N°: 2008 ENAM 40

Ecole doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

T H È S E

pour obtenir le grade de

Docteur
de
l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité "Mécanique"

présentée et soutenue publiquement
par

Sébastien DUPLAA

le 09 décembre 2008

ETUDE EXPERIMENTALE DU FONCTIONNEMENT CAVITANT D'UNE POMPE LORS DE SEQUENCES DE DEMARRAGE RAPIDE

Directeur de thèse : ***Gérard BOIS***

Co-encadrement de la thèse : ***Olivier Coutier-Delgosha***

Jury :

M. Bernard DESMET, Professeur, UVHC, Valenciennes	Président
Mme. Régiane FORTES-PATELLA, Professeur, LEGI, INPG, Grenoble	Rapporteur
M. Smaïne KOUIDRI, Professeur, LIMSI, Université Paris VI	Rapporteur
M. Farid BAKIR, Professeur, LEMFI, ENSAM, Paris	Examinateur
M. Jacques-André ASTOLFI, Maître de Conférences, IRENav, Ecole Navale, Brest	Examinateur
M. Xavier CARBONNEAU, Maître de Conférences, DAEP, ISAE, Toulouse	Examinateur
M. Gérard BOIS, Professeur, LML, ENSAM, Lille	Examinateur
M. Olivier COUTIER-DELGOSHA, Maître de Conférences, LML, ENSAM, Lille	Examinateur
Mme. Valérie BEGIN, SNECMA moteurs, Vernon	Invitée
M. Gérard ALBANO, CNES, Evry	Invité

Laboratoire de Mécanique de Lille
ENSAM, CER de Lille

L'ENSAM est un Grand Etablissement dépendant du Ministère de l'Education Nationale, composé de huit centres :
AIX-EN-PROVENCE ANGERS BORDEAUX CHÂLONS-EN-CHAMPAGNE CLUNY LILLE METZ PARIS

AVANT-PROPOS

Je voudrais tout d'abord remercier Gérard Bois d'avoir encadré mes recherches de thèse. Outre ses grandes qualités scientifiques dont j'ai bénéficié, j'ai pris plaisir à le côtoyer sur le plan personnel.

J'aimerais qu'Olivier Coutier-Delgosha soit assuré de toute mon estime et de toute mon amitié. Ses qualités scientifiques m'ont été très précieuses tout au long de ces années. Sa très grande détermination aura permis de lever bien des barrières. Son soutien moral et ses conseils auront été inestimables. Profonde reconnaissance et très grand merci à Olivier.

Cela a été un réel plaisir de travailler aux côtés de Guy Caignaert. L'intérêt qu'il a porté à mon travail a été constant. Ses conseils, toujours constructifs et de qualité, ont été moteurs dans l'accomplissement de mon projet. Sa très grande qualité scientifique est d'ailleurs à l'image de son humanisme. Profond respect et vifs remerciements à Monsieur Caignaert.

Mes travaux de thèse sont dans la continuité de ceux menés par Antoine Dazin à l'ENSAM de Lille en 2005. Son soutien scientifique m'a été très précieux. Je voudrais le remercier pour la très grande disponibilité qu'il m'a accordée tout au long de ces trois années et pour l'ensemble de ses conseils (scientifiques et autres). Je voudrais aussi saluer sa grande générosité. Toute mon amitié à Antoine.

Il aurait été très compliqué de mener à bien ce projet sans la collaboration de l'ensemble de l'équipe technique de l'ENSAM. Je voudrais ainsi exprimer toute ma sympathie à messieurs Jannick Choquet et Patrick Olivier du laboratoire de mécanique.

Merci aussi à messieurs Marc Legrand et Jean-François Lemière du laboratoire de composites de L'ENSAM pour leur aide précieuse ou encore à messieurs Thierry Coorevits et Jean-Claude Vervisch du laboratoire de métrologie.

Merci également à Didier Burgnies et Michel Leleu que j'ai sollicités à de nombreuses reprises que ce soit pour l'usinage de pièces ou pour des expérimentations parfois surprenantes (mais toujours scientifiques!). Merci à eux pour leur disponibilité.

Comment oublier Olivier Roussette. Son aide a été d'une grande importance dans le bon déroulement technique de ma thèse. Grand merci Olivier pour le volontarisme et le pragmatisme que tu as bien voulu accorder à ce projet.

Je voudrais aussi saluer l'ensemble du personnel enseignants, enseignants-chercheurs, thésards, qui ensemble participent à l'atmosphère agréable et chaleureuse du laboratoire.

Ce projet de recherche a été financé conjointement par le CNES et la SNECMA. Qu'ils trouvent ici l'expression de toute ma gratitude. L'exigence constante dont ils ont fait preuve à mon égard tout au long de ces années a été pour moi une source de motivation supplémentaire. Je voudrais en particulier remercier messieurs Gérard Albano et Benoît Pouffary (CNES) ainsi que monsieur Pierre-Alain Lambert et madame Valérie Bégin (SNECMA).

Je salue vivement l'ensemble des membres du jury et notamment madame Fortes-Patella et monsieur Kouidri pour avoir bien voulu accorder leur jugement à mes travaux. Je remercie grandement monsieur Desmet d'avoir présidé le jury.

Je tiens particulièrement à remercier Catherine, ma future épouse, pour son soutien indéfectible et ses encouragements constants. Sa patience et son amour merveilleux m'ont permis de mener à bien ce projet.

A la mémoire de ma mère.

SOMMAIRE

SOMMAIRE 4

NOMENCLATURE 8

INTRODUCTION GENERALE 9

I. Les démarrages rapides de pompes 9

II. Le phénomène de cavitation et son impact sur les démarrages rapides 12

Chapitre 1 :

ETUDE ANALYTIQUE DE L'ORDRE DE GRANDEUR DES TERMES INSTATIONNAIRES LIES A LA CAVITATION 19

Introduction 19

I. Présentation du cas d'étude 19

I.1 Caractéristiques de la roue 19
I.2 Conditions hydrodynamiques 20

II. Dynamique du fluide contenu dans la roue 21

II.1 Equation de couple interne 21
II.2 Hypothèse de masse volumique moyenne 23
II.3 Expression des termes instationnaires 25

III. Ordre de grandeur et comparaison 27

III.1 Terme pseudo-stationnaire 27
III.2 Termes instationnaires déjà pris en compte antérieurement 29
III.3 Importance relative des termes instationnaires directement dus à la présence de cavitation dans la roue 29

Récapitulatif 30

Chapitre 2 :

PRESENTATION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL 31

I. Présentation générale du banc d'essais 31

II. Description de la ligne d'arbre 32

III. Présentation de l'instrumentation 36

IV. Présentation de la roue centrifuge 40

Annexes A et B 41

Chapitre 3 :

RESULTATS DES ESSAIS STATIONNAIRES 43

I. Présentation des essais stationnaires 43

II. Résultats des essais stationnaires hors cavitation 44

III. Résultats des essais stationnaires en cavitation 47

Conclusion des essais stationnaires 54

Chapitre 4 :

ESSAIS DE DEMARRAGES RAPIDES 55

I. Rapidité de démarrage 55

II. Présentation des essais de démarrages rapides 58

III. Résultats des essais de démarrages rapides hors cavitation 59

IV. Résultats des essais de démarrages rapides en cavitation 63

IV.1 Présentation des différents types de démarrages rapides en cavitation 64
IV.1.1 Premier type de comportement : « Fluctuations haute fréquence » 64
IV.1.2 Deuxième type de comportement : « Oscillations basse fréquence » 66
IV.1.3 Troisième type de comportement : « Coup de bélier » 67

IV.2 Cartographie des différents types de démarrages rapides en cavitation 69

Conclusion partielle 71

IV.3 Analyse physique des démarrages rapides en cavitation 71

IV.4 Visualisations de la cavitation instationnaire 79
IV.4.1 Visualisation de la roue 80
IV.4.1.1 Cas 2 : « Fluctuations haute fréquence » 81
IV.4.1.2 Cas 1 : « Oscillations basse fréquence » 83
IV.4.1.3 Cas 1 : « Coup de bélier » 86
Récapitulatif des visualisations dans la roue 89

IV.4.2 Visualisation de la conduite d'aspiration 89

Chapitre 5 :

MESURE DE LA FRACTION VOLUMIQUE LOCALE PAR RAYONS X 92

Introduction 92

I. Adaptation du banc d'essais 93

I.1 Conception d'une nouvelle roue 93
I.2 Conception d'un nouveau corps de pompe 95

II. Dispositif expérimental 100

III. Procédure d'essais 102

IV. Résultats d'essais rayons X 104

IV.1 Préambule 104
IV.2 Résultats d'essais rayons X dans la roue lors de démarrages rapides en cavitation 107
IV.2.1 Résultats RX d'un démarrage rapide type « oscillations basse fréquence » 107
IV.2.2 Résultats RX d'un démarrage rapide type « fluctuations haute fréquence » 112
IV.2.3 Résultats RX d'un démarrage rapide type « coup de bélier » 114
IV.3 Résultats d'essais rayons X dans la conduite d'aspiration 116

Conclusion 118

Chapitre 6 :

MODELISATION FONCTIONNELLE DES DEMARRAGES RAPIDES EN CAVITATION 119

I. Présentation des modèles proposés au LML 119

I.1 Modèle basé sur l'équation 1D du fluide dans la roue 119
I.1.1 Modèle initial 119
I.1.2 Evolution du modèle 121

I.2 Modèle basé sur les équations de moment de quantité de mouvement et d'énergie 124
I.2.1 Equation du moment de quantité de mouvement 124
I.2.2 Equation de l'énergie 125
I.2.3 Expression de la surpression 126
I.2.4 Evaluation des termes transitoires 127

I.3 Comparaison des modèles avec des résultats expérimentaux 128

II. Modélisation des transitoires en régime cavitant 130

II.1 Modèle de la littérature 130

II.2 Adaptation du modèle ECE à des régimes cavitants 131
II.2.1 Estimer la courbe de chute de performance en stationnaire en fonction de la géométrie de la roue, du débit et de la vitesse de rotation 132
II.2.2 Estimer la surpression transitoire fournie par la pompe en cavitation à partir des états stationnaires (chutes de performance) 135
II.2.2.1 Description de la programmation 137
II.2.2.2 Présentation d'un cas d'étude 140

Conclusion 146

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES 147

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES 150

Annexe 1 :
REPETITIVITE DES DEMARRAGES RAPIDES 152

Annexe 2 :
CARACTERISATION ET ORIGINE DU SAUT DE COUPLE 160

Annexe 3 :
ANALYSE SPECTRALE DES SIGNAUX 166

Annexe 4 :
DIMENSIONNEMENT DE LA ROUE EN PLEXIGLAS 177

Annexe 5:
RESULTATS DE DEBITMETRIE 184

NOMENCLATURE

Alphabet romain

a :	Celérité du son dans l'eau	($m.s^{-1}$)
A, S:	Surface	(m^2)
b :	Hauteur du canal inter-aubes	(m)
c :	Vitesse absolue	($m.s^{-1}$)
C :	Couple	(N.m)
D :	Diamètre	(m)
Dh :	Diamètre hydraulique	(m)
Dx :	Demi distance inter-capteurs	(m)
e :	Energie interne massique	($m^2.s^{-2}$)
F :	Forces volumiques	($N.m^{-3}$)
g :	Accélération de la pesanteur	($m.s^{-2}$)
H :	Hauteur hydraulique	(m)
I :	Moment d'inertie	($kg.m^2$)
J :	Pertes de charge	(Pa)
K :	Raideur	($N.m.rad^{-1}$)
K^+ :	Coefficient de vibration=$\xi_r R_2/u_2^2$	(-)
N :	Vitesse de rotation	($rad.s^{-1}$)
P :	Pression	(Pa)
P_{vs} :	Pression de vapeur saturante	(Pa)
Q :	Débit volume	($m^3.s^{-1}$)
R, r :	Rayon de la roue	(m)
t :	Temps	(s)
T :	Température	(K)
$\vec{T}$:	Vecteur contraintes	(Pa)
U :	Vitesse d'entraînement	($m.s^{-1}$)
V :	Volume	(m^3)
W :	Vitesse relative	($m.s^{-1}$)
z :	Epaisseur des aubages, Altitude	(m)
Z :	Nombre d'aubages	

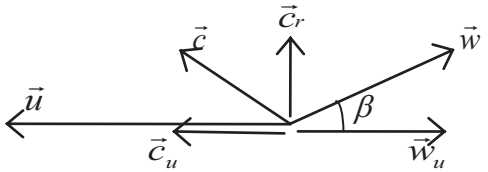
Alphabet grec

β	Angle relatif de l'écoulement	(rad)
β_{vap}	fraction volumique de vapeur $=V_{vap}/V$	(-)
χ	Coefficient de couple = $C / \rho\omega^2 r_2^5$	(-)
δ	Coefficient de débit = $Q / u_2 r_2^2$	(-)
ΔP	Surpression pompe	(Pa)
ϕ	= $Q / 2\pi r_2 b u_2$	(-)
γ	Accélération	($m.s^{-2}$)
η	Rendement pompe	(-)
λ	Coefficient de perte de charge	(-)
Π	Puissance	($J.s^{-1}$)
θ	Position angulaire	(rad)
ρ	Masse volumique	($kg.m^{-3}$)
σ	Ecart-type	
σ	Nombre de cavitation $(P_s - P_{vs})/(\frac{1}{2}\rho u_2^2)$	(-)
τ	$= (P_s + \frac{1}{2}\rho v^2 - P_{vs})/(\frac{1}{2}\rho u_2^2)$	(-)
ω	Vitesse de rotation	(tr/min)
ω_s	Vitesse spécifique = $\omega Q^{1/2}/(gH)^{3/4}$	(-)
ξ_r	Vibrations radiales	($m.s^{-2}$)
ξ	Pertes de charge	(Pa)
Ψ	Coefficient de pression = $\Delta P / \rho u_2^2$	(-)

Indices

1	Entrée de roue
2	Sortie de roue
a	Relatif aux aubages
amont	Conditions en amont de la pompe
asp, s	Aspiration
d	Point de définition
disp	Disponible
e	Relatif à l'écoulement
e	Composante d'entraînement
c	Composante de Coriolis
f	Final
fluide	Fluide
hyd	Hydraulique
i	Interne
m	Massique, Moteur
max	Valeur maximale
n	Nominal
p	Pompe
ps	Conditions pseudo-stationnaires
r	Composante radiale, relative
ref, d	Refoulement
st	Stationnaire
t	Totale
tr	Transitoire
u	Composante tangentielle
v	Volumique
vap	Vapeur

Triangle des vitesses



INTRODUCTION GENERALE

Depuis une vingtaine d'années, le Centre National d'Etudes Spatiales (C.N.E.S.) et la Société Nationale d'Etude et de Construction des Moteurs d'Avion (S.N.E.C.M.A.), deux acteurs incontournables de l'activité spatiale française et européenne, portent une attention particulière au fonctionnement des pompes lors de démarrages rapides. L'étude de tels fonctionnements a été confiée à l'équipe E.N.S.A.M. du Laboratoire de Mécanique de Lille (L.M.L). Ce dernier a acquis une expérience reconnue en la matière avec notamment la réalisation de trois thèses successives, Ghelici [11], Picavet [15], Bolpaire [1] ainsi que du post-doctorat de Dazin [5, 6]. Ce mémoire de doctorat s'inscrit pleinement dans la continuité de ces travaux. L'aspect novateur de cette nouvelle étude réside dans la prise en compte supplémentaire du phénomène de cavitation, qui peut se produire sous certaines conditions lors de la phase transitoire d'un démarrage rapide. Ce phénomène nuit aux performances hydrauliques (et structurales) de la pompe en provoquant des fluctuations de débits et de pressions pouvant aboutir à son désamorçage. L'objectif général consiste à caractériser le phénomène afin de mieux en contrôler les effets .

I. LES DEMARRAGES RAPIDES DE POMPES

Les démarrages rapides de turbopompes constituent une problématique principalement rencontrée dans le secteur spatial. Le moteur Vulcain par exemple, qui assure la propulsion de l'étage principal d'Ariane 5, est composé d'une turbopompe hydrogène (TP LH2) et d'une turbopompe oxygène (TP LOX) qui alimentent la chambre de combustion en ergols liquides. Les turbopompes sont entraînées par une turbine alimentée par des gaz de combustion créés dans un générateur de gaz, alimenté en ergols par prélèvement en sortie des pompes (cycle à flux dérivé) (figure 1).

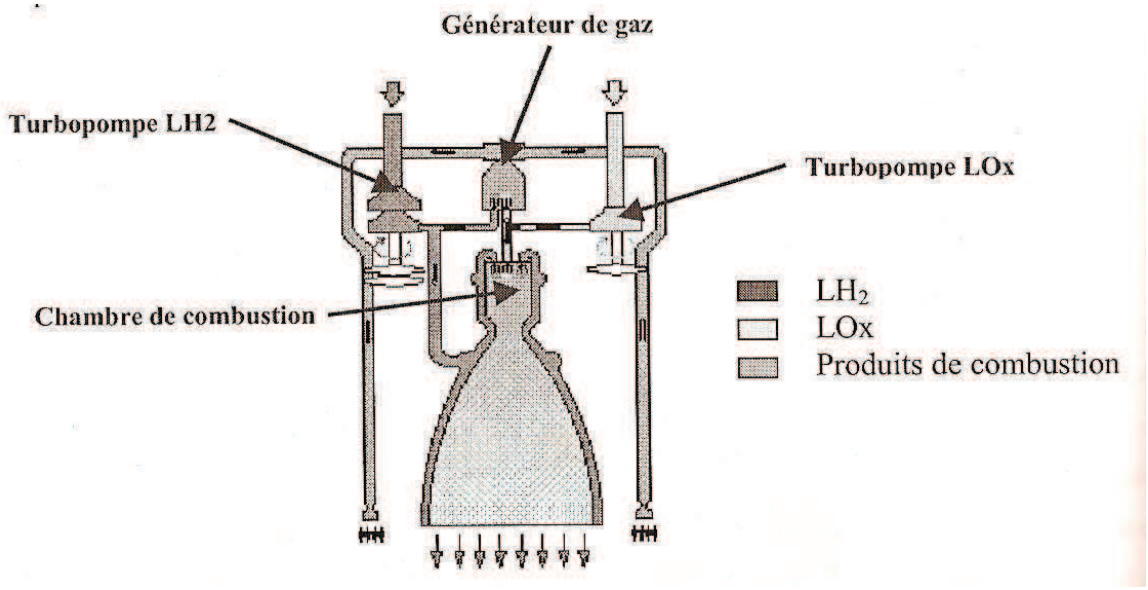


Figure 1 : Cycle des ergols dans un moteur cryotechnique

Lors du démarrage des turbopompes, le temps nécessaire pour que celles-ci atteignent leur vitesse finale de rotation (13000 tr/min pour la TP LOX et 33000 tr/min pour la TP LH2) est inférieur à deux secondes. Le caractère fortement transitoire de ce phénomène fait que les turbopompes fonctionnent éloigné de leur domaine stabilisé. Or l'allumage de la chambre de combustion intervenant durant cette phase, il est important de prédire avec précision le comportement instationnaire des pressions, des débits et des vitesses de rotation.

Avant 1990 ([19], [20]), le fonctionnement instantané hors cavitation des turbomachines était analysé à partir des caractéristiques quasi-stationnaires, ce qui est approprié pour des transitoires « lents » mais pas pour des transitoires « rapides ». La première collaboration entre le CNES et le LML sur les démarrages rapides de pompes a permis d'écrire l'expression de la hauteur totale de la pompe durant un transitoire rapide en intégrant à la fois l'accélération angulaire du rotor et l'inertie du fluide (Ghélici [11]). Cette expression, basée sur l'équation de la dynamique écrite pour une particule fluide située sur une ligne de courant entre l'entrée et la sortie de la roue, constitue le premier modèle des démarrages rapides de pompes hors cavitation. Les travaux sur le banc DERAP (DEmarrages RAPides) mis en place au LML ont aussi permis la caractérisation expérimentale de l'influence de paramètres tels que la vitesse de rotation finale, l'accélération angulaire, le débit final et la longueur du circuit durant des séquences de démarrages rapides de pompes centrifuges. Un retard temporel de la montée du débit comparée à la montée en vitesse est ainsi constaté et attribué à l'inertie du fluide dans les conduites.

Dans les travaux suivants menés au LML sur les démarrages rapides hors cavitation, Picavet [15] et Bolpaire [1] ont cherché à mieux connaître l'écoulement à l'intérieur de la machine dans le cas d'un démarrage rapide. Ils ont en particulier mené des expériences pour caractériser le phénomène de recirculation. Ce phénomène, qui apparaît pour les pompes centrifuges fonctionnant à débit partiel, voit l'écoulement dans la conduite d'aspiration prendre à sa périphérie une composante axiale négative. Il est souvent accompagné de prérotation (apparition d'une composante tangentielle de vitesse en périphérie de la conduite d'aspiration). Picavet [15] et Bolpaire [1] se sont tous deux intéressés à ce phénomène en régime stationnaire et en régime transitoire. En régime stationnaire, la technique du fil de laine utilisée par Picavet [15], ainsi que des observations de microbulles ou des mesures de capteurs de pression statique en paroi utilisés par Bolpaire [1] ont montré que la recirculation apparaît pour des débits de l'ordre de 0,7 Q_d et que l'étendue axiale de ce phénomène pouvait atteindre 5 fois le diamètre de la conduite pour les très bas débits (0,1 Q_d). Dans le cas d'un démarrage rapide, une zone de recirculation apparaît quel que soit le débit final atteint. Ceci s'explique par le fait que la pompe passe par des points de fonctionnement à faible coefficient de débit pour lesquels l'écoulement est désadapté. Toutefois, cette zone reste d'extension très limitée par rapport au cas stationnaire. Il est probable que la courte durée du transitoire ne permet pas à ce phénomène de s'installer.

En 2005, Dazin [5] propose un modèle fonctionnel permettant de prédire l'évolution de la hauteur totale de la pompe ainsi que le couple interne au cours d'un démarrage rapide. Ce modèle, basé sur les équations de quantité de mouvement et d'énergie appliquées à une turbomachine, présente l'avantage d'être général car il permet potentiellement de prendre en compte la nature compressible ou incompressible du fluide ainsi que la géométrie de la pompe. La hauteur totale expérimentale de la pompe au cours d'un démarrage rapide hors cavitation est ainsi correctement modélisée avec un écart relatif inférieur à 5%. Ce modèle n'a pas été testé dans le cas d'un démarrage rapide en cavitation car il nécessite de caractériser préalablement le comportement de la roue en régime cavitant, ce qui n'a encore jamais été fait.

II. LE PHENOMENE DE CAVITATION ET SON IMPACT SUR LES DEMARRAGES RAPIDES

Une des contraintes de l'industrie spatiale est de diminuer la masse du lanceur d'une manière générale. La structure des réservoirs n'échappe pas à cette exigence, ce qui impose une pression de stockage des ergols basse. On aboutit ainsi dans le cas de la turbopompe hydrogène à une pression d'aspiration de l'ordre de 2 bar, à peine supérieure à la pression de vapeur du LH2 qui vaut 1,2 bar à 21K. La taille des turbopompes étant réduite pour des raisons d'encombrement, elles sont contraintes d'assurer des vitesses de rotation très élevées afin de fournir la surpression et le débit nécessaires à l'alimentation de la chambre à combustion. Ainsi, un temps de démarrage des turbopompes très court associé à une vitesse de rotation très élevée et une faible pressurisation des réservoirs fournissent des conditions favorables au développement de la cavitation. Par ailleurs, le moteur Vinci, destiné à remplacer le moteur HM7B pour l'étage supérieur d'Ariane 5, pourra être rallumé à plusieurs reprises en apesanteur. Or durant chaque phase de fonctionnement, les réservoirs se vident et leur pression diminue. Ainsi les conditions initiales de pression d'aspiration du démarrage suivant sont plus faibles, ce qui favorise d'autant l'apparition de cavitation.

Lorsque la pression statique d'un liquide descend en dessous de sa pression de vapeur saturante, il se vaporise : c'est le phénomène de cavitation. Il s'apparente au phénomène d'ébullition bien que la transformation thermodynamique mise en jeu soit différente. Contrairement à l'ébullition, qui est due à une augmentation de température à pression constante, la cavitation résulte d'une baisse de pression à température quasi constante (figure 2).

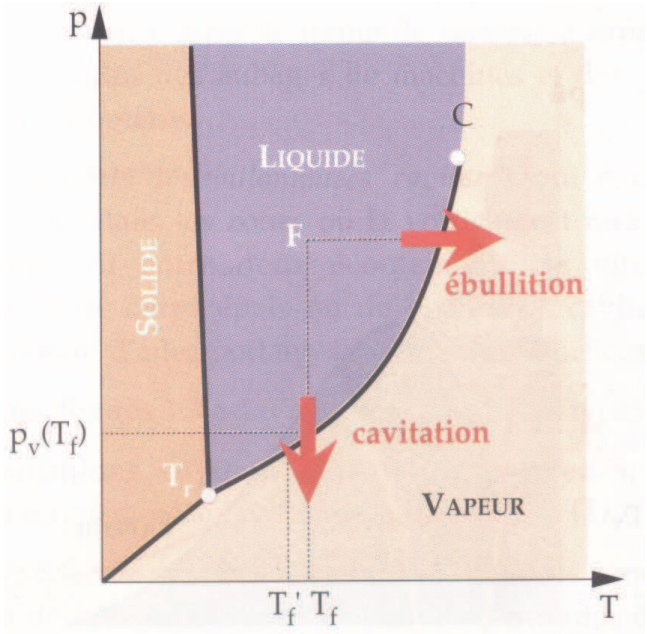


Figure 2 : Diagramme thermodynamique d'états [12]

Ainsi, un contournement d'obstacle, un rétrécissement brusque de section ou encore une aspiration de liquide par une pompe peuvent être responsables de la cavitation. Dans le cas qui nous intéresse, celui d'une pompe, la cavitation peut avoir plusieurs conséquences négatives. La présence d'une poche de vapeur attachée (figure 3) sur un aubage modifie la répartition de pression sur celui-ci, ce qui nuit aux performances globales de la pompe. Cette poche attachée peut aussi être responsable d'une désadaptation du fluide en entrée de roue, qui a pour effet d'augmenter les pertes. Suivant la taille de la poche, la section de passage du liquide dans le canal inter-aube est plus ou moins réduite et le débit fourni par la pompe peut en être affecté. La conséquence ultime peut être un blocage du débit. Dans le cas d'instabilité de cavitation, des poches de vapeur peuvent se former et disparaître à plusieurs reprises. L'implosion de poche de cavitation est un phénomène très rapide qui est souvent associé à une onde de pression de forte amplitude susceptible d'endommager les matériaux avoisinants de manière importante : c'est l'érosion de cavitation (figure 4). Ce phénomène n'est pas un facteur déterminant dans le cas présent, vu les temps de fonctionnement très réduits.

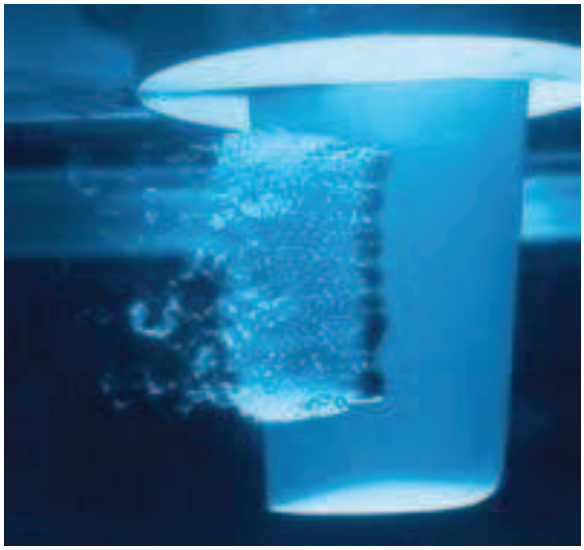


Figure 3 : Poche de cavitation attachée sur un profil [27]]



Figure 4 : Erosion de cavitation d'une roue [27]

D'une manière générale, les concepteurs de turbomachines ont toujours cherché à se prémunir des effets néfastes de la cavitation, soit en évitant qu'elle se produise (dimensionnement de la turbomachine adapté au domaine de fonctionnement) soit en limitant son développement. Dans le cas des démarrages (rapides) des turbopompes spatiales, la cavitation ne peut être totalement évitée. Pour limiter le développement de la cavitation sur la roue centrifuge de la turbopompe, une roue axiale appelée inducteur est placée en amont, ce qui a pour effet de fournir une légère surpression au fluide, et d'éviter ainsi que les étages centrifuges ne cavitent.

Depuis une dizaine d'années, des travaux sont menés pour caractériser le fonctionnement d'une pompe lors d'un démarrage rapide en régime cavitant. Ils sont assez peu nombreux et principalement menés au Japon. En 1999, Tanaka et Tsukamoto ([21], [22], [23]) ont présenté leurs résultats obtenus sur une pompe centrifuge. Un résultat typique d'essai est présenté figure 5.

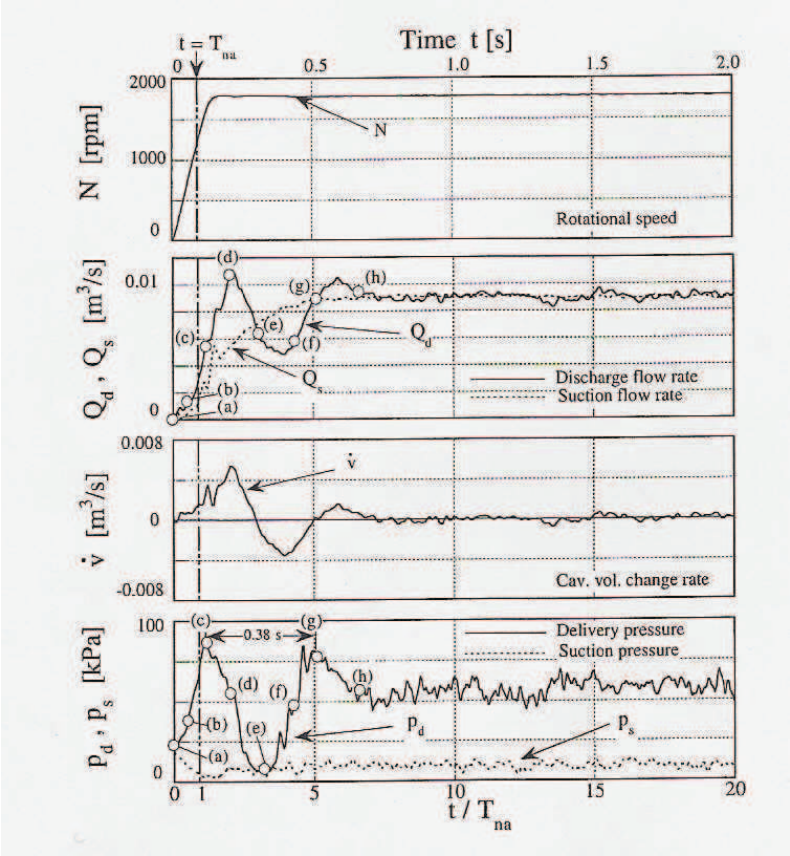


Figure 5 : Résultat d'essai de Tanaka et Tsukamoto [22]

La vitesse de la pompe et le débit à l'aspiration (Q_s) de la pompe augmentent continûment. Au refoulement par contre, le débit (Q_d) est caractérisé par des oscillations basses fréquences qui sont également visibles sur la pression de refoulement (P_d). Ces oscillations reflètent le développement de la cavitation dans la roue. Elles peuvent être liées à une chute de performance due au fort développement de la cavitation dans la roue, ou dans la pompe. Pour d'autres conditions d'essais, on retrouve aussi des résultats caractéristiques d'un simple coup de bélier dans l'installation hydraulique. La séparation entre les différents types de démarrage est très nette dans le plan (K,σ), comme cela est présenté sur la figure 6. Le paramètre K est caractéristique de la rapidité du démarrage et σ est le nombre de cavitation.

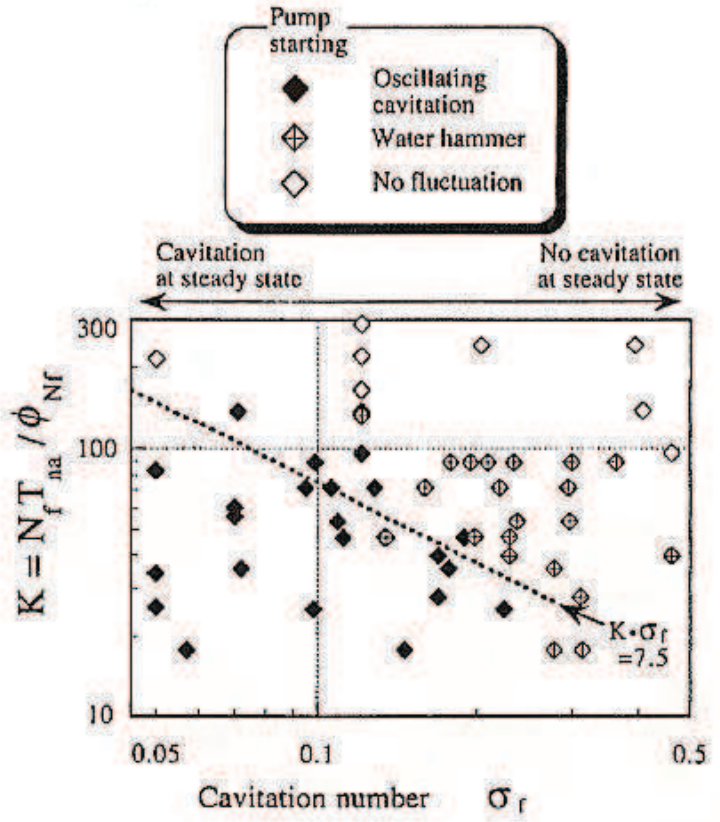


Figure 6 : Classification des essais dans le plan (K,σ), d'après Tanaka et Tsukamoto [23]

Au cours de sa thèse, Ghelici [11] a effectué un essai de démarrage rapide sur le banc DERAP où la pompe fonctionne en régime cavitant. Les résultats observés lors de cet essai sont présentés sur la figure 7.

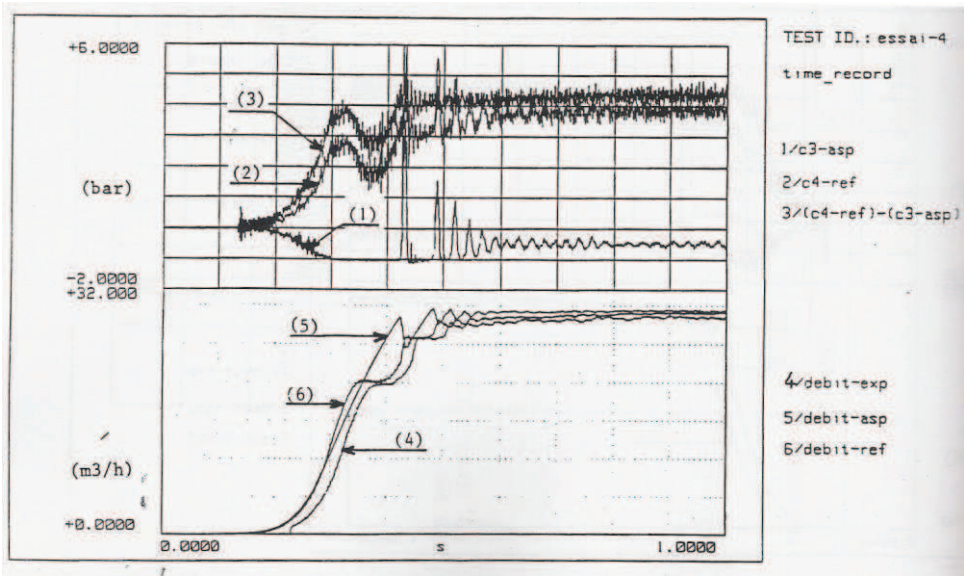


Figure 7 : Résultat d'essai en cavitation, d'après Ghélici [11]

D'après Ghelici [11], trois phénomènes différencient ce type de démarrage d'un cas non cavitant.

- Tout d'abord, la pression à l'aspiration de la pompe décroît comme dans un cas non cavitant, mais reste ensuite constante formant un plateau de t = 0,3 s à t = 0,45 s environ. Ce plateau est attribué à la formation de vapeur en entrée de pompe, qui fixe la valeur de la pression dans cette zone à la pression de vapeur saturante.

- Ensuite, les valeurs des débits à l'aspiration et au refoulement sont différentes. Ce phénomène est attribué par Ghelici [11] à la formation (quand le débit à l'aspiration est plus faible qu'au refoulement) et à l'implosion (quand le débit à l'aspiration est plus grand qu'au refoulement) de poches de cavitation.

- Enfin, des pics de pression sont observés à partir de t = 0,45 s sur les signaux de pression à l'aspiration et au refoulement de la pompe. Ces pics de pression sont attribués à la formation d'une onde (de type coup de bélier) qui accompagne la disparition brusque des poches de cavitation. L'apparition de cette onde est expliquée qualitativement (mais pas quantitativement) par un modèle théorique de type coup de bélier proposé par Ghelici [11].

Des visualisations de la roue DERAP en régime cavitant ont aussi été réalisées par le même auteur. Les enregistrements du phénomène ont été obtenus par une caméra rapide à la cadence de 1000 images/s.

Ces vidéos ont permis de :

- confirmer la présence de poches de cavitation.
- déterminer la localisation approximative de la cavitation (Figure 8).
- observer leur répartition uniforme dans les 5 canaux inter-aubages.

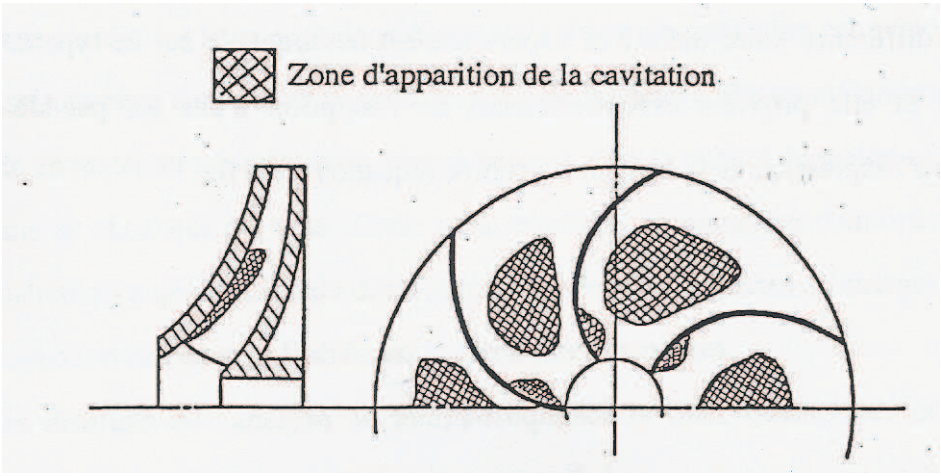


Figure 8 : Répartition de vapeur dans la roue, d'après Ghélici [11]

La présence de vapeur dans la roue et/ou dans la conduite d'aspiration peut donc modifier de manière importante le comportement global de la pompe lors des démarrages rapides. Elle peut être responsable de variations de pressions importantes ainsi que de fluctuations des débits non négligeables, qu'il faut analyser et contrôler.

Le travail effectué au cours de la thèse est caractérisé par deux objectifs distincts :

- Etudier le fonctionnement de la pompe centrifuge au cours de démarrages rapides, et analyser en particulier les effets transitoires remarquables induits par la présence de cavitation dans la roue.
- Etendre la capacité du modèle fonctionnel, développé précédemment pour des transitoires non cavitants [5], à la prédiction de démarrages rapides en régime cavitant.

Pour cela, la démarche suivante a été mise en œuvre :

- L'analyse physique du fonctionnement de la pompe a été abordée par une approche expérimentale basée sur des visualisations et des mesures instantanées du couple sur l'arbre, de la vitesse de rotation, des pressions et des débits à l'aspiration et au refoulement, des vibrations sur le carter de pompe, et de la répartition de fraction volumique de vapeur dans la roue.
- L'adaptation du modèle numérique a donné lieu à une démarche en deux temps. Dans ce modèle en effet, l'évolution de la surpression pompe au cours d'un transitoire est écrite comme la somme d'un terme pseudo-stationnaire (prépondérant en régime stabilisé) et de deux termes transitoires (prépondérants en début de démarrage). La démarche adoptée consiste d'une part à modifier le terme pseudo-stationnaire par la prise en compte de la diminution de performance mesurée en régime cavitant stabilisé, et d'autre part à inclure dans les termes transitoires les phénomènes instationnaires supplémentaires induits par la cavitation. Une étude analytique préliminaire a montré que les variations temporelles de masse volumique dans la roue doivent en particulier être prises en compte. Des mesures par rayons X permettant d'accéder aux fluctuations de densité locale dans la roue au cours de démarrages rapides en cavitation ont donc été réalisées, en collaboration avec le CEA.

Ce mémoire est organisé de la manière suivante :

- ✓ Le premier chapitre présente une étude analytique réalisée préalablement aux essais. Elle permet de déterminer comment la cavitation agit sur les équations régissant le fonctionnement transitoire de la pompe. Une application numérique a permis d'estimer dans ces équations l'importance relative des termes instationnaires liés à la cavitation dans la roue au cours d'un démarrage rapide.
- ✓ Le deuxième chapitre est consacré à la présentation du dispositif expérimental.
- ✓ Les essais caractérisant le fonctionnement de la pompe en régime stabilisé sont présentés dans le troisième chapitre. Les résultats hors cavitation sont comparés à ceux obtenus précédemment au LML ([1], [11]) avec la même pompe. L'influence de la cavitation sur le comportement de la pompe est aussi caractérisée de manière approfondie.
- ✓ Les démarrages rapides font l'objet du quatrième chapitre. Le comportement transitoire de la pompe, en régime cavitant et non cavitant, est analysé à travers les évolutions temporelles des signaux de couple, de vitesse de rotation, de pression, de débit, et de vibrations. Des visualisations du développement de la cavitation dans la roue au cours des démarrages rapides sont aussi présentées.
- ✓ Le cinquième chapitre présente les mesures de fraction volumique de vapeur dans la roue par rayons X. Les modifications de l'installation d'essai, la mise en place de la campagne expérimentale, et des résultats bruts d'essais sont présentés.
- ✓ Le sixième chapitre est consacré à la modélisation des démarrages rapides en cavitation. Les modèles existants sont présentés succinctement, puis les modifications apportées au modèle développé au LML sont détaillées et validées sur un cas typique de démarrage rapide en régime cavitant.
- ✓ Enfin, les annexes 1 à 5 développent plusieurs travaux réalisés qui ne font pas partie directement des objectifs de la thèse, mais qui ont aidé à la compréhension et à l'obtention de certains résultats.

Chapitre 1

ETUDE ANALYTIQUE DE L'ORDRE DE GRANDEUR DES TERMES INSTATIONNAIRES LIES A LA CAVITATION

Introduction

Lors d'un démarrage rapide de pompe, des termes transitoires viennent s'ajouter à ceux existants lors d'un fonctionnement stabilisé. Ces termes supplémentaires, liés à l'inertie du fluide et à l'accélération angulaire de la roue, ont déjà été pris en compte dans les études précédentes sur les démarrages rapides hors cavitation, notamment dans les travaux de Dazin [5].
Ce type de démarrage peut sous certaines conditions, être responsable de la vaporisation du fluide, c'est à dire de cavitation. Dans ce cas, des termes instationnaires directement dus à ce phénomène sont à prendre en compte dans les équations. Les variations temporelles brutales de la masse volumique du fluide contenu dans la roue provoquées par l'apparition ou la disparition de poches de vapeur modifient le fonctionnement transitoire de la pompe. Il convient de déterminer l'ordre de grandeur de ces termes afin de caractériser leur importance relative.

Après avoir présenté les équations relatives au cas d'étude et détaillé les différents termes, une évaluation numérique sera faite afin de déterminer dans quelle mesure il est nécessaire de les prendre en compte.

I. PRESENTATION DU CAS D'ETUDE

I.1 Caractéristiques de la roue

Les caractéristiques de la roue sont rappelées ici :

Rayons d'entrée et de sortie :	$R1 = 20.10^{-3}$ m	$R2 = 100.10^{-3}$ m
Epaisseur moyenne des aubages :	$z = 10.10^{-3}$ m	
Angles d'entrée et de sortie des aubages :	$\beta_1=32°$	$\beta_2=23°$
Nombre d'aubages :	$Z = 5$	



Figure 1-1 : photographies de la roue

I.2 Conditions hydrodynamiques

Le cas expérimental de démarrage rapide en régime cavitant traité par Ghelici [11] sert de base à cette étude. Les conditions d'essais sont présentées ci-après :

Fluide : eau

ω_{final} = 3000 tr/min Qv_{final} =30 m^3/h P_{asp} = 1 bar

La figure 1-2 présente les signaux de pression obtenus lors de cet essai. Les courbes (1) et (2) correspondent respectivement aux signaux de pression statique à l'aspiration et au refoulement. La courbe (3) est la surpression de la pompe.

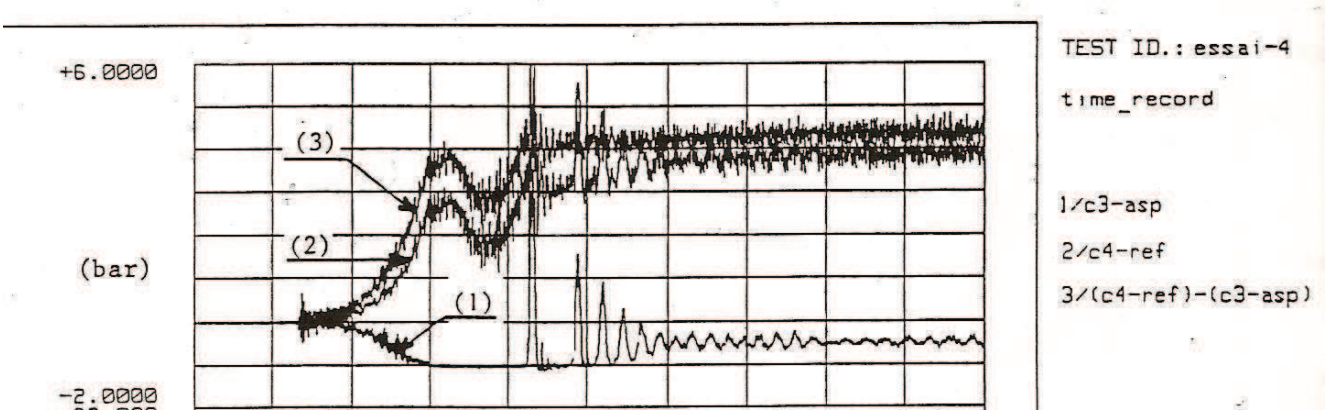


Figure 1-2 : Evolution des pressions, d'après Ghélici [11]

La conduite d'aspiration a une longueur égale à 3,1 m et la perte de charge J_{asp} engendrée par cette conduite cylindrique et rectiligne est déterminée à partir des résultats expérimentaux (différence de pressions entre le ballon amont et l'entrée pompe).

On prendra ici la perte de charge moyenne lorsque le régime stabilisé est atteint :
J_{asp} = 0,5 bar.

Le calcul du NPSH disponible est alors possible :
$NPSH_{disp} = (P_{amont} - P_v - J_{asp} + H)/ (\rho g) = 6,15m$
avec,
la pression de vapeur saturante P_{vap} (293 K) = 2337 Pa
H la hauteur géométrique : $H= \rho g \Delta z$ où Δz est la différence d'altitude entre la surface libre du ballon et l'entrée pompe ; $\Delta z \approx 1,3m$

II. DYNAMIQUE DU FLUIDE CONTENU DANS LA ROUE

II.1 Equation de couple interne

L'équation du moment de quantité de mouvement (équation 1-E1) est écrite pour un volume V incluant le fluide contenu dans la roue. La frontière du volume V est la surface *S*. (figure 1-3).

$$\frac{d}{dt}\iiint_V \overrightarrow{OM} \wedge \rho \vec{c} dV = \iiint_V \overrightarrow{OM} \wedge \rho \vec{F} dV + \iint_S \overrightarrow{OM} \wedge \vec{T} dS \qquad \text{(1-E1)}$$

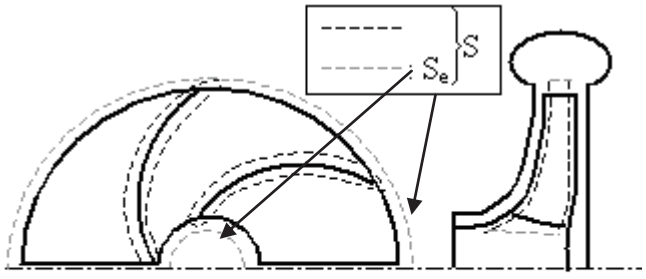


Figure 1-3 : Définition du volume de contrôle

Cette équation exprime le fait que le moment de quantité de mouvement du fluide contenu dans la roue est la somme des moments des forces extérieures (forces de volume et contraintes à la frontière du volume). L'équation (1-E1) s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}\iiint_V \overrightarrow{OM}\wedge\rho\vec{c}\,dV+\iint_S \left(\overrightarrow{OM}\wedge\rho\vec{c}\right)c_r\,dS=\iiint_V \overrightarrow{OM}\wedge\rho\vec{F}dV+\iint_S \overrightarrow{OM}\wedge\vec{T}dS \qquad \text{(1-E2)}$$

En régime stabilisé, l'écoulement est permanent en moyenne et le premier terme de l'équation est nul en moyenne. En supposant les forces volumiques F réduites au seul poids, le premier terme du membre de droite est nul car la géométrie de la roue présente une symétrie de révolution autour de [Oz]. Finalement, en projetant l'équation (1-E2) sur l'axe de la roue [Oz], et en négligeant les contraintes de cisaillement sur les surfaces d'entrée et de sortie de la roue, on obtient l'expression du moment de quantité de mouvement des turbomachines en fonctionnement stabilisé (Comolet [4]) :

$$\iint_S \left(\overrightarrow{OM}\wedge\rho\,\vec{c}\right)c_r dS\,.\,\vec{z}=\iint_{Se}\rho\,r\,c_u\,c_r ds=\quad C_i \qquad \text{(1-E3)}$$

Ci est le couple interne fourni au fluide et S_e la partie de S située à l'entrée et à la sortie de roue.

En régime transitoire, il faut évaluer la projection sur l'axe de la roue du premier terme de l'équation (1-E2) (Comolet [4]).

$$\left(\frac{\partial}{\partial t}\iiint_V \overrightarrow{OM}\wedge\rho\vec{c}\,dV\right).\vec{z}=\left(\frac{\partial}{\partial t}\iiint_V \rho r c_u\,dV\right)=A$$

En remplaçant la vitesse tangentielle C_u par (u-W_u), comme présenté sur le triangle des vitesses ci-dessous (figure 1-4) :

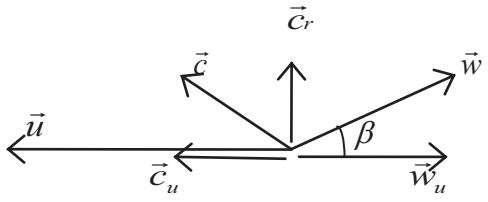


Figure 1-4 : Définition du triangle des vitesses dans le cas d'une géométrie de pompe quelconque

Il vient :

$$A=\frac{\partial}{\partial t}\iiint_V \rho r(\omega r - W_u)dV$$

D'où

$$A=\frac{\partial}{\partial t}(\omega\iiint_V \rho r^2 dV)-\frac{\partial}{\partial t}\iiint_V \rho r W_u dV$$

alors :

$$C_i = \underbrace{\iint \rho\, r\, c_u c_r ds}_{C_{ps}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(I_z(t)\omega(t))}_{(1)} - \underbrace{\frac{\partial}{\partial t}\iiint \rho r W_u dV}_{(2)} \qquad \text{(1-E4)}$$

Cette équation donne le couple exercé par la roue sur le fluide qui est alors égal à la somme de trois termes :

- Le premier terme est un terme calculé comme en stationnaire, C_{ps}.
- Le deuxième terme (1) est un terme transitoire ; il représente la dérivée du produit de la vitesse angulaire par le moment d'inertie (par rapport à l'axe de rotation) de l'eau contenu dans la roue.
- Le troisième terme (2) est aussi un terme transitoire et représente la dérivée du moment de quantité de mouvement du fluide contenu dans la roue dans le repère relatif.

II.2 Hypothèse de masse volumique moyenne

L'équation 1-E4 fait apparaître la masse volumique du fluide dans les intégrales. La connaissance de la répartition de masse volumique dans la roue est donc indispensable pour estimer correctement les termes instationnaires dus à la cavitation dans la roue.

Dans cette phase préparatoire, la répartition de la masse volumique du fluide dans la roue est inconnue. Afin de pouvoir poursuivre l'analyse, on suppose qu'elle est homogène dans la roue et on introduit une masse volumique moyenne ρ_m. Elle caractérise la densité moyenne instantanée du mélange liquide/vapeur dans la roue.

Cette hypothèse est grossière et non réaliste. Elle permet cependant d'estimer un ordre de grandeur de l'importance des termes instationnaires dus à la cavitation.

La figure 1-5 correspond à l'essai dont le jeu de paramètres a été rappelé plus haut (Q_v=30m^3/h, ω_f=3000 tr/min, P_{asp}=1 bar). Elle représente les évolutions instantanées de la pression et du débit, à l'aspiration et au refoulement, au cours du démarrage et jusqu'à l'établissement de ces deux paramètres à leurs valeurs finales.

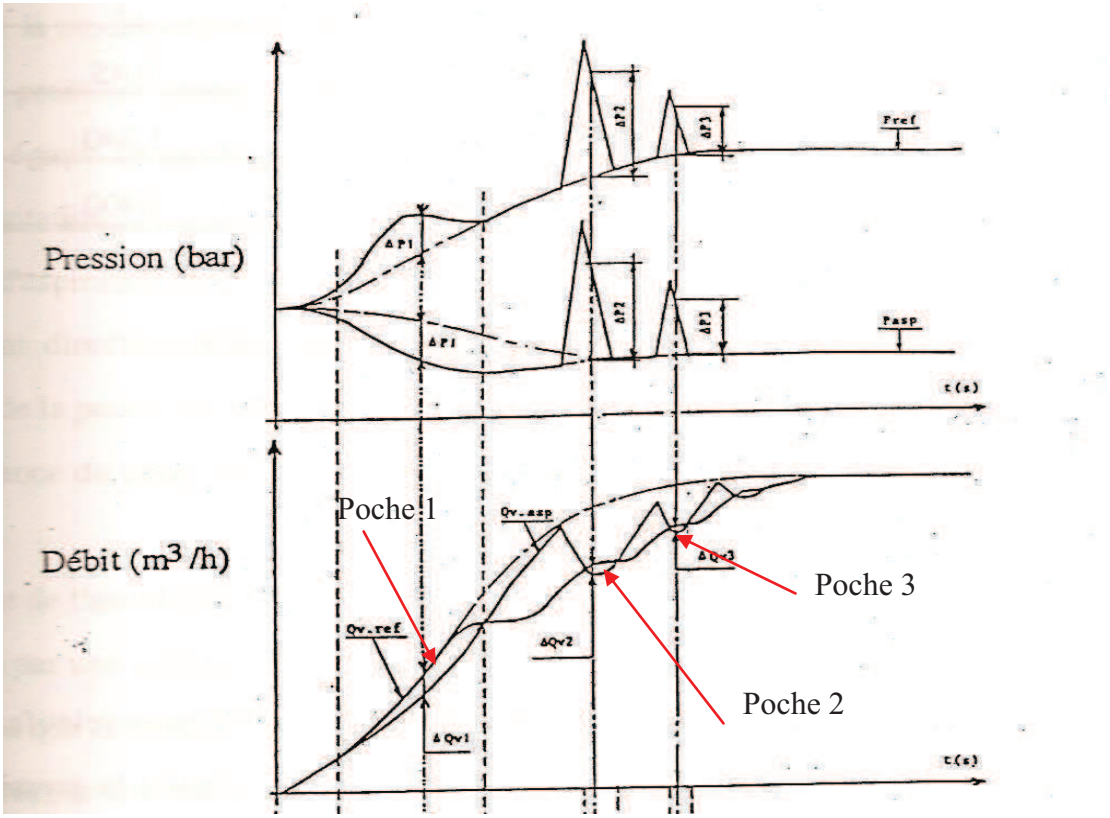


Figure 1-5 : Evolution des pressions et des débits, d'après Ghélici [11]

Les deux courbes de débit ne sont pas continuellement confondues ce qui peut être interprété comme la présence de phénomènes de cavitation.

L'augmentation de vapeur dans la roue est révélée par un débit au refoulement supérieur à celui à l'aspiration. L'intégration dans le temps de cette différence de débit donne une estimation du volume de vapeur.

Lorsque la poche de cavitation diminue de taille, le débit à l'aspiration devient supérieur à celui au refoulement.

On peut constater sur cette figure que l'alternance croissance/collapse est répétée à plusieurs reprises au cours du démarrage avec des volumes de vapeur de plus en plus faible. On peut rapprocher ce phénomène de la propagation d'une onde de pression. On peut d'ailleurs voir sur la figure que les variations de débits sont liées aux fluctuations des pressions d'aspiration et de refoulement.

Une estimation de la masse volumique moyenne pour chacune des trois premières apparitions de vapeur est obtenue à partir des résultats antérieurs.

Ghélici [11] donne le temps T pendant lequel le débit refoulé est supérieur à celui aspiré et la différence de débit ΔQ_v. On déduit alors du graphe précédent la valeur du débit pendant l'existence des poches de cavitation (tableau 1-T1).

	T(s)	ΔQ_v (m^3/h)	ρ_m (Kg/m^3)	Pourcentage de vapeur dans la roue
Poche 1	0,067	2,3	857	14,3
Poche 2	0,013	1,4	993	1,7
Poche 3	0,0067	0,45	997	0,28

Tableau 1-T1 : Détermination du pourcentage de vapeur dans la roue

Remarque :

Le volume total de fluide pouvant être contenu dans la roue est $V_T = 3.10^{-4}$ m^3

La masse volumique de la vapeur d'eau est prise à 1 bar et 20°C : ρ_{vap} (1 bar) = 0,6 kg/m^3

II.3 Expression des termes instationnaires

Le terme (1) de l'équation 1-E4 s'écrit :

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(I_z(t)\,\omega(t)\right) = \underbrace{I_z(t)\frac{\partial}{\partial t}\omega(t)}_{C_\omega} + \underbrace{\omega(t)\frac{\partial}{\partial t}I_z(t)}_{C_{IZ}} \qquad \text{(1-E5)}$$

Le produit du moment d'inertie par la dérivée temporelle de la vitesse angulaire, noté C_ω, est un terme transitoire qui n'est pas lié directement à la cavitation. Effectivement, dans le cas d'un écoulement transitoire de fluide de masse volumique constante, ce terme intervient dans les équations et a par conséquent déjà été considéré dans les travaux antérieurs portant sur les démarrages rapides hors cavitation. D'autre part, la présence de cavitation ne l'affectera que très peu, comme il sera expliqué ultérieurement.

Le terme noté C_{Iz} dans l'équation (1-E5) représente le produit de la vitesse angulaire par la dérivée temporelle du moment d'inertie. Il est à prendre en compte en cavitation alors qu'il est nul hors cavitation. Effectivement, dans l'hypothèse d'un écoulement de fluide de masse volumique

constante, le moment d'inertie est constant et sa dérivée par rapport au temps est nulle. Cela n'est plus vrai en présence de cavitation. C_{Iz} est donc directement dû à la présence de cavitation.

En introduisant le concept de masse volumique moyenne, il vient :

$$C_{Iz} \approx \omega(t) \frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho_m r^2 dV$$

$$C_{Iz} = (\omega(t) \iiint_V r^2 dV) \frac{\partial \rho_m}{\partial t} \qquad \text{(1-E6)}$$

Avec ρ_m la masse volumique moyenne du fluide contenu dans la roue

Ainsi, pour une vitesse de rotation de l'arbre de la pompe donnée, nous avons directement accès à la valeur de C_{Iz} dès lors que les variations du volume de vapeur dans la roue sont connues

Le terme (2) de l'équation 1-E4 s'écrit sous la forme suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho r W_u \, dV = \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho_m \iiint_V r W_u \, dV \right)$$

$$= \underbrace{\rho_m \frac{\partial}{\partial t} (Q_v \int_{r_1}^{r_2} \frac{r}{\tan \beta} dr)}_{C_{Qv}} + \underbrace{(Q_v \int_{r_1}^{r_2} \frac{r}{\tan \beta} dr) \frac{\partial}{\partial t} \rho_m)}_{C_\rho} \qquad \text{avec } \beta=\beta(r,t) \qquad \text{(1-E7)}$$

Le terme C_{Qv} de l'équation (1-E7) représente le produit de la masse volumique moyenne par la dérivée par rapport au temps du moment de quantité de mouvement dans le repère relatif. Il est déjà présent hors cavitation. Il sera peu affecté par la présence de cavitation.

C_ρ représente le produit du moment de quantité de mouvement dans le repère relatif par la dérivée temporelle de la masse volumique moyenne ; il est dû à la variation temporelle de masse volumique. Il est donc directement lié à l'apparition et à la disparition de vapeur dans la roue.

Hypothèse :

Pour l'estimation de l'ordre de grandeur de ces termes on considèrera que β est indépendant de r dans le repère absolu. (On prendra alors $\beta = \beta_{moyen} = (\beta_1+\beta_2)/2 = 27{,}5°$).

Cela revient à supposer que les particules fluides suivent des lignes de courant en forme de spirale logarithmique, ce qui n'est pas représentatif de la réalité.

Afin d'être plus cohérent avec la physique, Bolpaire [1] a proposé une modélisation plus complexe de β. Ce dernier est variable, et dépend de la géométrie de la roue ainsi que des conditions de fonctionnement de l'installation. Il s'est avéré que quel que soit le point de fonctionnement visé, ce modèle donne des résultats plus éloignés des résultats expérimentaux que celui à β constant.

La modélisation de l'angle β reste cependant approximative et sa connaissance exacte via une détermination expérimentale s'avèrerait très importante pour évaluer les différents termes instationnaires.

III. ORDRE DE GRANDEUR ET COMPARAISON

III.1 Terme pseudo-stationnaire

On suppose ici l'absence de prérotation en entrée roue ($Cu_1=0$) car c'est une information à laquelle nous n'avons pas accès à ce stade du projet. Des mesures PIV dans la conduite d'aspiration en entrée de roue permettraient de prendre en compte une éventuelle prérotation (Chapitre 4 paragraphe IV.4.2).

Les équations menant à la détermination du couple pseudo-stationnaire sont les suivantes :

$$Cr_2 = \frac{Q_v}{2\pi\, r_2 b} \qquad Cu_2 = U_2 - \frac{Cr_2}{\tan\beta_{2e}} \qquad \vec{U}_2 = \vec{\omega} \wedge \vec{r}_2$$

Ainsi la hauteur interne, donnée par l'équation d'Euler est :

$$H_i = \frac{U_2 Cu_2}{g} \quad \Rightarrow \quad C_{ps} = \frac{\rho_m\, g H_i Q_v}{\omega}$$

Le couple pseudo-stationnaire (couple fourni par la pompe en régime stationnaire et au point de fonctionnement considéré) est déterminé pour les trois poches aux conditions de fonctionnement correspondantes (Cf. figure 1-5). La vitesse de rotation et le débit correspondant à chaque poche sont déterminés à partir des résultats obtenus par Ghelici [11].

Remarque : Le débit à l'aspiration est pris comme référence et relevé au temps t=T/2 (demi-durée de vie) pour chaque poche (figure 1-5).

Sur le graphe 1-6 , les courbes (1) et (2) représentent respectivement les vitesses de rotation de l'arbre de la pompe et de l'arbre moteur. La vitesse de rotation de l'arbre de la pompe est elle aussi relevée au milieu de la durée de vie des poches de cavitation.

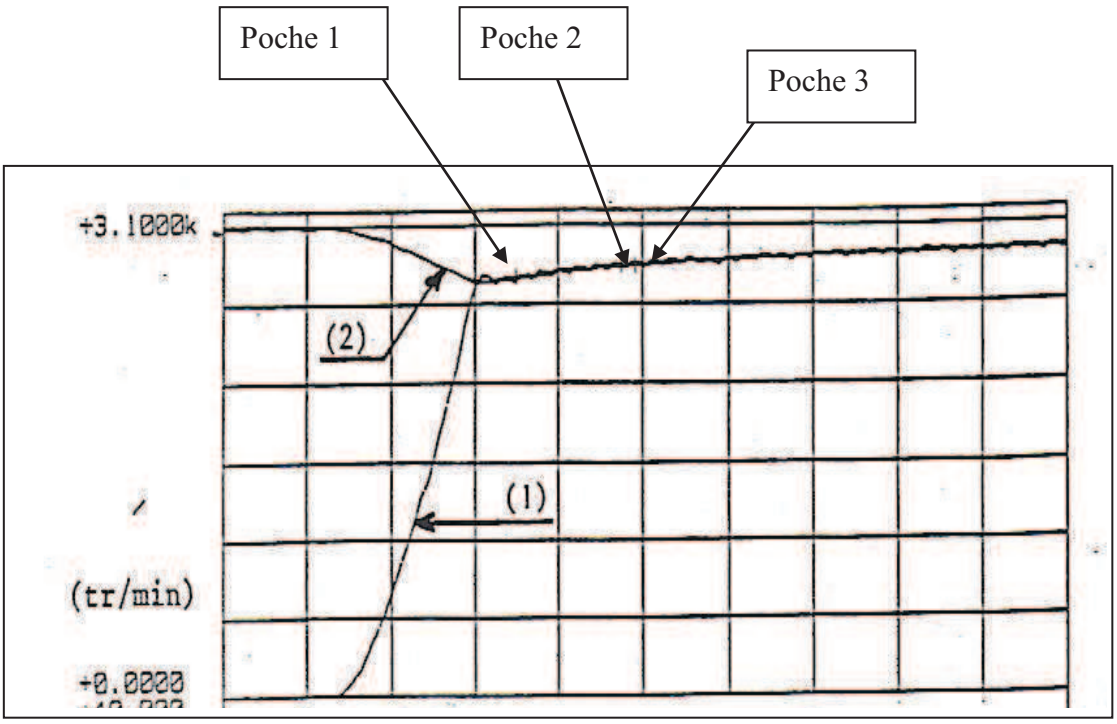


Figure 1-6 : Evolution des vitesses de rotation, d'après Ghélici [11]

Le tableau 1-T2 répertorie les valeurs de débit, de vitesse de rotation et de couple pseudo-stationnaire pour chacune des poches.

	Q_v (m^3/h)	ω (tr/min)	C_{ps} (N.m)
Phase 1	15	2680	8,64
Phase 2	21	2740	13,49
Phase 3	27	2750	16,33
Hors cavitation	30	3000	19,7

Tableau 1-T2 : Grandeurs physiques relatives aux trois poches

On constate que sur la plage relativement étroite des vitesses de rotation considérées, le couple pseudo-stationnaire augmente quand le volume de vapeur diminue. Cela est physiquement correct puisque la charge des aubages est maximale en absence de vapeur.

III.2 Termes instationnaires déjà pris en compte antérieurement

Les termes instationnaires déjà pris en compte lors de l'étude des démarrages rapides hors cavitation sont C_ω et C_{Qv} provenant respectivement des équations 1-E5 et 1-E7 :

$$C_\omega = I_z(t)\frac{\partial}{\partial t}\omega(t) \qquad C_{Qv} = \rho_m \frac{\partial}{\partial t}\left(Q_v \int_n^{r2} \frac{r}{\tan\beta} dr\right)$$

Le temps caractéristique pour ces deux termes n'est pas modifié par la présence de cavitation. Il demeure le temps de montée en régime (temps d'établissement des paramètres Q_v, ω, ρ). Ainsi, les termes C_ω et C_{Qv} sont modifiés dans le rapport des masses volumiques $\frac{\rho_m}{\rho_{liquide}}$.

Ces termes sont par conséquent peu affectés par la présence de cavitation.

III.3 Ordre de grandeur des termes instationnaires directement dus à la présence de cavitation dans la roue

Les termes C_ρ et C_{Iz} sont évalués avec la masse volumique moyenne et aux conditions de fonctionnement de l'installation pour les trois développements successifs de vapeur dans la roue. Ils sont ensuite comparés au couple pseudo-stationnaire (tableau 1-T3).

	$\Delta\rho_m$ (kg/m^3)	Cρ (N.m)	**Cρ/Cps (%)**	C_{Iz} (N.m)	**C_{Iz}/Cps (%)**
Phase 1	143	$8{,}2.10^{-2}$	1	0.94	11,4
Phase 2	7	$2{,}9.10^{-2}$	0,21	$23{,}7.10^{-2}$	1,75
Phase 3	3	$3{,}1.10^{-2}$	0,19	$20{,}2.10^{-2}$	1,24

Tableau 1-T3 : Tableau comparatif des termes C_ρ et C_{Iz}

C_{Iz} est nettement plus important que Cρ. On constate que C_{Iz} diminue avec le volume de la poche et donc avec le temps.

Les paramètres qui influencent la valeur de C_{Iz} et qui varient d'une poche à une autre sont la vitesse de rotation, la variation de masse volumique et la durée de formation de la poche. La vitesse de rotation restant quasiment constante pour les différentes poches, c'est le rapport $\Delta\rho_m / \Delta t$ qui est important.
Il en est de même pour $C\rho$: Alors que le débit est quasiment multiplié par deux entre les poches 1 et 3, il n'en est pas de même pour $C\rho$.
L'importance de C_{Iz} et de $C\rho$ dépend donc de la vitesse de formation et de disparition des zones de cavitation.

Récapitulatif

Les termes supplémentaires en présence de cavitation (C_{Iz} et C_ρ) agissent ponctuellement dans le temps sur la caractéristique globale de la pompe.
Nous avons déterminé, dans un cas pour lequel nous disposons de résultats expérimentaux, l'ordre de grandeur de ces termes et par conséquent leur importance relative.
A l'issue de cette analyse, on constate qu'ils peuvent agir de manière importante (notamment C_{Iz}) sur la caractéristique globale de la pompe. Leur poids dépend de la vitesse de formation et de disparition des zones de cavitation. Dans le cas considéré, le poids des deux termes cumulés peut atteindre plus de 12% du couple pseudo-stationnaire.

Cette étude analytique simple ne donne qu'une estimation de l'ordre de grandeur de l'importance relative des termes instationnaires dus à la cavitation. Cela est notamment dû à la méconnaissance de la répartition de vapeur dans la roue. La quantification expérimentale de ces termes apparaît par conséquent indispensable en vue d'une modélisation des démarrages rapides de pompes en présence de cavitation. C'est pourquoi des essais par rayons X ont été effectués dans le cadre de ce travail. Ils permettront de déterminer la répartition de la fraction volumique de vapeur contenu dans la roue (Chapitre 5).

Chapitre 2

PRESENTATION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL

I. PRESENTATION GENERALE DU BANC D'ESSAIS

Une boucle d'essais a été initialement mise en place par Ghélici [11] au début des années 1990. Dès lors, elle a été principalement dédiée à l'étude des démarrages rapides de pompes hors cavitation. Cette boucle a été démontée en 2005 après avoir permis la réalisation de trois thèses successives (Ghelici [11] en 1993, Picavet [15] en 1996, Bolpaire [1] en 2000). Une nouvelle boucle d'essais a alors été élaborée. Elle permet de réaliser des démarrages rapides en régime cavitant et d'imposer éventuellement des conditions (dynamiques) initiales différentes d'un essai à l'autre.
Une représentation schématique et des photographies du banc d'essais sont présentées à la fin du chapitre, en annexes A et B.

L'implantation spatiale du banc a été conçue de manière à se conformer au cahier des charges fonctionnel du banc établi conjointement avec le CNES et SNECMA. La principale modification, par rapport au premier banc DERAP, est l'ajout d'un second ballon permettant le fonctionnement en circuit ouvert. La présence de deux réservoirs (un en amont de la pompe et l'autre en aval) permet de simuler la mise en froid du circuit. Sur le moteur Vulcain d'Ariane V par exemple, la mise en froid du circuit d'alimentation consiste à faire « ruisseler » le fluide dans le circuit avant la mise en route des turbopompes hydrogène et oxygène dans le but d'amener les tuyauteries à température. On se prémunit ainsi d'effets thermodynamiques non souhaités lors du démarrage. Dans notre cas, les effets thermodynamiques n'étant pas abordés, il s'agit uniquement de reproduire lors du démarrage de la pompe, des conditions dynamiques dans le circuit semblables à celles existantes dans la réalité. Ainsi, deux réservoirs réglés à des pressions différentes pourront permettre ce mouvement du fluide dans le circuit.

Deux configurations de fonctionnement sont donc possibles sur le nouveau banc :

1) Les conduites d'aspiration et de refoulement sont reliées au même réservoir. Dans ce cas, aucun écoulement de fluide n'est possible avant que la pompe ne démarre. La boucle est en

configuration fermée. Sauf avis contraire, l'ensemble des résultats présentés sont obtenus dans cette configuration.

2) Les conduites d'aspiration et de refoulement sont reliées à des réservoirs distincts. Ainsi, les pressions d'entrée et de sortie peuvent être réglées indépendamment ce qui permet d'imposer un écoulement du fluide avant que la pompe ne démarre. La boucle est en configuration ouverte.

Une vanne située sur le circuit de refoulement permet de se positionner dans l'une ou l'autre des configurations.

Dans la conception du banc, on a cherché à privilégier la réutilisation des conduites inox existantes. Tous les nouveaux tronçons sont réalisées en PVC, afin de simplifier les opérations de montage et de maintenance. Des vannes à boisseau sphérique permettant d'isoler les ballons amont et aval sont positionnées en sortie de ballons, afin de ne pas avoir à vider l'installation pour effectuer ces opérations. Deux autres vannes du même type permettent de choisir la configuration boucle ouverte ou boucle fermée. Une pompe à vide peut être branchée sur les deux ballons, de façon à régler la différence de pression entre l'amont et l'aval.

II. DESCRIPTION DE LA LIGNE D'ARBRE

Dans la version de 1993, la ligne d'arbre était composée d'un moteur, de l'ensemble embrayage électromagnétique / bobine et de la pompe centrifuge (figure 2-1).

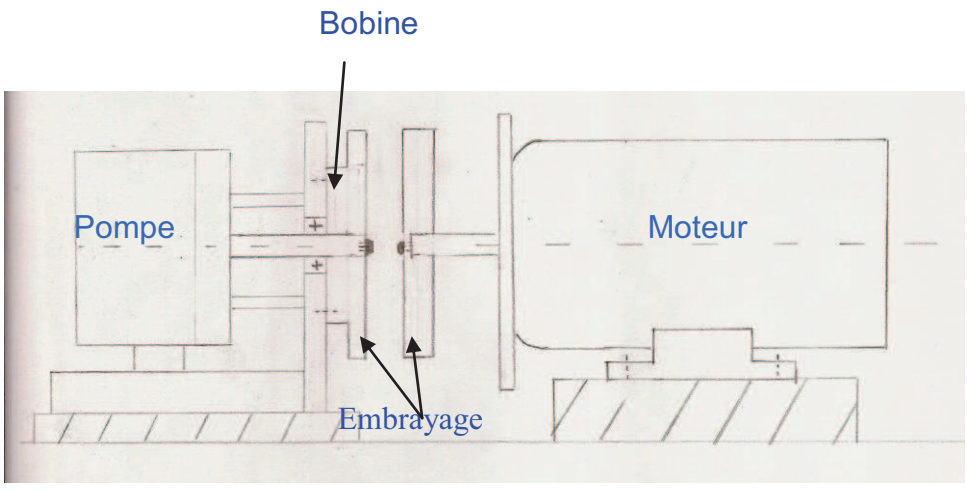


Figure 2-1 : Schéma de la ligne d'arbre (1993)

Hormis la pompe, l'embrayage électromagnétique est l'élément essentiel de la ligne d'arbre. Les démarrages rapides sont rendus possible grâce à celui-ci qui relie les arbres de la pompe et du moteur. De tels démarrages sont obtenus en engageant l'embrayage une fois que le moteur a atteint sa vitesse de rotation finale. Des démarrages plus lents peuvent être réalisés en « lançant » le moteur alors que l'embrayage est enclenché. L'embrayage électromagnétique, déjà présent sur la première version du banc DERAP, a été conservé. Cependant plusieurs modifications ont été apportées à la conception de la ligne d'arbre. Dans la nouvelle version, la ligne d'arbre a été revue dans son intégralité en commençant par la pompe. Bien que la même pompe centrifuge ait été conservée, elle a été entièrement démontée afin de contrôler son état d'usure. Ainsi les roulements et la garniture[1] ont été changés et l'arbre dégrippé. L'ensemble des éléments (arbre, rouet, etc..) ont subi un contrôle métrologique afin de s'assurer des différentes côtes et de vérifier un éventuel voile de l'arbre. Ces contrôles permettent en définitive d'estimer l'ensemble des jeux de la pompe.

Un couplemètre a par ailleurs été inséré entre le moteur et la pompe afin d'obtenir la mesure instantanée du couple sur l'arbre de la pompe. Cet ajout a nécessité la modification des liaisons de la ligne d'arbre. L'embrayage ne pouvant être fixé directement sur le couplemètre sans risquer de l'endommager (sa masse étant trop importante), une liaison intermédiaire entre le capteur et l'embrayage a été choisie : un palier assure cette fonction et garantit également un guidage correct de la ligne d'arbre. Deux accouplements assurent les liaisons pompe/couplemètre et couplemètre/palier. Les accouplements sont de type PAULSTRA MPP 20 et ont été choisis en fonction des exigences formulées dans le cahier de charges, notamment en termes de couple et de vitesse de rotation. Ils ont la particularité d'être semi-élastiques, pouvant ainsi palier d'éventuels défauts d'alignement radial, axial ou conique de la ligne d'arbre. La description schématique de la nouvelle ligne d'arbre est fournie sur la figure 2-2.

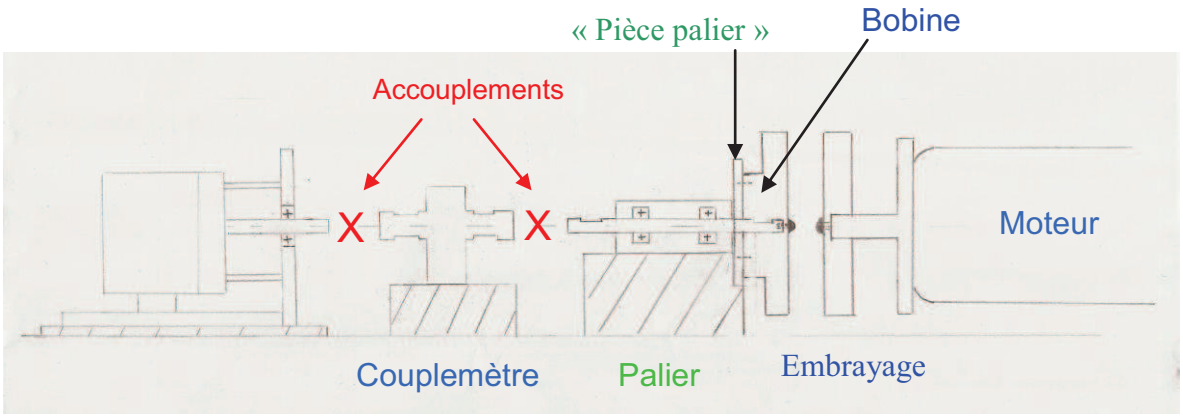


Figure 2-2 : Modifications de la ligne d'arbre

[1] La garniture se compose d'un miroir argenté, immobile par rapport à l'arbre de la pompe, et d'une couronne en graphite fixée sur l'arbre. La mise en rotation de la pompe permet le frottement du graphite sur le miroir ce qui assure l'étanchéité de la pompe au niveau de l'arbre.

Des pièces ont été usinées pour bloquer axialement les accouplements, adapter l'arbre du palier et réaliser la liaison palier / embrayage. Une représentation CAO de la pièce adaptative du palier est donnée sur la figure 2-3. La bobine, autour de laquelle tourne l'embrayage électromagnétique, doit être fixe par rapport au bâti. Dans la version de 1993, la bobine est directement fixée sur le corps de pompe. L'insertion du couplemètre nous a contraint d'adapter le palier en concevant une nouvelle pièce. Cette dernière, conçue sous Catia V5 et usinée à l'ENSAM, reprend la pièce d'origine servant à bloquer les roulements du palier complétée d'une « partie ajoutée » de diamètre supérieur permettant de fixer la bobine. Un épaulement a été prévu afin de centrer la bobine par rapport à l'arbre.

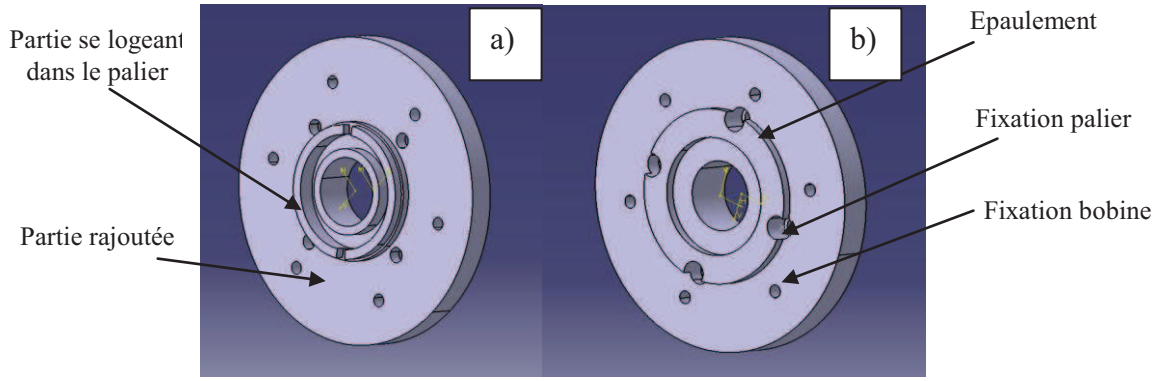


Figure 2-3 : CAO de la « pièce palier »
a) Vue de face ; b) Vue de derrière

Deux photographies de la ligne d'arbre sont présentées ci-après :

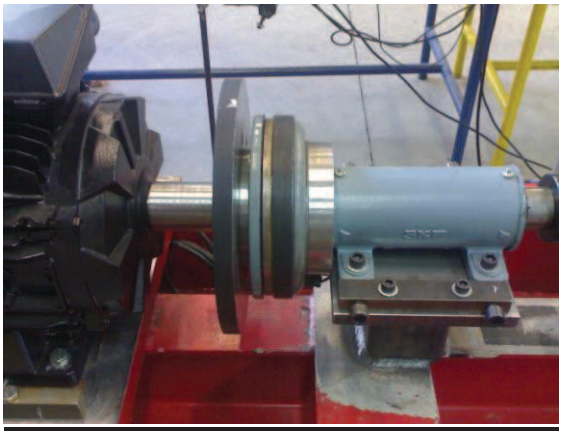


Figure 2-4 : Photographie de la liaison moteur / palier

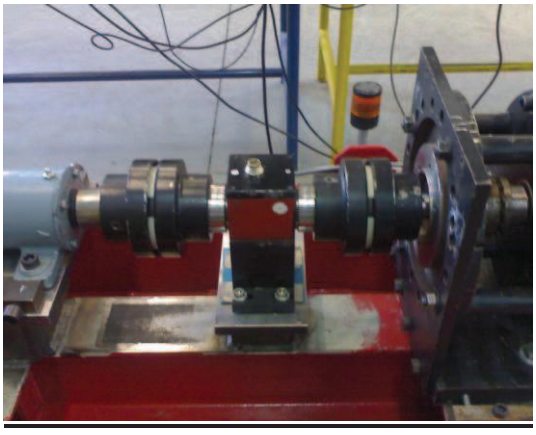


Figure 2-5 : Photographie des liaisons du couplemètre

Un nouveau châssis a également été conçu pour supporter le moteur, la pompe, et l'ensemble de la ligne d'arbre. Le châssis est fixé sur une taque qui assure la stabilité du bloc moteur, et permet également un positionnement stable des instruments de mesure lors des campagnes d'essais. La figure 2-6 présente un modèle CAO du châssis. Il a été dessiné en respectant au mieux les standards du marché (fer U, fer I). Ses dimensions approximatives en mètres sont 2*0,65*0,6 (en ne tenant pas compte des pattes de fixations). Des oreilles de levage ont été prévues, des goussets renforcent la structure en divers points, des lumières et des barres de positions permettent de jouer sur l'encombrement axial et transversal des éléments.

Cette conception a nécessité le relevé des différentes cotes pour dimensionner la hauteur des différents éléments ainsi que l'encombrement axial. Les plaques supportant les différents éléments ont été rectifiées afin d'assurer leurs planéités respectives et relatives.

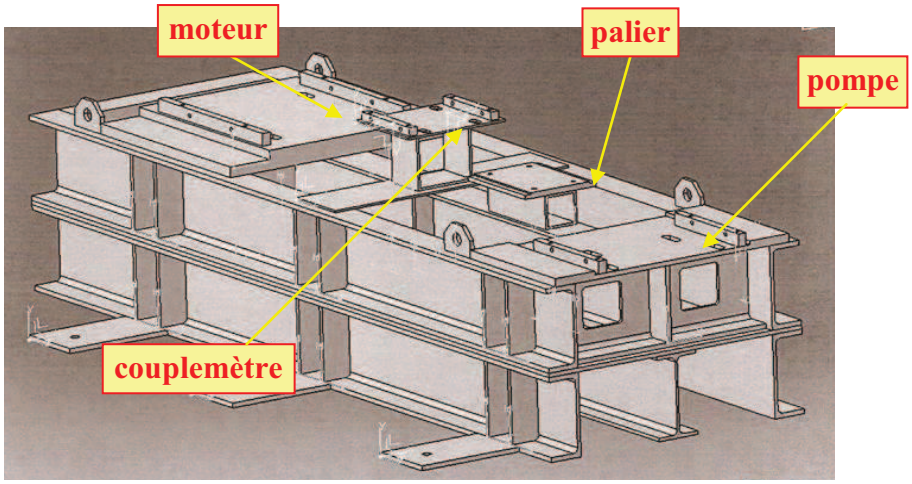


Figure 2-6 : CAO du châssis

Un nouveau moteur (Leroy-Somer 4P LS MV 160 LU VF TRI 230/400) a été installé, avec une puissance plus importante (15 kW) que le précédent. Il permet d'envisager des évolutions futures pour ce banc d'essais, en particulier le test d'autres géométries que la roue actuelle.



Figure 2-7 : Photographies du moteur et de son armoire de commande

III. PRESENTATION DE L'INSTRUMENTATION

En ce qui concerne l'instrumentation, deux exigences principales ont été identifiées :

- des capteurs permettant une mesure dans des gammes de fréquences élevées.
- une acquisition simultanée des signaux.

En effet, lors des démarrages rapides, la montée en régime de la pompe dure une demi-seconde environ. Ainsi il faut être capable d'acquérir les mesures de couple, de vitesse de rotation et de pressions à haute fréquence. Le caractère fortement transitoire du phénomène nous impose aussi d'être capables d'acquérir ces différents signaux simultanément. Plusieurs mesures à haute fréquence sont disponibles sur l'installation afin de caractériser l'écoulement durant un régime transitoire :

- Le couplemètre (Meiri 0170MS) (figure 2-8) permet d'obtenir la vitesse de rotation de la pompe ainsi que le couple sur l'arbre. Une incertitude de la valeur de couple égale à 0,2% de la gamme de mesure est annoncée par le constructeur.

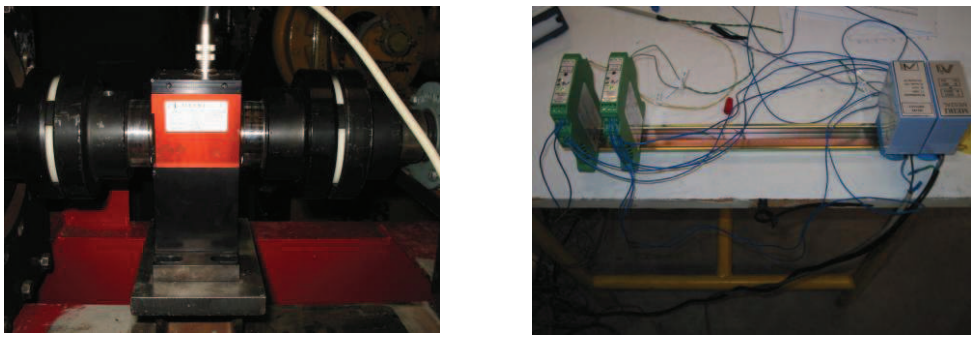


Figure 2-8 : Photographies du couplemètre, de ses conditionneurs et ses alimentations

- Six capteurs de pression piézoélectriques (Kistler 701A) (figure 2-9) sont disposés de part et d'autre de la pompe (3 en entrée et 3 en sortie pompe). Ils permettent d'obtenir les évolutions des pressions statiques ainsi que de reconstituer les débits via une méthode initialement proposée par Ghélici [11].

Une incertitude égale à 0,2% de l'étendue de mesure est annoncée par le constructeur.

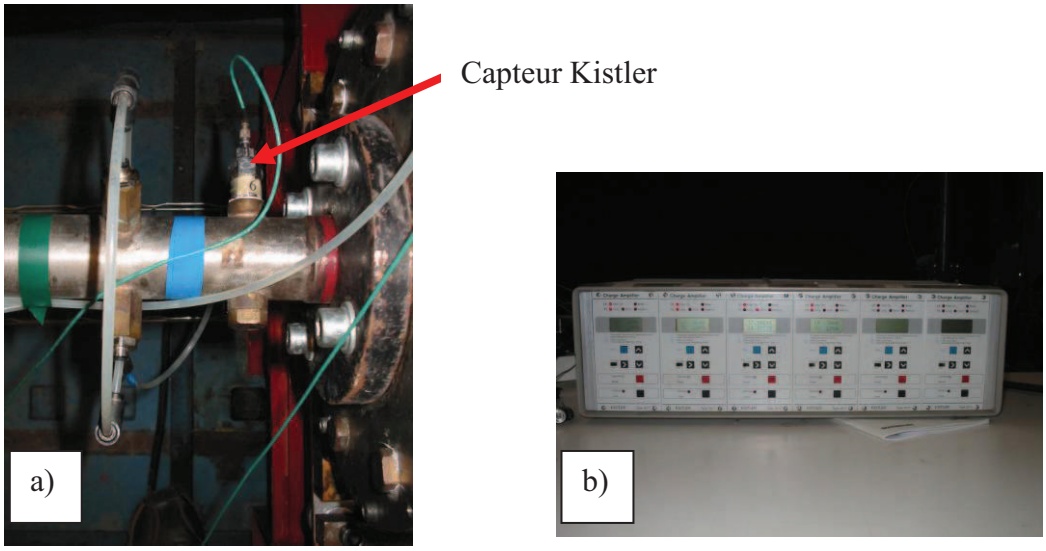


Figure 2-9 : Photographie a) d'un capteur Kistler b) du conditionneur

Les incertitudes de mesures sur le couple, la vitesse de rotation et les pressions d'aspiration et de refoulement au cours du transitoire sont dues à la précision des capteurs ainsi qu'à la répétitivité des démarrages rapides hors cavitation et en cavitation. Des tests de répétitivité hors cavitation et en cavitation ont été effectués (annexe1) sur les parties stationnaire (st) et transitoire (tr) de démarrages rapides tels que ω_f=3000 tr/min et Q_f=Q_d et σ_f=0,07 éventuellement. Les résultats obtenus sont reportés dans le tableau 2-T1. Les valeurs indiquées correspondent aux incertitudes liés à la répétitivité des essais en fonctionnement stationnaire (st) ou transitoire (tr), en cavitation ou hors cavitation.

	Pasp (bar)		**Pref (bar)**		**C (N.m)**		**● (tr/min)**	
	st	**tr**	**st**	**tr**	**st**	**tr**	**st**	**tr**
Hors cavitation	0,015 (2%)	0,03	0,015 (0,5%)	0,11	0,15 (0,5%)	2	0	45
Cavitation	0,015 (2%)	0,015	0,06 (2%)	0,1	0,5 (1,5%)	1,3	0	22

Tableau 2-T1 : Récapitulatif des tests de répétitivité

Le paramètre principal qui affecte la répétitivité des démarrages rapides est l'effet mémoire de l'embrayage électromagnétique. Cependant, en négligeant ce paramètre, la répétitivité des démarrages rapides est acceptable. On a pu constater aussi que la cavitation qui se développe dans la pompe lors d'un démarrage a une incidence faible sur la répétitivité. Cela est un résultat important notamment pour les essais par rayons X où plusieurs essais de démarrages rapides pour un même point de fonctionnement final seront nécessaires pour reconstituer une évolution du taux de vide local dans la roue durant le transitoire.

Le tableau 2-T2 récapitule les incertitudes globales des mesures de couple, de vitesse de rotation et de pressions pour un démarrage rapide, c'est à dire les incertitudes liés aux capteurs ainsi que celles définies suite aux tests de répétitivité des démarrages rapides.

	P_{asp}	P_{ref}	Couple	Vitesse de rotation
Hors cavitation	2,5%	1%	5%	1,5%
En cavitation	2,5%	2,5%	6,5%	1,5%

Tableau 2-T2 : Incertitude globale des mesures.

- Un accéléromètre positionné sur le corps de pompe permet d'avoir accès aux vibrations radiales.

L'ensemble de ces signaux hautes fréquences sont acquis simultanément à une fréquence de 10 kHz avec un système PXI-PCI de National Instrument (figure 2-10). Le programme utilisé pour piloter les acquisitions a été développé en interne sous le logiciel Labview.



Figure 2-10 : Photographie du châssis MXI-4

Par ailleurs, des mesures à basse fréquence sont effectuées afin de caractériser l'écoulement en régime stabilisé et de contrôler le point de fonctionnement final atteint après un démarrage rapide :

- Deux débitmètres électromagnétiques (Krohne Optiflux 4300) (figure 2-11) sont utilisés pour le contrôle du débit dans les conduites d'aspiration et de refoulement.



Figure 2-11 : Photographie du débitmètre électromagnétique

- Un capteur de pression absolu et un différentiel (Rosemount) (figure 2-12) sont utilisés pour mesurer respectivement la pression statique dans la conduite d'aspiration et la surpression fournie par la pompe.

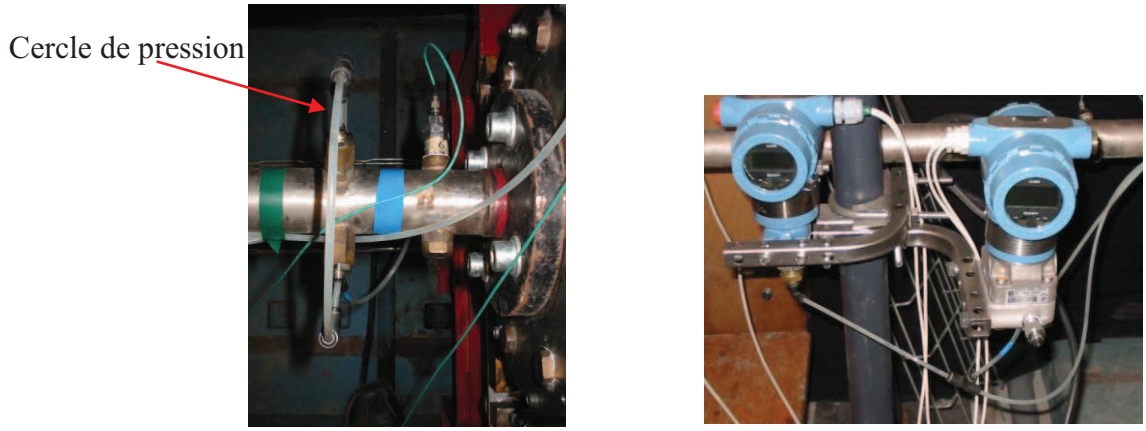


Figure 2-12 : Photographies d'un cercle de pression et des afficheurs absolu et différentiel Rosemount

- La vitesse de rotation de l'arbre moteur est donnée par une cellule photoélectrique.

Dans le cas des démarrages rapides, un trigger externe basé sur le déclenchement de l'accouplement de l'embrayage électromagnétique sert de référence de temps pour l'acquisition des signaux. Ainsi tous les essais de démarrages rapides ont la même référence de temps.

IV. PRESENTATION DE LA ROUE CENTRIFUGE

La roue utilisée sur le banc DERAP est de type centrifuge. Sa vitesse spécifique est comparable à celles des roues utilisées par l'industrie spatiale sur le moteur HM7[1] par exemple (ω_s=0,24 pour DERAP et ω_s=0,26 pour la turbopompe LH2 du moteur HM7). Les principales spécifications de la roue sont présentées dans le tableau 2-T3 et sur la figure 2-14. Un corps de pompe avec un diffuseur lisse (court) suivi d'une simple volute est utilisé pour les expériences.

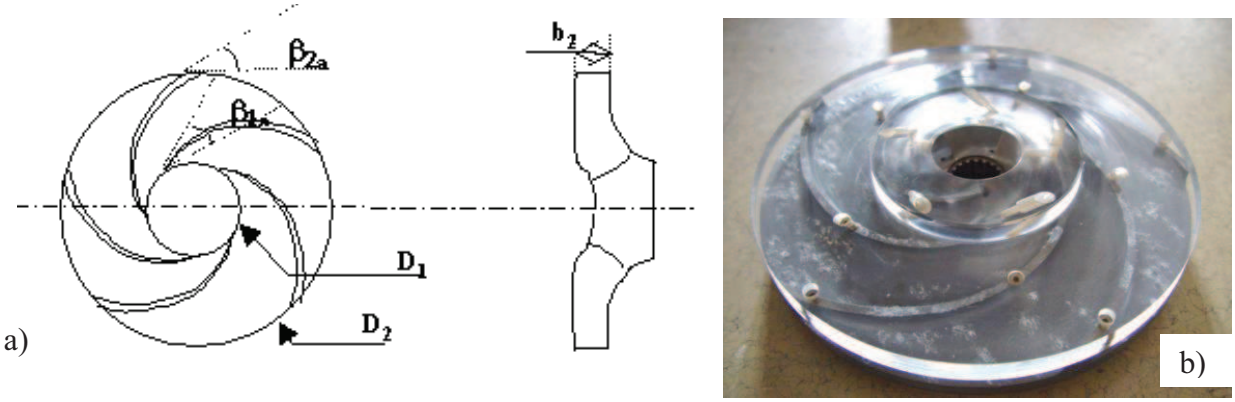


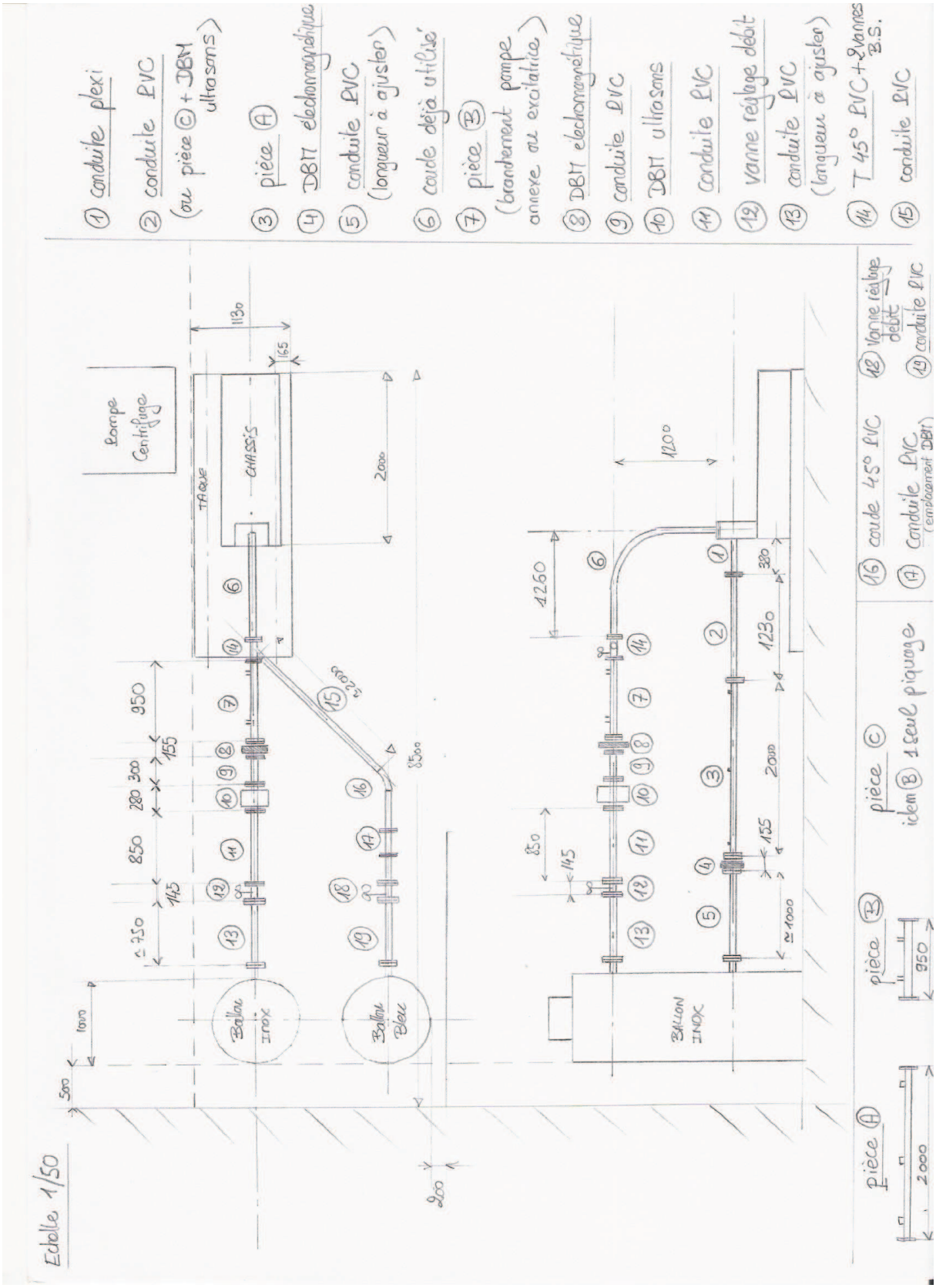
Figure 2-14: Géométrie de la roue (a)Vue schématique, (b) Photographie

Caractéristiques géométriques		*Paramètres hydrauliques*	
Angle d'entrée de l'aube	32,2°	ω_n	2900 tr/min
Angle de sortie de l'aube	23°	Q_n	23 m^3/h
Nombre d'aubes	5	ΔP_n	4,9 bar
Diamètre d'entrée D_1	38,5 mm	ω_s	0,24
Diamètre de sortie D_2	202,5 mm		
Épaisseur en sortie b_2	7 mm		

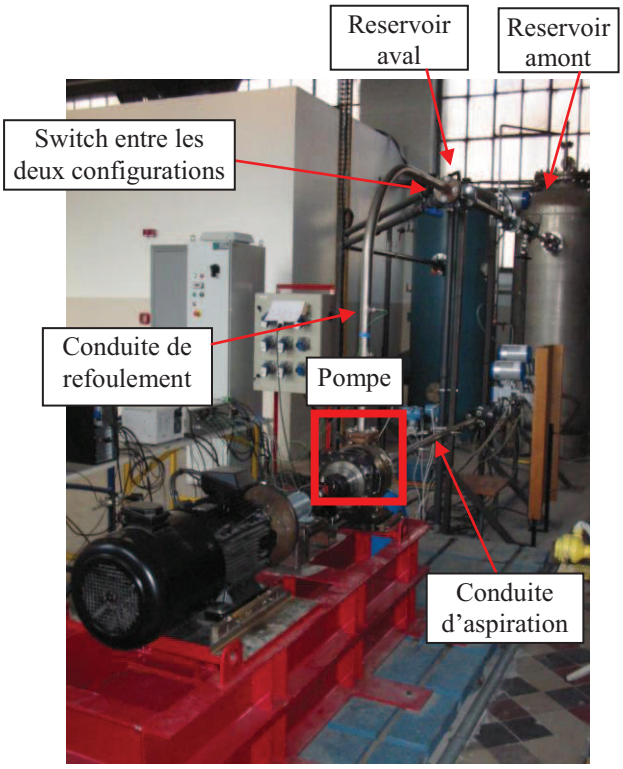
Tableau 2-T3: Caractéristiques de la roue

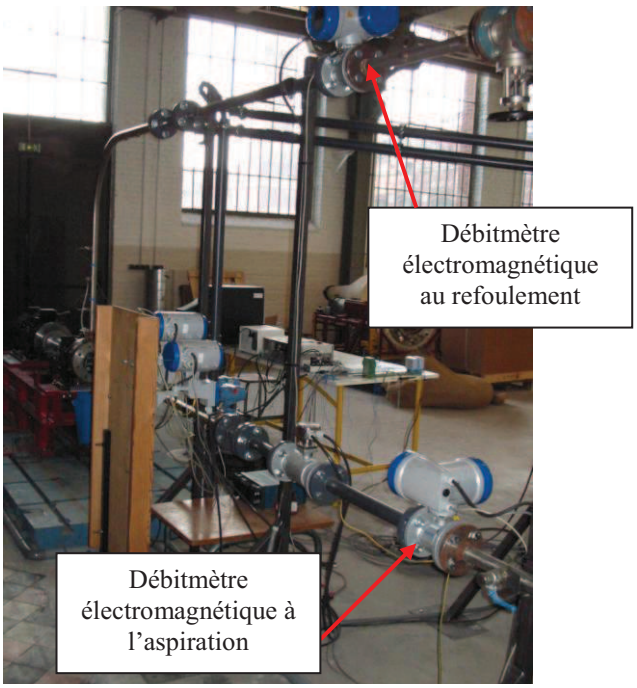
[1] HM7 est le moteur du troisième étage d'Ariane 5.

ANNEXE A : SCHEMA DU BANC D'ESSAI



ANNEXE B : PHOTOGRAPHIES DU BANC D'ESSAI





Chapitre 3

RESULTATS DES ESSAIS STATIONNAIRES

Dans cette partie sont présentés l'ensemble des résultats stationnaires. Ces résultats permettent de caractériser le fonctionnement de la pompe en régime stabilisé, dans des conditions de cavitation ou de non cavitation, pour différents triplets (ω, Q_v, P_{asp}). Connaître le fonctionnement de la pompe en régime stationnaire est indispensable pour caractériser par la suite l'influence du transitoire de démarrage rapide sur ses performances.

I. PRESENTATION DES ESSAIS STATIONNAIRES

Les essais hors cavitation permettent d'obtenir les courbes caractéristiques à différentes vitesses de rotation (ω=1000 tr/min, ω=2000 tr/min, ω=3000 tr/min) sur une plage de débit comprise entre 0,13 Q_d et 1,5 Q_d où Q_d représente le débit de définition (débit pour lequel le fluide entrant dans la roue attaque les aubages avec un angle relatif β_1 égal à l'angle d'aubage β_{1a}). A vitesse de rotation donnée et constante, la caractéristique est obtenue en augmentant progressivement le débit. La valeur du débit amont et de la surpression sont données respectivement par le débitmètre électromagnétique et par le capteur de pression différentielle « Rosemount ». Afin de s'assurer que les essais se déroulent effectivement dans des conditions de non cavitation, la pression du ballon amont est réglée à une pression absolue égale à 3 bar.

Les essais en cavitation ont essentiellement été réalisés pour une vitesse de rotation égale à 3000 tr/min. Dans un premier temps ils ont permis d'obtenir les courbes caractéristiques pour différentes valeurs du nombre de cavitation σ (σ =0,05, σ =0,07, σ =0,09, σ =0,11, σ =0,13, σ =0,15). On relève ici encore le débit à l'aspiration et la surpression pompe. Obtenir les courbes caractéristiques pour une valeur de σ donnée signifie que pour une variation de débit donnée, la pression du ballon amont est ajustée par l'opérateur afin que σ reste constant.
Dans un second temps, les chutes de performance ont été obtenues pour différents débits (Q/Q_d=0,7, Q/Q_d=0,8, Q/Q_d=0,9, Q/Q_d=1, Q/Q_d=1,1, Q/Q_d=1,2). La pression statique absolue en entrée de pompe (Rosemount) et la surpression pompe sont relevées par l'opérateur. Ces essais consistent à faire chuter

la pression du réservoir amont et à régler la vanne de débit au fur et à mesure, afin que ce dernier reste constant le long de la chute de performance.

II. RESULTATS DES ESSAIS STATIONNAIRES HORS CAVITATION

L'évolution du coefficient de pression ψ en fonction du coefficient de débit δ est donnée sur la figure 3-1 pour trois vitesses de rotation (ω=1000 tr/min, ω=2000 tr/min, ω=3000 tr/min). Notons qu'au débit de définition Q_d, δ est égal à 0,021. On peut observer une bonne concordance des trois caractéristiques. On note que pour une vitesse de rotation égale à 1000 tr/min la courbe est très légèrement en dessous des deux autres. On peut cependant conclure que pour une gamme de vitesses de rotation comprises entre ω=1000 tr/min et ω=3000 tr/min, la pompe respecte les lois de similitude (pas d'effet Reynolds).

La figure 3-2 compare la caractéristique adimensionnalisée avec celle obtenue précédemment par Bolpaire [1]. Les deux résultats sont très proches l'un de l'autre puisqu'un écart maximal entre les deux graphes de 2,6% est obtenu pour δ=0,023. Cette petite différence peut être expliquée par le remontage de la pompe (remplacement des roulements, calage axial de la roue) qui entraîne systématiquement des modifications des jeux de la pompe aussi minimes soient-ils . Ceci est confirmé par le fait que cette différence est de signe constant sur toute la gamme de débits explorés. Le nouveau résultat se situant toujours sous la courbe obtenue par Bolpaire, cela signifie que le jeu relatif au débit de fuite a été augmenté entre ces deux résultats. Effectivement, pour un débit pompe donné, un débit de fuite plus important a pour conséquence d'augmenter le débit roue (le débit de fuite côté ceinture étant ré-injecté en entrée de roue, il vient s'additionner au débit pompe).

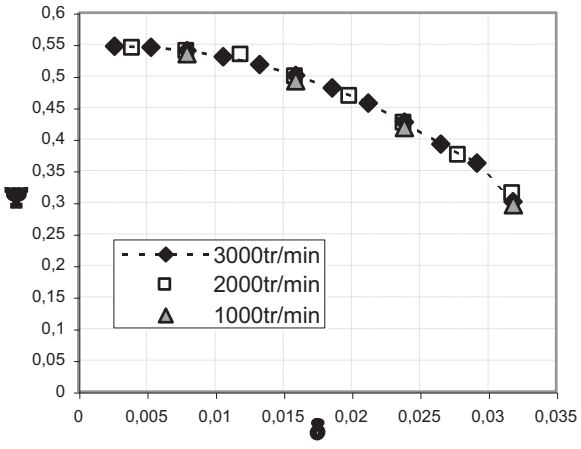


Figure 3-1 : Evolution de ψ en fonction de δ

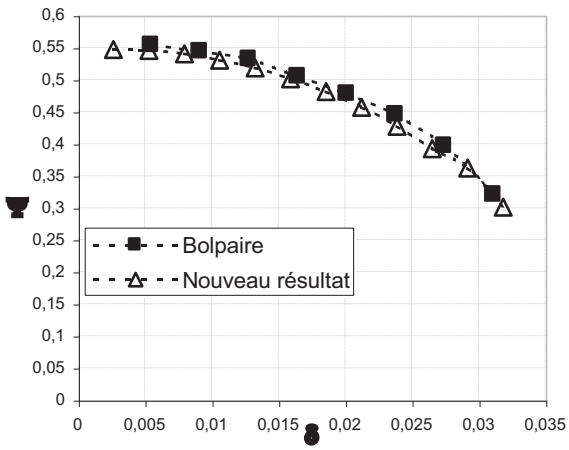


Figure 3-2 : Comparaison avec Bolpaire [1]

La figure 3-3 montre l'évolution du couple mesuré (couple sur l'arbre de la pompe) en fonction du coefficient de débit pour une vitesse de rotation égale à 3000 tr/min. Les valeurs du couple sont acquises à partir des points de fonctionnement stabilisés atteints lors de démarrages rapides, cela afin de garantir le réglage de l'offset du capteur. Effectivement, si le zéro du capteur se déréglait entre deux essais stationnaires, il serait impossible de corriger la valeur du couple obtenu à partir du signal puisque celui ci indique une valeur constante. A l'inverse, pour un démarrage rapide, on sait que le couple est nul avant le démarrage et cela permet d'ajuster le zéro du signal lors du post-traitement des signaux. Cela revient de toute façon au même, à condition de s'assurer que le point de fonctionnant final du démarrage rapide appartient à la caractéristique stationnaire correspondante.

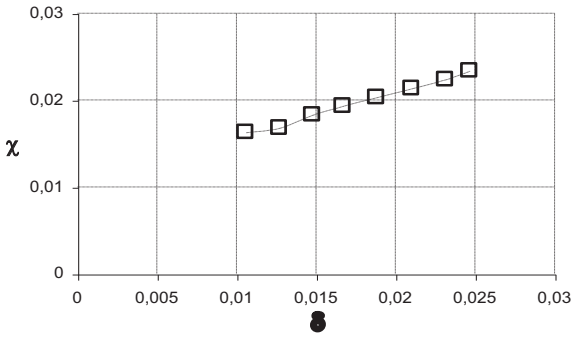


Figure 3-3 : Evolution du coefficient de couple expérimental en fonction de δ

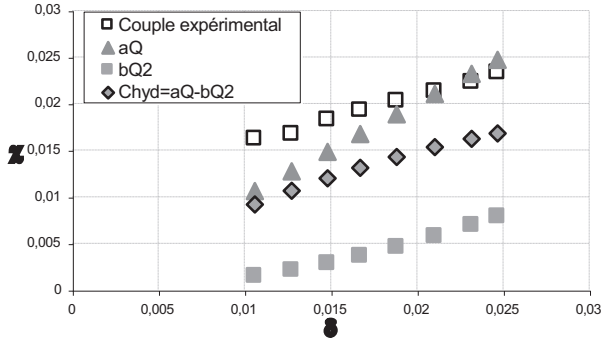


Figure 3-4 : Modélisation du couple hydraulique

Le couple pompe obtenu expérimentalement varie ici de manière quasi linéaire avec le débit.

Le couple stationnaire fourni au fluide s'écrit $C_{hyd}=\iint_{Se} \rho r c_u c_r dS$. En supposant qu'il n'y a pas de prérotation en entrée de roue ($Cu_1=0$) et que l'angle relatif de l'écoulement β est constant dans la roue, on peut écrire le couple hydraulique sous la forme suivante :

$$C_{hyd} = \iint_{Se} \rho r c_u c_r dSe = \iint_{S1} \rho R_1 c_{u1} c_{r1} dS1 + \iint_{S2} \rho R_2 c_{u2} c_{r2} dS2 = \rho R_2 c_{u2} \iint_{S2} c_{r2} dS2 = \rho R_2 c_{u2} Q_v$$

Le triangle des vitesses donne $c_{u2} = u_2 - \frac{c_{r2}}{\tan\beta}$ d'où :

$$C_{hyd} = \rho R_2 c_{u2} Q_v = \rho R_2 u_2 Q_v - \rho R_2 \frac{Q_v^2}{S * \tan\ \beta} = aQ_v - bQ_v^2$$ où (a,b) sont des constantes réelles positives. Ainsi le couple hydraulique C_{hyd} s'écrit comme la somme d'un terme linéaire et d'un terme quadratique en Q_v. Les résultats de cette décomposition sont comparés au couple expérimental sur la figure 3-4. On peut voir que le terme linéaire est prédominant devant le terme quadratique. La somme des deux termes donne un résultat linéaire de pente inférieure à a et sensiblement égale à celle du

couple expérimental (0,54 contre 0,46 pour l'expérience), et ce malgré les hypothèses simplificatrices. Cela signifie que sur la plage de débits explorés, la prérotation a une influence faible sur le couple. La différence entre les deux courbes est due aux différentes pertes (pertes mécaniques, pertes par frottement de disque, etc.).

Le rendement global de la pompe est représenté sur la figure 3-5. Si l'on définit le débit nominal Q_n comme le débit de meilleur rendement, on constate que Q_n et Q_d sont très proches l'un de l'autre. Finalement, le débit nominal est tel que le filet fluide entre dans la roue avec un angle relatif β_1 proche de celui de l'aube β_{1a}. Cela s'explique par le fait que tout écart relativement important de β_1 par rapport à β_{1a} provoque des perturbations hydrauliques (chocs par désadaptation, recirculations) qui ont pour conséquence d'amplifier la chute du rendement. La figure 3-6 compare le rendement global obtenu avec celui donné par Bolpaire [1]. On constate que les résultats sont quasiment identiques.

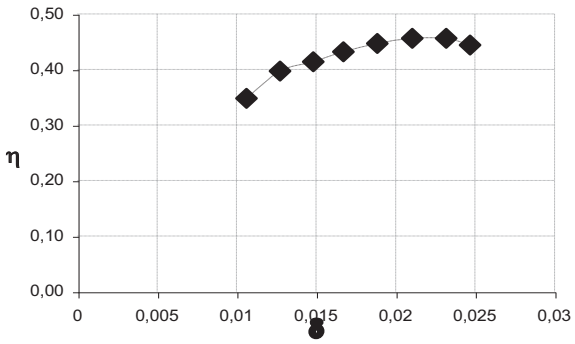


Figure 3-5 : Evolution du rendement global

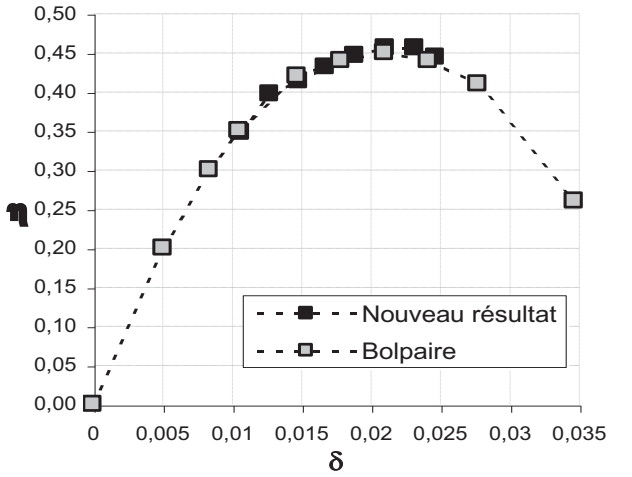


Figure 3-6 : Comparaison du rendement avec Bolpaire

La variation du coefficient de couple χ en fonction du rapport des vitesses ω/ω_n est donnée par la figure 3-7. On note que pour des vitesses de rotation supérieures à 1200 tr/min (ω/ω_n = 0,4), l'évolution de χ reste proche d'une loi de similitude (rapport quasi constant) alors que pour des vitesses plus faibles, le coefficient de couple augmente significativement. Cette mauvaise similitude aux faibles vitesses est complétée par la figure 3-8 qui montre l'évolution de l'amplitude des vibrations radiales adimensionnalisées (K^+) en fonction du coefficient de débit, pour trois vitesses de rotation. Effectivement, pour les sous-débits ($\delta<0,021$), K^+ prend sensiblement les mêmes valeurs aux vitesses de rotation ω=2000 tr/min ou ω=3000 tr/min. Cela n'est plus le cas pour une vitesse de rotation égale à 1000 tr/min. D'autre part, on peut remarquer sur cette même figure que pour les sur-débits ($\delta>0,021$), les amplitudes des vibrations sont différentes entre ω=2000 tr/min et ω=3000 tr/min.

Cela montre que pour les sur-débits, les vibrations radiales obtenues à ω=2000 tr/min et ω=3000 tr/min ne sont plus en similitude.

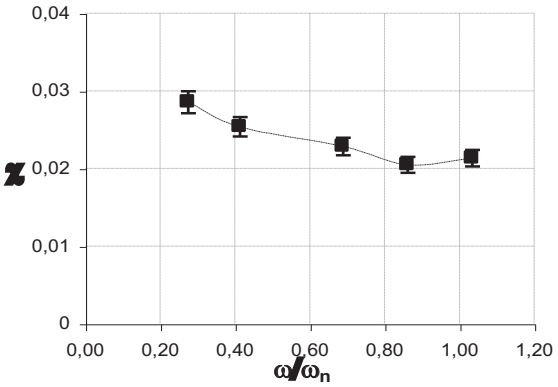


Figure 3-7 : Evolution de χ en fonction de ω/ω_n

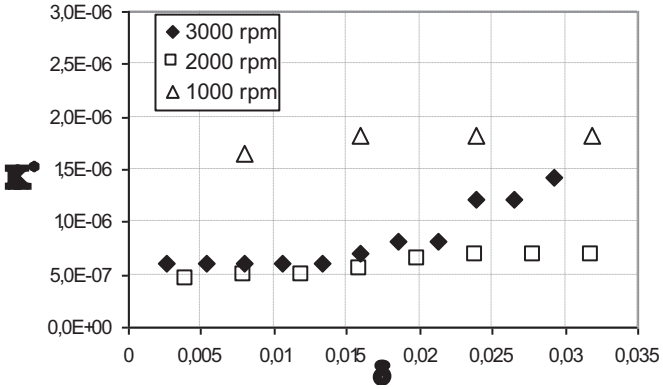


Figure 3-8 : Evolution des vibrations réduites en fonction de δ

III. RESULTATS DES ESSAIS STATIONNAIRES EN CAVITATION

La figure 3-9 présente les chutes de performances pour des vitesses de rotation de 2500 tr/min et 3000 tr/min à $Q=Q_d$. Ces évolutions sont obtenues en diminuant progressivement la pression de ballon. On peut observer qu'une bonne similitude en vitesse est obtenue. Ce résultat montre que les lois de similitude peuvent être étendues à des régimes cavitants, au moins pour de telles vitesses de rotation.

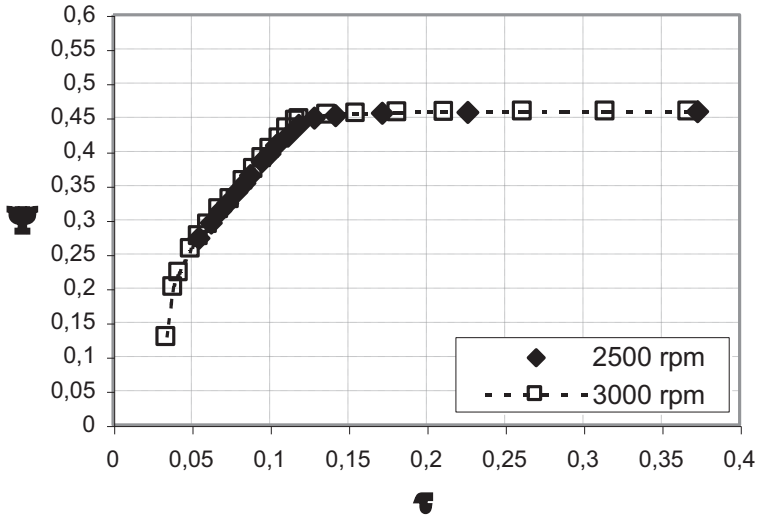


Figure 3-9: Chutes de performance à 2500 tr/min et 3000 tr/min ($Q=Q_d$)

La figure 3-10 présente les chutes de performance de la pompe pour une vitesse de rotation égale à 3000 tr/min et pour plusieurs débits. Bien que la vitesse spécifique de la pompe soit assez petite (ω_s = 0,24), les chutes sont progressives et peuvent ainsi être décrites avec précision. Cette « bonne tenue » en cavitation de la roue centrifuge étudiée peut s'expliquer par le faible nombre d'aubages. Une roue avec un nombre plus important d'aubages présentera en effet un canal inter-aube réduit au col d'entrée. Ce dernier sera d'autant plus aisément obstrué par une poche de cavitation et la performance de la pompe chutera plus vite. La figure 3-11 présente l'évolution des valeurs de τ correspondant à 3%, 10%, 20% de chute en fonction du coefficient de débit.

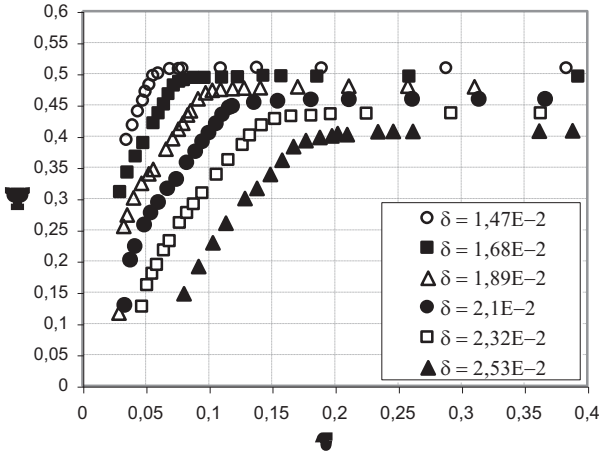


Figure 3-10 : Chutes de performance pour différents débits (ω=3000 tr/min)

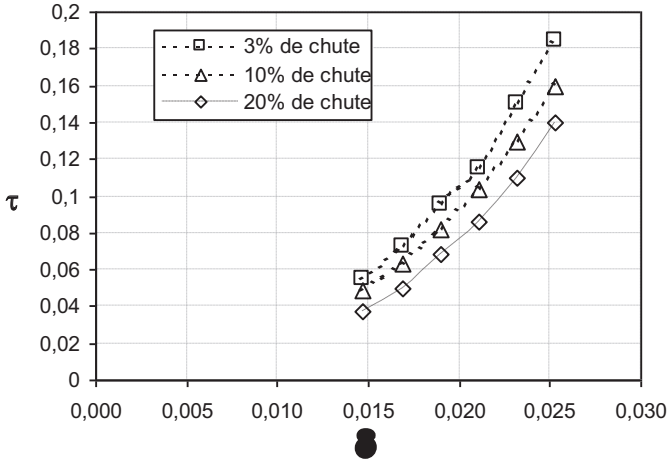


Figure 3-11: Evolution de la chute de hauteur en fonction de δ (ω=3000 tr/min)

A partir de ces deux figures (3-10 et 3-11), plusieurs remarques peuvent être faites :

1) Le début de chute ne survient pas pour la même valeur de τ pour tous les débits[1] (figure 3-10). La figure 3-11 montre que les courbes à 3%, 10% et 20% de chute augmentent continûment avec le débit, dans la gamme de débits étudiée. Par ailleurs, sur la figure 3-11, on note, principalement sur la courbe à 3% de chute, un changement de pente autour du débit de définition (δ=0,021). L'écart entre deux valeurs successives de τ est égale à 0,02 environ pour les sous-débits et 0,035 pour les sur-débits. Le début de chute survient plus tôt en sur-débit qu'en sous débit. On met ainsi ici en relief une différence du comportement de la pompe en cavitation selon qu'elle fonctionne en sous-débit ou en sur-débit. Cette particularité peut être expliquée par l'effet de recouvrement des aubages ainsi que par l'effet de courbure locale.

[1] On peut vérifier que remplacer τ par σ change très peu l'allure de la figure 3-10.

Effet de recouvrement des aubages :

Un sur-débit a pour conséquence une incidence négative du fluide sur l'aubage et crée ainsi localement une zone de surpression sur l'extrados et une zone de dépression sur l'intrados, favorable au développement d'une poche de cavitation (figure 3-12). Le recouvrement des aubages de la pompe est tel que la section de passage du canal inter-aubage est plus réduite si une poche de cavitation s'établit sur l'intrados que si elle s'établit sur l'extrados. La conséquence est un blocage du débit responsable d'une chute de hauteur fournie par la pompe

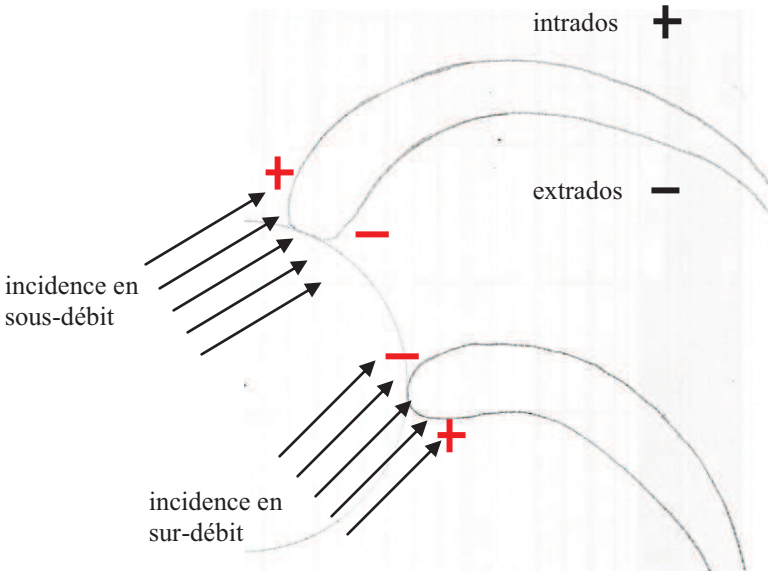


Figure 3-12 : Schéma de la charge locale de l'aubage en fonction de l'incidence du fluide.

Effet de courbure locale :

La courbure de l'intrados au bord d'attaque tend à accélérer le fluide localement. Cette sur-vitesse, provoquée par la courbure convexe du profil, favorise le développement d'une poche de cavitation sur l'intrados en cas de sur-débit.

Un sous-débit a pour conséquence une incidence positive du fluide sur l'aubage. La sur-vitesse provoquée par la courbure de l'aubage est dans ce cas très limitée car la courbure de l'extrados est rapidement concave ce qui tend à diminuer la vitesse du fluide et à augmenter la pression. Une poche de cavitation aura plus de difficultés à s'établir sur l'extrados ou restera d'ampleur plus limitée.

Ainsi, le recouvrement des aubages et la courbure du profil peuvent expliquer la chute de performance précoce de la pompe pour les sur-débits.

2) Les courbes de chute de performance se resserrent quand le débit diminue. Ce phénomène peut être attribué à l'effet de blocage dû à l'épaisseur des aubages. Effectivement, l'épaisseur des aubages diminue la section de passage du fluide S telle que $S=2\pi rb(1-\frac{ZR_{AB}}{\pi r\cos(\beta_a-\beta_e)})$ avec R_{AB} le rayon de courbure du bord d'attaque de l'aubage et Z le nombre d'aubages. La section de passage ainsi définie dépend de l'angle β_e, c'est à dire de l'angle d'attaque relatif de l'écoulement sur l'aubage. Ainsi, plus β_e est petit (i.e plus on est en sous-débit) et plus le blocage dû à l'épaisseur des aubages $\frac{ZR_{AB}}{\pi r\cos(\beta_a-\beta_e)}$ est important. Autrement dit, cos (β_a-β_e) tend vers cos(β_a) quand β_e tend vers 0, ce qui signifie que plus l'angle d'attaque relatif du fluide sur l'aubage est faible, et plus le blocage (dû à l'aubage) tend à augmenter l'angle relatif de l'écoulement vers l'angle relatif d'adaptation β_a.

Le fait que les courbes de chutes de performances se « rapprochent en ψ» peut aussi s'expliquer par la forme même des caractéristiques (ψ, δ) hors cavitation présentées sur la figure 3-1. Effectivement, pour une vitesse de rotation donnée, la pente de la caractéristique (ψ, δ) est beaucoup plus faible pour les sous-débits que pour les sur-débits. Ainsi la différence de ψ entre deux sous-débits est bien plus faible que celle entre deux grands débits ce qui explique le « rapprochement en ψ » des courbes de chute de performance.

Le fait que les courbes de chutes de performances se « rapprochent en τ » peut aussi s'expliquer par le débit de fuite Q_f existant dans la pompe. Le débit de fuite côté ceinture est dû aux jeux existants dans la pompe et s'ajoute au débit pompe Q_p pour former le débit roue Q_r : $Q_r=Q_p+Q_f$. Or Q_f est une fonction croissante de la surpression fournie par la pompe [1]. Par conséquent, plus on est en sous-débit (forte surpression) et plus le débit roue est augmenté. Ainsi, l'écart sur la valeur du débit dans la roue s'accentue en sous-débit.

3) La figure 3-10 montre que la pente des courbes de chutes de performance diminue avec le débit. La pente est environ deux fois plus élevée pour δ=0,0147 que pour δ=0,0253. La chute de performance de la pompe est plus abrupte pour les sous-débits que pour les sur-débits. Pour les sous-débits, les chutes de performance peuvent être expliquées par l'augmentation, en régime cavitant, de plusieurs types de pertes de charges :

- Une zone de cavitation intense peut augmenter les pertes dues au phénomène de recirculation (et prérotation) du fluide, qui se produit en entrée de roue pour les faibles débits.
- Pertes par frottement dues au développement d'une poche de cavitation sur l'extrados.

La figure 3-13 montre l'évolution de la hauteur fournie par la pompe en fonction du débit pour des valeurs de σ constantes. La courbe correspondant à des conditions de non-cavitation est aussi représentée sur le graphe afin de pouvoir visualiser la chute de hauteur due à la cavitation. On visualise différemment les remarques faites précédemment. On remarque principalement que la chute de hauteur (par rapport à la « courbe hors cavitation ») augmente avec le débit. Cela suggère une cavitation d'intrados de plus en plus marquée, et dont on a montré qu'elle est plus néfaste qu'une cavitation d'extrados.

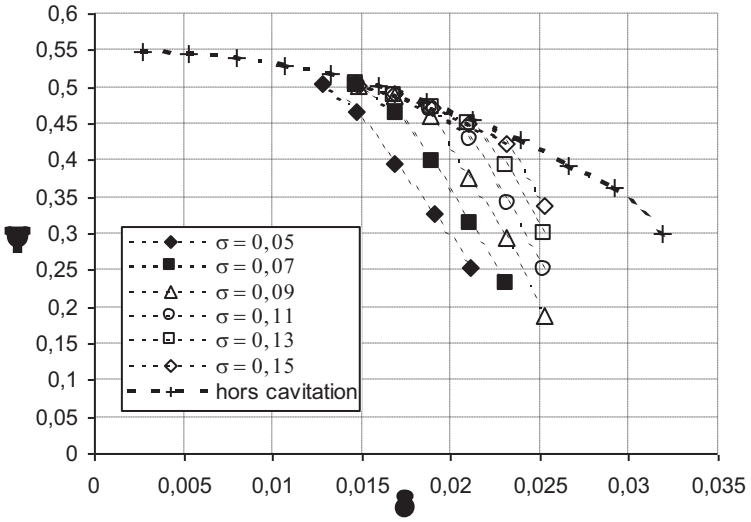


Figure 3-13 : Evolution de la chute de hauteur en fonction de δ pour différentes valeurs de σ

Les figures 3-14 et 3-15 présentent les évolutions du couple réduit χ en fonction de δ et de σ. Pour une valeur de σ donnée, l'évolution de χ en fonction δ est différente selon que l'on se trouve en sous-débit ou en sur-débit. Dans le premier cas, χ augmente quasi-linéairement avec δ, comme pour un régime non cavitant. De plus, les valeurs de χ sont dans ce cas très proches des celles obtenues hors cavitation. Dans le second cas, χ n'augmente plus avec δ et tend même à diminuer selon la valeur de σ. Le point de transition entre les deux comportements dépend des conditions de cavitation, c'est à dire de la valeur de σ. Il se situe à un débit d'autant plus faible que les conditions de cavitation sont

sévères. Cependant, le point de transition valable pour toutes les valeur de sigma se situe entre 0,9 Q_d et Q_d. Globalement, le couple chute avec σ seulement pour les sur-débits.

Il est intéressant de comparer les figures 3-10 et 3-14. Pour les sur-débits, la chute de hauteur fournie par la pompe est accompagnée d'une chute de couple. En rappelant que la modélisation 1D du couple s'écrit $C=Q_m(R_2 c_{u2}-R_1 c_{u1})$, cette chute peut être expliquée par :

- L'inversion locale de pression engendrée par l'incidence négative du fluide sur les aubages.
- Une modification de la valeur de $C_{u2,}$ due à une extension importante de la poche de cavitation sur l'intrados.

Pour les sous-débits au contraire, la chute de hauteur fournie par la pompe n'est pas (ou très faiblement) accompagnée d'une chute de couple. La chute de hauteur serait donc due à des pertes de charge et non à une modification du triangle des vitesses.

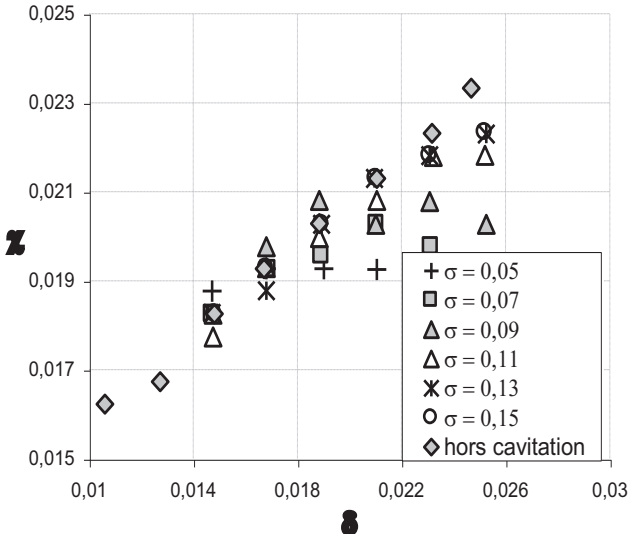


Figure 3-14 : Evolution du couple réduit en fonction du coefficient de débit

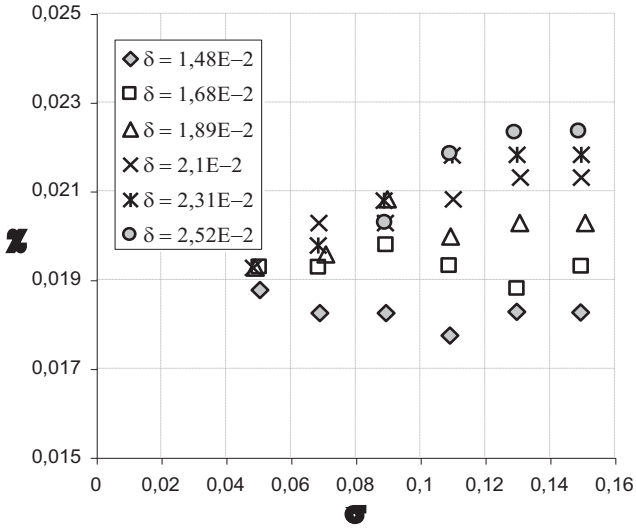


Figure 3-15 : Evolution du couple réduit en fonction de σ

La figure 3-16 donne la courbe de rendement pour les différentes valeurs de σ. La courbe correspondant au cas hors cavitation est aussi reportée afin de faciliter les comparaisons. On voit que le rendement chute avec sigma pour les sur-débits. Par ailleurs, le rendement maximal diminue avec sigma et le débit nominal (débit de meilleur rendement) diminue aussi avec sigma. La figure 3-17 donne le rendement en fonction de sigma pour les différents débits et permet de compléter les remarques faites précédemment.

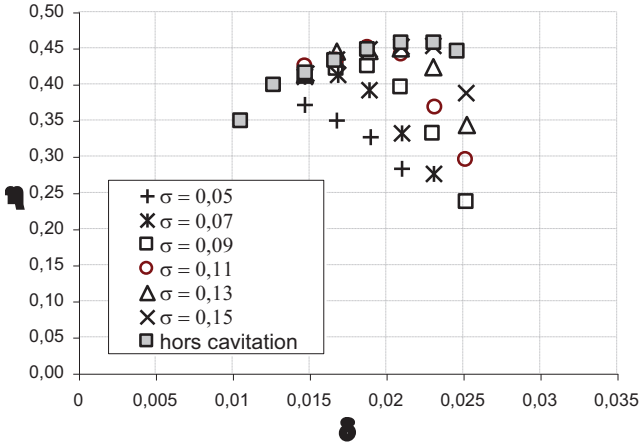


Figure 3-16: Rendement global en fonction du coefficient de débit

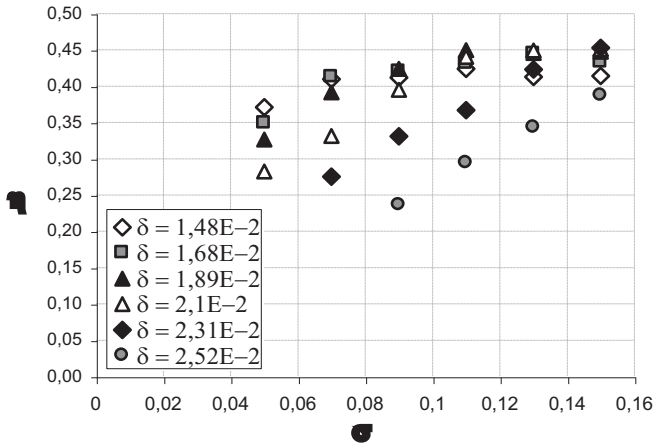


Figure 3-17: Rendement global en fonction de σ

La figure 3-18 montre l'évolution de l'amplitude des vibrations radiales en fonction du coefficient de débit pour les six valeurs de sigma et pour ω=3000 tr/min. La courbe correspondant au cas hors cavitation (pour ω=3000 tr/min) y est aussi reportée. On voit que les vibrations radiales sont d'autant plus importantes que les conditions de cavitation sont sévères. L'amplitude de ces vibrations augmente aussi avec le débit. Il apparaît très clairement une rupture dans l'évolution des vibrations avec le débit et un point de transition peut être relevé autour de δ=0,017 (repéré par la ligne en pointillé sur la figure 3-18). Ce point de transition peut être rapproché de celui observé sur les évolutions de couple ainsi que du phénomène de recirculation.

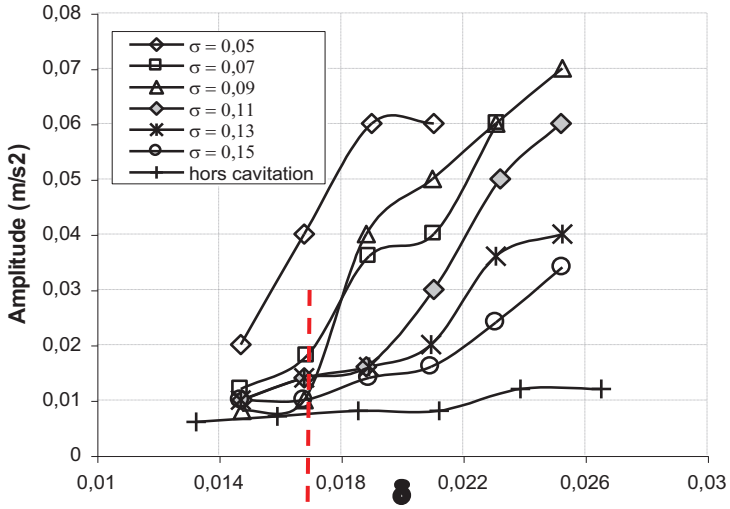


Figure 3-18 : Evolution des vibrations radiales en fonction de δ et pour différentes valeurs de σ

Conclusion des essais stationnaires :

Les résultats des essais en fonctionnement stabilisé caractérisent la pompe et constituent une base de données importante, préalable à l'étude des transitoires de pompe. Les résultats suivants peuvent être retenus :

- Les essais hors cavitation ont permis de confirmer les résultats obtenus par Bolpaire [1].
- Les courbes caractéristiques hors cavitation et les chutes de performances présentent une bonne similitude en vitesse.
- Les chutes de performances ont pu être bien décrites expérimentalement ; cela signifie que la roue utilisée « supporte bien la cavitation».
- On retiendra une différence de comportement de la pompe vis à vis de la cavitation entre les sous-débits et les sur-débits.
- En cavitation, la hauteur, le couple et le rendement chutent pour les sur-débits.
- La cavitation survenant en sur-débit est plus néfaste sur les performances globales de la pompe que celle survenant en sous-débit.
- Un débit critique (δ=0,017) dans l'évolution de l'amplitude des vibrations radiales est clairement identifiable. Il peut être rapproché de celui constaté sur les évolutions de couple.

Chapitre 4

ESSAIS DE DEMARRAGES RAPIDES

Ce chapitre présente l'ensemble des résultats des essais transitoires effectués sur DERAP dans la configuration « circuit fermé », en régimes cavitant et non cavitant. Le comportement de la pompe au cours du transitoire est caractérisé à partir de différents paramètres, notamment les évolutions temporelles des pressions d'aspiration et de refoulement. Les essais hors cavitation permettent de vérifier les résultats obtenus précédemment par Bolpaire [1] et Ghélici [11]. Les essais en cavitation permettent de caractériser l'influence de la cavitation sur les démarrages rapides de pompe. Enfin, l'ensemble des résultats constitue une base de données expérimentale qui servira à la validation des résultats du modèle fonctionnel des transitoires de pompe.

I. RAPIDITE DE DEMARRAGE

Deux approches se distinguent pour caractériser la rapidité d'un démarrage.
Une première façon intuitive de caractériser un démarrage est de considérer qu'il est rapide si un petit nombre de tours de roue est nécessaire pour atteindre la vitesse de rotation finale. Cette définition est confirmée par une analyse dimensionnelle proposée par Tsukamoto et Ohashi [19]. Ces deux auteurs listent les sept grandeurs caractérisant le fonctionnement d'une machine lors d'un démarrage :

- L_{eq} : longueur de conduite équivalente dans le circuit.
- D : diamètre de la pompe.
- ρ: masse volumique du fluide.
- μ: viscosité dynamique.
- ω_f : vitesse de rotation finale
- Q_f : débit final .
- T_{na} : Temps caractéristique du démarrage.

Ils choisissent comme valeur de T_{na} le temps nécessaire à la roue pour atteindre 63,2 % de la vitesse finale. Mais ce choix est en fait lié à la forme des courbes d'accélération de roue qu'ils obtiennent expérimentalement. Une autre valeur de T_{na} peut s'avérer plus judicieuse pour d'autres types de démarrage.

Ils tirent de ces 7 grandeurs, 4 nombres adimensionnels :

- $\rho\omega_f D^2/\mu$: Nombre de Reynolds.
- $Q_f/(\omega_f.D^3)$: Coefficient de débit.
- L_{eq}/D: Rapport longueur de conduite sur diamètre de roue.
- $\omega_f T_{na}$: Temps de démarrage adimensionné.

Les deux premiers paramètres caractérisent le fonctionnement de la pompe en régime stabilisé au point de fonctionnement final. Le troisième terme caractérise le comportement inertiel du circuit. Le dernier terme caractérise la rapidité du démarrage.

Une autre façon de caractériser un transitoire est de considérer les équations le régissant et d'y comparer les ordres de grandeur des termes transitoires et des termes stationnaires. Cette approche est présentée par Dazin [5] à partir des équations donnant la surpression que fournit une pompe en régime transitoire (approche globale) et à partir des équations du mouvement d'une particule fluide dans une roue en fonctionnement transitoire (approche locale). Ainsi un démarrage est rapide si les termes transitoires dans les équations sont non négligeables devant les termes pseudo-stationnaires.
L'approche globale consiste à considérer l'équation globale (Dazin [6]) donnant la surpression de la pompe en régime transitoire (Cf. Chapitre 6) :

$$\Delta P = \frac{\rho}{Qv}\left(\iint_{S_e} \left(uc_u - e\right)c_m dS + \frac{\tau}{\rho}\frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \left(\iiint_V r w_u dV \right)\frac{\partial \omega}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial t}\iiint_V w^2 dV \right) \qquad (4\text{-E1})$$

Où Σ représente l'entropie du fluide contenu dans la roue.
Cette équation est utilisée pour comparer les effets pseudo-stationnaire et transitoire lors d'un démarrage. Plusieurs hypothèses sont nécessaires pour évaluer les différents termes de l'équation 4-E1.

- Le terme stationnaire est évalué à partir de la surpression interne. Celle-ci est estimée classiquement en évaluant le triangle des vitesses en sortie de roue.
- L'angle relatif de l'écoulement β est supposé partout égal à l'angle relatif en sortie de roue.
- La vitesse radiale est supposée ne dépendre que de la position radiale dans la roue et du temps.
- Le temps est adimensionné par T_{80} : $t^* = t/T_{80}$ où T_{80} est le temps nécessaire pour atteindre 80 % de la vitesse de rotation finale.
- Les pressions sont adimensionnées par $1/\rho(\omega^2 R_2^2)$.

Il vient alors trois termes adimensionnels:

- un terme pseudo-stationnaire : $\psi_{ps}(t) = \dfrac{P_i(t)}{\rho\omega^2 R_2^2}$,

- un terme d'accélération angulaire : $\psi_{\omega} = \dfrac{(R_2^2 - R_1^2)}{\tan\beta_2 \omega^2 R_2^2} \dfrac{\partial\omega}{\partial t}$

- un terme d'inertie : $\psi_q = \dfrac{1}{2\pi \sin^2\beta_2} \int_{R_1}^{R_2} \dfrac{dr}{rb(r)} . \dfrac{\partial Q}{\partial t}$

L'approche locale décrit l'accélération d'une particule fluide située dans une roue de pompe en régime transitoire qui peut être décomposée en 5 termes :

- l'accélération tangentielle relative : $\dfrac{\partial w}{\partial t}$

- l'accélération normale relative : $\dfrac{w^2}{\Re_c}$ ou $\Re_c$ est le rayon de courbure de la trajectoire relative de la particule.

- l'accélération d'entraînement tangentielle : $R\dfrac{\partial\omega}{\partial t}$

- l'accélération d'entraînement centripète : $R\omega^2$

- l'accélération de Coriolis: $2w\omega$

Dazin [5] a appliqué ces différents critères à la comparaison de la roue DERAP avec des rouets de pompes spatiales (tableau 4-T1). Il en résulte que les démarrages rapides de DERAP sont beaucoup plus rapides (au sens des définitions écrites ci-dessus) que les démarrages des pompes spatiales. Les démarrages lents de DERAP (le moteur est lancé alors que l'embrayage est accouplé) sont comparables à ceux de HM7 Lox. Les démarrages de HM7 H2 et TPX (démonstrateur SNECMA) sont eux beaucoup plus lents que les autres. Les effets transitoires y sont quasiment inexistants.

Roue	DERAP Rapide	DERAP Lent	HM7B LOx	HM7B LH2	TPX
N (tours)	3,3	122	152	697	488

Tableau 4-T1 : Comparaison des nombres de tours nécessaire pour atteindre 80 % de la vitesse finale pour la pompe DERAP et des pompes spatiales, d'après Dazin [5] .

II. PRESENTATION DES ESSAIS DE DEMARRAGES RAPIDES

Pour tous les essais de démarrages rapides, la position initiale de la roue est identique. Un marqueur placé sur l'arbre et un autre positionné sur le corps de pompe (fixe) permettent de s'en assurer.

Plusieurs essais transitoires hors cavitation ont été effectués (tableau 4-T2). Pour chacun de ces essais, la pression du ballon amont est réglée à environ 3 bar. La procédure permettant la réalisation de tels essais est la suivante :

L'embrayage enclenché, le moteur est démarré à la vitesse de rotation souhaitée pour l'essai de démarrage rapide. Une fois le régime stabilisé atteint, le débit visé pour l'essai transitoire est réglé par l'intermédiaire de la vanne de débit. Ce réglage effectué, le moteur est arrêté et l'embrayage désenclenché. On lance alors le moteur (embrayage désaccouplé) à la vitesse de rotation voulue et on enclenche l'embrayage électromagnétique. Le démarrage rapide est effectué.

Différents essais de démarrages rapides en cavitation ont été réalisés (tableau 4-T3) Ils ont tous été effectués pour ω_f=3000 tr/min. Ils sont répartis en six valeurs du nombre de cavitation σ. Pour chacune des valeurs de sigma, six essais ont été effectués correspondant à six valeurs de débits différentes. La procédure est ici la même que pour les démarrages hors cavitation sauf qu'en plus du débit, la pression statique en fonctionnement en entrée de pompe est aussi réglée à partir du régime stationnaire.

ω_f (tr/min)	Q_f/Qd
800	1
1200	1
2000	1
2500	1
3000	0,5
3000	0,6
3000	0,7
3000	0,8
3000	0,9
3000	1
3000	1,1
3000	1,2

Tableau 4-T2 : Essais transitoires hors cavitation

σ	Q_f/Q_d
0,05	0,7≤Q/Qd≤1,2
0,07	0,7≤Q/Qd≤1,2
0,09	0,7≤Q/Qd≤1,2
0,11	0,7≤Q/Qd≤1,2
0,13	0,7≤Q/Qd≤1,2
0,15	0,7≤Q/Qd≤1,2

Tableau 4-T3 : Essais transitoires en cavitation

Pour tous les essais de démarrages rapides, on acquiert le signal du couple, de la vitesse de rotation, des pressions statiques en entrée et en sortie de pompe. Le débit final atteint est relevé (débitmètre positionné sur la conduite d'aspiration) ainsi que la pression d'aspiration en fonctionnement et la surpression pompe (Rosemount).

III. RESULTATS DES ESSAIS DE DEMARRAGES RAPIDES HORS CAVITATION

Les signaux haute fréquence correspondant à un démarrage rapide tel que ω_f=3000 tr/min et Q_f=Q_d sont représentés sur le figure 4-1. La pression amont est réglée à 2,8 bar environ. Sur la figure 4-2 sont tracés les signaux du démarrage lent effectué dans les mêmes conditions finales de fonctionnement (ω_f=3000 tr/min et Q_f=Q_d). La comparaison de ces deux figures permet de mettre en évidence l'influence de la rapidité de démarrage sur les différents signaux de vitesse, de couple et de pressions.

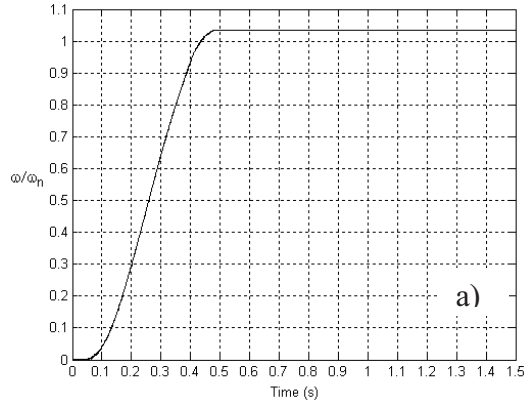
L'évolution de la vitesse de rotation du démarrage rapide est représentée sur figure 4-1a. On peut y voir que la vitesse finale est atteinte après 0,45 seconde alors que pour le démarrage lent, elle est atteinte après 10 secondes. La suite du signal correspond à l'état stationnaire atteint après le démarrage.

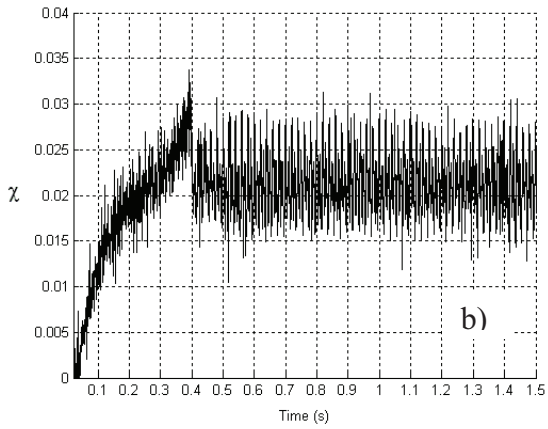
La figure 4-1b donne l'évolution du signal de couple réduit χ obtenu pour le démarrage rapide. On remarque que ce dernier chute brusquement autour de 0,4s avant d'atteindre sa valeur finale. Ce phénomène n'a pas lieu lors du démarrage lent pour lequel le couple augmente progressivement et sans discontinuité (figure 4-2b). Cette discontinuité de l'évolution du couple, qui est caractéristique des démarrages rapides sur DERAP, est discutée en annexe 2.

La figure 4-1c représente les pressions d'entrée et de sortie pompe. La surpression pompe (P_{ref}-P_{asp}) est aussi tracée. La pression de sortie augmente continûment avant d'atteindre sa valeur finale. Quant à la pression d'entrée, on visualise un creux de pression qui prend une valeur minimale autour de 0,4s. Dans le cas d'un démarrage lent, ce phénomène n'apparaît pas : la pression d'aspiration décroît progressivement jusqu'à atteindre sa valeur stabilisée (figure 4-2c). Le creux de pression à l'aspiration est une autre caractéristique de la rapidité du démarrage et est lié à l'inertie fluide. L'évolution de pression dans la conduite d'aspiration peut être reliée à la pression du réservoir par la relation suivante (4-E2).

$$P_{asp}=P_{ballon}-K\frac{\partial Q}{\partial t}-\xi \qquad \text{(4-E2)}$$

avec K un coefficient constant dépendant de la géométrie de la conduite et ξ la perte de charge régulière entre le ballon et le capteur de pression.





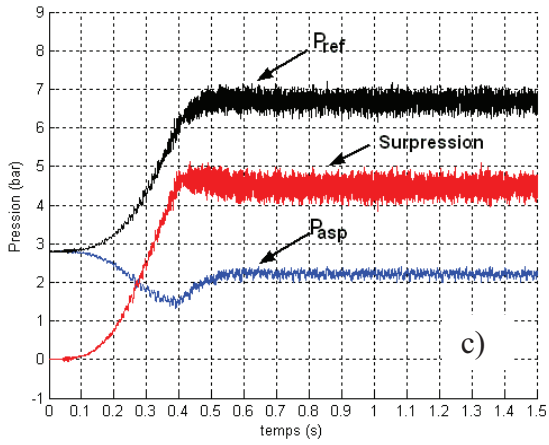
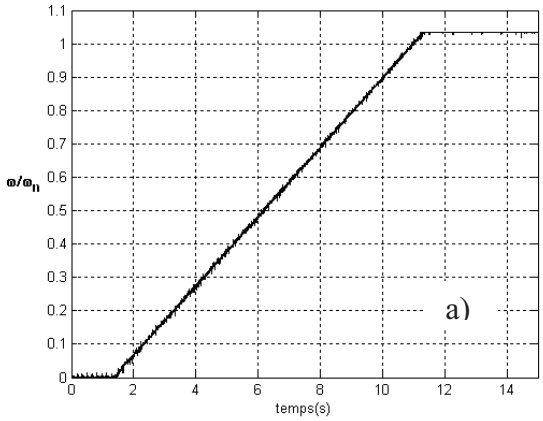
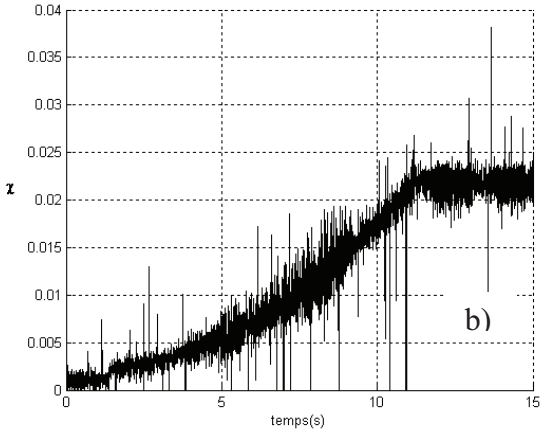


Figure 4-1: Cas du démarrage rapide (ω_f=3000 tr/min, Q_f=Q_d)
a) Vitesse ; b) Couple ; c)





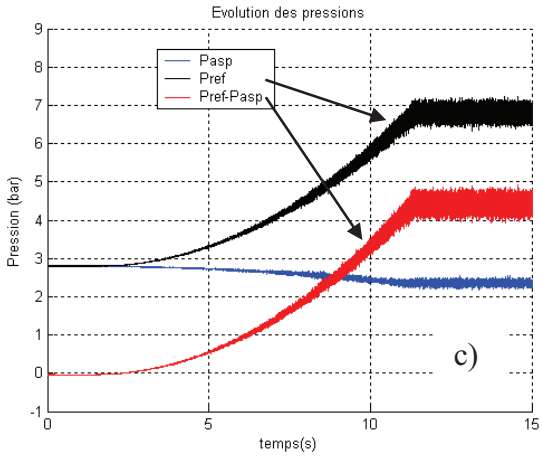


Figure 4-2 : Cas du démarrage lent (ω_f=3000 tr/min, Q_f=Q_d)
a) Vitesse ; b) Couple ; c) Pressions

La figure 4-3 représente l'évolution des pressions aux premiers instants du démarrage rapide (jusqu'à 0,12s). On peut y voir des oscillations à haute fréquence (entre t=0,04s et t=0,08s) qui n'apparaissent plus par la suite. Ce phénomène, observé pour tous les démarrages rapides, est attribué à l'accouplement de l'embrayage électromagnétique.

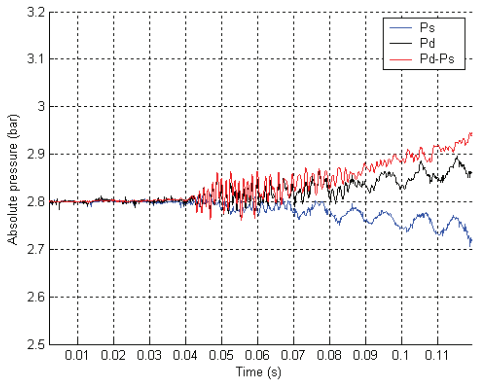


Figure 4-3: Signaux de pressions en début de démarrage (ω_f=3000 tr/min, Q_f=Q_d)

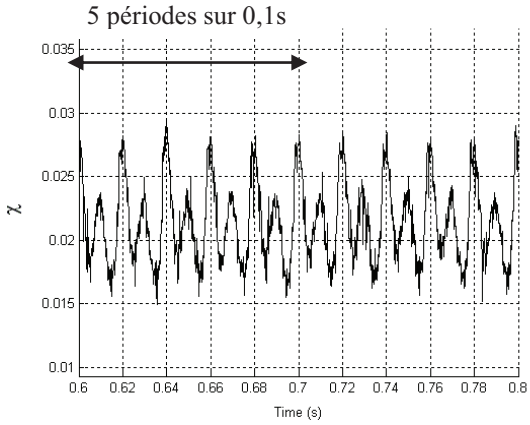


Figure 4-4: Zoom sur la partie stationnaire du signal de couple (ω_f=3000 tr/min, Q_f=Q_d)

En ce qui concerne le signal de couple, on peut voir sur la figure 4-1c que le signal semble bruité à niveau élevé. Cependant en zoomant sur le graphe (figure 4-4), on s'aperçoit qu'il n'en est rien. Le signal est périodique de fréquence égale à 50Hz ce qui correspond sur cet essai à la fréquence de rotation de la roue. Cela est cohérent avec le résultat de l'analyse spectrale (annexe3) qui a montré que la fréquence de passage de la roue (Fr) est prédominante sur le signal de couple. On constate aussi une fréquence d'amplitude plus faible à 100 Hz (2* Fr).

La fréquence 50Hz pouvant être liée à d'autres phénomènes comme des perturbations électromagnétiques par exemple, il convient de s'assurer que le résultat précédent peut être obtenu sur des essais réalisés à d'autres vitesses de rotation. La figure 4-5 est relative à un essai tel que ω_f=2500 tr/min. La figure 4-5b montre un signal périodique dont la fréquence de plus grande amplitude est égale à 40 Hz environ. La fréquence de rotation étant ici de 41,66 Hz le résultat précédent est confirmé. On note sur cet exemple encore la présence d'une fréquence égale à deux fois la fréquence de passage de la roue.

Ainsi, les oscillations du couple en régime stabilisé sont liées probablement à un phénomène physique : une origine mécanique telle qu'un balourd sur l'arbre peut expliquer la présence de cette fréquence sur le signal.

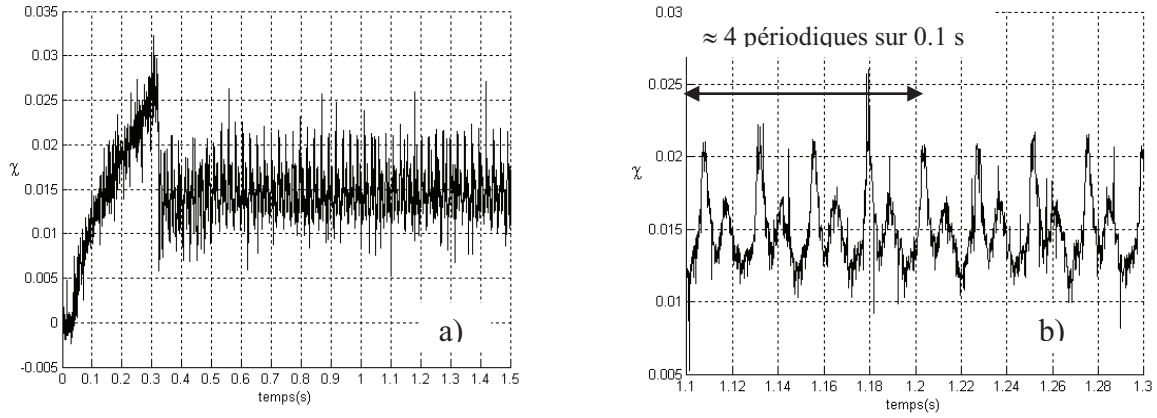


Figure 4-5 : Evolution temporelle du couple réduit (ω_f=2500 tr/min, Q_f=Q_d)
a) Signal intégral , b) Zoom

La figure 4-6 représente le signal de vibrations radiales relatif à l'essai de référence (ω_f=3000 tr/min, Q_f/Q_d=1). L'amplitude des vibrations augmente tout au long du démarrage jusqu'à atteindre sa valeur finale moyenne au point stabilisé. Autour de 0,05 s, l'amplitude des vibrations augmente soudainement (figure 4-6b). Cette augmentation demeure cependant très légère et n'est que temporaire. Ce phénomène est à rapprocher des oscillations à haute fréquence constatées sur les signaux de pression et dues à l'accouplement de l'embrayage électromagnétique.

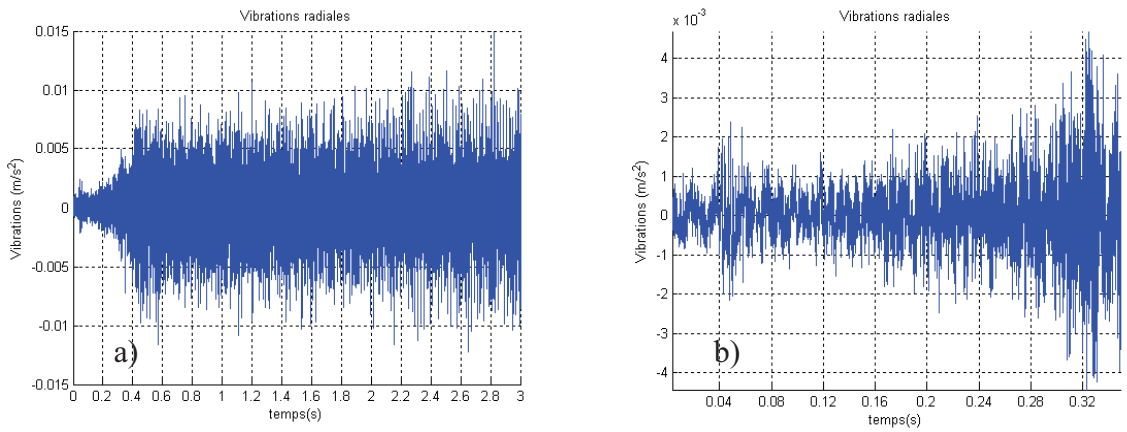


Figure 4-6 : Signal des vibrations radiales (ω_f=3000 tr/min, Q_f=Q_d)
a) Signal complet ; b) Zoom

Sur la figure 4-7 sont représentées la montée en vitesse ainsi que la montée en débit durant le démarrage rapide. On y voit un délai entre l'établissement de ω_f et l'établissement de Q_f, égal à 0,3s environ.

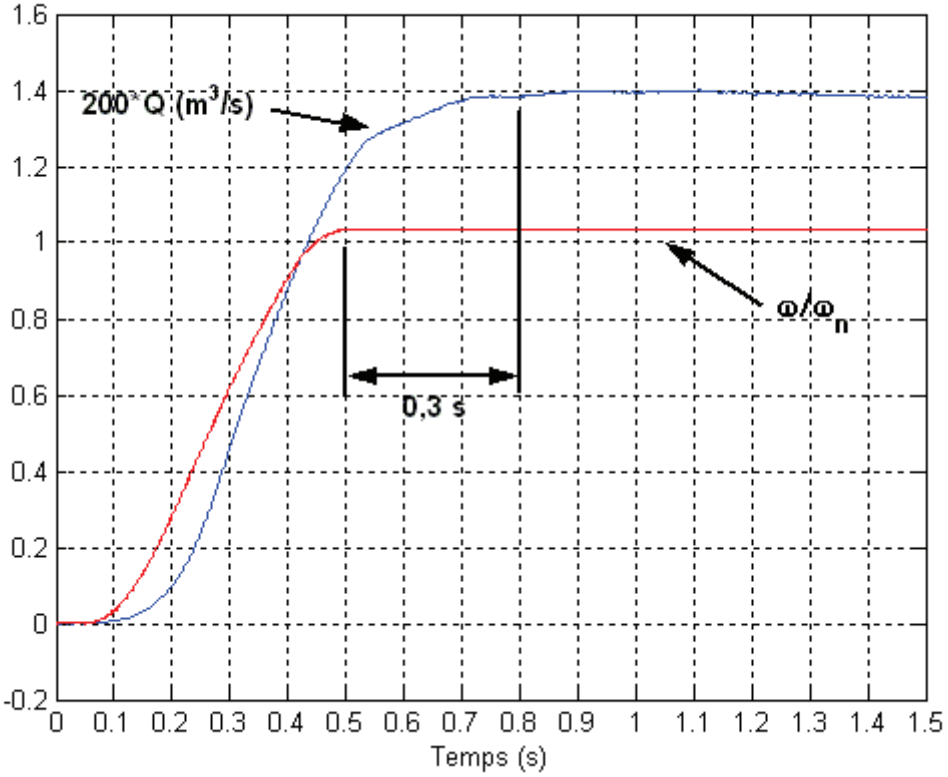


Figure 4-7 : Retard à l'établissement du débit
Q/Q_d=1,1, ω=3000 tr/min, **hors cavitation**

IV. RESULTATS DES ESSAIS DE DEMARRADES RAPIDES EN CAVITATION

Tous les essais de démarrages rapides en cavitation sont réalisés pour une vitesse de rotation finale égale à 3000 tr/min. La pression du ballon amont est diminuée de telle sorte que les conditions de cavitation sont atteintes durant le transitoire, ainsi qu'éventuellement au point de fonctionnement stabilisé.

Les évolutions du signal de couple et de vitesse de rotation d'un essai en cavitation sont semblables à ceux d'un essai hors cavitation. Cela n'est pas le cas en ce qui concerne les pressions. En cavitation, différentes évolutions des signaux de pression peuvent être répertoriées.

IV.1 Présentation des différents types de démarrages rapides en cavitation

Ce paragraphe présente les différents types de démarrages rapides en cavitation à travers les évolutions de pressions obtenues. Un exemple de chacun des différents comportements va être étudié.

IV.1.1 Premier type de comportement : « Fluctuations haute fréquence »

La figure 4-8 représente l'évolution temporelle des pressions et de la vitesse de rotation pour un essai tel que ω_f =3000 tr/min, Q_f/Q_d=0,9 et σ_f =0,09. Elle est comparée à la figure 4-9 qui est relative à l'essai hors cavitation réalisé dans les mêmes conditions de vitesse de rotation et de débit. Le comportement des pressions est bouleversé par les conditions de cavitation :

- La pression de refoulement est caractérisée par une chute significative qui survient en fin de démarrage. Ce phénomène peut être interprété comme une chute temporaire de la hauteur de pompe due à la cavitation sur les aubages.

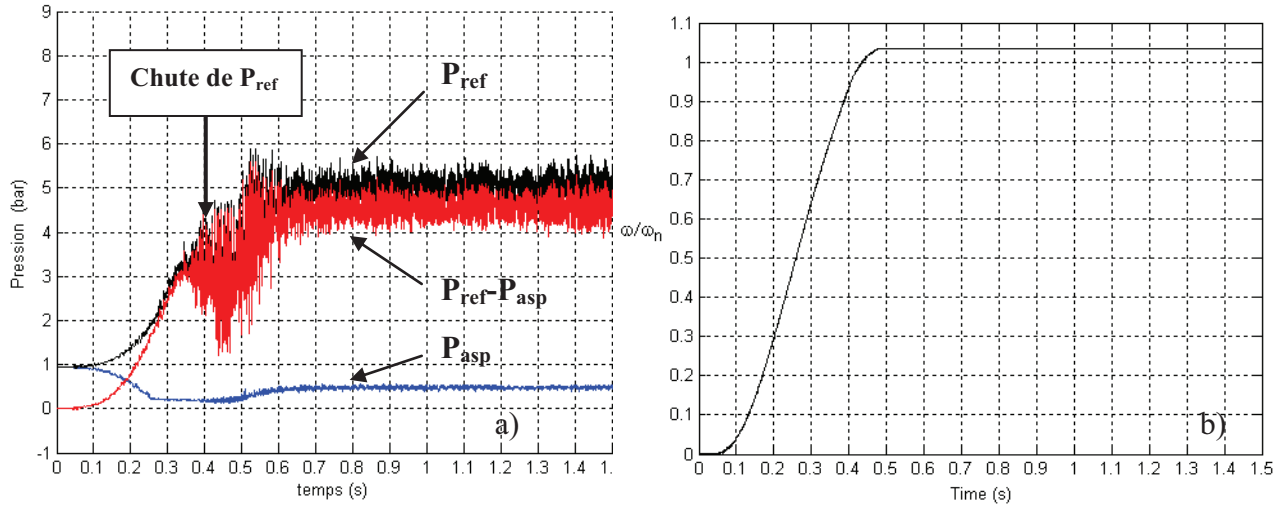


Figure 4-8 : Evolution temporelle des signaux a) de pressions b) de vitesse (ω_f =3000 tr/min, Q_f=0,09Q_d, σ_f=0,09)

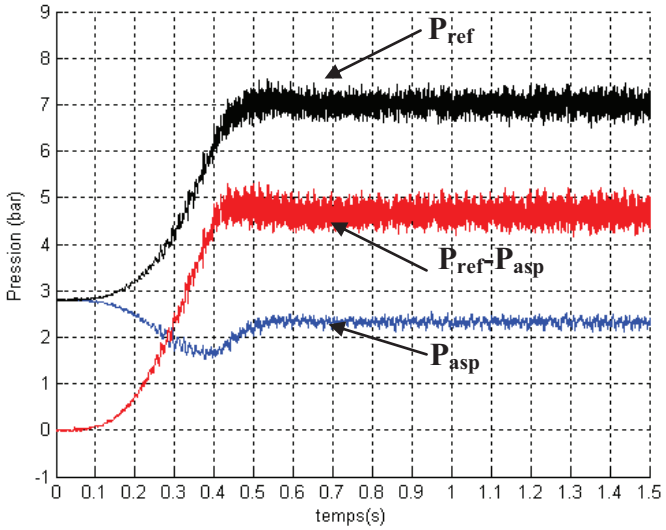


Figure 4-9 : Evolution temporelle des signaux de pressions (ω_f =3000 tr/min, Q_f=0,09Q_d, hors cavitation)

Par ailleurs, durant cette chute de P_{ref} des oscillations hautes fréquences d'amplitude pouvant atteindre 50% de la surpression sont présentes sur le signal. Elles peuvent être attribuées à des implosions successives de poches de vapeur. Une augmentation brusque des vibrations radiales se produit durant la chute de P_{ref} (figure 4-10). Le maximum d'amplitude des vibrations est corrélé avec les importantes fluctuations de pression à haute fréquence qui ont lieu durant la chute de P_{ref}. La figure 4-11 présente l'évolution des vibrations pour l'essai de démarrage rapide hors cavitation dans les mêmes conditions de débit et de vitesse de rotation. Les échelles des graphes étant identiques, on peut se rendre compte aisément de l'impact de la cavitation sur les vibrations radiales (un facteur 20 environ entre les niveaux maximum).

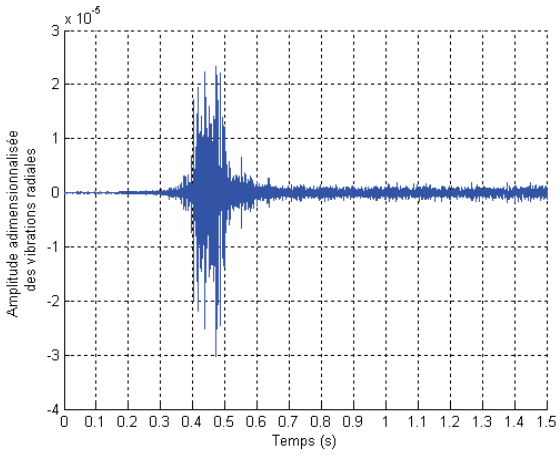


Figure 4-10 : Signal de vibration en cavitation (ω_f =3000 tr/min, Q_f=0,09Q_d, σ_f=0,09)

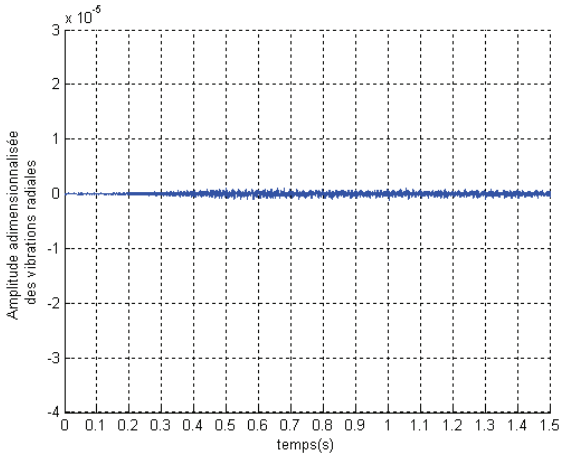


Figure 4-11 : Signal de vibration hors cavitation (ω_f =3000 tr/min, Q_f=0,09Q_d)

- La pression d'aspiration est quant à elle caractérisée par un plateau et non plus par un creux de pression. Ce plateau est présent durant toute la seconde moitié de la montée en vitesse 0,25s<t<0,5s et est situé à une pression supérieure à la pression de vapeur saturante $P_{vs,}$ donnée égale à 2337 Pa dans la littérature pour une température de 293K. Des visualisations effectuées dans la au cours du transitoire (Cf. $ IV.4.2) ont montré une très faible présence de vapeur dans la conduite d'aspiration et qui reste localisée en entrée de roue. Aucune vapeur n'est donc présente dans la conduite au niveau des capteurs de pression. Par conséquent, le plateau de la pression d'aspiration semble contrôlé par la pression du fluide dans la pompe.

Par ailleurs, il est intéressant de noter que le signal de pression d'aspiration ne présente aucune fluctuation haute fréquence auxquelles nous aurions pu nous attendre (collapse de poche de vapeur).

Enfin, on remarquera que les pressions d'aspiration et de refoulement atteignent leur valeur stabilisée entre t=0,15s et t= 0,2s après que la roue a atteint une vitesse constante. Il y a donc un retard à l'établissement des pressions, qui n'existe pas de manière aussi marquée hors cavitation.

Hors cavitation, ce retard est du aux tous premiers instants du démarrage et est attribué par Bolpaire [1] à un champ d'écoulement désorganisé, à un « effet de bol tournant ». C'est à dire que l'écoulement, qui au début du démarrage est entraîné par viscosité, mettrait un certain temps à s'établir autour des aubages. Ainsi, durant un court laps de temps, la pompe fonctionnerait dans les mêmes conditions qui si la vanne de régulation était complètement fermée.

Ce type de comportement, nommé « fluctuations haute fréquence », est le cas le plus général rencontré lors des démarrages rapides en cavitation. L'ensemble des phénomènes qui le caractérisent (chute de P_{ref}, plateau de P_{asp}, retard à l'établissement des valeurs stabilisées) sont communs à tous les démarrages rapides en cavitation, bien que sous différentes formes éventuellement.

IV.1.2 Deuxième type de comportement : « Oscillations basse fréquence »

La figure 4-12a représente l'évolution des pressions d'aspiration, de refoulement et de la surpression dans le cas d'un essai à ω_f =3000 tr/min, Q_f/Q_d=1,2 et σ_f=0,09. On y retrouve les caractéristiques générales du comportement précédent « Fluctuations haute fréquence » mais sous une forme différente.

La pression d'aspiration présente non seulement un plateau durant toute la seconde moitié de montée en vitesse mais aussi des oscillations basse fréquence de faible amplitude. Ces dernières surviennent après la phase plateau et précèdent l'établissement de P_{asp} à sa valeur stabilisée.

La pression de refoulement présente non plus une unique chute mais plusieurs, formant des oscillations à basse fréquence. Les vibrations radiales n'en sont pas pour autant plus affectées (figure4-12c). Elles sont toujours maximales durant la première chute de P_{ref} et sont d'un niveau semblable au cas précédent.

Le retard à l'établissement des valeurs stabilisées est sensiblement augmenté. Il est ici d'environ 0,35s pour la pression d'aspiration comme pour la pression de refoulement.

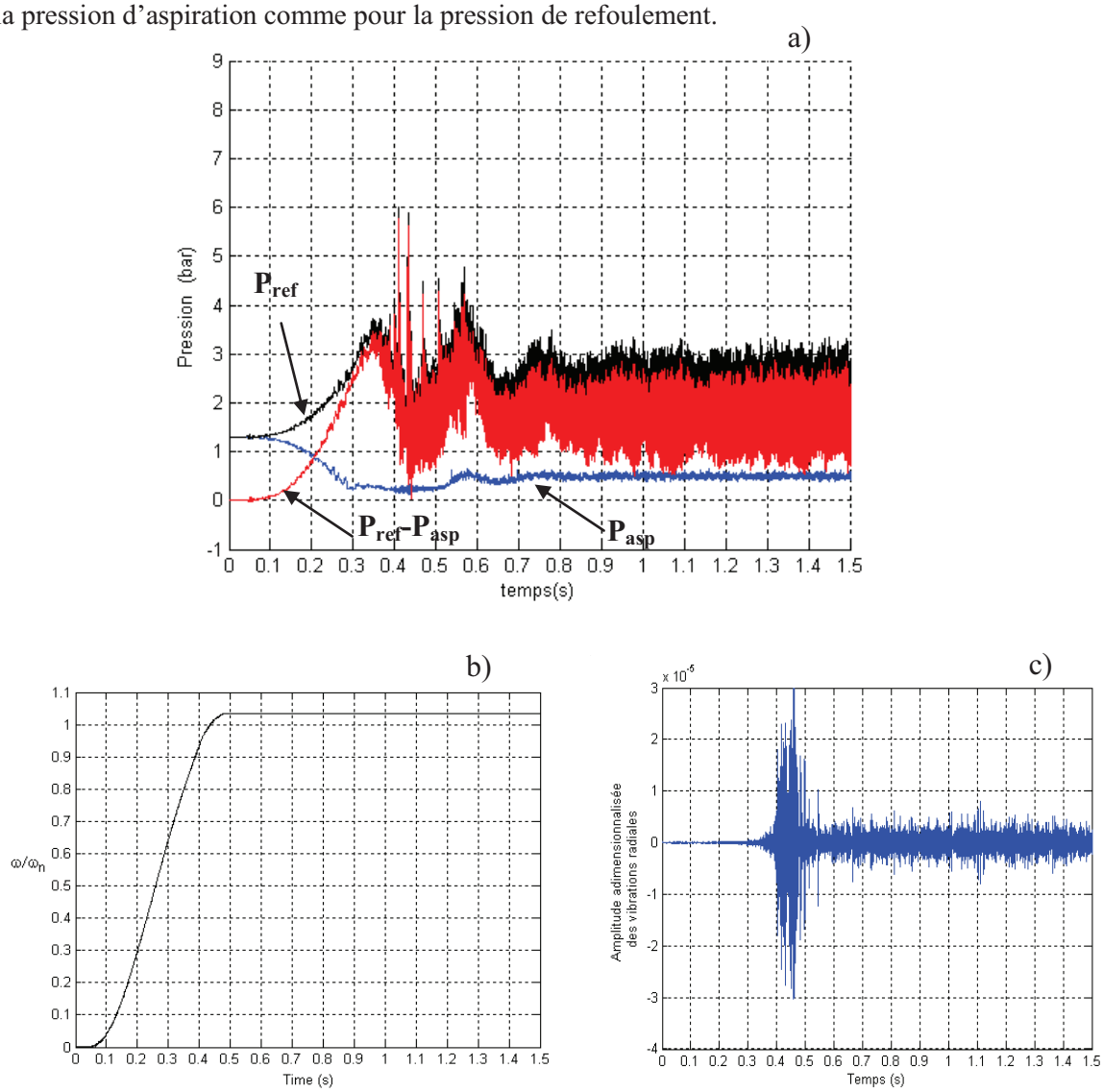


Figure 4-12 : Signal a) des pressions, b) de vitesse, c) des vibrations radiales (ω_f =3000 tr/min, Q_f/Q_d=1,2 et σ_f=0,09)

IV.1.3 Troisième type de comportement : « Coup de bélier »

Le troisième comportement répertorié est illustré par la figure 4-13a. L'essai présenté ici a été réalisé pour ω_f =3000 tr/min, Q_f/Q_d= 0,7 et σ =0,11.

Ce qui caractérise particulièrement ce type de démarrage rapide en cavitation est le pic de pression à l'aspiration. On remarquera que ce dernier est en phase avec un pic de pression au refoulement. Ce type de comportement tire son appellation, « coup de bélier », de cette dernière remarque [21]. Ce coup de bélier survient en fin de démarrage, environ 0,1s après que la vitesse de rotation finale ait été

atteinte. Le retard à l'établissement des pressions à leur valeur stabilisée est ici d'environ 0,2s pour P_{ref} et 0,25s pour P_{asp}.

Les vibrations (figure 4-13c) durant la chute de P_{ref} sont moindres que pour les deux comportements précédents. Les vibrations radiales maximales observées sont liés aux fluctuations de pression haute fréquence, dont l'amplitude est plus faible lors d'un démarrage rapide type « coup de bélier ». Par ailleurs, les pics de pression à l'aspiration et au refoulement n'ont aucune conséquence sur le graphe des vibrations. Cela tend à confirmer qu'il s'agit d'une onde longitudinale, de type coup de bélier.

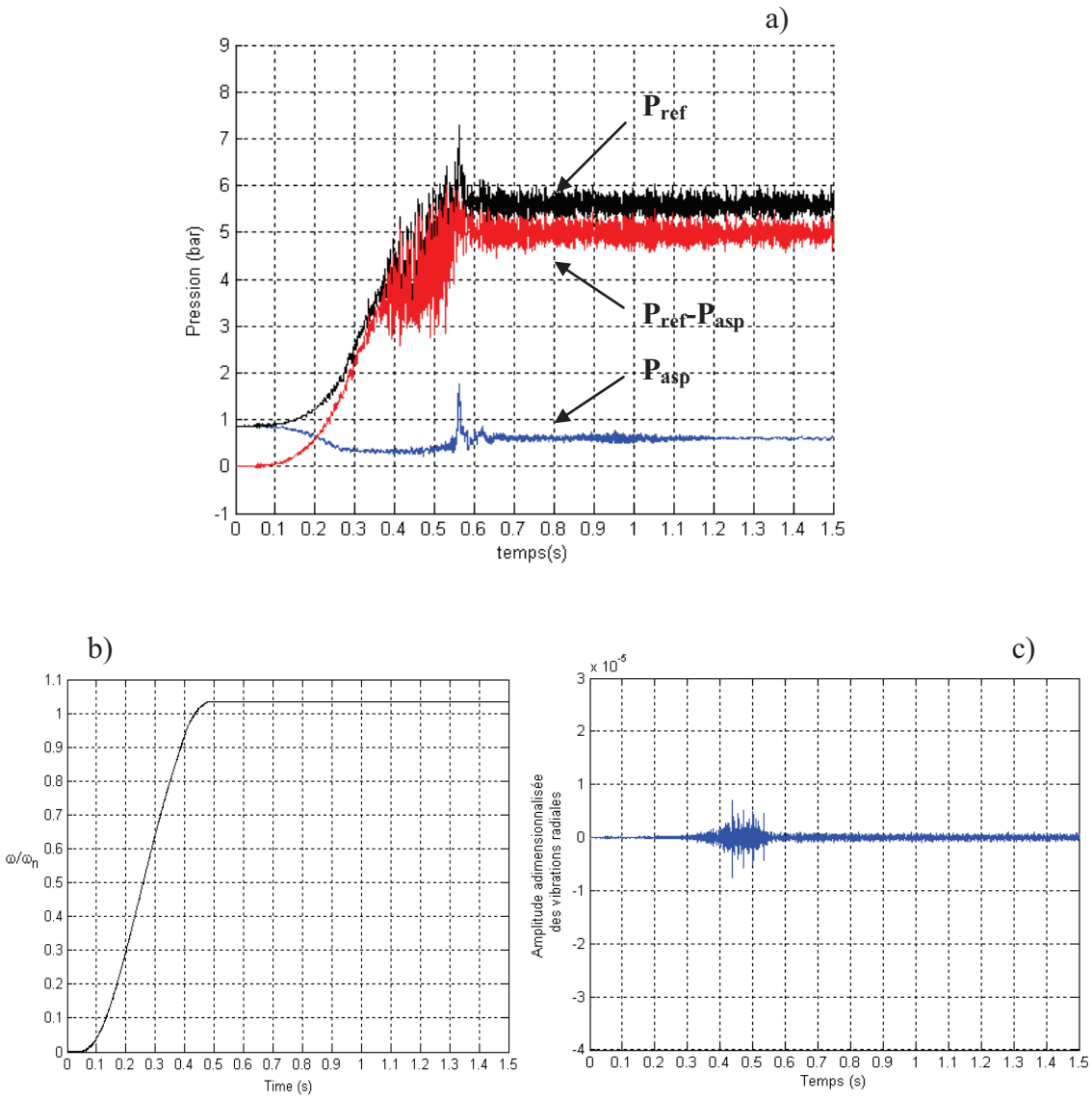


Figure 4-13 : Signal a) des pressions, b) de vitesse, c) des vibrations radiales (ω_f =3000 tr/min, Q_f/Q_d= 0,7 et σ_f =0,11)

IV.2 Cartographie des différents types de démarrages rapides en cavitation

Après avoir identifié ces trois types de démarrages rapides en cavitation, on cherche à savoir pour quelles conditions de fonctionnement ils surviennent. La figure 4-14 présente une cartographie des démarrages en fonction de Q_f/Qd et de σ_f.

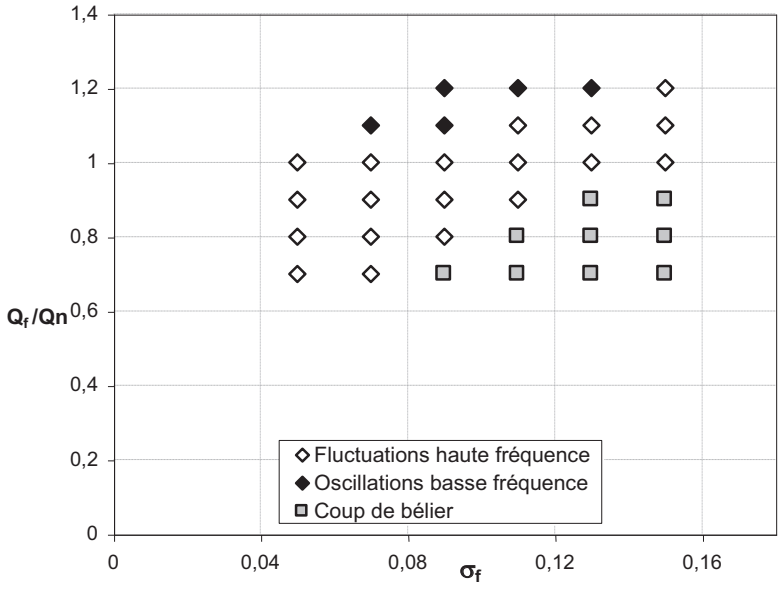


Figure 4-14: Cartographie des démarrages rapides en cavitation en fonction de Q_f/Q_d et σ_f

Les démarrages sont regroupés par type selon le rapport de débit Q_f/Q_d et le nombre de cavitation σ_f. Pour des conditions de fonctionnement données, le type de démarrage qui se produit n'est pas aléatoire. Ainsi, les coups de bélier se produisent pour les sigma élevés et pour les sous-débits. On constate par ailleurs que pour obtenir un démarrage type « coup de bélier », un coefficient de débit faible est d'autant plus nécessaire que sigma est faible.

Les démarrages type « oscillations basse fréquence » se produisent principalement pour des sigma faibles et modérés et pour les sur-débits. Notons que les essais définis par les couples (0,05 ;1,1), (0,05 ; 1,2) et (0,07 ; 1,2) n'ont pas pu être réalisé car il était impossible d'atteindre de tels débits pour des conditions de cavitation aussi développées

Les démarrages type « fluctuations haute fréquence » se produisent dans une région intermédiaire. D'une manière générale, ils ont lieu pour les sous-débits à sigma faibles, et pour les sur-débits à sigma élevés.

Tanaka et Tsukamoto [21] ont aussi constaté ces trois types de démarrages rapides en cavitation. La cartographie qu'ils ont réalisée est représentée sur la figure 4-15. Elle est donnée en fonction de sigma et du paramètre K== $\omega_f \times T_{na} / \Phi_{nf.}$ Ce paramètre adimensionnel définit le rapport entre la rapidité du démarrage et le débit circulant dans l'installation. Notons que sur DERAP tous les essais ont été réalisés pour ω_f =3000 tr/min. Ainsi cela est identique d'utiliser le paramètre K ou le rapport de débit Q_f/Q_d. Cependant, afin de faciliter la comparaison avec les résultats de Tanaka, une cartographie des essais DERAP, basée sur ces mêmes paramètres, est proposée (figure 4-16). On peut voir que les essais DERAP sont, pour la plupart, complémentaires à ceux réalisés par Tanaka.

Tanaka propose de séparer les démarrages types «oscillations basse fréquence » et « coup de bélier » par la droite d'équation Kσ =7,5 [21]. Cette limite est sans surprise inappropriée pour DERAP. Effectivement, alors que le coup de bélier est un phénomène de propagation d'onde, les instabilités basse fréquence de cavitation sont des oscillations du système. Ce phénomène dépend de la longueur et du diamètre des conduites et de l'inertie du fluide. Les essais DERAP ayant été réalisés avec une géométrie de roue différente (nombre d'aubages plus faible, diamètre extérieur de roue plus petit) et un circuit différent, une limite différente séparant les deux phénomènes est obtenue.

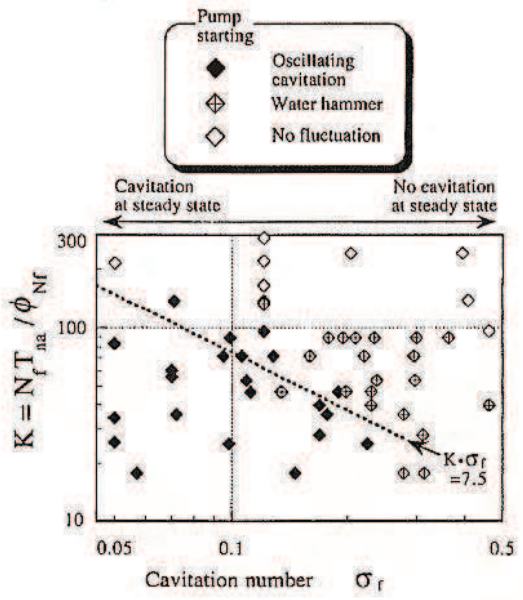


Figure 4-15 : Résultats de Tanaka et al (1999)

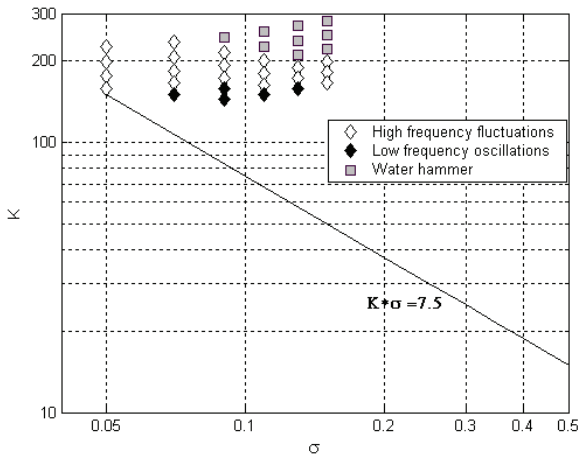


Figure 4-16 : Résultats DERAP

Conclusion partielle:

Les essais effectués représentent une base de données expérimentale en vue de la modélisation de la hauteur fournie par la pompe lors des démarrages rapides en cavitation. Ils permettent aussi de confirmer et de compléter certains résultats obtenus lors des travaux précédents de Ghélici [11], Bolpaire [1], Dazin [5,6], Tanaka [21, 22,23].

Les résultats suivants peuvent être retenus :

- Le signal de couple est fortement marqué par la fréquence de rotation de la roue.
- Le saut de couple et le creux de la pression d'aspiration sont caractéristiques des démarrages rapides.
- Les vibrations sont fortement augmentées en cavitation.
- Le plateau de la pression d'aspiration et la (ou les) chute de pression au refoulement sont caractéristiques des démarrages rapides en cavitation.
- Trois types de démarrages rapides en cavitation peuvent être répertoriés et cartographiés selon σ et Q_f/Q_d.

IV.3 Analyse physique des démarrages rapides en cavitation

Dans ce paragraphe, les types de démarrages rapides répertoriés précédemment seront mentionnés comme suit :

- Oscillations basse fréquence : cas 1
- Fluctuations haute fréquence : cas 2
- Coup de bélier : cas 3

Afin d'expliquer physiquement les mécanismes qui régissent chaque type de démarrage rapide en régime cavitant, les points de fonctionnements finaux correspondant au cas 1, 2 et 3 sont reportés sur les courbes de chute de performance (figure 4-17).

On peut observer que les démarrages correspondant au cas 1 (« oscillations basse fréquence ») ont leur point de fonctionnement final situé à la fin de chute alors que les démarrages correspondant au cas 3 (coup de bélier) ont leur point de fonctionnement final situé avant la chute. Ceux relatifs au cas 2 (« fluctuations haute fréquence ») sont localisés dans une position intermédiaire. Cela indique que les points de fonctionnement finaux des démarrages du type « coup de bélier » correspondent à des conditions de cavitation faiblement développées, contrairement aux cas 1 et 2.

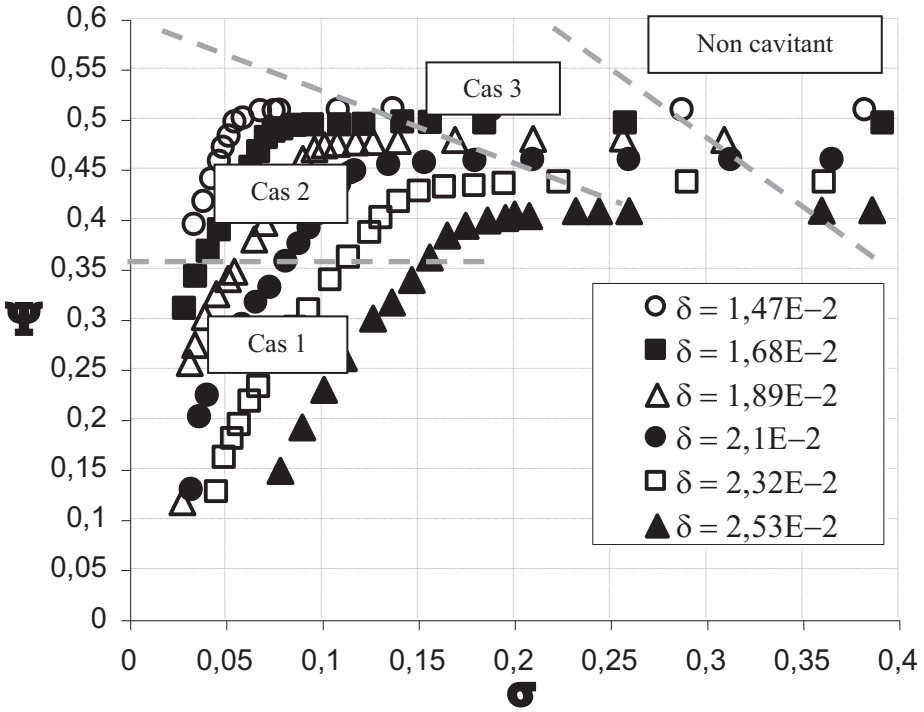


Figure 4-17 : Courbes de chute de performance

Afin d'affiner la compréhension physique des transitoires en cavitation, l'évolution du nombre de cavitation τ est tracée en fonction du coefficient de débit δ pour les trois types de démarrages rapides en cavitation (figures 4-18, 4-19 et 4-20). Les courbes correspondantes à 0%, 3%, 10%, 20% de chute de hauteur en régime stationnaire y sont reportées afin de visualiser l'évolution des conditions de cavitation durant le démarrage. La vitesse de rotation, le débit d'aspiration et sa dérivée temporelle sont aussi tracés afin d'évaluer l'influence de ces différents paramètres instationnaires sur l'évolution de τ et δ.

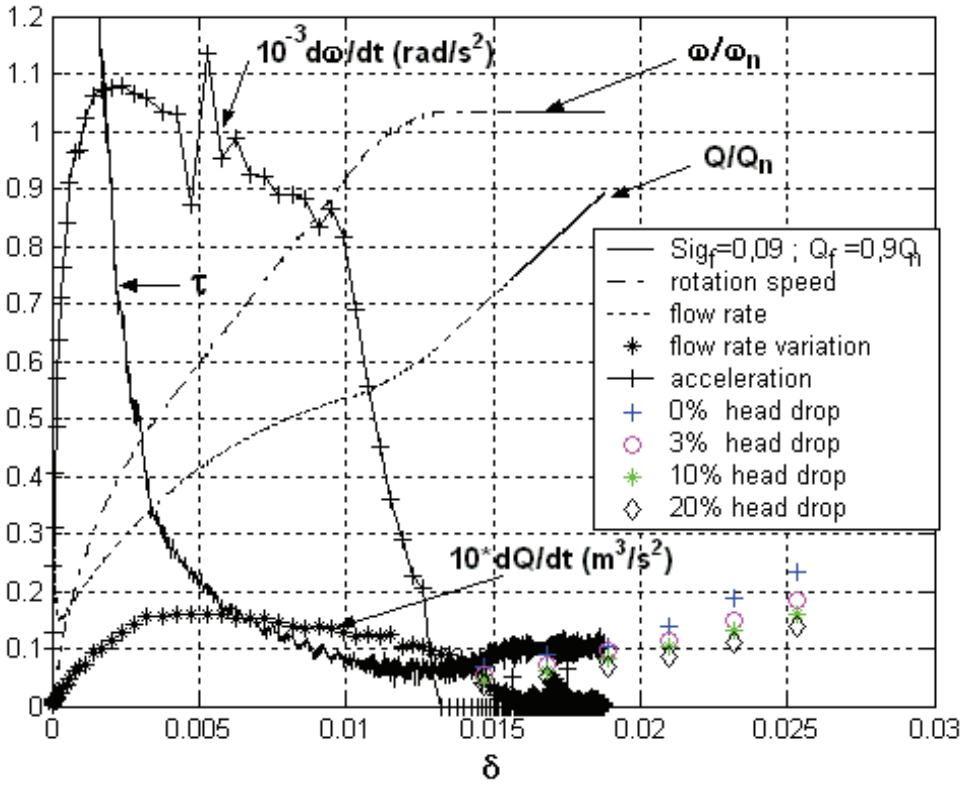


Figure 4-18 : Evolution de τ, ω et Q en fonction de δ pour un démarrage rapide en cavitation type « **fluctuations haute fréquence** » (cas 2) tel que ω_f=3000 tr/min, σ_f=0,09 et Q_f=0,9 Q_d

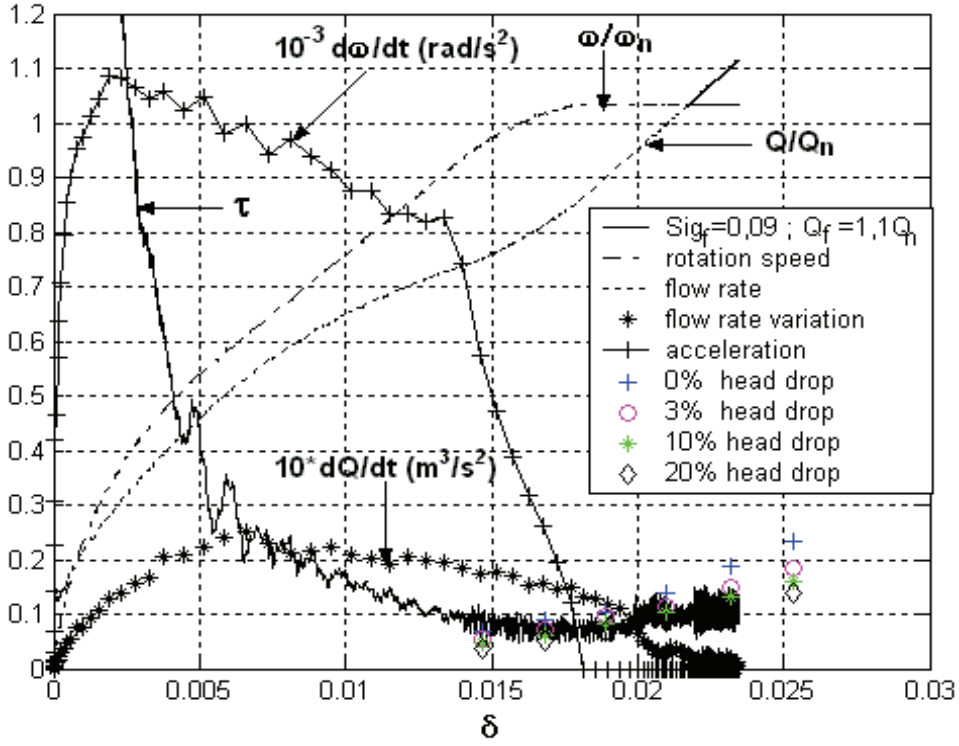


Figure 4-19 : Evolution de τ, ω et Q en fonction de δ pour un démarrage rapide en cavitation type « **oscillations basse fréquence** » (cas 1) tel que ω_f=3000 tr/min, σ_f=0,09 et Q_f=1,1 Q_d

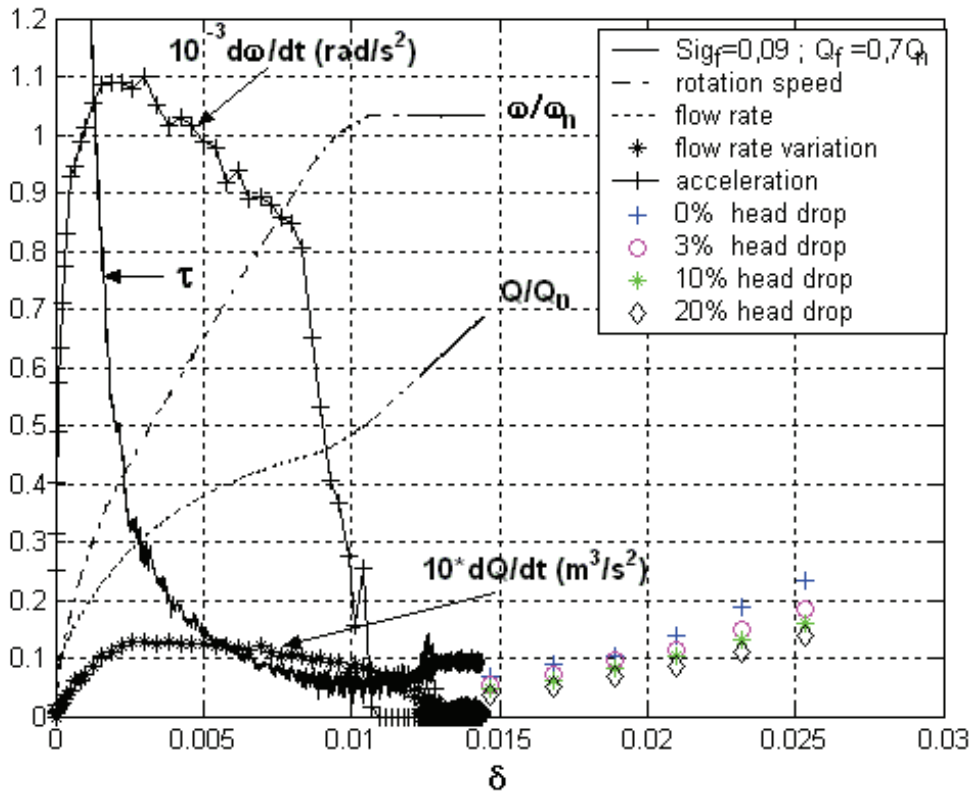


Figure 4-20 : Evolution de τ, ω et Q en fonction de δ pour un démarrage rapide en cavitation type « **coup de bélier** » (cas 3) tel que ω_f=3000 tr/min, σ_f=0,09 et Q_f=0,7 Q_d

Les trois types de démarrages rapides ont une base physique commune. Pour chaque cas présenté, τ prend une valeur minimale lorsque la pompe atteint sa vitesse de rotation finale (δ = 0,013 par exemple sur la figure 4-18). La chute de la pression de refoulement dans le cas2 (la première dans le cas1) est corrélée avec ce minimum de τ qui correspond aux conditions de cavitation les plus développées au cours du transitoire (figure 4-21).

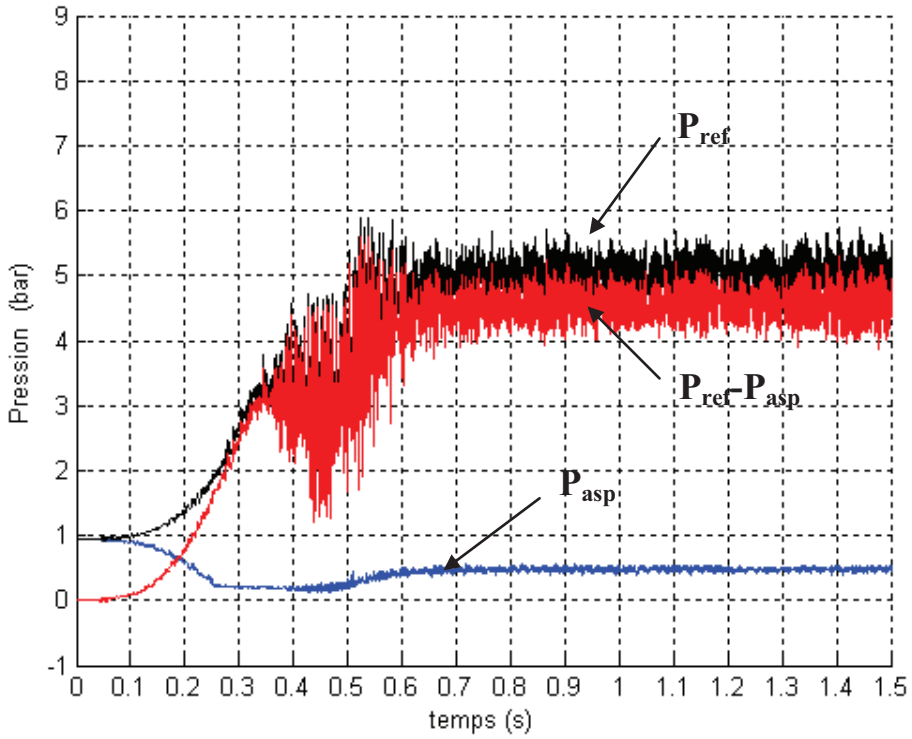


Figure 4-21 : Evolution des pressions pour un démarrage rapide en cavitation (cas2) tel que σ_f=0,09 ; Q_f=0,9Q_d et ω_f = 3000tr/min

La vitesse de rotation finale atteinte, l'évolution de $\tau = 2*(P^T_{asp}-P_{vap})/(\rho u^2)$ est gouvernée par l'évolution de la pression d'aspiration et plus précisément par l'inertie du fluide. On rappelle l'expression de la pression d'aspiration : $P_{asp}=P_{ballon}-K\frac{\partial Q}{\partial t}-\xi$. Le retard de la montée en débit par rapport à la montée en vitesse fait que le débit continue à augmenter bien que la vitesse finale soit atteinte. Trois phases dans l'évolution du débit sont alors à distinguer (figure 4-22) :

- Dans un premier temps (durant 0,05 s environ), le débit augmente avec une valeur de $\frac{\partial Q}{\partial t}$ sensiblement constante d'où une valeur de τ constante.
- Dans un deuxième temps, $\frac{\partial Q}{\partial t}$ chute fortement durant 0,25 s environ provoquant ainsi l'augmentation de la pression d'aspiration.
- Dans un troisième et dernier temps, le débit augmente très faiblement si bien que le terme $\frac{\partial Q}{\partial t}$ est quasiment nul.

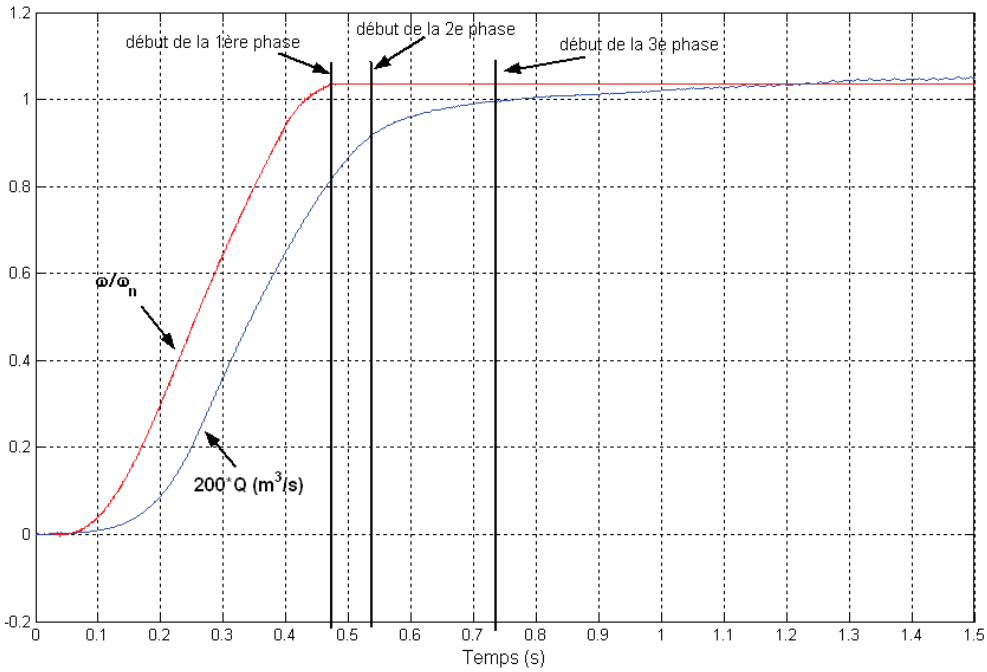


Figure 4-22 : Signaux de débit et de vitesse de rotation pour le démarrage tel que σ_f=0,09 ; Q_f=0,9Q_d et ω_f = 3000tr/min (cas2)

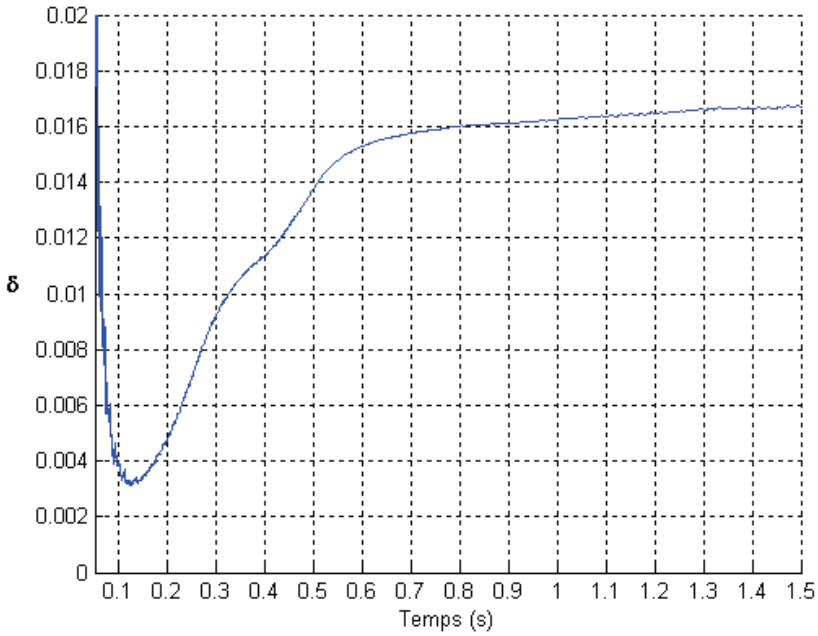


Figure 4-23 : Evolution de δ au cours du démarrage
σ_f=0,09 ; Q_f=0,9Q_d et ω_f = 3000tr/min (cas2)

Ces trois phases de l'évolution du débit une fois la vitesse de rotation finale atteinte sont communes aux trois types de démarrages rapides en cavitation mais n'ont pas les mêmes conséquences sur la surpression fournie par la pompe. Le cas 2 (« fluctuations haute fréquence ») peut servir de référence pour expliciter la physique des démarrages rapides en cavitation. Il est donc explicité en détails ci-dessous et les particularités des deux autres cas sont mentionnées par la suite.
Sur la figure 4-18, qui correspond au démarrage rapide type « fluctuations haute fréquence » (cas 2) on observe l'influence de ces trois phases sur le nombre de cavitation et sur la surpression pompe de la manière suivante :
La première phase de l'évolution du débit correspond à une valeur constante de τ jusqu'à $\delta = 0{,}014$. La deuxième phase (forte diminution du terme $\frac{\partial Q}{\partial t}$) est visible entre $\delta = 0{,}014$ et $\delta = 0{,}016$. Le nombre de cavitation ré-augmente alors pour recouvrer une position légèrement supérieure à la courbe à 0% de chute et quasiment des conditions de non cavitation. La pression d'aspiration ré-augmentant, les conditions de cavitation sont moins développées et la surpression pompe ré-augmente elle aussi pour atteindre sa valeur finale (figure 4-21). La figure 4-23 permet de faire le lien entre les grandeurs temps, débit, pressions des figures 4-18 et 4-22. La troisième phase (effets transitoires négligeables) est visible sur la figure 4-18 par le fait que δ augmente (lentement) sans que cela n'ait d'influence sur τ. Le nombre de cavitation conserve une valeur constante tout en restant au dessus de la courbe à 0% de chute. Finalement une seule chute de la surpression pompe a lieu au cours du transitoire.

La différence entre le cas 1 (oscillations basse fréquence) et le cas 2 intervient dès la phase 2 de l'évolution du débit. La forte chute de $\frac{\partial Q}{\partial t}$ permet à la surpression pompe de ré-augmenter après la première chute de surpression mais le nombre de cavitation reste en dessous de la courbe correspondant à 0% de chute. Des conditions de cavitation relativement développées sont alors toujours présentes. Par ailleurs, le débit final visé étant élevé dans le cas 1, cela permet à τ lors de l'augmentation lente du débit (troisième phase), de franchir successivement les caractéristiques à 3%, 10% 20% de chute (figure 4-19), augmentant en conséquence le développement de la cavitation dans la pompe et provoquant ainsi la seconde chute de la pression de refoulement (figure 4-24). Ainsi, le fait que des conditions de quasi non cavitation ne soient pas retrouvées après la première chute de surpression, cumulé à un débit final élevé, est responsable d'une seconde chute de la pression de refoulement. Ce comportement peut être interprété comme une instabilité de pompage due à la cavitation durant le transitoire.

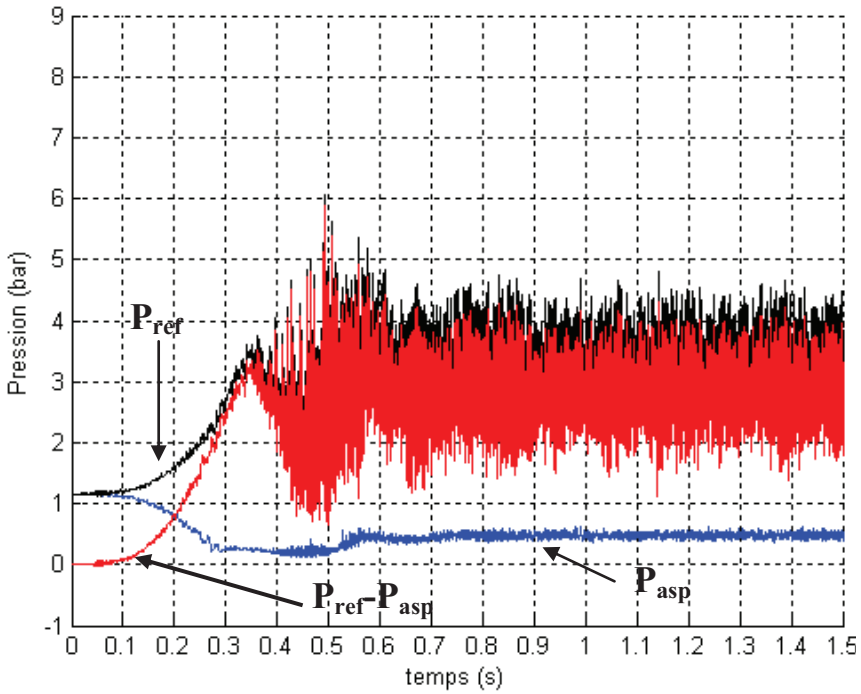


Figure 4-24 : Evolution des pressions pour un démarrage rapide en cavitation (cas1) tel que ω_f=3000 tr/min, σ_f=0,09 et Q_f=1,1

La différence entre le cas 3 et le cas 2 vient du fait que lors de la forte chute du terme transitoire $\frac{\partial Q}{\partial t}$, la valeur du nombre de cavitation τ est bien supérieure à la caractéristique à 0% de chute. Cela suppose une condensation soudaine de la très grande majorité de la vapeur contenue dans la pompe à la fin de démarrage, qui peut être responsable de l'onde de pression observée simultanément sur les pressions d'aspiration et de refoulement (figure 4-25). Ce phénomène, qui peut être assimilé à un coup de bélier, est cohérent avec l'interprétation donnée par Tanaka et Tsukamoto [21]. Par ailleurs, le débit final visé est suffisamment faible pour que la valeur de τ reste constamment au dessus de la caractéristique à 0% de chute lors de la troisième phase de l'augmentation du débit. Un sigma final élevé et un débit final faible sont donc les deux conditions pour qu'un démarrage type coup de bélier se produise.

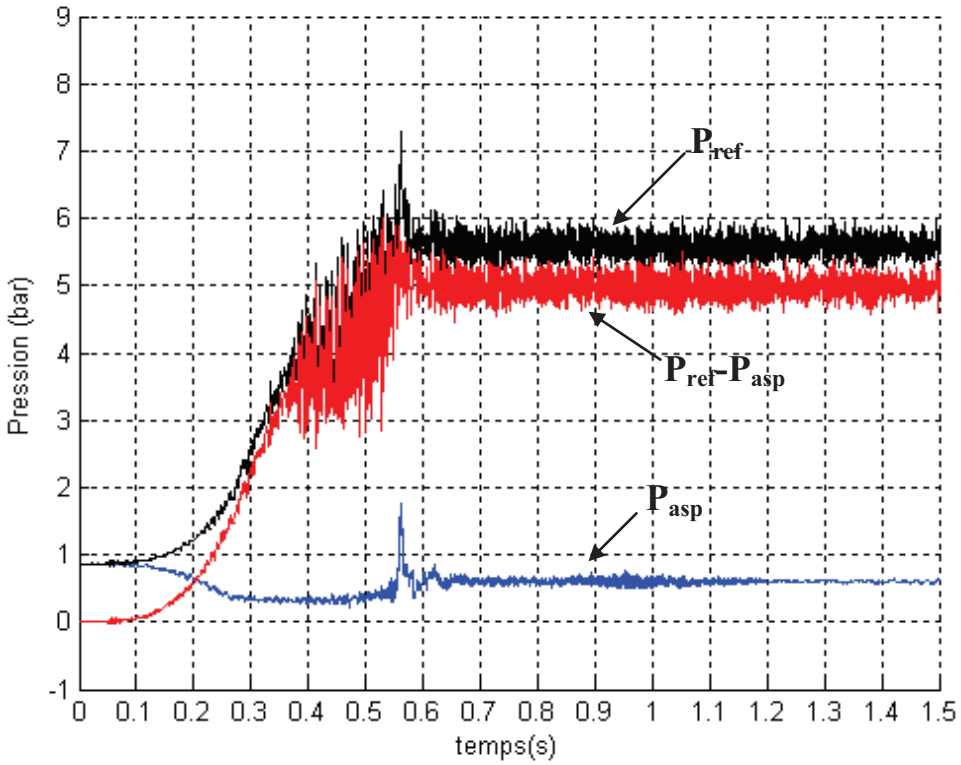


Figure 4-25 : Evolution des pressions (cas 3)
ω_f =3000 tr/min ; σ_f =0,11 ; Q_f/Q_d=0,7

IV.4 Visualisations de la cavitation instationnaire

Ce paragraphe présente les résultats d'une campagne de visualisation de la cavitation qui se développe dans la roue au cours des démarrages rapides en cavitation. Ces visualisations ont été effectuées à l'aide d'une caméra rapide (couplée à un stroboscope) permettant une fréquence d'acquisition égale à 500 images par seconde. Cela permet d'obtenir environ 250 images lors de la phase transitoire du démarrage. La figure 4-26 présente le dispositif mis en place. Cette campagne a un triple objectif :

- Visualiser la cavitation dans la roue au cours des démarrages rapides et corréler ces observations avec les évolutions temporelles des différentes grandeurs physiques.

- Déterminer la présence ou non de cavitation dans la manchette d'aspiration au cours d'un démarrage rapide. Si un écoulement cavitant existe dans la conduite d'aspiration, celui-ci est important à considérer (via des essais RX en entrée de roue) notamment pour la modélisation future des démarrages rapides en cavitation. Par ailleurs, en vue d'une future campagne d'essais de vélocimétrie par image de particules (PIV), il est intéressant de connaître le développement de la cavitation dans la manchette d'aspiration, car à l'heure actuelle, les algorithmes classiques de traitement d'images PIV ne permettent pas de traiter un écoulement contenant des bulles.

- Vérifier l'existence d'une recirculation (et d'une prérotation) du fluide dans la conduite d'aspiration lors des démarrages rapides. Si elle existe, la recirculation en entrée de roue modifie la vitesse débitante en entrée de roue et donc le triangle des vitesses. C'est pourquoi elle doit être prise en compte pour une meilleure modélisation des démarrages rapides en cavitation. Cela nécessitera d'effectuer des essais PIV pour évaluer notamment l'évolution des vitesses tangentielles en entrée de roue au cours du démarrage.

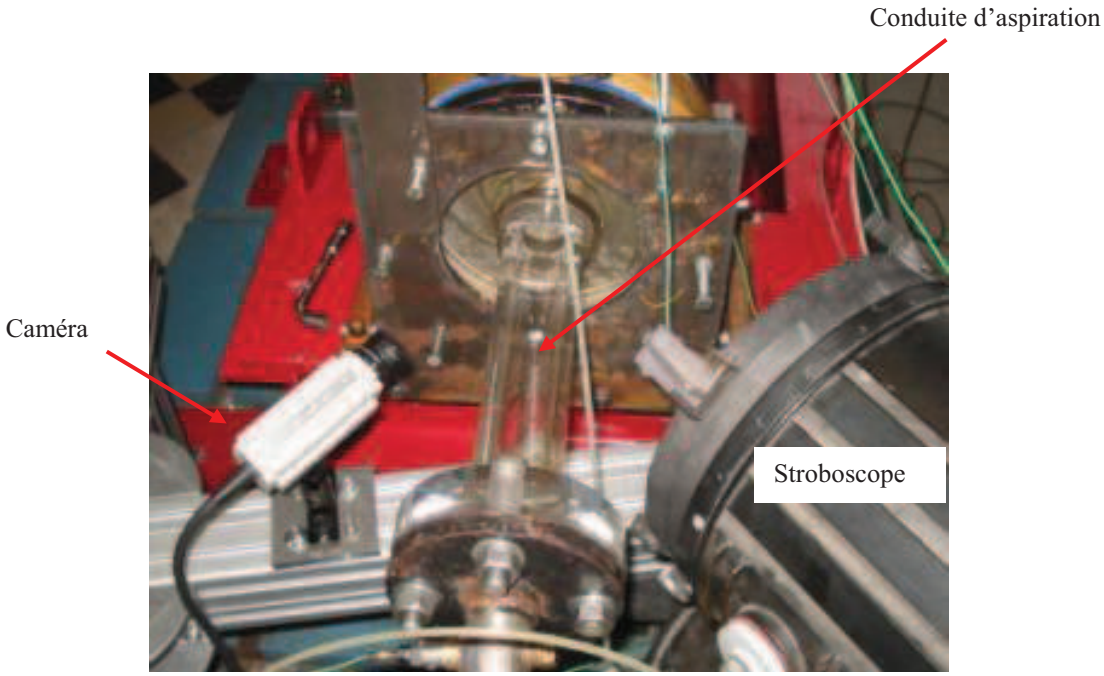


Figure 4-26: Photographie du dispositif de visualisation

IV.4.1 Visualisations dans la roue

Des visualisations relatives à chaque type de démarrage rapide en cavitation (« fluctuation haute fréquence », « oscillations basse fréquence » et « coup de bélier ») ont été effectuées. Le champ de la camera permet de visualiser 2 canaux inter-aubages de la roue ainsi qu'une portion de la conduite d'aspiration en plexiglas.

Pour chacun des cas, des images prises à des instants différents du démarrage sont présentées. Elles rendent compte du développement de la cavitation à un instant donné ainsi que de son évolution au cours du démarrage. Les différents instants auxquels correspondent ces images sont reportés sur les évolutions de τ et de la pression de refoulement P_{ref}.

IV.4.1.1 Cas 2 : « fluctuations haute fréquence »

Le démarrage rapide en cavitation considéré ici est tel que σ_f =0,09 ω_f =3000 tr/min et Q_f/Q_d=0,9. La figure 4-27 présente quatre images (A, B, C, D) prises à des instants différents du démarrage. Les différents instants sont reportés sur les figures 4-28 et 4-29 qui montrent respectivement les évolutions de τ et des pressions.

L'image A de la figure 4-27 montre l'instant où se forment les premières poches de cavitation. Elles apparaissent autour de t=0,3s, c'est à dire 0,05s avant l'instant où la pression de refoulement commence à chuter (figure 4-29). La cavitation est alors localisée à un faible rayon.

L'image B est prise à t =0,42s environ, c'est à dire au moment où τ est minimal (figure 4-28). La cavitation occupe ici toute la largeur du canal inter-aubage et la pression de refoulement a presque atteint le maximum de sa chute (figure 4-29).

L'image C (t =0,52) correspond à l'instant où la pression de refoulement et le nombre de cavitation ré-augmentent, la vitesse finale étant atteinte (figure 4-28). Une cavitation moins développée que sur l'image B est visible. Elle reste tout même importante.

L'image D correspond au fonctionnement stabilisé, c'est à dire à τ et P_{ref} constants. On voit que des poches de cavitation sont toujours présentes alors que τ est légèrement au-dessus de la courbe à 0% de chute. Cela vient confirmer l'analyse physique du paragraphe précédent.

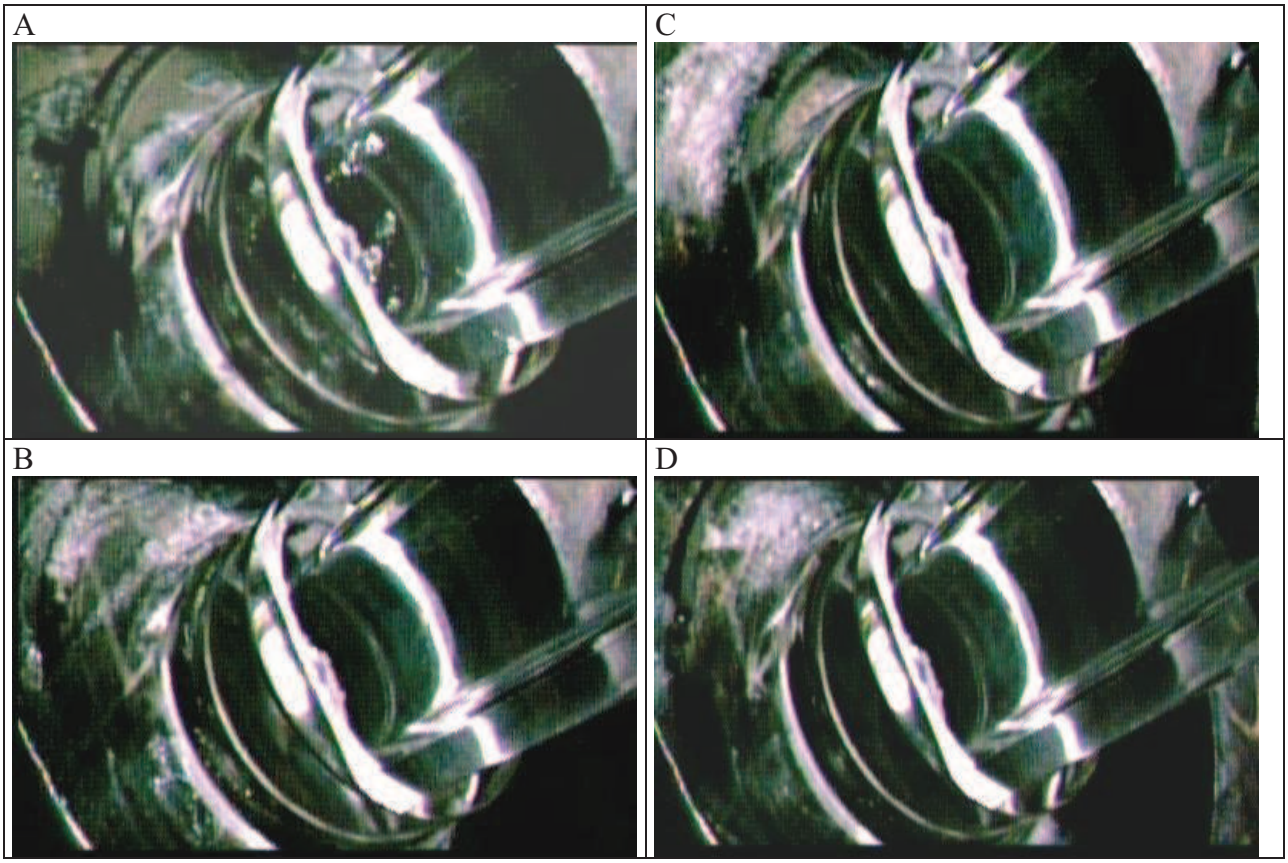


Figure 4-27 : Images de cavitation dans la roue (cas 2)
A : t=0,308s ; B : t=0,4220s ; C : t=0,52s ; D : t=0,728s

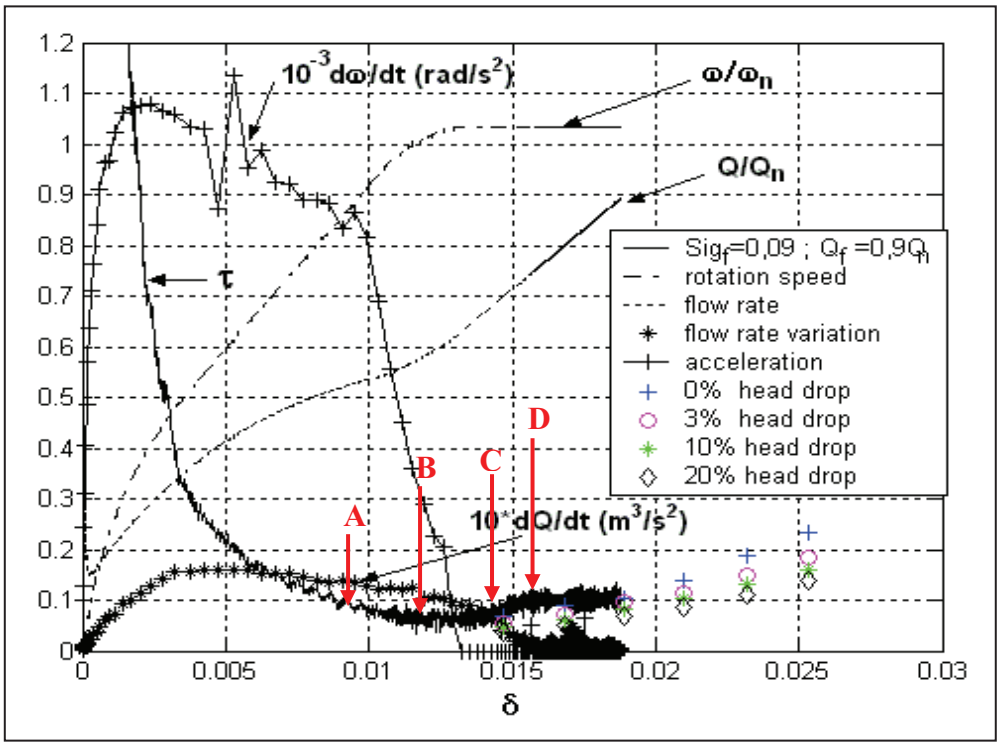


Figure 4-28 : Correspondance entre l'évolution de τ avec les images de cavitation dans la roue. (cas2)

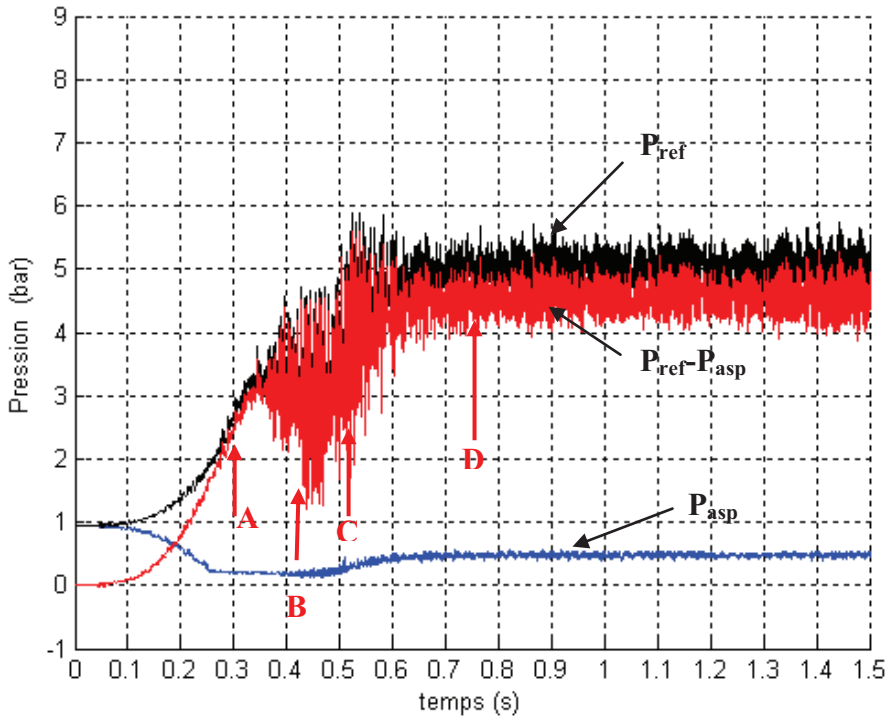


Figure 4-29 : Correspondance entre l'évolution de la surpression avec les images de cavitation dans la roue (cas 2)

IV.4.1.2 Cas 1 : « Oscillations basse fréquence »

Le démarrage rapide en cavitation considéré ici est tel que σ_f =0,09 ω_f =3000 tr/min et Q_f/Q_d=1,1. La figure 4-30 présente cinq images (A, B, C, D, E) prises à des instants différents du démarrage. Les différents instants sont reportés sur les figures 4-31 et 4-32, comme précédemment

L'image A montre le début de la cavitation. Elle apparaît autour de t =0,32s, c'est à dire environ 0,03s avant que la pression de refoulement commence à chuter (figure 4-32). On remarquera que le laps de temps entre l'apparition de la cavitation et la début de la chute de P_{ref} est diminué par rapport au cas 2 (cas précédent). Cela est dû au fait que la cavitation se développe plus rapidement en raison d'un débit plus élevé. On peut comparer pour cela les débits correspondant aux repères A des figures 4-28 et 4-31.

Les images B et C sont prises respectivement au 2/3 et au maximum de la chute de la pression de refoulement. La cavitation est très développée et le nombre de cavitation atteint sa valeur minimale (τ=0,08) comme le montre la figure 4-31.

L'image D correspond au temps t=0,58s c'est à dire juste avant la seconde chute de P_{ref}.. La vitesse de rotation finale est alors atteinte et la pression d'aspiration ré-augmente (figures 4-31 et 4-32). On constate que la cavitation est beaucoup moins développée que sur les images B et C mais qu'elle est toujours bien présente (τ coupe la caractéristique à 3% de chute).

L'augmentation du débit qui suit permet à tau de couper les caractéristiques à 10% et 20% de chute. Cela se traduit par une seconde chute de P_{ref} dû à un regain du développement de la cavitation. L'image E montre un développement de la cavitation bien plus important que l'image D.

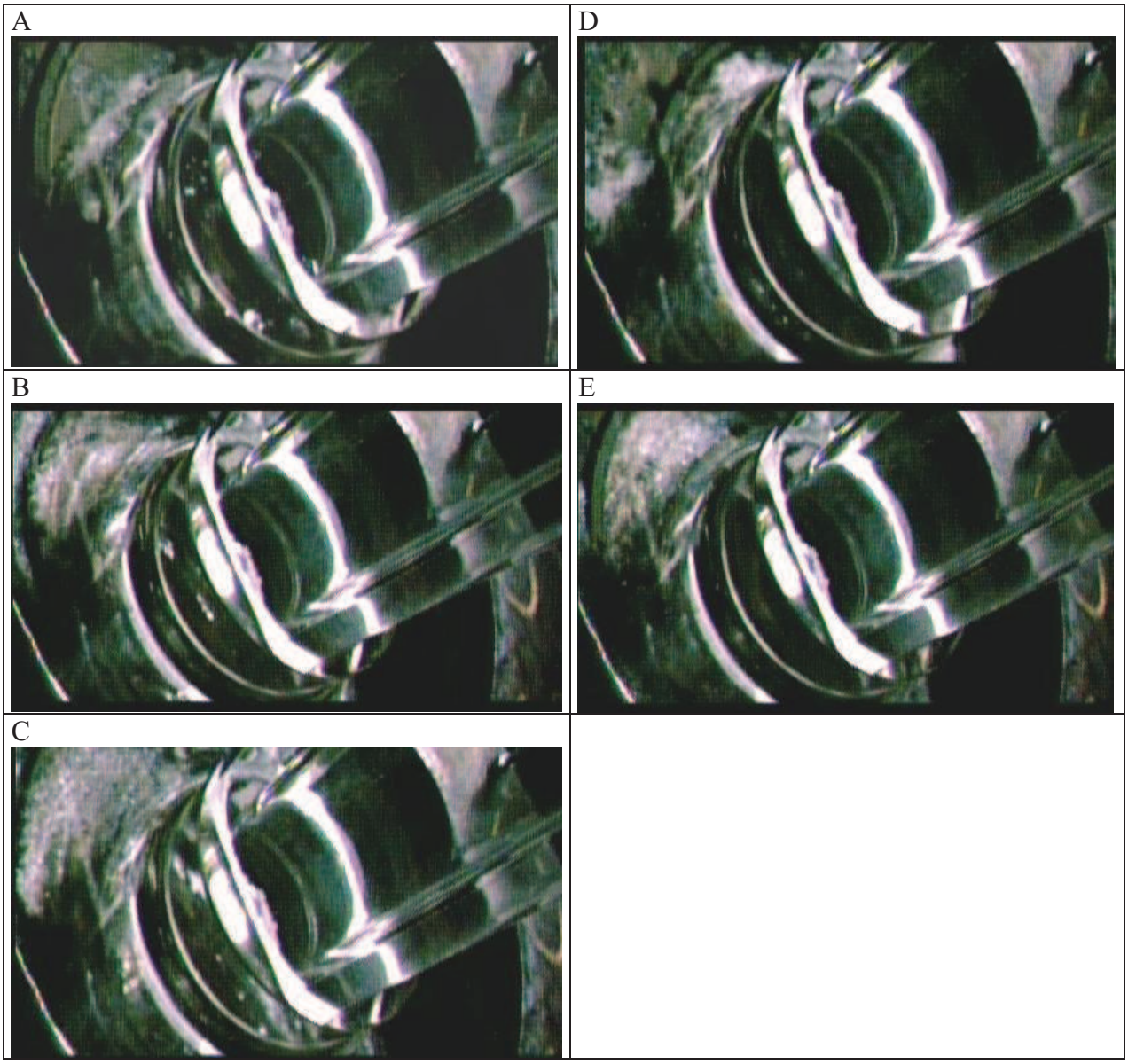


Figure 4-30 : Images de cavitation dans la roue (cas 1)
A : t=0,324s ; B : t=0,408s ; C : t=0,456s ; D : t=0,582s, E : t=0,704s

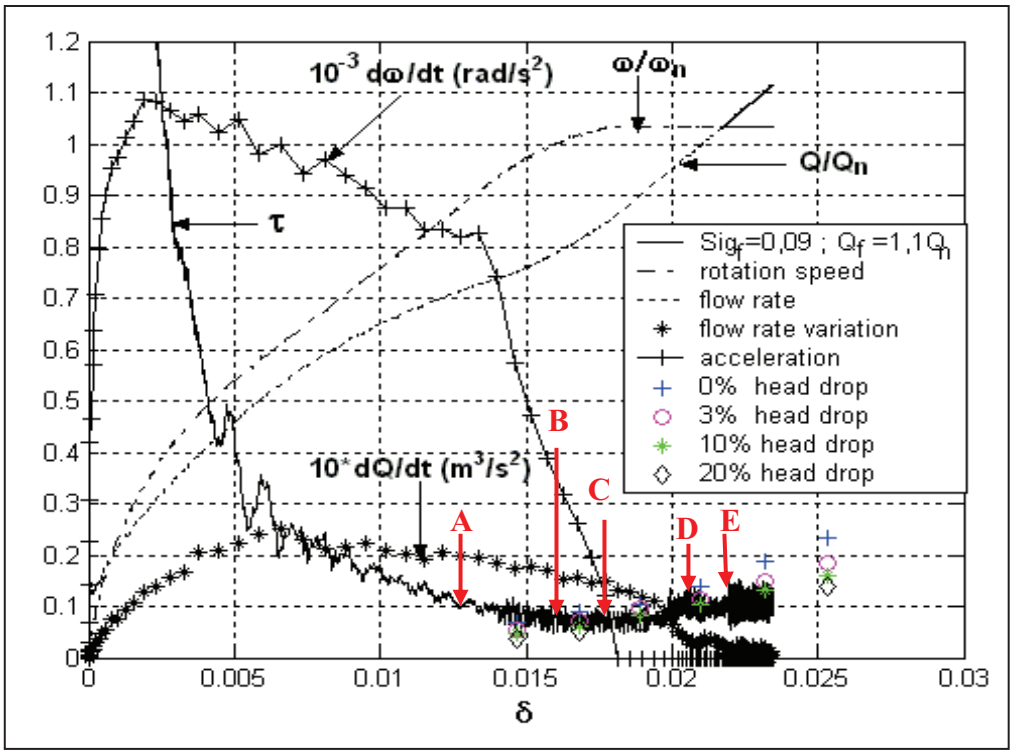


Figure 4-31: Correspondance entre l'évolution de τ avec les images de cavitation dans la roue (cas1)

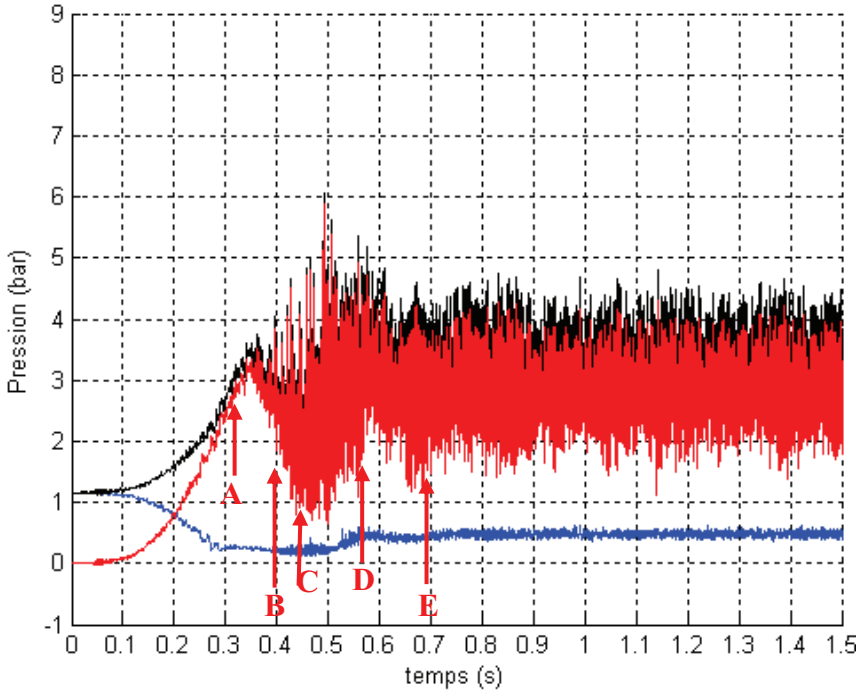


Figure 4-32: Correspondance entre l'évolution de la surpression avec les images de cavitation dans la roue. (cas 1)

IV.4.1.3 Cas 3 : « Coup de bélier »

Le démarrage rapide en cavitation considéré ici est tel que σ_f =0,09 ω_f =3000 tr/min et Q_f/Q_d=0,7. La figure 4-33 présente cinq images (A, B, C, D, E) prises à des instants différents du démarrage. Les différents instants sont reportés sur les figures 4-34 et 4-35.

L'image A montre le début de formation de la cavitation autour de t=0,31s. Il survient durant la montée de P_{ref} pour une valeur du nombre de cavitation τ égale à 0,08. Les premières poches de la cavitation apparaissent environ 0,08s avant la chute de P_{ref}. Cet intervalle de temps est largement augmenté par rapport au démarrage rapide type « fluctuations haute fréquence » notamment. Cela s'explique par un développement de la cavitation peu important dû à un débit peu élevé.

L'image B se situe à t=0,42s et correspond au maximum de la chute de la pression de refoulement. La cavitation est moyennement développée et n'occupe qu'en partie la largeur du canal inter-aubes.

L'image C correspond au moment où la vitesse de rotation finale est atteinte et où la pression d'aspiration ré-augmente, c'est à dire quand la pression ré-augmente elle aussi. La cavitation est alors très peu développée et ne subsiste qu'au niveau du bord d'attaque des aubages.

La pression d'aspiration continuant à augmenter et le débit étant relativement faible, la valeur de tau augmente jusqu'à prendre une valeur supérieure à la caractéristique à 0% de chute (repère D figure 4-34). A cet instant (t =0,54s) la cavitation dans la roue disparaît totalement comme le montre l'image D. Environ 0,02s plus tard survient le phénomène de coup de bélier.

L'image E montre qu'aucune cavitation n'est présente dans la roue au point de fonctionnement stabilisé.

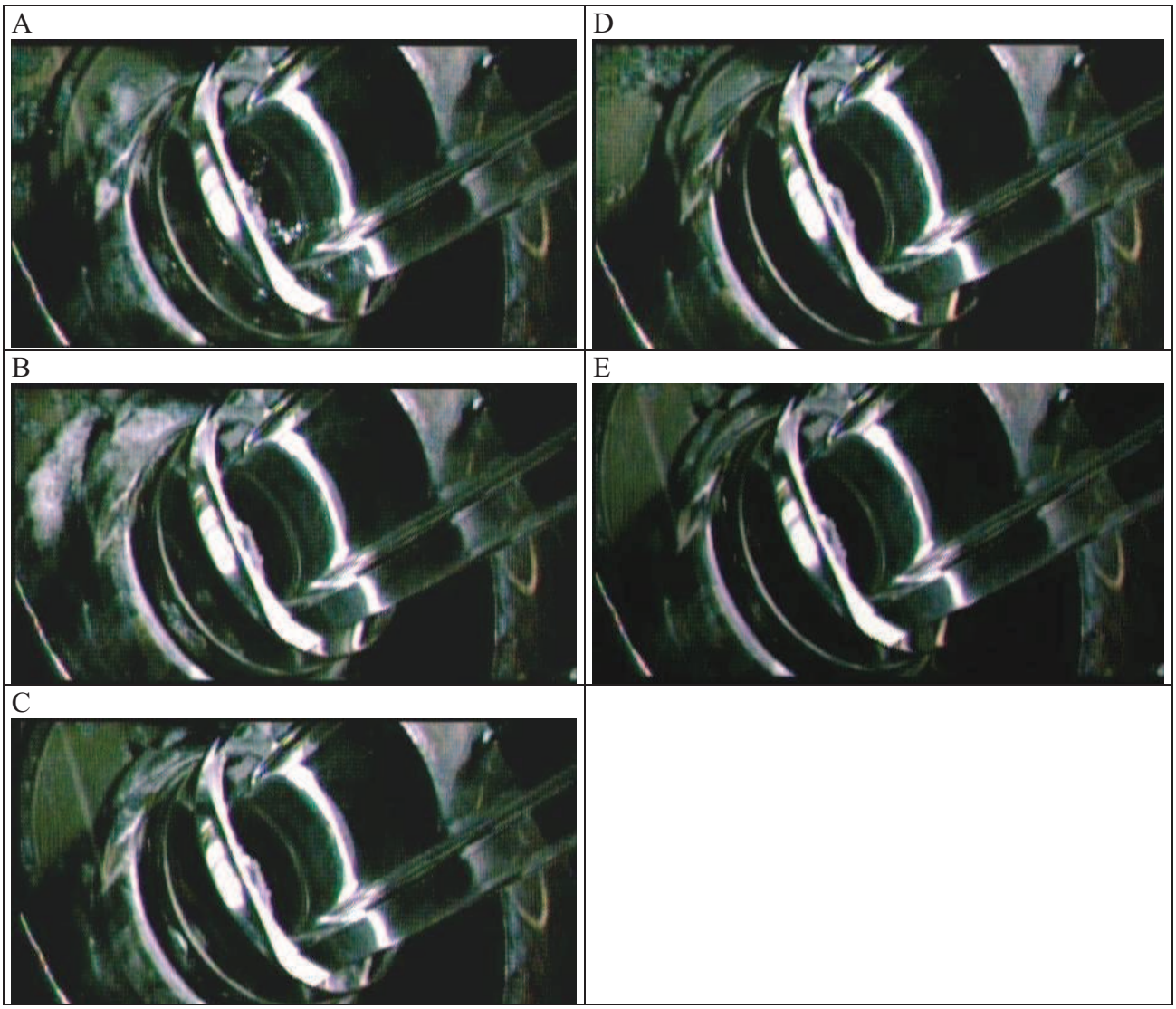


Figure 4-33 : Images de cavitation dans la roue (cas 3)
A : t=0,314s ; B : t=0,416s ; C : t=0,486s ; D : t=0,54s, E : t=1,202s

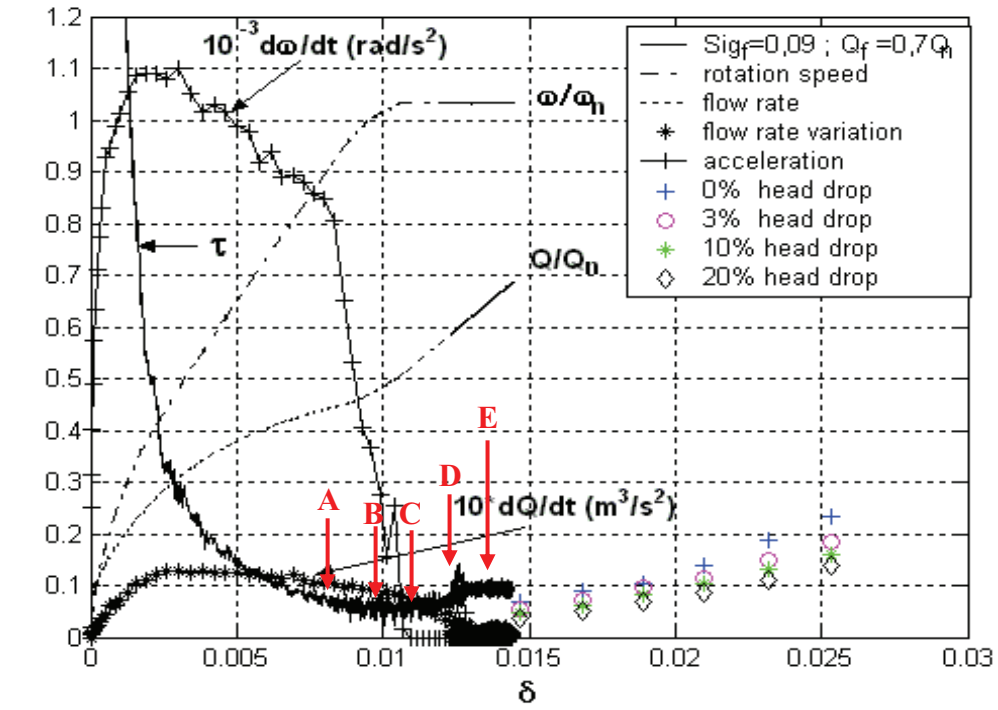


Figure 4-34 : Correspondance entre l'évolution de tau avec les images de cavitation dans la roue (cas 3).

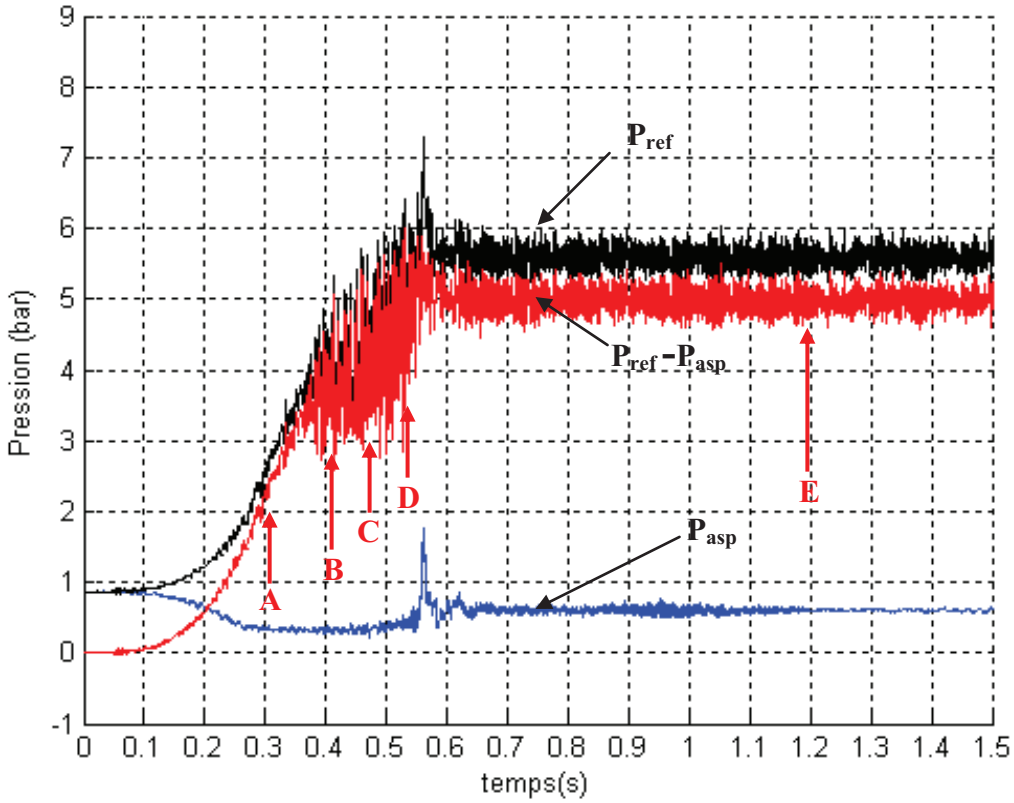


Figure 4-35 : Correspondance entre l'évolution de la surpression avec les images de cavitation dans la roue (cas 3).

Récapitulatif des visualisations dans la roue

Des visualisations de l'écoulement à l'intérieur de la roue ont été effectuées pour chaque type de démarrage rapide en cavitation. L'évolution de la cavitation dans la roue a ainsi pu être visualisée et comparée aux évolutions de pression pour chacun des trois types de démarrages rapides. L'analyse physique faite au paragraphe précédent basée sur l'évolution du nombre de cavitation en fonction du coefficient de débit, a pu ainsi être confirmée à partir des visualisations de l'évolution du volume de vapeur dans la roue.

IV.4.2 Visualisations dans la conduite d'aspiration

Les visualisations dans la conduite d'aspiration ont permis à la fois de vérifier l'existence, pour un domaine de fonctionnement donné, d'un écoulement pré-rotatif en entrée de roue et de mettre en évidence la présence d'un écoulement légèrement cavitant dans la conduite d'aspiration, en entrée de roue.

La recirculation est un phénomène bien connu des spécialistes en turbomachines, qui apparaît en particulier pour les pompes centrifuges fonctionnant à débit partiel et qui voit l'écoulement dans la conduite d'aspiration prendre à sa périphérie une composante axiale négative. Lors de son doctorat, Bolpaire [1] a étudié ce phénomène en détail en régime non-cavitant. Deux résultats avaient été principalement obtenus :

1) En régime stationnaire, le phénomène de recirculation apparaît soudainement aux alentours de 70% du débit nominal quelle que soit la vitesse de rotation (figure 4-36). Par ailleurs l'évolution de l'extension axiale augmente exponentiellement avec la décroissance du débit et peut atteindre 5 fois le diamètre de la conduite pour les très bas débits (0,1 Q_d).

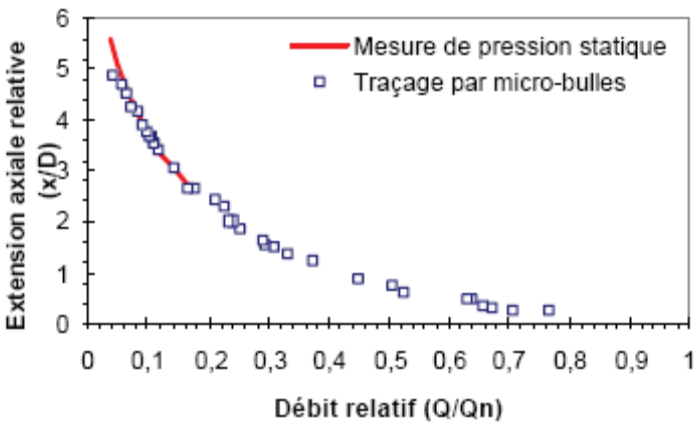


Figure 4-36: Extension de la zone de recirculation dans la conduite d'aspiration. Comparaison entre les techniques de mesures de pression statique et de traçage par micro-bulles, d'après Bolpaire [1]

Dans le cas d'un démarrage rapide, une zone de recirculation apparaît quel que soit le débit final atteint. Ceci s'explique par le fait que la pompe passe par des points de fonctionnement de faibles coefficients de débit pour lesquels l'écoulement est désadapté. Toutefois, comme l'illustre la figure 4-37, cette zone reste d'extension très limitée par rapport au cas stationnaire. Il est probable que la courte durée du transitoire ne permet pas à ce phénomène de s'installer.

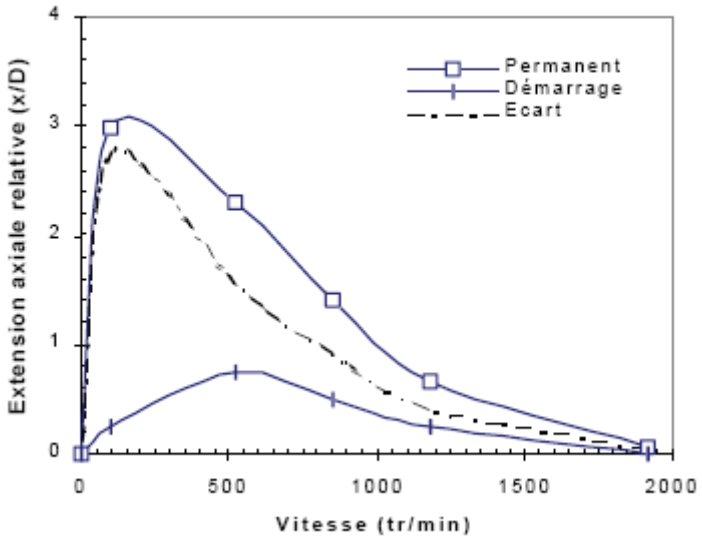


Figure 4-37 : Extension axiale de la recirculation dans le cas d'un démarrage rapide. Comparaison avec des points de fonctionnement en régime permanent, d'après Bolpaire [1].

Ce phénomène est souvent accompagné d'une prérotation du fluide en entrée de roue qui se traduit par l'apparition d'une composante tangentielle de vitesse en périphérie de la conduite d'aspiration. Différents essais de démarrages rapides en cavitation visant une vitesse de rotation finale de 2500 tr/min et un débit final inférieur ou égal à 0,7 Q_d ont été réalisés. Ils ont permis de mettre en évidence une remontée de cavitation de la roue vers la manchette d'aspiration qui suggère la présence d'un écoulement pré-rotatif en entrée de roue durant le transitoire. Cependant, quel que soit le débit final atteint, l'extension axiale de la remontée de la cavitation dans la conduite d'aspiration est très limitée (4 cm environ), quand elle existe. La figure 4-38 présente les images de l'enregistrement vidéo effectué pour un essai de démarrage rapide en cavitation tel que ω_f =2500 tr/min, Q_f =0,3Q_d et σ_f =0,06. Ces images montrent la présence de cavitation dans la conduite d'aspiration. La succession d'images proposée permet de mettre en évidence l'origine de la cavitation dans la conduite : elle provient de la roue.

Il est difficile à partir de ces images de juger du mouvement de cette cavitation. Cette remontée de cavitation se présente sous la forme de filaments (allongés dans la direction de la conduite) et qui semblent animés d'un mouvement de rotation dans le sens de rotation de la roue.

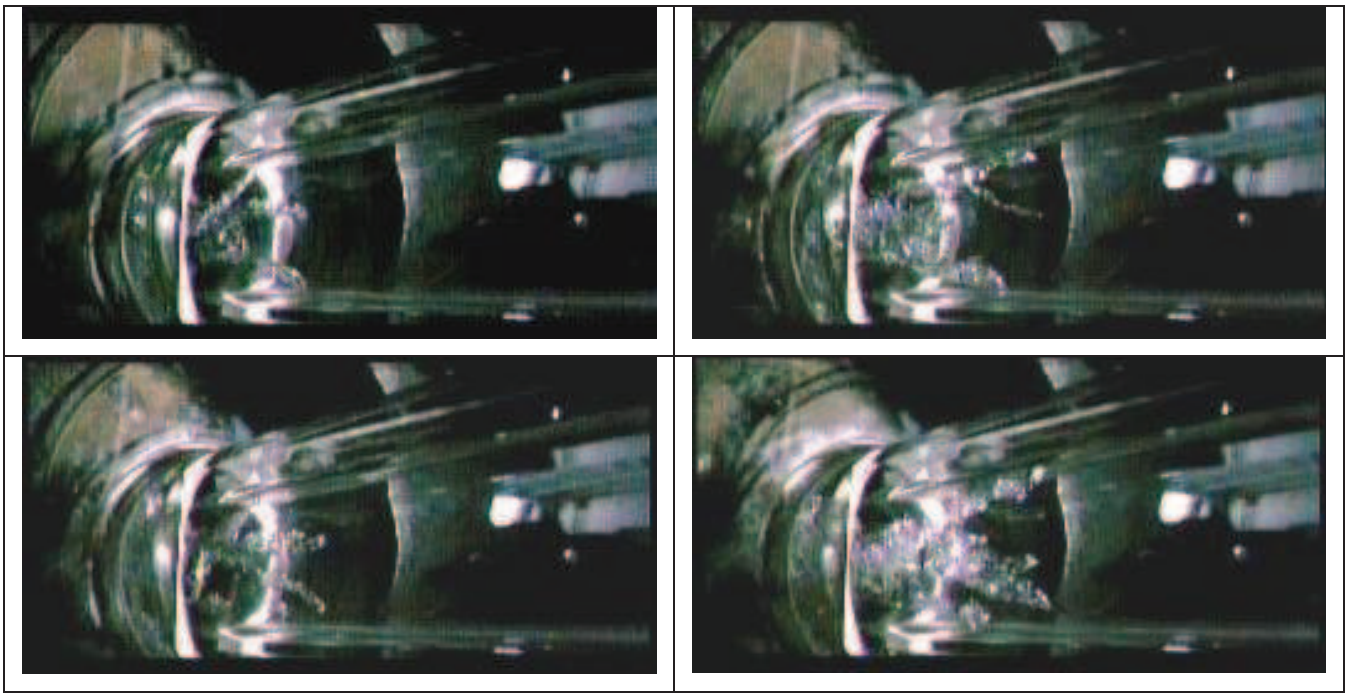


Figure 4-38 : Visualisations dans la conduite d'aspiration lors d'un démarrage rapide en cavitation tel que ω_f=2500 tr/min, Q_f =0,3Q_d et σ_f =0,06

Pour améliorer la modélisation des démarrages rapides en cavitation, il est intéressant de savoir s'il est nécessaire (au moins dans un premier temps) de prendre en compte l'évolution de volume de vapeur dans la conduite d'aspiration. Effectivement, la masse volumique du fluide en entrée de roue est un paramètre du modèle, et est jusqu'à présent considérée égale à la masse volumique du liquide pur. Par ailleurs, un volume de vapeur important dans la conduite pourrait être à l'origine de fluctuations non négligeables de la pression d'aspiration, qui pourraient influer sur le comportement global de la pompe.

Les visualisations effectuées n'ont pas montré d'apparition systématique de cavitation dans la conduite d'aspiration et seuls quelques essais sont concernés par ce phénomène. Pour la majorité d'entre eux, l'extension axiale de la recirculation cavitante est très limitée et beaucoup moins importante que dans l'essai présenté ci-dessus. On notera qu'il a cependant été remarqué l'influence de l'engazement de l'eau sur l'apparition et l'extension axiale de ce phénomène de recirculation cavitante.

Chapitre 5

MESURE DE LA FRACTION VOLUMIQUE LOCALE PAR RAYONS X

Introduction

L'étude de l'importance relative des termes transitoires dus à la cavitation dans la roue a montré l'importance de déterminer l'évolution temporelle de la densité locale dans la roue afin de modéliser précisément la performance de la pompe durant un transitoire cavitant. Par ailleurs, les visualisations effectuées dans la roue durant les démarrages rapides en cavitation confirment la présence d'un volume de vapeur important (plus ou moins selon le point de fonctionnement visé) et qui évolue fortement au cours de la phase transitoire. Des mesures de l'évolution de la fraction volumique locale de vapeur (β_{vap}) dans toute la roue sont donc indispensables.

Les visualisations effectuées dans la conduite d'aspiration pour différents démarrages rapides en cavitation ont quant à elles montré qu'il y a peu de cavitation dans la conduite d'aspiration et que son étendue est très limitée. Ainsi les mesures de fraction volumique dans la conduite d'aspiration doivent avoir lieu dans une section de conduite d'aspiration la plus proche possible de la roue.

Pour déterminer les fluctuations de fraction volumique de vapeur β_{vap} au sein d'un écoulement, plusieurs travaux récents ont utilisé des mesures à haute fréquence par rayons X. Le principe de la mesure est basée sur l'absorption des émissions X par la matière. L'atténuation des rayons X est plus grande dans l'eau que dans la vapeur, ce qui permet, à partir de l'intensité reçue par les détecteurs, et via une calibration préalable en air et en eau, de déterminer la quantité de vapeur traversée par le faisceau.

De telles mesures ont été développées par Stutz et al. [28] et Coutier-Delgosha et al. [29], respectivement au CREMHyG en 2000 et à l'ENSTA en 2003 dans des configurations de cavitation instationnaire sur profils Venturi et profils portants. La première campagne expérimentale avait permis de mesurer des évolutions globales de vapeur dans la poche de cavitation. Lors de la seconde campagne, le dispositif expérimental a été modifié pour effectuer des mesures locales, afin d'étudier la structure et la dynamique d'une poche de cavitation auto-oscillante. En 2005, Hassan [26] a procédé à des mesures par rayons X dans un inducteur en régime stationnaire, dans le but d'identifier des arrangements dissymétriques de vapeur. La rotation de la machine nécessite alors le développement

d'algorithmes spécifiques pour reconstruire la fraction volumique de vapeur locale dans l'inducteur. La problématique dans notre cas s'apparente à ces derniers travaux, avec cependant une différence importante : on ne s'attend pas en effet à obtenir des régimes cavitants dissymétriques dans la roue, mais l'aspect transitoire doit être traité. Cela nécessite plusieurs dizaines de démarrages identiques en modifiant à chaque fois la position angulaire initiale de la roue de manière à obtenir à chaque instant du transitoire le même phénomène vu sous des angles différents.

Pour réaliser les mesures par rayons X, une collaboration avec le Commissariat à l'Energie Atomique (CEA) a été mise en place. Le développement du système RX (générateur, récepteurs, structure, protection) nécessaire à la réalisation des essais RX sur le banc DERAP a été effectué par le CEA selon le cahier des charges fourni par le laboratoire. Ce chapitre présente l'adaptation du banc DERAP nécessaire à ce type d'essais, le dispositif expérimental mis en place, et quelques premiers résultats d'essais.

I. ADAPTATION DU BANC D'ESSAIS

On rappelle que le principe de la mesure est basée l'absorption des émissions X par la matière. Par conséquent, pour détecter les différences d'atténuation entre le liquide et la vapeur, aucun matériau trop absorbant ne doit se trouver sur le passage du faisceau et une adaptation du banc d'essais DERAP est donc nécessaire. Ainsi, tous les organes du banc d'essais soumis aux tirs de rayons X (conduite d'aspiration, roue, corps de pompe) doivent être développés dans une matière qui atténue le moins possible le faisceau X : la matière plastique. Par ailleurs, il faut aussi s'assurer que ces différents organes conçus en matière plastique pourront supporter les différents efforts mécaniques qui leur seront appliqués au cours des multiples essais de démarrages rapides nécessaires à la campagne d'essais RX.

I.1 Conception d'une nouvelle roue

Le plexiglas (PMMA) a l'avantage de présenter une absorption limitée des RX. La géométrie de la roue en fortal (alliage d'aluminium) utilisée lors des essais précédents a alors été reprise pour l'usinage d'une nouvelle roue en plexiglas (figure 5-1). L'ensemble des caractéristiques hydrauliques de la roue sont donc en principe inchangées.

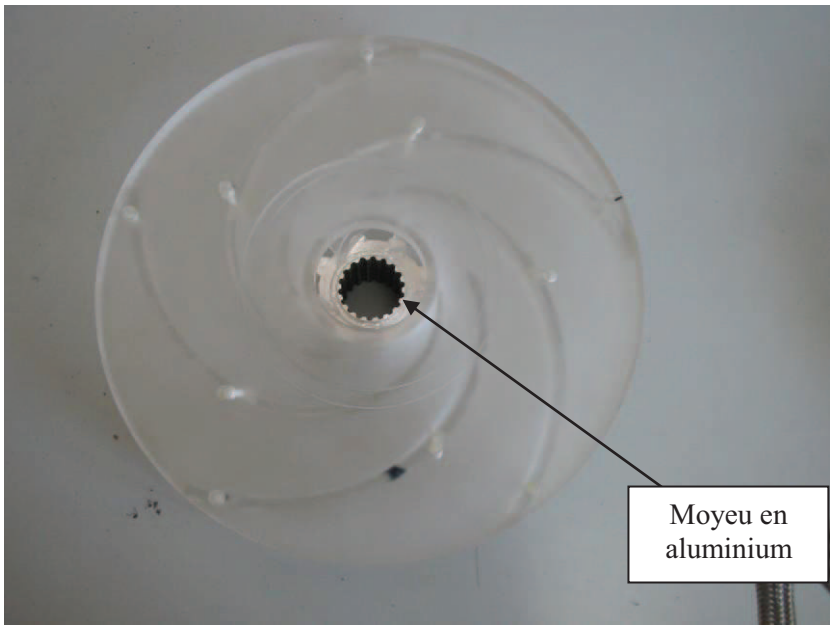


Figure 5-1 : Photographie de la roue en PMMA

Le moyeu a été conservé en aluminium afin qu'il puisse supporter les efforts de couple de la ligne d'arbre. Contrairement à la roue en fortal qui a été usinée en une seule pièce, la roue en PMMA est donc composée de deux éléments : le moyeu (en aluminium) et le reste de la roue (en PMMA). La liaison entre ces deux éléments doit être conçue pour supporter les efforts de couple qui lui seront appliqués lors des multiples essais de démarrages rapides nécessaires à la campagne d'essais RX (annexe 4). Ainsi, la conception du moyeu a dû être adaptée. La liaison entre le moyeu et la roue est réalisée par huit cannelures demi circulaires de diamètre 8 mm et de hauteur 16 mm (figure 5-2).

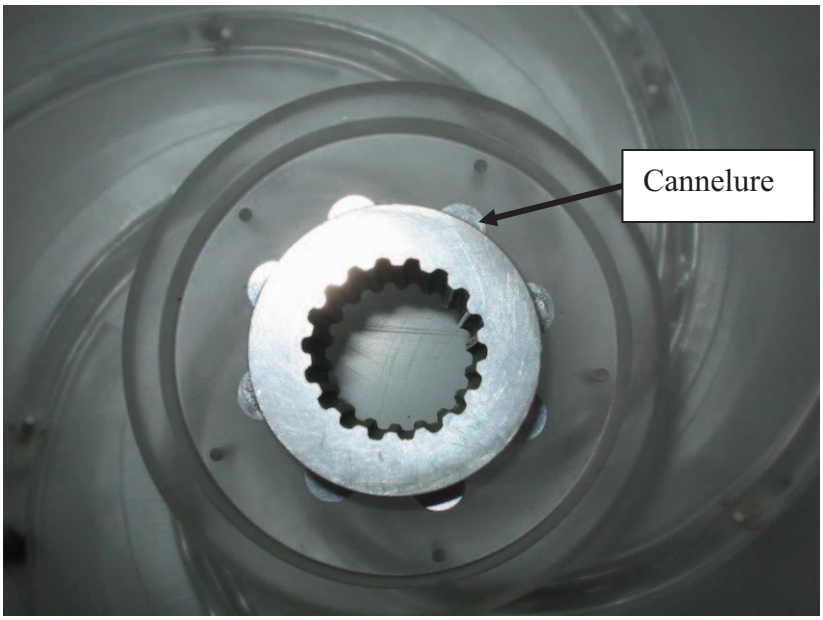


Figure 5-2 : Photographie du moyeu de la roue en PMMA (vue de derrière)

Dans le cas de la roue en fortal, la liaison entre la roue et le flasque est réalisée par des vis en laiton (trois par aubage). Dans le cas de la roue en PMMA une telle liaison ne peut être utilisée car elle occulterait une partie du champ de mesures par rayon X. Pour garantir néanmoins la bonne tenue mécanique de cette liaison, le flasque est collé sur les aubages de la roue. Des essais réalisés à l'ENSAM (annexe 4) ont montré qu'une telle liaison supporte les efforts de cisaillement appliqués lors des démarrages rapides. Un doute subsiste quant aux efforts de traction. Les efforts de traction que doit supporter la liaison entre la roue et le flasque sont dus à la différence de pression de part et d'autre du flasque. Or, il est difficile d'estimer avec précision cette différence de pression. Par prudence, les essais utilisant cette roue ont donc été limités en vitesse de rotation à 2500 tr/min, ce qui permet de limiter les efforts de traction imposés à la liaison. Par ailleurs, deux vis en nylon[1] par aubage sont conservées afin d'augmenter la résistance en traction.

I.2 Conception d'un nouveau corps de pompe

Pour réaliser des essais rayons X dans la roue, il est nécessaire que le faisceau X subisse une absorption minimale lors de la traversée du corps de pompe. Cette dernière pièce est donc réalisée elle aussi dans un matériau de type « plastique ». Un usinage « classique » en un seul bloc n'étant pas possible, faute d'accès pour fraiser la volute, elle a été réalisée par prototypage rapide (Creaxia-Produxia, Lyon). Ce procédé de type « frittage de poudre polyamide » présente différents avantages :

- Fabrication de la pièce en un seul bloc.
- Rapidité de fabrication
- Coût de fabrication raisonnable

La méthode du frittage de poudre Polyamide (ou prototypage rapide) permet d'obtenir une pièce en polyamide par empilement de couches successives, polymérisées par un laser (figure 5-3). Une tolérance des côtes égale à 0,2% par millimètre est annoncée par le fabriquant.

[1] La vis située au bord d'attaque de l'aubage est supprimée car l'épaisseur de PMMA à cet endroit n'est pas suffisante pour permettre la réalisation d'un perçage sans fragiliser la matière.

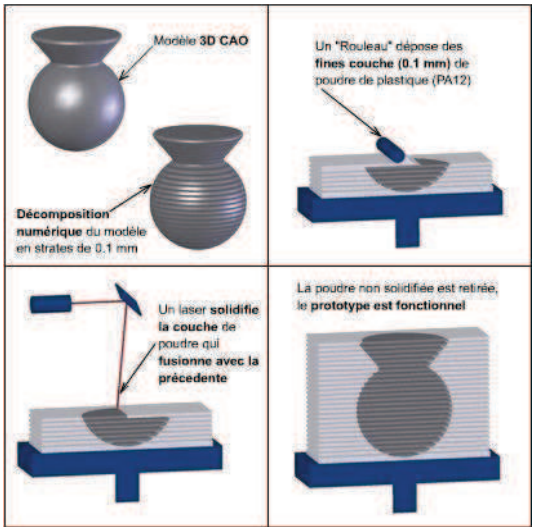


Figure 5-3 : Principe de conception par frittage de poudre

Certaines caractéristiques mécaniques du polyamide (PA) sont indiquées dans le tableau 5-T1 et comparées à d'autres matériaux. On conclut que le PA présente des propriétés de résistance et d'élasticité comparables au plexiglas.

	PA	fer	acier	**Plexiglas**
masse volumique (kg/m3)	**970**	7880	7600	1190
absorption d'eau à 20°c et 65% HR	**2% - 4%**			
absorption d'eau à 23°c et 0% HR				0,5
température de fléchissement				
sous 1,8 Mpa (°c)	**80**			
sous 0,45 Mpa (°c)	**160**			
sans contrainte				100
Limite d'élasticité (Mpa)	**44**	50	240 - 400	45
Allongement à la limite élastique	**20%**			20%
Résistance à la traction		200	500 - 800	
à la rupture (Mpa)	**70**			80
Module d'Young (Mpa)	**1600**	196.10^3	200.10^3	2000
rugosité (m)				
brut	**$8,5.10^{-6}$**			
poli	**$0,13.10^{-6}$**		$0,05.10^{-6}$	

Tableau 5-T1 : Caractéristiques mécaniques du polyamide

Plusieurs précautions ont été prises lors de la réalisation de la pièce afin d'assurer sa bonne utilisation. Une gorge a été rajoutée sur la partie arrière afin de pouvoir y loger un joint torique (figure 5-4). Effectivement, la rugosité du PA étant supérieure à celle de l'acier (tableau 5-T1), le joint papier qui était jusqu'alors utilisé est insuffisant pour assurer une étanchéité totale au niveau de la ligne

d'arbre. Des inserts métalliques ont été ajoutés au niveau de certaines fixations afin de limiter l'usure des pas de vis lors des montages et démontages successifs.

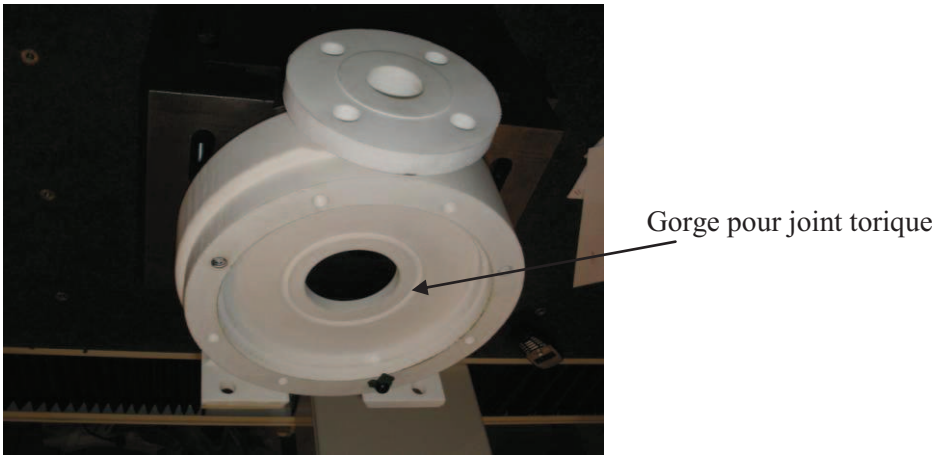


Figure 5-4 : Photographie du corps de pompe en PA

Par ailleurs, différentes actions ont été menées afin de limiter les efforts exercés sur la pièce en PA. La principale consiste à supprimer les efforts exercés par les pièces adjacentes sur la volute en positionnant des renforts latéraux sur ces dernières. Dans la précédente configuration, c'est en effet le corps de pompe qui supportait la pièce voisine (figure 5-5). Or le corps de pompe en PA ne peut jouer ce rôle faute de résistance mécanique suffisante. Ce sont par conséquent les renforts latéraux qui assurent désormais cette fonction (figure 5-6).

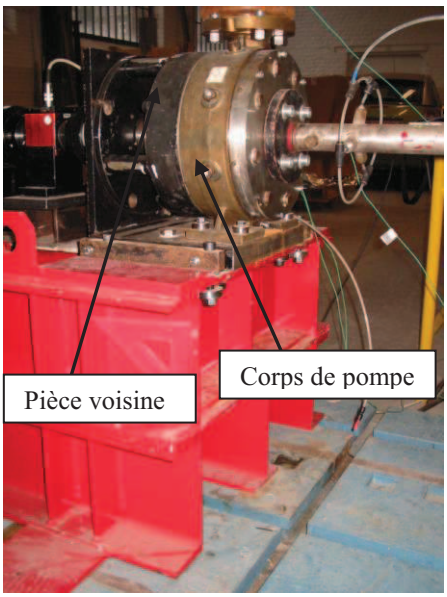


Figure 5-5 : Ancien dispositif

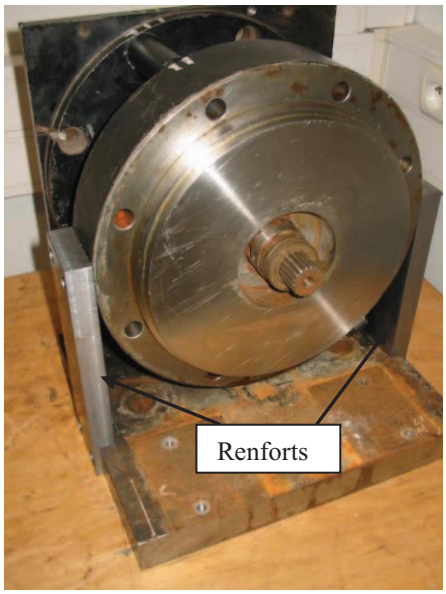


Figure 5-6 : Visualisation de la reprise d'efforts par la pièce voisine

Afin de vérifier les différentes côtes, la pièce a subi des contrôles métrologiques à l'ENSAM (figure 5-7). Il est principalement apparu un défaut de cylindricité égal à 0,5 mm, répétitif sur tous les alésages. Cette déformation est intrinsèque au procédé de fabrication. La pièce a par conséquent été reprise en usinage à l'ENSAM Lille.



Figure 5-7 : Corps de pompe en PA monté sur le dispositif métrologique tridimensionnel

Les premiers essais de mise en eau du corps de pompe ont révélé un défaut important d'étanchéité malgré l'assurance du constructeur que la pièce serait étanche jusqu'à une surpression égale à 5 bar (figure 5-8). La porosité du corps de pompe est responsable de ce défaut.



Figure 5-8 : Visualisation du défaut d'étanchéité du corps de pompe

La solution pour remédier à ce problème a consisté à avoir recours à un matériau composite en fibre de verre pré-imprégné de résine (LTM16, « Advanced Composites Group ») sur conseils du Laboratoire de Composites de l'ENSAM Lille. La fibre de verre permet d'une part de renforcer mécaniquement la structure, et d'autre part, grâce à l'association de résine, d'assurer l'étanchéité de la pièce en polyamide. La figure 5-9 est une photographie prise lors de la pose du matériau composite sur le corps de pompe en polyamide. Ce matériau, comme tout matériau composite, doit être cuit au four afin d'obtenir ses propriétés structurales finales. Il a cependant la particularité importante (et rare) de pouvoir cuire à une température basse (50° Celsius environ). Cela présente l'avantage d'éviter de soumettre le polyamide à une température trop élevée ce qui pourrait l'endommager ou le déformer.

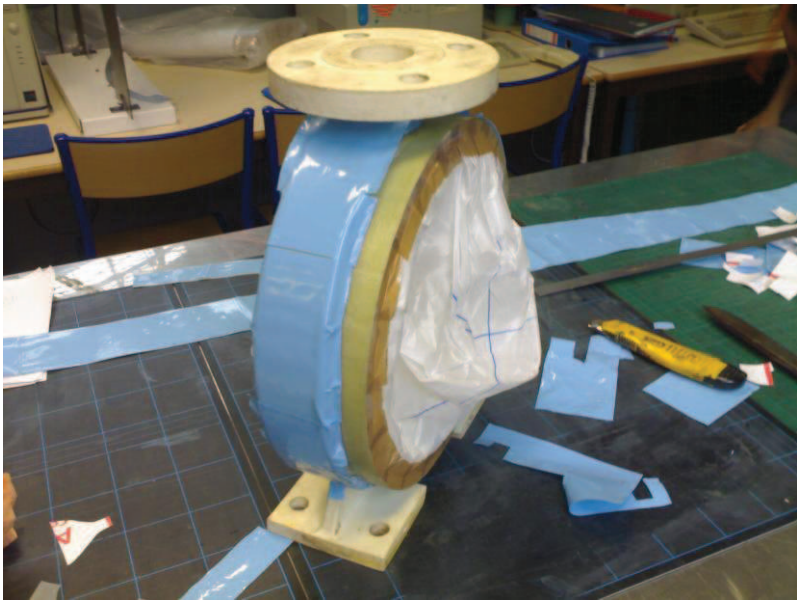


Figure 5-9 : Pose du matériau composite sur le corps de pompe

La fixation de la conduite d'aspiration en plexiglas (manchette) sur le corps de pompe est quant à elle délicate, les inserts positionnés dans le PA ne supportant les efforts exercés lors du serrage. Cela se traduit par le fait que les inserts se désolidarisent du PA sous l'effort exercé par le joint d'étanchéité (élastique) ce qui ne permet plus d'assurer l'étanchéité du système. Il a alors fallu développer un système (figure 5-10) permettant de serrer les deux éléments (corps de pompe et manchette) par l'extérieur.



Figure 5-10 : Photographie du système de serrage

Une plaque solidaire du châssis permet de faire pression sur la conduite d'aspiration (par l'intermédiaire de vis de serrage) réalisant ainsi l'étanchéité au niveau de l'interface conduite / corps de pompe.

II. DISPOSITIF EXPERIMENTAL

Le dispositif expérimental est composé pour l'essentiel d'un générateur rayons X d'une part et de 1024 récepteurs (4mm*3mm) disposés en colonne d'autre part. Le générateur et les récepteurs sont situés en regard de part et d'autre du corps de pompe, dans un plan perpendiculaire à la conduite d'aspiration. Un faisceau RX est alors émis par le générateur en direction des récepteurs en traversant le corps de pompe et la roue dans la direction radiale. La fréquence d'acquisition des récepteurs est égale à 2 kHz et la durée de mesure est égale à 1,5 s.

Le faisceau RX est suffisamment étendu verticalement pour que tout le corps de pompe (ou la conduite) soit traversé par le faisceau. En revanche, les récepteurs sont larges de 0,3 mm. Pour une position donnée de l'ensemble générateur/récepteurs, seules des informations sur une largeur de 0,3 mm sont obtenues ce qui ne permet pas de couvrir entièrement l'ensemble du canal inter-aube (7 mm de hauteur sur la partie radiale de la roue). Ainsi, générateur et récepteurs sont positionnés sur une platine motorisée (figure 5-11) permettant de déplacer le dispositif générateur/récepteur dans la

direction de la conduite d'aspiration et d'effectuer ainsi des essais à différentes positions axiales dans la roue (ou dans la conduite). Il est alors possible par essais successifs de reconstruire le volume de vapeur existant dans toute la largeur du canal inter-aubage. La platine motorisée est positionnée à l'intérieur de la structure en plomb qui protège le hall d'essais des radiations. Il n'est donc pas nécessaire de démonter le « coffrage » pour changer le positionnement du dispositif générateur/récepteur.

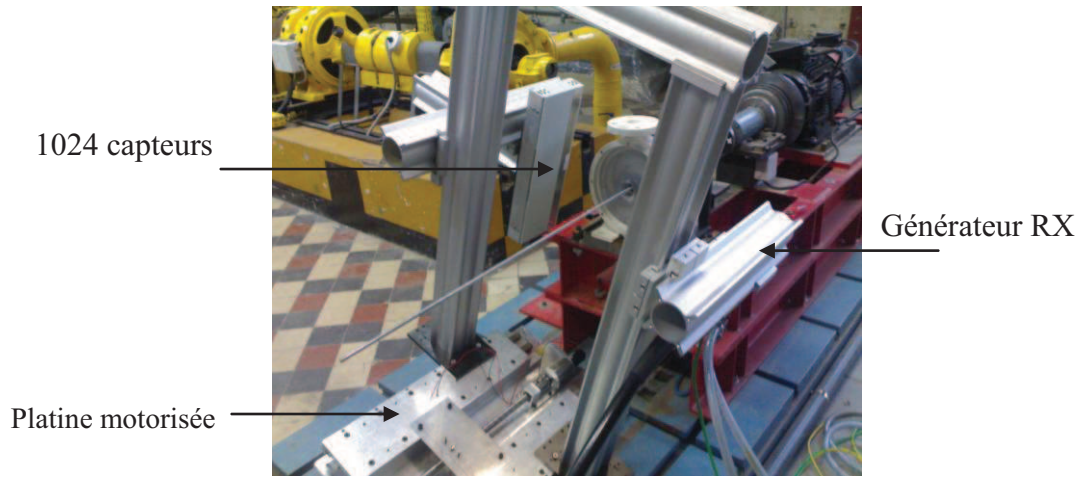


Figure 5-11 : Montage du dispositif RX

La mise en œuvre d'essais impliquant un rayonnement X nécessite la mise en place d'un plan de sécurité par le CEA et l'ENSAM, soumis à l'Autorité de Sûreté Nucléaire (A.S.N.) qui autorise les essais. Afin de confiner les émissions X autour du banc d'essais, un « coffrage » composé de plaques de plomb (figure 5-12) englobe les alentours proches de la zone d'essais (corps de pompe, une partie de la conduite d'aspiration et de la ligne d'arbre). Un balisage est ensuite défini par les membres du CEA. L'extérieur de ce balisage est accessible aux membres extérieurs au CEA. Les commandes permettant les démarrages rapides (système d'acquisition, trigger, embrayage) ainsi que celles du système rayons X sont ainsi déportées jusqu'à cette zone. Les essais sont alors effectués depuis cette zone ce qui permet d'assurer la sécurité des opérateurs.

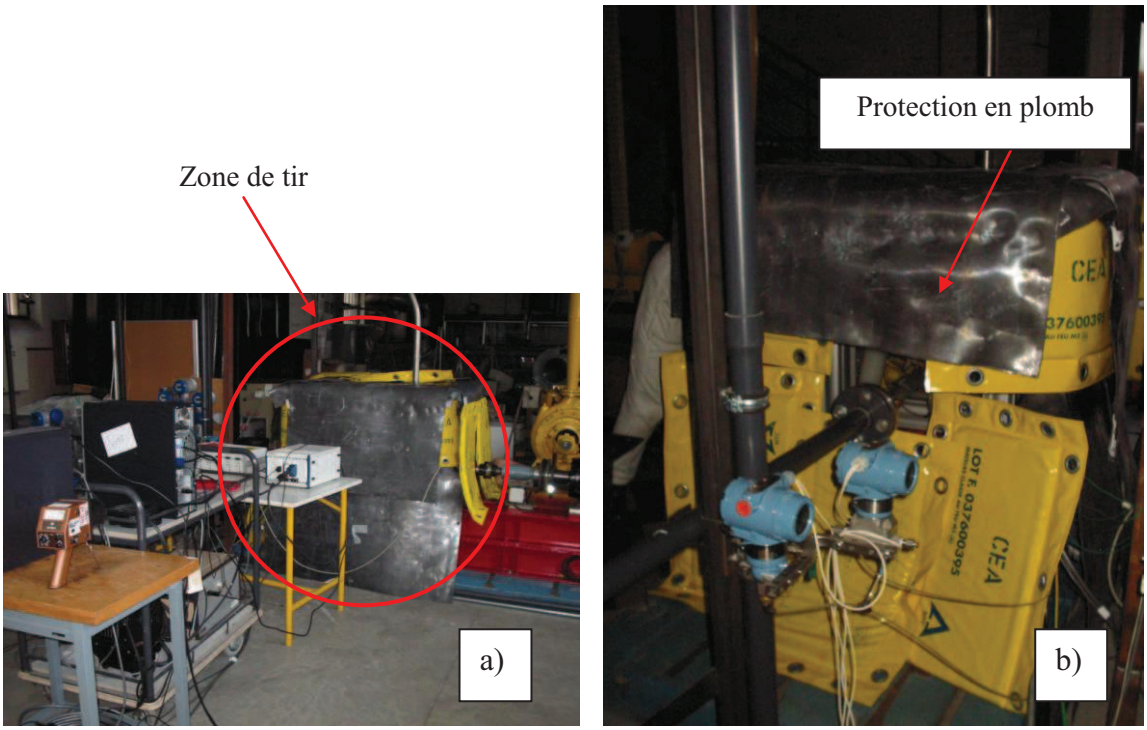


Figure 5-12 : Protection mise en place autour de la zone de tir
a) Vue d'ensemble ; b) Vue de l'entrée pompe

III. PROCEDURE D'ESSAIS

Préalablement à tout tir de rayons X durant le fonctionnement de la pompe, des tirs de référence sont effectués à travers la manchette d'aspiration et à travers le corps de pompe (et la roue) en eau uniquement et en air uniquement alors que la pompe est à l'arrêt. Cela permet de déterminer l'absorption de rayons X dans chacun des deux cas. Ces mesures permettent de calibrer les détecteurs entre 0% et 100% de vapeur. L'ensemble des essais de démarrage rapide est réalisé pour une vitesse de rotation finale égale à 2500 tr/min. Cela permet de limiter les efforts appliqués sur le corps de pompe en polyamide ainsi que sur la roue en plexiglas (annexe 5).

Le point de fonctionnement final est réglé comme précédemment (chapitre 4) à partir du régime stabilisé. L'embrayage est alors désaccouplé et le générateur RX est mis sous tension. Le démarrage rapide est effectué en enclenchant l'embrayage électromagnétique. L'accouplement de l'embrayage engendre un signal qui sert de trigger à l'acquisition des signaux de pressions, de vitesse de rotation, de couple. L'acquisition des récepteurs X est triggée sur ce même signal ce qui permet d'avoir la même base de temps pour l'ensemble des acquisitions, et permet de mettre en correspondance les résultats RX et l'ensemble des autres signaux.

Une bonne répétitivité des démarrages rapides en cavitation a été montrée précédemment (Chapitre 2) et est détaillée en annexe 1. La reproductibilité des démarrages rapides en cavitation est

très importante pour obtenir une information locale de la fraction volumique. Pour un tir RX donné, les récepteurs acquièrent une information relative à l'absorption globale du rayonnement à la traversée de la roue. Pour obtenir une information locale de la fraction volumique de vapeur, il est nécessaire de recouper entre elles les informations globales. Pour cela, des tirs X sur plusieurs démarrages rapides visant le même point de fonctionnement sont effectués en décalant à chaque fois la position angulaire initiale de la roue. Cela permet, à chaque instant du transitoire, d'observer le phénomène sous différents angles. Les résultats obtenus sur ces différents démarrages sont alors considérés comme ayant été obtenus sur un seul démarrage, d'où l'importance de la répétitivité des démarrages rapides.

Pour un démarrage rapide donné, un tir de rayons X dans plusieurs sections de la conduite d'aspiration est possible en déplaçant le générateur et les récepteurs grâce à la platine motorisée. Dans chaque section de la conduite d'aspiration, seule une information globale du volume de vapeur existant peut être obtenue. Pour avoir une information locale du volume de vapeur dans la conduite, il faut avoir recours à la tomographie, c'est dire procéder à plusieurs tirs de RX avec une position du système générateur/récepteur différente à chaque tir (rotation du système autour de la manchette entre deux essais). Une reconstitution de la fraction volumique locale peut alors être effectuée (figure 5-13).

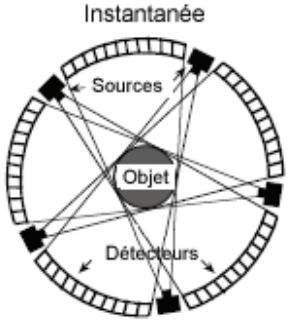


Figure 5-13 : Principe de mesures tomographiques, d'après Walid [26]

Cependant un seul générateur RX est à notre disposition et il est très compliqué de mettre en place un système permettant la rotation du générateur et des récepteurs autour de la conduite et ce principalement pour des raisons de sécurité (confinement des émissions X) et d'encombrement spatial. Ainsi, pour les essais dans la conduite d'aspiration, un seul tir de rayons X par section de conduite est effectué.

En ce qui concerne les essais dans la roue, il est ici possible d'obtenir l'évolution de la fraction volumique de vapeur locale en procédant par tomographie et grâce à la répétitivité des démarrages rapides. L'information locale est obtenue, non pas en faisant tourner le système générateur/récepteurs autour du corps de pompe mais en procédant, pour un point de fonctionnement final donné, à plusieurs démarrages rapides avec une position initiale différente de la roue. La position de la roue est repérée par une règle graduée positionnée sur la ligne d'arbre. L'erreur maximale de

position angulaire de la roue est égale à 0,5°. En théorie, 60 positions initiales de roue sur 2π sont nécessaires pour reconstituer l'évolution de la fraction volumique locale dans le roue. Cependant, en faisant l'hypothèse que le développement de la cavitation est identique dans les 5 canaux inter-aubages (périodicité sur $2\pi/5$), des positions initiales de la roue sur un seul canal inter-aubages ($2\pi/5$) sont suffisantes pour reconstituer l'évolution de la fraction volumique locale dans une tranche de la roue (en r, ϑ), et ce en dupliquant à toute la roue les résultats obtenus sur un canal inter-aubages. Cette hypothèse est tout à fait réaliste car les échelles de temps mises en jeu lors des démarrages rapides ne permettent probablement pas à des schémas dissymétriques de cavitation de s'installer dans la roue. Dans le cas contraire, la reconstitution de la fraction volumique locale de vapeur dans la roue est ici impossible. Douze positions initiales de la roue ont donc été effectuées sur un canal inter-aubages.

De plus, pour obtenir l'évolution dans la direction axiale de la fraction volumique locale dans la roue, il faut effectuer l'ensemble des essais précédents dans plusieurs « tranches » du canal inter-aubes. Des tirs ont alors été effectué en z=0 (milieu du canal inter-aube), en z = -2mm et en z = 2mm. Finalement, en incluant les mesures de calibration, il est nécessaire de répéter une soixantaine de fois le même démarrage rapide, par point de fonctionnement final visé, pour obtenir la cartographie de la fraction volumique locale dans la roue au cours du transitoire.

IV. RESULTATS D'ESSAIS RAYONS X

IV.1 Préambule

Le résultat brut d'un essai RX est une image de niveaux gris (3000*1024 pixels, 16 bits) correspondant à l'intensité du signal reçue par les détecteurs, que l'on peut relier, grâce aux calibrations en eau et en air, au volume de vapeur rencontré par le faisceau sur tout son parcours. La reconstitution de la fraction volumique locale de vapeur dans la roue nécessite un post-traitement complexe qui est effectué par le CEA. La campagne d'essais par rayons X ayant eu lieu peu de temps avant la fin de la thèse, seuls les résultats bruts sont présentés ici. Un exemple d'image est présenté sur la figure 5-14. Ce graphe est relatif à un fonctionnement stationnaire en air tel que ω=470 tr/min. Sans entrer dans les détails de post-traitement des essais RX, des mesures en air (et en eau) sur des régimes stabilisés permettent le calibrage des récepteurs ainsi que la reconstitution du taux de vide local. Il ne s'agit ici que d'un exemple d'essai pour présenter sous quelle forme sont obtenus les résultats bruts. La figure 5-14 représente l'absorption du faisceau X d'une largeur de 0,3 mm, avec en ordonnée les 1024 capteurs et en abscisse, le temps. L'ordonnée rend donc compte de la dimension spatiale du champ de mesure (le haut de l'image correspond au haut de la roue, et le bas de l'image au bas de la

roue) tandis que l'abscisse donne la dimension temporelle (t=0 à gauche de l'image, $t=t_{final}$ à droite de l'image. La figure 5-15 aide à la compréhension en présentant l'agencement du système RX et la zone de mesures.

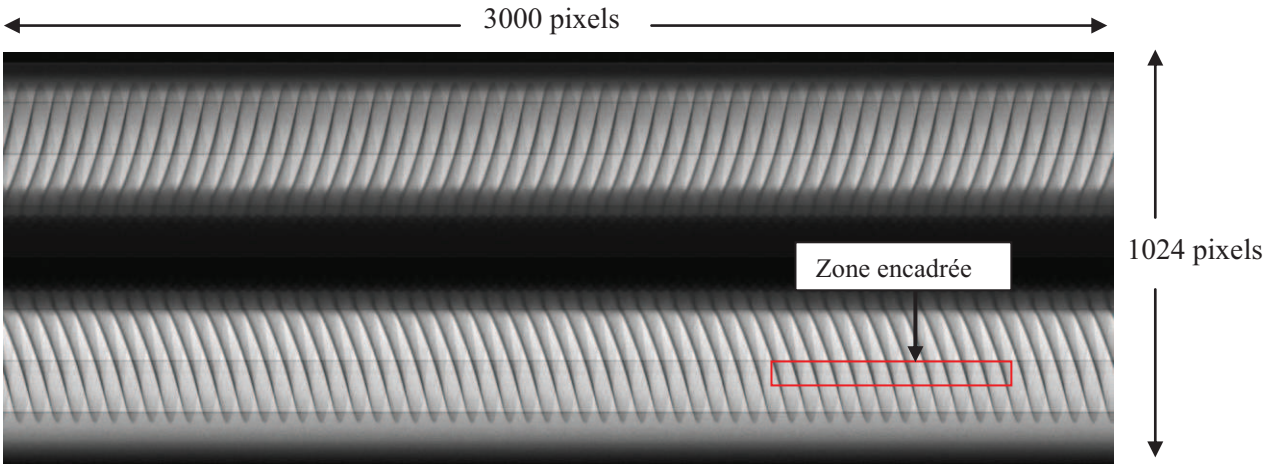


Figure 5-14 : Résultat brut d'essai RX : fonctionnement stabilisé en air (ω=470 tr/min)

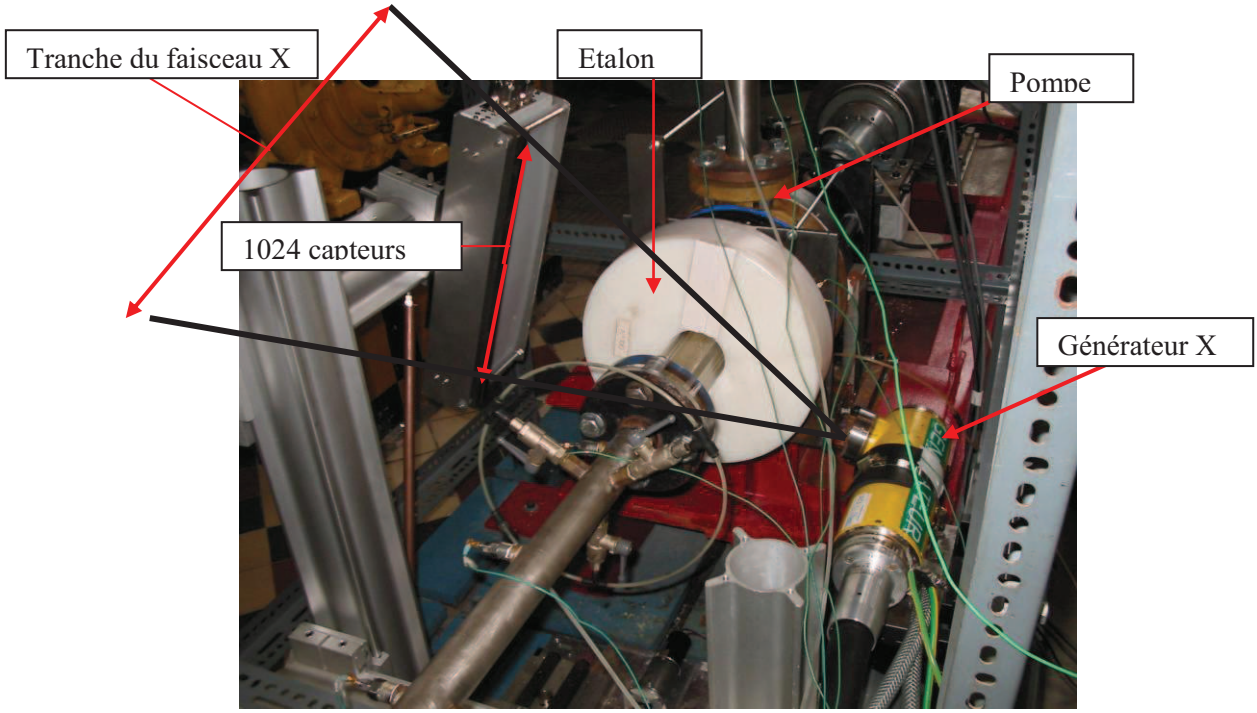


Figure 5-15 : Agencement du dispositif expérimental

Une zone d'ombre correspond à une absorption élevée du faisceau X tandis qu'une zone claire correspond à une faible absorption. Ainsi la zone noire au centre de l'image correspond à l'absorption totale des RX causée par la présence de la vis de nez de roue en laiton (utilisée pour bloquer la roue en translation) dans le champ de mesures. De part et d'autre de cette zone centrale sont présentes deux zones plus claires qui correspondent au reste de la roue non occulté par la vis. Sur chacune de ces zones apparaissent des raies « noires » à fréquence constante. La figure 5-16 montre l'évolution temporelle de niveau de gris relative à la zone encadrée définie sur la figure 5-14. On constate que le signal de niveau de gris se présente sous la forme d'un signal périodique. On dénombre 2 périodes sur 100 pixels ce qui correspond à une fréquence de 40 Hz[2]., soit la fréquence de passage des aubes.

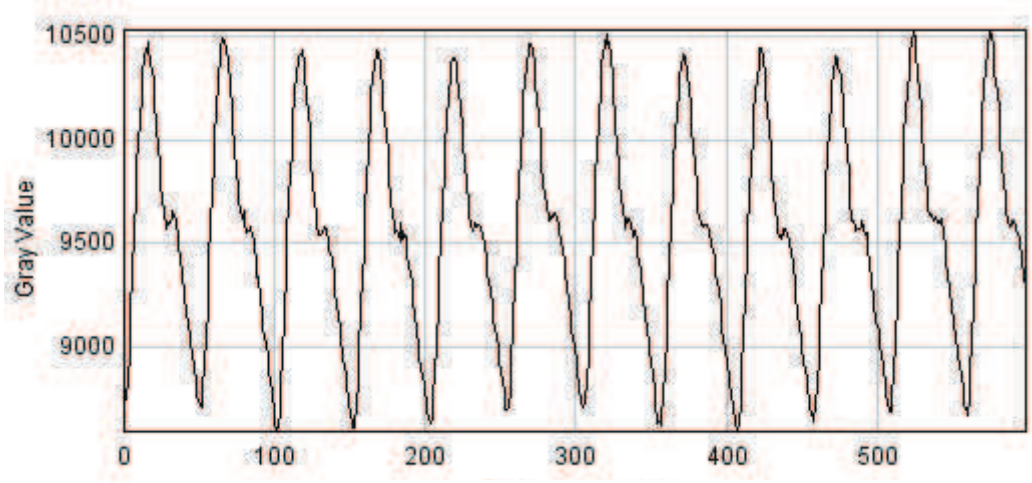


Figure 5-16 : Evolution du niveau de gris en fonction du temps
Fonctionnement stabilisé en air (ω=470 tr/min)

[2] On rappelle qu'un pixel correspond à 0,5 ms.

IV.2 Résultats d'essais rayons X dans la roue lors de démarrages rapides en cavitation

Des résultats d'essais RX sont présentés pour chacun des trois types de démarrages rapides en cavitation répertoriés dans le chapitre IV (oscillations basse fréquence, fluctuations haute fréquence et coup de bélier). En comparant les images des essais RX aux signaux de pressions et de vitesse de rotation, il est possible de mettre en évidence l'influence du développement de la cavitation sur les performances globales de la pompe.

IV.2.1 Résultats RX d'un démarrage rapide type « oscillations basse fréquence »

Les résultats présentés sont relatifs au démarrage rapide en cavitation type «oscillations basse fréquence» tel que ω_f=2500 tr/min, σ_f=0,09 et Q_f=1,2Q_d. La figure 5-17 présente les évolutions des pressions et de la vitesse de rotation de la pompe. La première chute de surpression survient à t=0,3 s pour une vitesse de rotation égale à 2000 tr/min environ. La figure 5-18 correspond à l'absorption du faisceau RX à la traversée de la roue durant un démarrage rapide. Le signal est symétrique par rapport à l'axe de rotation ; on peut alors analyser le signal temporel situé sur la partie inférieure de l'image (zone encadrée sur la figure 5-18). Autour de t=0,3s (début de la première chute de surpression) apparaît une zone blanchâtre, synonyme de faible absorption comparativement à l'absorption due à l'eau. Cette zone est le signe de cavitation dans la roue. Elle apparaît en premier à faible rayon puis se développe et gagne la presque totalité de la roue autour de t=0,4s. A ce moment, la chute de surpression est maximale et la vitesse de rotation atteint sa valeur stabilisée (figure 5-17). Alors que l'étendue (en ordonnée) de la zone claire renseigne sur la position des poches de cavitation dans la roue, le niveau de gris renseigne sur le taux d'absorption du faisceau RX et donc qualitativement sur le volume de vapeur d'eau présent dans la roue. Ainsi, lorsque la surpression ré-augmente, le volume de vapeur diminue fortement pour s'établir aux petits rayons de la roue. La deuxième chute de surpression est visible sur l'image 5-18 de la même manière que la première mais de façon moins marquée, en terme d'étendue spatiale des poches de cavitation (zone claire moins étendue verticalement que la première) et en terme de volume de vapeur présent dans la roue (zone claire « moins blanche » que la première). La succession de chutes et d'augmentations de la surpression de la pompe se traduit sur les images d'absorption des rayons X par une suite de ventres et nœuds de cavitation où les ventres sont de moins en moins « blanc » au cours du temps. Cela confirme donc que les oscillations basse fréquence de la surpression fournie par la pompe sont dues à des fluctuations des zones de cavitation dans la roue.

Autour de t=0,8s, la surpression atteint sa valeur stabilisée. Durant la phase stabilisée qui suit, la cavitation reste toujours localisée au même endroit (aux petits rayons de roue) et le volume total des poches de cavitation est constant (niveau de gris constant).

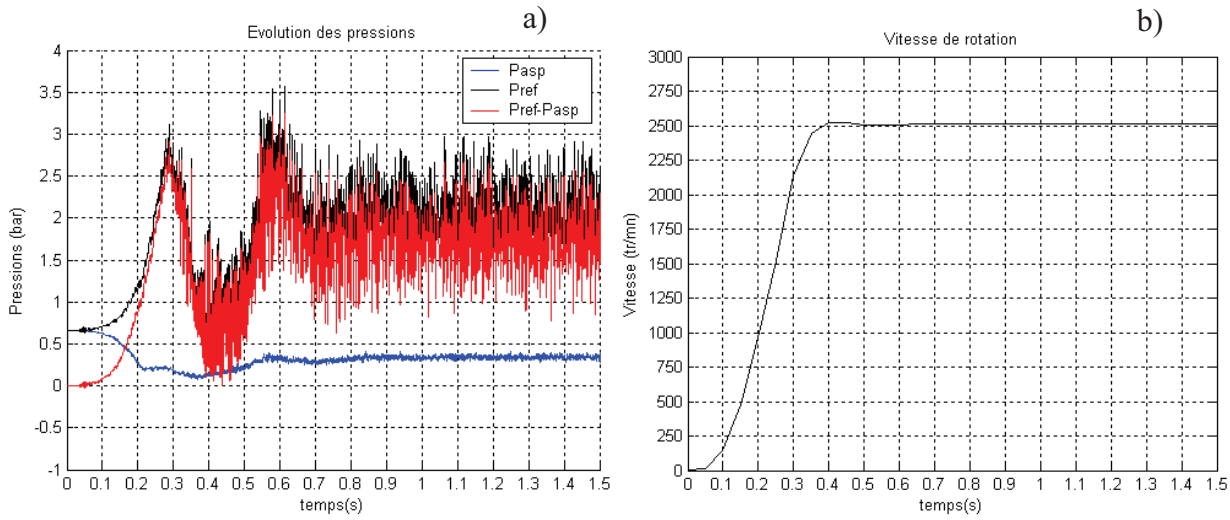


Figure 5-17 : Signaux a) de pressions b) de vitesse de rotation
Démarrage rapide en cavitation type « oscillations basse fréquence ».
ω_f=2500 tr/min, σ_f=0,09 et Q_f=1,2Q_d

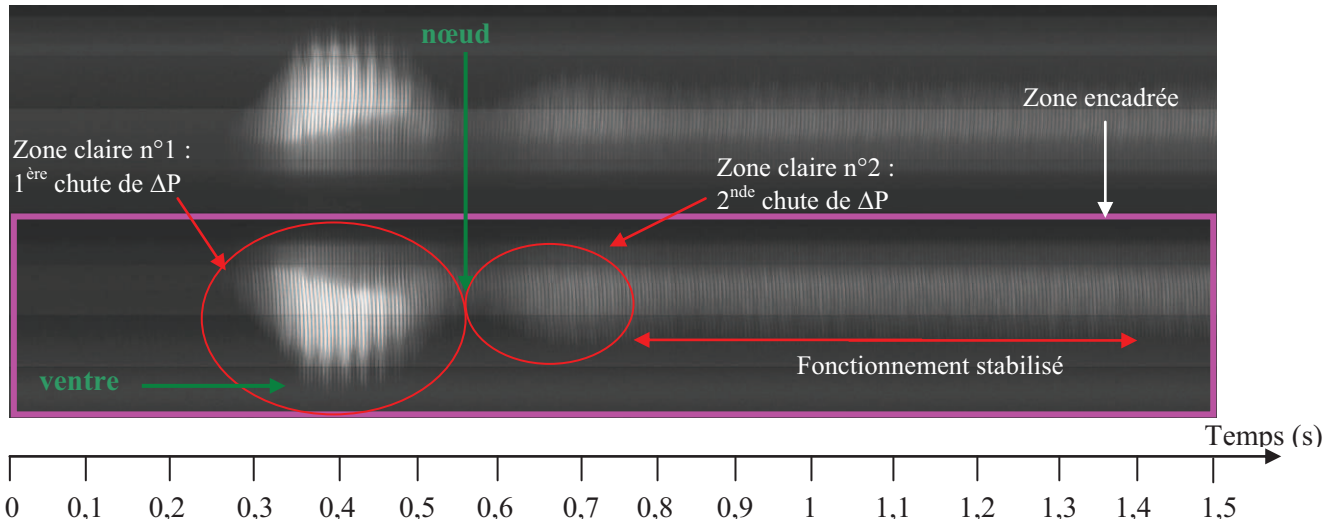


Figure 5-18 : Image d'absorption des rayons X
Démarrage rapide en cavitation ω_f=2500 tr/min, σ_f=0,09 et Q_f=1,2Q_d

La figure 5-19 est l'image d'absorption des rayons X présentée précédemment sur laquelle sont définies trois fenêtres spatio-temporelles (encadré N°1, encadré N°2, encadré N°3). Pour chacune de ces fenêtres sont tracées les évolutions du niveau de gris en fonction du temps.

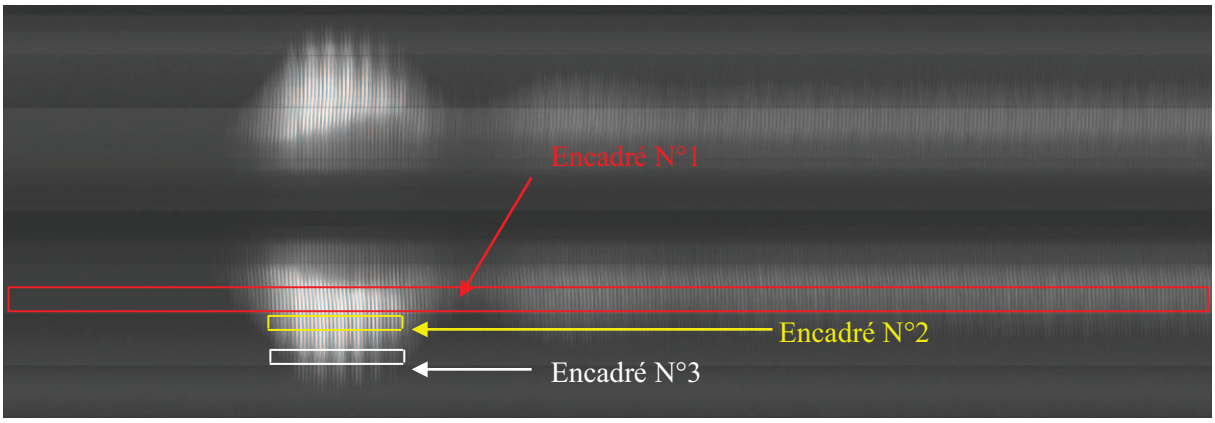


Figure 5-19 : Définition de trois zones d'étude sur l'image d'absorption des RX

L'évolution du niveau de gris (et donc indirectement du volume de vapeur dans la roue) en fonction du temps dans l'encadré N°1 est tracée sur la figure 5-20. L'encadré N°1 prend en compte la durée totale de l'essai (1,5 secondes) ainsi que la succession des ventres et nœuds d'absorption. Une échelle temporelle est indiquée au tracé afin de pouvoir comparer cette figure avec l'évolution des pressions de la figure 5-17. On constate immédiatement que le niveau de gris fluctue à basse fréquence et son évolution est inversée par rapport à celui de la surpression de la pompe. Quand la surpression chute, les poches de cavitation se développent, l'absorption diminue et la valeur du niveau de gris augmente. A l'inverse, quand la surpression augmente, le volume de vapeur diminue, l'absorption augmente et la valeur du niveau de gris diminue.

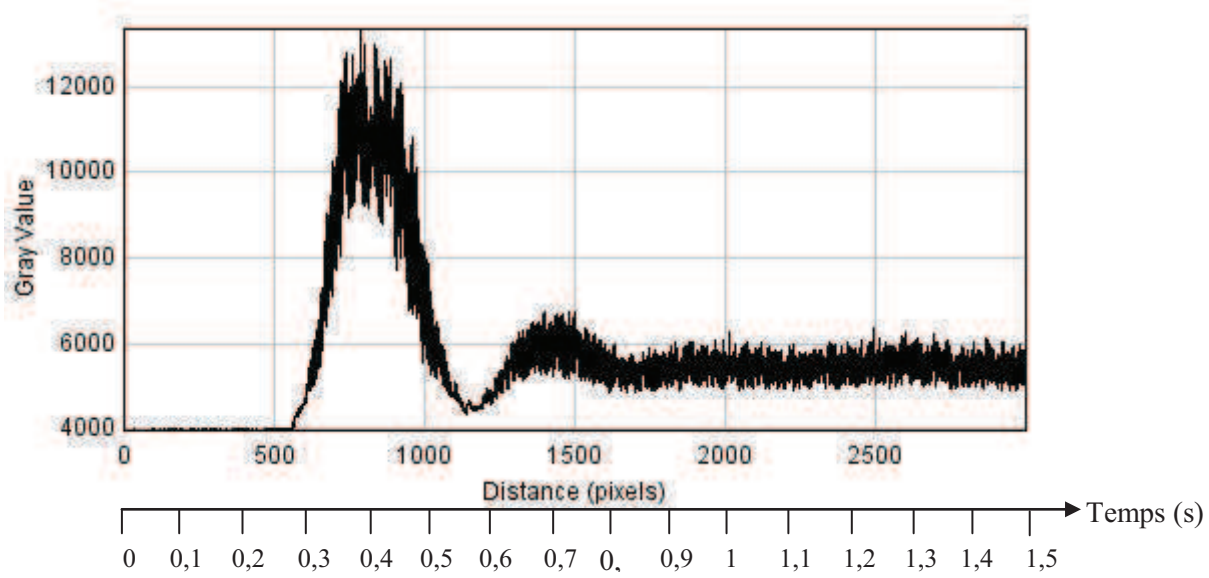


Figure 5-20 : Evolution du niveau de gris de la zone encadrée N°1.
Démarrage type «oscillation basse fréquence »

On peut remarquer sur la figure 5-18 que l'absorption due aux aubes n'est pas clairement visible comme cela est le cas sur l'essai présenté en préambule. Cela est du au fait qu'ici l'essai a lieu en eau et non en air. L'absorption des rayons X est directement lié à la densité de la matière qu'ils traversent. Or, la différence de densité entre l'eau et le PMMA est faible, contrairement à celle entre l'air et le PMMA, aussi les atténuations sont voisines, et les niveaux de gris obtenus aussi. Cependant, le tracé de l'évolution du niveau de gris sur l'encadré N°2 (figures 5-21) permet de mettre en évidence une fréquence égale à celle du passage des aubages. Sur 200 pixels, c'est à dire sur 0,1s[1], on compte 21 périodes d'où une fréquence de 210 Hz. La vitesse de rotation finale de la pompe (atteinte au milieu de l'encadré) est égale à 2500 tr/min d'où une fréquence de rotation de la roue égale à 41,66 Hz et une fréquence de passage des aubages égale à 208 Hz.

Sur la figure 5-22 relative à l'encadré N°3, l'évolution de niveau de gris présente une fréquence remarquable égale à la fréquence de rotation de la roue. La présence de cette fréquence sur le signal d'absorption des rayons X s'explique par une variation de densité dans la roue à la fréquence de rotation de la roue. Ce phénomène est attribué à l'effet du bec de volute sur les poches de cavitation.

Remarque : La présence des fréquences de rotation de la roue et du passage des aubages sur les images d'absorption est commune à tous les essais réalisés et n'est pas détaillée sur chaque essai.

[1] On rappelle qu'un pixel correspond à 0,5ms

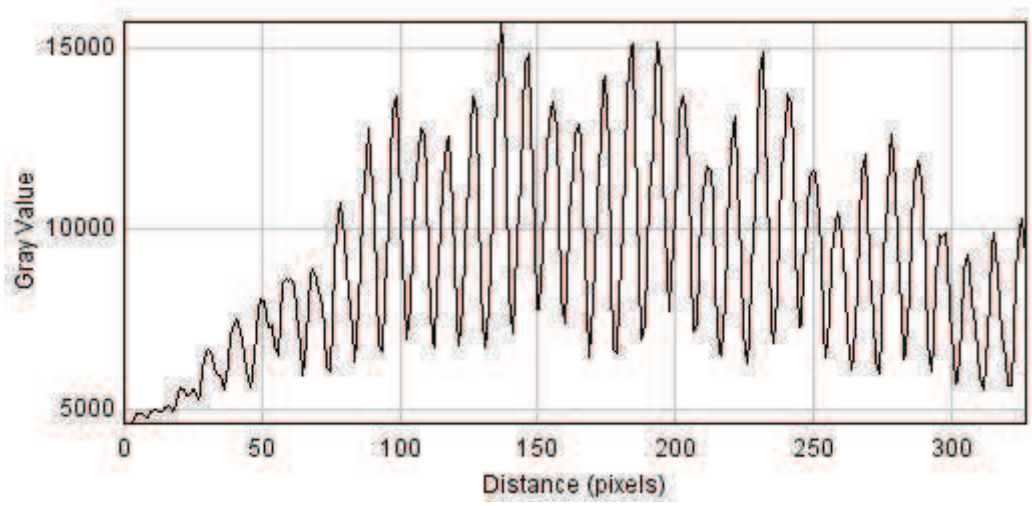


Figure 5-22 : Evolution du niveau de gris de la zone encadrée N°2.
Visualisation de la fréquence de passage des aubages

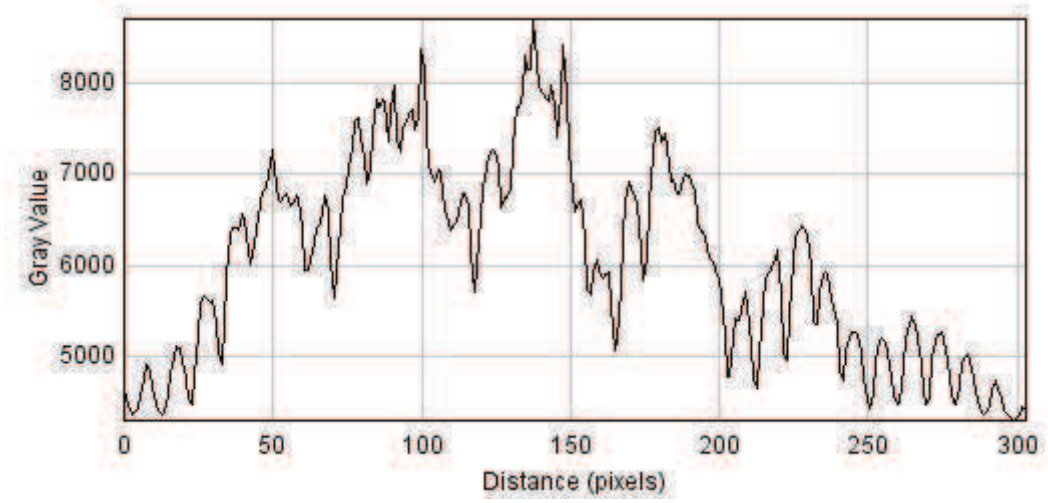


Figure 5-22 : Evolution du niveau de gris de la zone encadrée N°3.
Visualisation de la fréquence de rotation de la roue

IV.2.2 Résultats RX d'un démarrage rapide type « fluctuations haute fréquence»

Les résultats présentés sont relatifs au démarrage rapide en cavitation type «fluctuations haute fréquence» tel que ω_f=2500 tr/min, σ_f=0,11 et Q_f=0,9Q_d. La figure 5-23 présente les évolutions des pressions et de la vitesse de rotation de la pompe.

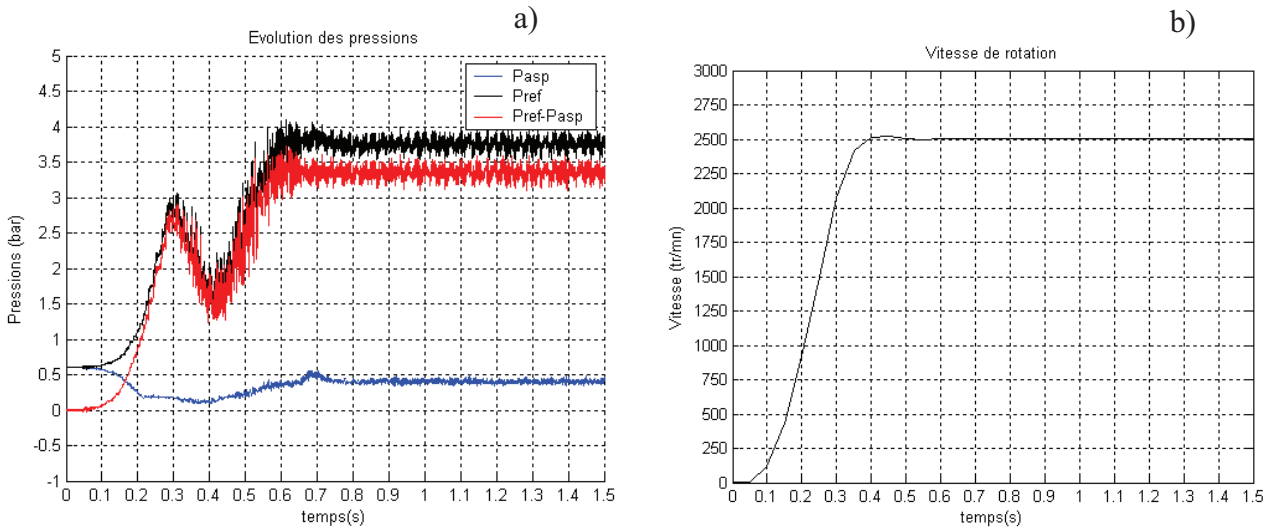


Figure 5-23 : Signaux a) de pressions b) de vitesse de rotation
Démarrage rapide en cavitation type «fluctuations haute fréquence ».
ω_f=2500 tr/min, σ_f=0,11 et Q_f=0,9Q_d

Une seule chute de la surpression de la pompe caractérise ce type de démarrage rapide en cavitation. Elle survient ici encore à t=0,3s pour une vitesse de rotation égale à 2000 tr/min et la surpression atteint son minimum à t=0,4s environ lorsque la vitesse de rotation finale est atteinte. La chute de surpression est clairement visible sur l'image d'absorption des rayons X (figure 5-24) par l'intermédiaire de la zone claire. L'apparition (à t=0,3s), le développement (valeur de niveau de gris maximale à t=0,4s) et la disparition (à t=0,54s) de cette zone sont corrélés avec l'évolution de la surpression de la pompe.

L'évolution du niveau de gris de la zone encadrée (figure 5-24) est reportée sur la figure 5-25. Le graphe montre un pic large d'environ 500 pixel (0,2 seconde) et qui atteint une valeur maximale de niveau de gris égal à 6500 contre 120000 dans le cas « oscillations basse fréquence » présenté précédemment. Cela indique que le volume de vapeur rencontré par le faisceau X pour le démarrage rapide «fluctuations basse fréquence » est moins important que pour l'essai « oscillations basse fréquence ». Par ailleurs, la totalité de la vapeur dans la roue disparaît en 160ms (0,54s-0,38s). Cette vitesse de disparition sera comparée à celle du cas « coup de bélier » qui fait l'objet du paragraphe suivant.

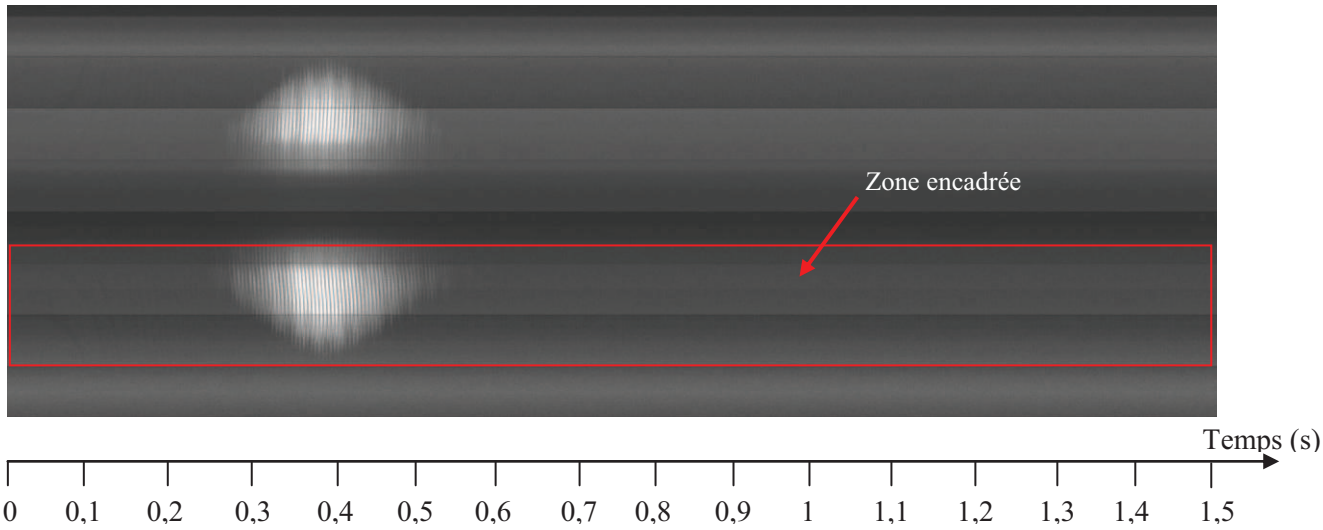


Figure 5-24 : Image d'absorption des rayons X
Démarrage rapide en cavitation type «fluctuations haute fréquence ».
ω_f=2500 tr/min, σ_f=0,11 et Q_f=0,9Q_d

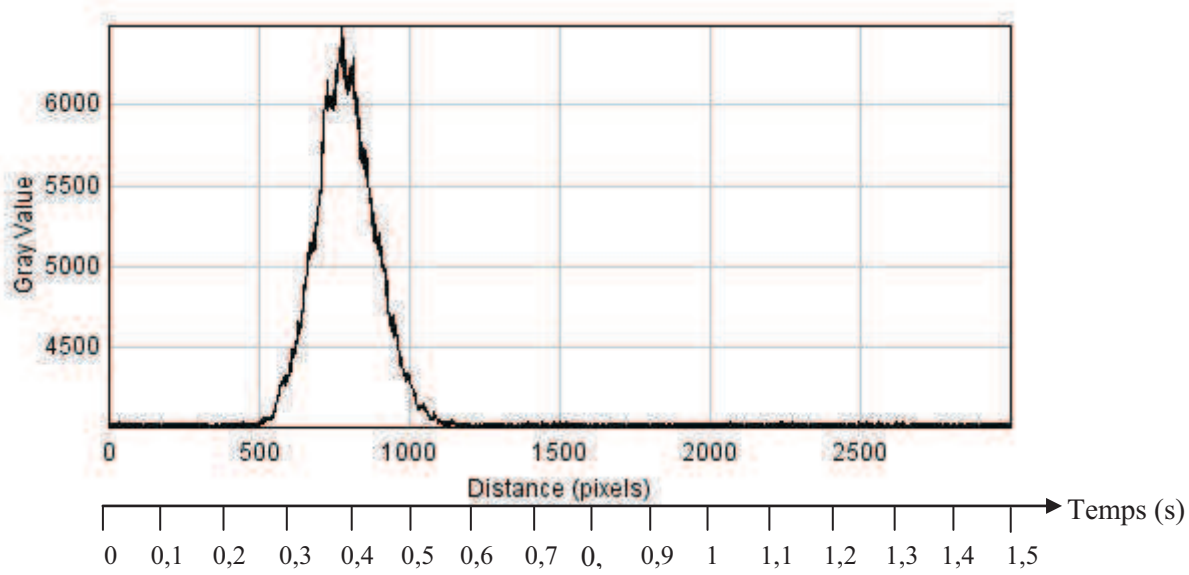


Figure 5-25 : Evolution du niveau de gris de la zone encadrée.
Démarrage rapide type «fluctuations hautes fréquences »

IV.2.3 Résultats RX d'un démarrage rapide type « coup de bélier »

Les résultats présentés sont relatifs au démarrage rapide en cavitation type «coup de bélier» tel que ω_f=2500 tr/min, σ_f=0,7 et Q_f=0,15Q_d. La figure 5-26 présente les évolutions des pressions et de la vitesse de rotation de la pompe. La chute de la surpression qui débute à t=0,3s est relativement modérée par rapport aux chutes de surpression rencontrées dans les deux autres cas de démarrages rapides. Le coup bélier survient quant à lui peu après t=0,5s.

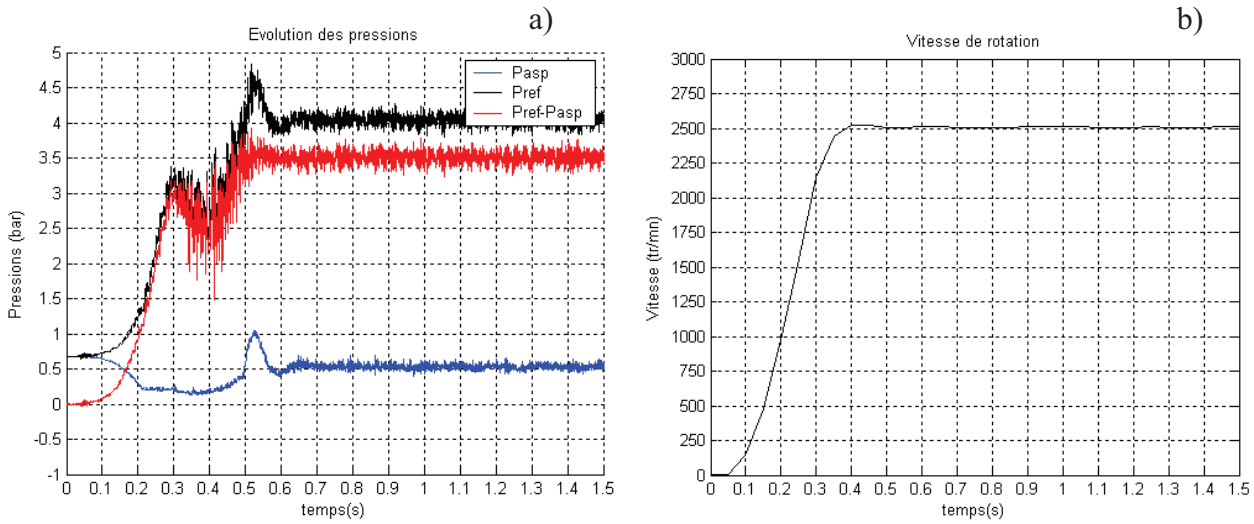


Figure 5-26 : Signaux a) de pressions b) de vitesse de rotation
Démarrage rapide en cavitation type « coup de bélier ».
ω_f=2500 tr/min, σ_f=0,15 et Q_f=0,7Qd

Comparé au démarrage rapide en cavitation précédent du type « fluctuations haute fréquence », les poches de cavitation sont à la fois moins étendues dans la roue et sont présentes moins longtemps comme le montrent les figures 5-27 et 5-28. De la vapeur existe dans la roue entre t=0,26s et t=0,45s environ et occupe au maximum la moitié de la roue autour de t=0,37s.

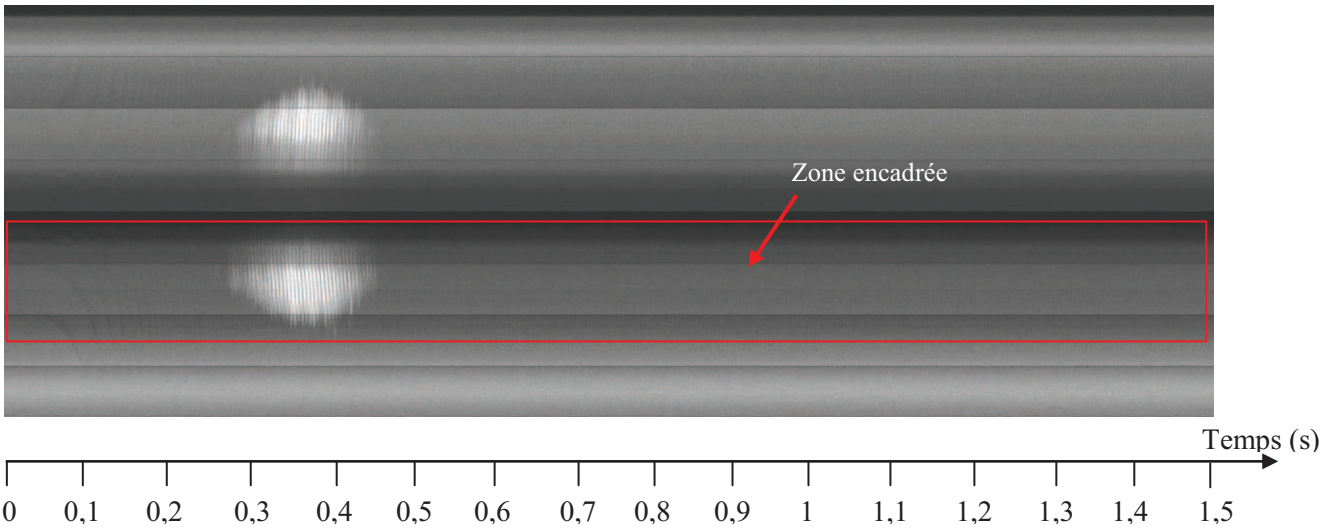


Figure 5-27 : Image d'absorption des rayons X
Démarrage rapide en cavitation type «coup de bélier».
ω_f=2500 tr/min, σ_f=0,15 et Q_f=0,7Q_d

La figure 5-28 montre la vitesse de disparition de la cavitation dans la roue. Le maximum de vapeur est atteint pour t=0,37 et la cavitation disparaît totalement à t=0,45. La totalité de la vapeur dans la roue disparaît donc en 80ms. Ainsi, le temps de disparition de la vapeur dans le cas d'un démarrage rapide type « coup de bélier » est deux fois inférieur à celui d'un démarrage rapide type « fluctuations haute fréquence ». Ce résultat tend à confirmer l'hypothèse du phénomène de coup de bélier proposée précédemment.

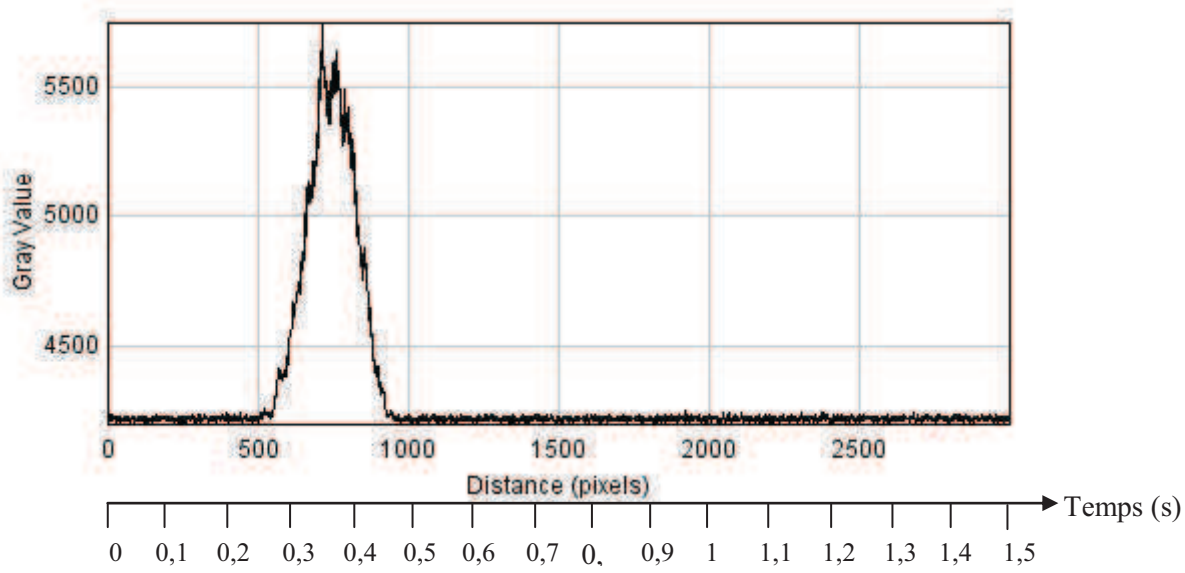


Figure 5-28 : Evolution du niveau de gris de la zone encadrée.
Démarrage rapide type «coup de bélier »

IV.3 Résultats d'essais rayons X dans la conduite d'aspiration

Les visualisations effectuées pendant les démarrages rapides en cavitation ont montré que peu de vapeur existe dans la conduite d'aspiration quel que soit le point de fonctionnement final visé, et qu'elle reste localisée en entrée de roue. Ainsi des essais RX dans la conduite d'aspiration sont réalisés au plus près possible de la roue (figure 5-29). Malgré cela, très peu de vapeur dans la conduite d'aspiration a été mis en évidence. Soit la cavitation ne remonte pas aussi loin dans la conduite soit elle est trop peu importante pour être détectée.

La figure 5-30 présente les évolutions de pressions pour un essai de démarrage rapide en cavitation tel que σ_f=0,09, ω_f=2500 tr/min et Q_f=0,9Q_d (démarrage type « fluctuations haute fréquence ». L'absorption du faisceau X suite à la traversée de la conduite d'aspiration pour ce démarrage rapide est donnée par la figure 5-31. Notons qu'ici l'acquisition a été faite sur deux secondes et que les bandes horizontales grises et noire correspondent respectivement aux vis de serrages et au bâti (figure 5-29). Quant à la bande blanche, elle correspond à la zone d'air se situant entre le bâti et la manchette d'aspiration. Un faible volume de vapeur a été détecté en tout début de démarrage, entre t=0,1s et t=0,2s, c'est à dire avant la chute de surpression de la pompe (figure 5-30). L'aspect de cette trace fait penser à deux filaments en rotation comme les visualisations dans la manchette d'aspiration l'ont montré. Cependant le volume détecté est très faible, éphémère au cours du démarrage.

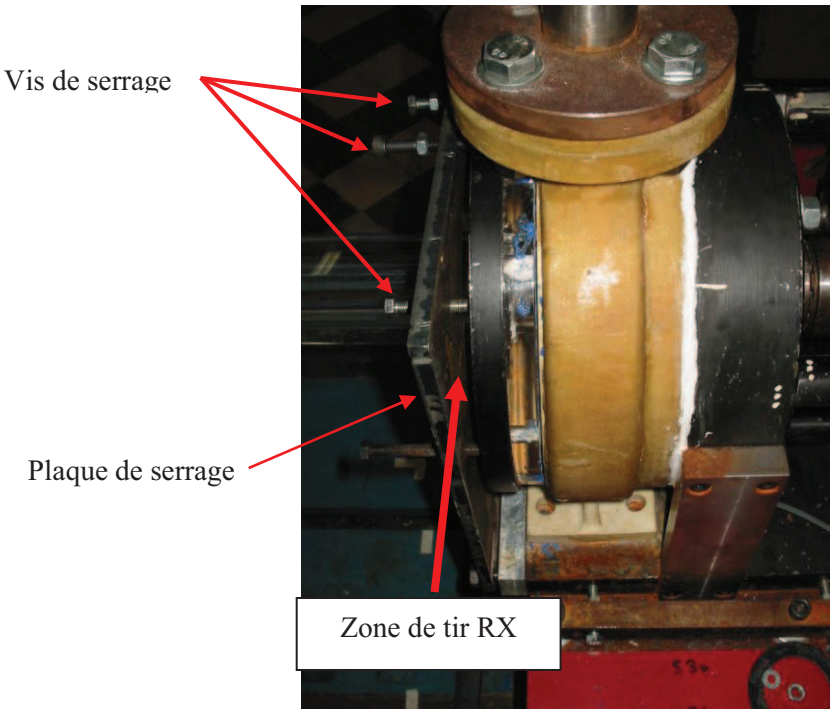


Figure 5-29 : Localisation de la zone de tir des rayons X dans la conduite d'aspiration.

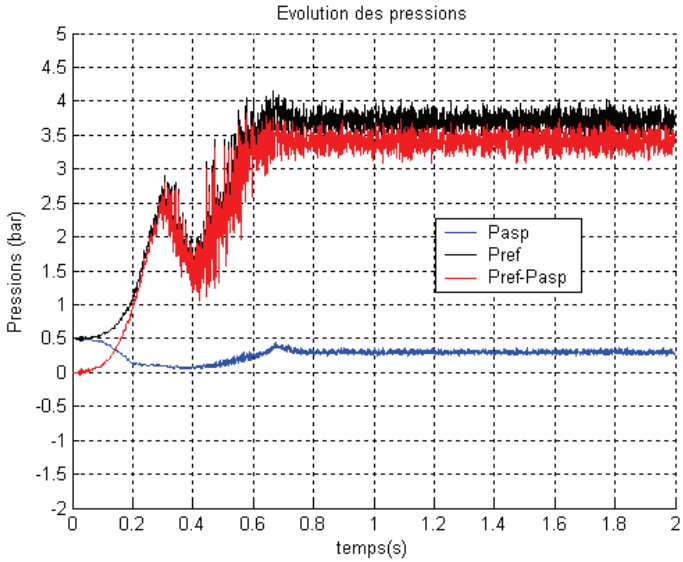


Figure 5-30 : Evolution des pressions pour un démarrage rapide en cavitation tel que (σ_f=0,09, ω_f=2500 tr/min et Q_f=0,9 Q_d)

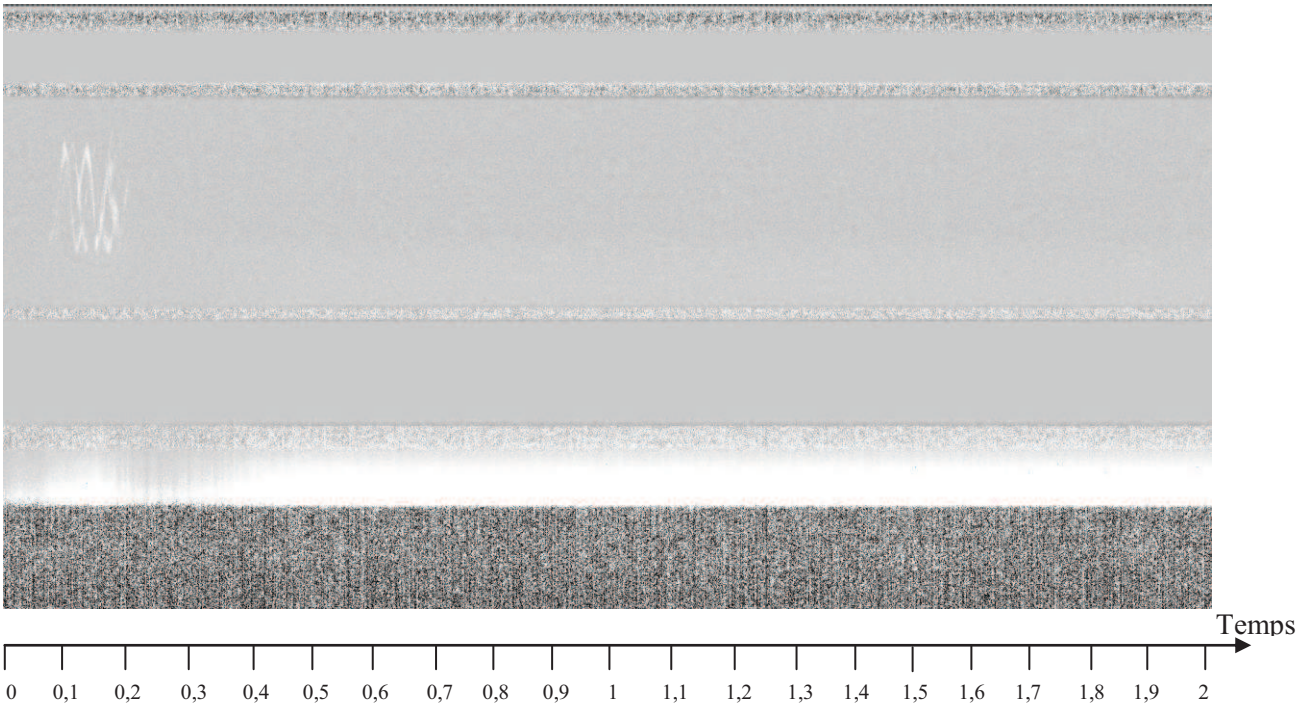


Figure 5-31 : Absorption du faisceau X après traversée de la conduite d'aspiration pour le démarrage rapide en cavitation tel que σ_f=0,09, ω_f=2500 tr/min et Q_f=0,9 Q_d

Conclusion :

La campagne d'essais RX a demandé une adaptation importante du banc d'essais, notamment en ce qui concerne le corps de pompe et la roue. Concevoir ces deux éléments en « matière plastique » (et leur intégration sur le banc d'essai) afin qu'ils puissent permettre la réalisation de tir rayons X, tout en répondant aux exigences hydrauliques et dynamiques imposées par les démarrages rapides a demandé des efforts importants sur le plan technologique.

Des essais RX ont été effectués sur chacun des trois types de démarrages rapides en cavitation (« fluctuations haute fréquence », « oscillations basse fréquence » et « coup de bélier »). Ils ont permis d'obtenir des premiers résultats bruts, qui donnent des indications sur les variations du volume de vapeur dans la roue pour les trois types de démarrages.

La reconstruction tomographique des données permettra d'obtenir l'évolution de la fraction volumique locale dans la roue au cours des démarrages. Cette reconstruction est effectuée par le CEA.

A terme, les cartographies de la fraction volumique locale dans la roue permettront d'améliorer la modélisation des transitoires cavitants de pompes en prenant en compte les variations de masse volumique locale dans la roue (Cf. Chapitre 1).

Chapitre 6

MODELISATION FONCTIONNELLE DES DEMARRAGES RAPIDES EN CAVITATION

En s'appuyant sur des résultats expérimentaux, plusieurs modèles fonctionnels reproduisant l'évolution de la performance d'une pompe centrifuge durant un transitoire non cavitant ont été proposés au Laboratoire de Mécanique de Lille (LML) [1], [5], [11]. Par ailleurs, d'autres travaux menés au Japon se sont attachés à la modélisation des transitoires de pompes en régime cavitant [21, 22, 23]. Après avoir présenté brièvement l'ensemble de ces travaux, nous montrons comment le modèle des transitoires de pompe hors cavitation développé au LML par Dazin [5] a été adapté, dans le cadre de cette thèse, aux transitoires cavitants.

I. PRESENTATION DES MODELES HORS CAVITATION PROPOSES AU LML

Une première modélisation de la performance d'une pompe durant des transitoires non cavitant, basée sur les équations d'un écoulement 1D dans la roue, a été développée au LML en 1993 par Ghelici [11]. Une amélioration de ce modèle a ensuite été apportée par Bolpaire [1] en 2000, en prenant en compte les pertes par recirculation et en reconsidérant les hypothèses décrivant l'écoulement dans la roue.

En 2005, Dazin [5] propose un nouveau modèle d'écoulement, toujours en régime non cavitant, mais basé sur l'écriture des équations de moment de quantité de mouvement et d'énergie appliquées au fluide contenu dans la roue.

I.1 Modèle basé sur l'équation 1D du fluide dans la roue

I.1.1 Modèle initial

Le modèle de démarrage rapide de pompe établi par Ghelici [11] est présenté ici.

Les hypothèses du modèle sont les suivantes :

- Ecoulement unidimensionnel,
- Ecoulement plan,
- Pas de prérotation,

- Pas de cavitation,
- Fluide incompressible.

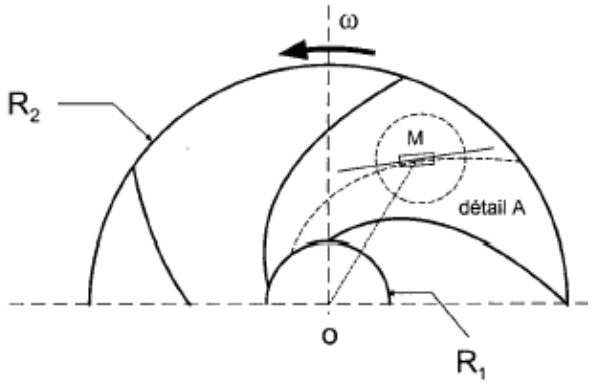


Figure 6-1 : Modèle de Ghelici [11].

Il applique alors l'équation de la dynamique à une particule fluide M de masse dm située sur une ligne de courant relative entre l'entrée et la sortie de la roue (figure 6-1) :

$$dm.(\vec{\gamma}_e+\vec{\gamma}_r+\vec{\gamma}_c).\vec{t}=\left[p(s)-p(s+ds)\right]dS \qquad \text{(hypothèse de fluide parfait)} \qquad (6\text{-E1})$$

Où les termes de gauche représentent les accélérations d'entraînement, relative et de Coriolis et le membre de droite les forces de pression s'exerçant sur la particule fluide.
En intégrant cette équation entre l'entrée et la sortie de la roue et en ajoutant deux hypothèses (les lignes de courant ont une forme de spirale logarithmique et la largeur de la roue est constante), une expression analytique de l'évolution de la hauteur interne de la roue est obtenue :

$$\rho g H_i=\rho u_2 c_{u2}+\rho\frac{R_2^2-R_1^2}{2\tan\beta}\frac{d\omega}{dt}-\rho\frac{\ln(\frac{R_2}{R_1})}{2\pi b\sin^2\beta}\frac{dQ_v}{dt} \qquad (6\text{-E2})$$

En considérant que les pertes en régime transitoire sont les mêmes qu'en régime stationnaire et en modélisant un terme d'inertie supplémentaire lié à l'écoulement dans la volute, l'équation liant à chaque instant la hauteur totale de la pompe à la hauteur dite pseudo-stationnaire (hauteur totale de la pompe fonctionnant à ce débit et à cette vitesse de rotation en régime stabilisé) et à des termes d'accélération angulaire et d'inertie est obtenue :

$$\rho g H_t=\rho g H_{ps}+\rho\frac{R_2^2-R_1^2}{2\tan\beta}\frac{d\omega}{dt}-\left(\rho\frac{\ln(\frac{R_2}{R_1})}{2\pi b\sin^2\beta}+K_{vol}\right)\frac{dQ_v}{dt} \qquad (6\text{-E3})$$

Remarque : L'équation 6-E3 est telle qu'écrite par Ghélici [11]. On remarque qu'aucun terme d'inertie lié au diffuseur n'est pris en compte.

I.1.2 Evolution du modèle.

Une évolution du modèle est proposée par Bolpaire [1] en prenant en compte les pertes par recirculation en régime transitoire et en faisant évoluer le modèle de l'écoulement dans la roue.

Prise en compte des pertes par recirculation

Picavet [15] et Bolpaire [1] ayant observé que l'étendue axiale des recirculations en entrée de pompe varie avec le point de fonctionnement considéré, ce dernier auteur suppose que les pertes associées à ce phénomène varient elles aussi et propose de corriger le terme H_{ps} en faisant varier les pertes par recirculation au cours du transitoire.

Pour cela, une estimation des pertes par recirculation en régime stationnaire est faite. Dans un premier temps, une hauteur interne de la roue en régime stationnaire est déduite à partir du débit traversant la roue et de la mesure de la puissance sur l'arbre, corrigée des pertes par frottement de disque. Cette hauteur varie linéairement avec le débit autour du débit nominal. Les écarts, pour les bas débits, entre la hauteur interne expérimentale et cette droite sont ensuite attribués aux pertes par recirculation (figure 6-2).

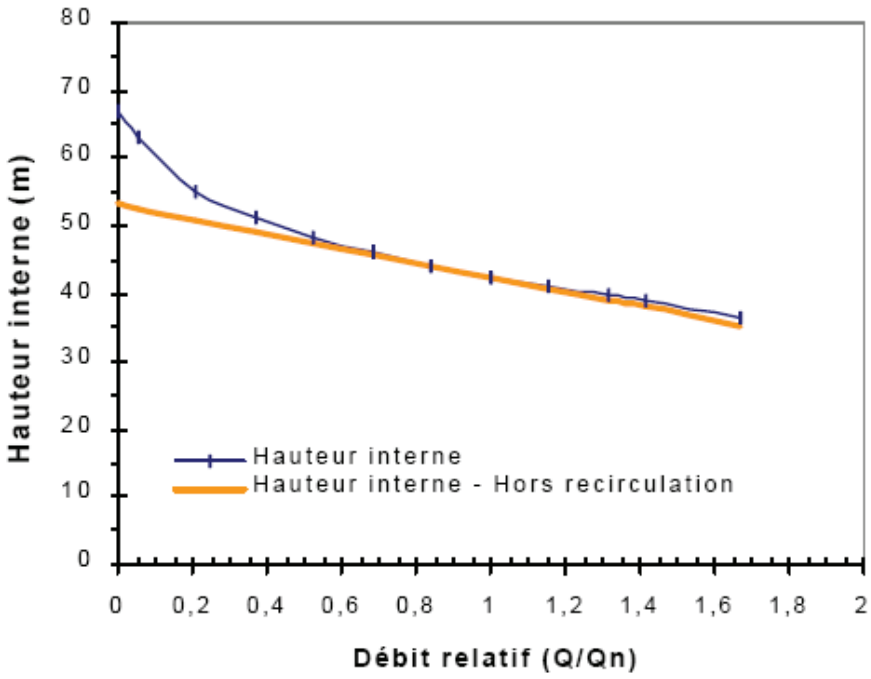


Figure 6-2 : Hauteur interne et pertes par recirculation à 2400 tr/min (d'après Bolpaire [1])

Une loi polynomiale, exprimant la variation des pertes par recirculation en fonction du débit et valable en régime stationnaire, est alors déduite :

$$\Delta H_r = K_r \left(1 - \frac{Q}{Q_n}\right)^5 \quad \forall\, Q \in [0, Q_k]$$

$$\Delta H_r = 0 \quad \forall\, Q > Q_k$$

6-E4

Le coefficient K_r est ajusté par moindres carrés, à partir des résultats expérimentaux. Il varie comme le carré de la vitesse de la roue.

$K_r = A\,\omega^2 \cong 2{,}3 * 10^{-6}\,\omega^2$ (6-E5)

A est une constante déterminée empiriquement.

En régime transitoire, en un point de fonctionnement donné, les zones de recirculation sont moins étendues qu'en régime stationnaire [1]. En conséquence, les pertes par recirculation en régime transitoire sont supposées être une fraction de celles en régime stabilisé :

$$\Delta H_{r_transitoire} = (1-\alpha) K_r \left(1 - \frac{Q}{Q_n}\right)^5$$

Avec $\alpha = 1 - e^{-t/\tau}$

Où τ est un temps caractéristique de l'écoulement recirculant.

Evolution du modèle de l'écoulement dans la roue

Pour le calcul des termes d'inertie et d'accélération angulaire dans la roue, il est nécessaire de connaître l'évolution de la largeur des canaux inter-aubages, ainsi que de la direction de l'écoulement. Alors que Ghelici [11] suppose la hauteur des aubages constante, Bolpaire [1] utilise la variation réelle de hauteur dans la roue. Il propose aussi, à la place du modèle d'écoulement dans la roue en spirale logarithmique, d'estimer une direction d'écoulement à partir de l'évolution de l'angle réel de l'aubage corrigé par un coefficient de glissement.

L'expression suivante donnant la hauteur délivrée par la pompe en régime transitoire est alors obtenue:

$$H_{pompe}=H_{ps}+\frac{1}{g}\left[K_{\omega}\frac{d\omega}{dt}-K_{Q}\frac{dQ}{dt}\right]+(1-\alpha)\Delta H_{r}$$

Le modèle ainsi obtenu est comparé (figure 6-3) aux résultats expérimentaux et au modèle initial proposé par Ghélici [11]. Il donne des résultats non physiques aux premiers instants du démarrage. Cet écart est attribué à l'utilisation d'un modèle de glissement, qui n'est valide qu'au régime nominal et en sortie de roue, et qui est abusivement étendu à tous les coefficients de débits et dans toute la roue. Le modèle de Ghelici [11] est qualitativement correct, mais il surestime la hauteur délivrée par la pompe.

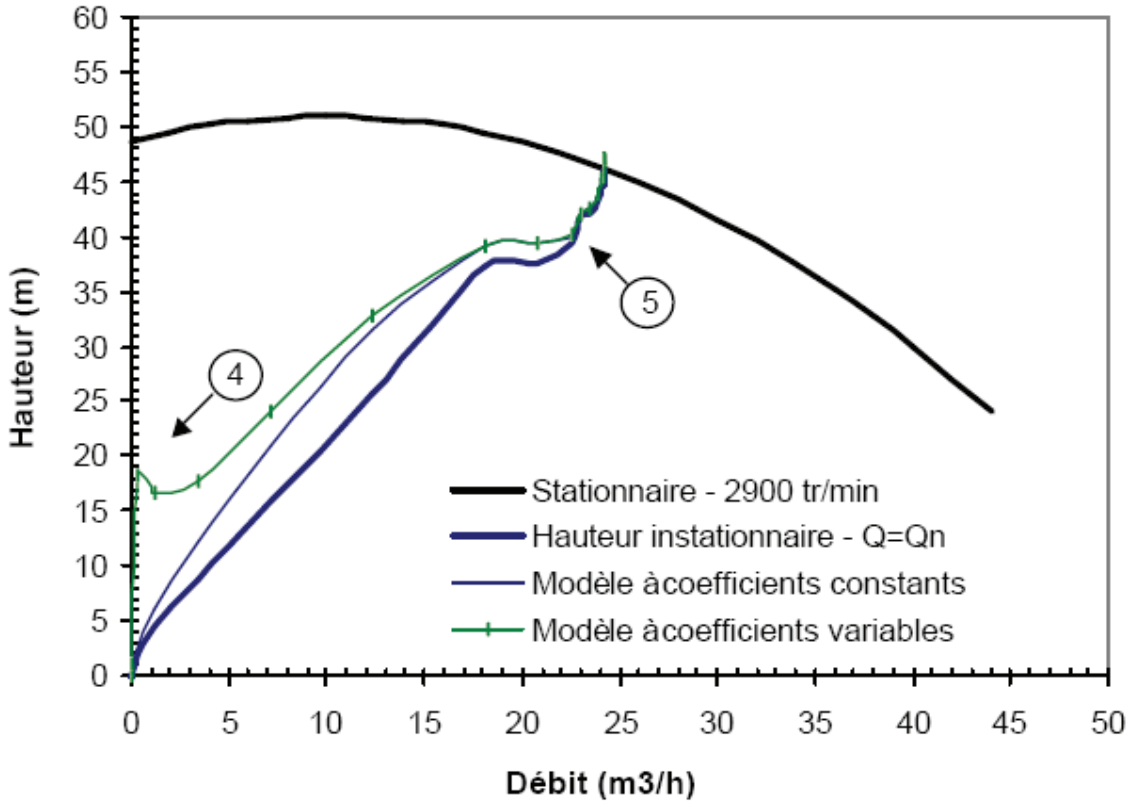


Figure 6-3 : Comparaison des modèles de Ghelici (modèle à coefficients constants) et de Bolpaire (modèle à coefficients variables),d'après Bolpaire [1]

I.2 Modèle basé sur l'écriture des équations de moment de quantité de mouvement et d'énergie.

Un nouveau modèle, basé sur l'écriture des équations de moment de quantité de mouvement et d'énergie appliquées au fluide contenu dans la roue, est proposé par Dazin [5]. Par la suite ce modèle est appelé modèle ECE (« Equations de Couple et d'Energie »).

L'objet de ce paragraphe est de présenter :

- les équations décrivant le fonctionnement transitoire d'une roue de pompe hydraulique radiale.
- Les hypothèses permettant d'estimer les termes transitoires dans une pompe avec diffuseur et volute de sortie.
- La modélisation des termes pseudo-stationnaires par un polynôme.

Une présentation plus détaillée des étapes menant au modèle de pompe est proposée par Dazin [5].

Le modèle ECE reprend les équations écrites par Comolet [4] en régime stabilisé et les étend au transitoire. Il est présenté ici en supposant la vitesse débitante radiale dans toute la pompe. Le fluide est supposé isovolume dans tout ce paragraphe.

I.2.1 Equation du moment de quantité de mouvement.

L'équation du moment de quantité de mouvement est écrite pour un volume V incluant le fluide contenu dans une roue de pompe. La frontière du volume V est la surface *S*. (figure 6-4).

$$\frac{d}{dt}\iiint_V \overrightarrow{OM} \wedge \rho\vec{c}\,dV = \iiint_V \overrightarrow{OM} \wedge \rho\vec{F}dV + \iint_S \overrightarrow{OM} \wedge \vec{T}dS \qquad \text{(6-E6)}$$

Cette équation exprime le fait que le moment de quantité de mouvement du fluide contenu dans la roue est la somme des moments des forces extérieures (forces de volume et contraintes à la frontière du volume).

On obtient alors l'expression du couple interne (Cf. chapitre 1) :

$$C_i = \rho\iint_{Se} r c_u c_r dS + I_z \frac{\partial}{\partial t}(\omega(t)) - \rho\frac{\partial}{\partial t}\left(\iiint_V r w_u dV\right) \qquad \text{(6-E7)}$$

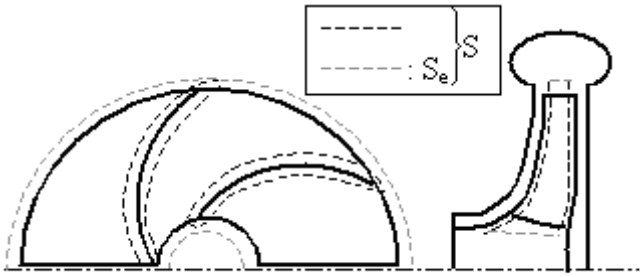


Figure 6-4: Définition du volume de contrôle

I.2.2 Equation de l'énergie

Quel que soit le domaine V de fluide que l'on suit dans son mouvement, la dérivée par rapport au temps de la somme de son énergie interne et de son énergie cinétique est égale à la somme de la puissance mécanique fournie à V par les forces extérieures (de volume et de surface) et de la puissance calorifique fournie à V par l'extérieur.

L'équation de l'énergie appliquée au volume de contrôle V est :

$$\frac{d}{dt}\iiint_V \rho\left(e+\frac{c^2}{2}\right)dV = \iiint_V \rho\vec{F}.\vec{c}\,dV + \iint_S \vec{T}.\vec{c}\,dS + \iint_S \frac{dq}{dt}\,dS \qquad \text{(6-E8)}$$

Le dernier terme de l'équation (6-E8), qui représente la chaleur transférée au fluide par conduction est négligé dans la suite.

Il vient :

$$\frac{\partial}{\partial t}\iiint_V \rho\left(e+\frac{c^2}{2}\right)dV + \iint_S \rho\left(e+\frac{c^2}{2}\right)\cdot c_r\,dV = \iiint_V \rho\vec{F}.\vec{c}\,dV + \iint_S \vec{T}.\vec{c}\,dS \qquad \text{(6-E9)}$$

En régime stabilisé, l'écoulement est permanent en moyenne et le premier terme de l'équation (6-E9) est nul en moyenne. En régime transitoire, il faut en tenir compte et ce premier terme s'écrit sous la forme suivante:

$$\frac{\partial}{\partial t}\iiint_V \rho\left(e+\frac{c^2}{2}\right)dV = \underbrace{\frac{\partial}{\partial t}\iiint_V \rho e\,dV}_{B} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial t}\iiint_V \rho\frac{c^2}{2}dV}_{C} \qquad \text{(6-E10)}$$

Le premier terme du membre de droite de l'équation (6-E10) représente la variation de l'énergie interne dans le volume V et peut être écrit, dans le cas d'un fluide isovolume :

$B = T\frac{\partial\Sigma}{\partial t}$ où Σ représente l'entropie du fluide contenu dans la roue et T la température absolue.

Le second terme du membre de droite de l'équation (6-E10) correspond à la variation de l'énergie cinétique du fluide contenu dans la roue. En utilisant le triangle des vitesses, on obtient :

$$C=\frac{\rho}{2}\frac{\partial}{\partial t}\iiint_V\left(\frac{c_r^2}{\sin^2\beta}\right)dV+I_z\omega\frac{\partial\omega}{\partial t}-\rho\frac{\partial}{\partial t}\left(\omega.\iiint_V\frac{rc_r dV}{\tan\beta}\right)$$

L'équation de la puissance interne est alors obtenue :

$$\Pi_i=\iint_{Se}\rho\left(e+\frac{p}{\rho}+\frac{c^2}{2}\right)c_r dS+T\frac{\partial\Sigma}{\partial t}+\frac{\rho}{2}\frac{\partial}{\partial t}\iiint_V\left(\frac{c_r^2}{\sin^2\beta}\right)dV+I_z\omega\frac{\partial\omega}{\partial t}-\rho\frac{\partial}{\partial t}\left(\omega.\iiint_V\frac{rc_r dV}{\tan\beta}\right) \qquad (6\text{-E11})$$

L'équation (6-E11) représente la valeur de la puissance interne obtenue à partir de l'équation de l'énergie. La puissance interne est égale, en régime transitoire à la somme de :

- Un terme pseudo-stationnaire,
- Un terme de variation de l'entropie du fluide contenu dans la roue,
- Un terme de variation de l'écoulement (débit, profil de vitesse et direction),
- Un terme d'accélération angulaire,
- Un terme associant la variation de la vitesse de rotation de la pompe et les variations de l'écoulement.

I.2.3 Expression de la surpression.

Pour obtenir la différence de pression totale existant entre l'entrée et la sortie de la roue $\Delta P=\frac{1}{Q_v}\iint_{S_e}\left(p+\rho\frac{c^2}{2}\right)c_r dS$, il est possible de combiner les résultats obtenus dans les paragraphes précédents en utilisant la relation liant la puissance et le couple interne :

$$\Pi_i = C_i .\omega \qquad (6\text{-E12})$$

L'équation suivante est alors déduite :

$$\Delta P=\frac{\rho}{Qv}\left(\iint_{S_e}\left(uc_u-e\right)c_r dS_e+\frac{T}{\rho}\frac{\partial\Sigma}{\partial t}+\left(\iiint_V rw_u dV\right)\frac{\partial\omega}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial t}\iiint_V w^2 dV\right) \qquad (6\text{-E13})$$

I.2.4 Evaluation des termes transitoires

Les hypothèses utilisées pour évaluer les différents termes des équations (6-E7) et (6-E13) donnant le couple et la surpression délivrée par la pompe sont les suivantes :

- La composante radiale de la vitesse c_r dépend uniquement de la position radiale et du temps.
- L'angle relatif de l'écoulement β dépend uniquement de la position radiale. Il est égal à l'angle d'aubage en entrée et à l'angle de sortie corrigé par le coefficient de glissement de Pfleiderer [14] en sortie aux conditions nominales. La différence entre $\beta(r)$ et l'angle de l'aubage varie linéairement avec r entre l'entrée et la sortie de la pompe.
- Les pertes hydrauliques et les profils de vitesse en entrée et en sortie de roue à un point de fonctionnement donné (ω, Q) sont supposés égaux à ceux au même point de fonctionnement en régime stabilisé. Par conséquent, la valeur du terme $\frac{\rho}{Qv}\left(\iint_{S_e}\left(uc_u - e\right)c_r\,dS_e\right)$ en fonctionnement transitoire est égale à la surpression fournie par la pompe en régime stabilisé. Il sera appelé dans la suite surpression pseudo stationnaire : ΔP_{ps}. De même, le terme $\rho\iint rc_u c_r\,dS_e$ en fonctionnement transitoire est égal au couple fourni au fluide en régime stabilisé. Il sera appelé couple pseudo stationnaire C_{ps}.
- Les pertes mécaniques et par frottement de disque sont négligées. En conséquence, les couples interne (couple fourni au fluide) et mécanique (couple sur l'arbre) sont supposés égaux.

La surpression s'écrit alors :

$$\Delta P = \Delta P_{ps} + \rho K_1 \frac{\partial \omega}{\partial t} - K_2 \frac{\partial Q_m}{\partial t} \qquad \text{(6-E14)}$$

et le couple :

$$C_i = C_{ps} + I_z \frac{\partial}{\partial t}\left(\omega(t)\right) - K_1 \frac{\partial}{\partial t} Q_m \qquad \text{(6-E15)}$$

avec :

$$K_1 = \int_{R_1}^{R_2} \frac{r}{\tan\beta(r)}\,dr\,,\ K_2 = \frac{1}{4\pi}\int_{R_1}^{R_2} \frac{1}{r.b(r)\sin^2\beta(r)}\,dr \text{ et } I_z = \iiint_V \rho r^2 dV\ .$$

Les termes K_1, K_2, I_z sont constants et peuvent être calculés si la géométrie de la pompe est connue.

I.3 Comparaison des modèles avec des résultats expérimentaux.

Modélisation des éléments du corps de pompe

Afin de comparer les modèles avec les résultats expérimentaux, il est nécessaire, non seulement de connaître la surpression dans la roue, mais aussi d'évaluer le comportement en transitoire dans le corps de pompe.

Les hypothèses utilisées pour modéliser le comportement du diffuseur lisse et la volute sont les suivantes.

- Les termes d'inertie hydraulique dans les différents éléments du corps de pompe (diffuseur lisse et volute) sont supposés s'écrire sous la forme $\Delta P = \frac{L_{eq}}{S_{éq}} \frac{\partial Q_m}{\partial t}$, où L_{eq} et S_{eq} sont les longueurs équivalentes et les surfaces équivalentes des différents éléments du corps de pompe.
- Les surfaces équivalentes des différents éléments du corps de pompe s'écrivent sous la forme $S_{eq} = \frac{\pi D_{hyd}^{\ 2}}{4}$. D_{hyd} est le diamètre hydraulique en entrée d'élément et se calcule par la formule : $D_{hyd} = \frac{4S}{P}$ où S et P sont la surface et le périmètre de la section d'entrée de l'élément.

- La longueur équivalente du diffuseur lisse est égale à la longueur d'une ligne de courant dans le diffuseur calculé au débit nominal et en régime stationnaire.
- La longueur équivalente de la volute peut être estimée en faisant la somme du rayon d'entrée de la volute et celui d'entrée de la trompette.

La surpression s'écrit alors :

$$\Delta P = \Delta P_{ps} + \rho K_1 \frac{\partial \omega}{\partial t} - K_2 \frac{\partial Q_m}{\partial t} - \frac{L_{dl}}{S_{dl}} \frac{\partial Q_m}{\partial t} - \frac{L_{vol}}{S_{vol}} \frac{\partial Q_m}{\partial t} \qquad (6\text{-E16})$$

Estimation des termes pseudo stationnaires.

En ce qui concerne les termes pseudo-stationnaires ΔP_{ps}, ils peuvent être estimés par deux expressions polynomiales (Sedille [18]). La première donne la surpression réduite :

$$\frac{\Delta P_{ps}}{\rho \omega^2} = A \left(\frac{Q_m}{\rho \omega} \right)^2 + B \frac{Q_m}{\rho \omega} + D \qquad (6\text{-E17})$$

La deuxième donne le couple réduit.

$$\frac{C_{ps}}{\rho\omega^2} = E\left(\frac{Q_m}{\rho\omega}\right)^2 + F\frac{Q_m}{\rho\omega} + G \qquad \text{(6-E18)}$$

Ces termes peuvent aussi être obtenus par des modèles de glissement et de pertes (Dazin [5])

Comparaison avec des résultats expérimentaux

Les résultats obtenus par le modèle initial et le modèle ECE sont comparés aux résultats expérimentaux (figure 6-5). Il apparaît que le modèle ECE est meilleur que le modèle initial : les écarts entre le modèle ECE et les résultats expérimentaux ne sont jamais supérieurs à 5% quels que soient les débits et les vitesses de rotation finales.

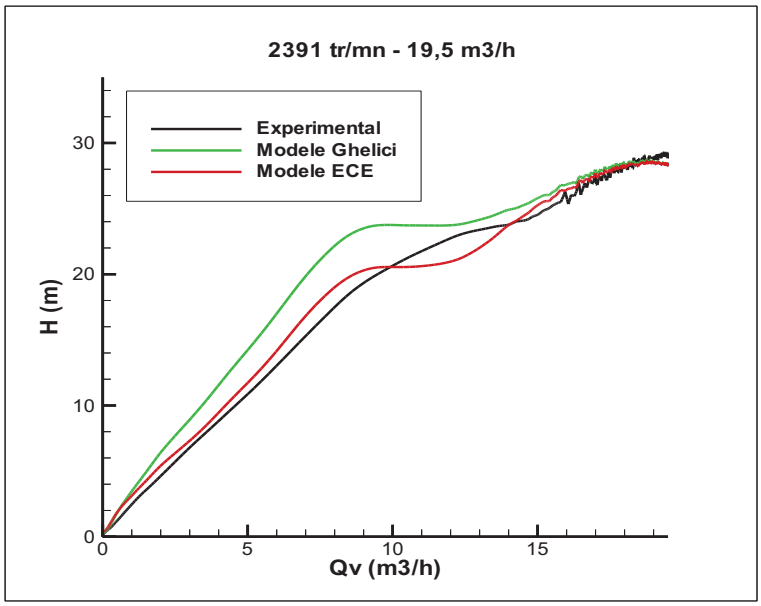


Figure 6-5 : Comparaison des résultats expérimentaux, du modèle initial (Ghelici) et du modèle ECE (Dazin) lors d'un transitoire de démarrage. Courbe (H_{pompe}, Q_v), d'après Dazin [5].

Finalement, le modèle ECE des transitoires de pompe hors cavitation, est pris comme référence et est adapté pour prendre en compte le phénomène de cavitation durant les démarrages rapides.

.

II. MODELISATION DES TRANSITOIRES EN REGIME CAVITANT

II.1 Modèle de la littérature

Tanaka et Tsukamoto [23] proposent de modéliser le comportement d'un circuit hydraulique comportant une pompe lors de transitoires cavitants d'ouverture de vanne ou de transitoires de démarrage par le modèle suivant :

- Les conduites sont modélisées par un terme résistif (perte de charge) et un terme d'inertie hydraulique : la différence de pression entre l'entrée et la sortie d'une conduite s'exprime alors sous la forme : $\Delta P = KQ^2 + \frac{L_{eq}}{S_{eq}}\frac{\partial Q}{\partial t}$.
- La surpression de la pompe est modélisée par un terme pseudo-stationnaire : $\Delta P_{pompe} = \rho g H(NPSH, \phi_N, N)$ issu des courbes de chute de performance expérimentales de la pompe.
- La conservation du débit dans la pompe s'écrit : $Q_d - Q_s = \frac{\partial v}{\partial t} = -C_b \frac{\partial p_s}{\partial t} - M_b \frac{\partial Q_s}{\partial t}$, où v est le volume de vapeur, Q_d et Q_s, les débits à l'aspiration et au refoulement. Les termes $C_b = \frac{\partial v}{\partial p_s}$ et $M_b = \frac{\partial v}{\partial Q_s}$ correspondent respectivement à la capacité cavitante et au facteur de gain en débit de la pompe, et sont supposés constants durant le transitoire.

La résolution du système d'équations permet de déterminer pour chaque pas de temps les valeurs des pressions et des débits à l'aspiration et au refoulement, ainsi que le volume de vapeur. Les comparaisons entre ce modèle et les résultats expérimentaux sont présentées Figure 6-6. Il apparaît que le modèle prévoit qualitativement les phénomènes oscillatoires, mais qu'il peut être amélioré quant à la prévision de l'amplitude des oscillations ainsi que de leur localisation temporelle.

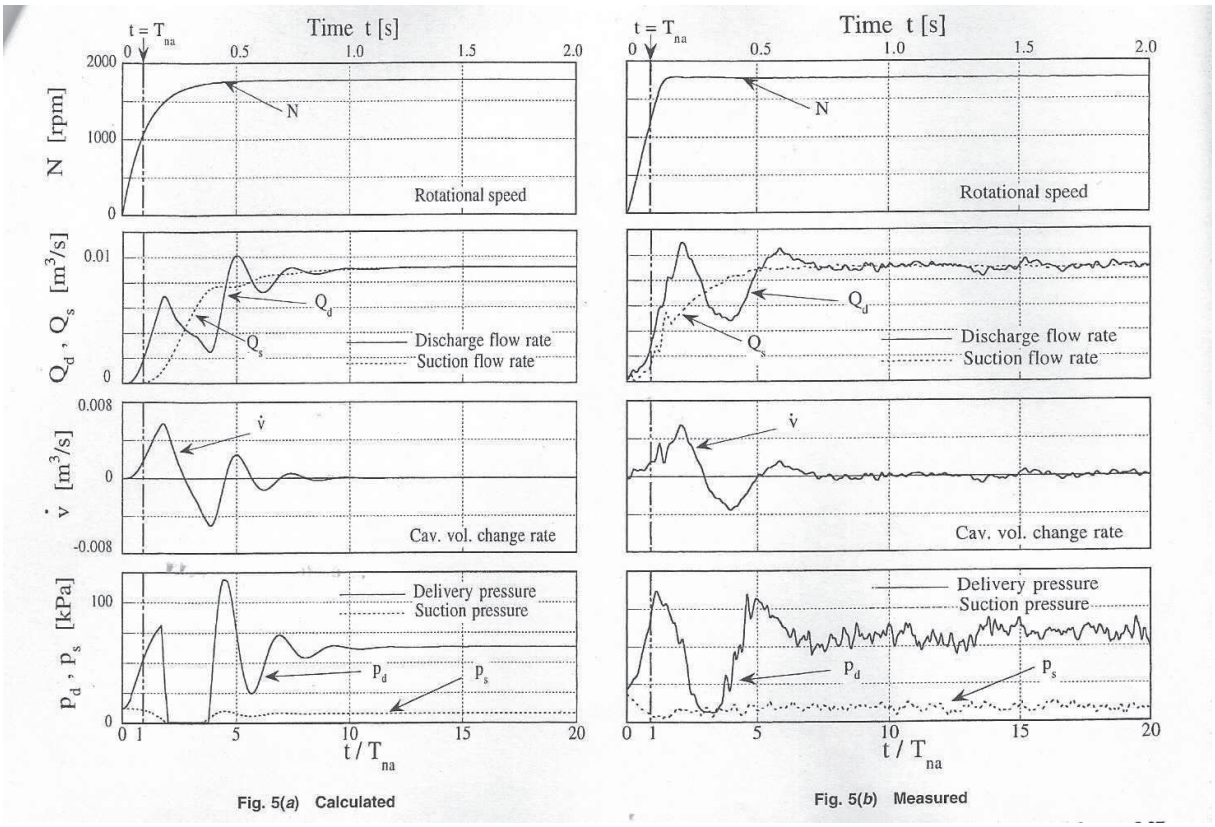


Figure 6-6 : Comparaison entre les mesures et le modèle dans le cas d'un démarrage rapide cavitant d'après Tanaka et Tsukamoto [23].

II.2 Adaptation du modèle ECE à des régimes cavitants

On rappelle que Dazin [5] écrit la surpression fournie par la pompe hors cavitation sous la forme :

$$\Delta P = \Delta P_{ps} + \rho K_1 \frac{\partial \omega}{\partial t} - K_2 \frac{\partial Q_m}{\partial t} \qquad \text{(6-E19)}$$

Où ΔP_{ps} représente le terme pseudo-stationnaire.

Les différents essais stationnaires, présentés au chapitre 3, doivent permettrent d'adapter le modèle ECE à des régimes cavitants en faisant évoluer le terme pseudo-stationnaire de l'équation 6E-19.
Les essais RX présentés au chapitre 5 fourniront des informations sur la fraction volumique locale dans la roue (et en entrée de pompe) durant le transitoire. Ils permettront de faire évoluer les termes instationnaires de l'équation 6-E19.
Finalement, afin d'adapter le modèle ECE, aux régimes cavitants, un cheminement en trois étapes est privilégié pour modéliser la surpression instationnaire fournie par la pompe :

1. Estimer la courbe de chute de performance en stationnaire en fonction de la géométrie de la roue, du débit et de la vitesse de rotation. Cela permettrait en particulier l'utilisation du modèle pour différentes géométries de roue, sans avoir préalablement recours à la détermination expérimentale des courbes de chute de performance.
2. Estimer la surpression transitoire fournie par la pompe en cavitation à partir des états stationnaires (chutes de performance), et ce afin de faire évoluer le terme pseudo-stationnaire de l'équation 6E-19.
3. Prendre en compte les termes transitoires dus à la cavitation (principalement liés à la variation de la masse volumique dans la roue) et qui viennent s'ajouter aux termes transitoires de l'équation (6-E19).

II.2.1 Estimer la courbe de chute de performance en stationnaire en fonction de la géométrie de la roue, du débit et de la vitesse de rotation.

Les essais stationnaires présentés au chapitre 3 ont permis d'évaluer les influences de σ, Q et ω sur la chute de surpression stationnaire. Une recherche bibliographique a été effectuée afin de caractériser plus généralement l'allure de la chute de surpression en fonction de la géométrie de la roue. Cela permettrait de pouvoir adapter le modèle fonctionnel à d'autres géométries de roues sans que des essais expérimentaux préalables soient nécessaires. Le paramètre caractéristique de la géométrie d'une roue est la vitesse spécifique $\omega_s = (\Omega Q^{1/2})/(gH^{1/4})$. Une caractérisation qualitative des courbes de rendement et de hauteur en cavitation est donnée par Comolet [4] (figure 6-7). La figure 6-8 montre que la roue utilisée sur le banc DERAP a un comportement compris entre ω_s faible et ω_s moyen.

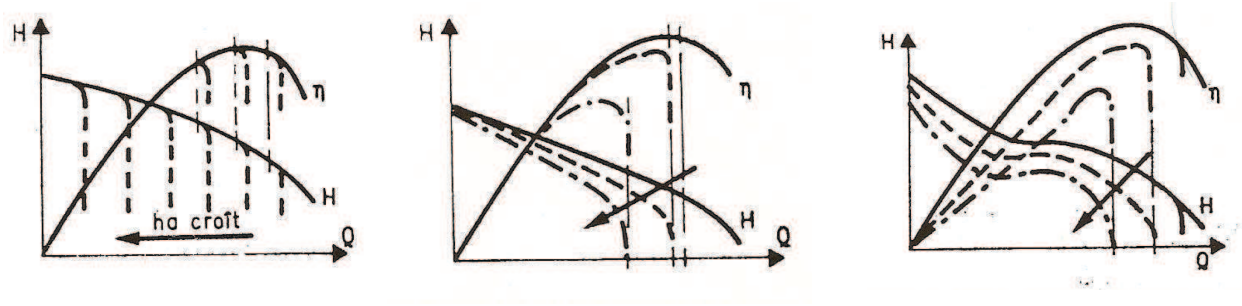


Figure 6-7 : Courbes de rendement et de hauteur
a) ω_s faible - b) ω_s moyen - c) ω_s élevé [4]

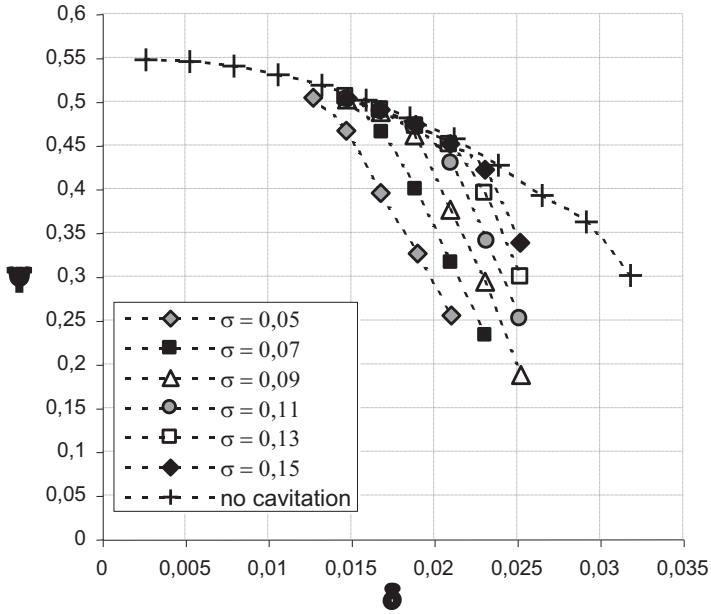
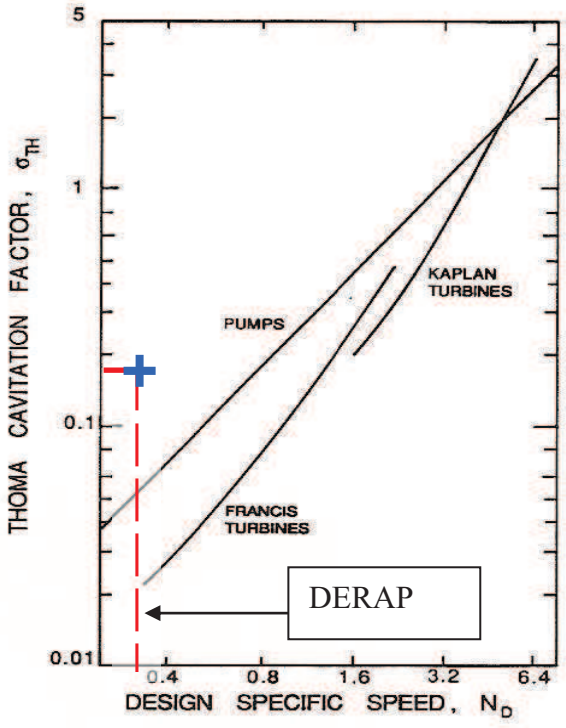


Figure 6-8 : Caractéristiques en cavitation de la pompe du banc DERAP

Par ailleurs, une estimation quantitative du début de chute a été obtenue (Brennen [3]) et est présentée sur la figure 6-9. Elle représente l'évolution de σ_{th} (σ à 3% de chute) en fonction de la vitesse spécifique. La roue utilisée sur le banc DERAP est telle que ω_s =0,24, et σ_{th} =0,15. Pour ω_s=0,24, le graphe donne une valeur de σ_{th} plus faible que celle obtenue expérimentalement sur DERAP. Cela signifie que la roue utilisée sur DERAP chute « plus tôt » que ce qui est annoncé par le graphe 6-9.



$$\sigma_{th}=\frac{(P_1^T-P_{vap})}{(P_2^T-P_1^T)}$$

Figure 6-9 : σ à 3% de chute en fonction de ω_s [3]

Une autre estimation du début de chute est donnée par le diagramme de Cordier (Figure 6-10). La valeur du sigma à 3% de chute fournie par le graphe 6-10 est, ici encore, plus faible que la valeur obtenue expérimentalement (σ_{th} =0,15).

Finalement, les deux résultats disponibles dans la littérature qui ont été trouvés donnant une estimation du début de chute sont assez éloignés du résultat expérimental de la roue DERAP. On constate dans les deux cas précédents que la roue DERAP à une valeur de sigma à 3% de chute plus élevée que celle annoncée par les deux résultats bibliographiques. Cela tend à confirmer le résultat qualitatif présenté au dessus, à savoir que la roue DERAP à un comportement en régime cavitant, intermédiaire entre une roue centrifuge et une roue hélicoïdale, et ce malgré une valeur faible de sa vitesse spécifique. Cela est probablement du à une conjonction du nombre d'aubes et du dessin d'entrée de la roue.

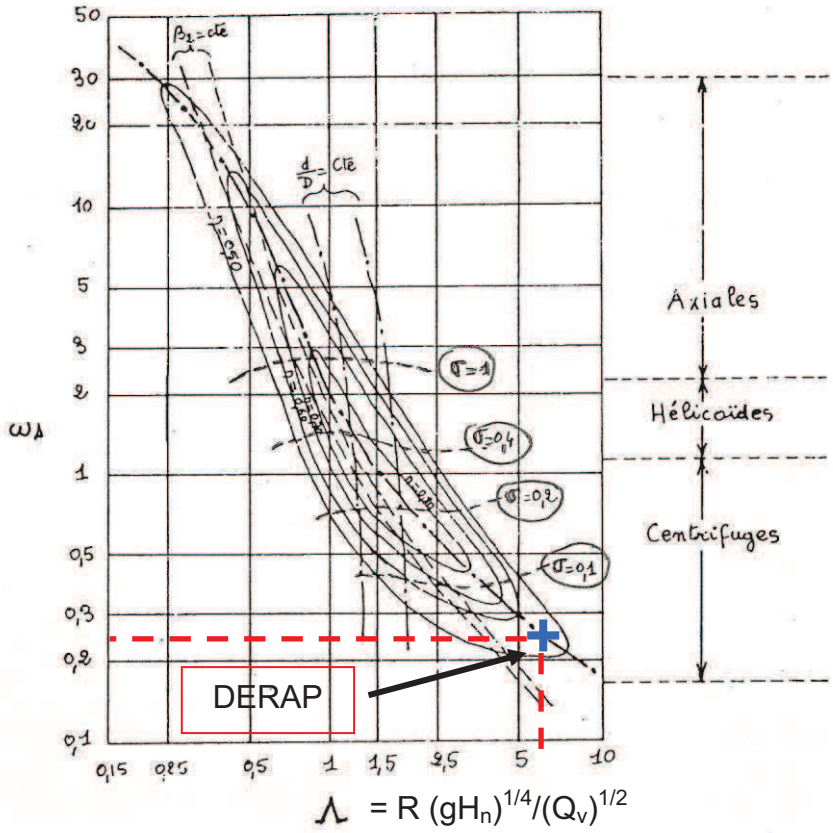


Figure 6-10 : Diagramme de Cordier

On constate donc finalement qu'il est difficile de trouver dans la littérature une caractérisation précise de la chute de surpression en fonction de la vitesse spécifique pour des raisons de coût de telles études ou de confidentialité par exemple. Des calculs CFD permettraient de répondre en partie à cette question et pourront être envisagés dans les travaux à venir.

II.2.2 Estimer la surpression transitoire fournie par la pompe en cavitation à partir des états stationnaires (chutes de performance).

Il s'agit concrètement de considérer un démarrage rapide comme une succession d'états quasi stationnaires. A chaque instant d'un démarrage rapide en cavitation, le signal de pression d'aspiration est défini par les paramètres (ω, ω_s, Q, t). Pour chaque valeur de $P_{asp}(\omega, \omega_s, Q, t)$, on relève la chute de ΔP correspondante sur la chute de performance stationnaire définie par le triplet (ω, ω_s, Q). Cette chute de $\Delta P(\omega, \omega_s, Q)$ est alors retranchée de la surpression pompe donnée par le modèle ECE à l'instant t du démarrage rapide hors cavitation défini par le même triplet (ω, ω_s, Q). Une première estimation de la surpression fournie par la pompe durant les démarrages rapides en cavitation est ainsi obtenue.

Cette procédure est applicable pour tous les points de fonctionnement d'un démarrage rapide en cavitation pour lesquels la chute de performance en stationnaire a été déterminée.

Afin de savoir si les essais réalisés en fonctionnement stationnaire (chutes de performance), et présentés précédemment dans ce mémoire, suffisent à estimer la surpression fournie par la pompe en cavitation à partir des états stationnaires pour tous les démarrages rapides en cavitation, l'évolution de τ en fonction du débit est tracée pour deux démarrages rapides en cavitation : un pour lequel σ_f=0,09 et Q_f=0,7Q_d , et un tel que σ_f=0,09 et Q_f=1,1 Q_d pour une vitesse de rotation finale égale à 3000 tr/min. Les figures 6-11a et 6-11b présentent les résultats obtenus ainsi que la correspondance hors cavitation pour des démarrages rapides dans les mêmes conditions de débit final et de vitesse de rotation finale. Sur les figures sont aussi reportées les évolutions de τ à 0%, 3% 10% et 20% de chute obtenues à partir des chutes de performances en stationnaire.

On peut voir sur la figure 6-11a, contrairement à la figure 6-11b, que la courbe d'évolution de τ en cavitation ne coupe pas les courbes stationnaires (τ à 0%, 3%, 10%, 20% de chute). La chute de surpression ne peut alors pas être estimée à partir des états stationnaires pour ce démarrage rapide. D'une manière générale, si une chute de performance stationnaire existe pour des points de fonctionnement tels que $Q<0,7\ Q_d$, sa prise en compte dans le modèle n'est pas possible. Par conséquent, il sera nécessaire d'obtenir les chutes de performances stationnaire pour des débits plus faibles que ceux déjà testés ($Q<0,7Q_d$). Pour cela, une pompe à vide plus puissante a été installée sur l'installation.

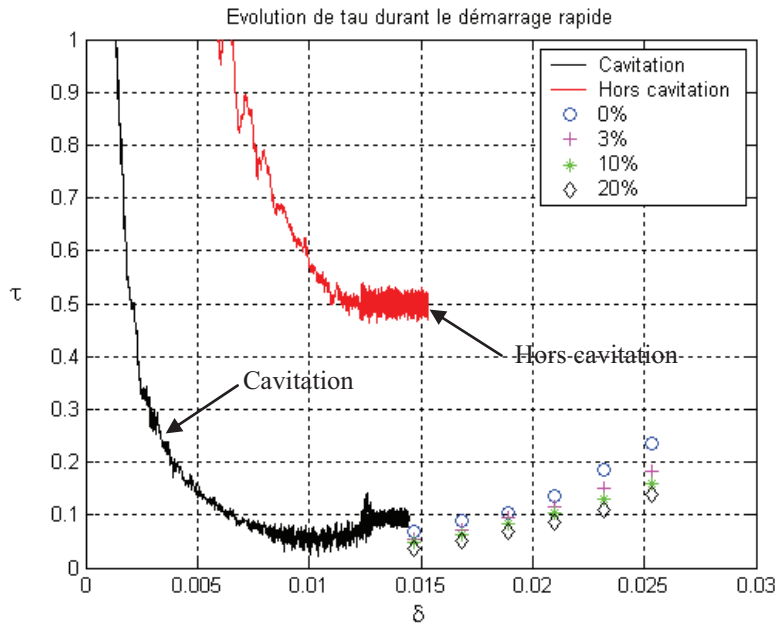


Figure 6-11a : Evolution de τ en fonction du débit durant un démarrage rapide.
Hors cavitation : ω_f =3000 tr/min, Q_f=0,7Q_d
En cavitation : ω_f =3000 tr/min, Q_f=0,7Q_d et σ_f=0,09

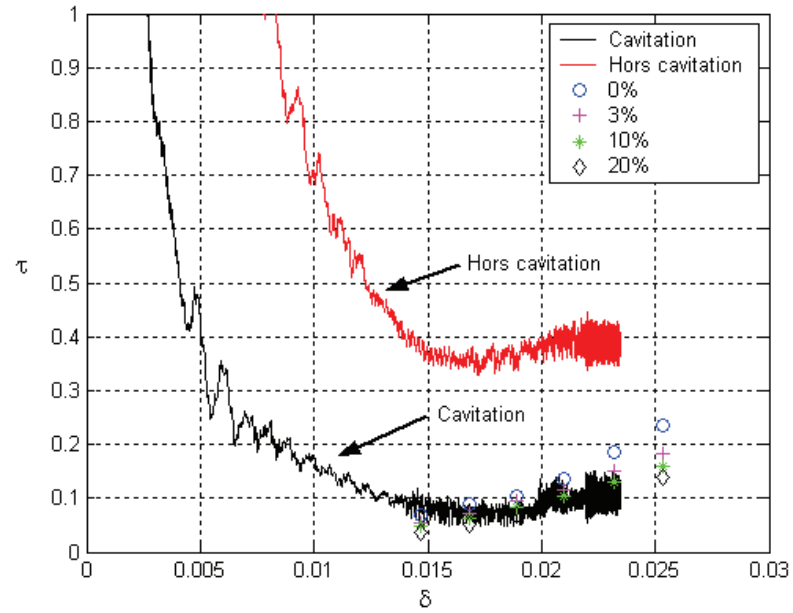


Figure 6-11b : Evolution de τ en fonction du débit durant un démarrage rapide.
Hors cavitation : ω_f =3000 tr/min, Q_f=1,1Q_d
En cavitation : ω_f =3000 tr/min, Q_f=1,1Q_d et σ_f=0,09

II.2.2.1 Description de la programmation

Les courbes de chutes de performance stationnaires sont rappelées figure 6-12.

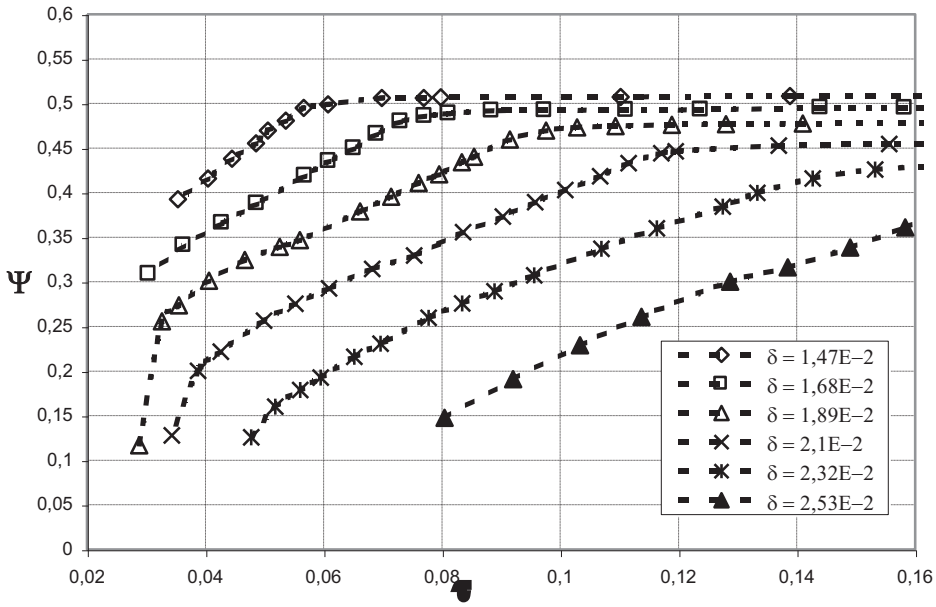


Figure 6-12 : Courbes de chute de performance

Le programme permettant d'estimer la surpression transitoire fournie par la pompe en cavitation à partir des états en régime stationnaire (figure 6-12) a été développé et est présenté ci-après :

Pour chaque pas de temps i du démarrage, le point de fonctionnement X est définit par les paramètres connus (δ(i),τ(i)), ψ(i) étant l'inconnue. Une interpolation bilinéaire en (ψ,τ,δ) permet de déterminer la surpression ψ (i) à partir des chutes de performances expérimentales.
La valeur du coefficient de pression ψ (i) est déterminée en trois étapes. La figure 6-13 qui correspond aux chutes de performance zoomées ($0,25 \leq \psi \leq 0,4$ et $0,05 \leq \tau \leq 0,07$) aide à la compréhension de la procédure.

- Encadrement δ(i)

Pour un δ(i) donné, on repère sur les chutes de performance les courbes de débit immédiatement inférieure et supérieure qui l'encadrent : $\delta_{inf} \leq \delta(i) \leq \delta_{sup}$.
On détermine alors a_1 tel que $\delta(i) = a_1 * (\delta_{inf} - \delta_{sup}) + \delta_{sup}$

Par ailleurs, on définit τ (δinf)(i)=τ(i)=τ(δsup)(i)

- Encadrement de $\tau(\delta_{inf})(i)$, $\psi(\delta_{inf})(i)$, $\tau(\delta_{sup})(i)$ et $\psi(\delta_{sup})(i)$

Pour δ_{inf} :

On encadre $\tau(\delta_{inf})(i)$ par les valeurs expérimentales de τ (appartenant à δ_{inf}) immédiatement inférieure et supérieure :

$\tau_{min}(\delta_{inf}) \leq \tau(\delta_{inf})(i) \leq \tau_{max}(\delta_{inf})$

On encadre $\psi(\delta_{inf})(i)$ par les valeurs expérimentales de ψ (appartenant à δ_{inf}) immédiatement inférieure et supérieure :

$\psi_{min}(\delta_{inf}) \leq \psi(\delta_{inf})(i) \leq \psi_{max}(\delta_{inf})$

On définit b_1 et b_2 tels que

$\tau(\delta_{inf})(i) = b_1 * [\tau_{max}(\delta_{inf}) - \tau_{min}(\delta_{inf})] + \tau_{min}(\delta_{inf})$

$\psi(\delta_{inf})(i) = b_2 * [\psi_{max}(\delta_{inf}) - \psi_{min}(\delta_{inf})] + \psi_{min}(\delta_{inf})$

Pour δ_{sup} :

On encadre $\tau(\delta_{sup})(i)$ par les valeurs expérimentales de τ (appartenant à δ_{sup}) immédiatement inférieure et supérieure :

$\tau_{min}(\delta_{sup}) \leq \tau(\delta_{sup})(i) \leq \tau_{max}(\delta_{sup})$

On encadre $\psi(\delta_{sup})(i)$ par les valeurs expérimentales de ψ (appartenant à δ_{sup}) immédiatement inférieure et supérieure :

$\psi_{min}(\delta_{sup}) \leq \psi(\delta_{sup})(i) \leq \psi_{max}(\delta_{sup})$

On définit C_1 et C_2 tels que

$\tau(\delta_{sup})(i) = C_1 * [\tau_{max}(\delta_{sup}) - \tau_{min}(\delta_{sup})] + \tau_{min}(\delta_{sup})$

$\psi(\delta_{sup})(i) = C_2 * [\psi_{max}(\delta_{sup}) - \psi_{min}(\delta_{sup})] + \psi_{min}(\delta_{sup})$

- Détermination de $\psi(i)$

$\psi(i)$ est déterminé par interpolation linéaire à partir de $\psi(\delta_{inf})(i)$, $\psi(\delta_{sup})(i)$ et du coefficient a_1 défini précédemment.

$\psi(i) = a_1 * [\psi(\delta_{inf})(i) - \psi(\delta_{sup})(i)] + \psi(\delta_{sup})(i)$

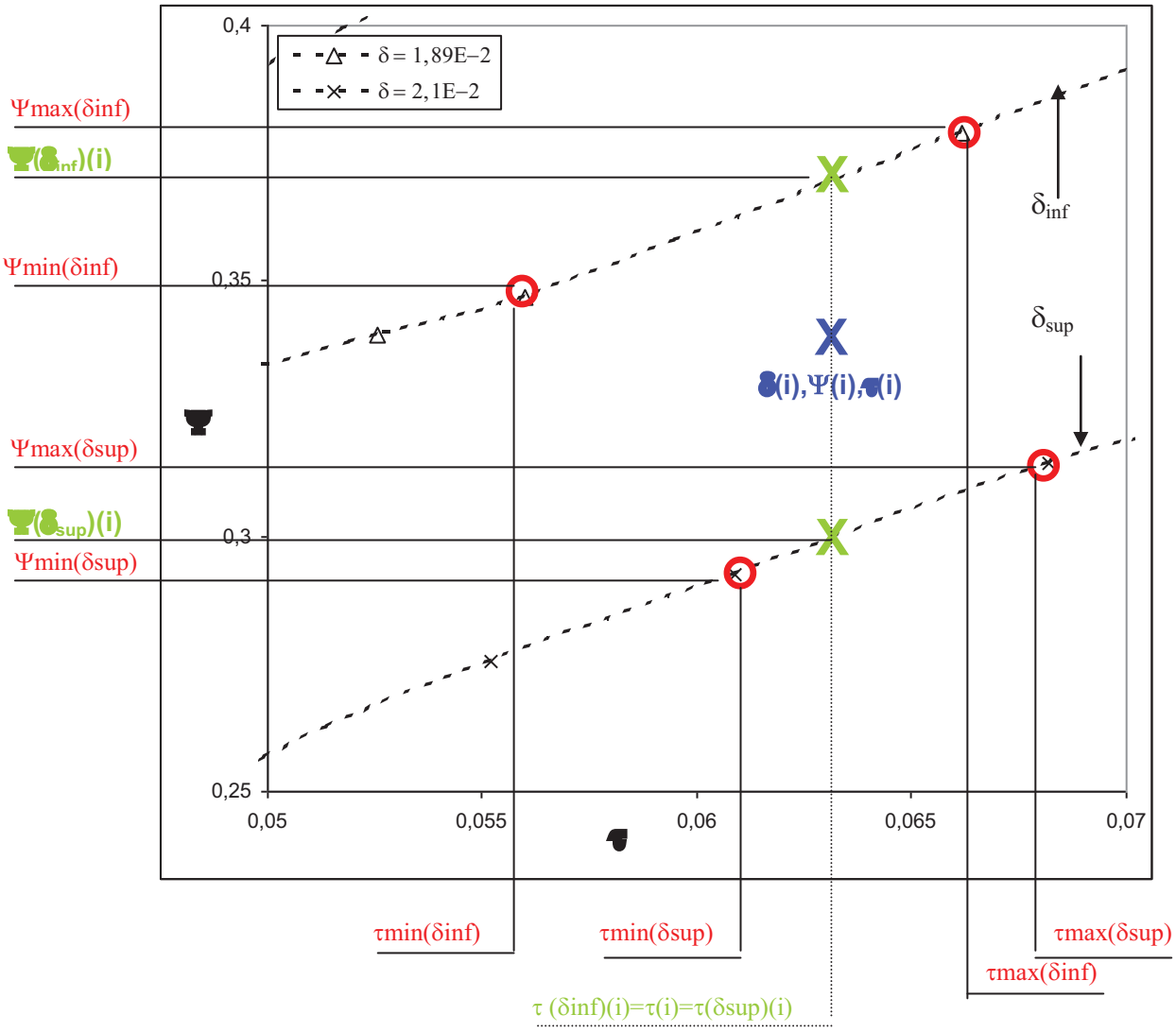


Figure 6-13 : Interpolation bilinéaire des courbes de chutes de performance

II.2.2.2 Présentation d'un cas d'étude

Les résultats de cette modélisation sont détaillés sur un démarrage rapide en cavitation tel que σ=0,09, Q=1,1 Q_d et ω_f=3000 tr/min. Ce démarrage est de type « oscillation basse fréquence » (cas 1) comme l'indiquent les figures 6-14a et 6-14b. L'évolution du nombre de cavitation τ en fonction de δ correspondant à cet essai, est représentée sur la figure 6-15.

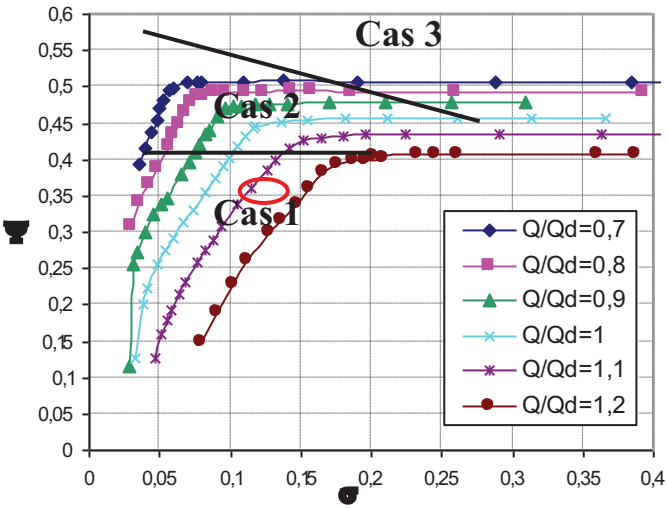


Figure 6-14a: Localisation du cas d'étude sur les chutes de performance

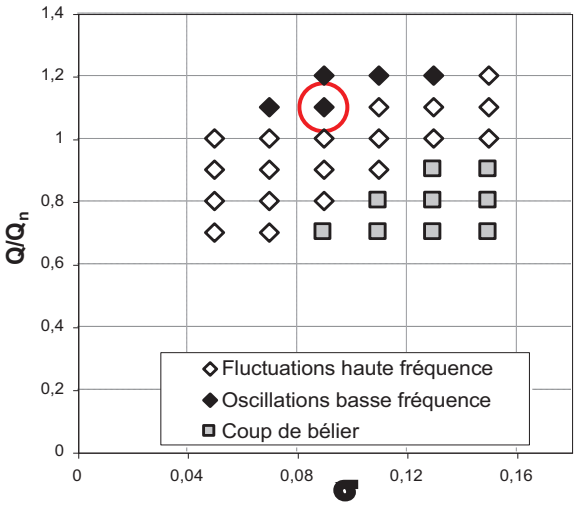


Figure 6-14b : Définition du cas d'étude

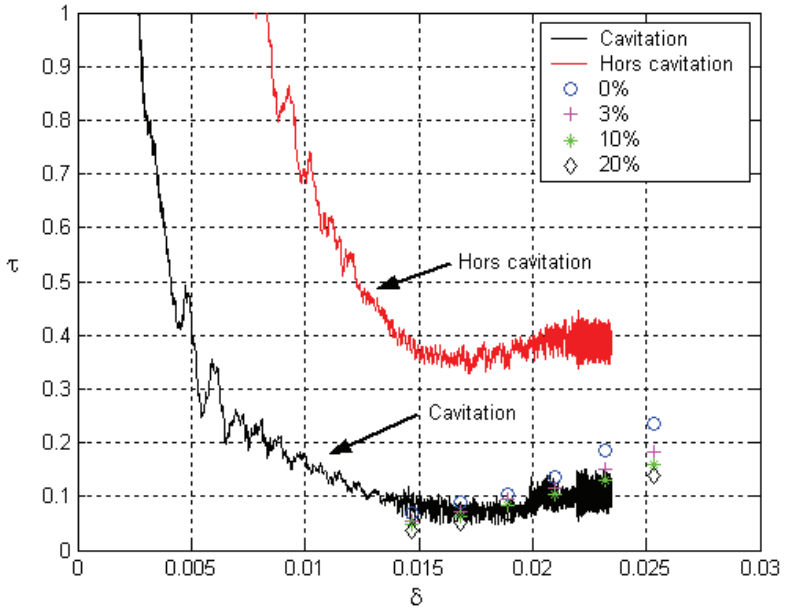


Figure 6-15 : Evolution de τ en fonction du débit durant un démarrage rapide.
Hors cavitation : ω_f=3000 tr/min, Q_f=1,1Q_d
En cavitation : ω_f=3000 tr/min, Q_f=1,1Q_d et σ_f=0,09

Le résultat expérimental de cet essai est présenté sur la figure 6-16. On distingue deux chutes de surpression (t=0,35s et t=0,58s).

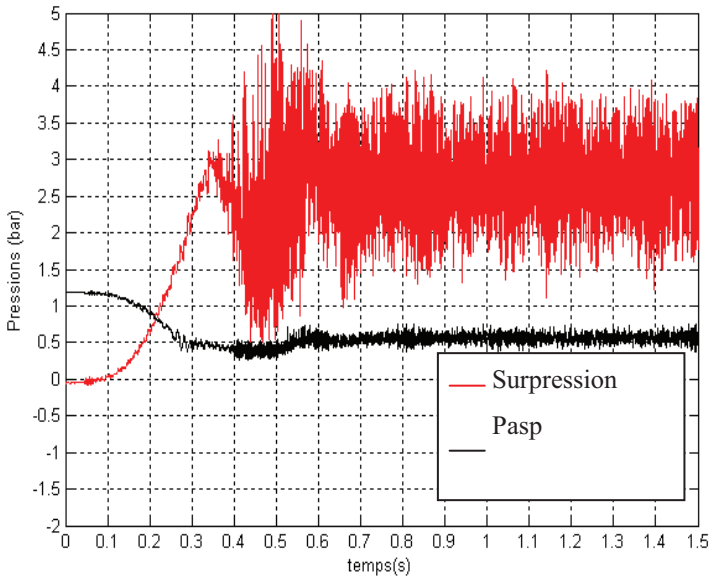


Figure 6-16 : Résultat expérimental

La figure 6-17 compare les évolutions de pression de l'essai en régime cavitant avec celle de l'essai au même débit final, vitesse de rotation finale mais hors cavitation. La chute de surpression en régime stationnaire due à la cavitation est clairement visible.

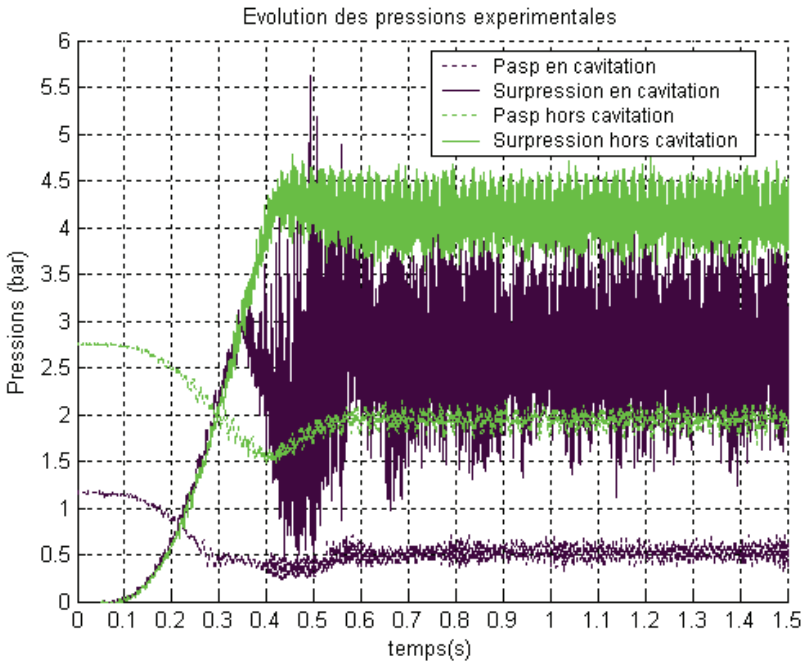


Figure 6-17 : Comparaison des pressions expérimentales dans les cas cavitant et non cavitant

La figure 6-18 présente la surpression expérimentale fournie par la pompe pour l'essai hors cavitation. Elle est comparée à la surpression fournie par le modèle ECE (modèle hors cavitation). La différence entre le modèle ECE et l'expérience est aussi tracée. On constate un décalage temporel entre les deux courbes lors du transitoire (0,1<t<0,5). Ce décalage peut être expliqué par l'ensemble des hypothèses effectuées (imprécision du modèle de glissement pour les faibles valeurs de δ, surestimation des pertes en transitoire, incertitude sur la reconstruction du débit (annexe 5)). On peut noter aussi une légère différence entre les deux résultats quant à la surpression stationnaire (0,2 bar environ). Cela peut être expliqué par l'erreur faite sur la mesure du débit expérimental : lors de la réalisation d'un démarrage rapide, le débit final est donné par le débitmètre électromagnétique, qui possède une incertitude de mesure annoncée à 0,2%. Cependant, les deux débitmètres électromagnétiques installés sur le banc d'essais indiquent des valeurs de débit différentes de 5% environ. Dans notre cas, une différence égale à 0,2 bar entre les surpressions modélisée et expérimentale représente une incertitude sur le débit égale à 7% (du même ordre de grandeur que 5%). Or la modélisation utilise cette valeur de débit pour déterminer la surpression finale. L'erreur expérimentale faite sur la mesure de débit se répercute donc directement sur la modélisation.

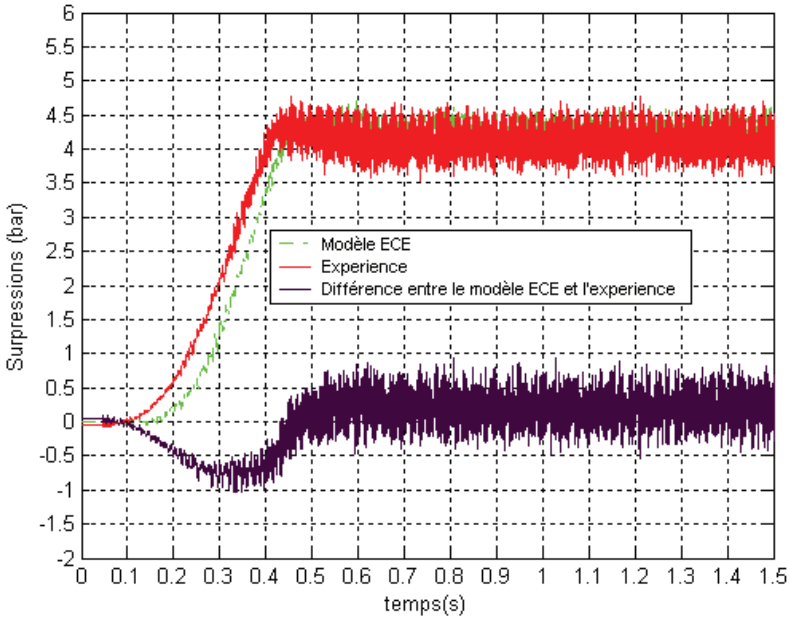


Figure 6-18 : Comparaison des surpressions hors cavitation entre l'expérience et le modèle ECE.

La figure 6-19 montre la surpression fournie par le modèle ECE ainsi que celle fournie par la modélisation en cavitation. Telle que la modélisation en régime cavitant est construite à l'heure actuelle, la surpression en cavitation est égale à la surpression hors cavitation tant que la cavitation n'affecte ni le terme pseudo-stationnaire ni les termes transitoires. Elles sont différentes dès que la cavitation affecte le terme pseudo-stationnaire. Dans le cas présenté, la prise en compte de la cavitation stationnaire est visible à partir de t=0,35 s. Le modèle en cavitation, obtenu à partir de la

modification du terme ΔP_{ps} du modèle ECE suffit à rendre compte qualitativement des deux chutes de surpression qui ont été mises en évidence sur la figure 6-17 et qui caractérisent le type de démarrage rapide en cavitation étudié ici. L'amplitude de la seconde chute et l'instant où elle survient (t=0,58s) sont en accord avec l'expérience. Quantitativement, la seconde chute de surpression est donc correctement décrite par le modèle en cavitation. Cela n'est pas le cas de la première chute, qui est vue tardivement par le modèle et avec une amplitude plus faible que la réalité. Cela signifie que la prise en compte de la cavitation stationnaire ne suffit pas à rendre compte quantitativement de cette première chute. Cette dernière remarque apparaît clairement sur les figures 6-20a et 6-20b sur lesquelles sont tracées les surpressions expérimentale et modélisée (figure 6-20a) ainsi que la différence entre les deux (figure 6-20b).

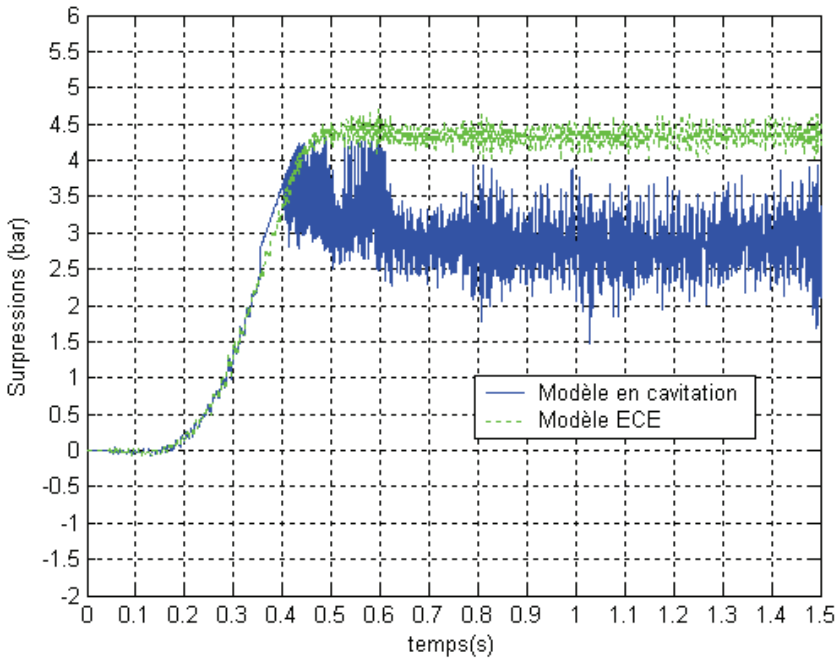


Figure 6-19 : Comparaison des modèles des transitoires de pompe hors cavitation et en cavitation

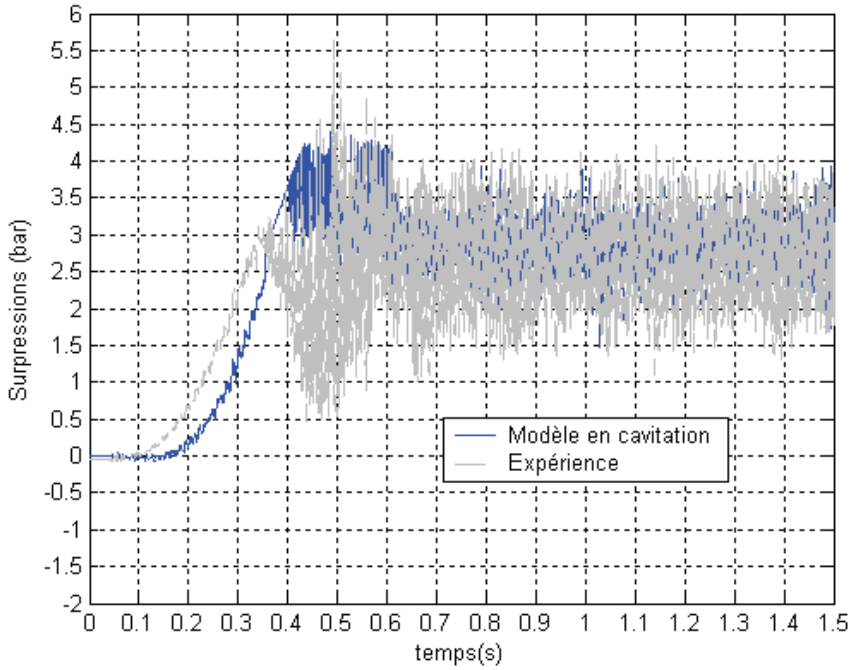


Figure 6-20a : Comparaison du modèle en cavitation avec l'expérience

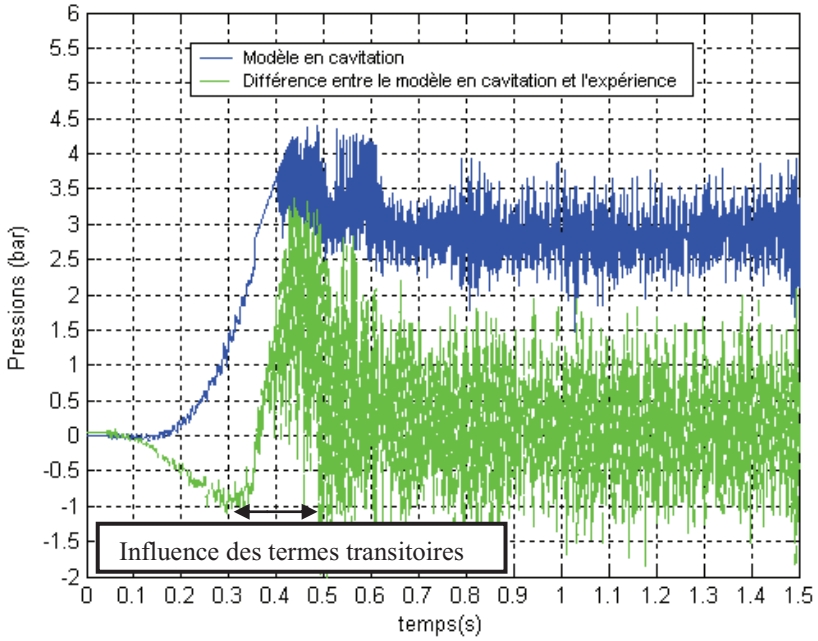


Figure 6-20b : Différence entre les surpressions du modèle en cavitation et de l'expérience

Jusqu'à t=0,35s, le modèle en cavitation est identique au modèle ECE (figure 6-19). A t=0,35s, la surpression expérimentale chute, alors que celle modélisée continue d'augmenter (figure 6-20a). Cela est dû au fait que le point de fonctionnement correspondant n'est pas un point de fonctionnement donnant lieu à une chute de surpression en régime stationnaire comme le montrent les figures 6-21 et 6-22. La figure 6-21 montre qu'à t=0,35s, δ et τ valent respectivement 0,015 et 0,15. La figure 6-22

montre que ce point de fonctionnement est loin de la chute sur la courbe de hauteur stationnaire. La première chute est donc due à des effets transitoires cavitants.

A partir de t=0,35s, la différence change de signe et augmente de manière importante pour atteindre une valeur maximale égale à 2 bar en moyenne à t=0,45s (figure6-20a), ce qui correspond au minimum de surpression atteint lors de la première chute (figure 6-20b). La prédiction du début de la première chute est trop tardive.

Par la suite, la différence diminue continûment pour atteindre une valeur proche de zéro autour de t=0,55s, c'est à dire peu avant la seconde chute de surpression expérimentale. Les figures 6-21 et 6-22 indiquent qu'il y a une chute de performance à ce point de fonctionnement stationnaire. A cet instant, les effets transitoires sont négligeables devant les effets pseudo-stationnaires.

Enfin, la différence s'annule complètement durant le régime stationnaire.

Finalement, l'influence de la cavitation sur les termes transitoires est clairement visible entre t=0,35s et t=0,55s. A partir de t=0,55s, les termes transitoires ont peu ou pas d'influence sur la performance de la pompe.

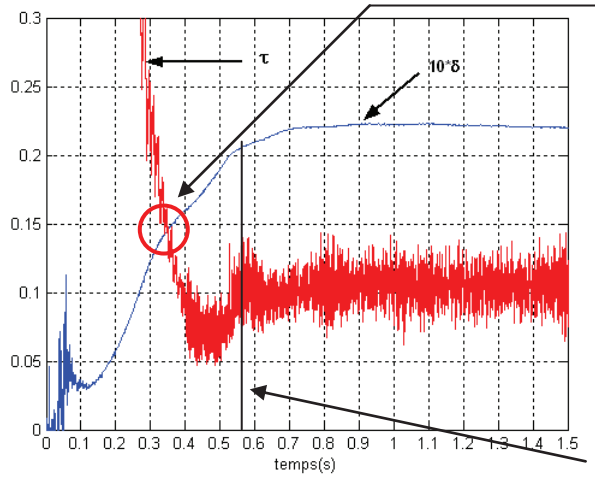


Figure 6-21 : Localisation des débuts de chute sur les évolutions de δ et τ

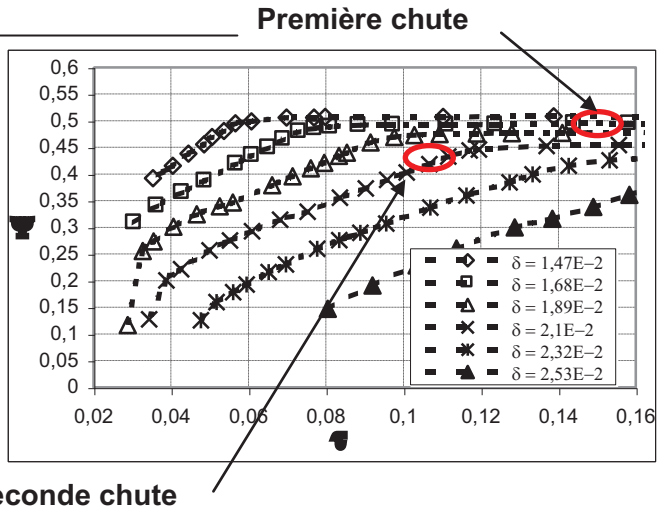


Figure 6-22 : Localisation des débuts de chute sur les courbes de performance

Ce dernier résultat peut être corrélé avec la figure 6-23, sur laquelle on voit que la vitesse de rotation finale est atteinte peu avant t=0,5s, et avec le fait que la deuxième chute (qui survient à t=0,55s) est moins importante que la première, ce qui suppose que les termes transitoires dus à la cavitation (en $\partial\rho/\partial t$) sont en conséquence plus faibles et ont moins d'influence sur la performance globale de la pompe.

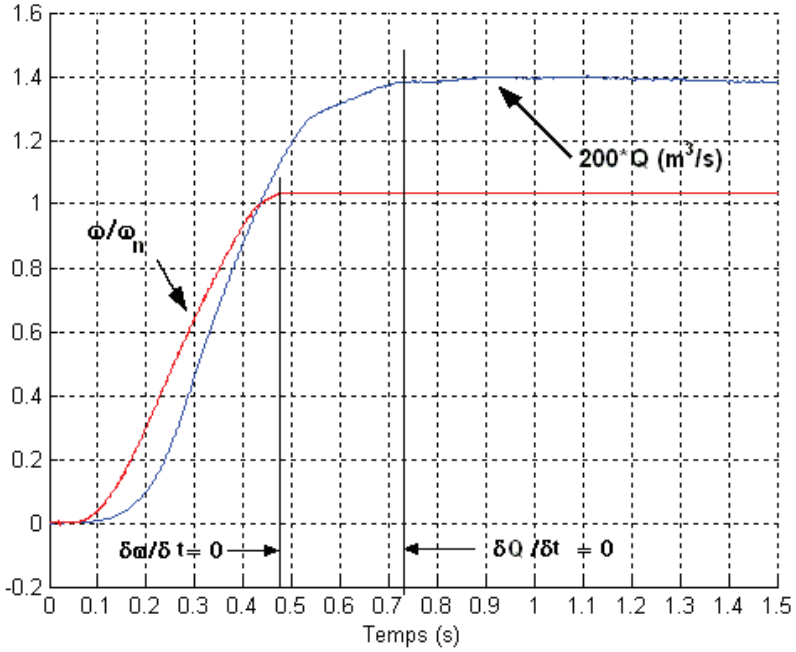


Figure 6-23 : Evolution du débit et de la vitesse de rotation

Conclusion

La prise en compte de la cavitation dans le terme pseudo-stationnaire de l'équation de la surpression fournie par la pompe permet une amélioration significative de la modélisation des démarrages rapides en cavitation. Elle permet une description qualitative correcte du transitoire et une estimation quantitative satisfaisante dès lors que la cavitation n'affecte pas ou peu les termes transitoires. Plus précisément, le démarrage peut être divisé en trois parties :

- Aux premiers instants du démarrage, les termes transitoires sont importants et la pompe ne cavite pas. Le modèle transitoire existant prédit de manière satisfaisante le comportement de la pompe.
- Dans la dernière partie, où la cavitation est développée mais les effets transitoires sont négligeables, le modèle en cavitation prévoit là aussi correctement la performance de la machine.
- Dans la partie intermédiaire, les effets transitoires et la cavitation sont importants et inter-agissent entre eux. Le modèle doit être ici amélioré. L'intégration des résultats d'essais par rayons X dans le modèle des transitoires de pompe en cavitation permettra d'améliorer la prédiction du comportement de la pompe dans cette partie.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

Le thème de recherche sur les démarrages rapides de pompes est traité au Laboratoire de Mécanique de Lille depuis une vingtaine d'années. L'ambition récente du secteur spatial de vouloir rallumer les moteurs des lanceurs en apesanteur explique la prise en compte supplémentaire du phénomène de cavitation.

L'étude réalisée avait deux objectifs : i) analyser le comportement cavitant de la pompe centrifuge durant les démarrages rapides à partir d'essais sur banc, ii) intégrer le phénomène de cavitation dans le modèle de prédiction des transitoires de pompes développé précédemment au LML.

En ce qui concerne le premier objectif, une caractérisation approfondie du comportement d'une pompe centrifuge en régime cavitant a été effectuée, à la fois en fonctionnement stationnaire et lors de séquences de démarrage rapide.

Pour cela, un nouveau banc d'essais équipé d'une pompe identique à celle utilisée à l'ENSAM lors d'études précédentes hors cavitation (Ghélici [11], Picavet [9], Bolpaire [15]) a été conçu. Les principaux résultats de ces auteurs ont été confirmés.

La caractérisation stationnaire de la pompe en régime cavitant a permis d'obtenir plusieurs résultats significatifs. Tout, d'abord, un angle d'attaque négatif du fluide sur les aubages (sur-débit) provoque une cavitation plus néfaste sur les performances de la pompe qu'un angle d'attaque positif (sous-débit). Ensuite, les chutes de performances présentent une bonne similitude en vitesse. Cela permet de limiter la vitesse de rotation finale des démarrages quand cela est nécessaire (campagne de mesures de la fraction volumique de vapeur par rayons X par exemple). Enfin, la roue « supporte bien la cavitation » dans le sens où les chutes de performances ont pu être bien décrites. Cela marque une certaine stabilité du comportement de la roue vis à vis de la cavitation. Ainsi la surpression instationnaire fournie par la pompe en démarrage rapide est moins sensible à toute perturbation de la pression d'entrée ce qui permet d'expliquer en partie la bonne répétitivité des démarrages rapides en cavitation.

Une base de données importante sur les démarrages rapides a été obtenue. Trois comportements différents, en régime cavitant, de la surpression fournie par la pompe ont été identifiés et ont permis la classification des démarrages, selon le point de fonctionnement final visé, en trois groupes : « oscillations basse fréquence », « fluctuations haute fréquence » et « coup de bélier ». Dans l'espace

(σ_f, Q_f/Q_d), ces différents types de démarrages sont regroupés en trois régions bien distinctes. Une analyse physique a été proposée pour chacun de ces trois types de démarrages. Basée sur les évolutions du nombre de cavitation τ, de la vitesse de rotation et du débit, elle a permis d'expliquer la différence de comportement de la pompe dans les trois cas de figure.
Des visualisations de l'évolution du volume de vapeur dans la roue au cours des démarrages rapides en cavitation ont permis de corroborer cette analyse en observant selon les cas, une disparition soudaine des poches de vapeur ou des fluctuations basse fréquence du volume de vapeur contenu dans la roue, et en corrélant ces observations avec les évolutions de la surpression fournie par la pompe.

En ce qui concerne le second objectif, le modèle fonctionnel existant au LML (modèle ECE), qui prédit l'évolution de la surpression fournie par la pompe, a été modifié de façon à prendre en compte les effets de la cavitation durant un démarrage rapide. La surpression modélisée est écrite comme la somme d'un terme pseudo-stationnaire ΔP_{ps} et de deux termes transitoires. Une première évolution du modèle ECE a été effectuée en faisant évoluer le terme pseudo-stationnaire en prenant en compte la chute de performance mesurée en régime stationnaire. Cette modification aboutit aux deux conclusions suivantes : i) la prédiction du comportement cavitant de la pompe lors d'un démarrage rapide est satisfaisante tant que les effets transitoires sont négligeables, ii) le modèle pourra encore être amélioré en faisant évoluer à leur tour les termes transitoires. L'étude analytique menée au début du projet a d'ailleurs permis d'anticiper ce dernier résultat en montrant que la cavitation peut agir de manière importante sur ces termes à travers les variations de la masse volumique du fluide contenu dans la roue au cours du transitoire. Par conséquent, une campagne d'essais par rayons X en collaboration avec le CEA, permettant de déterminer la fraction volumique de vapeur locale dans la roue au cours des transitoires cavitants, a pu avoir lieu peu avant la fin du projet.
Les équations du modèle ECE, pour permettre l'intégration des résultats des essais par rayons X, doivent être modifiées. Ainsi, l'équation de hauteur fournie par la roue et valable dans le cas d'un écoulement instationnaire de fluide compressible en turbomachine est écrite ci-dessous.

Equations pour un écoulement transitoire de fluide compressible :

Le couple fourni au fluide contenu dans la roue s'écrit :

$$C_i = \iint \rho r c_u c_r ds + \frac{\partial}{\partial t}(I_z(t)\omega(t)) - \frac{\partial}{\partial t}\iiint \rho r W_u dV \qquad \text{(E1)}$$

La puissance fournie au fluide contenu dans la roue s'écrit :

$$\Pi i = \iint \int \rho(e + \frac{P}{\rho} + \frac{c^2}{2}) c_r dS + \frac{\partial}{\partial t}\iiint \rho e dV + \frac{\partial}{\partial t}\iiint \frac{\rho}{2\sin\beta} c_r^2 dV + \frac{\partial}{\partial t}(\frac{\omega^2}{2} Iz) - \frac{\partial}{\partial t}(\omega \iiint \frac{\rho \quad r c_r}{\tan\beta} \quad dV) \qquad \text{(E2)}$$

La puissance récupérée par le fluide s'écrit :

$$Q_m E_m = \iint (P + \frac{\rho c^2}{2}) c_r \, dS \qquad \text{(E3)}$$

En combinant les équations E1, E2, E3 tel que Pi=Ci*ω =Q_m E_m +pertes, on obtient l'expression de la hauteur fournie par la roue au fluide :

$$H_{roue} = \frac{E_m}{g} = H_{ps} + \frac{\omega^2}{2gQ_m} \frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho r^2 dV - \frac{1}{gQ_m} \frac{\partial}{\partial t} \iiint \frac{\rho c_r^2}{2\sin^2\beta} dV + \frac{1}{gQ_m} * \frac{\partial}{\partial t}(\omega) \iiint \frac{\rho r c_r}{\tan\beta} dV + pertes$$

avec $H_{ps} = \frac{1}{gQ_m} \left(\iint \rho (u c_u - e) c_r \, dS \right)$ le terme de hauteur pseudo-stationnaire

Le tableau T1 répertorie les expressions de la hauteur en fonction d'hypothèses faites sur les paramètres dont dépend la masse volumique ρ de l'écoulement. Par ailleurs, on fait toujours les hypothèses suivantes : $C_r=f_1(r,t)$, $b=f_2(r)$ et $\beta=f_3(r)$.

ρ(t)	$H_{roue}(t) = H_{ps}(t) + \frac{\pi b (R_2^4 - R_1^4) \omega^2(t)}{4gQ_m(t)} \frac{\partial}{\partial t}\rho(t) - \left[\frac{1}{2\pi g} \frac{\partial Q_v(t)}{\partial t} + \frac{Q_v}{4\pi\rho g} \frac{\partial}{\partial t}\rho(t) \right] \int \frac{dr}{rb\sin\beta} + \frac{1}{g} \frac{\partial \omega(t)}{\partial t} \int \frac{r dr}{\tan\beta} + \xi$
ρ(r,t)	$H_{roue}(t) = H_{ps}(t) + \frac{\pi\omega^2(t)}{gQ_m(t)} \frac{\partial}{\partial t} \int \rho b r^3 dr - \frac{1}{2g\pi} \frac{\partial Q_m(t)}{\partial t} \int \frac{dr}{\rho b r \sin^2\beta} - \frac{Q_m(t)}{4g\pi} \frac{\partial}{\partial t} \int \frac{dr}{\rho b r \sin^2\beta} + \frac{1}{g} \frac{\partial \omega(t)}{\partial t} \int \frac{r}{\tan\beta} dr + \xi$
ρ(r,θ,z,t)	$H_{roue}(t) = H_{ps}(t) + \frac{\omega^2(t)}{2gQ_m(t)} \frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho r^2 dV - \frac{Q_m(t)}{8\pi g} \frac{\partial}{\partial t} \iiint \frac{dV}{\rho b^2 r^2 \sin\beta} - \frac{1}{4g\pi} \frac{\partial Q_m(t)}{\partial t} \iiint \frac{dV}{b^2 r^2 \sin\beta} + \frac{1}{g} \frac{\partial \omega}{\partial}$

Tableau T1 : Expression de la hauteur roue en fonction des hypothèses faites sur ρ

Plus les hypothèses simplificatrices sur la masse volumique sont importantes, plus les termes transitoires seront simples à prendre en compte dans le modèle. Il sera intéressant de déterminer, par comparaison aux résultats expérimentaux, la nécessité de prendre en compte l'une ou l'autre des expressions de ρ dans la modélisation.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] Bolpaire S. (2000), Etude des écoulements instationnaires dans une pompe en régime de démarrage rapide ou en régime établi, Thèse de doctorat. Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, juillet 2000.

[2] Bolpaire S., Barrand J.P., Caignaert G. (2002), Experimental study of the flow in the suction pipe of a centrifugal pump impeller : steady conditions compared with fast start-up. International Journal of Rotating Machinery, 8(3) : 215-222, 2002.

[3] Brennen C. (1994), Hydrodynamics of pumps, Concepts ETI Inc and Oxford University Press

[4] Comolet R. (1963), Mécanique expérimentale des fluides, Tome II : Dynamique des fluides réels, Turbomachines, Masson et Cie

[5] Dazin A. **(2005),** Modélisation des performances globales de pompes centrifuges en régime dévié et régime transitoire. Rapport de contrat - Dossier SERAM N 5023. Décembre 2005.

[6] Dazin A., Caignaert G., Bois G. (2007), Experimental and theoretical analysis of a centrifugal pump during fast starting period. Journal of Fluids engineering, 129, 1436-1444, 2007

[7] Dazin A. (2008), Rapport final de synthèse des connaissances sur les transitoires de turbomachines. Rapport de contrat – Dossier SERAM N°50261. Juillet 2008.

[8] Duplaa S. (2007), Etude du fonctionnement cavitant d'une pompe lors de séquences de démarrage rapide. Rapport de première année de Doctorat– Dossier SERAM N°50241. Février 2007.

[9] Duplaa S. (2008), Etude du fonctionnement cavitant d'une pompe lors de séquences de démarrage rapide. Rapport de deuxième année de Doctorat– Dossier SERAM N°50241. Janvier 2008

[10] Duplaa S., Coutier-Delgosha O., Dazin A., Bois G., Caignaert G., Roussette O., (2008), Experimental study of cavitating centrifugal pump during fast start-up. Communication au 12ème congrès ISROMAC, Etats-Unis, février 2008.

[11] Ghélici N. **(1993),** Etude du régime transitoire de démarrage rapide d'une pompe centrifuge, Thèse de doctorat. Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, septembre 1993.

[12] Lecoffre Y. (1994), La cavitation traqueurs de bulles, Hermès, 1994.

[13] Lefebvre P.J., Barker W.P. (1995), Centrifugal Pump Performance During Transient Operation, Journal of Fluids Engineering, March 1995, vol. 117, pp 123 – 128

[14] Pfleiderer (1955), Die Kreiselpumpen. Springer, Berlin.

[15] Picavet A. (1993), Etude des phénomènes hydrauliques transitoires lors du démarrage rapide d'une pompe centrifuge, Thèse de doctorat de l'Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, décembre 1993.

[16] Picavet A., Barrand J.P.(1996), Fast start-up of a centrifugal pump – Experimental study. Pump congress, Karlsruhe, 1996.

[17] Raffel M., Willert C., Kompenhans J. (1998), Particle Image Velocimetriy, Springer 1998.

[18] Sedille M. (1967) Turbomachines hydrauliques et thermiques , tome 2, Masson et Cie, 1967.

[19] Tsukamoto H., Ohashi H.(1982), Transient Characteristics of a Centrifugal Pump During Starting Period,Transactions of ASME, vol. 104, mars 1982, pp. 6 – 14

[20] Tsukamoto H., Matsunaga S., Yoneda H., Hata S.(1986), Transient Characteristics of a Centrifugal Pump During Stopping Period. ASME, Vol.108, 392-399, décembre 1986.

[21] Tanaka T., H. Tsukamoto (1999), Transient behaviour of a cavitating centrifugal pump at rapid change in operating conditions—Part 1:Transient phenomena at opening / closure of discharge valve. Journal of Fluids Engineering, 121, 841-849, 1999.

[22] Tanaka T., H. Tsukamoto (1999), Transient behaviour of a cavitating centrifugal pump at rapid change in operating conditions—Part 2: Transient phenomena at pump Start-up/Shutdown. Journal of Fluids Engineering, 121, 850-856, 1999.

[23] Tanaka T., H. Tsukamoto (1999), Transient behaviour of a cavitating centrifugal pump at rapid change in operating conditions—Part 3: Classifications of transient phenomena. Journal of Fluids Engineering, 121, 857-865, 1999.

[24] Tsukamoto H, Yoneda H., Sagara K. (1995), The response of a Centrifugal Pump to fluctuating Rotational speed. Journal of Fluids Engineering, 117, 479-484, 1995

[25] Van Den Enden (1992), Traitement numérique de signal, Masson.

[26] Walid H. (2005), Développement d'un système tomographique pour l'étude expérimentale du volume de vapeur présent au sein des turbopompes des machines spatiales, Thèse de doctorat. Institut National Polytechnique de Grenoble, novembre 2005.

[27] Franc J.P. et al (1995), La cavitation-mécanismes physiques et aspects industriels, Presses Universitaires de Grenoble, 1995.

[28] Stutz B., Legoupil S. (2003), X-ray Measurements within unsteady cavitation. Exp. In Fluids, 35(2), 130-138.

[29] Coutier-Delgosha O., Stutz B., Vabre A., Legoupil S. (2007), Analysis of cavitating flow structure by experimental and numerical investigations, Journal of Fluid Mechanics, 578, 171-222

Annexe 1

REPETITIVITE DES DEMARRAGES RAPIDES

Ce chapitre est consacré à l'étude de la répétitivité des essais de démarrages rapides hors cavitation et en cavitation. La mise en place du trigger externe (basé sur l'accouplement de l'embrayage électromagnétique) rend possible cette étude en fournissant une référence temporelle commune à tous les essais.

La répétitivité des démarrages est étudiée au moyen des signaux de pressions, de couple et de vitesse de rotation. Il s'agit de répéter plusieurs fois le même démarrage rapide et de calculer les écarts types absolus (équation A1-E1) et relatifs (équation A1-E2) des signaux de pressions, de couple et de vitesse.

$$\sigma=\sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(xi-\overline{x})^2} \qquad \text{(A1-E1)} \qquad\qquad \sigma_r=\frac{\sigma}{\overline{x}} \qquad \text{(A1-E2)}$$

Où x_i correspond à la valeur de la grandeur physique d'un essai au pas de temps i et $\overline{x}$ correspond à la moyenne des signaux au pas de temps i.

Il faut noter que l'écart type relatif (σ_r) n'est pas adapté pour apprécier la répétitivité sur la phase transitoire. Effectivement, les différentes grandeurs physiques (couple, vitesse, pressions) prennent des valeurs très faibles au début du démarrage ce qui aboutit à des valeurs de σ_r très élevées. Seul l'écart type absolu peut donc rendre compte de la répétitivité du transitoire.

Par ailleurs, appliquer directement les relations précédentes aux signaux bruts haute fréquence n'aurait pas de sens physique : ces signaux présentent du bruit à haute fréquence qui aurait pour conséquence de produire un écart type important non interprétable physiquement. C'est pourquoi, avant le calcul de l'écart type, les signaux sont filtrés sur une fenêtre glissante de durée égale à 20ms (figures A1-1 et A1-2). Cette largeur de fenêtre permet de prendre en compte tous les phénomènes physiques d'une fréquence inférieure ou égale à 50 Hz, comme le passage de roue par exemple, tout en filtrant suffisamment les signaux.

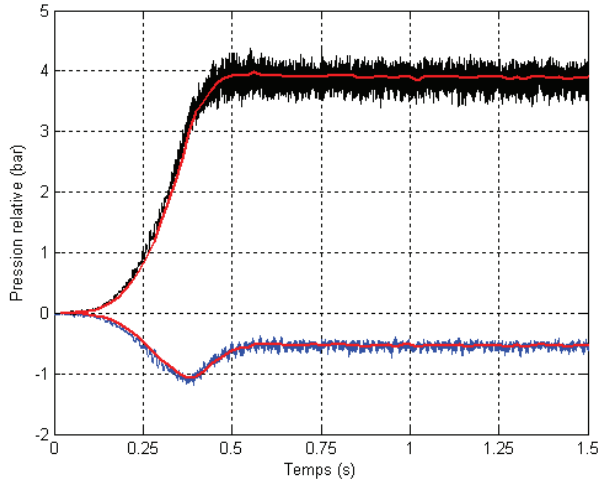


Figure A1-1 : Signaux de pressions bruts et filtrés (Hors cavitation , ω_f =3000 tr/min, Q_f=Q_d)

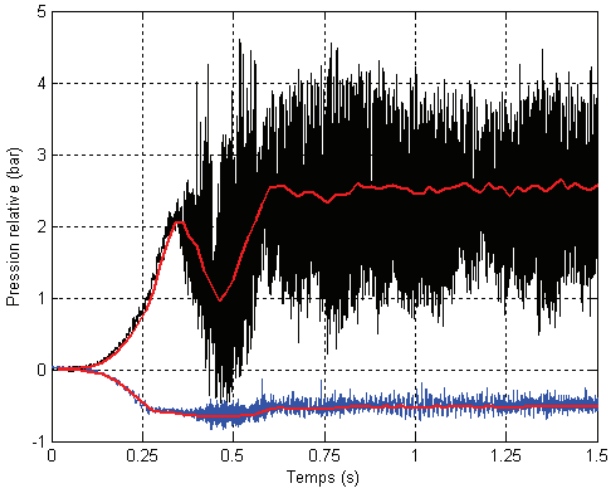


Figure A1-2 : Signaux de pressions bruts et filtrés (En cavitation , ω_f =3000 tr/min, Q_f=Q_d, σ_f = 0,07)

I. Répétitivité des démarrages rapides hors cavitation

Le test de répétitivité dans des conditions sub-cavitantes permet d'évaluer le déterminisme des démarrages rapides. Cinq démarrages rapides tels que ω_f =3000 tr/min et Q_f =Q_d ont été réalisés successivement afin de s'affranchir d'éventuelles variations de température. Un unique réglage du débit final est effectué sur un régime stationnaire.

Les figures A1-3a et A1-3b donnent les évolutions de l'écart type absolu des signaux de couple et de vitesse de rotation.

Pour la vitesse de rotation, on constate que σ atteint une valeur maximale égale à 45 tr/min en fin de démarrage (t=0,4s) puis chute brusquement pour prendre une valeur quasiment nulle constante durant le régime stabilisé.

Pour le couple, σ prend une valeur d'environ 0,15 N.m durant la phase stabilisée ; sur la phase transitoire, σ est environ égal à 0,5 N.m sauf autour de t=0,05s et t=0,4s où on relève des pics dont les valeurs atteignent respectivement 0,7 N.m et 2,2 N.m. Sur la phase stationnaire, on relève un écart type relatif (figure A1-4) égal à σ_r=0,5%.

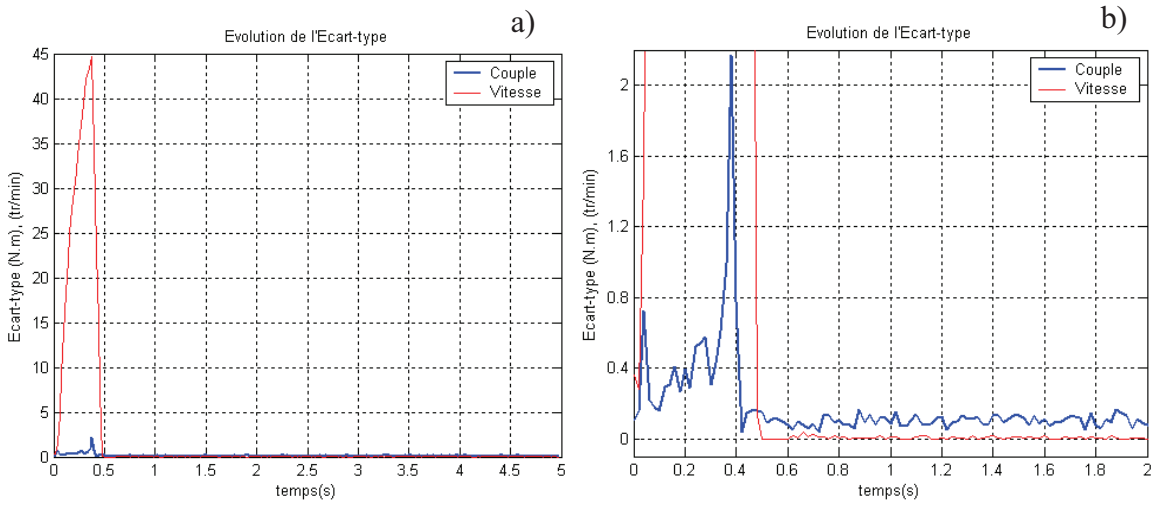


Figure A1-3 : Ecart type absolu des signaux de couple et de vitesse de rotation.
a) Pleine échelle b) Zoom

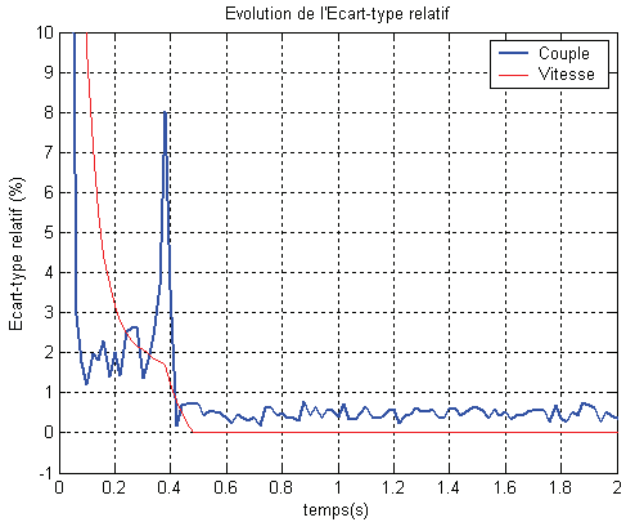


Figure A1-4 : Ecart type relatif des signaux de couple et de vitesse de rotation.

Les valeurs maximales des écarts types constatées autour de t=0,38s peuvent être expliquées par le patinage de l'embrayage. Sur la figure A1-5, on peut observer un décalage temporel de la montée en vitesse ($\Delta t \approx 20$ms en fin de démarrage) sur les démarrages successifs. Les vitesses augmentent jusqu'à une valeur finale identique mais les instants de début et de fin de montée sont différents. Ainsi, l'écart type absolu sur la vitesse de rotation augmente continûment (et avec la même pente) sur [0 ; 0,38] pour atteindre sa valeur maximale puis chute dès que la vitesse de rotation atteint sa valeur finale.

Quant au couple, on rappelle la présence du saut qui est caractéristique des démarrages rapides. Les augmentations aussi soudaines que brèves de la valeur de σ (t=0,05 et t=0,38) correspondent au

moment où le saut de couple a lieu. Ce dernier étant important (C_{max}-C_{st} = 12 N.m) et se produisant sur un laps de temps très court (5ms environ), un faible décalage temporel des signaux de couple contribue de manière importante à la valeur de l'écart type.

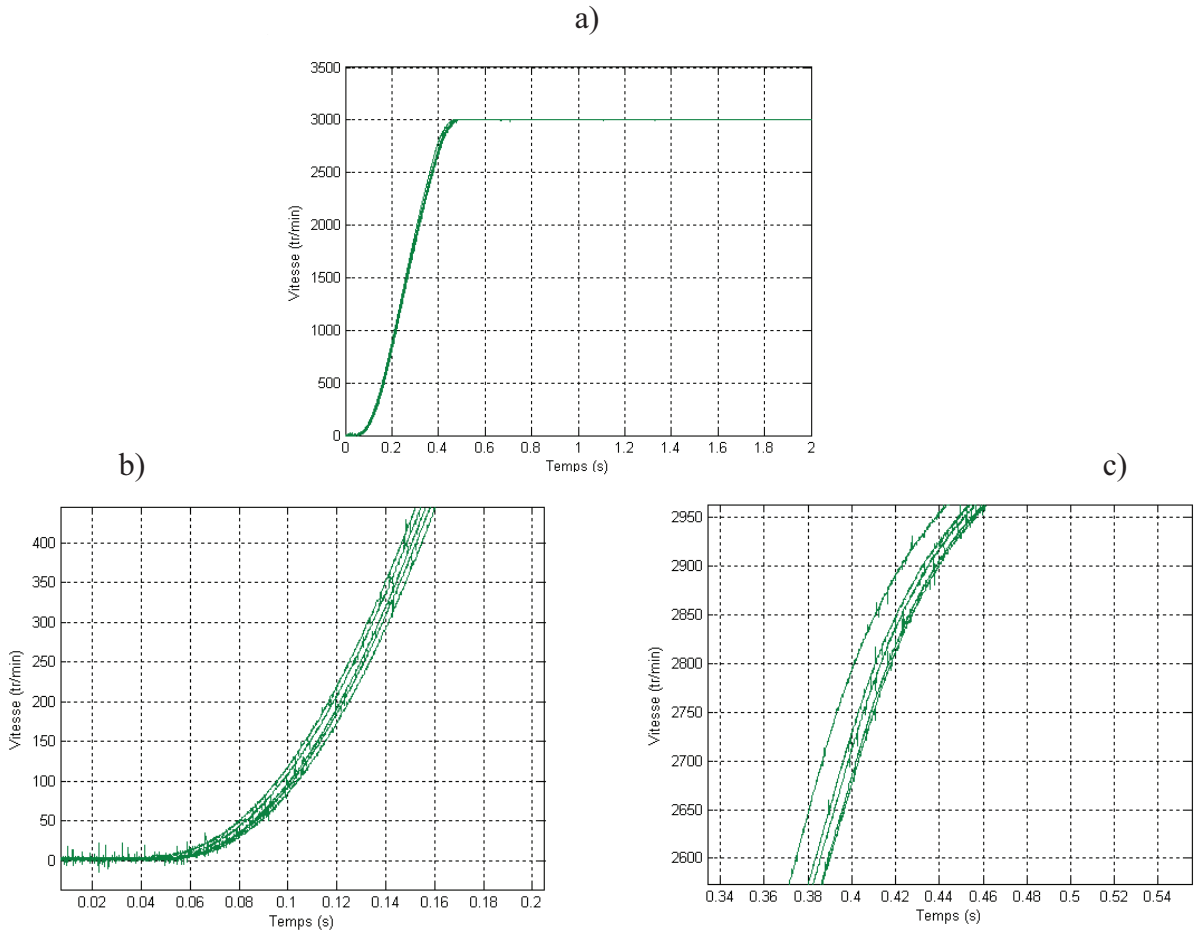


Figure A1-5 : Visualisation du décalage temporel sur les montées en vitesse
a) Pleine échelle ; b) Zoom sur le début démarrage ; c) Zoom sur la fin du démarrage

La figure A1-6 présente quatre montées en vitesse réalisées successivement (essais 1 à 4) et très rapidement les unes à la suite des autres (environ 10 secondes d'intervalle entre deux essais). On constate que les montées en vitesse sont ordonnées et qu'elles sont retardées au fur et à mesure des essais. Le décalage temporel des montées en vitesse est attribué à un effet mémoire de l'embrayage électromagnétique (échauffement) suite à la répétition des démarrages rapides. Espacer suffisamment les essais (2 ou 3 minutes entre chaque essai) permettrait d'éviter ce phénomène ce qui augmenterait la répétitivité des démarrages rapides. Nous ne prendrons pas ici cette précaution afin de maximiser l'écart type et ainsi maximiser l'incertitude de la répétitivité des démarrages rapides.

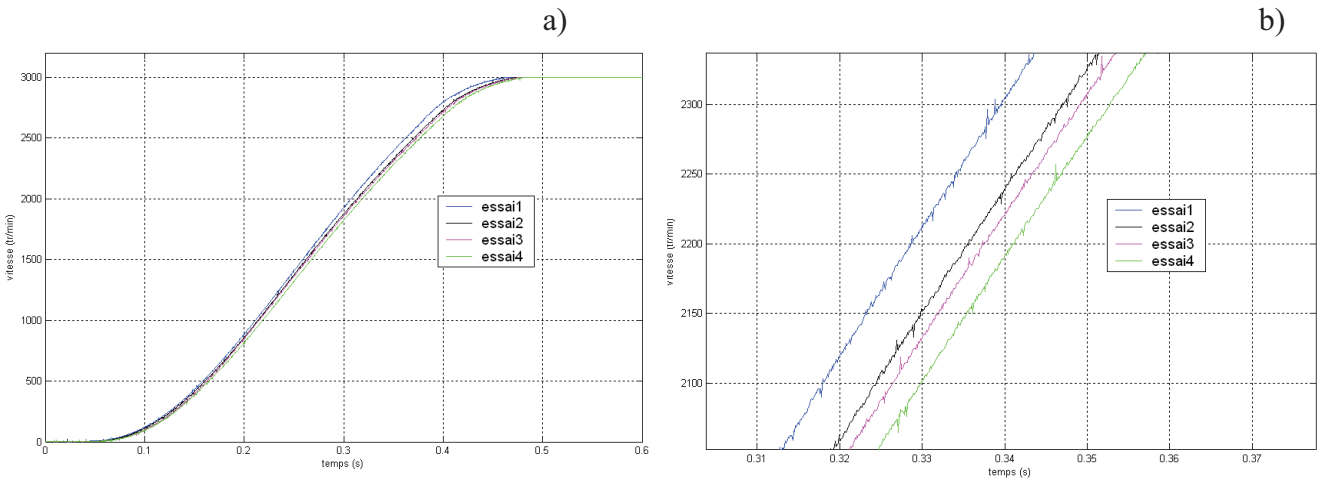


Figure A1-6: Effet mémoire de l'embrayage : a) Pleine échelle ; b) Zoom

La figure A1-7 donne l'évolution des écarts types absolu et relatif des signaux de pression. On constate ici encore autour de t=0,38s un maximal de l'écart type prenant une valeur égale à σ=0,11bar. Pour la pression au refoulement, l'écart type maximum est de 0,03 bar durant le transitoire. En stationnaire σ_r =2% pour Pasp et σ_r =0,5 % pour Pref.

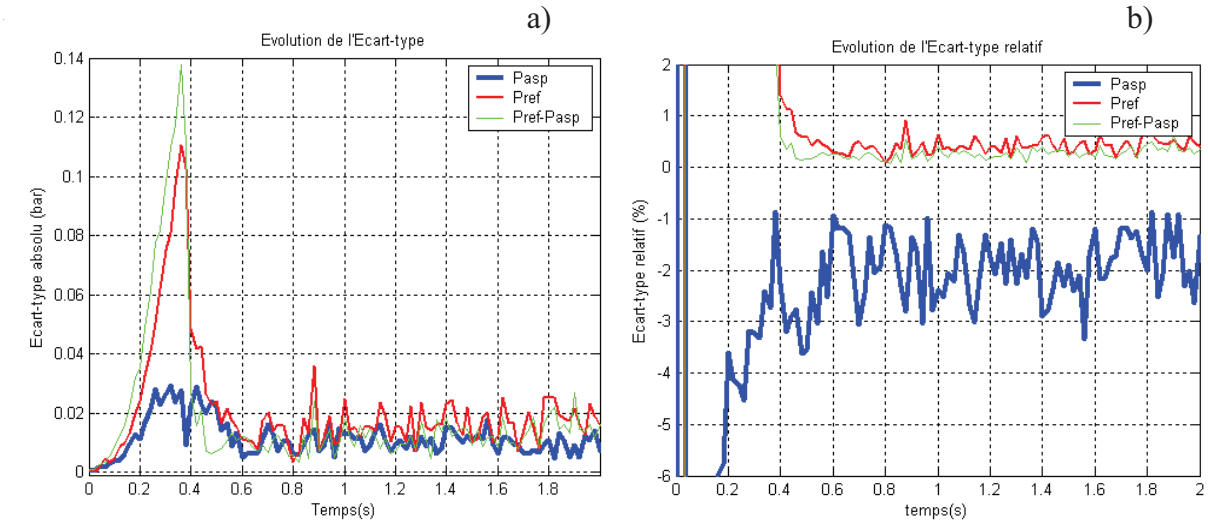


Figure A1-7 : Ecart type a) absolu b) relatif ,des signaux de pression.

II. Répétitivité des démarrages rapides en cavitation

Cinq démarrages rapides tels que ω_f=3000 tr/min, Q_f=Q_d, et σ_f=0,07 ont été réalisés successivement afin de s'affranchir d'éventuelles variations de température ambiante. Un unique réglage du débit final et de la pression amont est effectué sur un régime stationnaire.

Les figures A1-8 et A1-8b donnent les évolutions de l'écart type absolu des signaux de couple et de vitesse de rotation.

Pour la vitesse de rotation, on constate que σ atteint une valeur maximale égale à 22 tr/min en fin de démarrage (0,3<t=0,4s) puis chute brusquement pour prendre une valeur quasiment nulle constante durant le régime stabilisé. Pour le couple, σ prend une valeur d'environ 0,5 N.m durant la phase stabilisée ; sur la phase transitoire, σ est environ égal à 0,5 N.m sauf autour de t=0,4s où on relève un pic dont la valeur atteint 1,3 N.m. Sur la phase stationnaire, on relève un écart type relatif (figure A1-8b) égal à σ_r =1,5%.

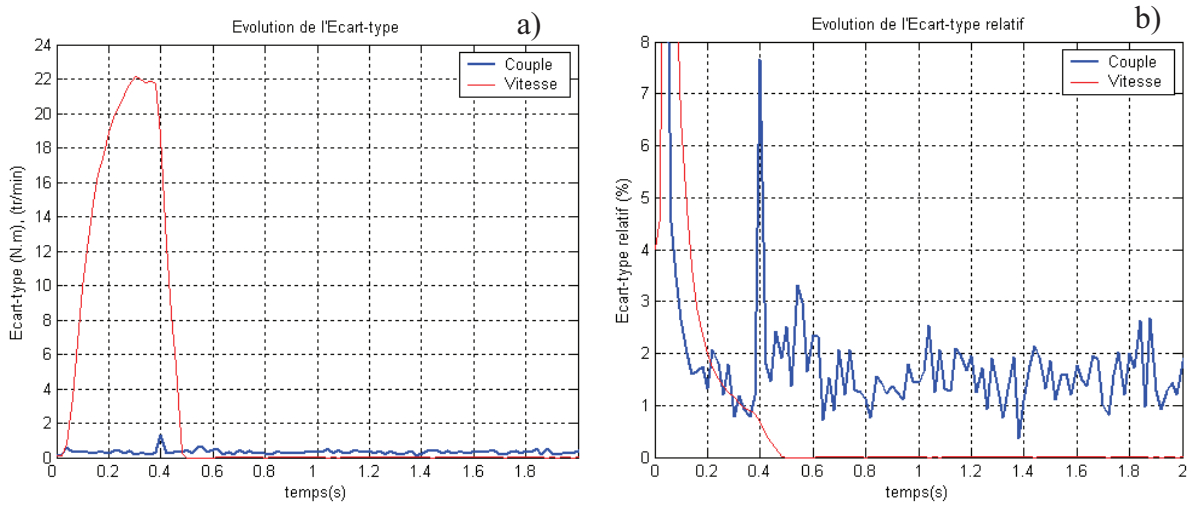


Figure A1-8 : Ecart type a) absolu b) relatif des signaux de couple et de vitesse.

La réduction des valeurs de l'écart type absolu maximal pour le couple et la vitesse de rotation par rapport aux valeurs hors cavitation vient du fait que l'amplitude du décalage temporel des montées en vitesse est ici plus faible. On peut voir la figure A1-9 que le décalage en temps des montées en vitesse est ici de 10ms en fin de démarrage alors qu'il est de 20ms hors cavitation (figure A1-5c). Cela s'explique par un délai plus important laissé entre les essais en cavitation qu'entre les essais hors cavitation.

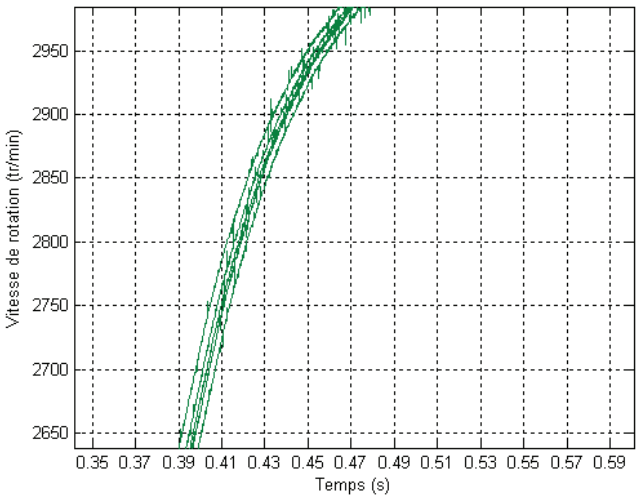


Figure A1-9 : Zoom des montées en vitesse en cavitation

La figure A1-10 donne l'évolution des écarts types absolu et relatif des signaux de pressions. En transitoire, les écarts type sont similaires à des conditions de non cavitation. En stationnaire, l'écart type relatif sur la pression de refoulement est augmenté par rapport à des conditions non cavitantes (σ_r =1,5% en cavitation contre 0,5% hors cavitation)

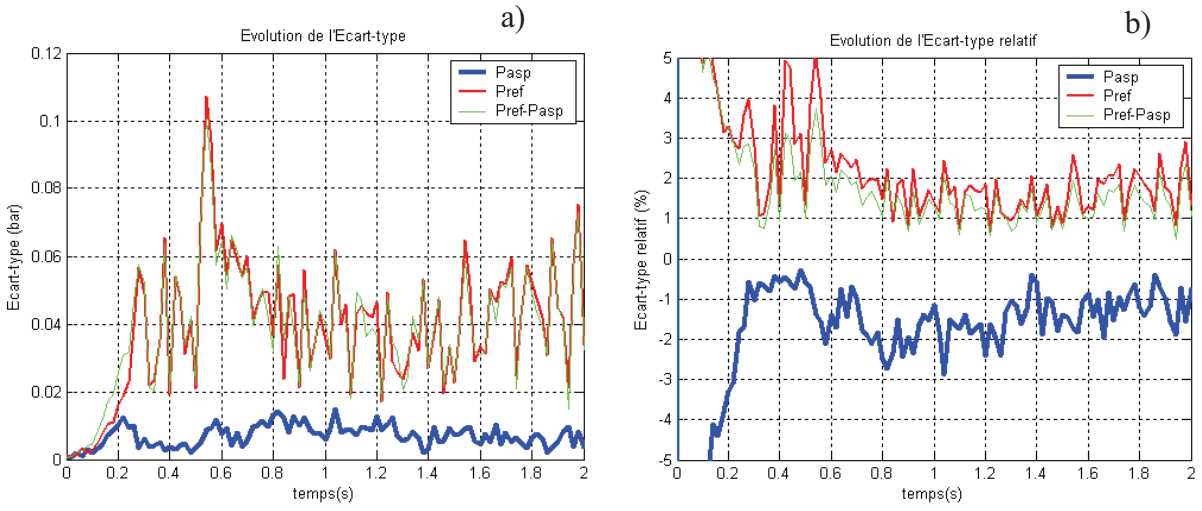


Figure A1-10 : Ecart type a) absolu b) relatif des signaux de pression (en cavitation)

Récapitulatif

La répétitivité des démarrages rapides est synthétisée dans le tableau A1-T1.

	Pasp (bar)		Pref (bar)		C (N.m)		● (tr/min)	
	st	**tr**	**st**	**tr**	**st**	**tr**	**st**	**tr**
Hors cavitation	0,015 (2%)	0,03	0,015 (0,5%)	0,11	0,15 (0,5%)	2	0	45
Cavitation	0,015 (2%)	0,015	0,06 (2%)	0,1	0,5 (1,5%)	1,3	0	22

Tableau A1-T1 : Récapitulatif des tests de répétitivité

Le paramètre principal qui affecte la répétitivité est l'effet mémoire de l'embrayage électromagnétique. Cependant, en négligeant ce paramètre, la répétitivité des démarrages rapides est acceptable. On a pu constater aussi que la cavitation qui se développe dans la pompe lors d'un démarrage a une incidence faible sur la répétitivité. Cela est un résultat important notamment pour des essais par rayons X où plusieurs essais de démarrages rapides pour un même point de fonctionnement final seront nécessaires pour reconstituer une évolution du taux de vide local dans la roue durant le transitoire.

Le tableau A1-T2 récapitule les incertitudes globales des mesures de couple, de vitesse de rotation et de pressions, c'est à dire les incertitudes liées aux capteurs ainsi que celles définies suite aux tests de répétitivité des démarrages rapides.

	Pasp	**Pref**	**Couple**	**Vitesse de rotation**
Hors cavitation	(2,5%)	(1%)	(5%)	1,5%
Cavitation	(2,5%)	(2,5%)	(6,5%)	1,5

Tableau A1-T2 : Incertitude globale des mesures.

Annexe 2

CARACTERISATION ET ORIGINE DU SAUT DE COUPLE

Sur l'ensemble des démarrages rapides réalisés sur DERAP, que ce soit en cavitation ou non, le signal de couple présente une forte augmentation en début de démarrage qui est rattrapée en fin démarrage. Nous l'appellerons « saut de couple ». Il est défini par le rapport C_{max}/C_{st} (rapport entre le couple maximal atteint et le couple stationnaire). Un exemple de signal de couple réduit est donné sur la figure A2-1a.

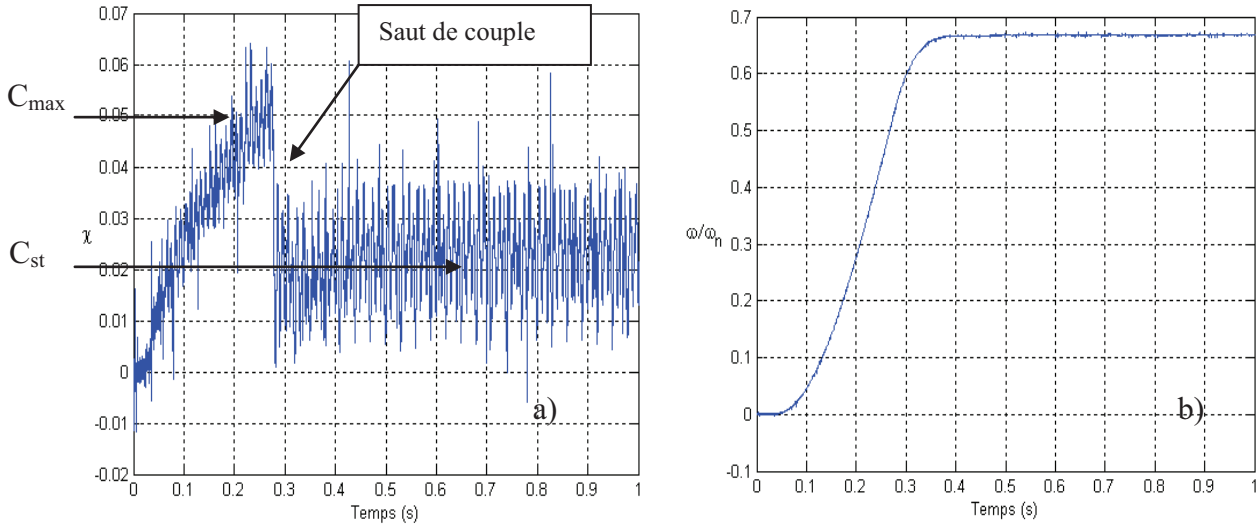


Figure A2-1 : Exemple de signaux d'un démarrage rapide hors cavitation
a) Signal de couple ; b) Signal de vitesse

I. CARACTERISATION EXPERIMENTALE DU SAUT DE COUPLE

Dans un premier temps, une série de démarrages rapides hors cavitation a été réalisée dans le but de déterminer les paramètres (vitesse de rotation finale, débit final, pression amont) influant sur le phénomène.

Les essais effectués afin de déterminer l'influence de la vitesse de rotation finale sur le saut de couple sont reportés dans le tableau A2-T1. Il s'agit de démarrages rapides à différentes vitesses de rotation finales et pour des débits égaux au débit de définition.

La figure A2-2 donne l'évolution du saut de couple en fonction de la vitesse de rotation finale. On constate une forte influence de la vitesse de rotation finale sur le saut de couple. Si le rapport C_{max}/C_{st} est moindre pour les vitesses élevées c'est parce que le couple stationnaire augmente avec la vitesse dans de plus grandes proportions que C_{max}.

essai	P_{amont} (bar)	N_f (tr/min)	Q_f/Qd
4	3	800	1
5	3	1200	1
6	3	1500	1
7	3	2000	1
8	3	2500	1
9	3	3000	1

Tableau A2-T1 : Récapitulatif des essais

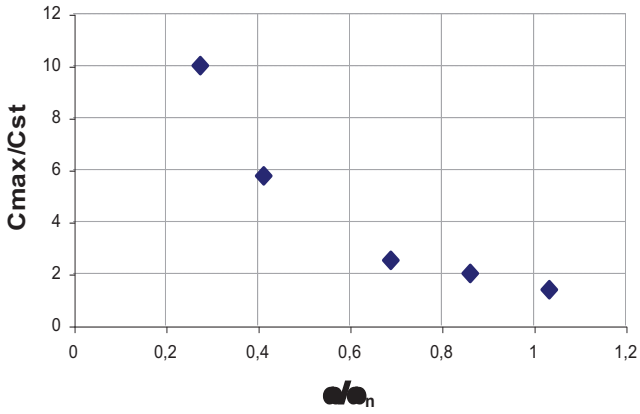


Figure A2-2 : Saut de couple en fonction de ω/ω_n

Pour déterminer l'influence du débit final, six essais de démarrages rapides hors cavitation ont été réalisés pour une vitesse finale de rotation égale à 3000 tr/min et pour une gamme de débit variant de 0,5 Q_d à 1,5 Q_d. Ils sont reportés dans le tableau A2-T2. Sur la figure A2-3, on constate une très légère influence du débit final. Cette influence est négligeable par rapport à celle de la vitesse de rotation finale.

essai	P_{amont} (bar)	N_f (tr/min)	Q_f/Qd
10	3	3000	0.5
11	3	3000	0.7
12	3	3000	0.9
13	3	3000	1.1
14	3	3000	1.3
15	3	3000	1.5

Tableau A2-T2 : Récapitulatif des essais

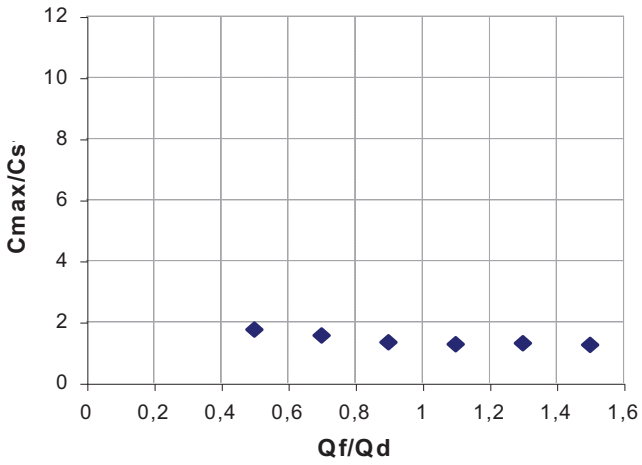


Figure A2-3: Saut de couple en fonction de Q_f/Qd

L'influence de la pression du ballon amont est mise en évidence à partir de démarrages rapides réalisés pour une vitesse de rotation finale égale à 3000 tr/min, un débit final égal à Q_d et pour une pression absolue du ballon amont variant entre 1 bar et 3 bar (tableau A2-T3). Le graphe A2-4 présente les résultats obtenus. Il apparaît que la pression du ballon amont, et donc la cavitation n'a aucune influence sur le saut de couple.

essai	P_{amont} (bar)	N_f (tr/min)	Q_f/Q_d
16	1	3000	1
17	1.5	3000	1
18	2	3000	1
19	2.5	3000	1
20	3	3000	1

Tableau A2-T3 : Récapitulatif des essais

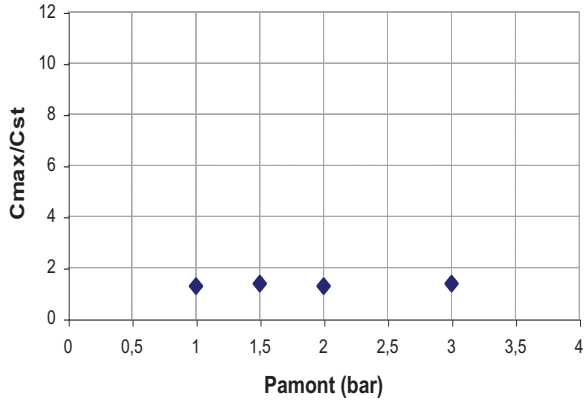


Figure A2-4 : Saut de couple en fonction de Pamont

Finalement, l'ensemble des essais effectués a permis de mettre en évidence l'influence prépondérante de la vitesse de rotation finale sur le saut de couple.

II. INERTIE SOLIDE ET SAUT DE COUPLE

Le couple hydraulique est donné par la relation (A2-E1) suivante (Dazin [6]) :

$$C_{hyd}=\iint \rho r c_u c_r ds+I_{fluide}\left(\frac{\partial}{\partial t}\omega(t)\right)-\rho\left(\frac{\partial}{\partial t}\iiint r W_u dV\right) \qquad \text{(A2-E1)}$$

Le couple mesuré par le couplemètre est égal au couple sur l'arbre, c'est à dire à la somme du couple hydraulique et d'un terme lié à l'accélération d'une partie de la ligne d'arbre (A2-E2). Ce terme est défini comme le produit entre le moment d'inertie (I_p) de la ligne d'arbre située entre la pompe et le couplemètre et la dérivée de la vitesse angulaire.

$$C=\underbrace{\iint_S \rho r c_u c_r dS}_{C_1}+\underbrace{(I_{fluide}+I_p)\frac{\partial \omega}{\partial t}}_{C_2}-\underbrace{\left(\rho\int_{r1}^{r2}\frac{r}{\tan\beta}dr\right)\frac{\partial Q_v}{\partial t}}_{C_3} \qquad \text{(A2-E2)}$$

avec

$$C_1 = \rho R_2 \; Q_v \; (\omega R_2 - \frac{Q_v}{S \tan\beta}) \qquad C_2 = (I_{fluide} + Ip)\frac{\partial}{\partial t}(\omega(t)) \qquad C_3 = (\frac{\rho}{\tan\beta_m})(\frac{R_2^2 - R_1^2}{2})(\frac{\partial}{\partial t} Q_v)$$

Les différents termes C_1, C_2 et C_3 sont alors calculés en utilisant les signaux expérimentaux de débit et de vitesse.

La figure A2-5 présente une comparaison entre le résultat du calcul et l'expérience pour un essai à 2000 tr/min et à Q_d.

On peut voir une très bonne concordance entre le résultat du calcul et l'expérience. Le saut de couple est correctement reproduit. Il apparaît donc que le phénomène est dû à l'inertie de la ligne d'arbre située entre la pompe et le couplemètre. Le couple stationnaire est quant à lui sous-estimé par le calcul. Cela est dû au fait que le calcul ne prend pas compte certains phénomènes physiques comme le couple résistant lié aux frottements.

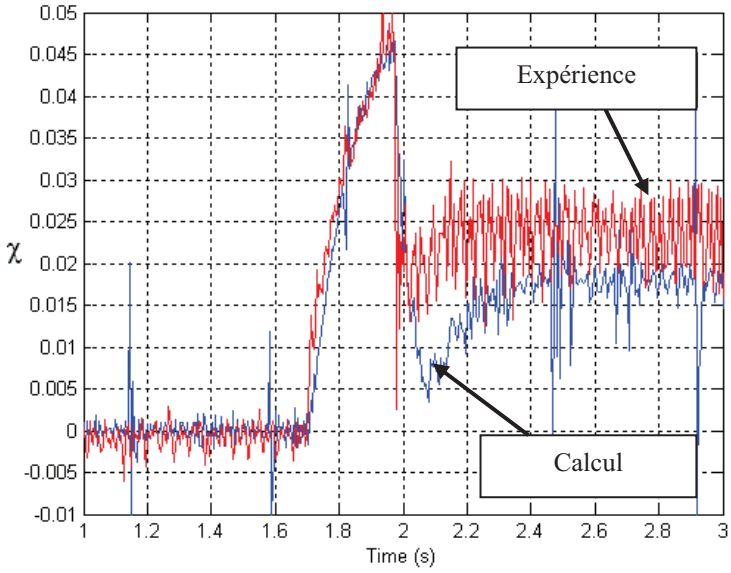


Figure A2-5 : Résultat du calcul effectué à partir de la relation (A2-E2) et comparaison avec l'expérience (ω_f =2000 tr/min et Q_f= Q_d).

La comparaison entre les coefficients de couples (χ) calculé et expérimental obtenus en régime stationnaire et pour différentes vitesse de rotation est reportée sur la figure A2-6. On constate que le couple calculé est en parfaite similitude avec la vitesse de rotation, ce qui n'est pas le cas pour le couple expérimental, comme nous avons pu le montrer précédemment dans ce rapport (chapitre 3). On peut déduire de ce graphe que la non similitude aux faibles vitesses de rotation est due aux phénomènes mécaniques (frottements au niveau des paliers et joints d'étanchéité).

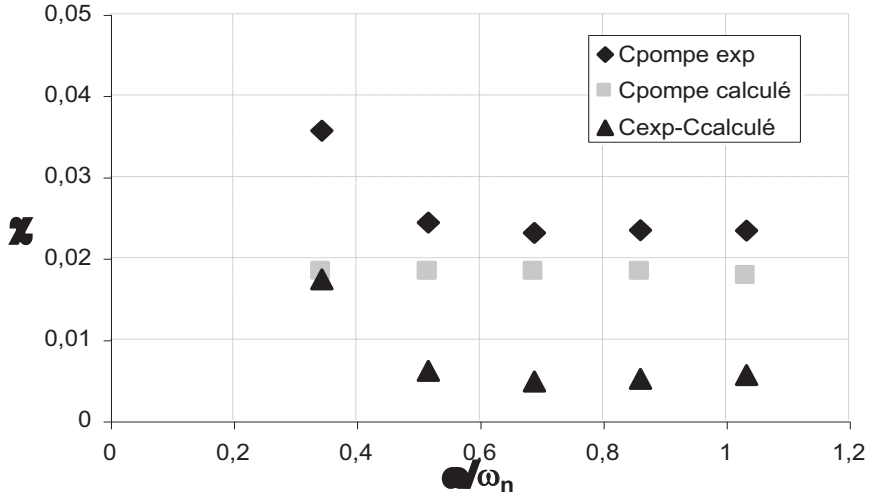


Figure A2-6 : Comparaison du couple calculé et expérimental

II. MODELISATION DE L'EVOLUTION DU SAUT DE COUPLE

Nous avons vu que le saut de couple est dû à l'inertie solide de la ligne d'arbre, c'est à dire que $C_{max}-C_{st}=I_p\,\partial\omega/\partial t$. Ainsi, il est possible de modéliser le rapport C_{max}/C_{st} sous la forme suivante :

$$\frac{C_{\max}}{C_{st}} \approx \frac{C_{st}+I_p\frac{\partial\omega}{\partial t}}{C_{st}} = 1+\frac{I_p\frac{\partial\omega}{\partial t}}{C_{st}}$$

Cette modélisation a été appliquée pour deux séries de démarrages rapides hors cavitation. Les résultats sont comparés aux résultats expérimentaux et reportés sur les figures A2-7 et A2-8.

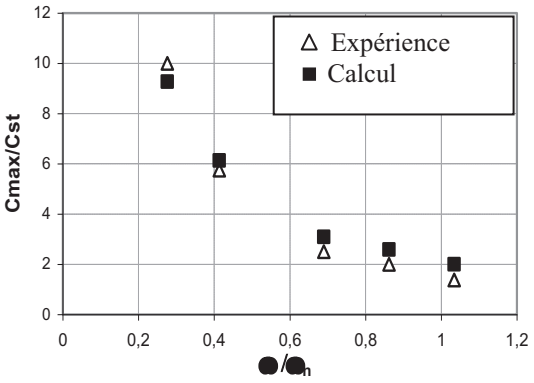


Figure A2-7 : Evolution du saut de couple modélisé en fonction de ω_f/ω_n et comparaison avec l'expérience.

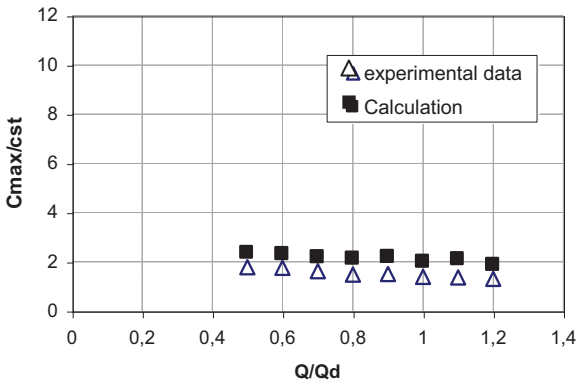


Figure A2-8 : Evolution du saut de couple modélisé en fonction de Q_f/Q_d et comparaison avec l'expérience.

On peut observer que la modélisation donne des résultats proches des résultats expérimentaux. Cela vient confirmer le fait que l'inertie solide est responsable du saut de couple.

Annexe 3

ANALYSE SPECTRALE DES SIGNAUX

Ce chapitre présente une analyse fréquentielle effectuée sur les signaux de couple, de pressions et de vibrations. Il s'agit d'appliquer la transformée de Fourier discrète (A3-E1) qui est l'équivalent discret de la transformée de Fourier continue (Van Den Enden [25]).

$$S(k)=\sum_{n=0}^{n=N-1} s(n)\exp(-2i\pi k\frac{n}{N}) \qquad \text{(A3-E1)}$$

Les essais concernés par cette analyse correspondent à des points de fonctionnement stabilisés hors cavitation et en cavitation. L'objectif est d'une part de comparer les spectres en régime non cavitant avec ceux de la littérature, et d'autre part de caractériser le spectre des signaux obtenus en régime cavitant.

On trouve dans la littérature des résultats d'analyse fréquentielle effectuée sur des pompes fonctionnant dans des régimes non-cavitant. Les fréquences couramment rencontrées sont les suivantes :

- Fr : Fréquence de passage de la roue.

  Cette fréquence a souvent une origine mécanique telle qu'un balourd sur l'arbre ou sur la roue. Elle peut aussi avoir une origine hydraulique.

- Fa : Fréquence de passage des aubages.

  Cette fréquence a quant à elle uniquement une origine hydraulique. Elle est liée au sillage des aubes (interaction roue-volute).

I. ANALYSE SPECTRALE HORS CAVITATION

Les essais hors cavitation sur lesquels a été effectuée l'analyse spectrale sont reportés dans le tableau A3-T1.

ω_f (tr/min)	Q_f/Qd
800	1
1200	1
2000	1
2500	1
3000	0,5
3000	0,6
3000	0,7
3000	0,8
3000	0,9
3000	1
3000	1,1
3000	1.2

Tableau A3-T1 : Essais hors cavitation

Les résultats de l'analyse spectrale relatifs à l'essai hors cavitation, ω_f=3000 tr/min et Q_f=Q_d, sont présentés sur la figure A3-1. L'amplitude est tracée en fonction de la fréquence adimensionnée F/Fr. Une plage de fréquences comprise entre 0 et 6*F/Fr est considérée.

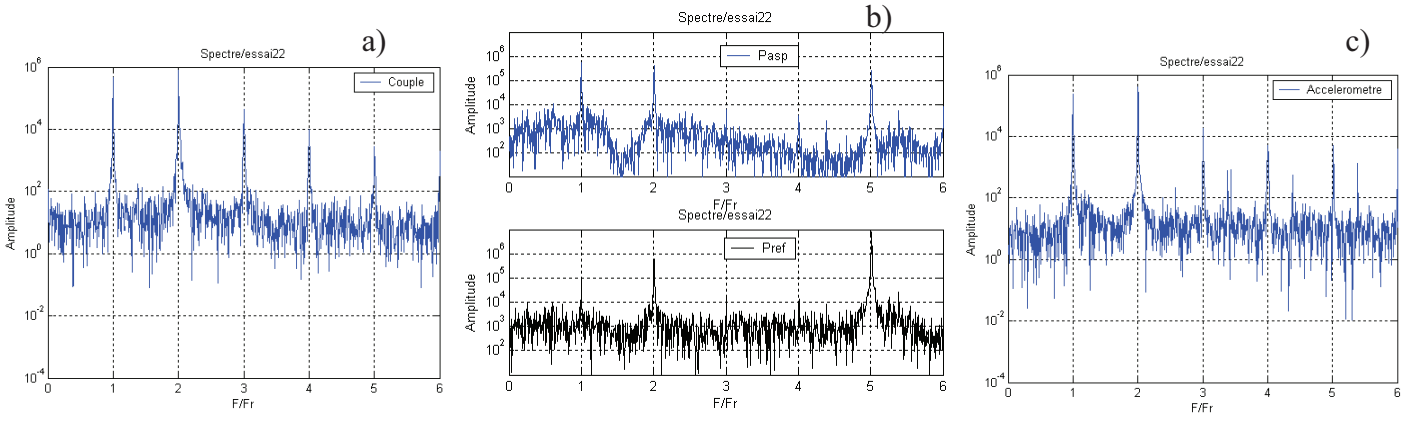


Figure A3-1 : Spectres des signaux a) couple b) pressions c) vibrations.
Essai hors cavitation (ω=3000 tr/min, Q=Q_d)

On peut observer que la fréquence de passage de la roue et celle des aubages sont bien présentes sur tous les spectres. Cela confirme les résultats connus. Par ailleurs différentes harmoniques de Fr sont présentes sur le signal des vibrations (3Fr, 4Fr). On distingue la fréquence 2Fr d'une harmonique car celle-ci peut être, comme présenté sur cet exemple (A3-1a, A3-1c), caractérisée par

une amplitude plus importante que celle de Fr. Une origine mécanique pourrait expliquer cette fréquence : les deux accouplements présents sur la ligne d'arbre peuvent créer deux balourds si la ligne d'arbre présente un léger désalignement ou si les accouplements ne sont pas parfaitement centrés axialement.

La figure A2-2 présente l'évolution des amplitudes de Fr et Fa en fonction du débit et pour une vitesse de rotation égale à 3000 tr/min.

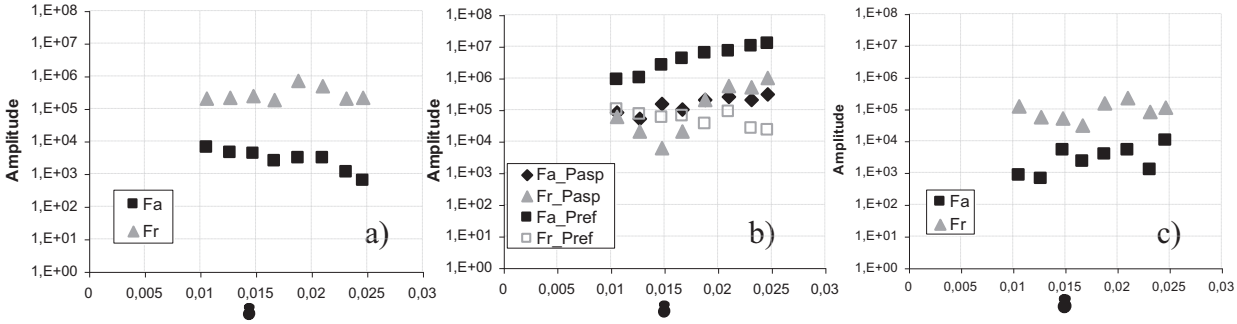


Figure A3-2: Evolution des amplitudes des fréquences Fr et Fa en fonction du coefficient de débit
a) couple ; b) pressions ; c) vibrations
(ω =3000 tr/min)

Sur la figure A3-2a, relative au signal de couple, on constate que la fréquence de passage de la roue est plus marquée que celle des aubages. Par ailleurs on voit que l'amplitude de Fr ne dépend quasiment pas du débit ce qui signifie que l'origine de la fréquence de passage de la roue a une origine mécanique. Quant à la fréquence de passage des aubages, qui est donnée à un niveau plus faible par l'analyse spectrale, elle n'est pas clairement visible sur le signal de couple.

Sur la figure A3-2b, on constate que Fa est plus marquée au refoulement qu'à l'aspiration, ce qui est physiquement cohérent dans le sens où l'information due au passage des aubages devant le bec de volute est moins atténuée vue du refoulement que de l'aspiration (sens de l'écoulement, distance à parcourir). Si on considère la fréquence de passage de la roue (Fr) on constate que Fr_Pref est sensiblement vu de la même manière quel que soit δ alors que Fr_Pasp tend globalement à augmenter. Cela est cohérent avec une origine mécanique de la fréquence de passage de la roue.
On retrouve sur les signaux de pressions certaines des ces fréquences (Figure A3-3). La figure A3-3a représente les signaux des pressions d'aspiration et de refoulement pour un essai hors cavitation tel que ω =3000 tr/min, Q =Q_d. Les figures A3-3b et A3-3c représentent le signal de pression d'aspiration zoomé à des échelles différentes. Sur la première, on peut voir un signal périodique type sinusoïdal. On compte 5 périodes sur 0,1s (par exemple de t=0,98s à t=1,08s) d'où une fréquence de 50Hz, égale à la fréquence de passage de la roue. Sur la seconde, on repère un autre signal type sinusoïdal qui vient

se superposer au premier. Celui ci présente 5 périodes sur 0,02s (par exemple entre t=0,59s et t=0,61s) d'où une fréquence de 250 Hz, c'est à dire 5Fr=Fa.

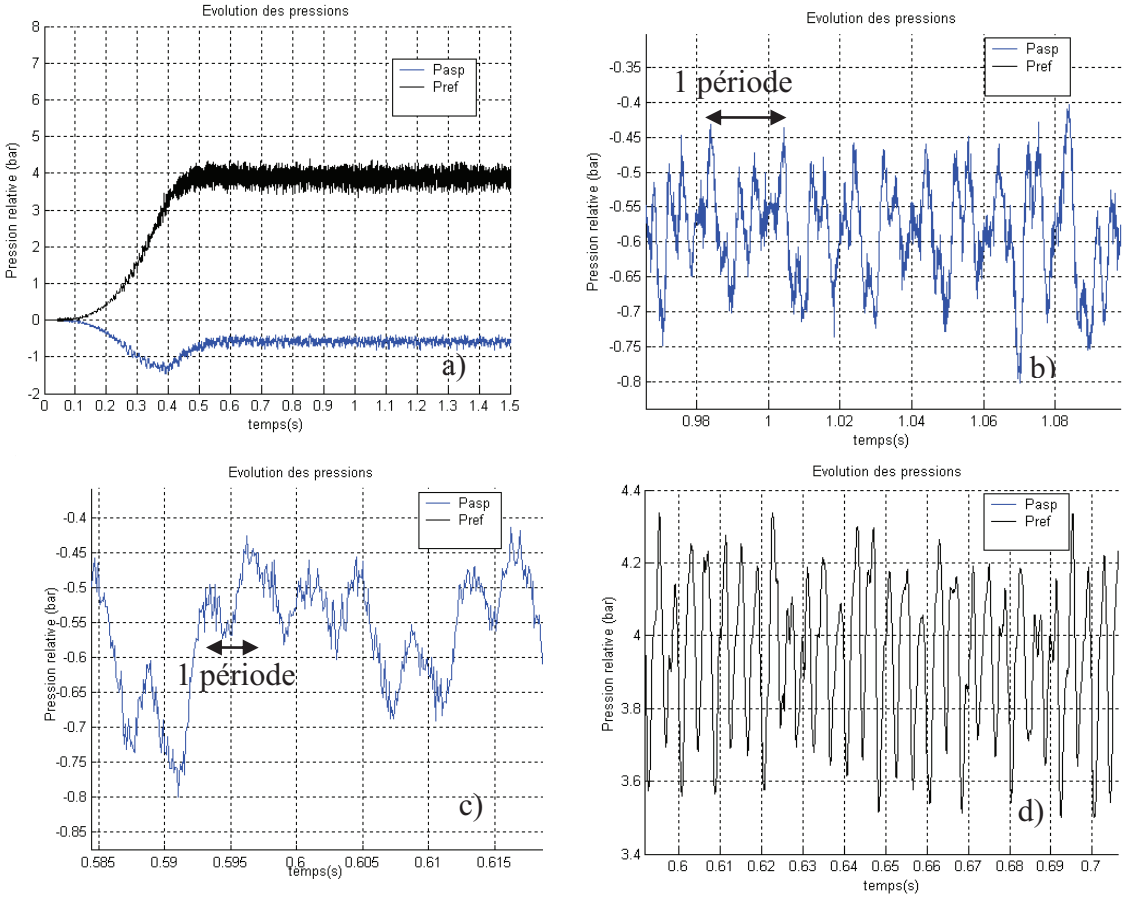


Figure A3-3 : Visualisation de Fr et Fa sur les signaux de pression.
Démarrage rapide hors cavitation ω_f =3000 tr/min, $Q_f=Q_d$.
a) Signaux complets ; b) Zoom sur Pasp ; c) Zoom de Pasp ; d) Zoom de Pref

La figure A3-3d présente le signal de la pression de refoulement zoomé sur l'intervalle de temps [0,6 ;0,7]. On observe ici un signal périodique dont la fréquence est égale à Fa=250 Hz. On note que pour la pression de refoulement aucun graphe n'est présenté à l'échelle du 50Hz car cette fréquence ne peut être clairement identifiée. Cependant, le signal de Pref semble se présenter sous la forme de « paquets d'ondes » de fréquence égale à 50Hz et dont chaque paquet est composé d'un signal à 250 Hz.

Finalement, Fr et Fa apparaissent clairement sur le signal de Pasp, alors que seul Fa apparaît clairement sur le signal de Pref.

En ce qui concerne les vibrations (figure A3-2c), on constate que la fréquence de passage de la roue (Fr=50hz) est prépondérante devant celle des aubages Fa sur toute la gamme de débit considérée.

L'intensité de Fr ne varie que très faiblement en fonction de δ autour d'une valeur moyenne proche de 10^5.

Le graphe A3-4 présente le signal de vibration (zoomé) toujours pour le même essai (hors cavitation, ω =3000 tr/min, Q=Q_d). On peut observer distinctement là encore un signal de type sinusoïdal de fréquence égale à 50 Hz=Fr. On remarque aussi la présence d'une fréquence égale à 100Hz=2Fr. Aucune figure à l'échelle de la fréquence de Fa=250 Hz n'est présentée car cette fréquence n'est pas clairement identifiable. Finalement, on vérifie bien que le signal de vibration est très nettement influencé par Fr (et 2Fr).

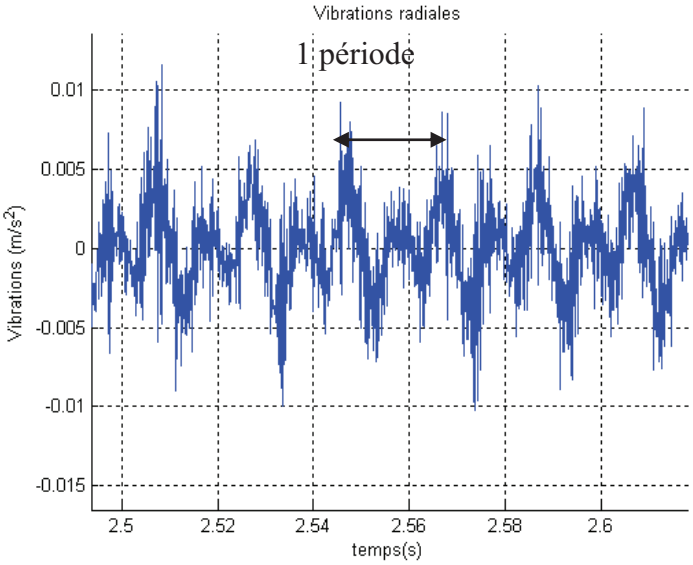


Figure A3-4 : Visualisation de Fr sur le signal de vibrations (hors cavitation ω=3000 tr/min, Q=Qd)

La figure A3-5 représente l'évolution des amplitudes des fréquences Fr et Fa en fonction de la vitesse adimensionnalisée par la vitesse nominaleω/ω_n pour les essais hors cavitation tels que Q=Q_d.

La figure A3-5a montre que, quel que soit le rapport ω/ω_n, la fréquence de passage de la roue est prédominante sur le signal de couple. Ce comportement est à rapprocher de la figure A3-2a.

Le graphe A3-5b montre l'importance, en fonction de ω/ω_n , des amplitudes de Fr et Fa relatives aux pressions. Cette figure est à rapprocher du graphe A3-2a. On remarque par ailleurs ici que ces amplitudes augmentent avec ω/ω_n .

Le graphe A3-5c présente l'évolution des amplitudes de Fr et Fa relatives au signal de vibrations en fonction de ω/ω_n. Un comportement atypique des amplitudes des fréquences est observé. Un maximum de Fa, en phase avec un maximum de Fr pour ω/ω_n=0,4 est visible sur ce graphe. A la vue de ce résultat, la vitesse correspondante (1200 tr/min environ) peut être assimilée à une vitesse critique.

Par ailleurs, l'amplitude de Fr n'est jamais supérieure à celle de Fa sauf pour ω/ω_n= 1,03. On rappelle que pour les essais à 3000 tr/min, la fréquence de passage de la roue est prédominante devant celle des aubages quel que soit le débit considéré (figure A3-2c).

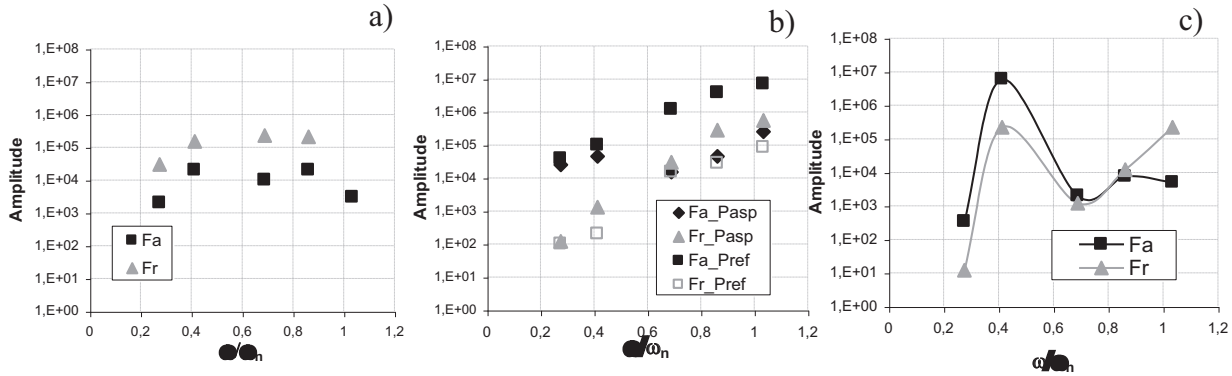


Figure A3-5 : Evolution des amplitudes des fréquences Fr et Fa en fonction de ω/ω_n
a) Signal de couple ; b) Signaux de pressions ; c) Signal de vibrations
(Hors cavitation Q_f=Qd)

II. ANALYSE SPECTRALE EN CAVITATION

L'objectif d'une analyse spectrale des signaux de couple, de vitesse et de pressions est de dégager une ou plusieurs fréquences caractéristiques du fonctionnement cavitant de la pompe en régime stationnaire.

Les essais en cavitation concernés par cette analyse sont répertoriés dans le tableau A3-T2.

σ	Q_f/Qd
0,05	0,7≤Q/Qd≤1,2
0,07	0,7≤Q/Qd≤1,2
0,09	0,7≤Q/Qd≤1,2
0,11	0,7≤Q/Qd≤1,2
0,13	0,7≤Q/Qd≤1,2
0,15	0,7≤Q/Qd≤1,2

Tableau A3-T2 : Essais en cavitation tels que ω=3000 tr/min

La figure A3-6 présente les amplitudes des fréquences Fr et Fa relatives au signal de couple en fonction de δ pour l'ensemble des démarrages rapides en cavitation (ω=3000tr/min ; 0,014<δ<0,026 ; 0,05≤ σ≤ 0,15). On observe que sur toute la gamme de débit considérée et pour toutes les valeurs de σ, Fr et Fa ont des amplitudes très différentes. Ainsi, de la même manière que pour les essais hors cavitation, la fréquence de passage de la roue est plus marquée sur le signal de couple que celle des aubages. Les amplitudes sont d'ailleurs du même ordre de grandeur que pour les essais hors cavitation. Ainsi, certes la valeur du couple diminue avec sigma, mais son signal reste marqué de façon semblable par les fréquences Fr et Fa. Par ailleurs, une évolution claire des amplitudes de Fr et Fa en fonction de sigma, à δ fixé ne peut être dégagée ici.

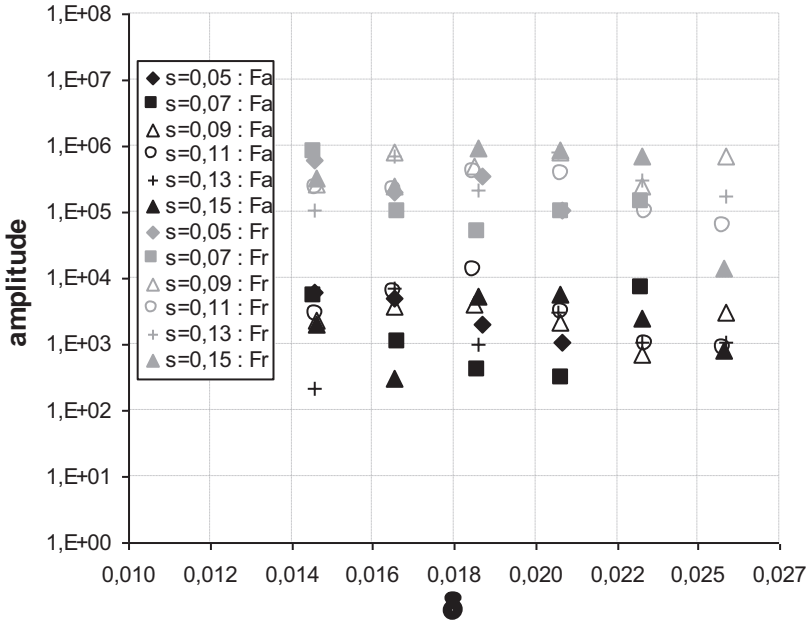


Figure A3-6 : Amplitudes de Fr et Fa sur le couple, en fonction de δ et pour différentes valeurs de σ (Essais en cavitation, ω =3000 tr/min)

Pour la pression au refoulement, on constate que :

- Globalement, les amplitudes de Fa sont plus importantes que dans le cas hors cavitation (figures A3-7 et A3-8a). C'est probablement le résultat de la présence de poches de cavitation.
- A sigma fixé, les amplitudes de Fa dépendent faiblement du débit (figure A3-8a).
- Les amplitudes de Fa sont, comme dans le cas hors cavitation, plus importantes que celles de Fr (figures A3-8a et A3-8b).
- Les amplitudes de Fr sont du même ordre de grandeur que dans le cas hors cavitation (figures A3-7 et A3-8b) et on ne distingue pas ici d'influence nette de sigma (figure A3-8b).

Finalement, on voit ici que Fa est clairement influencée (en amplitude) par la cavitation, alors que fr non. Cela confirme une origine mécanique de Fr.

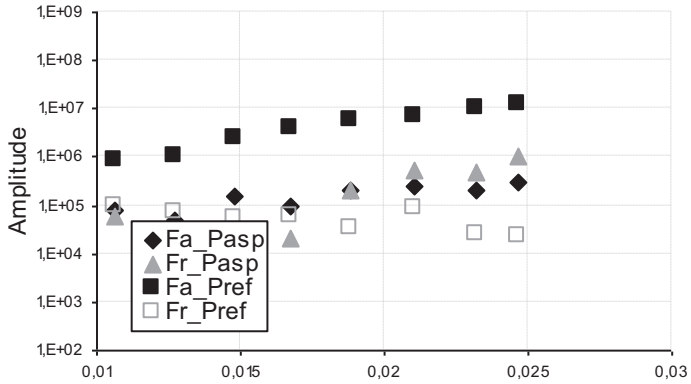


Figure A3-7 : Evolution des amplitudes des fréquences Fr et Fa des signaux de pressions en fonction du coefficient de δ. (Essais hors cavitation ω =3000 tr/min)

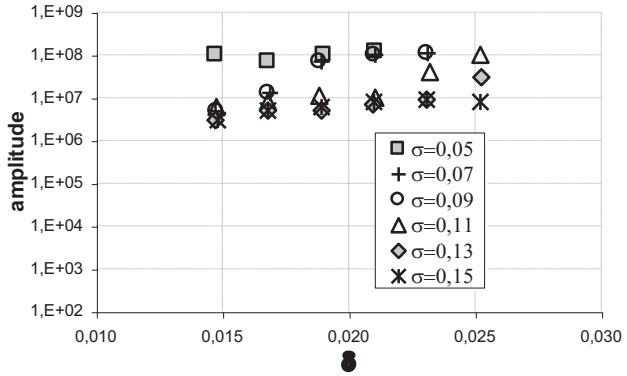


Figure A3-8a : Evolution des amplitudes de **Fa** en fonction de δ pour Pref
(Essais **en cavitation** ω =3000 tr/min)

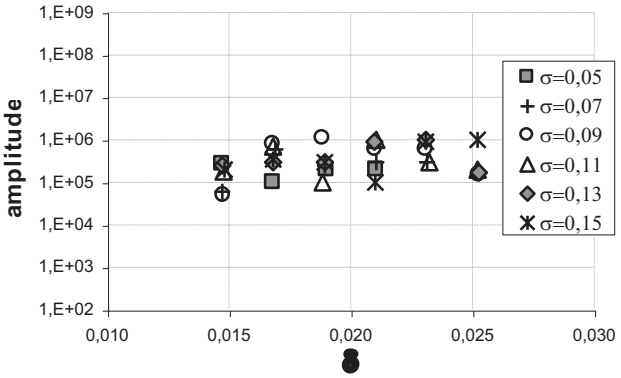


Figure A3-8b : Evolution des amplitudes de **Fr** en fonction de δ pour Pref
(Essais **en cavitation** ω =3000 tr/min)

Pour la pression d'aspiration, on constate :

- Une faible influence du débit sur l'amplitude de Fa (figure A3-9a).
- Que l'amplitude de Fa est globalement plus faible en cavitation qu'hors cavitation (figures A3-7 et A3-9a). Cela vient du fait que l'information vue par le capteur à l'aspiration est atténuée par la présence de vapeur en entrée de roue.
- Pour 0,11≤ σ ≤0,15, l'amplitude de Fr chute pour les débits les plus élevés. Ce phénomène est lié au fait que pour une valeur de sigma donnée, la cavitation est plus développée pour les grands débits (figureA3-10).

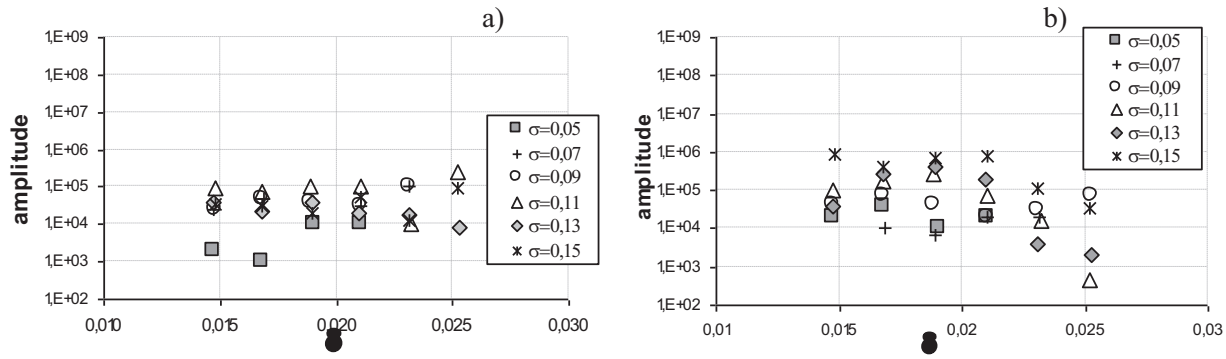


Figure A3-9 : Evolution des amplitudes de a) Fa ; b) Fr en fonction de δ pour la pression d'aspiration. (Essais **en cavitation** ω =3000 tr/min)

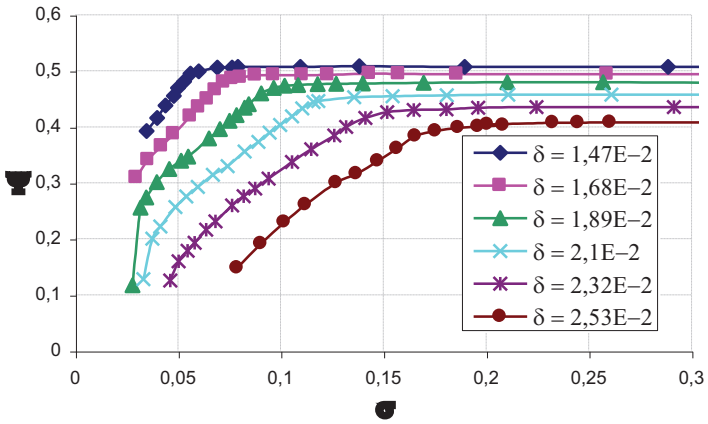


Figure A3-10 : Courbes de chutes de performance (ω_r=3000 tr/min)

Conclusion:

Les résultats suivants pourront être retenus :

- Deux signaux périodiques de fréquences égales à la fréquence de passage de la roue (Fr) et à la fréquence de passage des aubages (Fa) peuvent être visualisés sur le signal de la pression d'aspiration.
- Les signaux de vibrations et de pression de refoulement sont surtout marqués par Fr.
- Hors cavitation, l'amplitude de Fa domine le spectre de Pref. Les spectres des signaux de couple et des vibrations sont quant à eux dominés par Fr.
- Une vitesse critique a pu être mise en évidence expérimentalement autour de $0{,}4\omega_n$.
- En cavitation, on retrouve les mêmes comportements sur la pression de refoulement qu'hors cavitation avec des niveaux supérieurs en général. Sur la pression d'aspiration, les niveaux sont atténués du fait de la présence de poches de vapeur situées entre le capteur et la source du signal. D'ailleurs l'amplitude de Fr sur le spectre de Pasp chute quand le débit augmente, c'est à dire lorsque la cavitation est plus développée.
- Les spectres de couple en cavitation présentent le même comportement qu'hors cavitation (Fr prédominant) et les niveaux sont du même ordre de grandeur.
- Sur les résultats obtenus en cavitation, il est difficile de dégager une influence claire et systématique du nombre de cavitation σ.

Annexe 4

DIMENSIONNEMENT DE LA ROUE EN PLEXIGLAS

Introduction

Dans le cadre de l'étude du « fonctionnement cavitant d'une pompe lors de séquences de démarrages rapides» une collaboration avec le Commissariat à l'Energie Atomique (CEA) a été établie afin de permettre des essais rayons X dans la roue de pompe centrifuge (Chapitre 5). Elle demande un développement technologique important, principalement en ce qui concerne la roue et le corps de pompe. Cette partie est par conséquent consacrée à la conception d'une roue en PMMA et plus particulièrement au dimensionnement des liaisons moyeu / roue et flasque / roue.

I. PRESENTATION DE LA ROUE EN PMMA

Le rouet et le flasque (figure A4-1) ont été usinés en Polyméthacrylate de méthyle (PMMA) par l'entreprise EODA (Nord). Différentes caractéristiques mécaniques de ce matériau sont données dans le tableau A4-T1

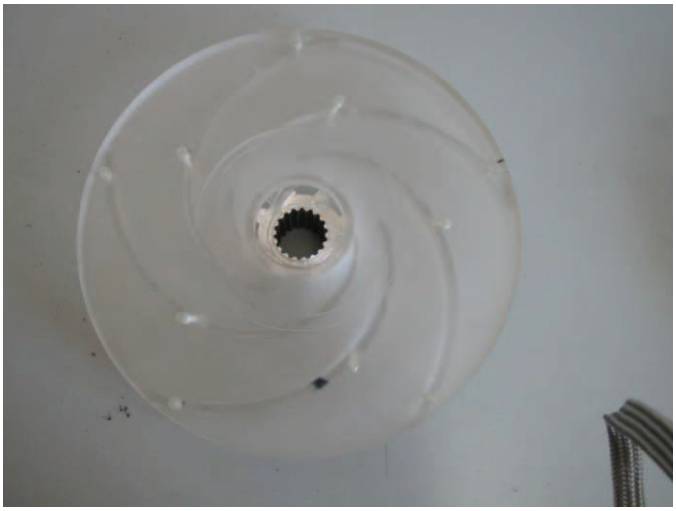


Figure A4-1 : Photographie de la roue en PMMA

	Acier	PMMA
Masse volumique (kg/m^3)	7600	1190
Limite d'élasticité (MPa)	240-400	45
Allongement à la limite élastique		20%
Résistance à la traction à la rupture (MPa)	500-800	80
Module d'Young (MPa)	2.10^5	2000

Tableau A4-T1 : Caractéristiques mécanique du PMMA

Le dessin de la roue est identique à celui de la roue en fortal (alliage d'aluminium) utilisée jusqu'à maintenant et dont les principales caractéristiques géométriques et hydrauliques sont reportées dans le tableau A4-T2.

Géométrie		*Hydraulique*	
Angle d'entrée des aubes	32.2°	ω_n	2900 tr/min
Angle de sortie des aubes	23°	Q_n	23 m^3/h
Nombre d'aubages	5	ΔP_n	4.9 bar
Diamètre d'entrée	38.5 mm	ω_s	0,24
Diamètre de sortie D_2	202.5 mm		

Tableau A4-T2 : Paramètres géométriques et hydrauliques de la roue

II. LIAISON ENTRE LA ROUE ET LE FLASQUE

Afin de concevoir au mieux la liaison entre le roue et le flasque, il convient dans un premier temps d'estimer les efforts de cisaillement et de traction qui lui seront appliqués au cours des démarrages rapides. Il est envisagé de réaliser cette liaison par collage du flasque sur les aubes. La colle cyanoacrylate « loctite 401 » a été sélectionnée car elle est la plus adaptée à nos besoins (collage PMMA/PMMA, contraintes de traction et de cisaillement supportées avant rupture élevées).

II.1. Effort de cisaillement

La contrainte de cisaillement dû au moment de torsion s'exprime par la relation suivante :

$\tau = Mt * r / J$ avec Mt le moment de torsion, J le moment d'inertie et r le rayon.

Le moment d'inertie d'une aube s'exprime par : $J = \iint_s r^3(\theta) dr\, d\theta$ où r dépend de θ car l'aube a une forme de spirale logarithmique. Cependant, en première approche, l'aube sera considérée comme droite, de longueur r et formant un angle θ. Cette hypothèse est forte mais elle a pour conséquence de minimiser l'estimation du moment d'inertie et donc de maximiser celle de la contrainte de cisaillement appliquée. Ainsi, $J=7{,}14 .10^{-7}$ m^4 avec r (m)$\in$ [0,02 ; 0,1] et θ (rad)$\in$ [0 ; $2{,}86.10^{-2}$]. L'angle de $2{,}86.10^{-2}$ rad est déterminé par la relation θ = l/r avec $l=4.10^{-3}$ m (l: largeur de l'aube pour r =0,1m). La contrainte de cisaillement appliquée sur la liaison est due au couple exercé par la roue sur le flasque lors d'un démarrage rapide. Pour un démarrage rapide visant une vitesse de rotation finale égale à 3000 tr/min, le couple exercé est tel que : $C=I_{flasque} * \partial\omega/\partial t = 3{,}74.10^{-2}*314/0{,}4 = 29$ N.m. La contrainte de cisaillement appliquée sur un aubage (la roue comptant 5 aubes) et exprimée à r =0,1m est égale à $\tau_{app} = 29*0{,}1/(5*7{,}14.10^{-7}) = 8{,}1.10^5$ N/m^2 **= 0,8 N/mm^2**

Remarque : le frottement du fluide sur la paroi du flasque n'a pas été pris en compte car considéré comme négligeable.

On cherche désormais à savoir si la liaison roue/flasque peut être réalisée avec la colle cyanoacrylate « Loctite 401 ». La contrainte de cisaillement avant rupture supportée par la colle donnée fabricant est égale à **τ_{supp}= 10 N/mm^2** d'après les données du fabricant. En se basant sur cette donnée, la colle supporte la contrainte de cisaillement imposée lors d'un démarrage. Afin de s'assurer de la résistance de la colle lors des démarrages rapides, des essais de cisaillement ont été réalisés à l'ENSAM sur des éprouvettes en PMMA. On note que les essais de cisaillement réalisés sont comparables à un effort tranchant et non à un effort de torsion, ce dernier n'ayant pu être effectué. Deux éprouvettes en PMMA sont collées sur une surface égale à 6.10^{-2} m^2 . Une masse maximum égale à 200kg a été appliquée sur la liaison, ce qui correspond à une contrainte égale à **3,3 N/mm^2**, sans parvenir à l'arrachement ni à un début de rupture.

Conclusion : Bien que la contrainte de cisaillement appliquée soit maximisée par l'estimation de la longueur de l'aube, l'inégalité suivante est obtenue : **$\tau_{app} < \tau_{supp}$.** Ainsi, le collage du flasque sur les aubes permet à la liaison de supporter la contrainte de cisaillement imposée lors des démarrages rapides.

II.2 Effort de traction

L'effort de traction appliqué sur la liaison roue/flasque provient de la différence de pression s'exerçant de part et d'autre du flasque. Il est difficile d'estimer cette différence de pression. Dans un premier, on considère cette différence est homogène et égale à la surpression fournie par la pompe. Autrement dit, on suppose que la pression en amont du flasque est égale à la pression d'entrée de la pompe et que celle en aval du flasque est égale à la pression de sortie de la pompe. La surpression fournie par la pompe est égale à 5 bar. La contrainte normale appliquée sur le flasque est donc : $\tau_{app} = 5 .10^5$ Pa = 0,5 N/mm^2. En supposant que chaque aubage travaille de la même manière, la contrainte sur un aubage est : $5.10^5 * S_{flasque}/(5 * S_{aubage}) = 5.10^5 * 3.10^{-2}/(5 * 3.10^{-4}) = 10$ N/mm^2. L'aube a été considérée comme rectangulaire, de longueur égale à 0,1m et de la largeur 3mm (moyenne entre la largeur sur la longueur de l'aube).

La contrainte normale maximale supportée par la colle avant rupture est égale à τ_{supp}=10 N/mm^2 (valeur annoncée par le fabricant).
Des essais d'arrachement sur des éprouvettes en PMMA sont alors réalisés afin de vérifier la contrainte normale supportée par la colle annoncée par le constructeur. Deux échantillons de PMMA sont collés sur une surface égale à $S_e=64.10^{-6}$ m^2 (figure A4-2). Alors que le premier échantillon est fixé sur un bâti, on applique une masse sur l'autre échantillon. L'arrachement est survenu pour une masse appliqué égale à 25 kg ce qui correspond à une contrainte [redacted] **4N/mm^2** . On notera que la surface collée n'a subit aucun traitement préalable tel qu'un rainurage ou un sablage.

a) b)



Figure A4-2 : Photographie du dispositif de l'essai de traction sur éprouvette
a) Vue d'ensemble ; b) Zoom sur la surface collée

Finalement, ces essais d'arrachement ont montré une résistance de la colle à la traction plus faible que celle annoncée par le constructeur (4N/mm^2 au lieu de10N/mm^2) et ne supportera pas une pression égale à 5 bar (ce qui représente une contrainte de 10N/mm2) appliquée sur le flasque telle qu'estimée en première approche . Dans l'hypothèse où la liaison entre la roue et le flasque ne serait réalisée que par collage, la tenue de la liaison est assurée si la pression exercée sur le flasque n'excède pas 2 bar.
Cependant, approximer la contrainte normale s'appliquant sur le flasque à la surpression de la pompe est très grossier. Une estimation plus précise est faite et plusieurs précautions sont prises pour assurer la bonne tenue mécanique de la liaison :

- ✓ D'abord la pression en aval de la roue peut être prise à la pression en sortie de roue plutôt qu'à la pression en sortie de pompe. Un code 1D de l'ENSAM permet d'estimer la surpression en sortie de roue égale : ΔP_{roue} =2,8 bar pour ω=2900 tr/min et Q=Q_d et ΔP_{roue} =3 bar pour ω=2900 tr/min et Q=0,43Q_d.
- ✓ D'après les résultats fournis par le code 1D, une vitesse de rotation maximum égale à 2450 tr/min permettrait de limiter la pression exercée sur le flasque à 2bar pour un débit égal au débit nominal. Pour un débit de 0,43 Qd, il faudrait limiter la vitesse de rotation à 2370 tr/min.
- ✓ On par ailleurs peut raisonnablement penser que la pression en amont du flasque est non uniformément égale à la pression d'entrée pompe, notamment au rayons élevés, ce qui a pour conséquence d'abaisser la pression exercée sur le flasque.

- ✓ Afin d'augmenter la résistance à la traction de la liaison, deux vis par aubes sont conservées (au lieu de trois sur la roue en fortal). La vis située au bord d'attaque de l'aube est supprimée car ce dernier n'est pas assez épais et risque d'être endommagé par un perçage.

Finalement la décision est prise de limiter la vitesse de rotation de la pompe à 2500 tr/min.

III. LIAISON MOYEU / PMMA

La liaison entre le moyeu et le reste de la roue en PMMA doit permettre l'entraînement de la roue par l'arbre tout en supportant les efforts de couple associés aux démarrages rapides : $C=I_{solide}\ \partial\omega/\partial t \cong 150$ N.m. Une liaison cannelée est utilisée et dimensionnée de manière à supporter les efforts de couple. Afin de ne pas créer d'efforts de cisaillement trop importants dans la matière PMMA, les cannelures ont une forme circulaire (figure A4-3).

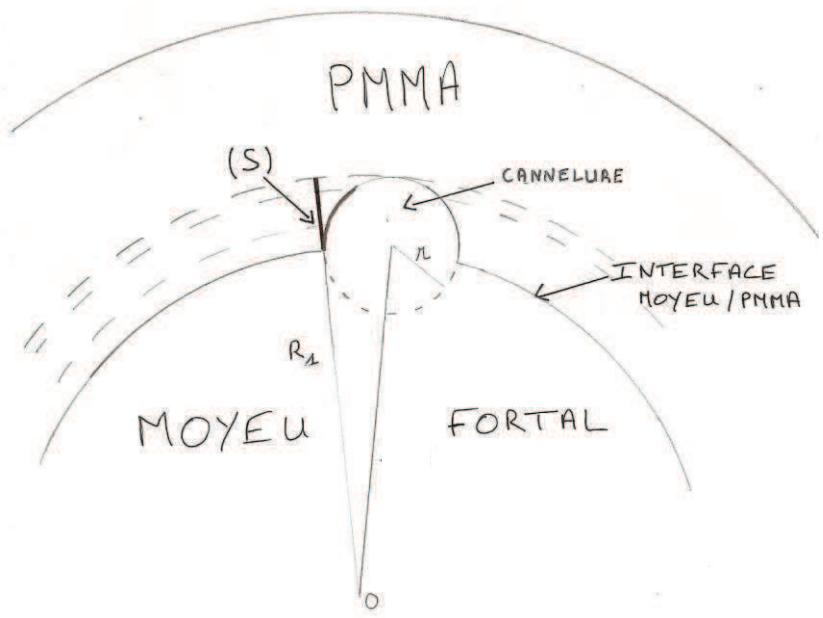


Figure A4-3 : Surface d'application (S)de la force exercée par la cannelure sur le PMMA

La force appliquée sur chaque cannelure à une distance R1 est égale à F=150/(X*R1) N. On suppose les cannelures (solidaires du moyeu en aluminium) comme indéformables. Par ailleurs on considère que la contrainte exercée par la cannelure sur le PMMA est une contrainte normale. La surface (S) d'application de la force est donc le quart de la surface latérale de la cannelure projetée sur

sur le rayon (figure A4-3) : **S=r*H** avec H la hauteur de la cannelure. Ainsi la contrainte normale appliquée par chaque vis est égale à $\tau_{n,app}$= 150/(X*R1) * 1/(rH)[1].

Le tableau A4-T3 donne la contrainte normale exercée par une cannelure sur le PMMA en fonction des paramètres H, r et X (R1=17.10^{-3} m). Notons que la résistance à la traction avant rupture supportée par le PMMA est égale à $\tau_{n,app}$= 80 N/mm^2.

H(m)	r(m)	X	Contrainte (N/mm^2)
0,008	0,002	3	184
0,012	0,002	3	123
0,012	0,004	3	61
0,012	0,004	6	31
0,016	0,004	8	17

Tableau A4-T3 : Contrainte exercée sur le PMMA par une cannelure en fonctions des paramètres H,r,Xen fonction du diamètre et du nombre de tarauds

La dernière ligne du tableau A4-T3 montre qu'il est possible de réduire cette contrainte à 17 N/mm^2, c'est à dire à environ cinq fois moins que la contrainte maximale supportée par le PMMA. Le jeu de paramètres correspondant a été privilégié lors de l'usinage car il permet d'assurer une marge de sécurité suffisante entre la contrainte appliquée et la contrainte supportée.

Conclusion :

Cette annexe présente une estimation de l'ordre de grandeur des efforts exercés sur les liaisons roue / flasque et moyeu / PMMA ainsi qu'un dimensionnement des différentes liaisons. A la vue des résultats obtenus, une liaison roue / flasque réalisée par collage (colle loctite 401) est suffisante pour supportée les efforts de traction et de cisaillement imposés. Par ailleurs une liaison cannelée entre le moyeu et la roue permet de supporter les efforts de couples dus au démarrages rapides.

En pratique, la roue ainsi réalisée a supporté environ 300 démarrages rapides lors de la campagne d'essais par rayons X sans qu'elle soit détériorée.

[1] La prise en compte de la force appliquée à une distance R1 maximise l'estimation de la contrainte sur chaque vis

Annexe 5

RESULTATS DE DEBITMETRIE

I. ESSAIS DE DEBITMETRIE INSTATIONNAIRE AVEC DES DEBITMETRES ELECTROMAGNETIQUES

Deux débitmètres électromagnétiques Krohne Optiflux 4000, équipés d'un conditionneur IFC 300, sont montés sur le banc d'essais au niveau de l'aspiration et du refoulement de la pompe. Un débitmètre à ultrasons est monté en série à l'aspiration de la pompe pour permettre une évaluation de la cohérence des résultats fournis par les débitmètres. Ces débitmètres sont dans un premier temps utilisés afin de régler le débit lors d'essais en fonctionnement stationnaire. Si l'on veut utiliser ces débitmètres pour obtenir les évolutions de débit lors d'un transitoire il faut qu'ils soient capables de fournir des données à haute fréquence. L'objectif est par conséquent d'analyser la réponse des débitmètres électromagnétiques et de quantifier leur capacité à fournir des signaux à haute fréquence.

I.1 Obtention d'un signal de débit continu

Afin de bénéficier de hautes fréquences d'échantillonnage du débitmètre, la sortie « fréquence » est utilisée sur conseils du constructeur. Cette sortie, contrairement à la sortie « courant » qui est limitée à 8,3 mesures par seconde, permettrait une fréquence d'échantillonnage élevée.

Deux options de sortie « fréquence » sont offertes :

- L'une pour laquelle le signal de sortie est une fréquence image du débit mesuré (par exemple 200 Hz pour 20 m^3/h).
- Une seconde, qui est ici utilisée, pour laquelle le signal de sortie se présente sous la forme d'impulsions par unité de volume. A ce niveau il nous a fallu travailler en « mode passif » avec une alimentation externe. Cette alimentation alimente alors le débitmètre et est calibrée pour fournir des impulsions d'amplitude maximale égale à 10V afin d'être compatible avec le système d'acquisition de données (les cartes d'acquisition ne supportant pas une tension supérieure à 10V).

Un exemple de signal échantillonné à 10 kHz via Labview est présenté sur la figure A5-1.

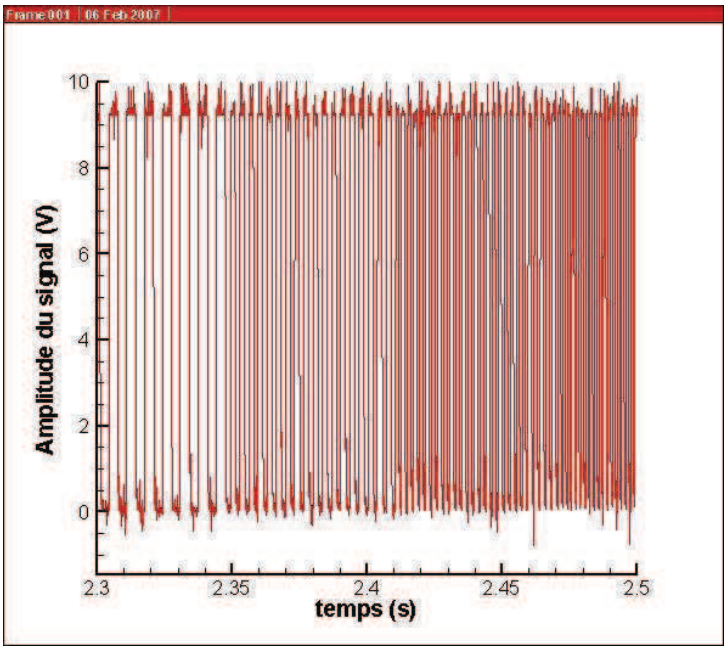


Figure A1-1 : Exemple de signal délivré par l'Optiflux

Le nombre d'impulsions par unité de volume est défini par l'utilisateur.

A partir du signal obtenu, un traitement est nécessaire pour obtenir les évolutions du volume et du débit en fonction du temps. Ce traitement est opéré sous MATLAB. L'évolution du débit est obtenue à partir de celle du volume par différence finie. A ce niveau nous obtenons des évolutions discrètes du volume et du débit en fonction du temps. Un lissage de chacune d'elles sous Matlab permet d'obtenir des évolutions continues. Le schéma A5-2 suivant synthétise la démarche utilisée.

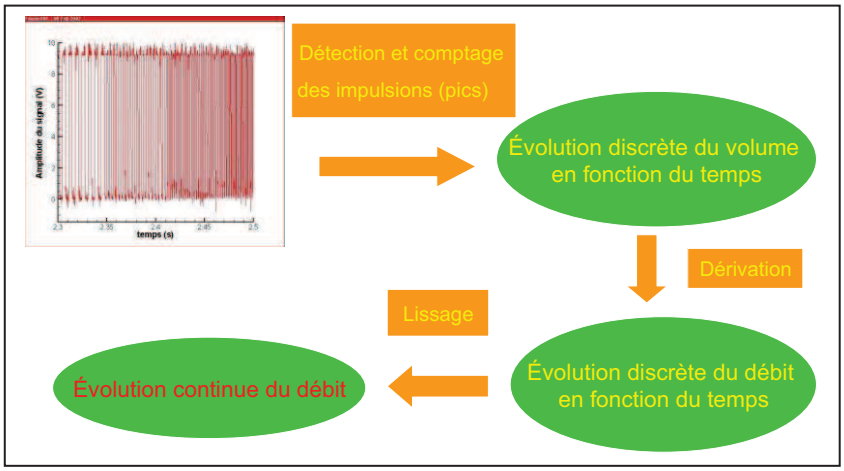


Figure A5-2 : Principe du post traitement pour le débit

Les résultats obtenus sont présentés sur la figure A5-3 pour un démarrage rapide dont les caractéristiques sont les suivantes :

- Démarrage rapide en circuit fermé
- P_{asp} = 2 bar
- Qv = 15 m^3/h environ
- ω_f = 1150 tr/min environ
- Tous les débitmètres sont réglés sur 300 impulsions/l
- fréquence d'échantillonnage Labview = 20 kHz

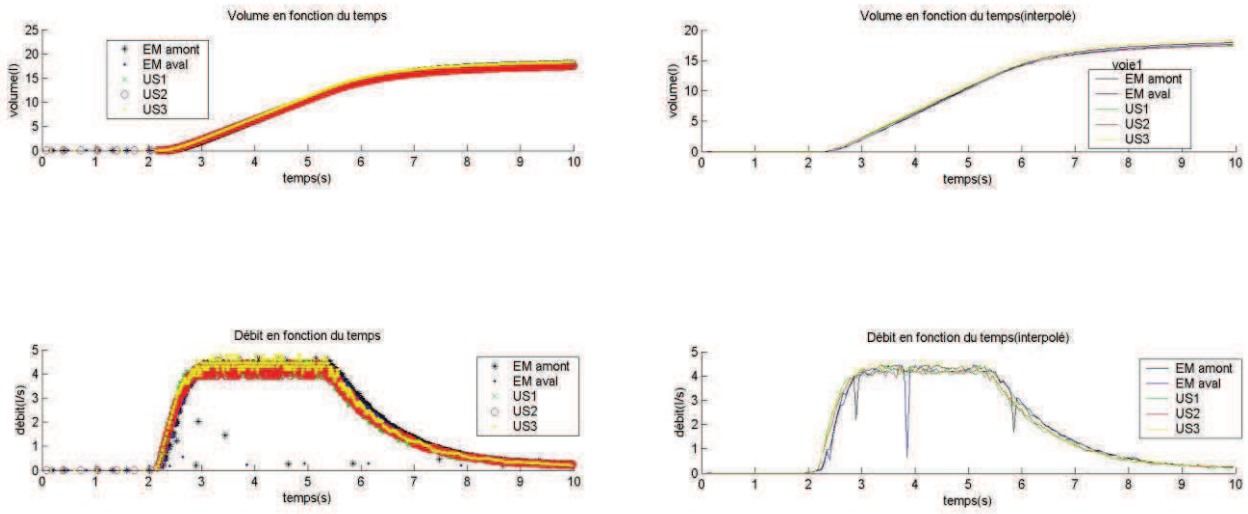


Figure A5-3 : Evolutions temporelles du volume et du débit

Les graphes situés à gauche de la figure A5-3 représentent les évolutions discrètes et ceux de droite les évolutions continues obtenues après lissage.
On peut constater la bonne concordance des résultats fournis par les débitmètres électromagnétiques et à ultrasons.

I.2 Rapport des fréquences d'échantillonnages

Supposons que le produit du nombre d'impulsions par unité de volume et du débit représente une fréquence Fd qui peut être représentative du signal du débitmètre.
Selon le théorème de Shannon, il est nécessaire d'échantillonner un signal continu à une fréquence F_L au moins deux fois supérieure à celle de ce signal afin de ne perdre aucune information (Van Den

Enden [25]) Or comme la figure A5-1 le montre, le signal renvoyé par le débitmètre électromagnétique se présente sous la forme d'un signal carré où chaque créneau est définit par quatre points. Pour prendre en compte le signal du débitmètre sans perdre d'informations il faut prendre en compte la forme du signal. La fréquence d'échantillonnage du système d'acquisition Labview F_L doit donc être au moins supérieure à 4*2=8 fois la fréquence Fd du débitmètre.

On définit le rapport des fréquences d'échantillonnages $F = F_L / Fd$

Les figures A1-4, A1-5 et A1-6 correspondent à des essais stationnaires et montrent l'influence de ce rapport sur les signaux :

Les voies 1 et 2 font référence aux deux débitmètres électromagnétiques (EM) ; la voie 3 correspond au débitmètre à ultrason (US).

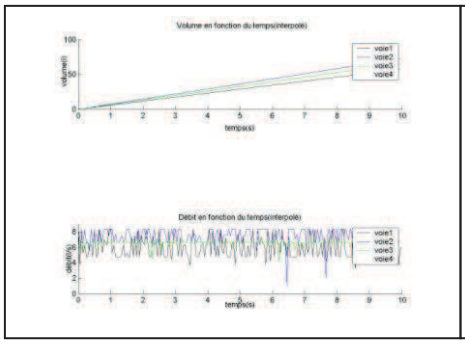


Figure A1-4 : F = 5

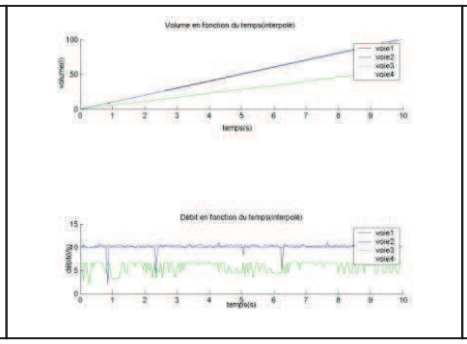


Figure A1-5 : F = 10 : EM
F = 5,5 : US

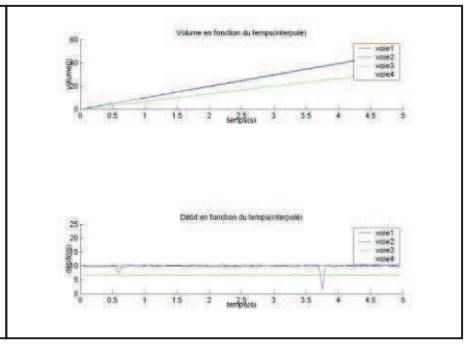


Figure A1-6 : F = 40 : EM
F = 13 : US

Remarque : le débitmètre à ultrasons est limité à un débit de 20 m^3/h ce qui explique la différence de débit avec les électromagnétiques visible sur les figures A5-5 et A5-6. Le débitmètre sature pour des débits supérieurs à 20 m^3/h.

La figure A5-4 montre un exemple où le rapport des fréquences d'échantillonnage F est inférieur à 8. L'évolution de débit est très bruitée. De plus, les valeurs moyennes des deux débitmètres électromagnétiques ne coïncident pas ; cela peut être visualisé sur les courbes d'évolution du débit : les pentes des deux courbes sont différentes. Ainsi, non seulement le signal de débit est bruité, mais la valeur moyenne n'est pas fiable.

La figure A5-5 montre un exemple où F = 10 >8 pour les électromagnétiques et F=5,5 pour l'ultrasons. En ce qui concerne les signaux EM, la différence avec la figure A5-4 est nette. Le signal obtenu est beaucoup moins perturbé. De plus les deux débitmètres indiquent la même valeur de débit.

La figure A5-6 présente un cas où F = 40 pour les EM et F =13 pour US. On constate que les résultats sont encore améliorés.

I.3 Temps de rafraîchissement de la fréquence d'échantillonnage

En analysant l'origine des perturbations constatées précédemment sur les signaux de débit, nous avons été amenés à considérer les évolutions de volume et de débit à plus petite échelle. La figure A5-7 correspond aux graphes de la figure A5-3 zoomés au niveau de la montée en régime.

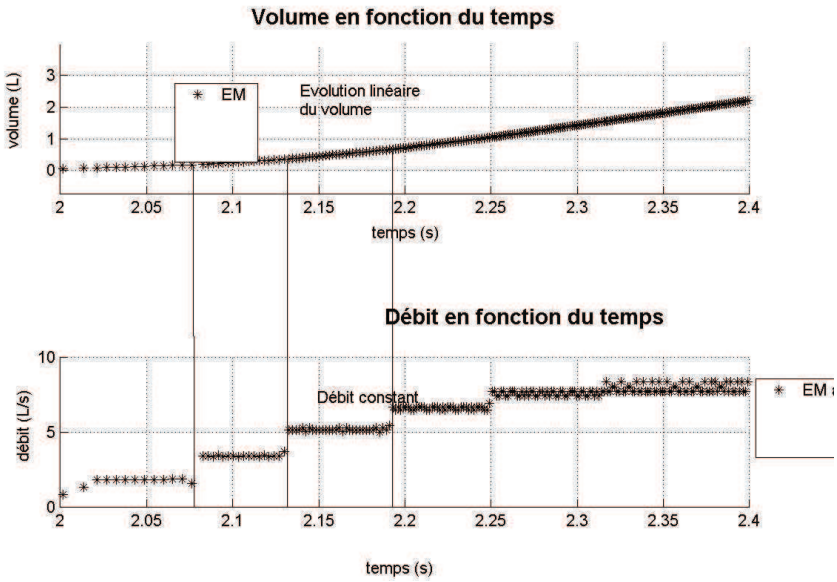


Figure A5-7 : Zoom sur l'évolution des signaux

L'évolution du volume en fonction du temps, qui est obtenue par détection et comptage des impulsions générées par le débitmètre, est linéaire par morceaux. Cela explique les plateaux que l'on visualise sur le graphe de débit. Une évolution linéaire du volume correspond à un débit constant. La durée pendant laquelle le débit est constant est de l'ordre de 50 ms. Cette durée correspond au temps de rafraîchissement du débitmètre. Le signal de débit est par conséquent échantillonné à 20 Hz environ. Cela est insuffisant pour prendre en compte correctement la montée en débit lors d'un démarrage rapide (durée du transitoire inférieur à la demi-seconde). Une étude visant à augmenter cette fréquence d'acquisition en s'affranchissant de l'électronique propre au débitmètre est menée actuellement au laboratoire.

II. RECONSTITUTION DU DEBIT A PARTIR DES PRESSIONS INSTATIONNAIRES

Une méthode permettant d'obtenir le débit à partir des capteurs de pression statique instationnaire a été proposée par Ghélici [11] et est présentée en figure A5-8.

Les débits d'aspiration et de refoulement sont donnés par les relations A5-E1 et A5-E2.

$$dQv_{asp}=\frac{Adt}{2\rho Dx}(P_1-P_2)-A\frac{\lambda}{2D_h}|u|udt \qquad \text{(A5-E1)}$$

$$dQv_{ref}=\frac{Adt}{2\rho Dx}(P_3-P_4)-A\frac{\lambda}{2D_h}|u|udt \qquad \text{(A5-E2)}$$

Avec A : section de la conduite.

u : vitesse axiale du fluide dans la conduite.

λ : coefficient de perte de charge régulière

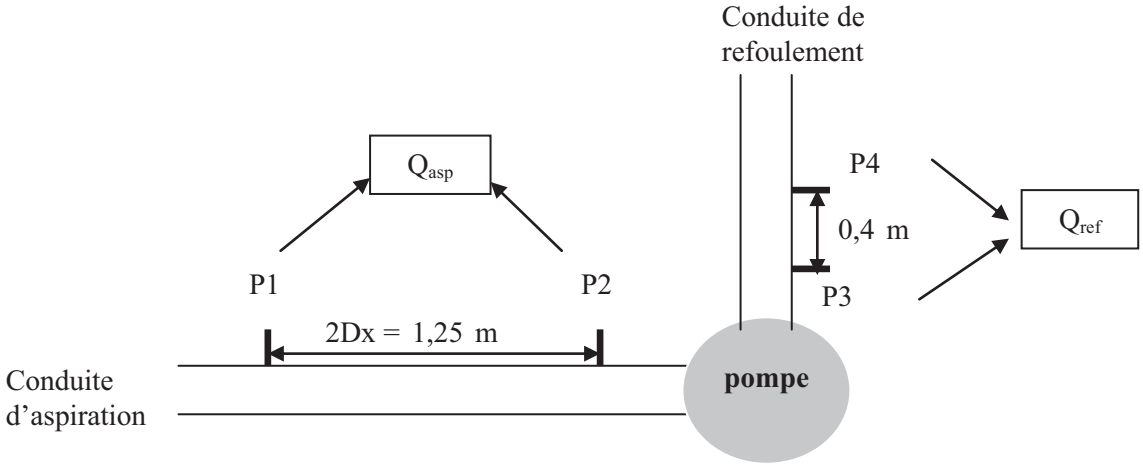


Figure A5-8 : Schéma de principe de reconstitution du débit

Ces relations sont applicables à condition que le temps d'échantillonnage (Dt) soit inférieur au produit de la demi-distance entre les capteurs (dx) et de l'inverse de la célérité du son (a) tel que définie par Ghélici [11] : Dt< dx /a.

Ainsi en considérant les valeurs limites telle que dx =0,2m et a=1500m/s, la relation précédente est vérifiée en utilisant une fréquence d'acquisition au moins égale à 10 kHz.

Avant d'utiliser ces relations, il est nécessaire de déterminer le coefficient de perte de charge régulière (λ) entre chaque paire de capteurs. Il est supposé constant durant tout le démarrage et calculé sur la partie stabilisée des signaux de pressions. Ainsi, λ est calculé à partir d'une différence de pression donnée entre les deux capteurs. Si cette différence de pression évolue durant le stationnaire, la variation de débit est directement affectée. C'est ce que l'on peut voir sur la figure A5-9. Cette variation de différence de pression vient du fait que les capteurs kistler fournissent difficilement la composante continue du signal.

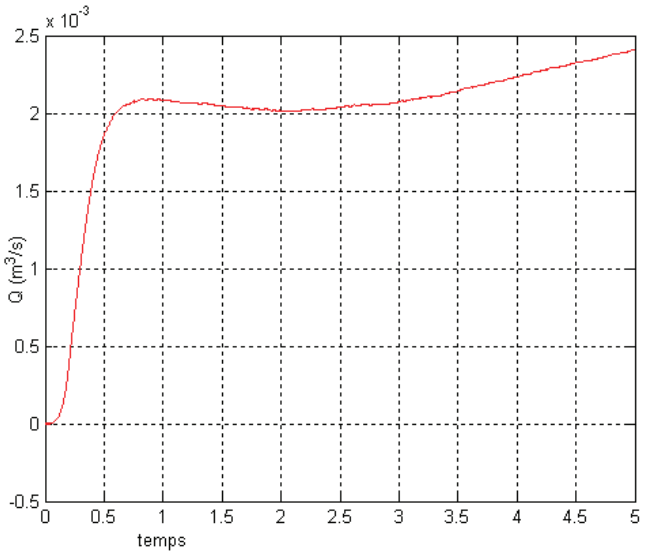


Figure A5-9 : Reconstitution du débit à l'aspiration à partir des capteurs de pression (démarrage rapide hors cavitation ω_f =1200 tr/min, Q_f=Q_d=2,6.10^{-3} m^3/s)

De plus, il peut y avoir une dérive différente suivant les capteurs. Si l'on considère les deux capteurs situés au refoulement, on peut voir que la différence des deux signaux (P1-P2) est négative entre t=0,5s et t =3s, ce qui n'a pas de sens physique (figure A5-10).

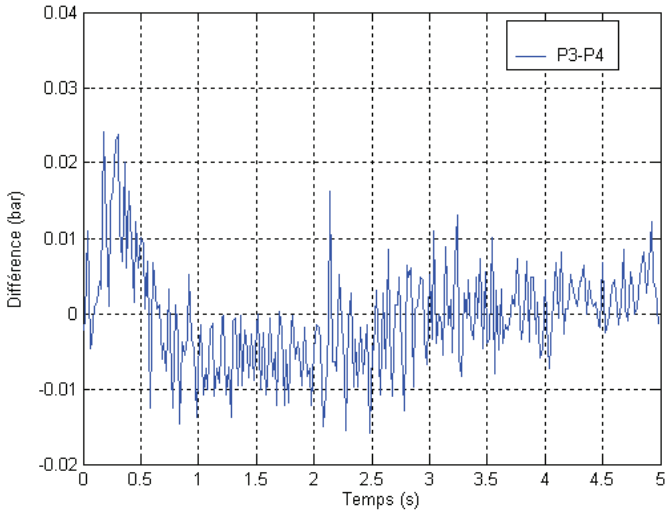


Figure A5-10 : Différence des signaux des capteurs au refoulement

Tous les capteurs Kistlers présents au laboratoire ont été testés. Le banc étant démonté lors de ces tests, les capteurs ont été disposés sur la conduite d'aspiration uniquement (figure A5-11).

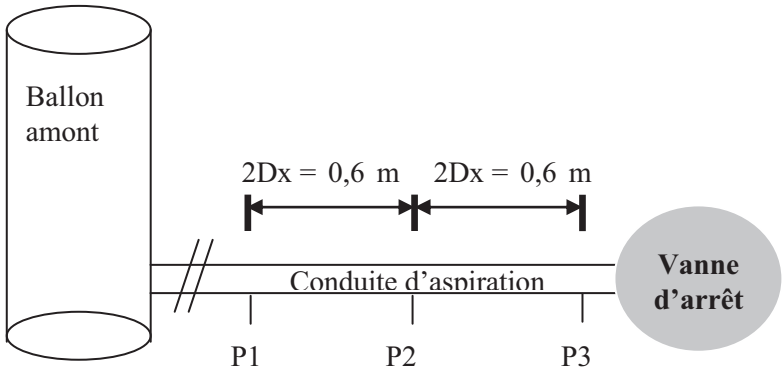


Figure A5-11 : Principe de l'expérience pour tester les capteurs kistler

Des essais statiques ont été réalisés. Ils consistent à diminuer la pression du ballon amont et à observer les réponses des capteurs. Aucun débit ne circulant dans la conduite, les signaux doivent être identiques. La figure A5-12 donne un exemple de réponse obtenue. Les capteurs donnent une valeur nulle tant que la pression amont est constante, et décroissent dès qu'on la diminue. On peut voir que les réponses ne sont pas les mêmes : les capteurs ne voient pas la même pression dans la conduite. L'écart entre les capteurs augmente avec le temps. Ici le problème ne peut être attribué à une dérive

des capteurs puisque la pression varie au cours du temps. L'étalonnage des capteurs est ici mis en cause.

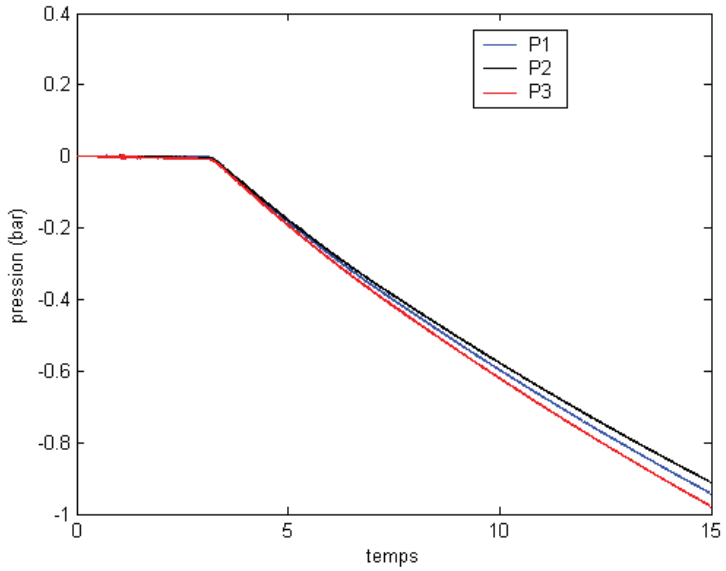


Figure A5-12 : Exemple d'essai statique

Des essais dynamiques ont aussi été réalisés en pressurisant le ballon amont à 3 bar et en ouvrant la vanne d'arrêt. La vanne est actionnée subitement afin de simuler un transitoire (figure A5-13). La figure A5-14 présente la différence entre les signaux 1 et 3 uniquement, le capteur 2 n'ayant pas répondu. On peut voir ici que la physique du phénomène est respectée : la différence est positive lors de l'ouverture de la vanne (inertie fluide) ainsi que durant l'écoulement (perte de charge), et négative lors de l'arrêt de la vanne (coup de bélier).

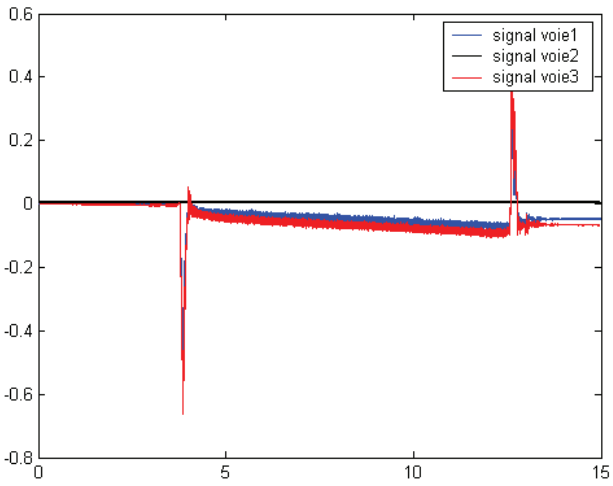


Figure A5-13 : Test en dynamique des capteurs Kistler

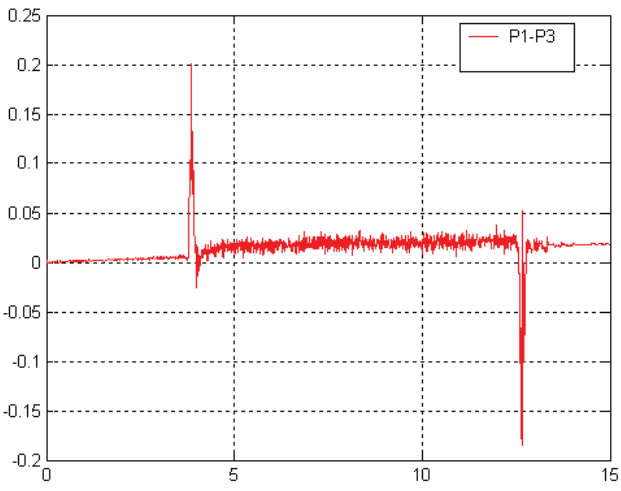


Figure A5-14 : Différence entre les signaux dynamiques 1 et 3

Finalement, plusieurs sources de disfonctionnement des capteurs ont été identifiés :

- dérive de la composante continue

Ce phénomène est intrinsèque aux capteurs puisqu'ils mesurent uniquement les variations de pression.

- étalonnage des capteurs.

L'étalonnage a été effectué par le constructeur mais date de plusieurs années. Il est par ailleurs difficile de les étalonner en interne faute de point de référence précis.

L'utilisation de capteurs de pression permettant l'acquisition des composantes continue et fluctuante est la meilleure solution pour s'assurer de la validité des mesures effectuées. Des capteurs « Keller » ont ainsi été acquis par le laboratoire et des pièces adaptatives permettant de les monter sur les conduite d'aspiration et de refoulement ont été conçues et usinés à L'ENSAM Lille. Ces nouveaux capteurs sont en cours de montage.

Conclusion :

Le principe de la reconstitution du débit via les capteurs de pression a été utilisé par Ghélici [11] et Bolpaire [1]. Il est par conséquent bien connu au laboratoire. Cependant, il est bien sûr fortement dépendant de la réponse des capteurs de pressions et tout léger disfonctionnement fausse la reconstitution. Les tests effectués sur l'ensemble des capteurs Kistler du laboratoire montrent que leur fiabilité n'est pas optimale. Ainsi seules quelques évolutions de débit instationnaire sur certains essais de démarrages rapides ont pu être obtenues.

Par ailleurs, une activité de recherche est menée au laboratoire afin d'augmenter la fréquence d'acquisition des débitmètres électromagnétiques. Une réelle avancée a été faite dans ce sens et des premiers résultats ont d'ores et déjà été obtenus.

ETUDE EXPERIMENTALE DU FONCTIONNEMENT CAVITANT D'UNE POMPE LORS DE SEQUENCES DE DEMARRAGES RAPIDES

RESUME : *Sur les moteurs des lanceurs spatiaux comme Ariane V, le démarrage des turbopompes est effectué en quelques secondes. Par conséquent, ces pompes atteignent leurs conditions de fonctionnement nominales après seulement quelques rotations de la roue. Au cours de ces premières rotations, l'écoulement du fluide dans la roue est gouverné par des phénomènes transitoires, basés principalement sur l'augmentation du débit et de la vitesse de rotation. Ce comportement transitoire de la pompe se traduit par des fluctuations de pressions significatives qui peuvent provoquer la vaporisation partielle du fluide, c'est à dire la cavitation. L'étude réalisée porte sur les effets de la cavitation sur les performances d'une pompe centrifuge durant des démarrages rapides avec deux objectifs : i) analyser le comportement cavitant de la pompe durant le transitoire, ii) intégrer l'influence de la cavitation dans un modèle existant de prédiction des transitoires de démarrages.*
Un banc d'essais existant au LML (Laboratoire de Mécanique de Lille) a été adapté pour permettre l'étude des démarrages rapides en cavitation. Des mesures instantanées de couple, de vitesse de rotation, de débit et des pressions à l'aspiration et au refoulement ont permis de caractériser le fonctionnement transitoire de la pompe en fonction des conditions de cavitation. Des visualisations, effectuées à l'aide d'une caméra rapide, ont complété le dispositif expérimental. Le modèle fonctionnel de transitoire de pompe a été amélioré par la prise en compte, à chaque instant du démarrage, de l'atténuation de la performance due à la cavitation, et mesurée dans les mêmes conditions de fonctionnement en stationnaire. Pour tenir compte également des variations de densité locale qui interviennent de façon significative dans les termes transitoires, des mesures par rayons X dans la pompe ont été effectuées en collaboration avec le CEA (Commissariat à L'Energie Atomique). Elles permettent de déterminer localement la fraction volumique de vapeur dans la roue au cours des démarrages rapides en cavitation. Ces résultats pourront à l'avenir être intégrés dans le modèle fonctionnel afin d'optimiser la prédiction du comportement transitoire et cavitant de la pompe.

Mots-clés *: turbomachine, transitoire rapide, cavitation, expérimental*

EXPERIMENTAL STUDY OF CAVITATING CENTRIFUGAL PUMP DURING FAST START-UP

ABSTRACT : *The start-up of rocket engine turbopumps is generally performed in a few seconds only. It implies that these pumps reach their nominal operating conditions after only a few rotations. During these first rotations of the blades, the flow evolution in the pump is governed by transient phenomena, based mainly on the flow rate and rotation speed evolution. The pump transient behavior induces significant pressure fluctuations which may result in partial flow vaporization, i.e. cavitation. The present study focuses on cavitation induced during the pump start-up with two objectives : i) to analyze the cavitating behavior of the pump during fast start-up, ii) to take into account the cavitation phenomena in the prediction of pump behavior during fast start-up.*
An existing experimental test rig has been updated in the LML laboratory (Lille, France) for the start-ups of a centrifugal pump. Instantaneous measurements of torque, flow rate, inlet and outlet unsteady pressures, and pump rotation velocity enable to characterize the pump behavior during rapid starting periods. Visualizations with high speed camera are also included in the experimental device.
A functional model devoted to the prediction of the pump behavior during fast start-up in non cavitating conditions has been developed previously in the LML laboratory, and it has been modified in the present study by taking into account the stationary head drop due to cavitation. The calibration of the transient terms in cavitating conditions requires the determination of the local density within the impeller. For that purpose, X-rays measurements have been performed during fast starts-up with the collaboration of CEA (French nuclear agency). These results will enable to optimize the prediction of the pump behavior during fast start-up in cavitating conditions.

Keywords *: turbomachinery, transient, cavitation, experimental*

ARTS ET MÉTIERS ParisTech