P_{jet} = 240 \text{ MPa}$ et $Q_{ma} = 146 \text{ g/min}$ [Tazibt (1995)].

De ces résultats, Tazibt conclut que la présence d'air dans le mélange joue un rôle déterminant:

- 95% d'air ferait chuter la vitesse des particules d'environ 50%
- la distance à laquelle la particule atteint sa vitesse d'équilibre sera augmentée. Elle passe de quelque 120 mm, dans le cas d'absence d'air, à quelque 12 m dans le cas réel (95% d'air en terme volumique).

Ces résultats restent théoriques et sans aucune validation expérimentale. De plus, le modèle à Tazibt se limite au canon sans tenir compte ni de l'écoulement "eau-air" dans la chambre ni de l'écoulement d'abrasif. Il serait donc intéressant de mener une étude expérimentale très poussée de l'écoulement "eau-air-abrasif" dans la tête AWJ pour mieux comprendre l'effet de l'air et pour répondre à certaines questions qui restent posées.

Plus récemment, une simulation numérique de l'écoulement "eau-air-abrasif" a été menée par **Raissi (1995)**. Cette simulation a été réalisée avec le code de calcul bidimensionnel "Mélodif" développé au sein du Laboratoire National d'Hydraulique d'E.D.F. Ce code est dédié à la modélisation des écoulements turbulents diphasiques réactifs à inclusions dispersées (bulles, gouttes ou particules), avec ou sans changement de phases [Simonin (1996)], Simonin *et al.* (1988)], Les deux phases sont traitées comme des milieux continus séparés qui obéissent à des équations en grandeurs moyennes de types "Navier-Stokes" couplées par l'intermédiaire des termes de transfert interfacial de masse, de quantité de mouvement et d'enthalpie. Ces équations sont également couplées avec un modèle de turbulence de type K-epsilon. La résolution numérique des équations du modèle s'appuie sur une méthode de différences finies.

En utilisant ce code à deux phases, Raissi a pu simuler l'écoulement " eau-air-abrasif" dans la chambre et puis dans le canon mais ceci sous certaines hypothèses nécessaires pour adapter le code. Les hypothèses sont :

- l'écoulement est axisymétrique (Mélodif est bidimensionnel)
- **dans la chambre**, le jet d'eau s'éclate au niveau de la buse en gouttelettes de 60 μm de diamètre pour que la configuration de l'écoulement "eau-air" devienne à fluide et inclusions où l'air est la phase continue et l'eau est la phase dispersée
- le glissement entre l'eau et l'air à l'interface est négligé, il y a cependant une vitesse relative
- les particules abrasives se déposent au niveau de l'entrée du canon.
- **dans le canon**, l'écoulement "eau- air" forme un fluide équivalent (hypothèse d'homogénéisation) pour que la configuration de l'écoulement "eau-air-abrasif" devienne à fluide équivalent et inclusions (particules abrasives).
- les particules abrasives ne se fragmentent pas.

Cette simulation dépend aussi de la géométrie de la tête :

la chambre est un cylindre de 4 mm de diamètre et de 30 mm de longueur comportant une entrée principale d'eau circulaire, en haut de cylindre de 0,4 mm de diamètre et une entrée latérale d'air de 6 mm de diamètre située à 18 mm du haut du cylindre. Le canon est également un cylindre de 1,2 mm de diamètre, de 50 mm de longueur et de 60° d'angle du cône.

Les résultats de simulation de l'écoulement "eau-air" dans la chambre montrent que l'évasement du jet est excessif (figure I.15). Le diamètre du jet diffus est égal à celui de la

chambre qui est de 4,5 mm. Une partie de l'air a tendance d'être entraînée par le jet alors que l'autre partie recircule dans la chambre. Raissi ne présente pas des résultats de simulation de l'injection de l'abrasif dans la chambre.

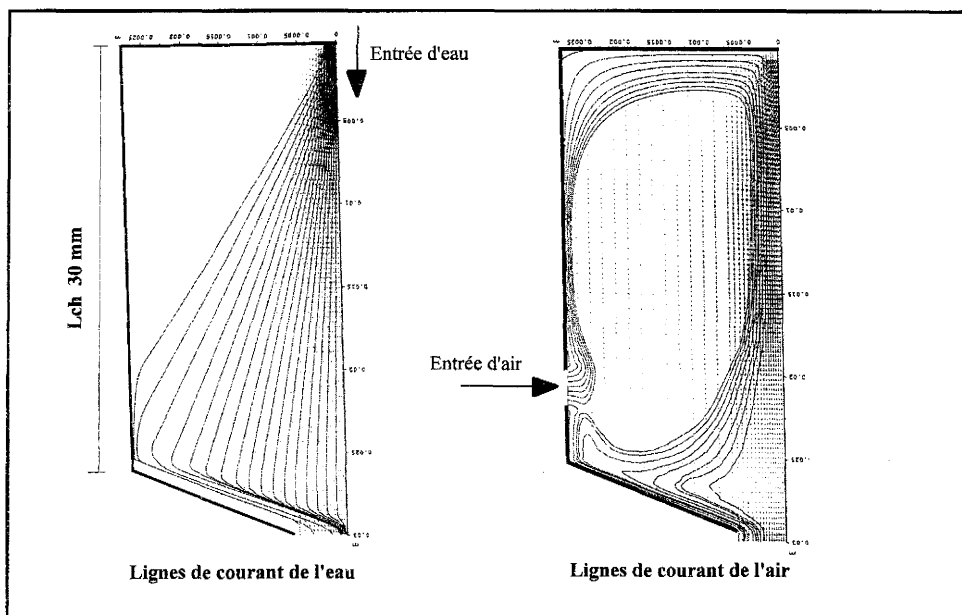


Figure I.15 : Lignes de courant de l'eau et de l'air dans la chambre [Raissi (1995)].

La simulation de l'écoulement "eau-air-abrasif" dans le canon (figure I.16) montre qu'à son entrée, les lignes de courant des particules heurtent la paroi oblique du canon avec un angle d'impact élevé d'où l'interaction "particules-paroi". Directement après, ces lignes se détachent de la paroi et convergent vers l'axe d'écoulement où une rencontre entre les lignes se produit ce qui provoque une agitation due à l'interaction "particule-particule". Après cette rencontre, les lignes de courant repartent vers la paroi avec un angle d'impact plus petit. Vers la sortie, les lignes de courant semblent se stabiliser et épouser d'avantage le profil du canon.

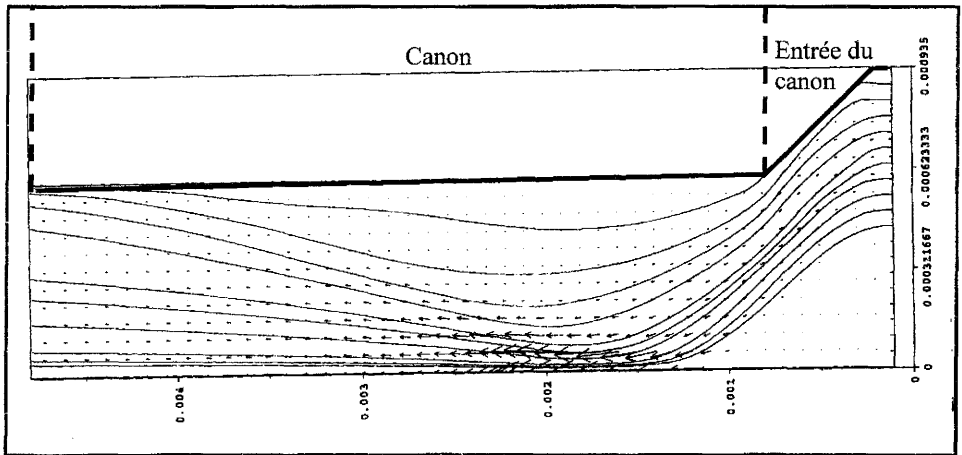


Figure 1.16 : Trajectoire des particules abrasives à partir de l'entrée du canon [Raissi (1995)].

Il semble que cette simulation a permis d'apporter de nouveaux éléments concernant le comportement de l'écoulement d'abrasif au niveau de l'entrée du canon ce qui nous permet de mieux comprendre le phénomène d'usure de l'entrée du canon qui est un phénomène expérimentalement observé [Nanduri *et al.* (1996), Hashish (1997)]. En revanche, le comportement réel de l'écoulement "eau-air-abrasif" dans la tête est loin d'être simulé de façon satisfaisante en particulier le processus de désintégration du jet et la prise en compte des différentes interactions.

On note que les résultats issus de cette simulation en particulier de l'écoulement dans la chambre n'ont pas été confrontés à des résultats expérimentaux. Ceci est sans doute dû au manque de résultats expérimentaux réels du processus de mélange.

En résumé, on peut dire qu'à travers de cette étude bibliographique, le comportement réel de l'écoulement "eau-air-abrasif" dans la tête de mélange n'est pas totalement identifié. Plusieurs questions restent également sans réponses.

I.4 Motivations et objectifs de l'étude.

Afin d'améliorer la fiabilité du système AWJ, plusieurs études ont été menées sur la modélisation d'une part du processus de découpe et d'autre part du processus d'accélération des particules le long du canon. Les travaux relatifs à la découpe sont essentiellement axés sur l'étude de l'efficacité de la coupe en fonction de paramètres tels que la pression hydraulique du jet, le débit d'eau, le débit et la granulométrie de l'abrasif, la longueur et le diamètre du canon, la distance de tir et la vitesse d'avance de la tête. Des modèles théoriques de découpe ont été aussi développés pour prédire la profondeur de la découpe et l'état de surface. Les résultats des différents travaux sont regroupés dans un ouvrage récent de référence réalisé par Momber *et al.* (1998). Pour valider les modèles théoriques de découpe, la connaissance de la vitesse des particules au point d'impact avec le matériau à découper est capitale car c'est grâce à l'énergie cinétique transportée par chaque particule que le matériau est découpé par enlèvement de la matière.

Des modèles théoriques d'accélération des particules le long du canon ont été élaborés. Cependant ces modèles ne permettent pas de décrire correctement l'écoulement du jet hydro-abrasif dans la tête AWJ. En effet, l'écoulement du jet hydro-abrasif dans la tête AWJ présente un aspect triphasique (eau, air et abrasif). L'étude de ce type d'écoulement est très complexe car il est en régime turbulent et les proportions en terme volumique des phases sont extrêmement variées (1% d'abrasif, 4% d'eau et 95% d'air). De plus cet écoulement triphasique génère des situations physiques très complexes que l'analyse théorique n'a pas su résoudre. Dans les modèles théoriques développés, on ne tient pas compte du comportement réel du jet (diffusion du jet, interaction interfaciale "eau-air", turbulence, fragmentation des particules, etc.) qui n'est pas totalement élucidé. L'analyse expérimentale du processus d'entraînement des particules et l'étude du mélange dans la tête s'avèrent alors indispensables.

A ce jour, peu de travaux se sont intéressés à l'analyse des phénomènes physiques qui régissent le comportement de l'écoulement (eau, air et abrasif) dans la chambre et dans le canon. De ce fait, aucune étude n'a été engagée sur l'influence des paramètres constitutifs de la tête de mélange, appelés "*paramètres internes*", sur le comportement du jet hydro-abrasif et sur l'efficacité de la découpe. Ceci est sans doute lié à des raisons de confidentialité de la géométrie des différentes têtes industrielles.

Dans la présente étude, notre intérêt se porte sur la caractérisation du mélange (eau, air et abrasif) dans la tête AWJ et sur l'étude de l'influence d'un certain nombre de paramètres régissant l'écoulement.

Ce travail est présenté sous forme de trois chapitres :

Le chapitre II dont le premier volet est consacré à l'analyse globale de l'écoulement dans la chambre à l'aide des mesures de débit d'air et du champ de pression en fonction de différents paramètres internes caractéristiques de la tête. Le deuxième volet de ce chapitre présente l'étude de l'influence des paramètres géométriques de la chambre sur l'efficacité de la découpe.

Des visualisations du jet dans la chambre de mélange ont été réalisées pour mieux comprendre les phénomènes physiques prenant place dans le mécanisme de mélange et le rôle joué par l'air. Les résultats présentés dans le chapitre III concernent tout d'abord l'analyse de l'interaction de l'écoulement "eau-air" dans la chambre et ensuite l'analyse de l'écoulement "eau-air-abrasif", ceci en fonction de différents paramètres caractéristiques de la chambre. Ces résultats sont une nouvelle contribution dans le domaine du jet d'eau.

Dans le chapitre IV, nous avons poursuivi l'analyse physique de l'écoulement "eau-air" dans le canon en se basant sur la mesure de la pression statique pariétale le long de celui-ci, ceci en fonction de différentes conditions géométriques et opératoires de la formation du jet.

Enfin, ce manuscrit s'achève par une conclusion générale sur les principaux apports de ce travail.

CHAPITRE II

ANALYSE DU PROCESSUS DE MELANGE DANS LA CHAMBRE

Ce chapitre est consacré à l'analyse globale de l'écoulement "eau-air" dans la chambre. Tout d'abord, nous décrivons les différentes instrumentations et les moyens de mesure mis en oeuvre ainsi que le programme des essais. Ensuite, nous présentons les résultats de mesure de la pression de la chambre et le débit d'air aspiré en fonction de l'influence des différents paramètres géométriques et opératoires régissant l'écoulement "eau-air" dans la chambre. Nous présentons également les résultats de l'étude de l'influence de certains paramètres géométriques sur l'efficacité de la découpe.

II.1 - Introduction

Dans le système AWJ (Abrasive Water Jet), l'incorporation d'une chambre de mélange à la sortie de la buse s'avère essentielle pour créer une dépression qui provoque l'aspiration de l'air chargé de particules abrasives et favorise le mélange dans la chambre. Bien que cette méthode d'injection par aspiration soit la plus courante, elle présente une carence au niveau de l'efficacité de la coupe tant du fait de la capture que de la dégradation des particules abrasives. En effet, les études expérimentales menées sur la caractérisation du processus de mélange en terme de fragmentation des particules [Galecki *et al.* (1987) et Labus *et al.* (1991)] ont révélé que 70 à 80 % des particules abrasives se trouvent fragmentées au cours du processus de mélange dans la tête.

La présence de la phase gazeuse (air) indispensable pour le transport des particules complique l'étude du processus de mélange et d'accélération des particules. La majorité des études [Abudaka (1989), Nadeau (1991), Tazibt (1995)] se sont focalisées au niveau du canon sans s'étendre à la chambre négligeant ainsi l'effet de l'air et l'état réel du jet dans la chambre. Cependant, Tazibt (1995) a indiqué, en se basant sur son modèle théorique, qu'une fraction volumique d'air de 95% ferait chuter la vitesse des particules à l'impact d'environ 50% mais ceci reste à valider expérimentalement. Nous avons étudié dans le cadre d'un projet européen [Brite (1996)] l'efficacité de différentes têtes industrielles en mesurant la quantité d'air aspirée par ces têtes dans des conditions de fonctionnement identiques. Cette étude a révélé des variations importantes du débit d'air corrélées à des variations de résultats de découpe. Le débit d'air apparaît donc comme un élément important et non négligeable dans le processus de mélange et d'accélération des particules.

Afin de mieux comprendre le rôle de l'air et de dégager les paramètres internes critiques de la chambre, nous nous sommes fixés deux objectifs :

- Le premier consiste à analyser les processus d'aspiration d'air et d'abrasif en effectuant des mesures du champ de pression (dépression) et de la quantité d'air aspirée dans la chambre, ceci en fonction de différents paramètres internes caractéristiques de la tête (conduite d'amenée d'air et d'abrasif, chambre de mélange et canon).
- Le deuxième objectif est l'étude de l'influence des paramètres géométriques de la chambre sur l'efficacité de la découpe.

II.2 - Dossier expérimental.

Dans ce dossier, nous présentons tout d'abord les têtes de mélange instrumentées. Nous décrivons ensuite les moyens de mesure mis en oeuvre et nous terminons par une description du programme des essais.

II.2.1 - Instrumentation des têtes.

La diversité des formes de la géométrie des têtes de découpe industrielles ne permet pas de dégager l'influence des paramètres dimensionnels de la tête sur les processus d'aspiration et de mélange et sur l'efficacité de la découpe. Il convient donc de concevoir une tête de mélange pour laquelle il serait possible de faire varier chacun des paramètres dimensionnels de la tête de façon indépendante, à savoir :

- les paramètres internes de la chambre (la longueur et le diamètre de la chambre).
- le diamètre de la conduite d'amenée d'air et d'abrasif

Nous avons donc usiné une tête en acier susceptible de recevoir un tube cylindrique de dimensions variables représentant les dimensions de la chambre (figure II.2). Cette tête permet ainsi une insertion facile des différentes chambres usinées tout en gardant un alignement parfait du jet depuis la sortie de la buse jusqu'à la sortie du canon autocentré. Nous avons aussi usiné trois raccords de 2,5, 4 et 6 mm de diamètre interne pour pouvoir faire varier le diamètre de la conduite d'amenée d'air.

II.2.1.1 - Instrumentation des chambres

Deux séries de chambres ont été instrumentées (figures II.1 et II.2)

La première série de chambres (figure II.1) de 10 et 15 mm de longueur et de 4,5 mm de diamètre a été réalisée pour l'analyse de l'écoulement "eau-air" en effectuant des mesures de pression pariétale le long de la section de la chambre. Les trous de prise de pression, dont le diamètre de l'orifice est de 0,5 mm, ont été percés par électroérosion dans le plan supérieur, moyen et inférieur des chambres afin de mesurer la distribution de la pression d'air en ligne le long de la conduite d'amenée d'air et à la périphérie de la chambre. La position longitudinale et radiale des prises de pression est indiquée sur la figure II.1.

II.2.2 - Instruments de mesure et procédure

Les instruments de mesure utilisés sont (figure II.3) :

- un débitmètre à diaphragme pour la mesure du débit d'air aspiré
- un manomètre numérique relié au débitmètre à diaphragme
- deux boîtiers sélecteurs de prises de pression, munis d'un système électrique de comptage de 1 à 30. Ces boîtiers sont de marque **FCO 91-10 Furness Controls**
- un manomètre numérique relié au boîtier de prises de pression pour la mesure de la dépression au niveau des différentes sections (la conduite d'amenée d'air et la chambre)
- un doseur numérique d'abrasif pour la mesure du débit.

La figure II.3 montre une vue de l'emplacement des moyens expérimentaux utilisés.

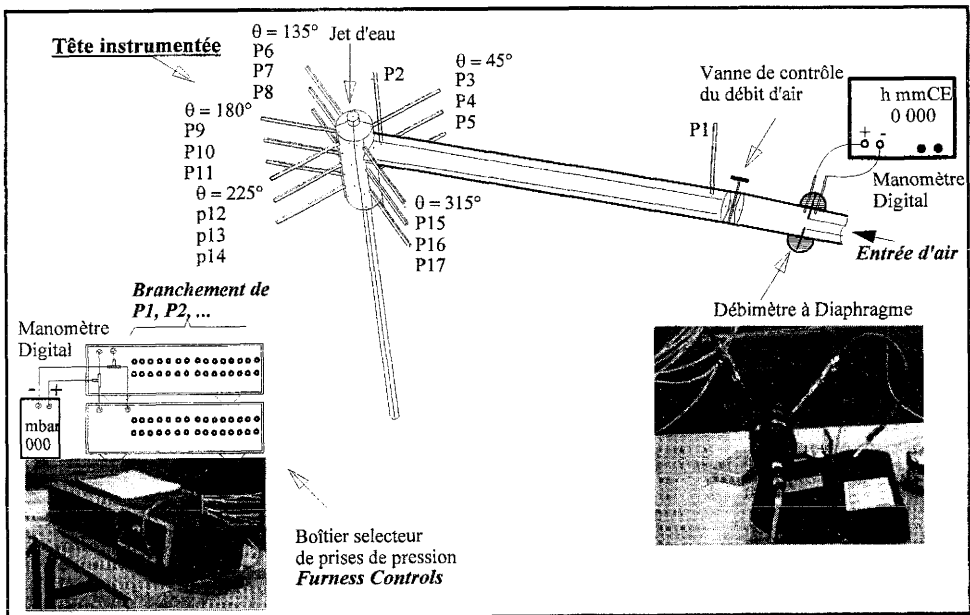


Figure II.3 : Schéma du dispositif expérimental utilisé.

Ci dessous, nous détaillons la procédure de mesure des paramètres.

- Mesure de la dépression (dP-) au niveau de la conduite d'amenée d'air et de la chambre.

La mesure de la dépression dans les différentes sections de la chambre a été réalisée en effectuant des prises de pression au niveau de chacune d'elles (figure II.3). Toutes les prises de pression sont connectées à un boîtier sélecteur, à l'aide d'un tube de 2,5 mm de diamètre qui est relié à un manomètre numérique. Ce boîtier possède un système électrique de comptage des prises de pression de 1 à 30 ce qui permet de sélectionner une seule prise de mesure à la fois.

- Mesure du débit d'air.

Le débit d'air a été mesuré au moyen d'un débitmètre à diaphragme à prises de pression. Ce dernier a été fabriqué par la société BERI selon nos indications.

Le vannage du débit d'air a été réalisé en plaçant une vanne juste en aval du débitmètre à diaphragme (figure II.3). Le débit masse est lié à la pression différentielle par la formule de base suivante [Wullens 1992] :

$$Qm = k \sqrt{\Delta p \rho_1}$$

Qm représente le débit masse d'air en kg/h, Δp la pression différentielle en mmCE et k le coefficient du débitmètre ($k=0,448$). De même, on peut calculer la valeur du débit-volume (Q_v air en m^3/h) :

$$Q_v = \frac{Qm}{\rho}$$

où ρ est la masse volumique du fluide à la température et à la pression pour lesquelles le volume est donné.

- Mesure du débit d'abrasif.

La mesure du débit massique d'abrasif a été effectuée en utilisant le système de dosage numérique développé au département productique de l'école. Ce système de dosage est basé sur une trémie au fond de laquelle ont été réalisés un ensemble d'orifices calibrés, pouvant être obturés par des vannes actionnées par des électro-aimants piloté par une unité logique. Il est apparu que le débit des grains (particules abrasives) à la sortie des buses est constant, et ce, quelle que soit la quantité d'abrasif contenue dans le réservoir du doseur.

L'unité logique connectée sur l'automate de type *NUM 760* de la machine jet d'eau autorise l'ouverture ou la fermeture des orifices, et contrôle le débit d'abrasif, pouvant à tout moment le corriger ou avertir d'un défaut. La précision du dosage est de l'ordre de $\pm 5 \%$.

II.2.3 - Programme des essais et conditions expérimentales.

Les séries d'essais effectuées sont de deux types:

- essais en statique
- essais en découpe.

• Essais en statique.

Les séries *d'essais en statique* consistent en un relevé :

- du débit volumique d'air dans la conduite d'amenée
- de la dépression ou de la pression statique moyenne au niveau des différentes prises de pression (conduite d'amenée et chambre).

Nous avons regroupé dans le tableau II.1 les valeurs des paramètres variables et fixes qui forment les différentes combinaisons d'essais en statique.

Pression pompe P (MPa)	50	100	140	180	220	260	300	340
Diam. buse ϕb (mm)	0,2	0,25	0,3	0,33	0,4	0,45	0,5	
Diam. tube ϕt (mm)	2,5	4	6					
Long. tube Lt (m)	3							
Hauteur d'amenée d'air Ha (mm)	6,72							
Angle d'injection βa (degré)	90							
Diam. chambre ϕch (mm)	4,5							
Long. chambre Lch (mm)	10	15	20	25	30			
Diam. canon ϕc (mm)	0,8	1,1	1,6	2,1	2,4			
Long. canon Lc (mm)	70							
Débit d'abrasif Qma (g/min)	300							

Tableau II.1 : Valeurs des paramètres des essais en statique.

Pour chaque série d'essais, on ne fait varier qu'un seul paramètre tout en gardant les autres fixes. Les paramètres qui forment les différentes combinaisons d'essais sont :

- la pression hydraulique du jet P

- le diamètre de la conduite d'amenée (ϕt)
- la longueur de la chambre (Lch)
- le rapport des diamètres R_{cb} ($\phi c / \phi b$)

Les valeurs de la longueur du tube d'amenée (Lt) et du diamètre de la chambre (ϕch) ont été respectivement fixées à 3 m et à 4,5 mm pour tous les essais.

*** Sources d'erreurs affectant les essais en statique.**

Les erreurs engendrées lors des mesures du débit d'air et de la pression peuvent provenir :

- de l'imprécision des appareils de mesure (manomètres).
- d'un défaut d'alignement entre la buse et le canon qui peut avoir un effet sur la structure du jet dans le canon et sur le débit d'air
- d'une présence de bulles d'eau dans les prises de pression et sur la paroi. Mais ceci ne semble pas pouvoir perturber les mesures du fait que les pressions sont de l'ordre de 1 bar.
- d'une fuite à travers les différentes connections des prises de pression aux instruments de mesure ou à la tête

Nous avons veillé à contrôler ces différentes sources d'erreurs pour chacun des essais effectués. Certaines de ces sources (par exemple, les fuites et l'alignement) restent difficilement contrôlables surtout dans le cas où il n'y a pas d'aspiration d'air. Par conséquent, nous ne pouvons pas donner une estimation exacte de ces erreurs. La seule erreur estimée est celle de la précision des appareils de mesure qui n'excède pas 2 %.

• Essais en découpe.

Les essais de découpe sont effectués sur deux matériaux différents : un alliage en aluminium (de dimension 100 mm X 100 mm) et un acier doux (de dimension 67 mm X 50 mm). Ces essais consistent à mesurer le débit massique de la matière érodée (Q_{mr}) des échantillons après le passage du jet hydro-abrasif et sous des conditions de coupe bien établies. En effet, avant de commencer les essais, les échantillons sont pesés à l'aide d'une balance de 0,1 g de précision. Après chaque essai, les échantillons sont soigneusement nettoyés et séchés à l'eau puis à l'air sous-pression pour se débarrasser de tous les débris susceptibles de s'y accrocher. Ensuite, l'échantillon découpé est pesé de nouveau pour connaître sa masse finale.

La différence entre la masse initiale et celle finale donne la masse érodée pendant un temps de découpe donné. Le débit massique de la matière érodée est obtenu en divisant la masse érodée par le temps de coupe pour une configuration du jet donnée.

Les paramètres des essais en découpe sont résumés dans le tableau suivant (tableau II.2) :

<i>Paramètres variables</i>					
Long. chambre <i>Lch</i> (mm)	10	15	20	25	30
Diam. conduite d'amenée ϕt (mm)	4	6			
<i>Paramètres fixes</i>					
Diamètre de la buse ϕb (mm)	0,3				
Pression Pompe <i>P</i> (MPa)	300				
Hauteur d'amenée d'air <i>Ha</i> (mm)	6,72				
Longueur de la conduite d'amenée <i>Lt</i> (m)	3				
Angle d'injection βa (degré)	90				
Diamètre de la chambre ϕch (mm)	4,5				
Diamètre du canon ϕc (mm)	1,1				
Longueur du canon <i>Lc</i> (mm)	70				
Vitesse d'avance de la tête <i>u</i> (mm/min)	50				
Débit d'abrasif <i>Qma</i> (g/min)	300				
Taille de particule (grenat)	80 HP				

Tableau II.2 : Valeurs des paramètres des essais en découpe.

* Sources d'erreurs affectant les essais en découpe.

Les erreurs qui surviennent lors des mesures du débit de la matière érodée peuvent provenir :

- de l'imprécision des appareils de mesure (balance, doseur numérique d'abrasif)
- de débris susceptibles de s'incruster dans l'échantillon découpé.

II.3 - Résultats et discussions.

Nous développons dans cette partie l'analyse et l'interprétation des résultats expérimentaux concernant l'écoulement "eau-air" dans la chambre.

Nous présentons tout d'abord les résultats des mesures de la pression statique moyenne et du débit d'air effectuées suivant deux cas de figures :

- Absence d'air par obturation de la conduite d'amenée d'air
- Aspiration d'air maximale par ouverture de la conduite d'amenée d'air,

ceci pour différents paramètres régissant l'écoulement dans la chambre (tableau II.1).

Nous étudions ensuite l'effet de certains paramètres constitutifs de la chambre sur l'efficacité de la découpe (tableau II.2).

II.3.1 - Absence d'air par obturation de la conduite d'amenée d'air.

Pour étudier l'effet de pompage de la chambre, nous avons mesuré la pression de la chambre (dépression) en fonction de différents paramètres : le diamètre du jet, la vitesse du jet et la longueur de la chambre, ceci pour une configuration donnée du jet.

- Effet du diamètre du jet (diamètre de la buse ϕb).

La figure II.4 représente la pression dans la chambre adimensionnée par la pression atmosphérique (P_{ch}/P_{atm}) en fonction du diamètre du jet pour différentes vitesses du jet, pour un canon de 1,6 mm de diamètre et une chambre de 10 mm de longueur.

On observe que la pression dans la chambre diminue lorsque le diamètre du jet augmente mais au dessus d'un certain diamètre du jet (aux alentours de 0,3 mm) la pression demeure quasiment constante ($P_{ch} \cong 0,015$ bar), ceci pour toutes les vitesses du jet à l'exception de celle de 316 m/s pour laquelle le plateau n'a pas été mis en évidence. Cette pression semble être rapproché de la pression de la vapeur d'eau saturante.

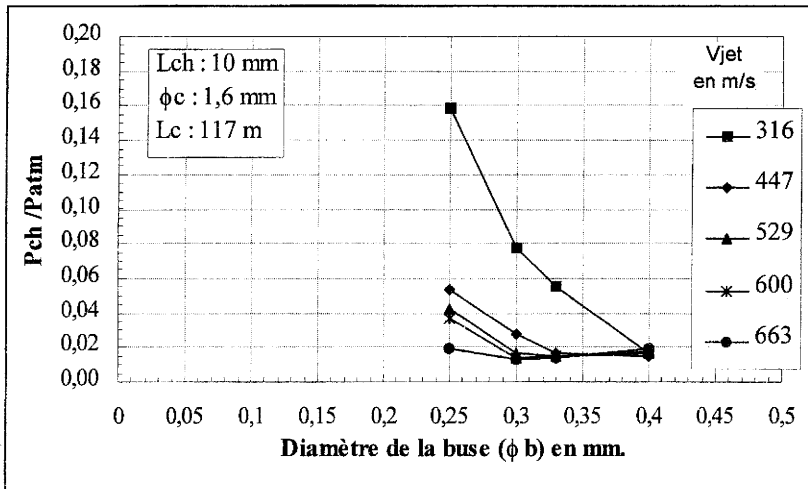


Figure II.4 : Pression dans la chambre adimensionnée (P_{ch}/P_{atm}) en fonction du diamètre de la buse pour différentes vitesses du jet et pour un canon de 1,6 mm de diamètre.

- Effet de la vitesse du jet (V_{jet}).

La pression dans la chambre adimensionnée par la pression atmosphérique (P_{ch}/P_{atm}) est présentée en fonction de la vitesse du jet pour différentes longueurs de la chambre et pour un rapport des diamètres R_{cb} de 3,6 ($\phi_c/\phi_b = 1,1 \text{ mm} / 0,3 \text{ mm}$) (figure II.5).

On constate que pour toutes les longueurs de la chambre, la pression de la chambre diminue lorsque la vitesse du jet augmente. Ceci confirme que la chambre est pompée par l'effet d'entraînement du jet dans le canon.

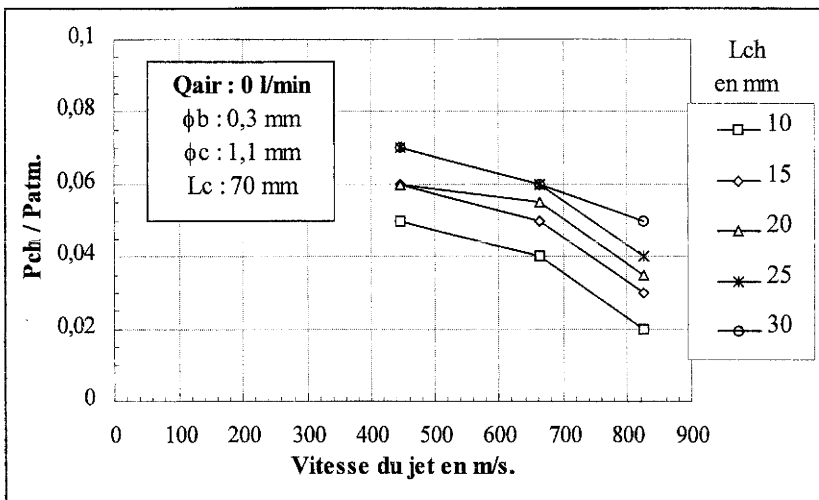


Figure II.5 : Pression dans la chambre adimensionnée (P_{ch}/P_{atm}) en fonction de la vitesse du jet pour différentes longueurs de la chambre et pour un rapport R_{cb} de 3,6.

- Effet de la longueur de la chambre (Lch).

La figure II.6 illustre l'effet de la variation de la longueur de la chambre sur la pression de la chambre adimensionnée (P_{ch}/P_{atm}), ceci pour différentes vitesses du jet et pour un rapport des diamètres R_{cb} constant de 3,6.

On constate que la pression de la chambre croît légèrement avec sa longueur. Cette augmentation de la pression pourrait a priori être imputée à:

- la diffusion du jet dans la chambre qui augmente avec sa longueur et qui modifie les conditions d'entrée de l'écoulement dans le canon
- une pression résiduelle due à une fuite ou à la présence de vapeur d'eau dans la chambre.

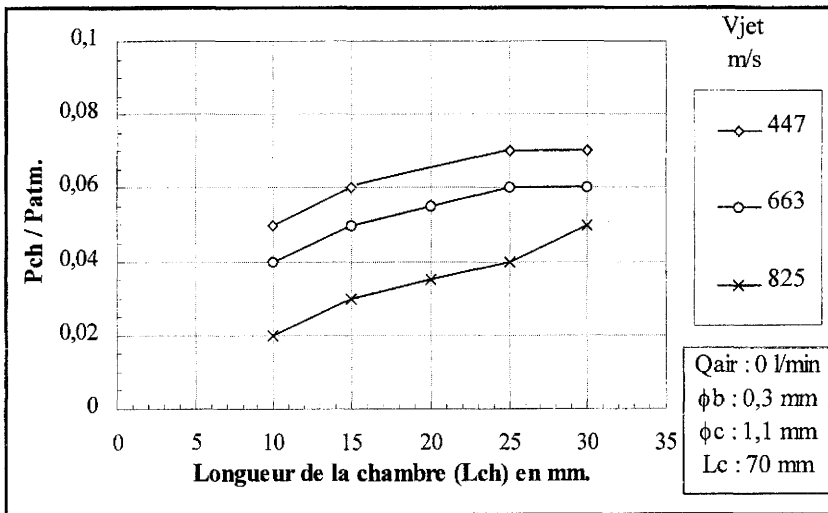


Figure II.6 : Pression dans la chambre (P_{ch}/P_{atm}) en fonction de sa longueur pour différentes vitesses du jet et pour un rapport R_{cb} de 3,6.

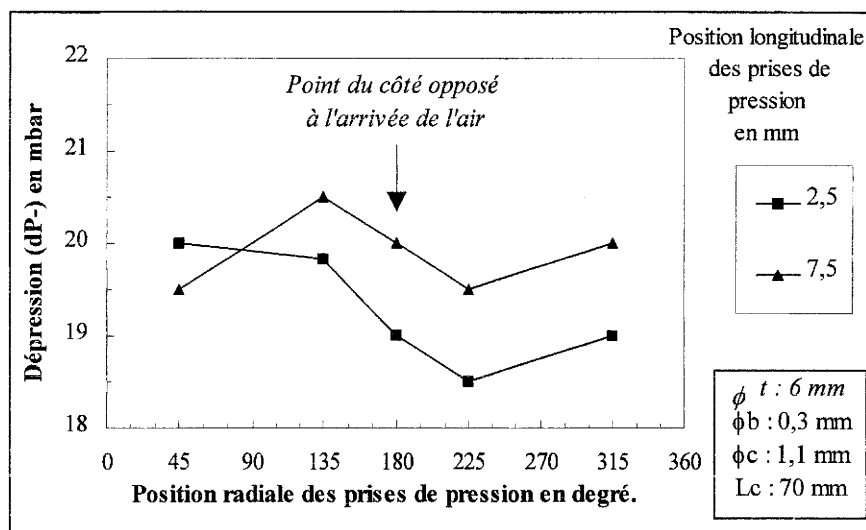
II.3.2 - Aspiration maximale d'air par ouverture du tube d'amenée d'air.

La pression dans la chambre et le débit d'air maximal dépendent des différents paramètres du processus de mélange tels que les caractéristiques de la chambre et de la conduite d'amenée, la vitesse du jet, le diamètre de la buse, le diamètre du canon, le débit d'abrasif. Dans ce paragraphe seuls les paramètres qui n'ont pas fait l'objet d'études antérieures [Hashish (1986), Louis *et al.* (1991), Zeng *et al.* (1994), Tazibt (1995)] sont analysés, à savoir la longueur de la chambre et le diamètre de la conduite d'amenée.

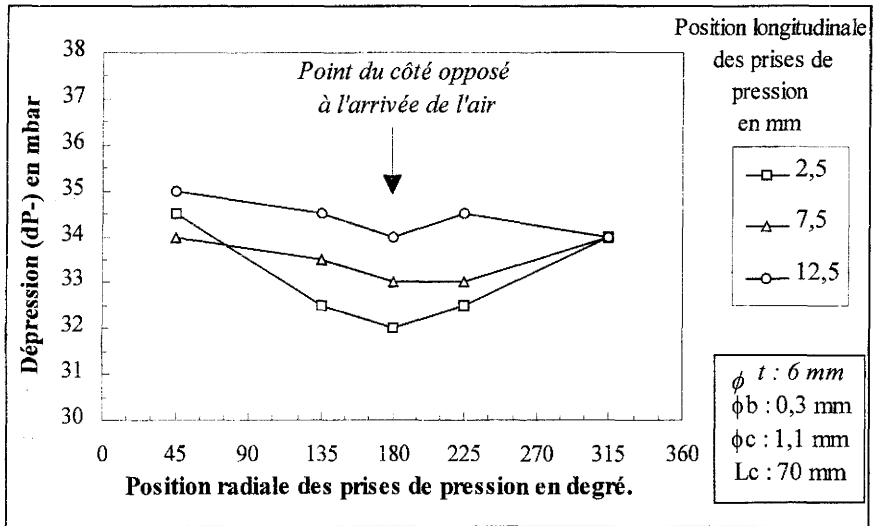
II.3.2.1 - Répartition de la pression statique moyenne dans la chambre.

La répartition de la pression moyenne dans deux chambres de longueurs différentes en fonction de la position radiale des prises de pression est représentée sur les figures II.7-a et II.7-b, ceci pour une pression du jet de 300 MPa et pour une ouverture maximale de la conduite d'amenée d'air de 6 mm de diamètre.

Ces figures permettent de montrer que les pressions moyennes dans la chambre sont réparties de manière assez uniforme (la différence de pression est inférieure à 2 mbar). A partir de la variation de pression d'un point à l'autre, la vitesse de l'air dans la chambre est estimée entre 13 et 18 m/s ce qui est assez élevé. Ces résultats ne nous permettent pas de conclure si l'écoulement d'air dans la chambre est axisymétrique ou non. Ils doivent être complétés par une mesure dynamique de la pression. L'entrée d'air latérale peut être à l'origine d'un écoulement d'air tourbillonnaire. Ceci sera établi par la suite lors de notre visualisation de l'écoulement "eau-air" dans la chambre.



II.7-a : Longueur de la chambre (L_{ch}) de 10 mm et le débit d'air (Q_{air}) de 16 l/min.



II.7-b: Longueur de la chambre (Lch) de 15 mm et le débit d'air de (Qair) 21,46 l/min

Figure II. 7 : Répartition radiale de la pression dans la chambre pour une pression du jet de 300 MPa.

II.3.2.2 - Mesure du débit d'air aspiré (Qvair).

- Effet de la longueur de la chambre (Lch).

La figure II.8 représente la variation du rapport du débit d'air maximal sur la vitesse du jet en fonction de la longueur de la chambre pour différentes vitesses du jet et pour un diamètre de la conduite d'amenée d'air de 6 mm.

On constate que l'allure des courbes est linéaire ce qui indique que le débit d'air augmente avec la longueur de la chambre pour toutes les vitesses du jet. De plus, la figure II.9, qui représente le débit d'air en fonction de la vitesse du jet pour différentes longueurs de la chambre, montre que le débit d'air est proportionnel à la vitesse du jet pour toutes les longueurs de la chambre.

L'état du jet dans la chambre varie manifestement avec la longueur de celle-ci. En effet, lorsque la longueur de la chambre augmente l'effet d'entraînement d'air devient plus important ce qui provoque une diffusion de la quantité du mouvement du jet accompagnée d'un étalement du jet.

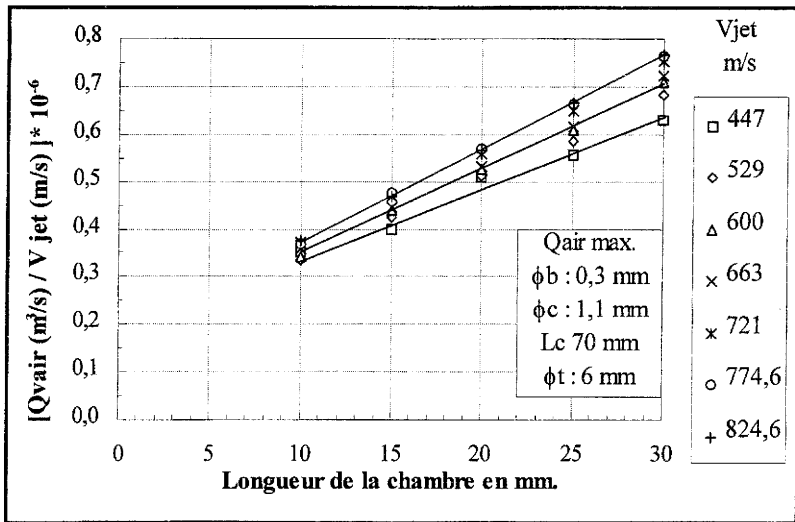


Figure II.8 : Rapport du débit d'air sur la vitesse du jet ($Q_{\text{air}}/V_{\text{jet}}$) en fonction de la longueur de la chambre pour différentes vitesses du jet et pour un diamètre de la conduite d'amenée de 6 mm.

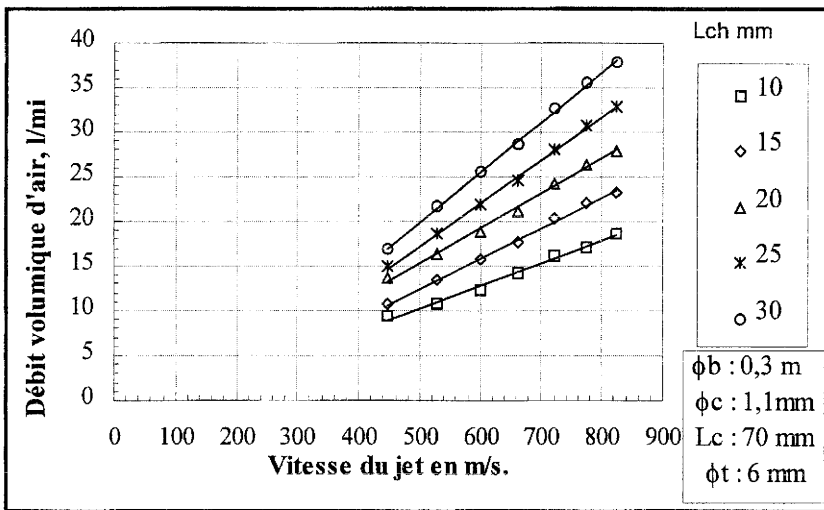


Figure II.9 : Débit volumique d'air en fonction de la vitesse du jet pour différentes longueurs de la chambre et pour un diamètre de 6 mm de la conduite d'amenée d'air.

- Effet du diamètre de la conduite d'amenée d'air (ϕt).

La figure II.10 illustre l'effet de la variation du diamètre de la conduite d'amenée sur le débit d'air aspiré et sur la pression de la chambre adimensionnée par la pression atmosphérique à une pression du jet de 300 MPa et pour une chambre de 10 mm de longueur. On constate que le débit d'air ainsi que la pression de la chambre augmentent légèrement lorsque le diamètre de la conduite d'amenée d'air augmente.

Par conséquent, on en conclut que le diamètre de la conduite d'amenée joue le rôle mineur d'un récepteur passif dans le processus d'aspiration d'air.

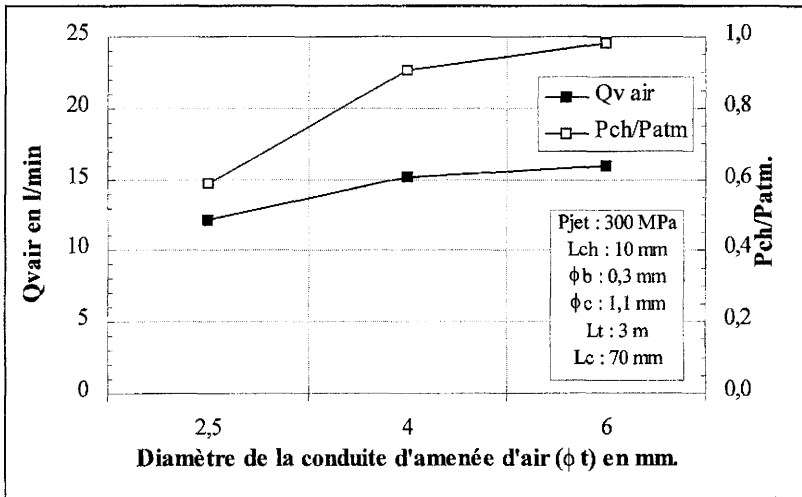


Figure II.10 : Effet de la variation du diamètre de la conduite d'amenée d'air sur le débit volumique d'air et sur la pression de la chambre adimensionnée (P_{ch}/P_{atm}) pour une pression du jet de 300 MPa.

- Effet du diamètre du canon (ϕc).

On représente sur la figure II.11 l'effet du diamètre du canon sur le débit d'air pour différentes vitesses du jet. On constate que le débit d'air augmente lorsque le diamètre du canon augmente pour toutes les vitesses du jet. Ceci est dû à l'accroissement de l'effet d'entraînement du jet dans le canon. Ces résultats confirment ceux obtenus par Louis *et al.* [1991].

Il est à noter que la longueur du canon n'a pas un effet significatif sur le débit d'air.

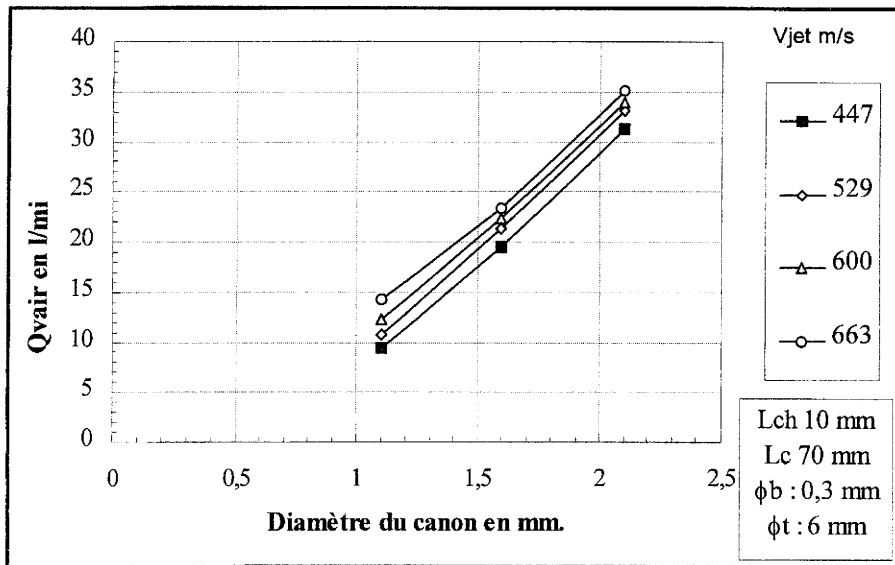


Figure II.11 : Effet du diamètre du canon sur le débit d'air pour différentes vitesses du jet.

En résumé, l'intersection entre les caractéristiques des récepteurs (la conduite d'amenée d'air et la chambre) et celles du générateur (le passage du jet dans le canon) conditionne la pression de la chambre et le débit d'air qui sont considérés comme étant les deux grandeurs caractéristiques de la pompe "jet d'eau".

L'intersection des courbes caractéristiques du fonctionnement de la pompe "jet d'eau" permet, une fois que la pression du jet ou le diamètre de la conduite est défini, de déterminer le débit entraîné. La figure II.12 donne à titre d'exemple ces courbes caractéristiques pour différentes pressions du jet et pour différents diamètres de la conduite d'amenée d'air. Ces données ont été établies en mesurant la pression de la chambre à différents débits d'air obtenus par vannage. Des résultats similaires ont été obtenus de la même manière par Hashish (1986).

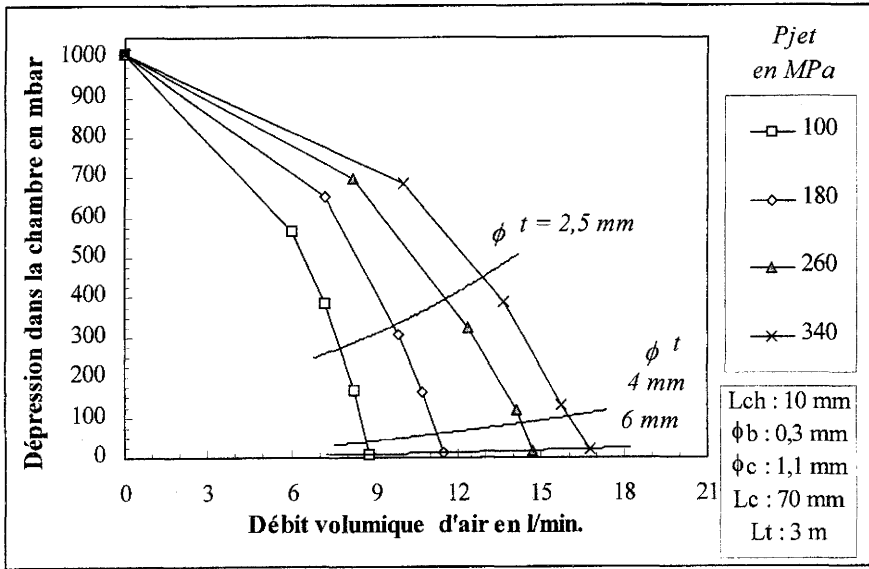


Figure II.12 : Courbes caractéristiques de la pompe "jet d'eau" et de la conduite d'amenée.

II.3.3 - Essais de découpe.

Nous analysons dans cette partie l'influence de deux paramètres qui sont la longueur de la chambre et le diamètre de la conduite d'amenée sur le débit de la matière érodée. Ces deux paramètres conditionnent le débit d'air et ils n'ont pas été étudiés auparavant.

- Effet de la longueur de la chambre.

Nous superposons sur la figure II.13 le débit de la matière érodée de deux matériaux ainsi que le débit d'air en fonction de la longueur de la chambre pour une configuration donnée du jet.

L'analyse des résultats montre que le débit de la matière érodée diminue lorsque la longueur de la chambre augmente. Mais au-delà d'une longueur de 20 mm, le débit de la matière érodée atteint un niveau presque stable. Ceci est sans doute dû au changement de l'état du jet dans la chambre et à l'entrée du canon qui pourrait avoir un effet significatif sur l'entraînement des particules abrasives par le jet. Nous allons (Chapitre III) donner plus d'explications concernant ces observations lors de notre étude des visualisations de l'écoulement "eau-air-abrasif" dans la chambre.

On note que le débit d'air augmente linéairement avec la longueur de la chambre. Ainsi, la chambre la moins longue correspondant à un débit d'air minimal semble être appropriée pour une efficacité maximale de découpe.

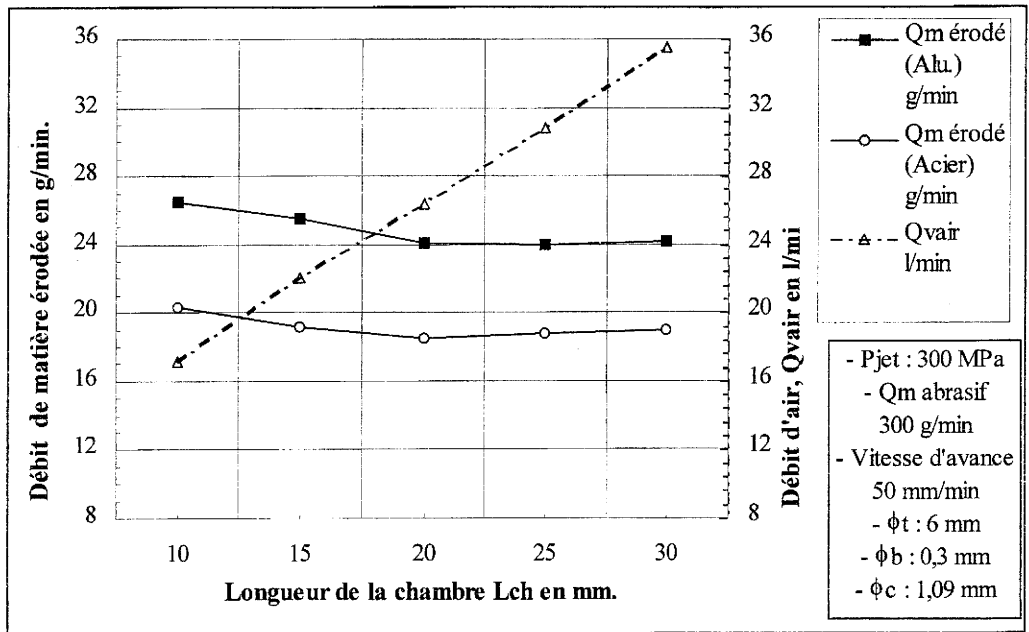


Figure II.13 : Effet de la longueur de la chambre sur le débit de matière érodée de deux matériaux pour une configuration du jet donnée.

- Effet du diamètre de la conduite d'amenée d'air et d'abrasif.

La figure II.14 montre l'effet du diamètre de la conduite d'amenée d'air et d'abrasif sur le débit massique de la matière érodée pour différentes longueurs de la chambre et pour une configuration donnée du jet.

On observe que le débit de la matière érodée diminue lorsque le diamètre de la conduite d'amenée diminue. Ceci pourrait être imputé au processus de transport des particules dans la conduite d'amenée, aux conditions de leur arrivée à grande vitesse et de leur dégradation dans la chambre [Galecki *et al.* (1987), Labus *et al.* (1991)] ou bien à la formation de paquets lors de leur transport.

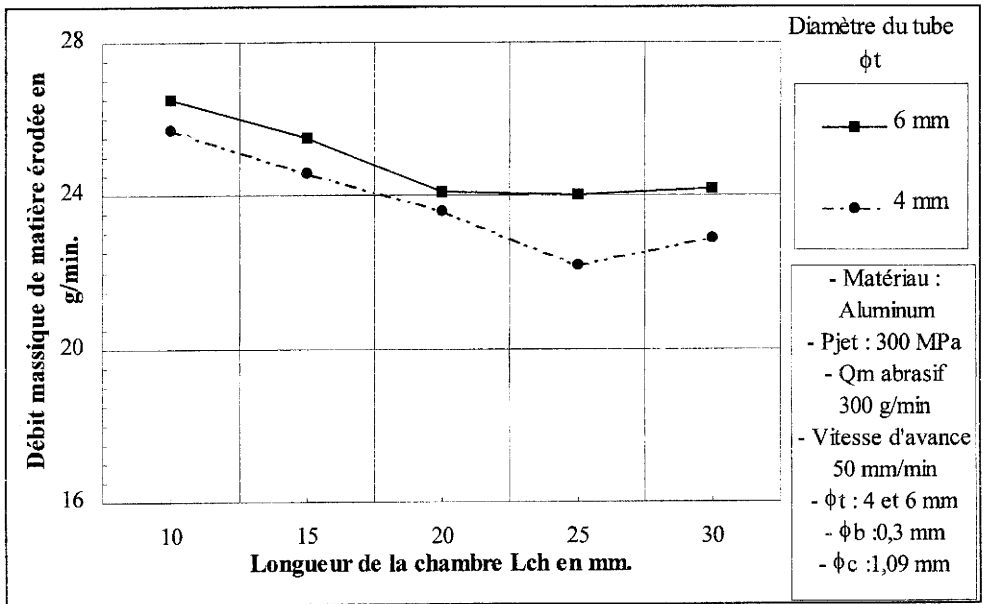


Figure II.14 : Effet du diamètre de la conduite d'amenée sur le débit de matière érodée de deux matériaux pour différentes longueurs de chambre et pour une configuration du jet donnée.

II.4 - Conclusion

Nous avons cerné l'ensemble des paramètres qui influencent le processus d'aspiration d'air en effectuant des mesures de la pression de la chambre et du débit d'air, ceci dans le cas à la fois d'absence d'air et d'aspiration d'air maximale.

L'analyse des résultats obtenus en l'absence d'air indique que la chambre est pompée par le passage du jet dans le canon. Nous avons montré que la pression de la chambre diminue lorsque le diamètre de la buse et la vitesse du jet augmentent. On atteint un taux de vide important dès les plus faibles vitesses du jet. Toutefois, cette pression ne semble pas être très influencée par la longueur de la chambre.

En présence d'air, l'analyse des résultats montre que les pressions dans la chambre sont réparties de manière assez uniforme mais la vitesse de l'air est de l'ordre de 18 m/s. Le jet d'eau dans le canon fonctionne comme une pompe dont on peut définir la courbe caractéristique représentant la dépression en fonction du débit d'air aspiré pour différentes pressions du jet. La caractéristique de la pompe dépend de la vitesse et l'état du jet notamment à l'entrée du canon.

Le point de fonctionnement de la pompe "jet d'eau" correspondant à l'intersection des courbes caractéristiques du générateur (le passage du jet dans le canon) et celles du récepteur (composé de la conduite d'amenée et des autres éléments) détermine le débit d'air entraîné. De ce fait, la longueur de la chambre qui détermine la position de l'entrée du canon a un effet significatif sur le débit d'air aspiré.

Contrairement au cas d'absence d'air, le débit d'air augmente linéairement avec la longueur de la chambre, la vitesse du jet et le diamètre du canon. Le diamètre de la conduite d'amenée a un faible effet sur le débit d'air.

Une amélioration d'environ 10% du débit de la matière érodée a été observée en réduisant le débit d'air d'environ 45% grâce à une réduction de la longueur de la chambre. La chambre ayant la plus petite longueur semble être plus appropriée pour une meilleure efficacité de la découpe. Nous supposons que l'écoulement de l'air a un effet significatif sur l'état du jet dans la chambre et à l'entrée du canon, et par conséquent sur l'efficacité de la découpe. Mais ceci reste à établir par une étude des visualisations de l'écoulement "eau-air" dans la chambre qui fera l'objet du chapitre III.

CHAPITRE III

VISUALISATIONS DANS LA CHAMBRE DE MELANGE

Dans ce chapitre, nous abordons l'étude expérimentale du processus sous un nouvel aspect, celui de la visualisation du mélange de trois phases (eau, air et abrasif) dans la chambre de mélange. La compréhension du processus de mélange des trois phases est importante pour optimiser la géométrie de la tête de découpe et pour contrôler l'influence des paramètres de ce processus sur la performance de découpe par le système AWJ.

La visualisation des écoulements est une approche qualitative qui facilite la compréhension et la description des phénomènes physiques des écoulements étudiés. A notre connaissance, aucune étude de visualisation du processus de mélange n'a encore été entreprise concernant la structure du jet dans la chambre de mélange. C'est pourquoi nous avons développé l'une de ces techniques lors de ce travail.

III.1 - Introduction

Un jet hydro-abrasif est formé d'un jet d'eau à grande vitesse dans une chambre de mélange et de particules abrasives apportées par une entrée d'air aspiré du fait de la dépression générée par le jet dans la chambre.

L'écoulement du jet d'eau-abrasif dans la chambre de mélange et dans le tube de focalisation est très complexe. La performance de découpe et la durée de vie du tube de focalisation dépendent fortement de la formation du jet d'eau, de sa structure et du processus d'aspiration des particules abrasives. La description de l'interaction des trois phases eau, air et abrasif dans la chambre de mélange est une première étape nécessaire pour modéliser le comportement du jet et optimiser par la suite les paramètres du système AWJ.

Les paramètres qui entrent en jeu dans la formation du jet hydro-abrasif sont les suivants :

- la pression d'eau et le diamètre de la buse.
- les paramètres de l'écoulement "air-abrasif" : le débit d'air, le diamètre et la longueur du tube d'amenée d'air et d'abrasif ainsi que la forme, la taille et le débit de l'abrasif.
- les paramètres géométriques de la chambre : le diamètre et la longueur de la chambre, la position d'amenée de l'abrasif et l'angle d'injection.
- les paramètres du tube de focalisation : le diamètre et la longueur du tube de focalisation et l'angle de cône d'entrée du tube.

Ces différents paramètres influencent les processus d'aspiration et de mélange des particules, la structure du jet, l'usure de la chambre et du tube de focalisation ainsi que le processus d'accélération des particules abrasives [Galecki *et al.* (1987), Hashish (1989), (1991), (1994), (1997), Nanduri *et al.* (1996)].

Plusieurs études expérimentales et théoriques ont été menées dans le but d'optimiser les facteurs qui influencent les processus de mélange et d'accélération des particules en termes de prédiction de leur vitesse dans le canon [Swanson *et al.* (1987), You M. *et al.* (1988), Chen *et al.* (1991), Miller *et al.* (1991), Himmelreich *et al.* (1991), Neusen *et al.* (1992), (1994), Abudaka *et al.* (1989), Nadeau *et al.* (1991), Tazibt (1995), Raissi (1995)] et de leur distribution et

fragmentation dans le jet [Isoba *et al.* (1988), Geskin *et al.* (1989), Neusen *et al.* (1991), Labus *et al.* (1991)].

La différence notée entre les résultats expérimentaux et théoriques est attribuée à l'effet négligé dans ces études de l'écoulement d'air sur la structure du jet d'eau dans la chambre et dans le canon. En effet, dans la plupart des modèles théoriques développés, on ne tient compte ni de la quantité d'air aspirée, ni de la turbulence du jet, ni du processus de désintégration du jet "*Waterjet Breakup process*" dans la chambre. L'écoulement triphasique (eau, air et abrasif) étant considéré comme un écoulement biphasique (eau et abrasif), la modélisation du processus d'accélération est ainsi facilitée. De plus, la modélisation se limite au niveau du canon sans s'étendre à la chambre.

III.2 - Motivations et Objectifs

L'étude de la structure d'un jet d'eau à l'air libre à faible et à grande vitesse du jet a fait l'objet de plusieurs investigations tant théoriques qu'expérimentales [Schweitzer (1937), Abramovich (1963), Shavlovsky (1972), McCarthy *et al.* (1974), Yanaida *et al.* (1974), Eddingfield *et al.* (1979), Shimizu (1984), Kobayashi *et al.* (1988), Murai *et al.* (1989)]. D'autres études ont été menées concernant la structure, le processus de désintégration et les régimes d'atomisation des jets coaxiaux ou annulaires (liquide-gaz) à faible vitesse d'un jet liquide [Ranz (1958), Wu *et al.* (1986), Suzuki *et al.* (1988), Mayer (1994), Chigier *et al.* (1996)]. Par contre, l'interaction de trois écoulements (eau, air et abrasif) dans la chambre et dans le canon, les phénomènes d'usure des composants, ainsi que le transport des particules et leur distribution dans le jet n'ont pas encore été complètement définis, en particulier l'effet de l'entraînement d'air et l'effet du vide sur la structure du jet d'eau à grande vitesse.

A ce jour, l'analyse théorique complète reste complexe et ne permet pas d'accéder à toutes les grandeurs physiques du problème du mélange triphasique. Sur le plan expérimental, l'étude du processus de mélange n'a connu aucun développement important par carence de moyens d'investigations adéquats et performants. Ainsi, le débit d'air n'est à notre connaissance pas régulé par un système indépendant.

L'objectif de notre travail est de permettre une meilleure compréhension du processus de mélange des trois phases en apportant des réponses aux questions suivantes :

- quelle est la structure du jet d'eau dans la chambre?
- quelle est l'influence de l'écoulement d'air sur la structure du jet?
- comment les particules abrasives arrivent-elles dans la chambre?
- comment peut-on optimiser la géométrie de la chambre de mélange?

Pour répondre à ces différentes questions, nous avons utilisé des têtes transparentes de différentes géométries et une technique de visualisation.

III.3 - Matériels et Méthodes

III.3.1 - Les têtes transparentes

Pour visualiser le comportement du jet dans la chambre, nous avons réalisé des têtes transparentes (figure III.1). Nous avons fait varier les différents paramètres internes de la tête de mélange pour étudier leur influence (figure III.2).

La tête de mélange expérimentale est constituée de la buse en saphir, d'un porte-buse en acier, d'un tube cylindrique transparent et d'un système d'alignement de la buse et du tube transparent.

La chambre de mélange est scindée en deux parties (figure III.1) :

- une partie au niveau du porte-buse, sur une longueur de 5 mm
- une partie dans la tête transparente.

Dans le tube transparent, de longueur 80 mm, nous avons usiné des chambres de différentes géométries en faisant varier la longueur de la chambre, la position d'amenée de l'abrasif ainsi que l'angle d'injection de l'abrasif.

La surface interne des différentes têtes transparentes (en Altuglas) a été polie en utilisant un produit spécial pour améliorer l'état de sa qualité optique.

Le porte-buse et la tête transparente ont été assemblés entre deux plaques afin de pouvoir ajuster l'alignement du jet de la buse jusqu'à la sortie du canon.

Les dimensions des chambres et les conditions expérimentales sont représentées sur la figure III.1.

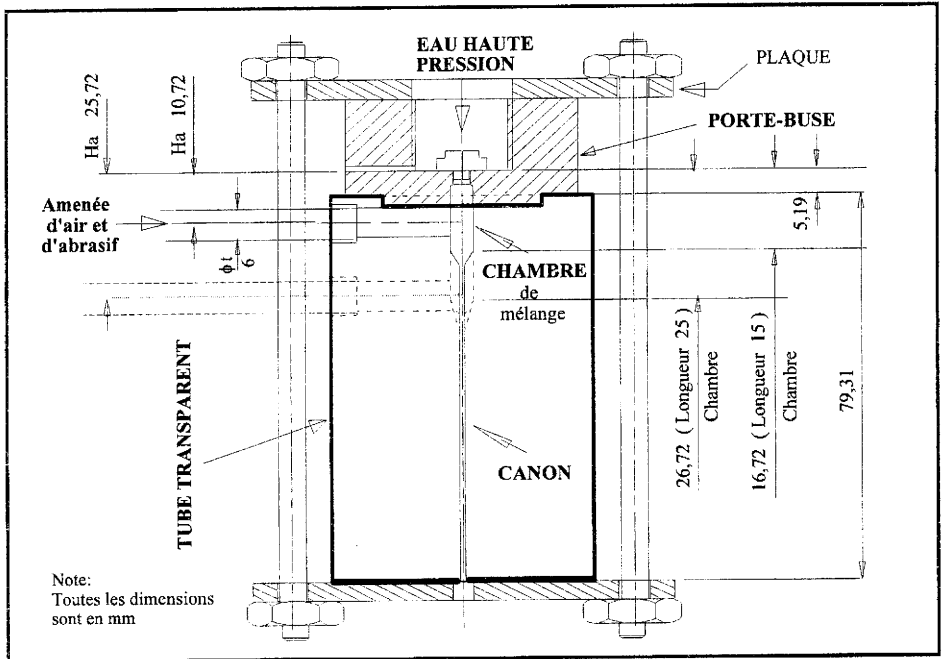


Figure III.1 : Schéma de la tête transparente.

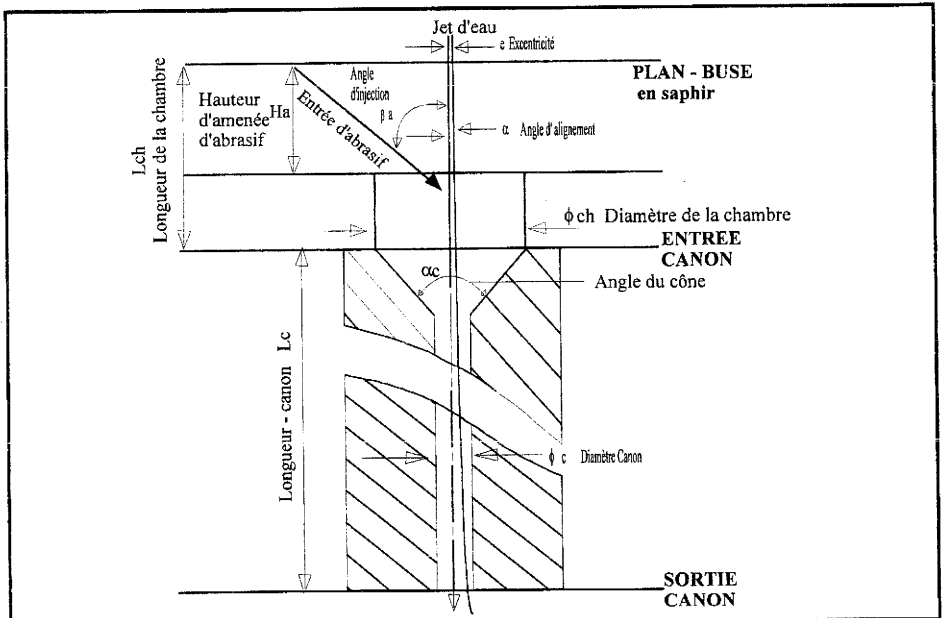


Figure III.2 : Paramètres internes de la tête de mélange.

III.3.2 - La technique de visualisation

La visualisation permet à la fois une étude qualitative (compréhension des phénomènes physiques) et quantitative (mesure des paramètres descriptifs de l'écoulement). Dans ce dernier cas, la visualisation est associée à un traitement d'images.

La méthode de visualisation employée dans le cadre de notre travail est schématisée par la figure III.3. Le dispositif de visualisation comprend un éclairage et un système de prise d'images.

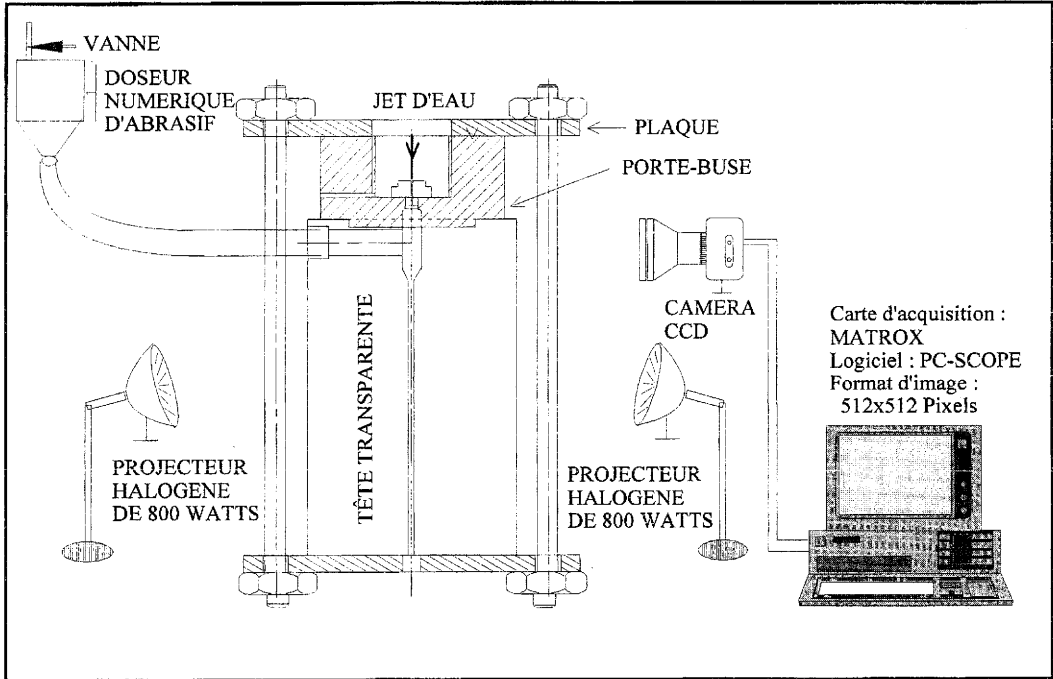


Figure III.3 : Dispositif expérimental de visualisation

L'éclairage de la tête transparente s'avérait être une tâche très difficile, notamment l'éclairage du cylindre creux qui constitue la chambre de mélange. La tête transparente a été illuminée par une paire de projecteurs halogènes de 800 watts, dans un local sombre. Le reflet de la lumière a été un problème.

La position des projecteurs par rapport à la chambre et à la caméra a été ajustée pour assurer une meilleure qualité d'image. L'utilisation d'un éclairage par plan laser aurait représenté une autre solution pour surmonter le problème d'éclairage. Une tentative d'introduction dans le

jet d'eau de particules fluorescentes a été réalisée dans le but d'améliorer le contraste. Cette méthode a été abandonnée parce qu'elle n'a pas abouti au résultat escompté. Cet échec serait probablement lié au faible diamètre du jet et à sa grande vitesse ainsi qu'à l'éclairage choisi.

Les images du jet et de son environnement ont été prises en utilisant une caméra Hi-8 Canon de modèle HC-1000 dotée d'une cadence de 25 images par seconde et d'un temps d'exposition de 1/10 000 de seconde. On note que le temps d'exposition est long par rapport à la durée de traversée du jet dans la chambre. Il serait intéressant d'utiliser un autre type de caméra dotée d'un temps d'exposition beaucoup plus court. La caméra dont on dispose est également munie d'un objectif de 120 mm de focale. Les images vidéo stockées sur une bande Hi-8 ont été visualisées une par une à l'aide d'un lecteur vidéo SONY Hi-8, connecté à un ordinateur (Zénith Data System, Pentium 120) muni d'une carte d'acquisition Matrox et du logiciel d'analyse et de traitement d'images PC-Scope. Les images sont numérisées sous format 512x512 pixels avec 256 niveaux de gris et peuvent être visualisées à tout moment à l'aide d'un moniteur. A partir des images numérisées, nous avons pu mesurer le diamètre du jet le long de son axe en fonction des différentes configurations du jet. L'erreur engendrée par le système de mesure du diamètre du jet peut être due d'une part à l'étalonnage et d'autre part à la précision lors de la digitalisation du diamètre du jet sur l'écran moniteur. On évalue l'erreur totale commise sur le diamètre du jet lors des mesures à environ 12%.

La visualisation de l'écoulement a été réalisée suivant deux plans dont la normale est respectivement parallèle et perpendiculaire à l'axe d'arrivée de l'abrasif (figure III. 4). La prise d'images du plan normal (YOZ) à l'axe d'arrivée de l'abrasif permet d'avoir des informations relatives à l'arrivée des particules dans la chambre. Quant à la visualisation du plan parallèle (XOZ) à l'axe d'arrivée de l'abrasif, elle permet d'observer le développement de l'écoulement "eau-air" dans la chambre et l'entraînement des particules abrasives.

III.3.3 - Les conditions expérimentales

Les valeurs des paramètres fixes et variables sont présentées dans le tableau III.1. L'abrasif réel ne pouvant être utilisé pour visualiser le comportement des particules abrasives dans la chambre, nous leur avons substitué des particules en plastique de couleur rouge de densité spécifique de 1100 kg/m³ et de taille variant de 300 à 800 µm. Nous avons ensuite injecté des

particules Grenat Australien (couramment utilisées) de densité spécifique de 4140 kg/m^3 et de taille variant de 315 à 600 μm , dans les conditions réelles de découpe.

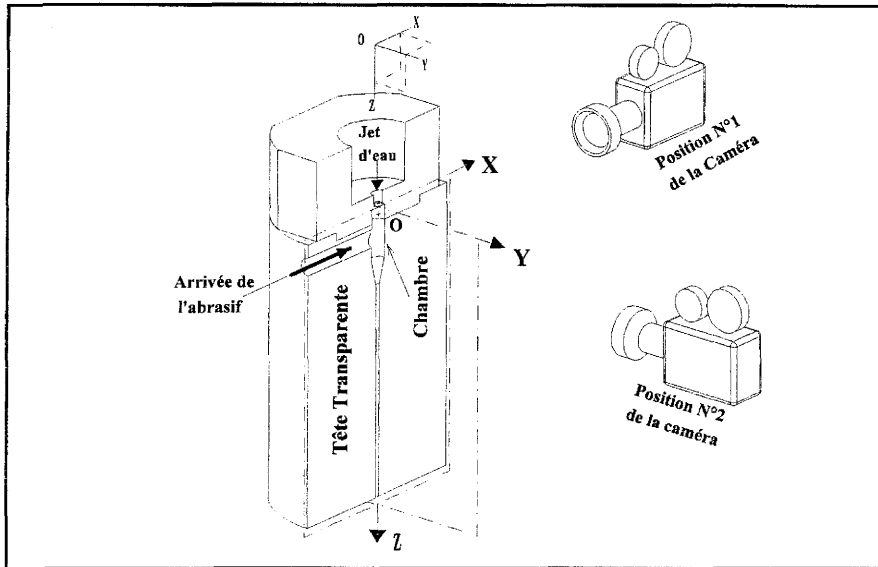


Figure III.4 : Visualisation de l'écoulement suivant les deux plans YOZ et XOZ.

Paramètres constants	Valeur	Unité	Paramètres variables	Valeur	Unité
Diamètre de la buse : ϕb	0,3	mm	Pression d'eau: P	100, 200, 300	MPa
Diamètre du canon : ϕc	1,3	mm	Longueur de la chambre : Lch	15, 20, 25, 30	mm
Diamètre de la chambre : ϕch	4,5	mm	Hauteur d'amenée de l'abrasif : Ha	10,72; 25,72	mm
Diamètre du tube d'amenée de l'abrasif : ϕt	6	mm	Débit de l'abrasif : Qma	0, 200, 300	g/min
Longueur du tube : Lt	3	m	Angle du cône : α_c	30 et 60	degré

Tableau III.1 : Valeurs des paramètres fixes et variables.

III.4 - Observations et Résultats

Les résultats développés dans cette partie concernent l'étude des différents paramètres qui influencent:

- d'une part l'interaction de l'écoulement "eau-air" sans abrasif, en régulant le débit d'air suivant deux cas : **(i)** Absence d'air dans la chambre par obturation du tube d'amenée d'air qui y entraîne une dépression maximale et **(ii)** Aspiration maximale de l'air dans la chambre.

- et d'autre part l'interaction de l'écoulement "eau-air" en présence de l'abrasif.

Ceci en fonction de différentes conditions de formation du jet.

III.4.1 - Ecoulement "eau-air"

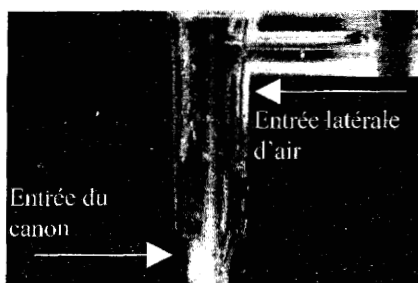
III.4.1.1 - Absence d'air dans la chambre

La séquence d'images montrée sur la planche III.1-b-c-d-e représente la structure du jet d'eau sans aspiration d'air dans la chambre de 25 mm de longueur et à une pression du jet de 100 MPa. La pression d'air dans la chambre est alors de 14 mbar. Nous observons que le jet d'eau a une structure cohérente et compacte dans la chambre (la planche III.1-b comparée à la planche III.1-a représentant le cas d'un débit d'air maximal). En inspectant les images du jet pendant un intervalle de temps de l'ordre de 1 seconde, nous remarquons que la paroi de la chambre est couverte de condensation jusqu'au niveau de l'entrée de l'air (planche III.1-c-d-e). Ceci pourrait être attribué aux effets thermodynamiques (température de l'eau issue du jet qui serait plus élevée par rapport à celle de la paroi du canon).

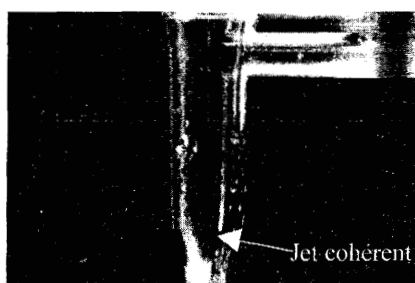
En l'absence de tout entraînement d'air, le vide créé par le pompage de la chambre par le jet dans le canon est rempli par l'évaporation locale des gouttes d'eau et par la remontée d'air et d'eau le long de la paroi du canon à contre-courant de l'écoulement principal. Cette observation confirme les résultats de Miller *et al.* (1989) concernant les phénomènes de désintégration d'un jet d'eau confiné dans un canon en absence d'air.

Nous pouvons donc noter, par comparaison avec le cas où la proportion d'air dans la chambre est maximale (planche III.1-a), que la cohérence du jet est essentiellement influencée par les forces aérodynamiques (arrachement des gouttes dû à la tension superficielle, turbulence, etc.) et non

pas, comme on aurait pu le penser au départ, par l'interaction entre le jet et les particules d'une part et les déséquilibres thermiques (formation de bulles d'air, phase vapeur, etc.) d'autre part.



a) ($Q_{\text{air max.}} = 19,1 \text{ l/min}$; $P_{\text{ch}} = 986 \text{ mbar}$)



b) ($Q_{\text{air}} = 0 \text{ l/min}$; $P_{\text{ch}} = 14 \text{ mbar}$),

Temps à 0 s



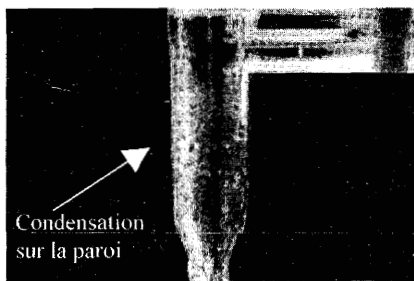
c) ($Q_{\text{air}} = 0 \text{ l/min}$; $P_{\text{ch}} = 14 \text{ mbar}$),

Temps à 0,6 s



d) ($Q_{\text{air}} = 0 \text{ l/min}$; $P_{\text{ch}} = 14 \text{ mbar}$),

Temps à 1 s



e) ($Q_{\text{air}} = 0 \text{ l/min}$; $P_{\text{ch}} = 14 \text{ mbar}$),

Temps à 2 s

Planche III.1 : Structure du jet d'eau dans la chambre de 25 mm de longueur à une pression d'eau de 100 MPa sans entraînement d'air (planche III.1-b-c-d-e) et avec un débit d'air maximal (planche III.1-a).

III.4.1.2 - Aspiration maximale de l'air dans la chambre

Afin d'étudier l'effet de la pression d'air dans la chambre en s'efforçant de distinguer les influences respectives de la densité et de la turbulence de l'air sur la structure du jet dans la chambre, nous avons visualisé le comportement macroscopique instationnaire de l'interaction du jet d'eau avec l'écoulement d'air. Cette visualisation a été réalisée dans deux chambres de longueurs distinctes (15 et 25 mm) avec des positions d'injections d'air différentes pour modifier la structure de l'écoulement dans la chambre et à débit d'air maximal dans un premier temps pour les différentes pressions d'eau (planches III.2, III.3, III.4, III.7 et III.9) puis dans un deuxième temps variable pour une pression d'eau donnée (planches III.5, III.6 et III.8).

Nous avons ensuite analysé l'effet sur la structure du jet d'eau :

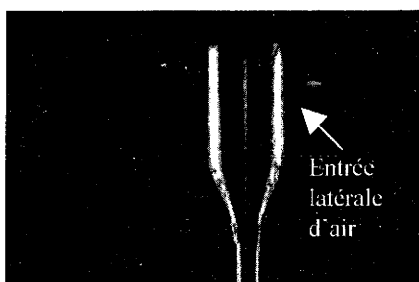
- d'un débit d'air maximal (a)
- d'un débit d'air varié (b)
- de la position d'injection de l'air (c) et
- de l'injection de l'air comprimé (d)

III.4.1.2.a - Effet d'un débit d'air maximal ($Q_{air\ max.}$)

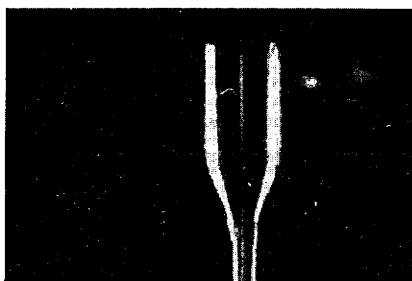
La planche III.2 représente la structure du jet dans la chambre de longueur 15 mm pendant un intervalle du temps de 0,4 seconde à une pression d'eau de 100 MPa et à débit d'air maximal de 14,4 l/min. L'observation des séquences filmées révèle que le jet d'eau est instable le long de son axe et que son diamètre apparent varie. Cette instabilité apparente entraîne une diffusion intermittente du jet. Elle peut être due soit:

- au battement de la pompe dont la fréquence est de l'ordre de 2 Hz
- à la contraction du jet au niveau de la buse
- à la présence d'air turbulent dans la chambre
- à ces trois effets à la fois.

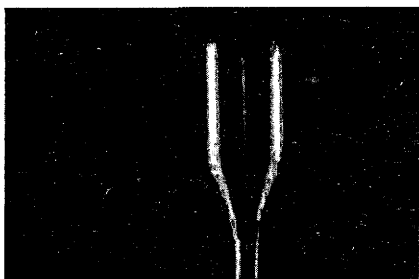
De plus, on constate que le jet est parfois excentré (planche III.2-b-d-e). Ceci pourrait être imputé à une très légère dissymétrie, pratiquement non détectable (planche III.2-c), qui serait amplifiée par l'interaction du jet avec l'entrée du canon.



a) Temps à 0 s



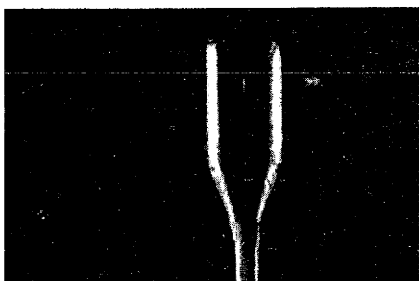
b) Temps à 3/25 s



c) Temps à 5/25 s



d) Temps à 6/25 s



e) Temps à 7/25 s



f) Temps à 10/25 s

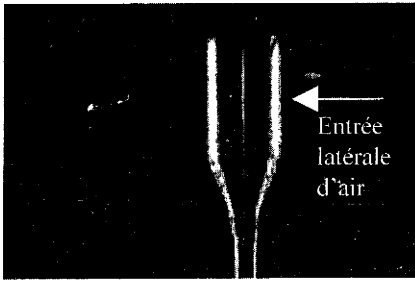
Planche III.2 : Instabilité du jet d'eau dans la chambre de 15 mm de longueur à une pression d'eau de 100 MPa, à un débit d'air maximal de 14,4 l/min et à une pression de l'air dans la chambre de 993 mbar.

Les planches III.3 et III.4 représentent les photographies du jet d'eau dans deux chambres de longueurs différentes en fonction de différentes pressions d'eau (100, 200 et 300 MPa), avec une aspiration d'air maximale. Le débit d'air varie à la fois selon la pression du jet d'eau, la longueur de la chambre et le diamètre du canon (Osman *et al.* 1996). La variation du débit d'air maximal est due à une variation de la pression d'air dans la chambre allant de 0,9 à 0,98 bar.

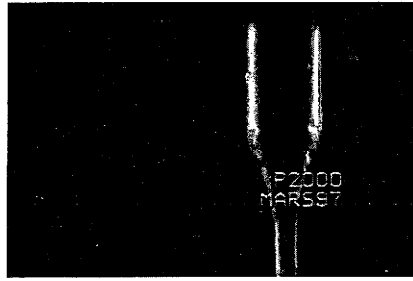
On observe que la diffusion du jet augmente en fonction de la longueur de la chambre et qu'il existe une zone de contact entre le jet d'eau et la paroi interne du canon à une distance de la buse en saphir comprise entre 25 et 30 mm (la planche III.4 comparée à la planche III.3). Au niveau de cette région de contact, le diamètre du jet atteint celui du canon. Le jet est alors ralenti d'où une perte d'énergie par frottement. Ceci montre que la configuration de l'écoulement "eau-air" à l'entrée du canon dépend fortement de la longueur de la chambre. En effet, on observe que dans la chambre de 15 mm de longueur, l'écoulement "eau-air" présente une configuration annulaire (seul l'air est en contact avec la paroi) ce qui n'est pas le cas apparemment dans la chambre de 25 mm de longueur. Ces résultats sont très importants pour la modélisation numérique de l'écoulement "eau-air" dans le canon.

Parallèlement, la diffusion du jet croît avec le débit d'air aspiré et l'agitation turbulente qui se forme dans la chambre de mélange. En effet, la quantité d'air entraînée par le jet dépend de l'éclatement et surtout de la vitesse du jet à l'entrée du canon. Tout aussi important l'espace laissé libre entre la chambre et le canon, l'air peut recirculer dans la chambre avant d'être entraîné dans le canon. Un niveau de turbulence est donc lié à la vitesse du jet.

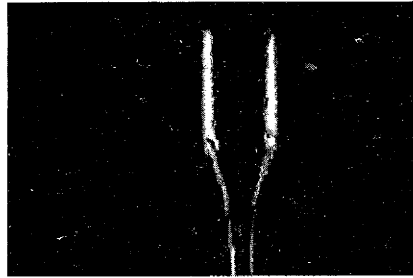
De plus, il est intéressant de noter que la structure du jet change selon deux régions différentes dans la chambre de 25 mm de longueur (planche III.4) : une première région où le jet reste cohérent puis une deuxième région où il s'évase. Dans ces deux régions, on observe la présence de gouttelettes d'eau de tailles différentes qui mouillent la paroi de la chambre. Ces gouttelettes forment un film d'eau visible qui est apparemment en mouvement dans la chambre (planche III.4-b). Ce film est beaucoup plus prononcé près de l'entrée du canon. Le glissement des gouttelettes contre la paroi de la chambre semble indiquer qu'il existe un tourbillon qui associe une recirculation méridienne et un doublet (voir aussi planche III.7-a).



a) $P = 100 \text{ MPa}$
($Q_{\text{air max.}} = 14,4 \text{ l/min}$; $P_{\text{ch}} = 993 \text{ mbar}$)

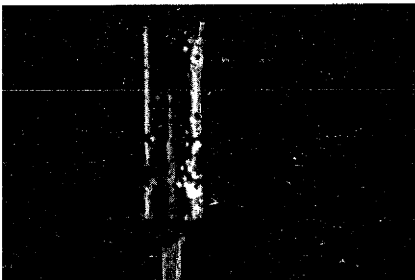


b) $P = 200 \text{ MPa}$,
($Q_{\text{air max.}} = 20 \text{ l/min}$; $P_{\text{ch}} = 984 \text{ mbar}$)

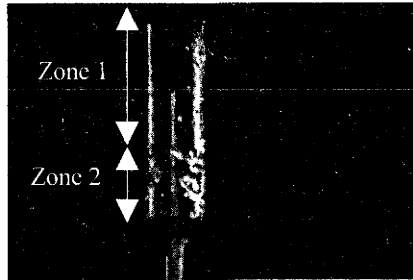


c) $P = 300 \text{ MPa}$, ($Q_{\text{air max.}} = 25,4 \text{ l/min}$; $P_{\text{ch}} = 969 \text{ mbar}$).

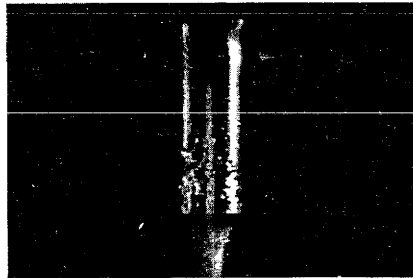
Planche III.3 : Structure du jet d'eau dans la chambre de longueur 15 mm en fonction de différentes pressions d'eau, à une aspiration d'air maximale.



a) $P = 100 \text{ MPa}$
($Q_{\text{air max.}} = 19,6 \text{ l/min}$; $P_{\text{ch}} = 986 \text{ mbar}$)



b) $P = 200 \text{ MPa}$,
($Q_{\text{air max.}} = 26,9 \text{ l/min}$; $P_{\text{ch}} = 961 \text{ mbar}$)

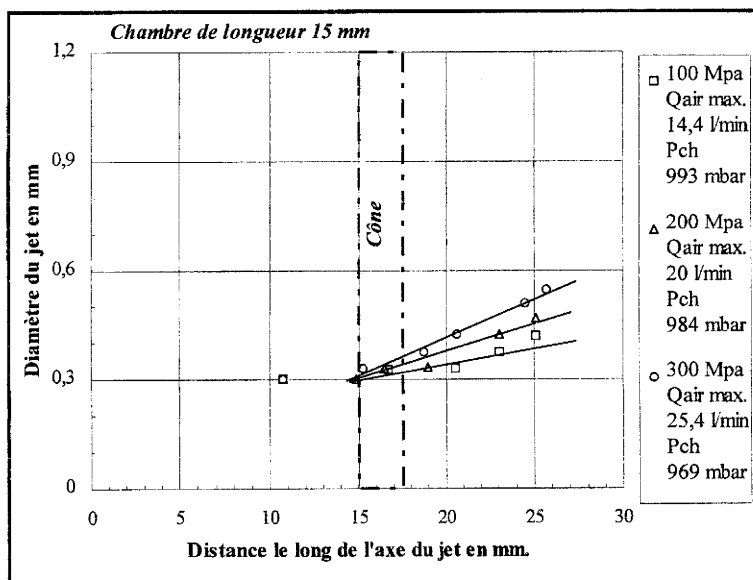


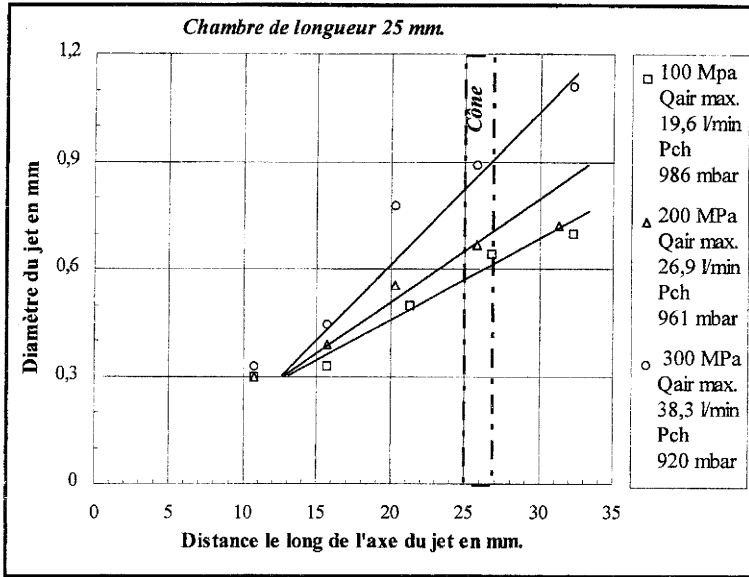
c) $P = 300 \text{ MPa}$, ($Q_{\text{air max.}} = 38,3 \text{ l/min}$; $P_{\text{ch}} = 920 \text{ mbar}$).

Planche III.4 : Structure du jet d'eau dans la chambre de 25 mm de longueur en fonction de différentes pressions d'eau, à une aspiration d'air maximale.

Les figures III.5-a et III.5-b représentent la variation du diamètre du jet d'eau le long de son axe dans deux chambres différentes, en fonction de différentes pressions d'eau et à débit d'air maximal. Les résultats présentés proviennent de clichés digitalisés du jet (la précision de la valeur du diamètre du jet est de $\pm 0,05$ mm).

Ces figures montrent l'existence de deux structures différentes du jet : l'une cohérente et l'autre diffuse, séparées par le point de transition. La longueur de ces structures dépend de la vitesse du jet (V_j), de la longueur de la chambre (L_{ch}) et de la pression d'air dans la chambre (P_{ch}).





III.5-b

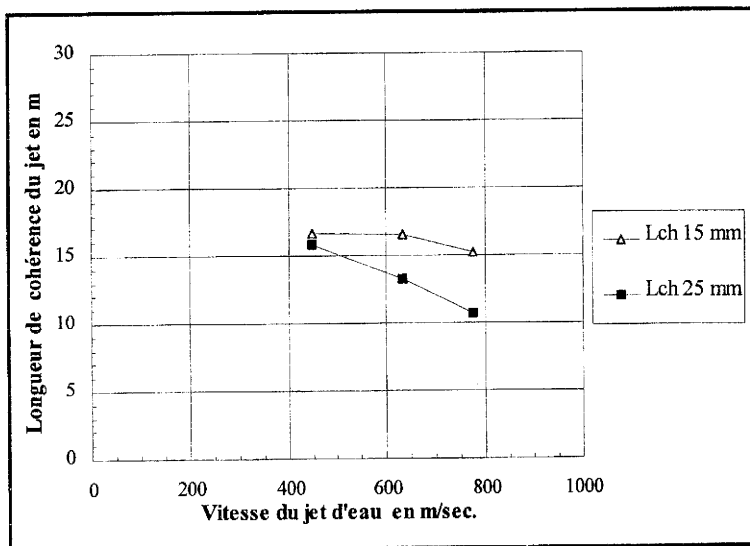
Figure III.5 : Diamètre du jet d'eau le long de son axe, dans deux chambres différentes, en fonction de différentes pressions d'eau à débit d'air maximal.

*** Effet de la vitesse du jet d'eau (V_j).**

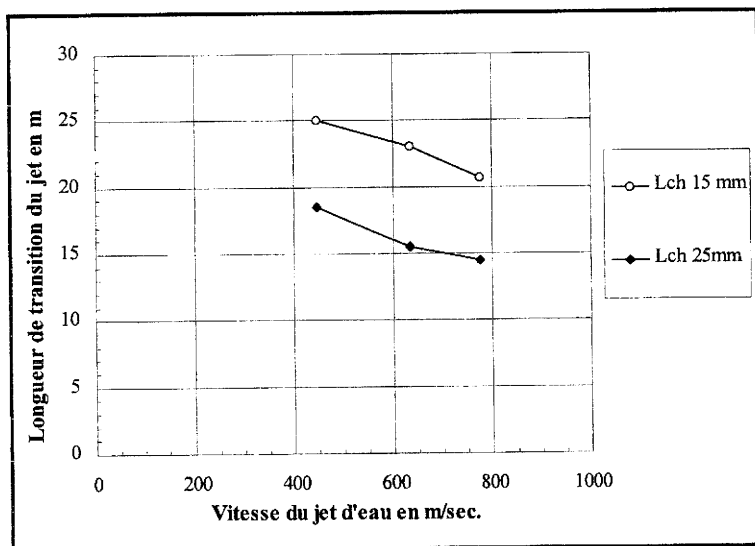
Les figures III.6-a et III.6-b représentent la longueur de cohérence du jet (le diamètre du jet est égal à celui de la buse) et celle de sa transition (le diamètre du jet est égal à deux fois le diamètre de la buse) en fonction de la vitesse du jet dans deux chambres de longueurs 15 et 25 mm. On peut noter que la longueur cohérente du jet ne semble pas être très sensible à la vitesse du jet. En effet, on constate que la partie cohérente du jet varie légèrement avec la vitesse du jet dans les différentes chambres. Par exemple, lorsque l'on double la vitesse du jet (passage de 400 à 800 m/s) la longueur cohérente du jet diminue de 4 mm dans la chambre de 25 mm de longueur (figure III.6-a) et demeure presque constante dans la chambre de longueur 15 mm. Ces résultats sont en accord avec les travaux de Yanai (1974) et de Shimizu (1984) qui ont étudié l'effet des vitesses d'injection de l'eau sur la longueur cohérente du jet à l'air libre. Ils ont montré que pour de grandes vitesses d'injection d'eau, les longueurs d'éclatement du jet tendent vers des valeurs presque constantes (asymptotiques).

Dans le cas où le jet devient diffus, la position de la zone de transition varie faiblement en fonction de la vitesse du jet. En effet, on constate que la longueur de transition du jet diminue

progressivement lorsque la vitesse du jet croît (figure III.6-b). On suppose que l'effet serait plutôt dû à la longueur et à la pression d'air dans la chambre.



III.6-a



III.6-b

Figure III.6 : Influence de la vitesse du jet sur sa structure dans deux chambres de longueurs 15 et 25 mm.

*** Effet de la longueur de la chambre (Lch).**

On peut noter que la pente des courbes (figures 5-a et 5-b précédentes), au delà du point de transition, varie fortement avec la longueur de la chambre. Cette variation pourrait être due soit à la pression de l'air, soit à la turbulence de l'air dans la chambre. Nous avons montré précédemment (*paragraphe III.4.1.1*) que dans le cas d'absence d'air dans la chambre, la pression de l'air favorise la cohérence du jet. Elle semble donc jouer un rôle important. Cependant, la variation maximale de la pression de l'air dans la chambre n'est que de l'ordre de 60 mbar autour d'une pression moyenne de l'ordre de 1 bar. Par conséquent, la pression de l'air ne semble pas être à débit d'air maximal la cause unique de la variation de la pente des courbes. On peut donc supposer que la variation de la pente des courbes, qui reflète l'élargissement du diamètre du jet, peut être due soit à l'énergie des petites structures turbulentes dues au débit d'air dans le tube d'amenée, soit à celles dues à la recirculation d'air turbulent dans la chambre et à l'interaction radiale de l'eau et de l'air,

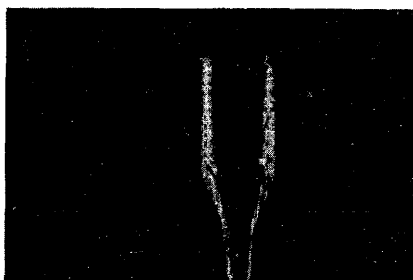
Il faut noter que la pression d'air (densité) dans la chambre et le débit d'air (vitesse) sont dépendants l'un de l'autre. En effet la variation de l'un de ces deux paramètres entraîne une variation de l'autre. Nous avons voulu discerner l'effet propre de chacun de ces deux paramètres sur la structure du jet. Pour cela, nous avons étudié dans un premier temps par vannage et ensuite en faisant varier la longueur de la chambre l'effet de la variation du débit d'air ($Q_{air\ red.}$) sur la structure du jet.

**III.4.1.2.b - Effet de la variation contrôlée du débit d'air
($Q_{air\ red.}$).**

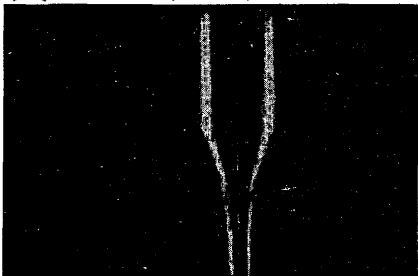
Les planches III.5 et III.6 montrent l'effet de la variation contrôlée du débit d'air sur la structure du jet d'eau dans deux chambres de longueurs distinctes, à une pression du jet d'eau de 300 MPa. On observe sur ces photographies que la réduction du débit d'air entraîne une amélioration de la cohérence du jet, une diminution de l'arrachement des gouttelettes de la surface du jet ainsi qu'une disparition à la fois de la recirculation de l'air et du film d'eau apparent sur la paroi de la chambre (planche III.6-c comparativement à la planche III.6-a où le débit d'air est maximal).



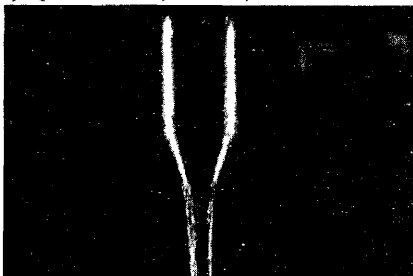
a) Qair max. = 25,4 l/min; Pch = 969 mbar



b) Qair red. = 19,34 l/min; Pch = 748 mbar



c) Qair red. = 15,7 l/min; Pch = 531 mbar



d) Qair red. = 0 l/min; Pch = 12 mbar.

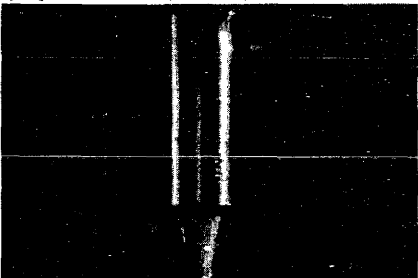
Planche III.5 : Structure du jet dans la chambre de 15 mm de longueur en fonction de différents débits d'air, à une pression d'eau de 300 Mpa.



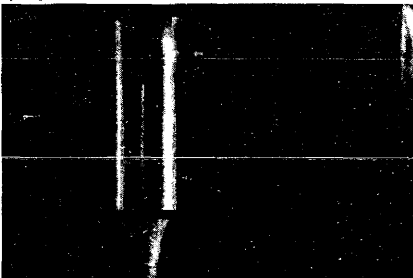
a) Qair max. = 38,3 l/min; Pch = 920 mbar



b) Qair red. = 32 l/min; Pch = 653 mbar



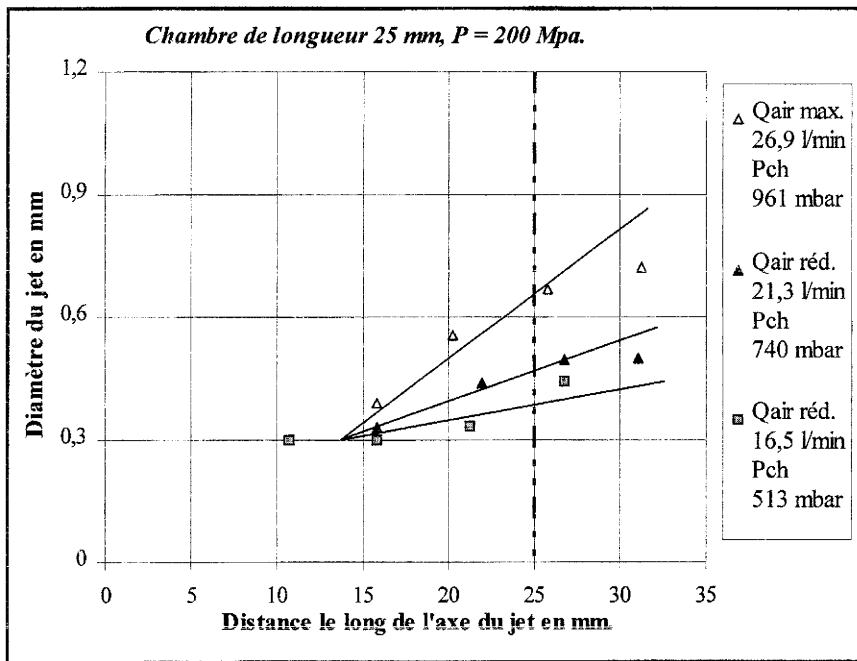
c) Qair red. = 19,3 l/min; Pch = 343 mbar



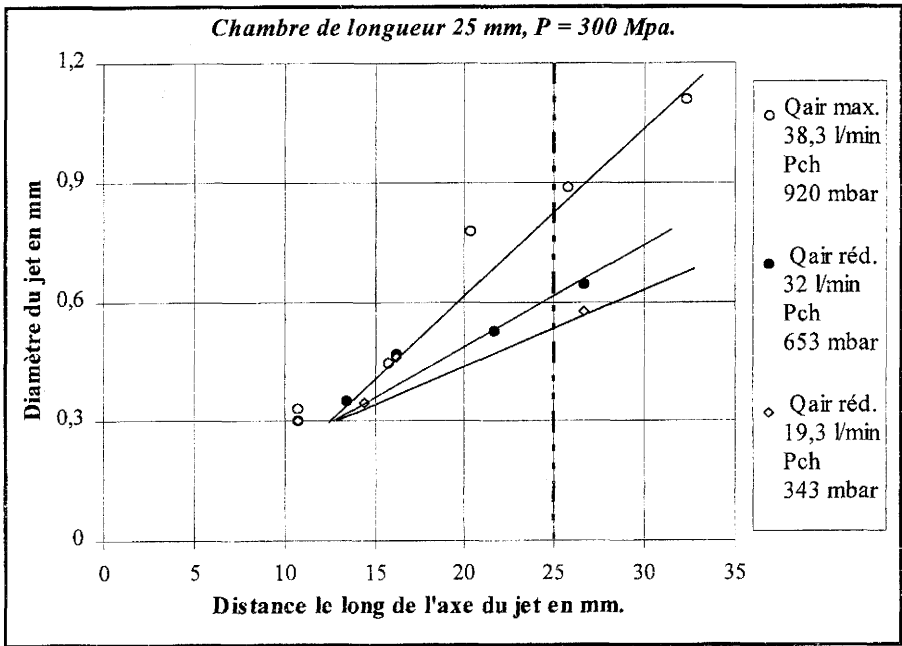
d) Qair red. = 0 l/min; Pch = 20 mbar.

Planche III.6 : Structure du jet dans la chambre de 25 mm de longueur en fonction de différents débits d'air, à une pression d'eau de 300 MPa.

Les figures III.7-a et III.7-b montrent l'effet de la réduction du débit d'air sur le diamètre du jet d'eau dans la chambre de 25 mm de longueur, à deux pressions d'eau différentes de 200 et 300 MPa. On remarque que le diamètre du jet est très sensible à la variation du débit d'air. En effet, ce diamètre diminue le long de l'axe du jet lorsqu'on réduit le débit d'air. Par contre, le point de transition ne semble pas être sensible à la réduction du débit d'air. Il faut aussi noter que la pression d'air (densité) dans la chambre diminue également avec la variation du débit d'air. Il est donc intéressant d'étudier l'effet propre de chacun de ces deux paramètres sur la structure du jet. Pour cela, nous avons étudié l'effet de la variation du débit d'air ($Q_{\text{air}} \text{ réd.}$) sur la structure du jet à pression d'air constante dans la chambre et vice versa. Ceci est rendu possible en faisant varier la longueur de la chambre



III. 7-a : Pression du jet de 200 MPa



III. 7-b : Pression du jet de 300 MPa

Figure III. 7 : Effet de la variation du débit d'air ($Q_{air \text{ red.}}$) sur le diamètre du jet dans la chambre de 25 mm de longueur, à deux pressions d'eau différentes de 200 et 300 MPa.

*** Effet de la variation de la pression d'air dans la chambre sur la structure du jet à débit d'air constant.**

L'effet de la pression de l'air sur la structure du jet dans deux chambres de longueurs distinctes est illustré sur les figure III.8 et III.9 respectivement, ceci à débit d'air constant et à pression d'eau donnée. On constate que la pente des courbes est insensible à la variation de la pression d'air dans la chambre et la position des points de transition semblent être peu influencée. D'autres résultats expérimentaux ont été réalisés à pression d'air variable et à débit d'air constant confirmant les tendances décrites ci-dessus. Par conséquent, la densité de l'air dans la chambre ne semble pas jouer à elle même un rôle prépondérant sur la structure du jet lorsque le débit d'air est maintenu constant. Ceci nous amène à imputer la diffusion du jet à l'agitation turbulente ambiante dans la chambre.

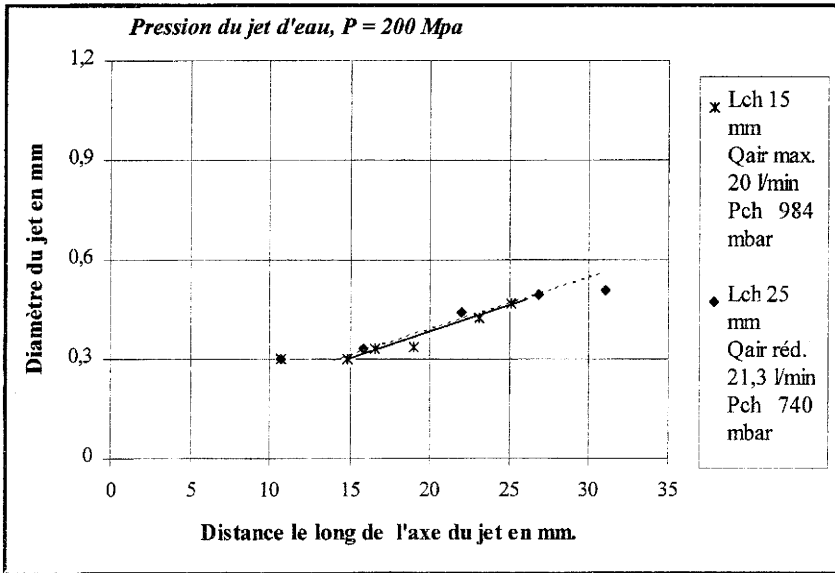


Figure III.8 : effet de la pression d'air sur la structure du jet dans deux chambres de longueurs respectives 15 et 25 mm, à débit d'air constant et à pression d'eau de 200 MPa.

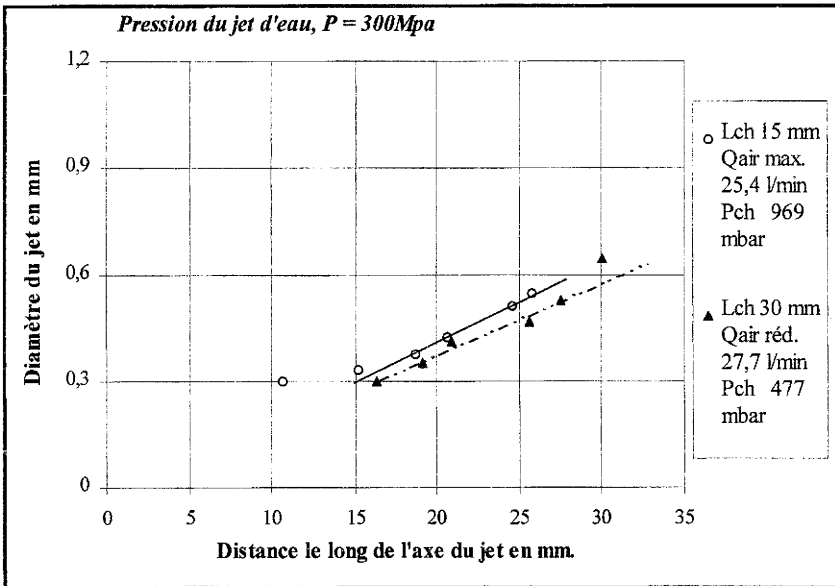


Figure III.9 : effet de la pression d'air sur la structure du jet dans deux chambres de longueurs respectives 15 et 30 mm, à débit d'air constant et à pression d'eau de 300 MPa.

*** Effet de la variation du débit d'air sur la structure du jet à pression d'air dans la chambre constante.**

L'effet de la variation du débit d'air sur la structure du jet dans deux chambres de longueurs distinctes est illustré sur les figure III.10 et III.11 respectivement, ceci à pression d'air dans la chambre, presque constante et à pression d'eau donnée. On constate que la pente des courbes et la position du point de transition sont fortement influencées par la variation du débit d'air (la vitesse de l'air). En effet, à pression d'air constante dans la chambre, la pente des courbes est doublée lorsque l'on augmente le débit d'air. Par exemple, la pente des courbes passe de 0,02 à 0,0432 lorsque le débit d'air augmente de 25,4 à 36,2 l/min. Par conséquent, il semble que le niveau de la turbulence de l'air dans la chambre pourrait être le paramètre déterminant qui influence la structure du jet, ceci sera approfondie par la suite de l'étude. Cependant, on ne peut conclure quant à l'origine de cette turbulence (tube d'amenée ou chambre) qui détermine la taille des structures.

L'étude de l'effet de l'énergie des structures turbulentes dans la chambre sur la structure du jet est rendue possible en faisant varier la position d'injection de l'air.

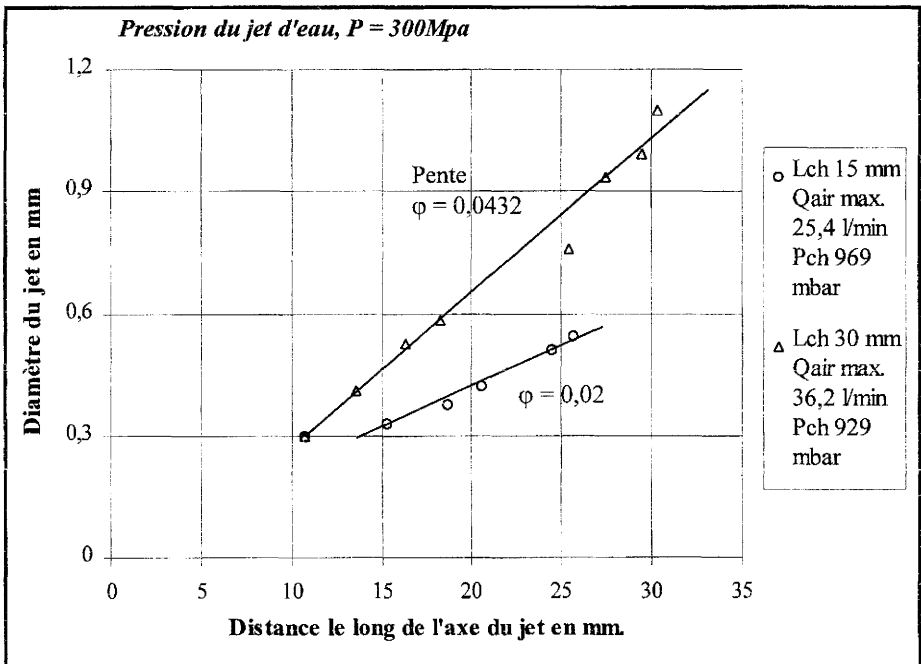


Figure III.10 : Effet de la variation du débit d'air sur la structure du jet dans deux chambres de longueurs respectives 15 et 30 mm, à pression d'air constante et à pression d'eau de 300 MPa.

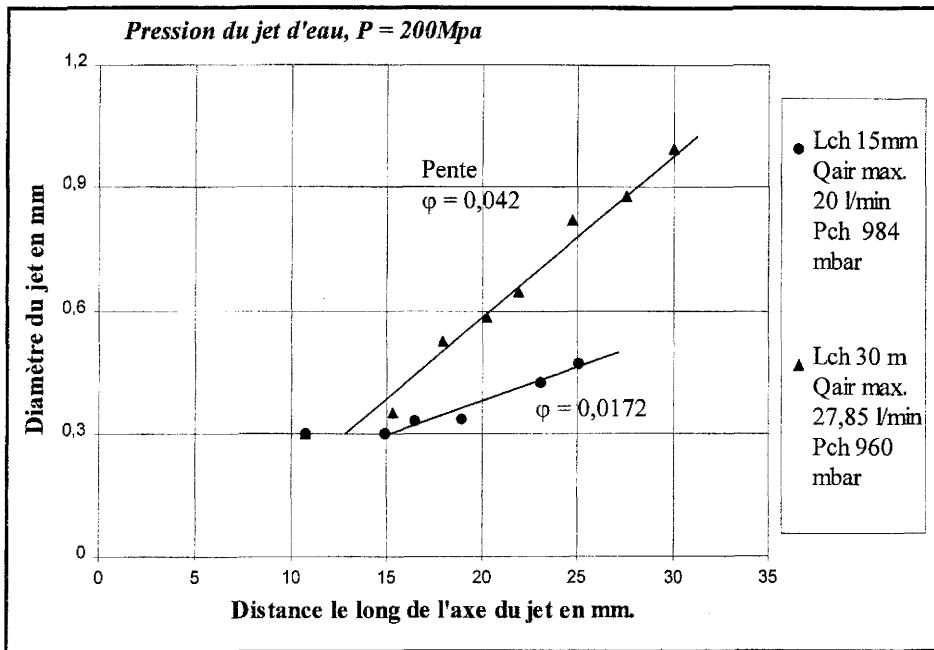


Figure III.11 : Effet de la variation du débit d'air sur la structure du jet dans deux chambres de longueurs respectives 15 et 30 mm, à pression d'air constante et à pression d'eau de 200 MPa.

III.4.1.2. c - Effet de la position d'injection de l'air

Nous nous sommes intéressés à l'étude de l'influence de deux paramètres internes de la chambre de mélange sur la nature de l'interaction de l'écoulement "air-eau". Ces paramètres sont:

- la hauteur d'amenée d'air (H_a) entre la buse en saphir et le point d'injection de l'air,
- l'angle d'injection de l'air (β_a)

Nous avons modifié la structure de l'écoulement de l'air dans la chambre en positionnant l'arrivée de l'air à deux hauteurs distinctes mais à un angle d'injection (β_a) de l'air perpendiculaire à l'axe du jet d'eau.

**** Effet de la hauteur d'amenée de l'air (H_a).***

La planche III.7 montre la structure du jet d'eau dans la chambre de 25 mm de longueur en fonction de différentes pressions d'eau et à une hauteur d'amenée de l'air de 25,72 mm (très proche de l'entrée du canon). Il faut noter que l'axe d'amenée d'air est perpendiculaire à l'axe du jet d'eau.

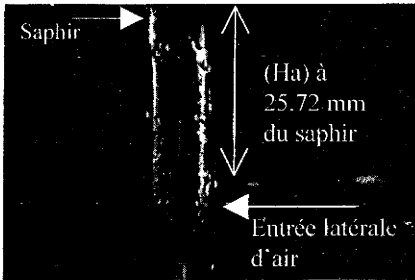
En se basant sur les traces des gouttelettes d'eau formées sur la paroi de la chambre, on peut dire que l'écoulement d'air est entraîné dans le sens opposé à celui du jet d'eau. Cependant, on note que la hauteur d'amenée d'air (H_a) n'influence ni le débit d'air, ni la dépression dans la chambre. La présence de deux traces hélicoïdales contrarotatives des gouttelettes d'eau sur la paroi de la chambre "Counter-Rotating Vortex" (planche III.7-b) montre l'existence des grandes structures tourbillonnaires de part et d'autre du plan défini par l'axe du jet et par l'axe d'amenée d'air.

Nous avons ensuite étudié la variation du débit d'air sur la structure du jet d'eau, avec une pression d'eau de 300 MPa (planche III.8). On constate pour cette nouvelle entrée d'air (proche de l'entrée du canon), comme pour celle (haute proche de la buse) des essais précédents que la réduction du débit d'air diminue le niveau de turbulence dans la chambre, la cohérence du jet se trouvant ainsi améliorée.

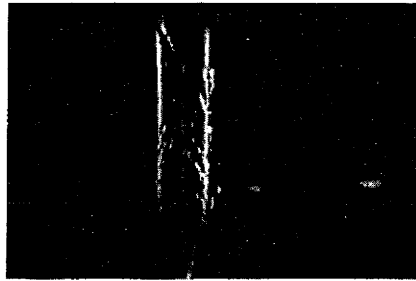
**** Effet de l'angle d'injection (β_a).***

La comparaison des essais effectués avec une entrée d'air perpendiculaire (planche III.6-a) et inclinée (planche III.9-c) montre que la géométrie de la chambre n'influence ni le débit d'air, ni la pression d'air. L'angle d'injection de l'abrasif aurait un effet uniquement sur le mouvement de l'abrasif dans la chambre (paragraphe III.4.2 suivant).

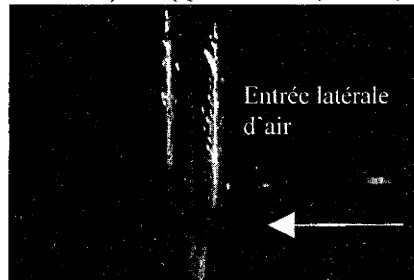
La planche III.9 montre la structure du jet dans la chambre de 25 mm de longueur avec une hauteur (H_a) et un angle d'injection d'abrasif (β_a) respectivement de 20,72 mm et de 30° en fonction de différentes pressions d'eau. La visualisation nous montre qu'une partie du flux d'air semble être entraînée dans le sens contraire de celui de l'écoulement du jet d'eau alors que l'autre quantité est dans le même sens que le jet.



a) $P = 100 \text{ MPa}$
($Q_{\text{air max.}} = 19,9 \text{ l/min}$; $P_{\text{ch}} = 980 \text{ mbar}$)

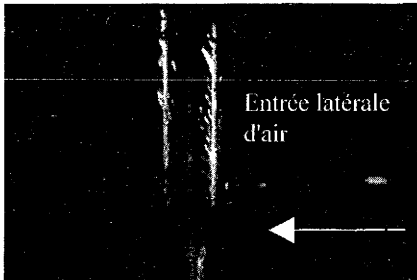


b) $P = 200 \text{ MPa}$
($Q_{\text{air max.}} = 27,2 \text{ l/min}$; $P_{\text{ch}} = 961 \text{ mbar}$)

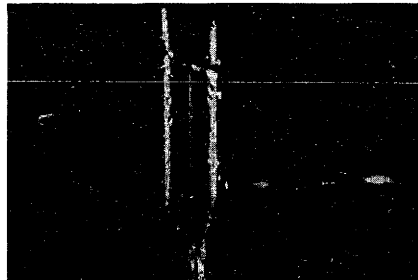


c) $P = 300 \text{ MPa}$ ($Q_{\text{air max.}} = 38,5 \text{ l/min}$; $P_{\text{ch}} = 919,5 \text{ mbar}$).

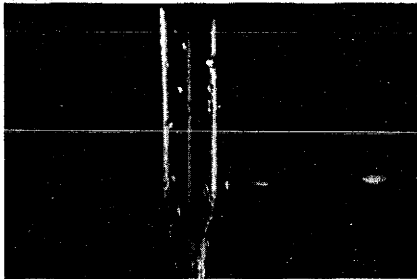
Planche III.7 : Structure du jet dans la chambre de 25 mm de longueur en fonction de différentes pressions d'eau, à une amenée d'air au niveau de l'entrée du canon.



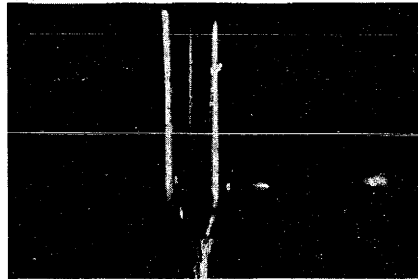
a) ($Q_{\text{air max.}} = 38,5 \text{ l/min}$; $P_{\text{ch}} = 919,5 \text{ mbar}$)



b) ($Q_{\text{air red.}} = 34,8 \text{ l/min}$; $P_{\text{ch}} = 604,5 \text{ mbar}$).

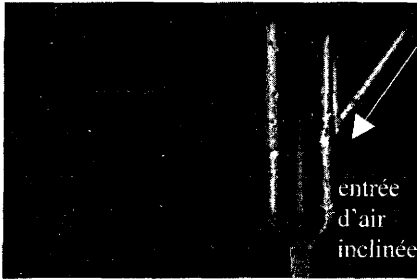


c) ($Q_{\text{air red.}} = 17,8 \text{ l/min}$; $P_{\text{ch}} = 302 \text{ mbar}$)

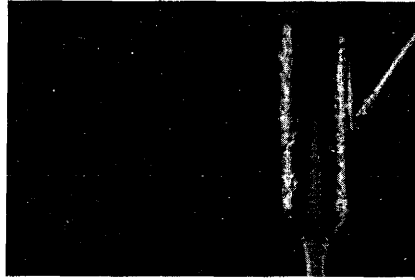


d) ($Q_{\text{air red.}} = 0 \text{ l/min}$; $P_{\text{ch}} = 20 \text{ mbar}$).

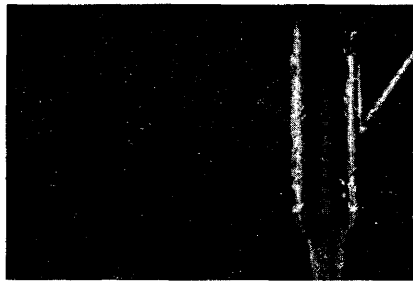
Planche III.8 : Structure du jet dans la chambre de 25 mm de longueur en fonction de différents débits d'air, à une pression d'eau de 300 MPa et à une amenée d'air au niveau de l'entrée du canon.



a) $P = 100 \text{ MPa}$
($Q_{\text{air max.}} = 23,44$; $P_{\text{ch}} = 984 \text{ mbar}$)



b) $P = 200 \text{ MPa}$
($Q_{\text{air max.}} = 28,8$; $P_{\text{ch}} = 958 \text{ mbar}$)



c) $P = 300 \text{ MPa}$
($Q_{\text{air max.}} = 36,23$; $P_{\text{ch}} = 901 \text{ mbar}$)

Planche III.9 : Structure du jet dans la chambre de 25 mm de longueur en fonction de différentes pressions d'eau, à une entrée d'air inclinée d'un angle (β_a) de 30° .

*** Effet de la turbulence d'air dans la chambre sur la structure du jet.**

En résumé, l'effet de la position d'injection de l'air sur le diamètre du jet le long de son axe est représenté sur les figures III.12 et III.13. Cet effet a été étudié dans une chambre de 25 mm de longueur, à deux pressions d'eau de 100 et 300 MPa et à deux positions d'injections d'air différentes. Les résultats présentés proviennent de clichés digitalisés du jet de la planche III.4-a-c (amenée d'air perpendiculaire à l'axe du jet d'eau à une distance de 10,72 mm à partir de la buse) et de la planche III.8-a-c (amenée d'air perpendiculaire à l'axe du jet d'eau à une distance de 25,72 mm à partir de la buse).

On constate que la pente des courbes est peu sensible à la variation de la position d'injection de l'air à une pression d'eau de 100 et 300 MPa. Par conséquent, les grandes structures turbulentes dans la chambre n'ont pas une influence déterminante sur la structure du jet. On suppose donc que l'effet serait plutôt dû à l'énergie des petites structures turbulentes produites dans le tube d'amenée d'air.

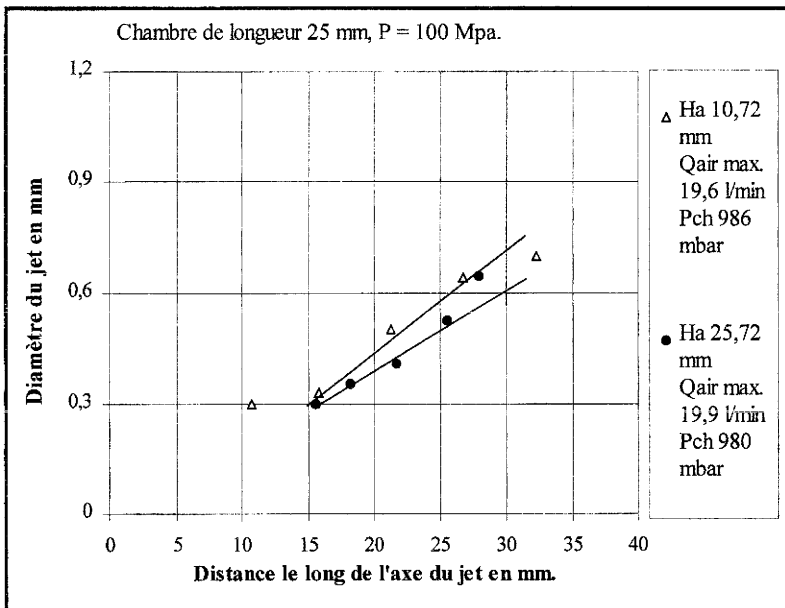


Figure III.12 : Effet de la position d'injection de l'abrasif sur le diamètre du jet dans la chambre de 25 mm de longueur, à une pression d'eau de 100 MPa.

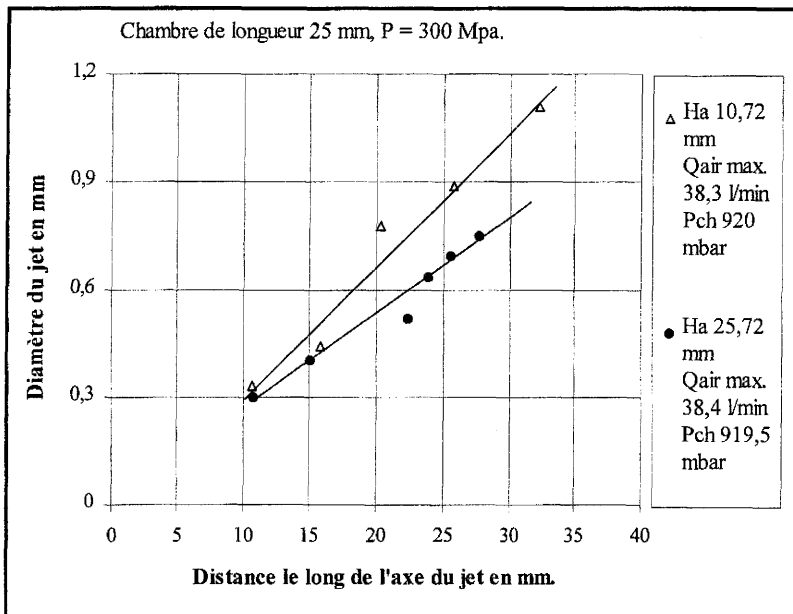


Figure III.13 : Effet de la position d'injection de l'abrasif sur le diamètre du jet dans la chambre de 25 mm de longueur, à une pression d'eau de 300 MPa.

*** Effet de la turbulence de l'air dans la conduite d'amenée.**

Le calcul de l'énergie cinétique turbulente dans la conduite d'amenée d'air nous permet d'évaluer le rôle des petites structures sur la structure du jet dans la chambre. Apparemment, c'est le cas. En effet, nous avons calculé l'énergie cinétique turbulente (k) en fonction du débit d'air en considérant que l'écoulement d'air turbulent dans la conduite d'amenée, de 3 m de longueur et de 6 mm de diamètre, est établi et que la turbulence est isotrope. Le taux de turbulence est donc déterminé en se basant sur les résultats expérimentaux présentés dans la littérature (Hinze 1975). Le taux de turbulence d'un écoulement d'air d'une vitesse de 30 m/s dans une conduite, de 5 m de longueur et de 247 mm de diamètre, est de l'ordre de 11 %.

Nous avons calculé l'énergie cinétique turbulente (k) à un taux de turbulence de 11% en fonction de différentes conditions du débit d'air de nos essais (figure III.14). Nous avons déjà montré (figures III.10 et III.11 précédentes) qu'à pression d'air dans la chambre constante, la pente de courbes est fortement influencée par la variation du débit d'air.

Par exemple, nous avons remarqué que lorsque le débit d'air augmente de 25,4 à 36,2 l/min (figure III.10) qui correspond à une valeur de l'énergie cinétique turbulente (k) de 4,08 à 8,26 m^2/s^2 respectivement, la pente des courbes augmente de 0,02 à 0,0432. Ceci montre que la pente des courbes double lorsque l'on double l'énergie cinétique de la turbulence. Par conséquent, le diamètre du jet semble dépendre pour l'essentiel de l'énergie cinétique de la turbulence dans le tube d'amenée. On peut donc confirmer que c'est bien l'énergie cinétique des petites structures turbulentes dans la conduite d'amenée qui influence la structure du jet.

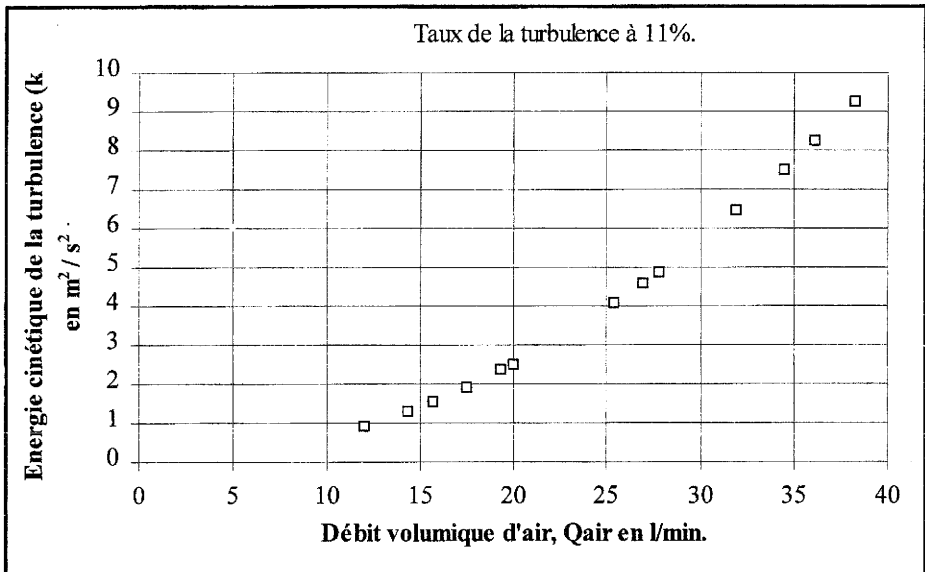


Figure III.14 : Energie cinétique turbulente (k) en fonction du débit d'air.

Comme nous étudions l'interaction entre deux fluides (eau et air), il serait intéressant de savoir si c'est l'énergie cinétique turbulente par une unité de volume ou par une unité de masse qui est la plus déterminante. Pour cela, nous avons étudié la variation de la pente des courbes (diamètre du jet en fonction de la distance le long de l'axe du jet) en fonction de l'énergie cinétique turbulente multipliée par la densité de l'air ($\rho_{\text{air}} * k = \text{cste}$) (figure III.15). On observe que lorsque l'énergie cinétique volumique turbulente ($\rho_{\text{air}} * k$) augmente, la pente des courbes demeure presque constante. On remarque sur la figure III.15 que la variation de la densité de l'air dans la chambre n'est pas très significative. Par conséquent, on ne peut pas conclure quant à l'effet de l'énergie cinétique turbulente par unité de volume.

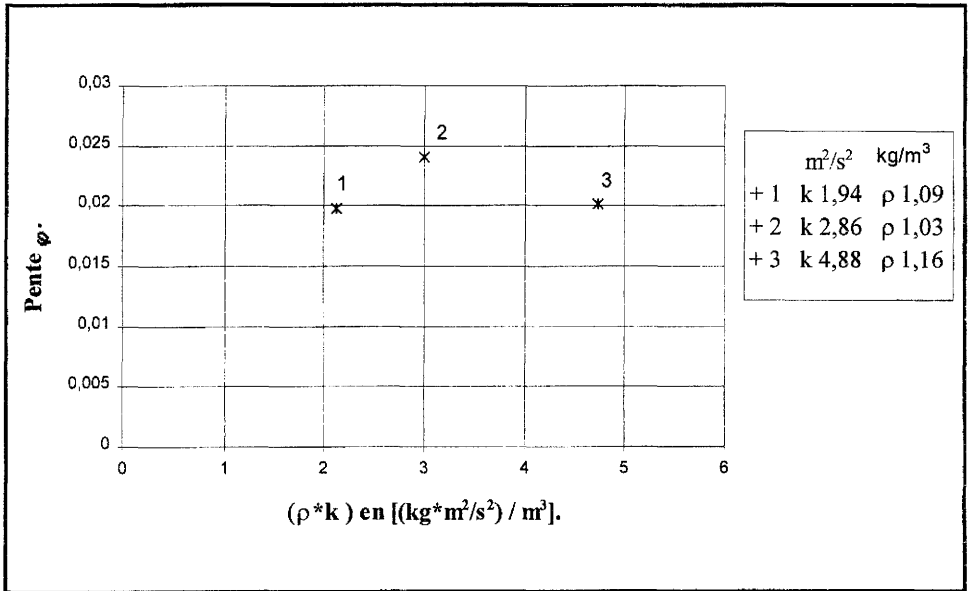


Figure III.15 : Effet de l'énergie cinétique turbulente par unité de volume sur la structure du jet.

III.4.1.2.d - Effet de la surpression d'air

Pour compléter l'étude de l'influence de la densité de l'air sur la structure du jet, nous avons injecté de l'air comprimé dans la chambre de 30 mm de longueur à différentes pressions absolues de l'air allant de 1 à 3 bar. On note que ces conditions de pression ne correspondent pas au cas réel de l'écoulement d'air dans la chambre.

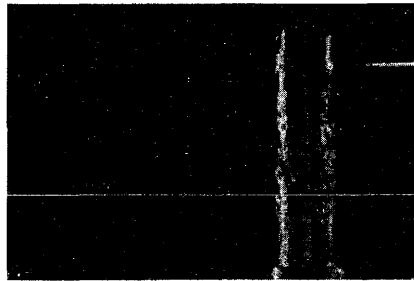
La planche III.10 montre l'influence de la pression absolue de l'air sur la structure du jet dans une chambre de 30 mm de longueur, avec une pression d'eau de 300 MPa.

Les photographies révèlent que le jet présente une seule structure très diffuse sur toute la longueur de la chambre (planche III.10-b-c-d-e comparativement à la planche III.10-a représentant la condition normale sans injection de l'air comprimé). Cette diffusion s'accroît lorsque l'on augmente la pression absolue de l'air. On observe également la formation dans la chambre d'un film d'eau irrégulier qui s'épaissit lorsque la pression d'air absolue augmente. En analysant les images une par une, nous constatons que le mouvement de l'air dans la chambre est à contre-sens du mouvement du jet d'eau. On peut alors considérer que lorsque la pression de l'air dans la chambre augmente, les forces aérodynamiques d'interaction entre le jet et

l'écoulement d'air et l'énergie cinétique turbulente augmentent également. Ceci a pour conséquence l'augmentation de la diffusion radiale du jet et de sa désintégration rapide. Par conséquent, la pression d'air absolue au-dessus de la pression atmosphérique semble être un paramètre qui influence aussi la structure du jet d'eau.

Ces résultats sont en accord avec des travaux se rapportant à l'étude de l'effet de la densité de l'air sur la structure d'un jet d'eau d'une vitesse d'environ 170 m/s, à l'air libre et dans une chambre de combustion [Schweitzer 1934, Reitz 1978, Shimizu 1986, Mayer 1994].

De manière générale, l'amélioration de la cohérence du jet est due à la diminution des effets des forces d'interaction entre le jet et l'écoulement d'air dans la chambre et plus particulièrement au contrôle du niveau de turbulence dans la chambre et dans la conduite d'amenée. Il semble aussi bien que l'on ne peut l'affirmer que la densité de l'air joue un rôle indirect important via l'énergie cinétique turbulente volumique.

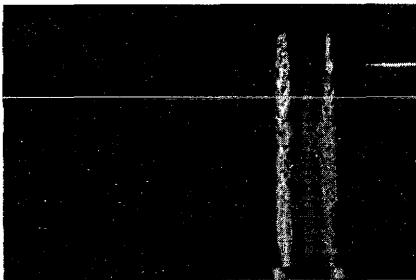


a) $P_{ch} = 0,929$ bar.

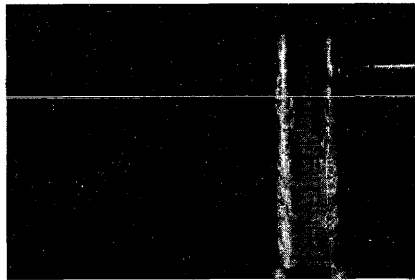
Condition normale d'utilisation



*** Injection de l'air comprimé**



b) $P_{ch} = 1,5$ bar



c) $P_{ch} = 2$ bar

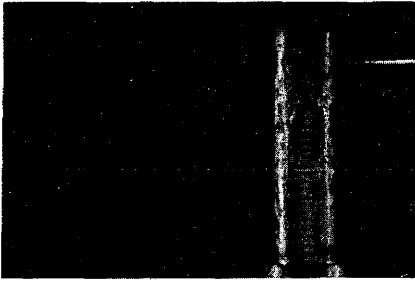
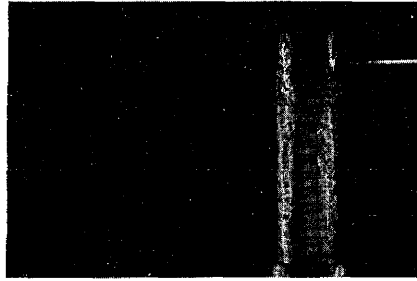
d) $P_{ch} = 2,5 \text{ bar}$ e) $P_{ch} = 3 \text{ bar}$

Planche III.10 : Effet de l'injection de l'air comprimé sur la structure du jet d'eau dans la chambre de 30 mm de longueur, à une pression du jet d'eau de 300 MPa.

III.4.1.3 - Conclusion

Dans cette partie (paragraphe 4.1), nous avons cerné l'ensemble des paramètres qui influencent l'écoulement "eau-air" dans la chambre de mélange. Nous avons pu mettre en évidence de manière quantitative différentes caractéristiques de cette interaction complexe.

L'étude de l'influence de la pression d'air sur la structure du jet d'eau dans une chambre de longueur variable a permis d'observer que :

- le jet est entouré par un tourbillon d'air qui selon la position de l'amenée d'air peut associer une recirculation méridienne et un doublet. Ce tourbillon entraîne un film d'eau pariétal.
- le jet présente deux structures différentes dans la chambre : l'une cohérente et l'autre diffuse. La longueur de ces structures n'est pas influencée par la vitesse d'injection du jet d'eau. Par contre, il s'avère que l'énergie des petites structures turbulentes dans la conduite d'amenée d'air est un paramètre déterminant qui influence la stabilité du jet et non pas l'énergie des grandes structures turbulentes dans la chambre.

- le jet d'eau peut être instable (temps) le long de son axe et son diamètre s'élargit.
- l'injection de l'air comprimé dans la chambre montre que la densité de l'air associée à l'énergie turbulente semble être un paramètre qui influence aussi la stabilité du jet.
- la variation de la longueur de la chambre modifie la configuration de l'écoulement "eau-air" à l'entrée du canon.

III.4.2 - Ecoulement "eau-air-abrasif".

Dans le paragraphe précédent, nous avons analysé le comportement de l'écoulement "eau-air" dans la chambre de mélange sans l'adjonction des particules abrasives. Dans cette partie, nous nous sommes intéressés à l'étude du comportement de trois phases (eau, air et abrasif) dans la chambre de mélange qui correspond au cas réel de fonctionnement.

Les particules abrasives tombent d'une trémie, par gravité, dans un tube d'amenée où l'air les transporte jusqu'à la chambre de mélange. Dans cette conduite, de 3 m de longueur et de 6 mm de diamètre, nous supposons que les particules ont un parcours suffisamment long et sont peu freinées pour que leur vitesse à l'entrée de la chambre soit égale à celle de l'air. Les paramètres géométriques internes de la chambre tels que la longueur de la chambre (L_{ch}), l'angle et la hauteur d'amenée de l'abrasif (β_a et H_a respectivement) peuvent avoir une influence sur le processus de mélange de l'écoulement "eau-air-abrasif". Ainsi, nous nous sommes intéressés à l'étude de leur effet.

Nous présentons les résultats de visualisation de l'écoulement "air-abrasif" avec le jet d'eau dans une chambre de longueur variable et ayant différentes configurations géométriques :

- Hauteur d'amenée (H_a) à 10,72 mm du saphir avec un angle d'injection β_a de 90°

(Planches III.11, III.12 et III.13)

- Hauteur d'amenée (H_a) à 25,72 mm du saphir avec un angle d'injection β_a de 90°

(Planche III.14)

- Hauteur d'amenée (H_a) à 10,72 mm du saphir avec un angle d'injection β_a de 30°

(Planche III.15)

Dans un premier temps, nous avons observé le comportement d'un jet hydro-abrasif dans la chambre en injectant des particules en plastique de couleur rouge, de densité spécifique de 1100 kg/m^3 et de taille variant de 300 à $800 \text{ }\mu\text{m}$ qui servent comme un traceur et qui permettent d'éviter l'usure rapide du canon.

Dans un deuxième temps, nous avons observé le comportement d'un jet hydro-abrasif réel en injectant des particules Grenat Australien, de densité spécifique de 4140 kg/m^3 et de taille variant de 315 à 600 μm , avec un débit réel d'abrasif de 278 g/min et une pression d'eau de 200 MPa. Afin d'éviter l'usure rapide du canon, nous avons inséré un canon en carbure de tungstène.

III.4.2.1 - Hauteur d'amenée d'abrasif (H_a) à 10,72 mm de la buse en saphir avec un angle d'injection (β_a) de 90° .

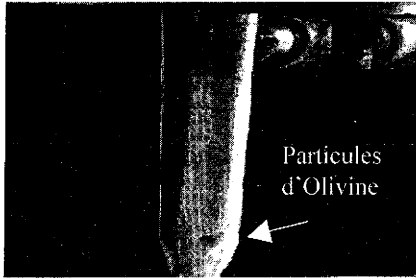
La planche III.11 montre le comportement des particules en plastique de couleur rouge mélangées avec quelques particules d'Olivine de couleur verte dans une chambre de 25 mm de longueur et de 4,5 mm de diamètre, avec un débit de particules discontinu et une pression d'eau de 100 MPa.

Le diamètre du tube d'amenée d'abrasif ($\phi_t = 6 \text{ mm}$) étant supérieur au diamètre du jet d'eau ($\phi_b = 0,3 \text{ mm}$), une partie des particules entoure le jet d'eau et heurte la paroi de la chambre à l'arrivée, l'autre partie qui est minime entre probablement en contact avec le jet d'eau. Au niveau du plan perpendiculaire à l'arrivée de l'abrasif (figure III.4), les particules vont glisser le long de la paroi de la chambre où elles sont freinées par la présence d'un film d'eau dans la chambre jusqu'à ce qu'elles se déposent à l'entrée du tube de focalisation (planche III. 11-a-b-c-d).

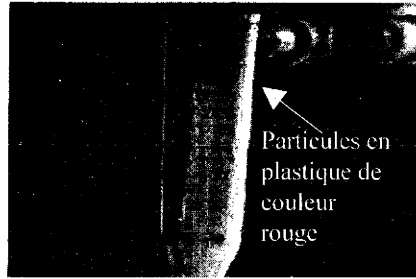
Les planches III.12 et III.13 montrent le comportement des particules abrasives (Grenat Australien) dans deux chambres de longueurs 20 et 30 mm, avec une pression d'eau de 200 MPa et un débit d'abrasif constant de 278 g/min.

En inspectant une par une les images totalement décorréliées du fait du temps de pose, on constate que lorsque les particules abrasives pénètrent le jet à l'entrée du tube de focalisation, elles le fragmentent mouillant fortement la paroi de la chambre (planche III. 12-a-b). Le processus d'entraînement ne semble pas être celui admis dans la littérature. En effet, dès leur arrivée dans la chambre, les particules abrasives sont entraînées par le film formé d'eau et d'air avec lequel elles se mélangent. Ces particules s'accumulent ensuite en formant un amas qui tourne autour du jet jusqu'à ce qu'elles se déposent à l'entrée du canon pour être finalement entraînées (planche III.13). Le jet d'eau entraîne ainsi le paquet d'abrasif dans le tube de focalisation.

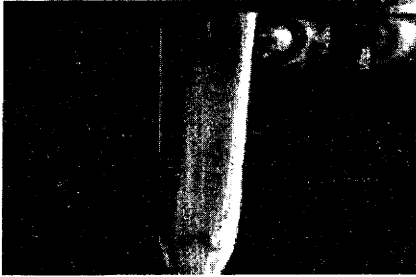
Vue du plan normal (YOZ) à l'arrivée de l'abrasif



a) Temps à 0 s (Début de l'injection)



b) Temps à 16 s

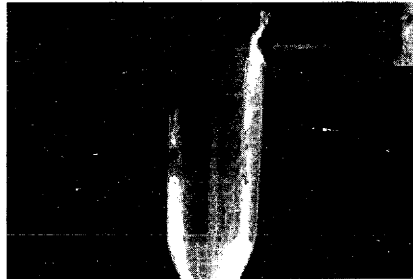


c) Temps à 17 s



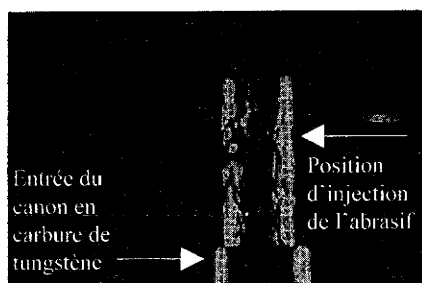
d) Temps à 18 s

Vue du plan parallèle (XOZ) à l'arrivée de l'abrasif



e) Temps à 20 s

Planche III.11 : Comportement des particules en plastique mélangées avec quelques particules d'olivine dans la chambre de 25 mm de longueur, à un débit de particules discontinu et à une pression d'eau de 100 MPa.



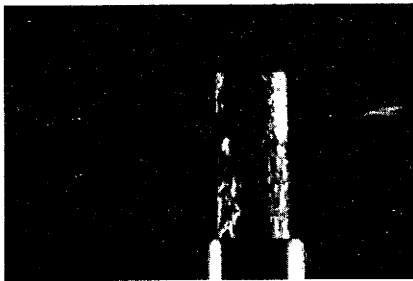
a) Début d'injection de l'abrasif



b) Temps à 10/25 s



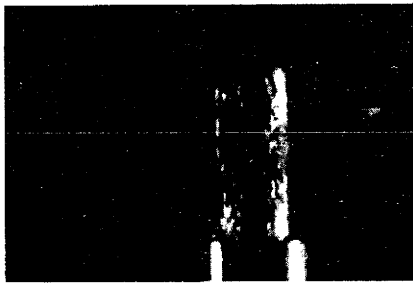
c) Temps à 12/25 s



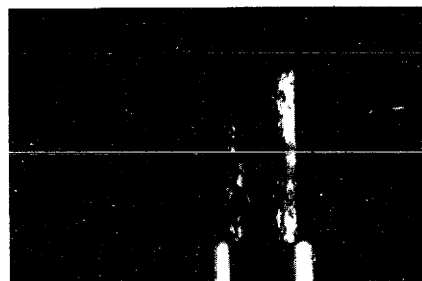
d) Temps à 13/25 s



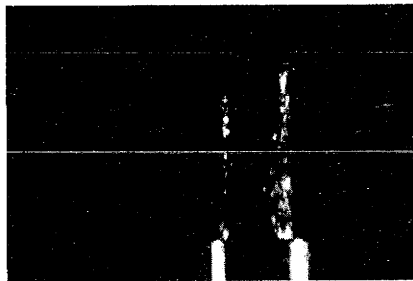
e) Temps à 14/25 s



f) Temps à 15/25 s



g) Temps à 17/25 s



h) Temps à 19/25 s

Planche III.12 : Comportement réel des particules abrasives dans la chambre de 20 mm de longueur, à une pression d'eau de 200 MPa et à un débit d'abrasif de 278 g/min.

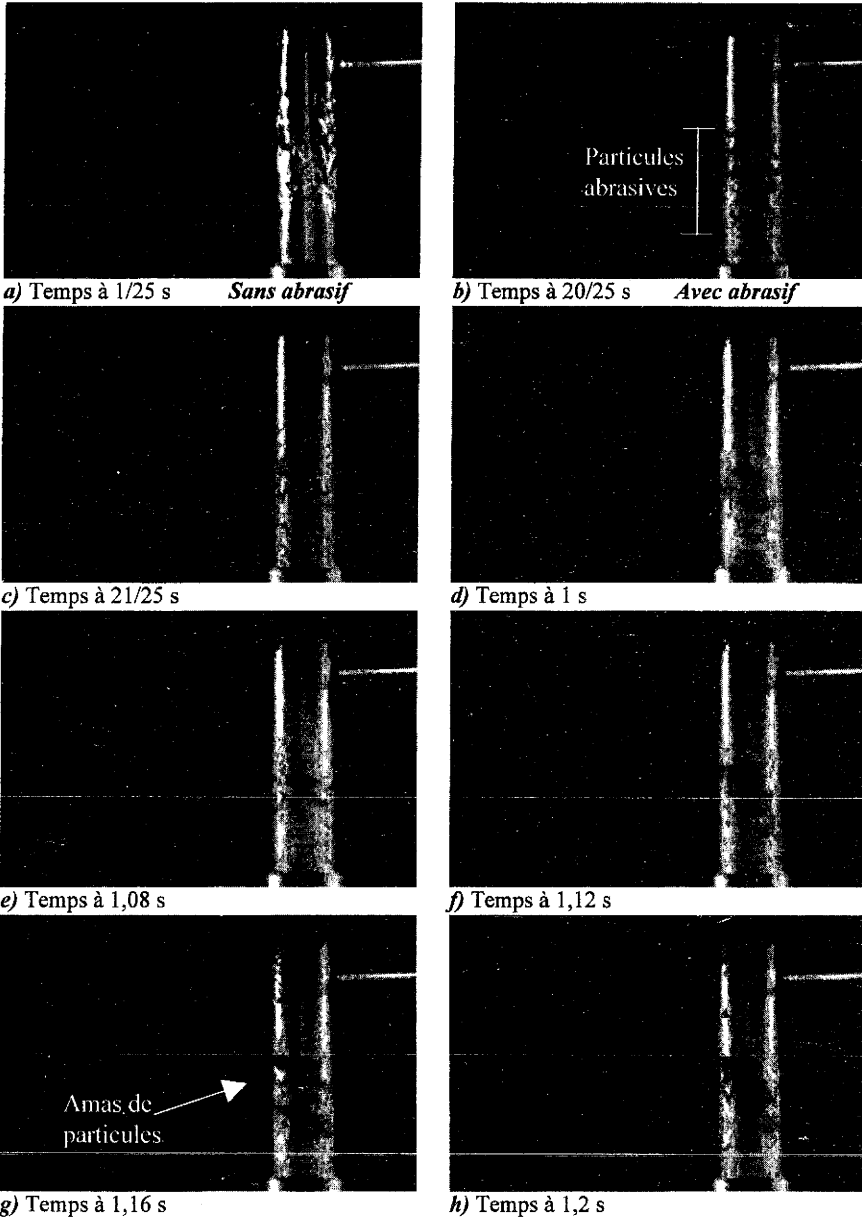


Planche III.13 : Comportement réel des particules abrasives dans la chambre de 30 mm de longueur à une pression d'eau 200 MPa et à un débit d'abrasif de 278 g/min.

De plus, on observe que le taux de présence des particules abrasives croît au cours du temps (planche III.12-e à III.12-f) et que la chambre se remplit d'abrasif. Cela signifie que lorsqu'on augmente le débit d'abrasif, le jet n'arrive pas à entraîner toutes les particules injectées dans la chambre. Autrement dit, il existe un débit d'abrasif optimal au delà duquel le processus d'entraînement des particules se trouve saturé. L'existence d'un débit optimal a été prouvé par des essais de découpe réalisés, en fonction de différents débits d'abrasif [Tazibt (1995), Momber *et al.* (1998)]. Ces travaux montrent qu'il existe un débit d'abrasif optimal entre 250 et 300 g/min au delà duquel le processus d'érosion du matériau décroît.

On peut alors supposer que la chambre de mélange joue le rôle d'une seconde trémie et qu'il existe un débit d'abrasif optimal qui dépend à la fois du processus d'entraînement dans le tube de focalisation et de la géométrie de la chambre de mélange.

III.4.2.2 - Hauteur d'amenée d'abrasif (H_a) à 25.72 mm de la buse en saphir avec un angle d'injection (β_a) de 90°.

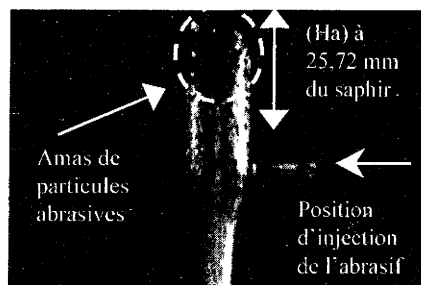
La planche III.14 montre le comportement de l'abrasif suite à son injection au niveau de la partie inférieure de la chambre, ceci dans une chambre de 25 mm de longueur avec un débit d'abrasif de 200 g/min et une pression d'eau de 100 MPa.

Les particules abrasives se trouvent entraînées dans le sens opposé du jet d'eau. Ces particules s'accumulent dans la partie supérieure de la chambre près du saphir (planche III.14-a-b-e) jusqu'à la formation d'un amas qui sera alors entraîné vers le bas par le jet d'eau. Ces observations révèlent que contrairement à ce qui a été supposé dans des travaux précédents, l'injection de l'abrasif dans la partie inférieure de la chambre au niveau de l'entrée du canon ne favorise pas la pénétration des particules dans le coeur du jet.

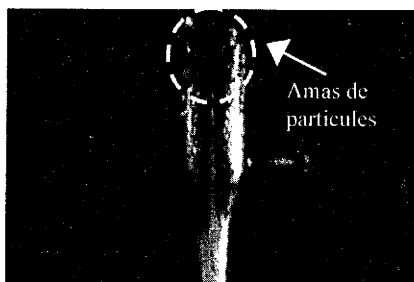
III.4.2.3 - Hauteur d'amenée d'abrasif (H_a) à 10.72 mm de la buse en saphir avec un angle d'injection (β_a) de 30°.

La planche III.15 montre l'effet sur le comportement de l'écoulement "eau-air-abrasif" de l'injection de l'abrasif avec une pente β_a de 30°, ceci dans une chambre de 20 mm de longueur, avec un débit d'abrasif de 278 g/min et une pression d'eau de 300 MPa.

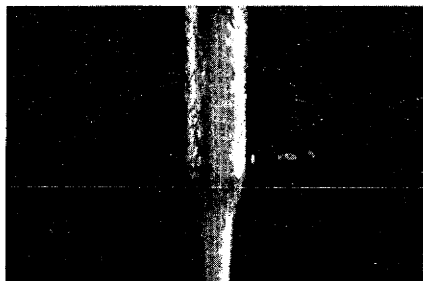
Les visualisations au niveau du plan perpendiculaire à l'arrivée de l'abrasif révèlent qu'une grande quantité des particules abrasives heurte le côté opposé à l'entrée. Ces particules s'accumulent ensuite et forment un amas qui se met en mouvement suite à l'écoulement tourbillonnaire de l'eau et de l'air à l'entrée du tube de focalisation. Cet amas sera alors entraîné vers le bas par le jet d'eau.



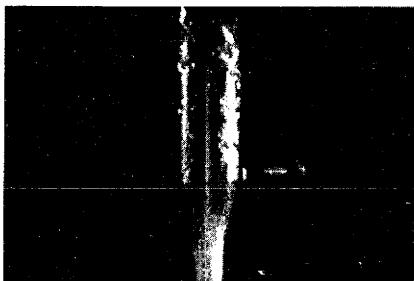
a) Temps à 0 s



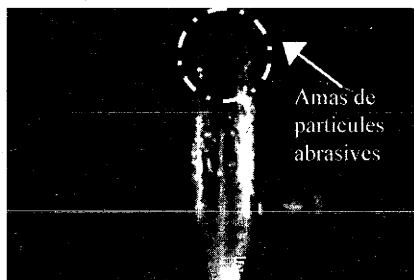
b) Temps à 1 s



c) Temps à 1,04 s

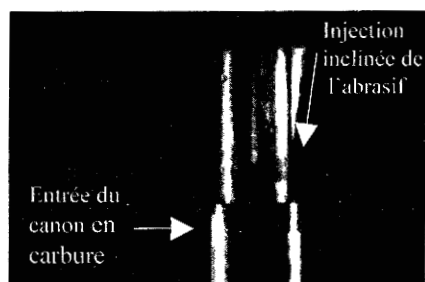


d) Temps à 1,6 s

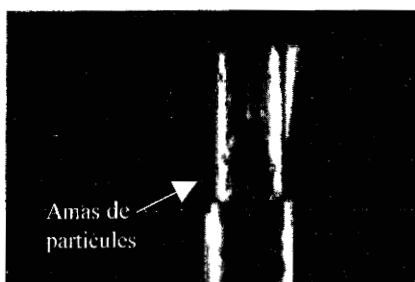


e) Temps à 2 s

Planche III.14 : Comportement de l'abrasif dans la chambre de 25 mm de longueur, à une pression de 100 MPa et à un débit d'abrasif de 200 g/min lorsque l'abrasif est injecté dans la partie inférieure de la chambre à une distance H_a de 25,72 mm du saphir.



a) Temps à 21/25 s



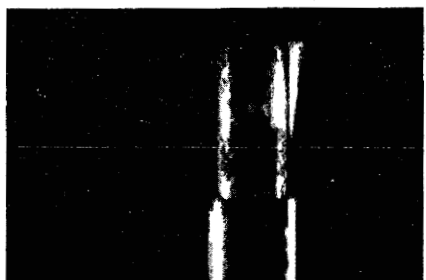
b) Temps à 1,08 s



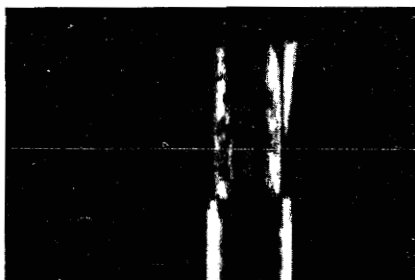
c) Temps à 1,12 s



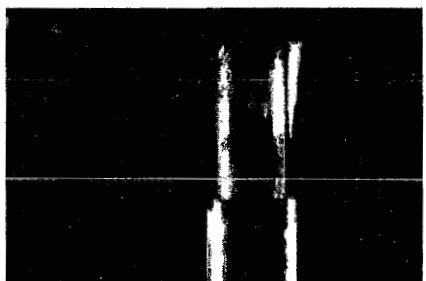
d) Temps à 1,2 s



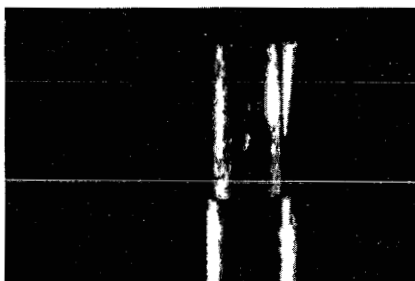
e) Temps à 1,44 s



f) Temps à 1,56 s



g) Temps à 1,64 s



h) Temps à 2 s

Planche III.15 : Comportement de l'abrasif dans la chambre de 20 mm de longueur, à une pression du jet de 300 MPa et à un débit d'abrasif de 278 g/min lorsque l'abrasif est injecté dans la partie inférieure de la chambre à un angle incliné (β_a) de 30°.

III.4.2.4 - Conclusion

Dans cette partie (paragraphe III-4.2), nous avons étudié l'influence des paramètres internes liés à la géométrie de la chambre sur l'écoulement "eau-air-abrasif" selon que l'abrasif est injecté dans la partie inférieure ou supérieure de la chambre.

Les résultats obtenus montrent que :

- Les particules abrasives se collent à la paroi de la chambre et suivent le film dans un mouvement entraîné par l'air ambiant.
- Les particules s'accumulent et forment un amas soit au niveau de la buse, soit au niveau de l'entrée du cône de focalisation. Elles sont ensuite entraînées par paquets.

Il faut noter que dans tous les cas étudiés, nous avons observé que la chambre se remplit d'abrasif. Ainsi, la chambre semble jouer le rôle d'une seconde trémie dans laquelle l'abrasif s'accumule sous forme de boue.

III.5 - Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons développé une méthode expérimentale de visualisation qui nous a permis de comprendre le processus de mélange des trois phases (eau, air et abrasif) et de mettre en évidence différentes caractéristiques de l'interaction complexe de l'écoulement "eau-air" dans un premier temps et de l'écoulement "eau-air-abrasif" dans un deuxième temps. Ces visualisations remettent en cause certaines idées reçues qui concernent la structure du jet et l'écoulement d'air dans la chambre ainsi que l'injection des particules abrasives dans la partie inférieure ou supérieure de la chambre et de leur entraînement.

Les visualisations de l'écoulement "eau-air" dans la chambre montrent que le jet d'eau est instable le long de son axe et qu'il présente deux structures différentes dans la chambre : l'une cohérente et l'autre diffuse. La longueur de ces structures dépend de plusieurs paramètres tels que la vitesse du jet d'eau, le débit d'air, la pression de l'air dans la chambre et la position d'entrée d'air. L'analyse de l'effet de ces paramètres sur la structure du jet révèle que l'énergie cinétique turbulente des petites structures d'air dans le tube d'amenée est un paramètre pertinent pour la stabilité du jet.

L'analyse de l'écoulement "eau-air-abrasif" dans la chambre révèle que les particules abrasives s'accumulent et forment un amas soit au niveau de la buse, soit au niveau de l'entrée du canon. Leur entraînement se fait ensuite par paquets.

Enfin, ces résultats visuels ont une importance capitale pour la modélisation numérique de l'écoulement "eau-air-abrasif" et pour l'optimisation de la tête de découpe.

CHAPITRE IV

ANALYSE DE L'ÉCOULEMENT "EAU-AIR" DANS LE CANON

Ce chapitre est consacré à l'analyse des phénomènes physiques qui gouvernent le comportement de l'écoulement "eau-air" dans le canon.

Tout d'abord, nous décrivons le dispositif et les conditions expérimentales utilisés. Ensuite, nous présentons les résultats de mesure des pressions pariétales en fonction de l'influence des différents paramètres géométriques et opératoires régissant l'écoulement "eau-air" dans le canon. Nous terminons ce chapitre par une conclusion.

IV.1 - Introduction

Dans les deux chapitres précédents (II et III), nous avons analysé les processus d'aspiration et de mélange et nous avons mis en évidence différentes caractéristiques réelles de l'interaction complexe des trois phases (eau, air et abrasif) dans la chambre. Les processus de mélange et d'accélération se poursuivent dans le tube de focalisation, appelé aussi "canon", auquel nous nous intéressons dans cette étude.

Le rôle du canon est essentiel dans le système AWJ. Plusieurs études ont été menées pour améliorer la connaissance du transfert d'énergie entre le jet d'eau et les particules dans le canon et pour contrôler l'usure de ce dernier. Un ouvrage très récent [Momber *et al.* (1998)] présente une synthèse des modèles théoriques de prédiction de la vitesse des particules à la sortie du canon, des techniques expérimentales de mesure des vitesses du jet et de sa structure à la sortie du canon, et des méthodes de contrôle de l'usure du canon. Toutefois, aucune information relative au comportement hydrodynamique réel de trois phases (eau, air et abrasif) à l'intérieur du canon n'a été apportée. La plupart des modèles théoriques développés ne tiennent pas compte de l'écoulement d'air. Certains considèrent que l'écoulement "eau-air" forme un fluide homogène mais sans aucune validation expérimentale [Nadeau *et al.* (1991), Tazibt (1995) et Raissi (1995)].

Des études expérimentales ont été menées pour caractériser le comportement hydrodynamique du jet dans le canon mais les conditions utilisées ne correspondent pas à celles réelles de découpe. Miller *et al.* (1989) ont étudié la désintégration d'un jet liquide de 2 mm de diamètre dans un tube de collimation de 15,9 mm de diamètre et de 1,2 m de longueur à une pression du jet de 69 MPa sans entraînement d'air. Quant à Himmelreich *et al.* (1990), ils ont réalisé une étude de l'écoulement d'un jet d'eau de 10 MPa de pression (diamètre du jet de 1,3 mm) dans un canon de différentes dimensions avec une aspiration d'eau et non d'air. Beaucoup d'efforts restent à faire pour prédire le comportement réel du jet hydro-abrasif à l'intérieur du canon et pour développer une méthode de contrôle du processus d'usure [Hashish (1997)].

Les faibles dimensions du canon et la complexité de l'écoulement (eau, air et abrasif) rendent difficile l'utilisation de moyens de mesure tels que l'anémométrie à fil chaud, la sonde optique, la visualisation rapide, etc.

Dans ce chapitre, nous nous sommes essentiellement intéressés à l'analyse physique de l'écoulement "eau-air" dans le canon, ceci dans les conditions réelles de découpe. Nous nous sommes basés sur certaines visualisations obtenues précédemment (Chapitre III) et sur la mesure de la pression statique pariétale le long du canon en fonction de différentes conditions géométriques de formation du jet (détaillées dans le présent chapitre).

IV.2 - Dispositif expérimental.

Le dispositif expérimental et les instruments de mesure mis en oeuvre dans cette étude sont les mêmes que ceux décrits en détail dans le chapitre II (paragraphe II.2.3). Ces instruments sont :

- un débitmètre à diaphragme pour la mesure du débit d'air aspiré
- un manomètre digital relié au débitmètre à diaphragme
- deux boîtiers sélecteurs de prises de pression, munis d'un système électrique de comptage de 1 à 30. Ces boîtiers sont de marque **FCO 91-10 Furness Controls**
- un manomètre numérique relié au boîtier de prises de pression.

La figure IV.1 montre une vue de l'emplacement des moyens expérimentaux utilisés lors des essais et les différentes prises de pression. Plusieurs dimensions du canon ont été testées. L'instrumentation et les dimensions du canon seront détaillées ci-dessous (figure IV.2).

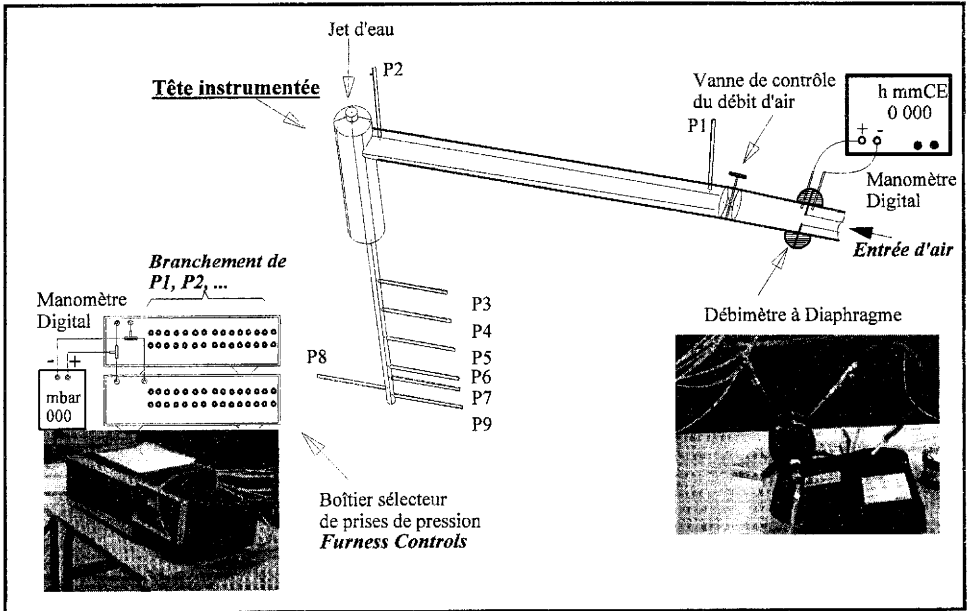


Figure IV.1 : Schéma du dispositif expérimental utilisé.

IV.2.1 - Instrumentation des canons.

Le canon utilisé dans les conditions réelles de découpe est en carbure de tungstène pour éviter son usure rapide. Les dimensions standards du canon sont :

- un angle de cône (α_c) fixé à 60°
- un diamètre (ϕ_c) qui varie entre 0,8 et 1,2 mm
- une longueur (L_c) de 50 ou 70 mm. Cette longueur a été choisie de manière à se placer dans les conditions d'utilisation courantes et à respecter la relation suivante: $L_c/\phi_c = 100$ [Hashish (1997)].

La difficulté de percer des prises de pression de faible diamètre dans le canon en carbure de tungstène ayant les dimensions citées ci-dessus, nous a amené à utiliser un canon en inox de diamètre 1,6, 2,1 et 2,4 mm et de longueur 77 et 117 mm (figure IV.2). Le diamètre des orifices est de 0,5 mm. L'intersection des trous de prise de pression et du canon a été particulièrement vérifiée pour éviter les perturbations dues aux bavures. La position des prises de pression le long de l'axe du canon est indiquée sur la figure IV.1. Il est à noter qu'il n'a pas été possible de percer

des prises de pression à proximité de l'entrée du canon puisque celle-ci se trouve insérée dans la tête.

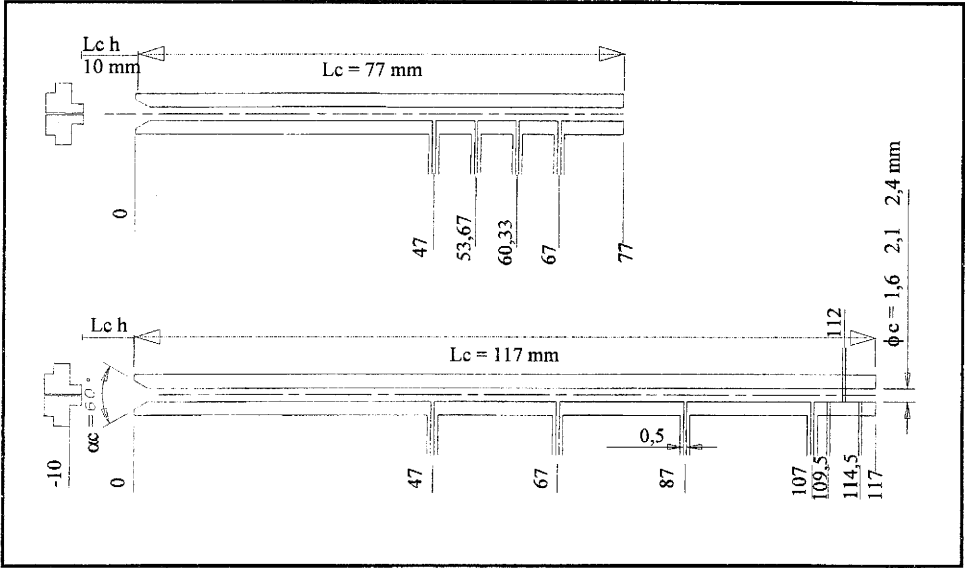


Figure IV.2 : Schéma détaillé des prises de pression le long de deux canons.

IV.2.2 - Les conditions expérimentales.

Nous avons regroupé dans le tableau IV.1 les valeurs des paramètres variables et fixes qui forment les différentes combinaisons d'essais.

Pression pompe P (MPa)	50	100	140	180	220		
Diam. buse ϕb (mm)	0,2	0,25	0,3	0,33	0,4	0,45	0,5
Diam. canon ϕc (mm)	1,6	2,1	2,4				
Long. canon Lc (mm)	77	117					
Diam. chambre ϕch (mm)	4,5						
Long. chambre Lch (mm)	10	25					
Diam. tube ϕt (mm)	6						
Long. tube Lt (m)	3						

Tableau IV.1 : Valeurs des paramètres.

IV.3 - Résultats et discussions.

Les résultats développés dans cette partie concernent l'analyse du phénomène de l'écoulement "eau-air" dans le canon et l'étude de l'influence de différents paramètres sur cet écoulement. Ces paramètres sont la vitesse du jet d'eau, le rapport des diamètres R_{cb} (canon/buse) obtenu en faisant varier soit le diamètre de la buse soit celui du canon, la longueur de la chambre et celle du canon. Nous nous sommes intéressés plus particulièrement à l'étude de l'influence de ces paramètres (tableau IV.1) sur l'évolution des profils de pression statique moyenne le long du canon dans deux situations différentes :

- Absence d'air, par obturation du tube d'amenée d'air
- Aspiration maximale de l'air, par ouverture du tube d'amenée d'air.

Il est à noter que les résultats du cas correspondant au vannage du débit d'air, ne sont pas présentés puisqu'ils sont intermédiaires par rapport à ceux obtenus dans le cas d'une aspiration maximale d'air et ceux du vide.

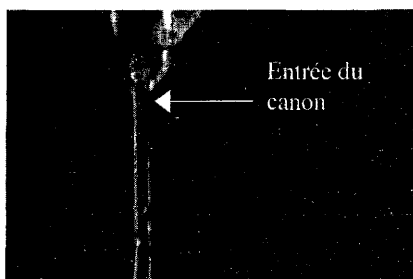
Nous présentons tout d'abord les résultats de visualisation concernant le développement de l'écoulement le long du canon en décrivant les phénomènes observés puis nous analysons les résultats de mesure de la pression moyenne en fonction des différents paramètres géométriques.

IV.3.1 - Absence d'air par obturation du tube d'amenée d'air.

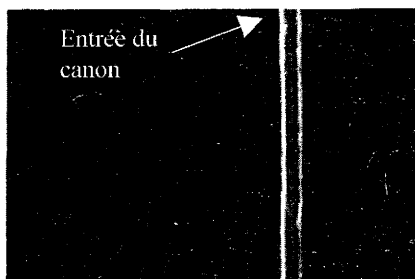
IV.3.1.1 - Description de l'écoulement dans le canon.

Cette analyse repose essentiellement sur les visualisations réalisées dans une tête transparente de 80 mm de longueur (chambre de 15 mm de longueur) [voir chapitre III : paragraphe III.3].

La planche IV.1 représente le développement axial du jet à partir de l'entrée du canon en fonction de différentes pressions d'eau pour un rapport des diamètres R_{cb} de 4,3 ($\phi_c/\phi_b = 1,3 / 0,3$). Il est à noter que l'écoulement au bout du canon n'a été pas visualisé.



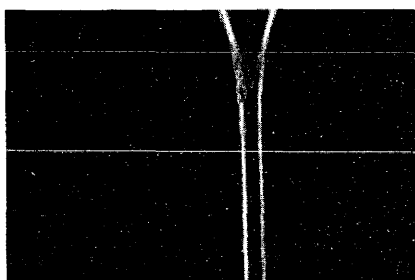
a) $P = 50 \text{ MPa}$, $Q_{\text{air}} = 0 \text{ l/min}$



b) $P = 100 \text{ MPa}$, $Q_{\text{air}} = 0 \text{ l/min}$



c) $P = 200 \text{ MPa}$, $Q_{\text{air}} = 0 \text{ l/min}$



d) $P = 300 \text{ MPa}$, $Q_{\text{air}} = 0 \text{ l/min}$

Planche IV.1 : Développement axial du jet à partir de l'entrée du canon en fonction de différentes pressions du jet pour un rapport des diamètres de 4,3.

On observe sur la planche IV.1-a que le jet est cohérent le long du canon (trace bien distincte du jet). Nous constatons également la présence d'un film d'eau remontant qui mouille la paroi du canon et son entrée. Cependant, le film tend à disparaître au fur et à mesure que la vitesse du jet croît (planche IV.1-b-c-d). Ceci révèle l'existence de deux cas de figures :

- A faible vitesse, on observe un jet cohérent et un mouvement d'air à contre-courant de l'écoulement près de la paroi mouillée (figure IV.3-a),

- A grande vitesse du jet, le film d'eau semble s'atténuer le long de la paroi du canon. Dans ce cas, la paroi n'est pas mouillée (figure IV.3-b).

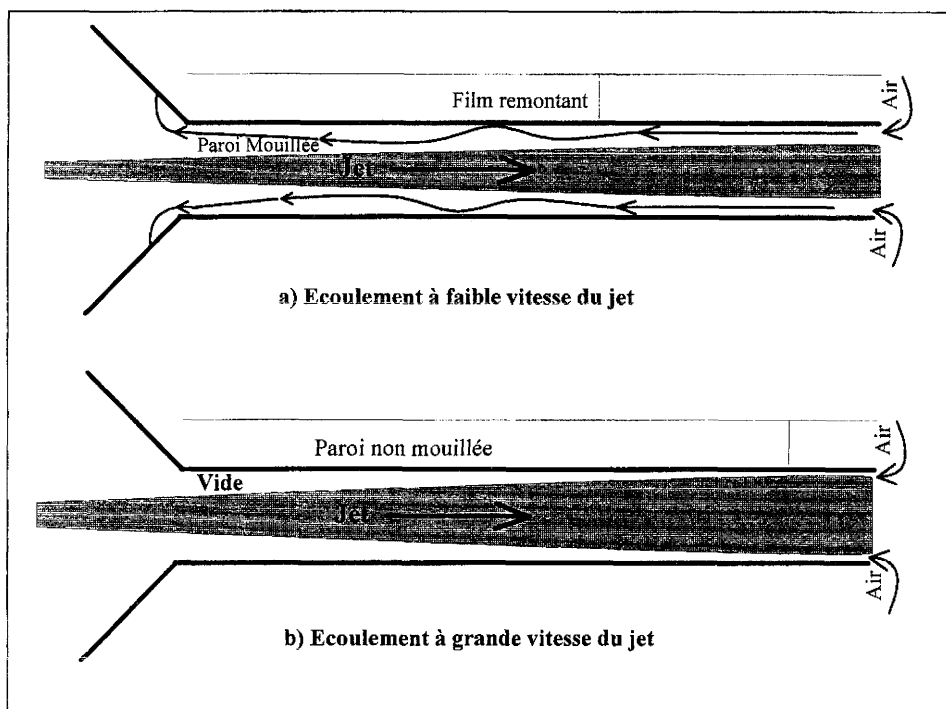


Figure IV.3 : Schématisation de l'écoulement dans le canon sans entraînement d'air.

IV.3.1.2 Analyse de la répartition de la pression le long du canon.

Les profils de pression moyennes adimensionnées par la pression atmosphérique $P_{atm.}$ sont représentés en fonction de l'abscisse selon l'axe du jet adimensionnée par la longueur du canon (L_c). Ces profils sont analysés pour différentes vitesses du jet et pour chaque rapport des diamètres R_{cb} obtenu en faisant varier le diamètre de la buse, ceci tout en maintenant la longueur du canon et celle de la chambre constantes (figures IV.4).

Les résultats de mesure de la pression sont également présentés pour des rapports de diamètres constants obtenus en faisant varier le diamètre de la buse ou bien celui du canon (figure IV. 7) ainsi que pour deux longueurs différentes de la chambre (figure IV.8).

• Constations générales.

Les figures IV.4-a, b, c et d représentent l'évolution des pressions moyennes le long de l'axe du jet (X/L_c) dans une chambre et dans un canon de longueurs respectives 10 et 117 mm, pour différentes vitesses du jet, à des rapports de diamètres R_{cb} distincts obtenus en faisant varier le diamètre de la buse. L'évolution de la pression à proximité de l'entrée du canon ($X/L_c < 40\%$) est tracée en pointillé puisque nous n'avons pas pu effectuer des mesures de pression à ce niveau.

La première observation (figures IV.4-a-b-c-d) est l'existence de deux cas de figures :

* A faible vitesse du jet et pour tous les petits diamètres du jet (grands rapports R_{cb}), on observe que la recompression s'effectue progressivement le long du canon. Ceci établit la présence dans cette zone d'air à débit nul et donc à contre-courant de l'écoulement principal. On s'est posé la question de savoir si les conditions de l'écoulement relatif de l'air par rapport aux gouttes, pour tous les rayons, sont soniques.

La vitesse du son dans l'air à une pression inférieure à 0,2 bar avec une fraction de vapeur est de toute manière inférieure à la vitesse du jet (316 m/s). Nous avons estimé la vitesse du son à 200 m/s. Si on admet que les gouttes d'eau ne sont pas supersoniques en mouvement relatif (la vitesse des gouttes étant toujours inférieure à la vitesse du son dans l'air) et si on tient compte du mouvement d'air à contre-courant (recirculation), on peut dire qu'il y a des particules d'eau à contre-courant. Comme nous avons observé la présence d'un film d'eau remontant qui mouille la

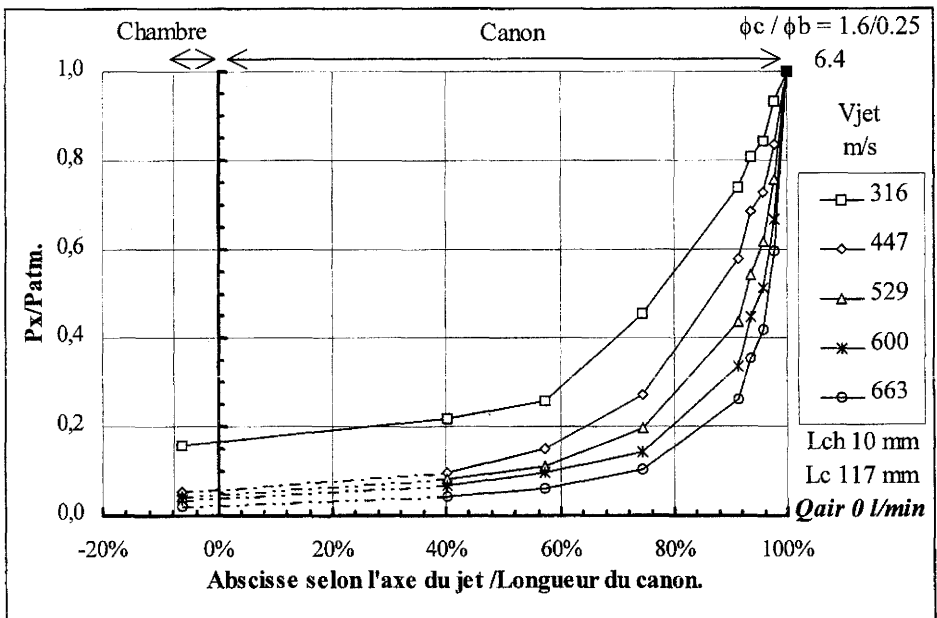
paroi du canon (paragraphe IV.3.1.1 précédent : figure IV.3-a), nous pouvons conclure à la présence sur toute la longueur du canon d'un flux en partie remontant à la périphérie du jet et en partie descendant près du jet. Ainsi, le régime d'écoulement n'est pas entièrement établi.

* A grande vitesse du jet ou bien pour les grands diamètres du jet, on révèle l'existence de deux zones distinctes d'écoulement :

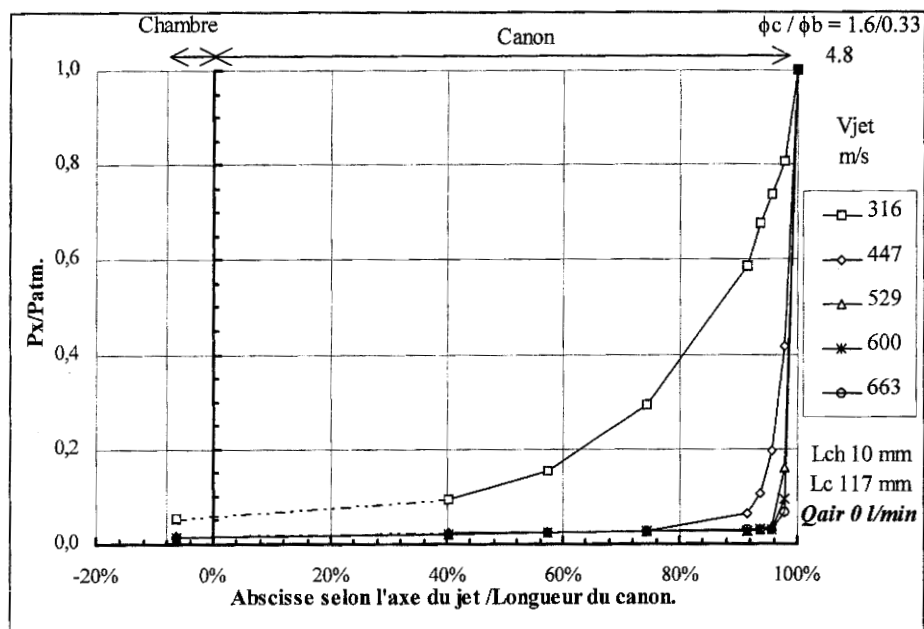
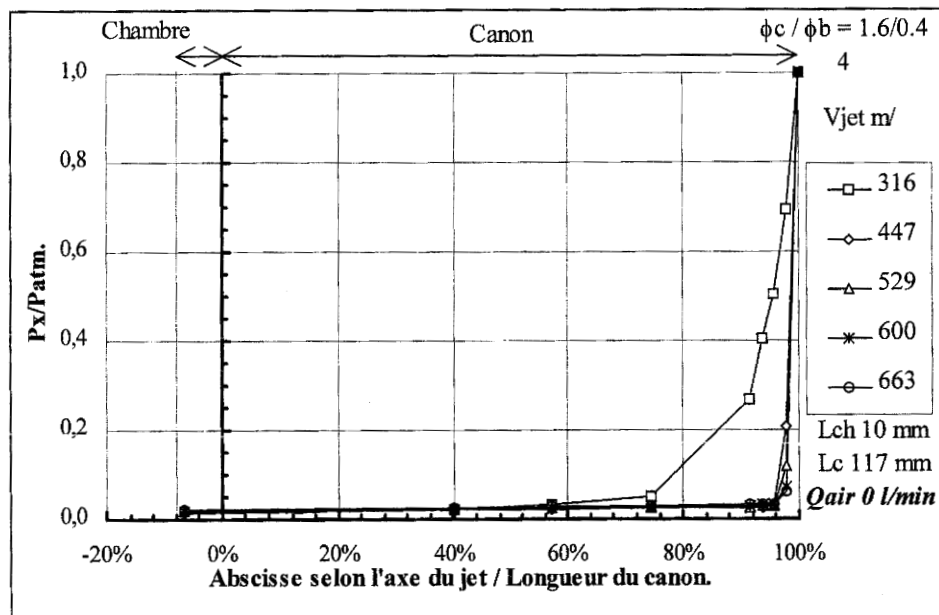
- une première zone où la pression est quasiment constante. On suppose que la pression à une abscisse X/L_c égale à 40% ne s'écarte pas par rapport à celle au niveau de l'entrée du canon (zone tracée en pointillé). Dans ce cas, le régime d'écoulement est presque établi (vide permanent).

- une deuxième zone de recompression à fort gradient de pression dont l'étendue varie à la fois en fonction de la vitesse du jet et du rapport des diamètres R_{cb} . On note que la recompression est concentrée à la sortie du canon.

Comme la pression ne subit aucune variation notable dans la première zone, nous avons limité notre étude uniquement à la zone de recompression. Cette zone est principalement caractérisée par sa longueur qui est influencée à la fois par la vitesse du jet et par le rapport des diamètres R_{cb} dont nous allons analyser les influences respectives.



IV.4-a : R_{cb} de 6,4

IV.4-b : R_{cb} de 4,8IV.4-c : R_{cb} de 4

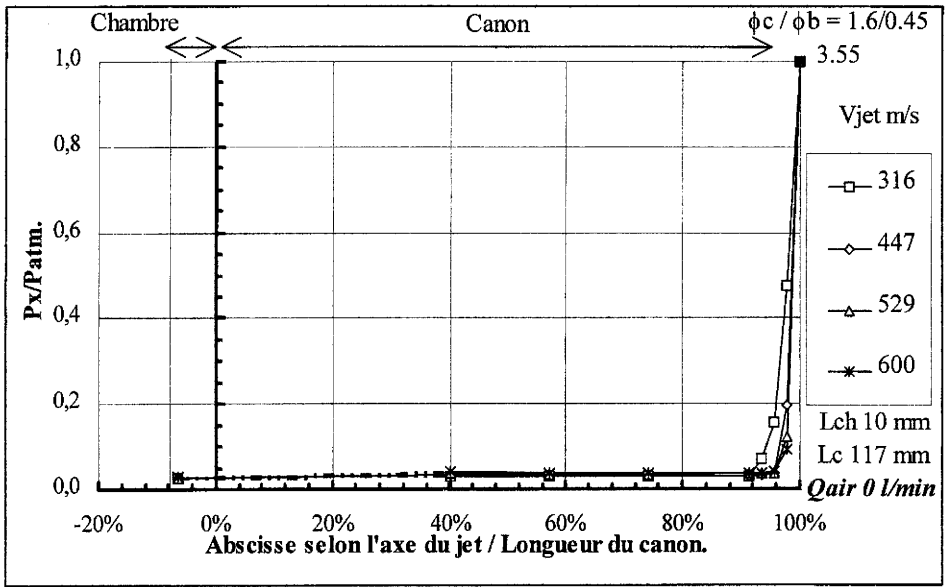
IV.4-d : R_{cb} de 3,55

Figure IV.4 : Profils de pression en fonction de l'abscisse selon l'axe du jet pour différentes vitesses du jet et pour différents rapports R_{cb} .

* Caractérisation de la zone de recompression.

- Influence de la vitesse du jet

Afin de mieux caractériser la zone de forte recompression, nous avons évalué sa longueur (figure IV.5), en partant d'un niveau de vide donné ($P_x/P_{atm} = 0,4$), en fonction de la vitesse du jet pour différents rapports de diamètres obtenus en faisant varier le diamètre de la buse (diamètre du jet).

On observe sur la figure IV.5 que, jusqu'à une certaine vitesse, la longueur de la recompression diminue lorsque la vitesse du jet augmente. Par exemple, pour un jet de 0,4 mm de diamètre (R_{cb} est égal à 4) et pour une vitesse du jet inférieure à 447 m/s, la recompression peut s'étaler sur une longueur de 7,2 mm ($L_{comp} / \phi_c = 4,5$) alors que il se trouve cantonné dans une zone de 1,44 mm de longueur ($L_{comp} / \phi_c = 0,9$) lorsque la vitesse du jet est supérieure à 447 m/s.

Plus globalement, l'analyse des résultats montre que pour un jet et un canon donnés, il existe une vitesse critique du jet au-dessus de laquelle la recompression se cantonne dans une région de longueur λ dont la valeur est inférieure à celle du diamètre du canon ($\lambda/\phi_c = 0,9$) et qui correspond à 1,23 % de la longueur du canon. Au-dessous de cette vitesse critique, la longueur de la zone de recompression varie avec la vitesse du jet.

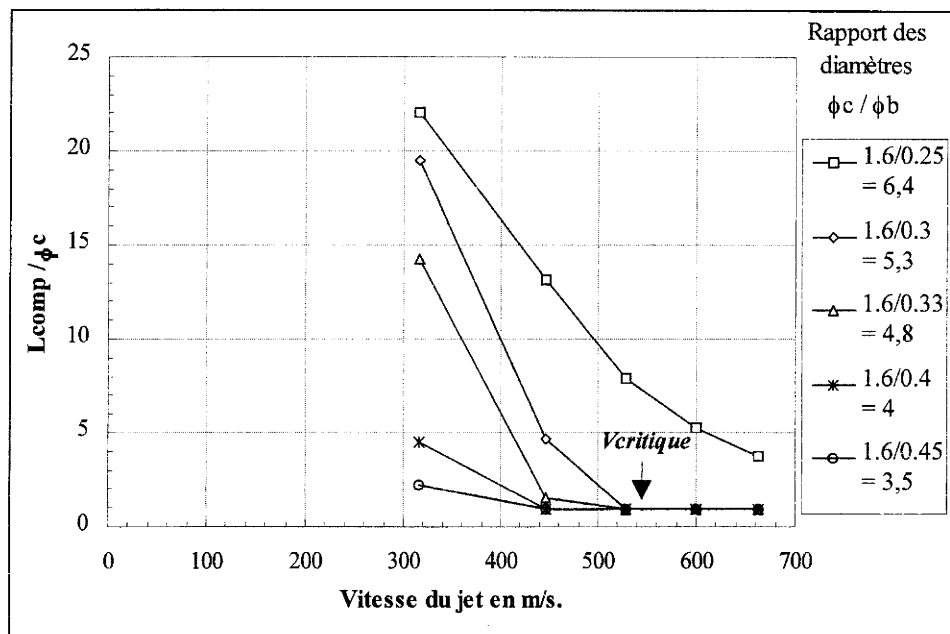


Figure IV.5 : Longueur de la zone de recompression (L_{comp}) à P_x/P_{atm} de 0,4 en fonction de la vitesse du jet pour différents rapports des diamètres R_{cb} .

- Influence du rapport des diamètres R_{cb} obtenu en faisant varier le diamètre de la buse (diamètre du jet).

L'effet du diamètre du jet ($1/R_{cb}$) sur la longueur de la zone de recompression semble être analogue à celui de la vitesse du jet (figure IV.6 comparée à la figure IV.5). En effet, on constate que pour chaque vitesse du jet, il existe un diamètre critique du jet où la recompression se concentre dans une zone de longueur λ approximativement égale au diamètre du canon ($\lambda/\phi_c = 0,9$). Au-dessous de cette valeur critique, la recompression s'étale sur une zone où la longueur peut être, selon la vitesse du jet, de 4 à 22 fois le diamètre du canon. Dans ce cas, la recompression remonte vers l'amont du canon de la même manière que dans le cas correspondant aux faibles vitesses et petits diamètres du jet.

La question qui se pose maintenant est de savoir s'il existe une similitude géométrique pour le rapport des diamètres.

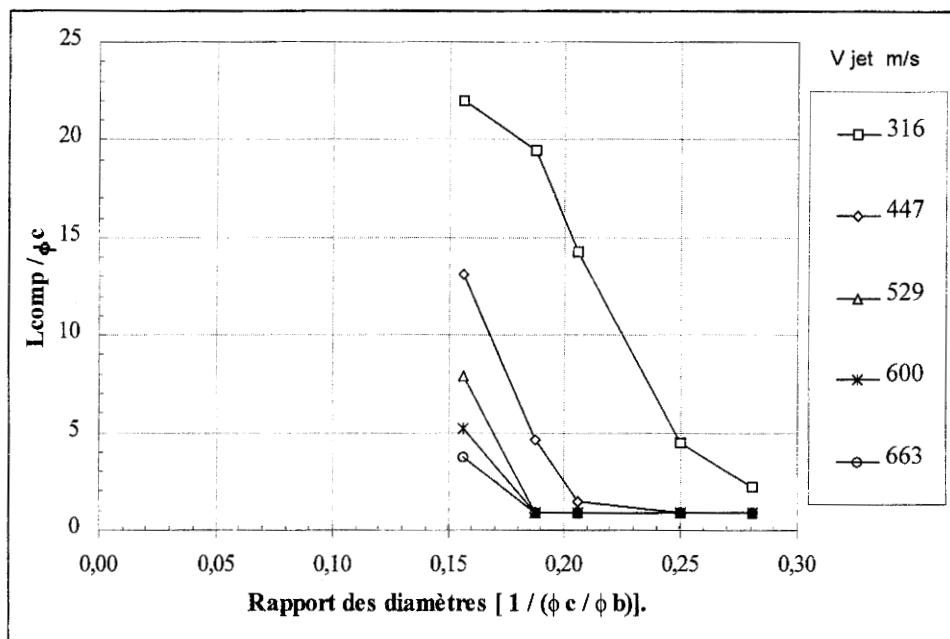


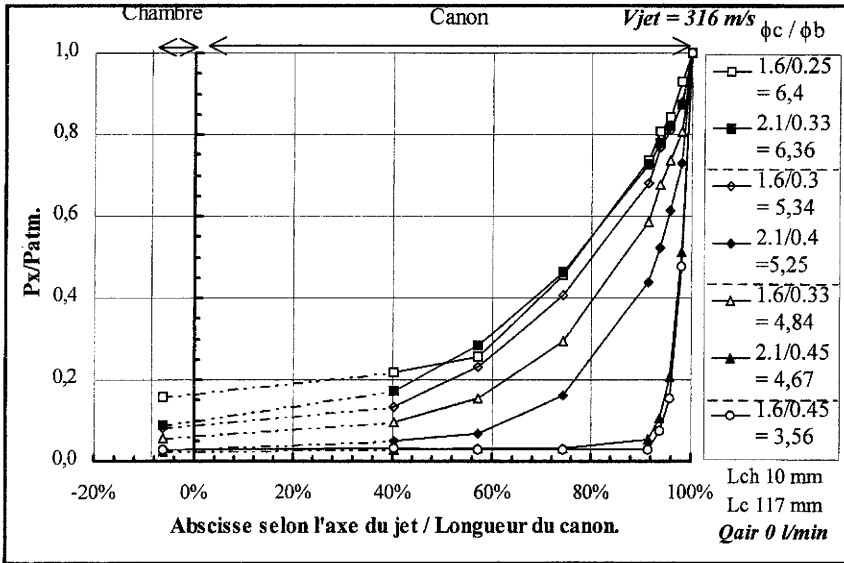
Figure IV.6 : Longueur de la zone de recompression (L_{comp}) à P_x/P_{atm} de 0,4 en fonction du rapport des diamètres ($1/R_{cb}$) pour différentes vitesses du jet.

- Rapports des diamètres R_{cb} constants.

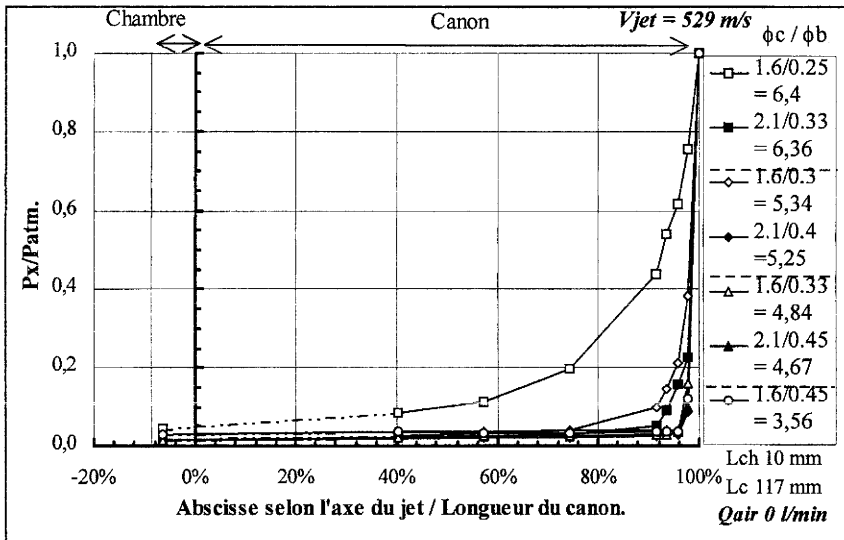
Pour s'assurer qu'il y a une similitude géométrique (rapport des diamètres R_{cb}), nous avons superposé les profils de pression en fonction de l'abscisse selon l'axe du jet (X/L_c) pour différents rapports de diamètres R_{cb} constants (6,4, 5,34, 4,84 et 3,56) obtenus en faisant varier le diamètre de la buse ou celui du canon, à deux vitesses du jet de 316 m/s (figure IV.7-a) et de 529 m/s (figure IV.7-b).

La comparaison des résultats montre une différence significative entre les profils de pression pour des rapports de diamètres égaux obtenus en faisant varier le diamètre de la buse et celui du canon. Cela signifie que la loi de la recompression n'est pas la même et qu'il n'y a pas de similitude géométrique. Le diamètre de la buse (diamètre du jet) semble jouer un rôle plus important que celui du canon.

On observe également que la recompression est moins étalée lorsque le rapport des diamètres R_{cb} diminue ce qui confirme le fait déjà constaté qu'à partir d'un certain rapport des diamètres la recompression est concentrée au bout du canon.



IV.7-a : vitesse du jet de 316 m/s



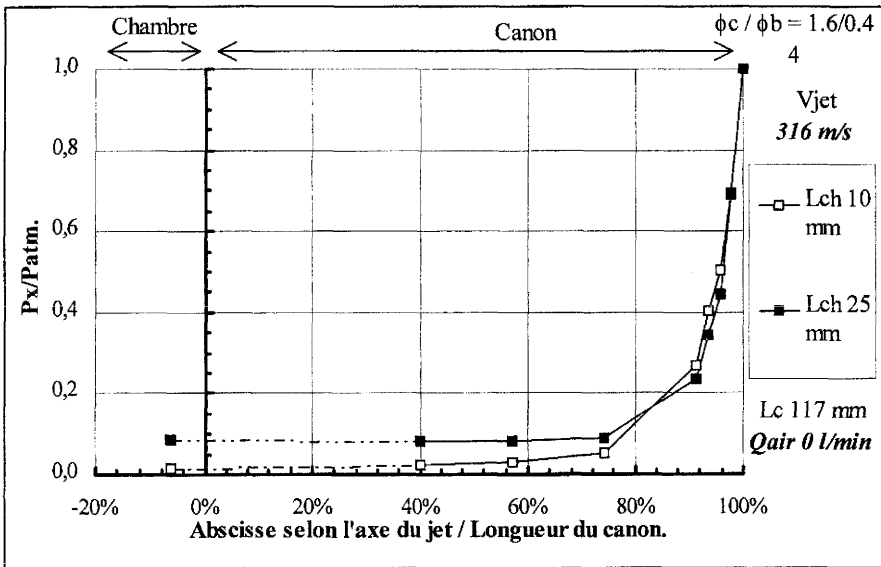
IV.7-b : vitesse du jet de 529 m/s

Figure IV.7 : Profils de pression en fonction de l'abscisse selon l'axe du jet pour différents rapport des diamètres R_{cb} constants, à deux vitesses du jet de 316 m/s et de 529 m/s.

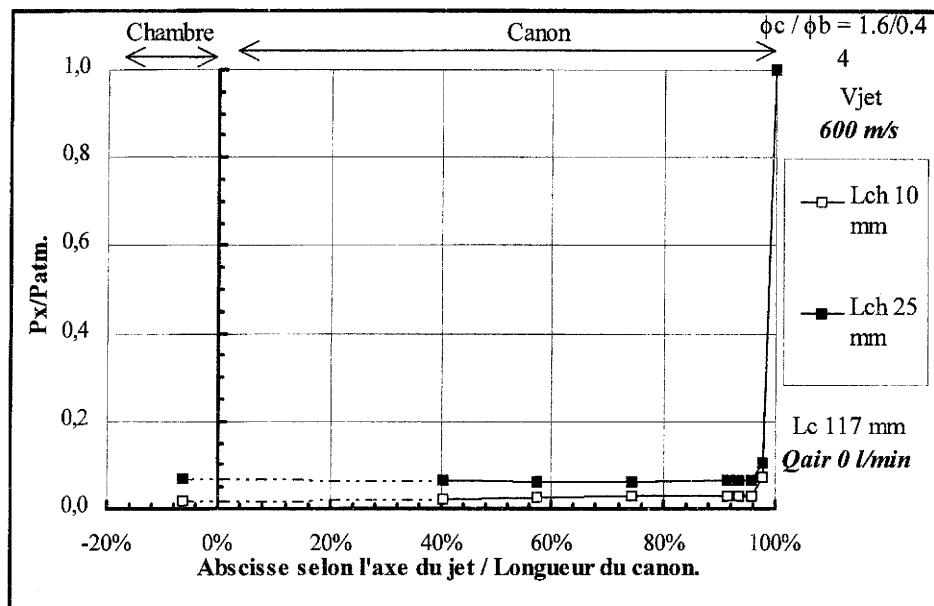
- Influence de la longueur de la chambre (Lch).

Nous avons mis en évidence dans le chapitre III l'influence de la longueur de la chambre sur la structure du jet. Dans cette partie, nous analysons l'influence de la longueur de la chambre sur les profils de pression le long du canon. Nous avons superposé les profils de pression adimensionnée en fonction de l'abscisse adimensionnée le long de l'axe du jet (X/L_c) pour deux longueurs de chambre différentes, à deux vitesses du jet distinctes de 316 et de 600 m/s.

L'analyse des résultats (figures IV.8-a et IV.8-b) montre que la longueur de la chambre n'a pas d'influence significative sur l'évolution de la pression le long du canon. La légère différence de pression observée entre les deux cas pourrait être imputée à une pression résiduelle due à une fuite ou à la présence de vapeur d'eau dans la chambre de 25 mm de longueur.



IV.8-a : vitesse du jet de 316 m/s.



IV.8-b : vitesse du jet de 600 m/s.

Figure IV.8 : Profils de pression en fonction de l'abscisse selon l'axe du jet pour deux longueurs de chambre différentes, à deux vitesses du jet de 316 m/s et de 600 m/s et à un rapport des diamètres R_{cb} de 4.

IV.3.1.3 - Conclusion

Dans cette partie (paragraphe IV.3.1), nous avons étudié l'influence de différents paramètres (la vitesse du jet, le rapport des diamètres R_{cb} et la longueur de la chambre) sur les profils de pression statique le long du canon, en l'absence d'aspiration d'air.

L'analyse des résultats révèle l'existence de deux cas de figures :

- à faible vitesse du jet et pour les faibles diamètres du jet, la recompression est assez étalée, la paroi du canon est mouillée et le régime d'écoulement n'est pas totalement établi.
- à grande vitesse du jet, on a montré l'existence de deux zones distinctes d'écoulement : une zone à faible pression quasiment constante où le régime d'écoulement est presque établi (vide permanent) et une zone de recompression à fort gradient de pression. L'étendue de la zone de recompression est influencée par la vitesse et le diamètre du jet. Pour un jet donné, il existe une vitesse critique du jet au-dessus de laquelle la recompression est

cantonée dans une région de longueur (λ) de valeur inférieure au diamètre du canon ($\lambda/\phi_c = 0,9$). Au-dessous de cette vitesse, la longueur de la zone de recompression croît lorsque la vitesse du jet diminue. Le diamètre du jet a sensiblement le même effet que celui de la vitesse du jet.

La comparaison des résultats des profils de pression pour des rapports de diamètres R_{cb} égaux, obtenus en faisant varier soit le diamètre de la buse soit celui du canon, montre qu'il n'y a pas de similitude géométrique par rapport au rayon.

Enfin, la longueur de la chambre ne semble avoir aucun effet significatif sur les profils de pression.

IV.3.2 - Aspiration maximale d'air par ouverture du tube d'amenée d'air

Les résultats d'analyse sont présentés de la même façon que dans le cas sans aspiration d'air.

IV.3.2.1 - Description de l'écoulement dans le canon.

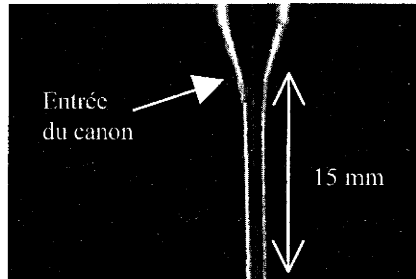
Cette analyse repose essentiellement sur les visualisations réalisées dans une tête transparente de 80 mm de longueur (chambre de longueur 15 mm) [voir chapitre III : paragraphe III.3].

La planche IV.2 représente le développement axial du jet à partir de l'entrée du canon en fonction de différentes pressions d'eau pour un rapport des diamètres R_{cb} de 4,3 ($\phi_c/\phi_b = 1,3 / 0,3$). On observe que jusqu'à une distance d'environ 15 mm de l'entrée du canon (planche IV.2-a-b-c), l'écoulement "eau-air" présente une configuration annulaire (seul l'air est en contact avec la paroi) alors qu'à la sortie du canon le jet paraît occuper totalement la section du canon (planche IV.2-d comparée à la planche IV.2-c).

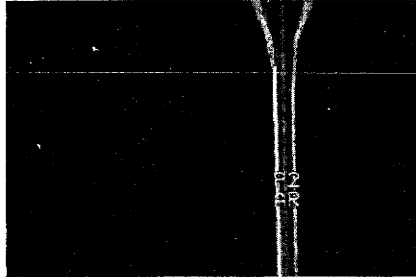
Il est intéressant de noter que contrairement au cas sans entraînement d'air, la configuration de l'écoulement "eau-air" change lorsque la longueur de la chambre croît. La planche IV.3 représente la structure du jet à une distance d'environ 15 mm de l'entrée du canon, à une pression du jet de 200 MPa et pour une chambre de 25 mm de longueur. On constate que le jet est diffus dès l'entrée

du canon et que son diamètre semble atteindre celui du canon. La comparaison des résultats de la visualisation (la planche IV.3-a à la planche IV.2-b) montre que l'écoulement "eau-air" ne présente alors plus de configuration annulaire. Par conséquent, la longueur de la chambre est un paramètre déterminant qui influence la configuration de l'écoulement "eau-air" dans le canon.

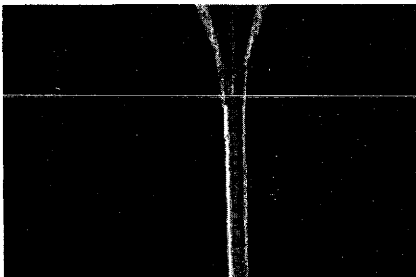
Ces résultats de visualisation permettent de mieux interpréter les résultats de l'étude de l'influence des différents paramètres (vitesse du jet, rapport des diamètres R_{cb} , longueur de la chambre, etc.) sur l'écoulement "eau-air" dans le canon.



a) $P = 100 \text{ MPa}$, $Q_{\text{air max.}} = 14,37 \text{ l/min}$



b) $P = 200 \text{ MPa}$, $Q_{\text{air max.}} = 20 \text{ l/min}$



c) $P = 300 \text{ MPa}$, $Q_{\text{air max.}} = 25,42 \text{ l/min}$

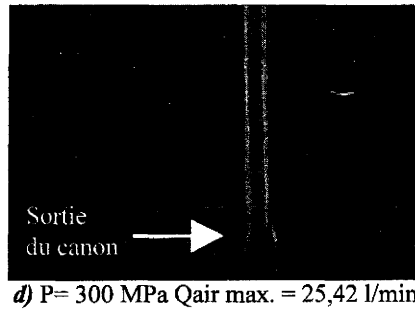


Planche IV.2 : Développement axial du jet à une distance de 15 mm de l'entrée du canon en fonction de différentes pressions du jet pour un rapport des diamètres de 4,3.

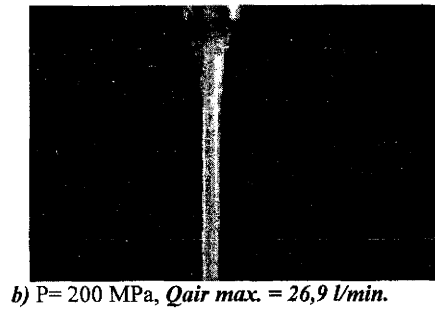
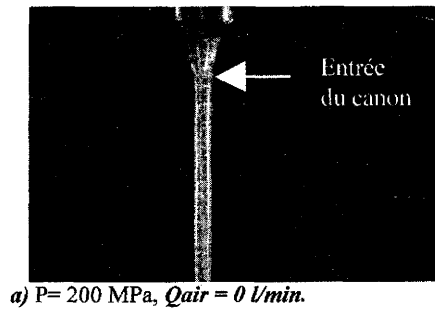


Planche IV.3 : Structure du jet à une distance de 15 mm de l'entrée du canon et à une pression d'eau de 200 MPa, ceci pour une chambre de 25 mm de longueur et pour un rapport des diamètres de 4,3.

IV-3.2.2 Analyse de la répartition de la pression le long de l'axe du canon.

Les profils de pression moyennes adimensionnées par la pression atmosphérique $P_{atm.}$ sont représentés en fonction de l'abscisse selon l'axe du jet adimensionnée par la longueur du canon (L_c). Ces profils sont analysés pour différentes vitesses du jet et pour chaque rapport de diamètres R_{cb} en faisant varier le diamètre de la buse, ceci tout en maintenant la longueur du canon et celle de la chambre constantes (figures IV.9). Les résultats de mesure de la pression sont également présentés pour des rapports de diamètres constants obtenus en faisant varier le diamètre de la buse ou bien celui du canon (figure IV.13) ainsi que pour deux longueurs différentes du canon et de la chambre (figure IV.14 et IV.15 respectivement).

• Constatations générales.

Les figures IV.9-a-b-c-d représentent l'évolution des pressions moyennes adimensionnées ($P_x/P_{atm.}$) le long de l'axe du jet dans une chambre et dans un canon de longueurs respectives 10 et 117 mm pour différentes vitesses du jet et pour différents rapports de diamètres R_{cb} .

L'analyse des profils de pression permet d'établir les caractéristiques générales de l'évolution axiale de l'écoulement "eau-air" étudié. On observe ainsi l'existence de trois zones d'écoulement distinctes le long du canon :

- une première zone de détente, non étudiée, où la pression décroît fortement pour atteindre un niveau très inférieur à la pression de la chambre qui est de l'ordre de 0,95 mbar. L'air est donc accéléré dans cette zone (gradient de pression négatif non mesuré). On note que l'évolution de la pression (tracé en pointillé) ainsi que l'étendue de cette zone n'ont pas été identifiées puisque nous n'avons pas pu effectuer des prises de pression à ce niveau. Toutefois, les visualisations à une abscisse de 20 % de la longueur du canon (paragraphe IV.3.2.1) révèlent que l'écoulement "eau-air" est à phases séparées : un jet pratiquement cohérent entouré par un écoulement d'air annulaire.

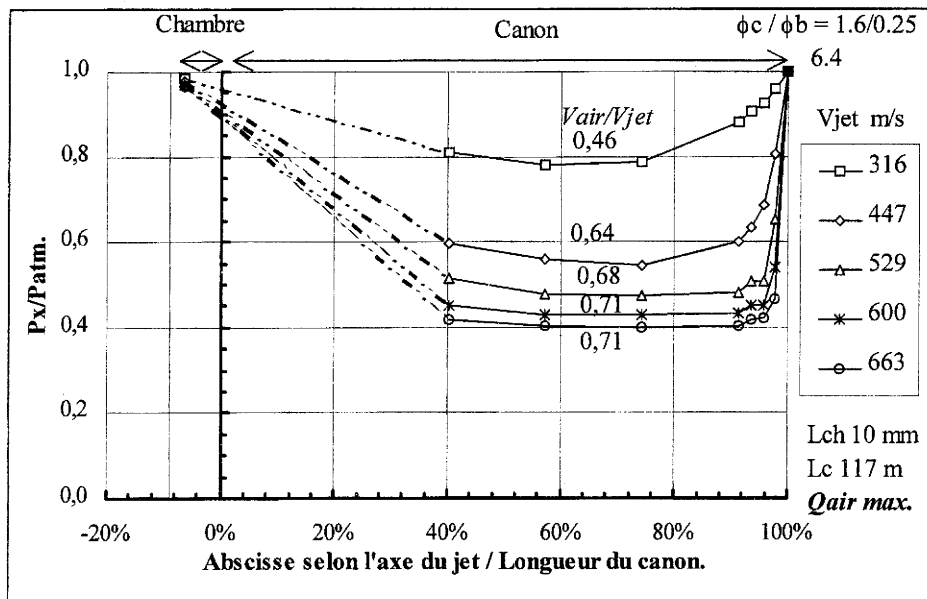
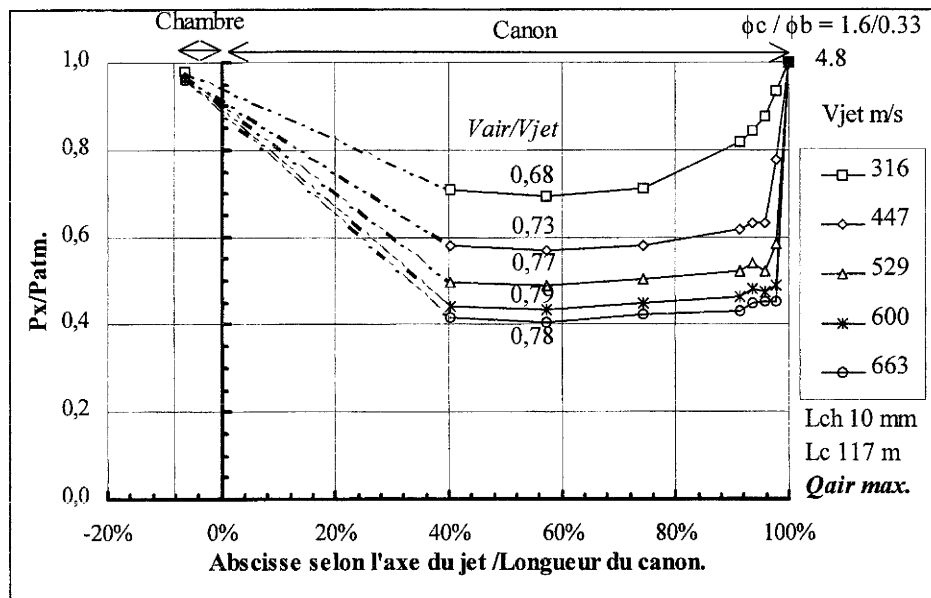
- une deuxième zone où l'écoulement tend vers un régime établi. La pression dans cette zone est quasiment constante jusqu'aux environs d'une abscisse de l'ordre de 90 % de la

longueur du canon, qui marque le début de la recompression d'air. La vitesse débitante de l'air dans cette zone semble tendre vers la vitesse du jet, notamment pour les grandes vitesses du jet. Pour vérifier cette hypothèse, la vitesse débitante de l'air a été évaluée en supposant que la section de l'air à l'entrée du canon est égale à la différence entre la section du canon et celle du jet sans diffusion, ceci en tenant compte des conditions réelles de l'écoulement dans le canon mais sans la présence de vapeur d'eau et en considérant que la transformation est isotherme. Il résulte de la comparaison des vitesses que la vitesse débitante de l'air à mi-longueur du canon varie entre 70 à 84 % par rapport à celle du jet pour une vitesse du jet supérieure à 447 m/s (la valeur du rapport des vitesses est indiquée sur les figures IV.9-a-b-c-d).

- une troisième zone dite de recompression que l'on peut nommer "choc". On observe qu'à faible vitesse du jet ($V_{jet} < 447 \text{ m/s}$) le choc de recompression est assez étalé, ceci pour tous les diamètres du jet alors qu'à grande vitesse du jet ($V_{jet} \geq 447 \text{ m/s}$), il est localisé au bout du canon où la valeur de la pression passe rapidement de celle du vide à celle de l'atmosphère. Contrairement au cas du vide, cette zone débute sensiblement à une abscisse de 90 % de la longueur du canon au niveau de laquelle le jet est totalement diffus.

On constate aussi la présence d'une oscillation à fort gradient qui perturbe l'écoulement à la sortie du canon (figures IV.9-a-b-c-d). On peut penser à un obstacle ou à la présence d'une onde stationnaire. Tam *et al.* (1989) lors de leur étude de l'instabilité des jets à grande vitesse en présence d'une paroi, ont mis en évidence la présence dans le jet de trois types d'ondes d'instabilité : Kelvin-Helmholtz, supersonique et subsonique. Dans notre étude, l'oscillation observée à 8 mm de la sortie du canon pourrait correspondre à la présence d'ondes stationnaires liée à un effet d'extrémité ou de bouche mais ceci reste à confirmer.

Pour la suite de l'analyse, nous allons approfondir l'étude de l'influence sur la pression et sur le régime d'écoulement "eau-air" de la vitesse du jet et du rapport des diamètres R_{cb} obtenu en faisant varier le diamètre de la buse.

IV.9-a : R_{Cb} de 6,4IV.9-b : R_{Cb} de 4,8

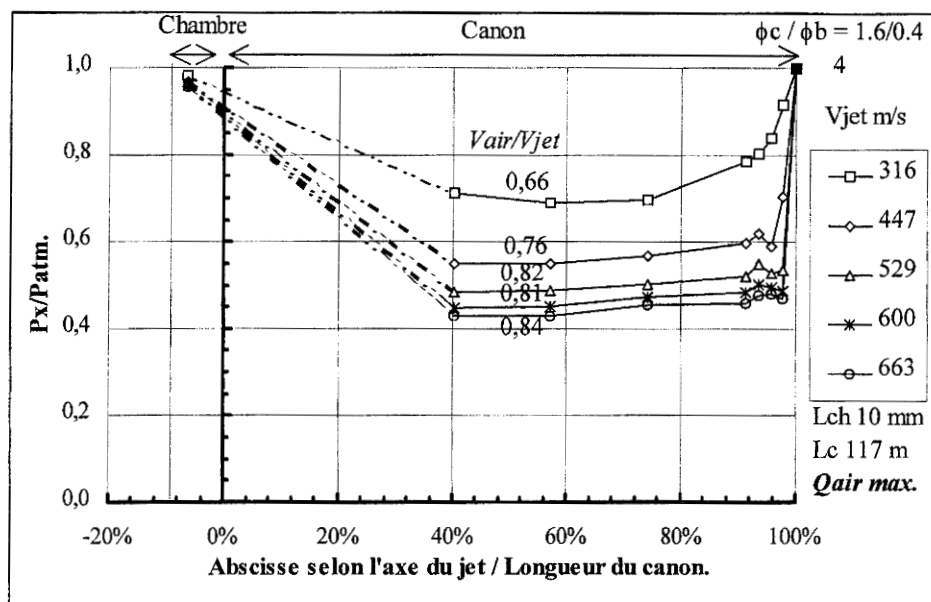
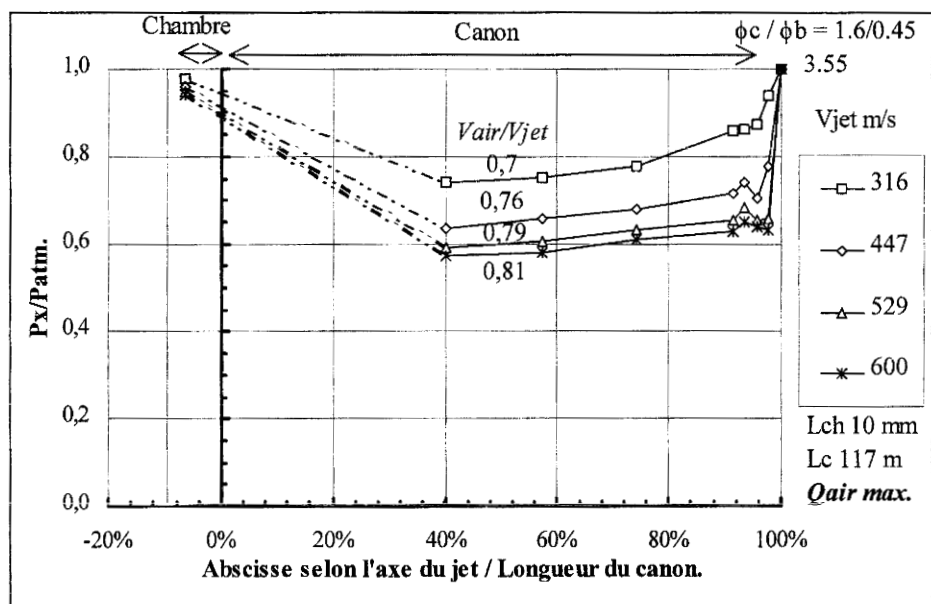
IV.9-c : R_{cB} de 4IV.9-d : R_{cB} de 3,55

Figure IV.9 : Profils de pression en fonction de l'abscisse selon l'axe du jet pour différentes vitesses du jet et pour un rapport R_{cB} donné.

- Influence de la vitesse du jet (V_{jet}).

Afin de mieux illustrer l'influence de la vitesse du jet sur le régime de l'écoulement dans le canon, le rapport de la vitesse débitante de l'air par rapport à celle du jet (V_{air}/V_{jet}) à mi-longueur du canon a été évalué. La valeur du rapport des vitesses (V_{air}/V_{jet}) est indiquée sur les figures IV.9. La figure IV.10 englobe l'ensemble de ces estimations (la vitesse de l'air en fonction de la vitesse et du diamètre du jet).

L'analyse des résultats montre qu'à faible vitesse du jet ($V_{jet} < 529$ m/s) et pour tous les diamètres du jet l'écoulement n'est pas établi au sens où la vitesse de l'air est très inférieure à celle du jet. A grande vitesse du jet ($V_{jet} > 529$ m/s) l'écoulement se rapproche d'un régime établi (la vitesse de l'air est à 84% par rapport à celle du jet) lorsque le diamètre du jet est supérieur à 0,3 mm (R_{cb} de 5,33).

Ainsi, l'écoulement est plus uniforme pour les grandes vitesses du jet et pour les grands diamètres du jet (petits rapports des diamètres R_{cb}).

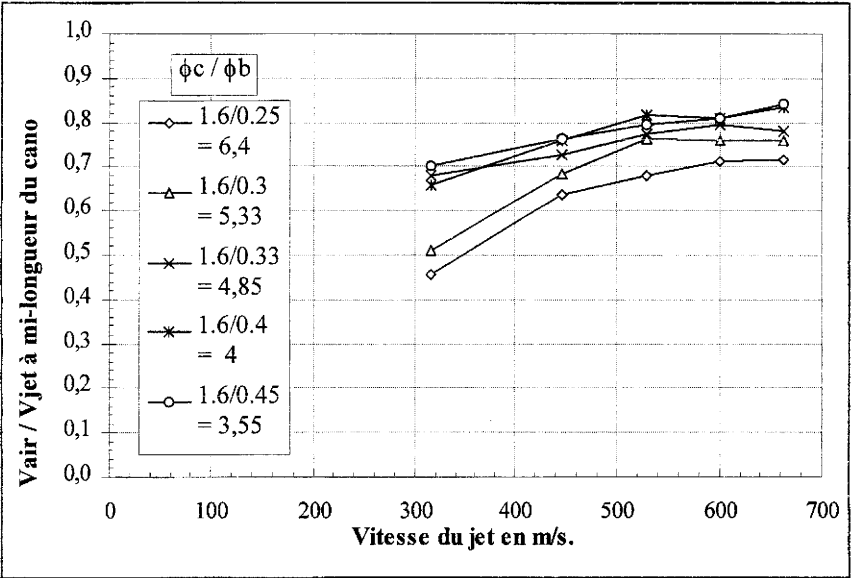


Figure IV.10 : Vitesse débitante de l'air par rapport à celle du jet à mi-longueur du canon en fonction de la vitesse du jet pour différents rapports de diamètres R_{cb} .

- Influence du rapport des diamètres R_{cb} en faisant varier le diamètre de la buse (diamètre du jet).

Pour mettre en évidence l'effet du rapport de diamètres R_{cb} , obtenu en faisant varier le diamètre de la buse, sur la répartition de la pression le long du canon, nous présentons sur la figure IV.11 les profils de pression en fonction de l'abscisse selon l'axe du jet pour différents rapports des diamètres R_{cb} et pour une vitesse du jet de 600 m/s.

On observe que la pression reste sensiblement la même ($P_x/P_{atm} \approx 0,4$) lorsque le diamètre du jet augmente (rapport R_{cb} diminue) sauf pour le plus grand diamètre du jet correspondant à 0,45 mm pour lequel la chute de pression est moins importante. Ceci est sans doute dû au fait que le jet diffusé par la présence d'air dans la chambre de mélange atteint dès l'entrée le diamètre du canon. De ce fait, l'effet de pompage de la chambre par le jet dans le canon est atténué. Par conséquent, la pression dans la chambre est plus importante ce qui amplifie d'une façon accrue la diffusion du jet. On évolue donc pour le jet de 0,45 mm de diamètre vers un autre type de comportement dans lequel le dispositif de mélange-canon perçu comme pompe perd son efficacité.

La question posée est de savoir si le cas d'un rapport R_{cb} de 3,55 (diamètre du jet de 0,45 mm) se distingue aussi lorsqu'on compare la vitesse de l'air par rapport à celle du jet.

La figure IV.12 représente le rapport des vitesses (V_{air}/V_{jet}) à mi-longueur du canon en fonction du rapport $1/R_{cb}$ (diamètre du jet) pour différentes vitesses du jet.

On constate que le rapport des vitesses (V_{air}/V_{jet}) augmente lorsque le diamètre du jet augmente pour atteindre 80%, ceci pour les plus grandes vitesses du jet.

En résumé, le rapport des diamètres R_{cb} est un paramètre déterminant qui influence le rapport des vitesses (V_{air}/V_{jet}) pour les faibles vitesses du jet alors que son influence diminue pour les grandes vitesses. En revanche, le diamètre du jet n'a pas d'influence sur la pression dans le canon tant que le rapport des diamètres R_{cb} est inférieur à 3,5 (diamètre du jet de 0,45).

Par la suite, nous allons vérifier, comme dans le cas du vide, s'il y a une similitude géométrique par rapport au rayon.

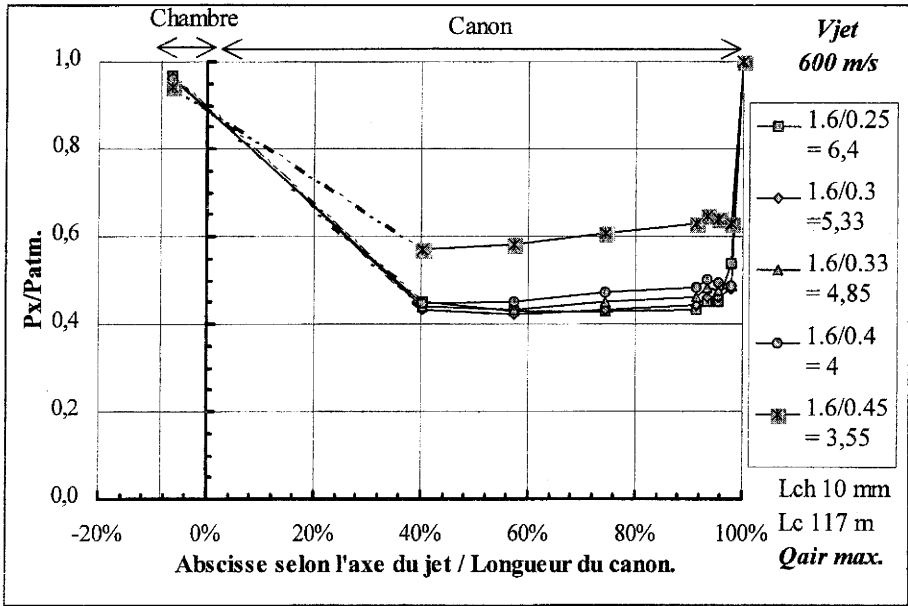


Figure IV.11 : Profils de pression en fonction de l'abscisse selon l'axe du jet pour différents rapports R_{cb} obtenus en faisant varier le diamètre de la buse et pour une vitesse du jet de 600 m/s.

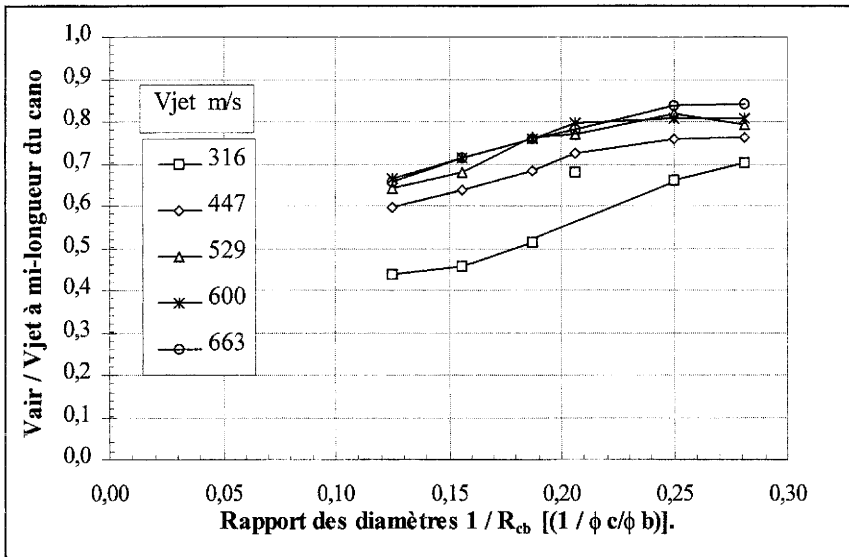


Figure IV.12 : Vitesse débitante de l'air par rapport à celle du jet à mi-longueur du canon en fonction du rapport des diamètres $1/R_{cb}$ obtenu en faisant varier le diamètre de la buse pour différentes vitesses du jet.

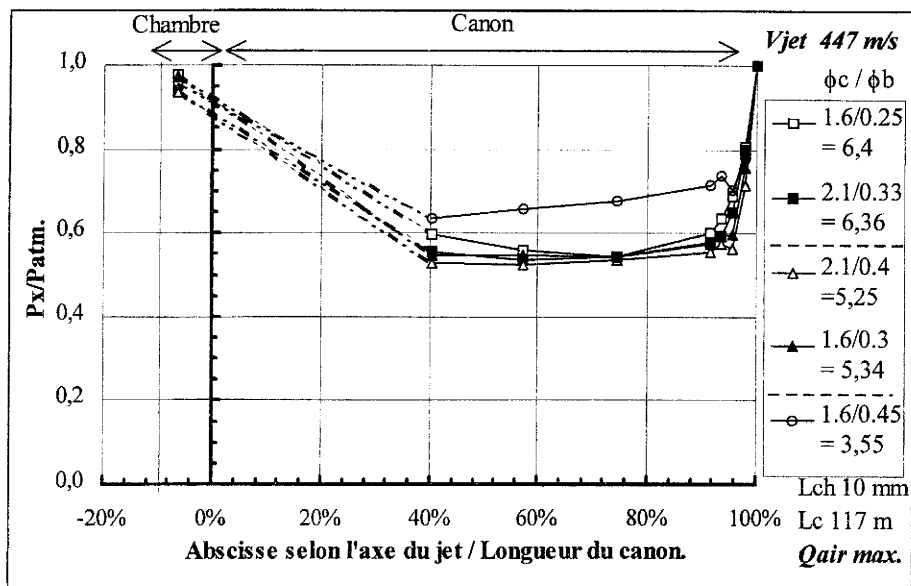
- Rapports des diamètres R_{cb} constants.

Nous avons superposé les profils de pression en fonction de l'abscisse selon l'axe du jet (X/L_c) pour des rapports de diamètres R_{cb} maintenus constants (6,4, 4,84, 5,33 et 3,55), en faisant varier le diamètre de la buse et celui du canon, à deux vitesses du jet de 447 et de 600 m/s.

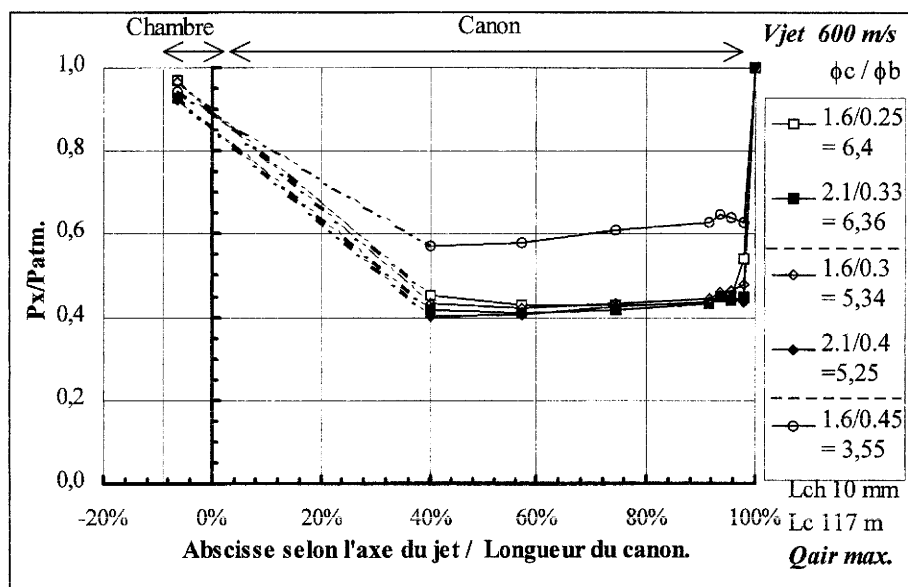
La comparaison des résultats pour les deux premiers rapports (6,4 et 4,84) à faible vitesse du jet (figure IV.13-a) montre que dans la deuxième et la troisième zone, il existe une très légère différence entre les profils de pression pour des rapports de diamètres égaux. A grande vitesse du jet (figure IV.13-b), cette différence tend à diminuer. Ainsi, on trouve des conditions de similitude géométrique qui vont en s'améliorant dans le cas des grandes vitesses du jet.

Mais on note que le profil de pression pour le rapport des diamètres R_{cb} de 3,55 (figure IV.13-a-b) est différent par rapport à celui obtenu pour les deux premiers rapports. C'est le diamètre du jet pour lequel l'état du jet à l'entrée du canon a été modifié.

D'ailleurs, des études [Chalmers (1991) et Osman *et al.* (1998)] portant sur différents rapports R_{cb} ont montré qu'un rapport R_{cb} entre 3 et 3,5 correspond à la valeur optimale pour la découpe. Dans la présente étude, on ne peut pas corréler les variations de pression observées avec l'efficacité de la découpe puisqu'on ne sait pas quel critère attribuer au jet pour le qualifier d'optimal pour une meilleure coupe.



IV.13-a : vitesse du jet de 447 m/s.



IV.13-b : vitesse du jet de 600 m/s.

Figure IV.13: Profils de pressions en fonction de l'abscisse selon l'axe du jet pour différents rapports de diamètres R_{cb} constants obtenus en faisant varier soit le diamètre de la buse soit celui du canon, à deux vitesses du jet de 447 et de 600 m/s.

- Influence de la longueur du canon (L_c).

Nous analysons dans cette partie l'influence de la longueur du canon sur les profils de pressions le long du canon. Nous avons superposé les profils de pressions adimensionnées en fonction de l'abscisse le long de l'axe du jet adimensionnée (X/L_c) pour deux longueurs différentes du canon (figure IV.14).

L'analyse des résultats montre que la longueur du canon n'a pas d'influence sur l'évolution de la pression le long de l'abscisse selon l'axe du jet. En effet, la pression est presque constante dans la partie centrale du canon. Nous n'avons pas suffisamment de points de mesure pour décrire l'évolution de la pression à l'entrée et à la sortie du canon.

De manière générale, la longueur du canon ne semble avoir aucun effet significatif sur l'écoulement dans le canon.

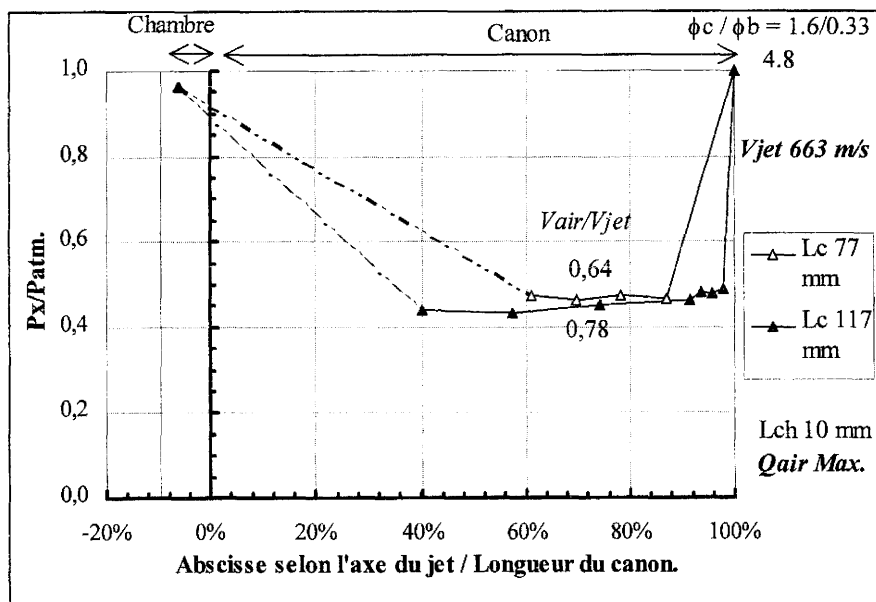


Figure IV.14 : Profils de pression en fonction de l'abscisse selon l'axe du jet pour deux longueurs différentes du canon à une vitesse du jet de 663 m/s et à un rapport des diamètres R_{cb} de 4,8.

- Influence de la longueur de la chambre (Lch).

Nous avons superposé les profils de pressions adimensionnées en fonction de l'abscisse le long de l'axe du jet adimensionnée (X/L_c) pour deux longueurs de chambre différentes (figure IV.15).

L'analyse des résultats montre que contrairement au cas du vide, la longueur de la chambre a une influence sur l'évolution de la pression le long du canon. On constate que la pression (P_x/P_{atm}) augmente avec la longueur de la chambre. La pression (P_x/P_{atm}) augmente de 0,45 à 0,75 lorsque la longueur de la chambre passe de 10 à 25 mm.

Ainsi, la longueur de la chambre joue un rôle important dans la configuration de l'écoulement "eau-air" dans le canon du fait que l'état du jet à l'entrée du canon varie en fonction de la longueur de la chambre.

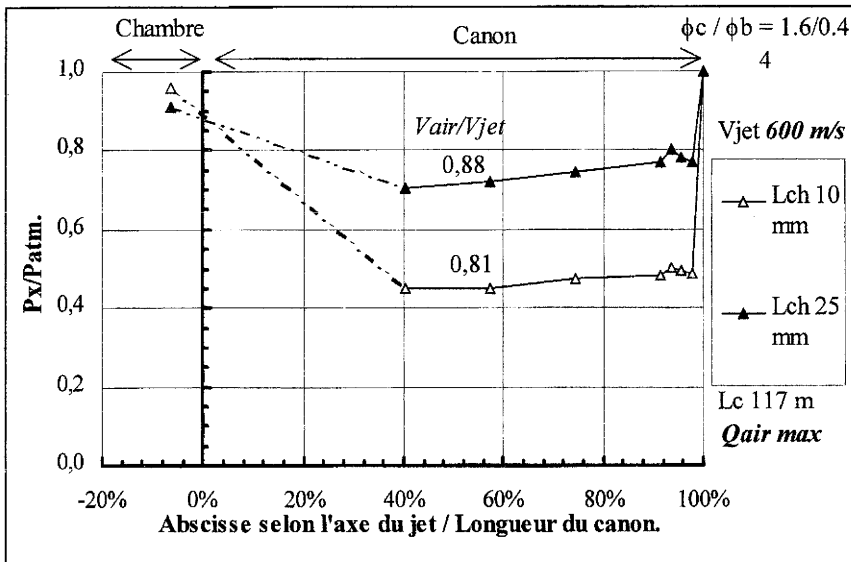


Figure IV.15 : Profils de pression en fonction de l'abscisse selon l'axe du jet pour deux longueurs de chambre différentes à une vitesse du jet de 600 m/s et à un rapport des diamètres R_{ch} de 4.

IV-3.2.3 Conclusion

Dans le cas d'une aspiration maximale d'air, l'évolution de la pression le long du canon dépend des différents paramètres qui régissent l'écoulement.

L'étude de l'influence de la vitesse du jet montre qu'à grandes vitesses et pour un rapport de diamètres entre 3,5 et 4 l'écoulement dans le canon tend à se structurer. La pression absolue dans le canon diminue lorsque la vitesse du jet augmente.

L'examen des résultats met en évidence l'existence de trois zones distinctes d'écoulement : une zone de détente supposée à fort gradient négatif de pression, une zone à pression quasiment constante où l'écoulement est presque établi et une zone dite de recompression où le choc de recompression est cantonné dans une région à la sortie du canon de longueur pratiquement constante.

La comparaison des profils de pression pour des rapports de diamètres R_{cb} égaux, obtenus en faisant varier soit le diamètre de la buse soit celui du canon, montre qu'il n'y a une similitude géométrique que pour les grandes vitesses du jet.

Enfin, la longueur du canon ne semble avoir aucun effet significatif sur les profils de pression. Par contre, la longueur de la chambre joue un rôle important dans la configuration de l'écoulement dans le canon du fait que l'état du jet à l'entrée du canon dépend de la longueur de la chambre.

IV.4 - Conclusion.

L'étude de l'évolution de la pression le long du canon associée à l'analyse des résultats de visualisation, nous a permis d'établir différentes caractéristiques de l'écoulement dans le canon, ceci dans le cas d'absence d'air ainsi que dans celui correspondant à une aspiration d'air maximale.

Dans les deux cas, nous avons observé la présence d'une zone de recompression que l'on peut nommer "choc". En l'absence d'air, ce choc de recompression est assez étalé dans une région dont la longueur dépend de la vitesse du jet et du rapport des diamètres R_{cb} . Par contre, ce choc est cantonné dans une région de longueur quasiment constante, notamment pour les grandes vitesses du jet, en présence d'air maximale.

Le rapport des diamètres R_{cb} est un paramètre qui influence l'écoulement dans le canon. En l'absence d'entraînement d'air, il n'y a pas de similitude par rapport au rayon, c'est le diamètre de la buse qui semble avoir l'effet dominant. En revanche, une similitude géométrique est mise en évidence dans le cas d'aspiration d'air maximale, notamment pour les grandes vitesses du jet et les petits diamètres du jet.

En ce qui concerne la longueur de la chambre, elle n'a aucun effet sur l'écoulement dans le cas sans entraînement d'air alors que dans le cas avec aspiration d'air maximale l'état du jet est modifié au niveau de l'entrée du canon.

Finalement, ces résultats expérimentaux ont une importance capitale pour la modélisation numérique de l'écoulement du jet hydro-abrasif le long du canon.

CONCLUSION GENERALE

Actuellement, deux systèmes concurrents de découpe par jet hydro-abrasif sont utilisés: l'un est par entraînement de particules abrasives appelé AWJ (Abrasive Water Jet) et l'autre est par suspension de particules appelé ASJ (Abrasive Slurry Jet). Le système AWJ est le plus répandu dans le domaine industriel. Cependant, le mélange des phases dans la tête AWJ ne se fait pas d'une manière très efficace. Une analyse de la bibliographie montre que le mécanisme de mélange des trois phases (eau, air et abrasif) dans la tête AWJ ainsi que le rôle joué par l'écoulement de l'air sont loin d'être élucidés. Elle semble aussi indiquer que l'interaction des différentes phases (eau, air et abrasif) dans la tête influence l'efficacité du processus de découpe. Une étude approfondie des caractéristiques du mélange s'avère nécessaire pour une meilleure compréhension des phénomènes qui gouvernent l'écoulement et par là pour une amélioration des performances du système AWJ.

Le but du travail que nous avons entrepris est de contribuer à une meilleure compréhension des phénomènes mis en jeu lors du processus de mélange et d'accélération des particules ainsi que du rôle des paramètres l'influençant.

Dans la première partie, l'analyse globale de l'écoulement "eau-air" dans des têtes de différentes configurations a permis d'étudier l'influence des paramètres constitutifs (la longueur de la chambre, le diamètre de la conduite d'amenée, le diamètre et la longueur du canon), d'une part, sur le processus d'aspiration d'air, caractérisé par le débit d'air aspiré et par la pression dans la chambre et, d'autre part, sur l'efficacité de la découpe évaluée par la mesure du débit de la matière érodée.

Nous avons pu établir des courbes caractéristiques de l'entraînement d'air dans le canon pour différentes pressions du jet et pour différents diamètres de la conduite d'amenée d'air afin de pouvoir déterminer le débit d'air aspiré. De plus, nous avons montré que le débit d'air augmente

avec la longueur de la chambre et le diamètre du canon pour une configuration donnée du jet et que la pression de la chambre augmente avec le diamètre de la conduite d'amenée d'air. Nous avons aussi mis en évidence la répartition de la pression dans la chambre ce qui nous a permis d'évaluer l'ordre de grandeur de la vitesse de l'air dans celle-ci.

En ce qui concerne l'efficacité de la découpe, nous avons trouvé qu'elle est influencée par la longueur de la chambre et par le diamètre de la conduite d'amenée d'air. En effet, la meilleure efficacité est obtenue avec le plus grand diamètre de la conduite d'amenée et avec la chambre la moins longue correspondant d'ailleurs à un faible débit d'air. Ceci pourrait être le résultat d'un effet sur l'état du jet dans la chambre et / ou à l'entrée du canon.

Ainsi, on peut conclure que le dispositif de mélange se comporte comme un circuit ouvert générateur - récepteur dans lequel le générateur est le jet dans le canon et le récepteur est les autres éléments du circuit. Le point de fonctionnement de ce dispositif est l'intersection des courbes caractéristiques de débit d'air en fonction de la pression d'air dans la chambre pour un jet et une conduite d'amenée donnés.

Dans une deuxième partie, nous avons conçu un protocole expérimental permettant de visualiser, pour la première fois, la structure macroscopique du jet dans la chambre. Ceci dans le but d'étudier l'influence de chaque paramètre régissant l'écoulement en particulier l'effet de la pression de l'air dans la chambre tout en distinguant l'influence de la densité de l'air et de la turbulence sur la structure du jet.

Les résultats des visualisations de l'écoulement "eau-air" dans la chambre ont montré que le jet est instable le long de son axe et qu'il adopte deux structures différentes : l'une cohérente et l'autre diffuse. L'étude de l'influence de différents paramètres (la pression et le débit de l'air dans la chambre, la vitesse du jet d'eau, la position d'amenée d'air, etc.) sur la longueur de ces deux structures a montré que la densité de l'air et l'énergie cinétique turbulente des petites structures dans la conduite d'amenée d'air semblent être les paramètres déterminants pour la cohérence et l'état du jet à l'entrée du canon. En faisant varier la densité de l'air, le diamètre du jet peut atteindre ou non celui du canon et par conséquent l'état du jet à l'entrée du canon se trouve modifié. Par ailleurs, en modifiant les paramètres amont à pression dans la chambre constante, nous avons montré que le diamètre du jet augmente lorsque l'énergie cinétique turbulente dans la

conduite d'amenée d'air augmente. Par conséquent, l'état du jet à l'entrée du canon se trouve modifié.

Il a été également observé la présence d'une accumulation d'eau qui se fait sur la paroi de la chambre et qui pourra jouer un rôle important sur l'écoulement de l'abrasif dans la chambre. D'ailleurs, dans les visualisations de l'écoulement "eau-air-abrasif" dans la chambre, nous avons montré que les particules abrasives s'accumulent et forment un amas soit au niveau de l'entrée du canon lorsqu'elles sont injectées dans la partie supérieure de la chambre, soit au niveau de la buse lorsqu'elles sont injectées dans la partie inférieure de la chambre. En effet, les particules injectées sont entraînées par le film d'eau dans un mouvement tourbillonnaire généré par l'air ambiant et qui dépend de la position d'amenée d'air et d'abrasif. Les particules abrasives sont ensuite entraînées par paquets.

Ces résultats remettent en cause la manière avec laquelle la structure du jet et l'écoulement d'air dans la chambre ainsi que le comportement et l'entraînement de l'abrasif ont été perçus jusqu'à présent. Ainsi, les résultats de l'étude expérimentale de l'interaction des trois phases (eau, air et abrasif) dans la chambre montrent que le mélange n'a pas lieu dans la chambre, celle-ci sert à l'aspiration de l'air (chambre d'aspiration). Le mélange et l'accélération des particules se font plutôt à partir de l'entrée du canon.

Dans la dernière partie, nous avons poursuivi la caractérisation du processus de mélange et d'accélération des particules en procédant à l'analyse physique de l'écoulement "eau-air" dans le canon dans les conditions réelles d'écoulement.

L'analyse des résultats de l'évolution de la pression le long du canon en fonction des différents paramètres qui régissent l'écoulement (la vitesse du jet, le rapport des diamètres (canon/buse) et la longueur de la chambre) a montré que l'écoulement dans le canon est mieux structuré dans le cas des grandes vitesses du jet et des petits rapports des diamètres (canon/buse).

Nous avons pu mettre en évidence l'existence de trois zones distinctes d'écoulement : une zone de détente supposée à fort gradient négatif de pression, une zone à pression quasiment constante où l'écoulement est presque établi et une zone dite de recompression où la recompression est cantonnée dans une région de forte interaction de longueur pratiquement constante près de la sortie du canon.

Nous avons également constaté que l'écoulement à la sortie du canon est perturbé par la présence d'une oscillation à fort gradient. Ceci laisse supposer la présence d'une onde stationnaire qui reste d'ailleurs à vérifier par des études complémentaires approfondies.

Ces résultats remettent en cause l'hypothèse d'homogénéisation très progressive de l'écoulement "eau-air" dans le canon ayant servi de base pour la modélisation du processus d'accélération des particules dans le canon [Tazibt (1995), Raissi (1995)]. Il faut tenir compte de l'influence du choc qui modifie l'état du jet à la sortie du canon.

Enfin, il serait intéressant de réaliser une simulation numérique des écoulements "eau-air" et "eau-air-abrasif" dans la chambre puis le long du canon et en particulier à sa sortie afin de définir les critères permettant de qualifier le jet comme optimal. Les résultats expérimentaux que nous avons obtenus apportent tous les éléments qui semblent être nécessaires pour la réalisation de cette simulation dans les conditions réelles d'écoulement et pour le dimensionnement de la tête. Il restera alors à identifier les profils de la vitesse du jet d'eau et ceux de l'abrasif.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Abramovich, G. N. (1963)** "The Theory of Turbulent Jets", M.I.T. Press Cambridge, Massachusetts.
- Abudaka M., Crofton P. S. J. (1989)** "Theoretical Analysis and Preliminary Experimental Results for an Abrasive Water Jet Cutting Head" *5th American Water Jet Conf., WJTA Publ.*, pp. 79-87, August 29-31, Toronto, Canada.
- Brandt C., Louis H., Meier G. et al. (1994)** "Abrasive Suspension Jets at Working Pressures up to 200 MPa" *Proc. 12th Int. Conf. on Jetting Technology, BHRG, Mech. Engng. Publ.*, Edited by Allen A. G., pp.489-509, 25-27 Oct., Rouen, France.
- Brite/Euram (1994-1996)** "Concerted Action : Quality Improvement of Water Jet Cutting - Working Group & Tool Design" Projet N°BE-8032-93.
- Chalmers G.A., (1991)** "Effect of Parameter Selection On Abrasive Waterjet Performance" *Proceedings of 6th American Water Jet Conf., WJTA Publ.*, pp. 345-354, Houston, Texas.
- Chalmers, E. J., (1993)** "Pressure Fluctuation and Operating Efficiency of Intensifier Pumps" 7th American Water Jet Conference, pp. 327-336, August 28-31, Seattle, Washington.
- Chen W. L. & Geskin E. S. (1990)** "Measurement of the Velocity of Abrasive Waterjet by the Use of Laser Transit Anemometer" *Jet Cutting Technology-Proceedings of the 10th Int. Conf., Elsevier Science Publishers Ltd*, pp. 23-36, 31 Oct.-2 Nov., Amsterdam.
- Chen W. L. & Geskin E. S. (1991)** "Correlation Between Particle Velocity and Conditions of Abrasive Waterjet Formation" *6th American Water Jet Conf., WJTA Publ.*, pp. 305-313, August 24-27, Houston, Texas.
- Chigier, N. and Reitz, R. D. (1996)** "Regimes of Jet Breakup and Breakup Mechanisms: Physical Aspects" *Recent Advances in Spray Combustion: Spray Atomization and drop Burning Phenomena*, Vol. 166, pp. 109-136.
- Claude X., Merlen A. & Thery B. (1998)** "Abrasive Waterjet Velocity Measurements" *Proc. 14th Int. Conf. on Jetting Technology, BHRG N°32, Prof. Engng. Publ.*, Edited by H. Louis, pp. 235-251, 21-23 sept., Bruges-Belgique.

- Conn A. F. & Labus T. J. (1997)** "Fluid Jet Technology Fundamentals and Applications : *Fluid Mechanics of Jets*" Waterjet Technology Association WJTA, Publication, Section 2, pp 2.1-2.28.
- Drew D. A. (1983)** "Mathematical Modeling of Two-Phase Flow" *Annual Review of Fluid Mechanics*, pp. 261-291.
- Eddingfield D. L. & Albrecht M. (1979)** "Effect of an Air-Injected Shroud on the Breakup Length of a High-Velocity Waterjet" *Erosion: Prevention and Useful Applications*, ASTM STP 664, W. F. Adler, Ed., American society for Testing and Materials, PP. 461-472.
- Edwards D. G., Smit R. M. & Farmer G. (1982)** "The Coherence of Impulsive Water Jets" *6th Int. Symposium on Jet Cutting Technology*, Paper C4, pp. 123-140, University of Surrey, 6-8, April, England.
- Fairhurst R. M., Heron R. A. & Saunders D. H. (1986)** "DIAJET-A New Abrasive Waterjet Cutting Technique" *Proc. 8th Int. Symp. on Jet Cutting Technology, BHRA fluid Engng.*, pp. 395-402.
- Foldyna J. & Martinec P (1992)** "Abrasive Material in the process of AWJ cutting" in : Lichtarowicz A (ed), *Jet Cutting Technology*, Kluwer, Dordrecht, pp 135-147.
- Galecki G. & Mazurkiewicz M. (1987)** "Hydroabrasive Cutting Head-Energy Transfer Efficiency" *Proc. of the 4th U.S Water Jet Conf., ASME*, August 26-28, pp.109-111, Univ. of California, Berkeley.
- Geskin E. S., Chen W. L., Chen S. S., et al. (1989)** "Investigation of Anatomy of an Abrasive Water Jet" *5th American Water Jet Conf., WJTA Publ.*, August 29-31, Toronto, Canada.
- Hashish M., Kirby M. & Pao Y. H. (1987)** "Method and Apparatus for Forming a High Velocity Liquid Abrasive Jet" *U.S. Patent*, Mars, N°4,648,215.
- Hashish M., Steele D. E. & Bothell D. H. (1997)** "Machining With Super-Pressure (690 MPa) WaterJets" *Int. Journal Mach. Tools Manufact.*, Vol. 7, N° 4, pp. 465-479.
- Hashish M. (1982)** "Steel Cutting With Abrasive Waterjets" *6th Int. Symp. On Jet Cutting Technology, BHRA Fluid Engng.*, University of Surrey, K3, pp. 465-487, 6-8 April, England.
- Hashish M. (1989)** "Pressure Effects in Abrasive-Waterjet (AWJ) Machining " *Journal of Eng. Mat. And Tech., Transactions of the ASME*, Vol. 111, pp 221-228, July.
- Hashish M. (1991-a)** "Optimization factors in Abrasive Waterjet Machining " *Journal of Eng. for Ind., Transactions of the ASME*, Vol. 113, pp 29-37, July.
- Hashish M. (1991-b)** "Cutting with High-Pressure Abrasive Suspension Jets" *6th American Water Jet Conf., WJTA Publ.*, pp. 439-455.

- Hashish M. (1991-c)** "Abrasive-Fluidjet Machinery systems : Entrainment Versus Direct Pumping" *Proc. Of the 10th Int. Conf. On Jet Cutting Technology, Elsevier Science Publishers Ltd*, pp. 99-113, 31 Oct. - 2 Nov., Amestrdam, Netherlands.
- Hashish M. (1993)** "Prediction Models for AWJ Machining Operations" *7th American Water Jet Conf., WJTA St. Louis*, Vol. 1, pp. 205-216, August 28.31, Seattle, Washington.
- Hashish M. (1994)** "Observations of Wear of Abrasive-Waterjet Nozzle Materials" *Journal of Tribology, Transactions of the ASME*, Vol. 116, pp 439-444, July.
- Hashish M. (1997)** "Mixing Tube Material Effects and Wear Patterns" *Proceedings of the 9th American Waterjet Conf., WJTA Publ. (Eds. Hashish M.)*, pp. 211-222, August 23-26, Dearborn Michigan.
- Hashish M. (1998)** "The waterjet as a tool" *Proc. 14th Int. Conf. on Jetting Technology, BHRG N°32*, Professional Engineering Publishing, Edited by H. Louis, Opening address, pp. ixx, 21-23 sept., Bruge-Belgique.
- Himmelreich U. & Riess W. (1990)** "Hydrodynamic Investigations on Abrasive Waterjet Cutting Tools" *Proc. Of the 10th Int. Symp. on Jet Cutting Technology, Elsevier Science Publ. Ltd*, pp. 3-22.
- Himmelreich U. & Riess W. (1991)** "Laser-Velocimetry Investigations of the Flow in Abrasive WaterJets with Varying Cutting Head Geometry" *6th American Water Jet Conf., WJTA*, pp. 355-369, August 24-27, Houston, USA.
- Isobe T., Yoshida H. & NISHI K. (1988)** "Distribution of Abrasive Particles in Abrasive Waterjet and Acceleration Mechanism" *5th Int. Symp. on Jet Cutting Technology*, Paper E2, pp. 217-238, Sendai, October 4-6, Japan.
- Khan M. E. H. & Geskin E. S. (1993)** "A Numerical Investigation of Turbulent Behaviors of Water Flow Inside Nozzle" *7th American Water Jet Conf., WJTA*, pp. 273-285, August 28.31, Seattle, Washington.
- Kobayashi R., Arai T. & Masuki Y. (1989)** "Water Jet Nozzle Geometry and its Effect on Erosion Process of Metallic Material" *5th American Water Jet Conference, WJTA*, pp. 59-68, Toronto, Canada.
- Kobayashi R., Arai T. & Yamada H. (1988)** "Structure of a High-Speed Water Jet and the Damage Process of Metals in Jet Cutting Technology" *JSME International Journal*, Series II, Vol. 31 N° 1, PP. 53-57.
- Kobayashi, R., (1992)** "Critical Review of Basic Research in Jet Cutting Technology " *Third Pacific International Conf. on Water Jet Technology*, 30 Nov.-2 Dec., Taiwan,

- Labus, T. J., Neusen, K. F., Alberts, D. G. & Gores T. J. (1991)** "Factors Influencing the Particle Size Distribution in an Abrasive Waterjet" *Transactions of ASME : Journal of Eng. for Ind.*, Vol. 113, pp 402-411.
- Leach S. J. & Walker G. L. (1966)** "Some Aspects of Rock Cutting by High Pressure Water Jets" *Phil. Trans. Royal Soc. of London, A*, Vol. 260, N°1100, July, pp.295-303.
- Li H., Geskin E. S., & Chen W. L. (1989)** "Investigation of Force Exerted by an Abrasive Waterjet on a Workpiece" *5th American Water Jet Conference, WJTA*, pp. 69-77.
- Mayer W.O.H. (1994)** "Coaxial Atomization of a Round Liquid in a High Speed Gas Stream : A Phenomenological Study" *Experiments in fluids* 16 : 401-410.
- McCarthy M. J. & Molloy N. A. (1974)** "Review of Stability of Liquid Jets and the Influence of Nozzle Design" *The Chemical Engineering Journal*, Vol. 7, pp. 1-20.
- Miller A. L. & Archibald L. Y. (1991)**"Measurement of Particle Velocites in an Abrasive Jet Cutting System" *6th American Water Jet Conf., WJTA*, pp. 291-304, August 24-27, Houston, Texas, USA.
- Miller A. L., Kugel R. W. & Sawanick G. A. (1989).** "The Dynamics of Multi-Phase Flow in Collimated Jets" *Proc. of 5th American WaterJet Conf., WJTA and National Research Council of Canada Meeting*, pp. 179-189, August 29-31, Toronto, Ontario, Canada.
- Momber A. & Kovacevic R. (1995)** "Energy Dissipative Processes in High Speed Water-Solid Particle Erosion" *Proc. of ASME Heat Transfer and Fluids Engng. Div. ASME*, New York, pp. 243-356.
- Momber A. W. & Kovacevic R. (1998)** "Principles of Abrasive Water Jet Machining" ISBN 3-540-7639-6, Springer-Verlag, London Limited.
- Murai H. & Nishi, S. (1989)** "Structure of Water Jet and Erosion of Materials" *5th American Water Jet Conf., WJTA*, N°9, pp. 89-98, August 29-31, Toronto, Canada.
- Nadeau E., Strublely G. D. & Burns D. J. (1991)** "Prediction and Role of Abrasive Velocity in Abrasive Water Jet Cutting" *International Journal of Water Jet Technology*, Vol 1, N°3, December, Canada.
- Nanduri M., Taggart D.G., Kim T. J., Ness E., et al. (1996)** " Wear Patterns in Abrasive Waterjet Nozzles" *13th Int. Conf. on Jetting Technology-Applications and Opportunities*, BHR Group Limited, pp 27-43, Sardinia, Italy, 29-31 October.
- Neusen K. F., Alberts A. G., Gores T.J., & Labus T. J. (1991)** "Distribution of Mass in a Three-Phase Abrasive Waterjet Using Scanning X-Ray Densitometry" *Proc. of the 10th Int. Conf. on Jet Cutting Technology, Elseiver Sc.Publ. Ltd*, pp.83-98.

- Neusen K. F., Gores T.J. & Amano R. S. (1994)** "Axial Variation of Particle and Drop Velocities Downstream From an Abrasive Water Jet Mixing Tube", *Proc. of the 12th Int. Conf. on Jet Cutting Technology - Applications and Opportunities*, pp. 93-103, 25-27 October, Rouen, France.
- Neusen K. F., Gores T.J., & Labus T. J. (1992)** "Measurement of Particle and Drop Velocities in a Mixed Abrasive Water Jet Using a Forward-Scatter LDV System" *Pro. of the 11th Int. Conf. on Jet Cutting Technology, BHR Group*, pp.63-73, ST. Andrews, Scotland, Sept 8-12.
- Ohlsen J. (1997)** "Recycling von Feststoffen beim wasserabrasivstrahlverfahren" *VDI Fortschritt-Berichte, Reihe*, Hanover University, 15, Nr.175.
- Osman A. H., Buisine D., Thery B. & Houssaye G. (1996)** "Measure of Air Flow Rate According of the Mixing Chamber Designs" *13th Int. Conf. on Jetting Technology-Applications and Opportunities, BHR Group Limited*, pp 223-236, 29-31 October, Sardinia, Italy.
- Osman A. H., Buisine D., Thery B. & Houssaye G. (1997)** "Visual Information of The Mixing Process Inside the AWJ Cutting Head" *Proc. of the 9th American Waterjet Conf., WJTA Publ. (Eds. Hashish M.)*, pp. 189-209, August 23-26, Dearborn Michigan.
- Osman, A. H. & Thery B. (1998)** "Velocity Doppler Investigations of the Flow in Abrasive Water Jet (AWJ) Using A Fabry-Pérot Interferometer" *5th Pacific Rim International Conference on Water Jet Technology*, pp. 148-157, 3-5 February, New Delhi, India.
- Raissi K. (1995)** "Contribution à l'Etude de la Découpe au Jet d'eau-abrasif : Conception et Optimisation d'une Tête de Mélange" Thèse de Doctorat de l'ENSAM de Paris, septembre 1995.
- Ranz, W. E. "Some Experiments on Orifice Sprays" *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, Vol. 36, pp. 175-181.**
- Sawamura T., Fukunishi Y. & Kobayashi R. (1998)** "Study of the abrasive Waterjet Structure by Measuring water and Abrasive Velocities Separately" *Proc. 14th Int. Conf. on Jetting Technology, BHRG N°32, Prof. Engng. Publ., Edited by H. Louis*, pp. 185-193, 21-23 sept., Bruges-Belgique.
- Schmitt A. Houssaye G. & Celé C. (1992)** " La découpe par jet d'eau " éditée par le Centre de Prospective et d'Etudes CPE, Ministre de la Recherche et de la Technologie, Innovation 128.
- Schweitzer P. H. (1937)** "Mechanism of Disintegration of Liquid Jets" *Journal of applied Physics*, August, Vol. 8, pp.513-521.
- Shavlovsky D.S. (1972)** "Hydrodynamics of High Pressure Fine Continuous Jets" *1th International Symposium on Jet Cutting Technology, BHR Group*, A6, pp. 81-92, 5-7 April, Coventry, England.

- Shimizu M. & Hiroyasu H. (1984)** "Measurements of Breakup Length in High Speed Jet", *Bulletin of JSME*, Vol. 27, N° 230-21, pp1709-1715.
- Simonin O. & Viollet P. L. (1988)** "On the Computation of Turbulent Two-Phase Flows in the Eulerian Formulation" in: *Turbulent Two-Phase System, Euromech 234*, Toulouse, May 9-12.
- Simonin O. (1996)** "Combustion and Turbulence in Two-Phase Flows : Continuum Modeling of Dispersed Two-phase Flows" *Von Karman Institute for Fluid Dynamics*, Lecture Series 1996-02, Jan. 29 - Feb. 2.
- Singh P. J. & Benson D. (1992)** "Development of Phased Intensifier for WaterJet Cutting" *Proceeding of the 11th Int'l Conf., Jet Cutting Technology, BHR Group*, pp. 305-319, Kluwer Academic Publishers, Scotland.
- Singh P. J. & Benson D. (1992)** "Development of Phased Intensifier for WaterJet Cutting" *Proceeding of the 11th International Conference, Jet Cutting Technology, BHR Group*, pp. 305-319, Kluwer Academic Publishers, Scotland.
- Summers D. A. (1995)** "Waterjetting Technology" first edition, Chapman&Hall, New York.
- Suzuki T. & Hashimoto H. (1988)** "Flow Mechanism of Thin Liquid Sheet Jet in Co-Current Gas Stream" 9th International Symposium on *Jet Cutting Technology, BHR Group*, pp. 165-171, 4-6 October, Sendai, Japan.
- Swanson R. K., Kilman M., Cerwin S. & Tarver W. (1987)** "Study of Particle Velocities in Water Driven Abrasive Jet Cutting", *Proc. of the 4th U.S Water Jet Conf.*, ASME, pp. 103-108, August 26-28, Univ. of California, Berkeley.
- Tam C. K. W. & Hu F. Q. (1989)** "On the three families of instability waves of High-Speed Jets" *Journal of Fluid Mech.*, Vol. 20, pp. 447-483.
- Tazibt A. F. (1995)** "Etude Théorique et Expérimentale du Processus d'accélération de Particules Abrasives dans un Jet d'eau sous Haute Pression" *Thèse de Doctorat* de l'Université des Sciences et Technologies de Lille (USTL).
- Tikhomirov R. A., Babanin V. F., Petukhov E. N. et al. (1992).** "High-Pressure Jetcutting" *ASME Press Translations*, New York.
- Whiting C. E., Graham E. E. & Ghorashi B. (1990)** "Evaluation Parameters in a Fluid Cutting Equation" *Journal of Eng. for Ind., Transactions of the ASME*, Vol. 112, pp 240-244.
- Wu, K-J, Reitz, R. D. & Bracco, F. V. (1986)** "Measurements of drop size at the spray edge near the nozzle in atomizing liquid jets" *Physics of Fluids*, Vol. 29, N° 4, April, pp.941-951.

- Wullens H. (1992)** "Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes : diaphragmes, tuyères et tubes de Venturi insérés dans une conduite en charge de section circulaire" *Département Energétique Industrielle, E. M. Douai, Norme Française Homologuée, NF ISO 5167-1*, Juin.
- Yanaida K. (1974)** "Flow Characteristics of Water Jets", ", *2th International Symposium on Jet Cutting Technology*, BHRA Fluid Engng., Paper A2, pp. 19-32, Cambridge, 2-4, April, England.
- Yanaida, K. & Ohashi A. (1978)** " Flow Characteristics of Water Jets in air" *4th International Symposium on Jet Cutting Technology*, BHRA Fluid Engng., Cranfield, pp. 39-54.
- Yanaida, K. & Ohashi A. (1980)** " Flow Characteristics of Water Jets in air ", *5th International Symposium on Jet Cutting Technology*, BHRA Fluid Engng., Cranfield, pp. 33-44.
- You M-Q., Cui, M-S, Cheng D-Z & Liu, S-L. (1988)** "The study on the Mechanism of Abrasive Water Jet" *9th Int. Symp. on Jet Cutting Technology, BHR Group*, pp. 147-154, 4-6 October, Sendai, Japan.
- Zeng J. & Munoz J. (1994)** "Feasibility of Monitoring Abrasive Water Jet Conditions by Means of a Vacuum Sensor" *In: allen N. G. (Edition), Jet cutting Technology, Mech. Engng. Publ. Ltd, London*, pp 553-565.

ANNEXES

ANNEXE I

A-I Points Technologiques.

La pompe à multiplicateur de pression comprend :

- un système hydraulique
- un système de pressurisation et de refoulement d'eau sous haute pression
- un système de commande.

Cette partie de la description fonctionnelle ne traite que les systèmes de pressurisation et d'atténuation d'eau.

A-I.1 Principe du fonctionnement du multiplicateur de pression.

Il existe différentes technologies de pompe haute pression [Schmitt *et al.* (1992)]. L'élément qui constitue le cœur de la pompe est le multiplicateur de pression. Deux systèmes de multiplicateur ont été développés [Singh *et al.* (1991)] :

- le multiplicateur à double effet "Double-Acting Intensifier"

(figure A-I.1)

- le multiplicateur à simple effet "Single-Acting or Phased Intensifier".

(figure A-I.2)

Nous décrivons en détail uniquement le principe du multiplicateur à double effet existant dans la pompe *Flow* dont nous disposons sur notre site expérimental.

Le principe du fonctionnement est le suivant : l'huile hydraulique, d'une pression de 10 à 20 MPa, est introduite par l'intermédiaire d'un distributeur dans les chambres de part et d'autre du piston central. L'huile agit ensuite alternativement sur les deux faces du piston. Dans son mouvement alternatif, le piston central entraîne deux tiges de petite section. C'est ce qui forme deux pompes à piston à chacune des extrémités du multiplicateur. Le rapport des sections constitue celui du multiplicateur de pression. Ce rapport est en général de l'ordre de 20. La figure A-I.1 montre le mouvement du piston central vers la droite. L'eau basse pression remplit la petite chambre du premier piston pendant que le deuxième piston comprime l'eau et la refoule vers l'accumulateur. Lorsque le piston arrive en bout de course, il y a inversion des entrées et sorties (de l'huile et de l'eau) et le même cycle est répété.

A une pression d'huile de 20 MPa On obtient une pression d'eau de 400 MPa, alternativement à un bout du multiplicateur puis à un autre. A de telles pressions, l'eau est compressible à 15 %. Donc, pendant le 1/8ème du déplacement de piston, aucune sortie d'eau haute pression n'a lieu. Pour avoir un jet continu à la sortie de la buse, il est nécessaire d'intercaler dans le circuit un amortisseur, c'est-à-dire un accumulateur.

Le deuxième système de multiplicateur désigné "Phased Intensifier" utilise un contrôleur d'huile programmable qui agit sur deux pistons de compression indépendants et qui assure une mise en phase variable. Ce système permet de supprimer l'accumulateur indispensable pour le premier système (Voir figure A-I.2). Le but de ce système est de produire un signal continue de pression. Une comparaison du signal de pression mesuré entre les deux systèmes de multiplicateur est montrée sur la figure A-I.3 [Singh et *al.* (1991)]. On observe que la variation de pression diminue presque de la moitié dans le multiplicateur à simple effet par rapport à celui à double effet. Théoriquement, la variation de pression dans le multiplicateur à simple effet devrait être négligeable mais ce n'est pas le cas en pratique.

A-I.1.1 Accumulateur/Atténuateur.

C'est un cylindre à parois assez épaisses pour résister aux hautes pressions. Il a pour fonction de réguler les fluctuations de pression engendrées par le mouvement alterné des pistons dans le multiplicateur à double effet. Il peut être mis en série ou en parallèle dans le circuit. Un filtre peut y être incorporé pour améliorer le filtrage de l'eau. Le volume intérieur de l'accumulateur doit être infiniment grand pour atténuer totalement les fluctuations de la pression. Ceci n'est pas possible matériellement et donc un niveau de fluctuation de l'ordre de 5 % est accepté. En 1993, Chalmers a montré que la fluctuation de pression augmente lorsque le volume de l'accumulateur est inférieure à 1639 ml, pour une configuration du jet donnée.

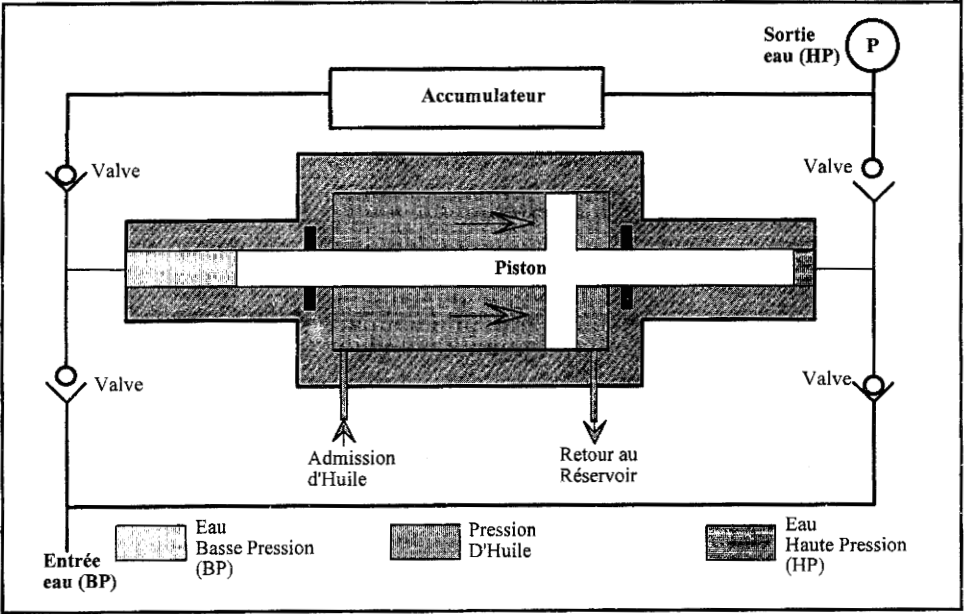


Figure A-1.1 : Schéma du multiplicateur à double effet "Double-Acting Intensifier".

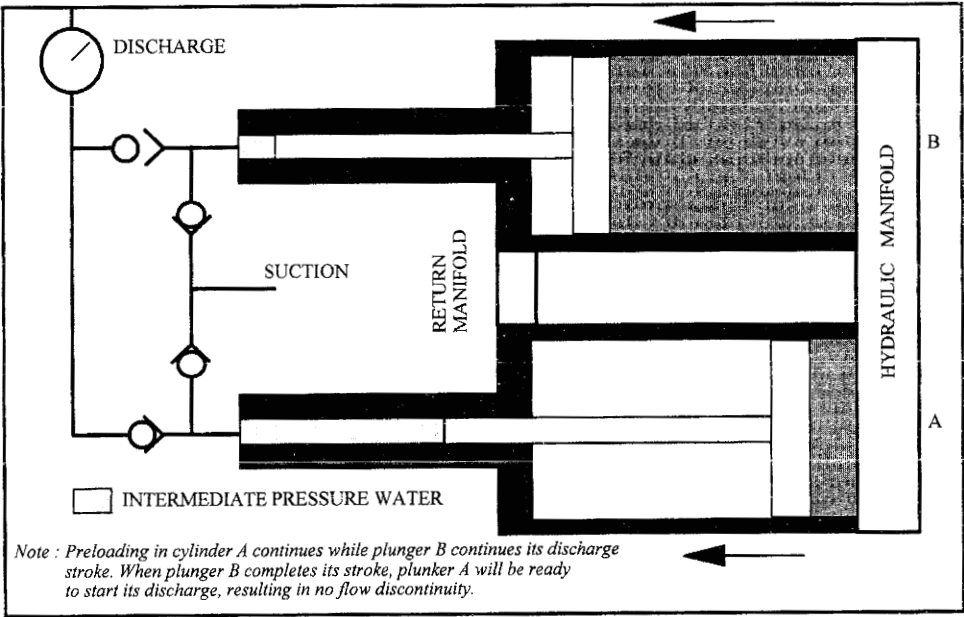


Figure A-1.2 : Schéma du multiplicateur à simple effet "Single-Acting or Phased Intensifier".
[d'après Singh et al. (1991)]

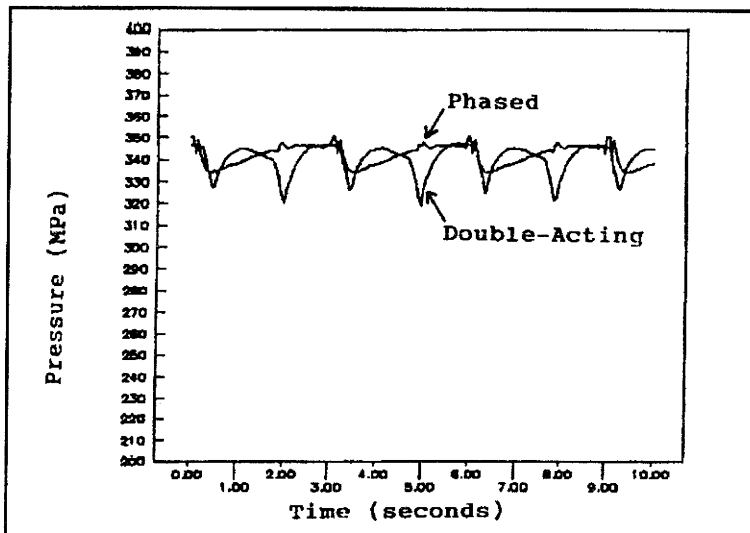


Figure A-1.3 : comparaison de la fluctuation de pression mesurée entre l'intensifier à simple et à double effet. Ceci pour une pression d'eau de 350 MPa et pour une buse de 0,25 mm de diamètre.

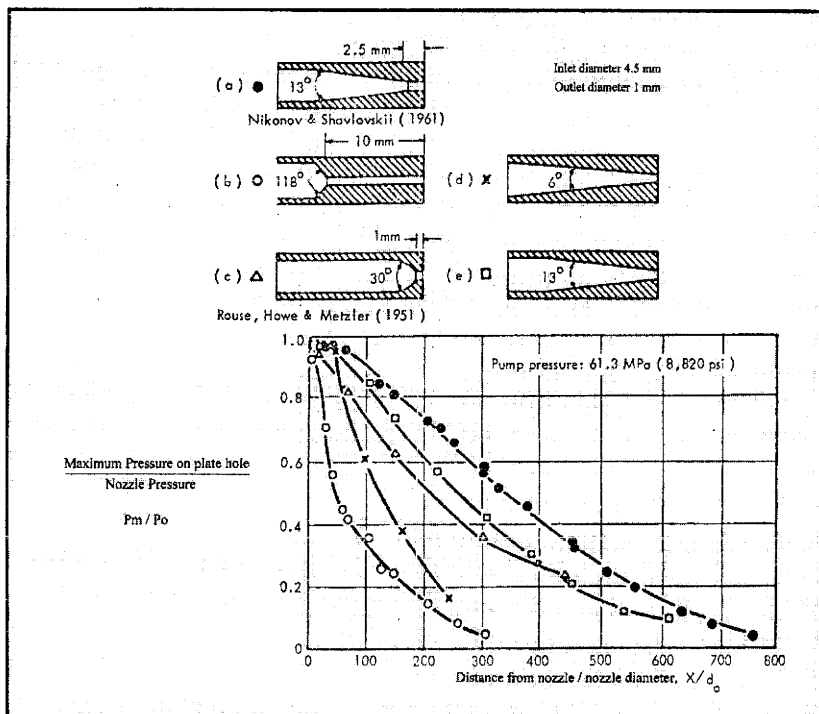
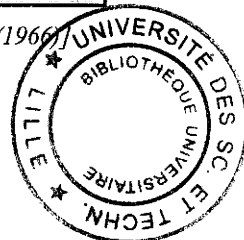


Figure A-1.4 : Chute de pression le long du jet [Leach & Walker (1966)]



Résumé

Le travail effectué constitue une contribution expérimentale à la caractérisation de l'écoulement du jet hydro-abrasif dans la tête AWJ qui implique trois phases (eau, air et abrasif) dont les proportions volumiques sont extrêmement variées.

La première partie du travail concerne l'analyse globale de l'écoulement "eau-air" dans la chambre de mélange à l'aide de mesures du débit et du champ de pression en fonction de différents paramètres constitutifs de la tête AWJ. L'effet de certains paramètres géométriques de la tête sur l'efficacité de la découpe a été également évalué. Ceci nous a permis de déterminer les paramètres critiques de la tête qui influencent le fonctionnement du dispositif de mélange et l'efficacité de la découpe.

Dans la deuxième partie, nous avons effectué des visualisations de l'écoulement "eau-air-abrasif" dans la chambre. Ainsi, nous avons pu apporter de nouveaux éléments permettant de mieux comprendre le comportement réel du jet et de déterminer les caractéristiques du mélange des trois phases du jet hydro-abrasif. Nous avons également étudié l'effet de la vitesse du jet et de la pression d'air dans la chambre en s'efforçant de distinguer l'influence de la densité de l'air et de l'énergie cinétique turbulente sur la structure du jet dans la chambre. L'analyse des résultats indique que l'énergie cinétique turbulente de l'air dans la conduite d'amenée d'air joue un rôle capital dans la stabilité du jet.

Dans la troisième partie, nous avons prolongé l'analyse de l'écoulement "eau-air" dans le canon afin d'établir les caractéristiques hydrodynamiques de l'écoulement en fonction de différents paramètres (la vitesse du jet, le rapport des diamètres canon-buse et la longueur de la chambre). L'examen des résultats de l'évolution de la pression le long du canon indique que l'écoulement est mieux structuré pour les grandes vitesses du jet et pour les petits rapports des diamètres. Il permet aussi de mettre en évidence l'existence de trois zones d'écoulement : une zone de détente supposée à fort gradient négatif, une zone où l'écoulement est presque établi et une zone de forte recompression à la sortie du canon.

Les résultats de cette étude peuvent servir de base pour les simulations numériques et permettent d'énoncer certains critères pour la définition d'une tête optimale de découpe.

Mots Clés : Jet hydro-abrasif, Ecoulement triphasique, Mélange, Structure du jet, Analyse physique, Visualisations.