



**HAL**  
open science

# Etude et modélisation hydraulique d'un système de stockage d'énergie par pilotage dynamique d'un circuit pompes-turbines-vannes

Naly Ratolojanahary

## ► To cite this version:

Naly Ratolojanahary. Etude et modélisation hydraulique d'un système de stockage d'énergie par pilotage dynamique d'un circuit pompes-turbines-vannes. Energie électrique. HESAM Université, 2022. Français. NNT : 2022HESAE013 . tel-03675225

**HAL Id: tel-03675225**

**<https://pastel.hal.science/tel-03675225>**

Submitted on 23 May 2022

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

**ÉCOLE DOCTORALE SCIENCES DES MÉTIERS DE L'INGÉNIEUR**  
[LMFL – Campus de LILLE]

# THÈSE

présentée par : **Naly RATOLOJANAHARY**  
soutenue le : **28 Février 2022**

pour obtenir le grade de : **Docteur d'HESAM Université**  
préparée à : **École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers**  
Spécialité : **Génie énergétique**

## ÉTUDE ET MODÉLISATION HYDRAULIQUE D'UN SYSTÈME DE STOCKAGE D'ÉNERGIE PAR PILOTAGE DYNAMIQUE D'UN CIRCUIT POMPES-TURBINES-VANNES

THÈSE dirigée par :

**BAYEUL-LAINÉ Annie-Claude**

et co-dirigée par :

**Patrick DUPONT et Christophe SUEUR**

### Jury

<b>M. Jean-Yves CHAMPAGNE</b> , PU Emérite, INSA Lyon	Président
<b>M. Nicolas BINDER</b> , PU, TP, ISAE SUPAERO	Rapporteur
<b>M. Roger DEBUCHY</b> , MCF HdR, UR, IUT de Béthune	Rapporteur
<b>Mme Laura MATTEO</b> , PhD, Ingénieur-Chercheur, CEA	Examinatrice
<b>M. Gérard BOIS</b> , PU Emérite, LMFL, AM	Examinateur
<b>M. Christophe SUEUR</b> , PU, Unité de recherche, Ecole	Examinateur
<b>Mme Annie-Claude BAYEUL-LAINÉ</b> , MCF HdR Emérite, LMFL, AM	Examinatrice
<b>M. Thibault NEU</b> , Chef de projet R & I - Segula Engineering	Invité
<b>M. David GUYOMARCH</b> , Responsable R & I - Segula Engineering	Invité

## REMERCIEMENTS

J'aimerais remercier mes directeurs de thèse Annie-Claude BAYEUL-LAINÉ, Patrick DUPONT et Christophe SUEUR d'avoir dirigé et codirigé ma thèse. Je tiens à leur exprimer toute ma gratitude pour m'avoir guidée et pour leurs remarques constructives au cours de cette thèse. Je suis reconnaissante de leur patience et disponibilité à mon égard.

Je remercie également mes encadrants de SEGULA Technologies, Thibault NEU et David GUYOMARC'H pour les mêmes raisons et pour leurs judicieux commentaires et conseils. Je leur souhaite beaucoup de succès dans la réalisation de ce beau projet.

Je remercie tous ceux qui ont contribué dans mes travaux de recherche. Je remercie Philippe CARPENTIER qui a travaillé sur les modèles CAO de la pompe, Van Bin DINH qui a effectué les essais sur le démonstrateur et Maelenn LE MENER pour l'analyse des résultats expérimentaux réalisée durant son stage de fin d'année que j'ai encadré. Je remercie aussi tous les stagiaires avec qui j'ai collaboré.

Je remercie les membres de mon comité de thèse Antoine DAZIN et Sophie SIMONET pour leurs encouragements et pour avoir corrigé une partie du mémoire.

Je remercie l'ensemble des membres du jury. Je suis honorée que Nicolas BINDER et Roger DEBUCHY aient accepté d'être rapporteurs de ma thèse. Je remercie aussi Laura MATTEO, Jean-Yves CHAMPAGNE et Gérard BOIS qui ont accepté de faire partie de mon jury.

Je remercie tous mes collègues du laboratoire LMFL à l'ENSAM et de l'agence SEGULA à Bouguenais que j'ai pu côtoyer durant ces dernières années.

Je voudrais remercier ma famille et mes amis pour leur soutien moral et spirituel.

Enfin, je remercie Mehdi, qui a partagé mon quotidien ces quatre années de thèse, pour son soutien indéfectible et pour tellement d'autres raisons.

# SOMMAIRE

<b>1</b>	<b>INTRODUCTION GÉNÉRALE.....</b>	<b>12</b>
<b>2</b>	<b>ETAT DE L'ART.....</b>	<b>19</b>
2.1	Introduction .....	19
2.2	Phénomènes transitoires.....	19
2.3	Modélisation de l'écoulement transitoire dans le circuit .....	21
2.4	Pompes.....	24
2.4.1	Modélisation de l'écoulement instationnaire à travers une pompe centrifuge.....	24
2.4.2	Simulations unidimensionnelles avec l'outil Bond Graph .....	28
2.4.3	Etude numérique des pompes centrifuges multi étagées.....	29
2.4.4	Prédiction du fonctionnement de la pompe en mode turbine .....	31
2.4.5	Pompe à vitesse variable .....	33
2.5	Conclusion .....	37
<b>3</b>	<b>DISPOSITIF EXPERIMENTAL.....</b>	<b>38</b>
3.1	Introduction .....	38
3.1.1	Présentation du banc d'essai.....	39
3.1.2	Description des composants hydrauliques.....	43
a.	Pompes.....	44
b.	Vannes hydrauliques et pneumatiques.....	45
c.	Manchons compensateurs .....	45
d.	Chambres de compression contenant les pistons liquides .....	45
e.	Réservoir d'eau.....	46
3.2	Pilotage et capteurs.....	46
3.2.1	Capteurs .....	46
a.	Mesure de pression .....	46
b.	Mesure de Débit .....	46
c.	Mesure de température .....	47
d.	Mesure de niveau .....	47
3.2.2	Pilotage.....	47
a.	Loi de commande de la position de la vanne de laminage.....	49
b.	Lois de commande imposées aux vitesses de rotation des roues des pompes BP et HP.....	50
c.	Lois de commande des vannes de commutation entre les chambres .....	52
3.3	Essais et Analyses .....	55
3.3.1	Courbes caractéristiques des pompes dans les deux modes .....	55
3.3.2	Détermination de la loi de pertes de charge de la vanne de laminage .....	56
3.3.3	Essais en mode stockage et déstockage .....	58
3.3.4	Résultats et analyses .....	58
a.	Analyse des résultats durant le stockage .....	58
b.	Analyse des résultats durant le déstockage .....	66
3.4	Conclusion .....	68



<b>4</b>	<b>MODÉLISATION TRIDIMENSIONNELLE DE LA POMPE BP</b>	<b>69</b>
<b>4.1</b>	<b>Introduction</b>	<b>69</b>
<b>4.2</b>	<b>Modélisation CFD, grands principes</b>	<b>69</b>
4.2.1	Notions de turbulence	70
4.2.2	Résolution des équations de Navier Stokes Moyennées (RANS)	71
<b>4.3</b>	<b>Simulation numérique</b>	<b>72</b>
<b>4.4</b>	<b>Etapes d'un calcul CFD d'une machine tournante</b>	<b>73</b>
<b>4.5</b>	<b>Présentation des modèles géométriques étudiés</b>	<b>75</b>
4.5.1	Modèles géométriques de la pompe complète (modèles M1-i)	75
4.5.2	Modèle géométrique réduit en tubes de courant (modèle M2)	78
4.5.3	Modèle géométrique en secteurs angulaires droits (Modèles M3-i)	80
4.5.4	Synthèse des modèles géométriques étudiés	81
<b>4.6</b>	<b>Physique du problème</b>	<b>82</b>
4.6.1	Paramètres	83
4.6.2	Prise en compte de la rotation de la roue dans le maillage : cas simulation stationnaire	83
a.	Approche Frozen rotor	84
b.	Approche Mixing plane	84
<b>4.7</b>	<b>Optimisation du maillage</b>	<b>84</b>
4.7.1	Maillage	84
a.	Présentation du maillage	84
b.	Choix et optimisation du maillage	86
<b>4.7.2</b>	<b>Qualité du maillage</b>	<b>88</b>
<b>4.8</b>	<b>Calculs en mode pompe</b>	<b>92</b>
4.8.1	Comparaison des résultats numériques et expérimentaux en mode pompe	92
a.	Comparaison des approches « mixing plane » et « frozen rotor »	92
b.	Comparaison des modèles de pompe complète et des modèles réduits en secteurs	93
c.	Comparaison des modèles avec ou sans zones d'eau morte	95
b.	Performances globales mode pompe	96
4.8.2	Répartition des pertes de charge en mode pompe	98
a.	Analyse des performances de la pompe	98
b.	Pertes dans les organes autres que les roues (diffuseurs, redresseurs, volute)	99
c.	Pertes dans les roues	102
<b>4.9</b>	<b>Calculs en mode turbine</b>	<b>104</b>
4.9.1	Influence des zones d'eau morte en mode turbine	104
4.9.2	Performances globales en mode turbine	105
4.9.3	Répartition des pertes de charge en mode turbine	106
<b>4.10</b>	<b>Comparaison qualitative des écoulements internes entre le mode pompe et le mode turbine</b>	<b>109</b>
4.10.1	Analyse de l'écoulement interne en mode pompe	109
a.	Examen de l'écoulement dans la volute	109
b.	Examen de l'écoulement interne du modèle M3-3 au débit nominal	111
4.10.2	Analyse de l'écoulement interne en mode turbine	112
a.	Examen de l'écoulement dans la volute	112
b.	Examen de l'écoulement dans les canaux inter-aubes de l'étage 4 (diffuseur et aubes)	114
c.	Examen de l'écoulement interne du modèle M3-3 à deux débits	116
<b>4.11</b>	<b>Conclusion</b>	<b>117</b>

<b>5</b>	<b>MODELISATION BOND GRAPH DU SYSTEME HYDRAULIQUE.....</b>	<b>119</b>
5.1	Introduction .....	119
5.2	Méthode Bond Graph .....	120
5.2.1	Construction du modèle .....	120
5.2.2	Notion de causalité.....	121
5.3	Modélisation de chaque élément hydraulique .....	123
5.3.1.	Pertes de charges (conduite, coude, amortisseur) .....	123
5.3.2	Modélisation de la conduite.....	124
5.3.3	Modélisation de la pompe.....	125
5.3.4	Modèle du piston liquide.....	130
5.4	Modélisation du système.....	133
5.4.1	Modèles stationnaires .....	134
a.	Cas stationnaire : Modèle avec 1 chambre de compression (comparaison calcul analytique) .....	134
b.	. Cas stationnaire : Modèle avec 2 branches (comparaison calcul analytique).....	138
5.4.2	Cas instationnaire : Modèle avec 2 pistons (comparaison essai expérimental).....	141
5.4.3	Effets de l'ouverture et de la fermeture des vannes.....	145
5.5	Conclusion .....	148
<b>6</b>	<b>CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES.....</b>	<b>149</b>
6.1	Objectifs .....	149
6.2	Le travail réalisé .....	149
6.2.1	Etat de l'art .....	149
6.2.2	Démonstrateur ODySEA .....	150
6.2.3	Modélisation CFD .....	150
6.2.4	Modélisation Bond graph .....	151
6.3	Perspectives .....	151
<b>7</b>	<b>NOMENCLATURE ET ACRONYMES .....</b>	<b>153</b>
7.1	Nomenclature.....	153
7.2	Acronymes.....	154
<b>8</b>	<b>BIBLIOGRAPHIE .....</b>	<b>156</b>
<b>9</b>	<b>ANNEXES .....</b>	<b>165</b>
9.1	ANNEXE A : Modèles de turbulence du 1er ordre .....	165
9.1.1	Modèles 0-équation .....	165
9.1.2	Modèles 1-équation et 2-equations .....	165
a.	Modèles à une équation.....	166
b.	Modèle à deux équations .....	166
i.	Modèle ( $k - \varepsilon$ ) .....	166
ii.	Modèle ( $k - \omega$ ) .....	168
iii.	Modèle <i>SST</i> ( $k - \omega$ ) .....	168

iv.	Traitement proche paroi .....	168
<b>9.2</b>	<b>ANNEXE B : PERTES DE CHARGES (Modélisation de chaque organe) .....</b>	<b>170</b>
9.2.1	Pertes de charges régulières ou linéaires .....	170
9.2.2	Pertes de charges singulières .....	171
a.	Vanne a boisseau sphérique.....	172
b.	Amortisseur (manchons compensateurs) .....	172
c.	Débitmètre .....	174
d.	Coude.....	174
e.	Sortie réservoir .....	175
f.	Té.....	175
<b>9.3</b>	<b>ANNEXE C : Courbes caractéristiques expérimentales .....</b>	<b>176</b>

## LISTE DES FIGURES

Figure 1-1 Schéma du système de type Underwater Isothermal CAES étudié (SEGULA, 2019)....	13
Figure 1-2 Cascade d'énergie dans le système REMORA.....	13
Figure 1-3 Schéma du système hydraulique ODySEA.....	15
Figure 1-4 Evolution de la pression lors de la commutation des vannes .....	16
Figure 2-1 Différentes courbes de fermeture de vanne (KARNEY & RUUS, 1985).....	20
Figure 2-2 Exemple du modèle de fermeture de vanne optimisé (trait continu) .....	21
Figure 2-3 Critère d'utilisation de la méthode de colonne de fluide rigide (RWCT)ou de coup de bélier (EWCT) (EL-TURKI 2013).....	22
Figure 2-4 Méthode de résolution des équations de coups de bélier (YANG et al., 2012) .....	23
Figure 2-5 Courbe caractéristique d'une pompe .....	25
Figure 2-6 Effet de l'ouverture de la vanne sur les différents paramètres à gauche et effet du démarrage de pompe à droite (TANAKA & TSUKAMOTO, 1999).....	26
Figure 2-7 Effet de la fermeture de la vanne sur les différents paramètres à gauche et effet de l'arrêt de pompe à droite (Tanaka & Tsukamoto, 1999).....	27
Figure 2-8 Comparaison de la courbe charge-débit entre le modèle quasi-statique et instationnaire (Liu, Li, & Wang, 2011) .....	30
Figure 2-9 Comparaison du champ de vitesse à travers la roue entre le modèle quasi statique et transitoire (Liu, Li, & Wang, 2011) .....	31
Figure 2-10 Comparaison entre différents modèles de prédiction de la courbe caractéristique en mode turbine (Michele STEFANIZZI et al. 2018).....	33
Figure 2-11 variation du point de fonctionnement lorsque la pompe fonctionne à vitesse variable .....	34
Figure 2-12 variation du point de fonctionnement lorsque la pompe fonctionne à vitesse variable et lorsque la hauteur géométrique varie.....	35
Figure 2-13 Valeur de l'erreur $\sigma_H$ pour chaque paire de courbes expérimentales et issues du modèle en fonction du rapport de la vitesse de rotation (CARRAVETTA et al., 2014) .....	36
Figure 2-14 Valeur de l'erreur $\sigma_\eta$ pour chaque paire de courbes expérimentales et issues du modèle en fonction du rapport de la vitesse de rotation (CARRAVETTA et al., 2014) .....	36
Figure 3-1 Schéma du démonstrateur ODYSEA .....	38
Figure 3-2 Système ODYSEA (CETIM).....	39
Figure 3-3 Circuit pompe BP .....	40
Figure 3-4 Circuit pompe HP.....	41
Figure 3-5 Circuit pompe RV.....	42
Figure 3-6 Schéma PID ODySEA.....	43
Figure 3-7 Fonctionnement pompe centrifuge multi-étagée réversible.....	44
Figure 3-8 Schéma fonctionnel.....	48
Figure 3-9 Interface graphique Panorama .....	48
Figure 3-10 Schéma du circuit BP en début de simulation.....	49
Figure 3-11 Evolution de l'angle d'ouverture (en degrés) de la vanne de laminage du circuit BP pour quatre cycles de compression consécutifs.....	50
Figure 3-12 Courbe caractéristique d'une pompe et sa courbe de rendement.....	50
Figure 3-13 Courbe de la pompe au meilleur rendement (rouge) et les courbes caractéristiques de la pompe à différentes vitesses de rotation $\omega$ .....	51
Figure 3-14 Evolution des vitesses de rotation des pompe BP et HP en mode pompe sur quelques cycles.....	51
Figure 3-15 Position des vannes au cours du temps (mode pompe) .....	53
Figure 3-16 Zoom sur la première commutation des positions des vannes au cours du temps (mode pompe Figure 3-15).....	54
Figure 3-17 Position des vannes au cours du temps (mode turbine) .....	54
Figure 3-18 Comparaison de la courbe caractéristique BP obtenue expérimentalement et de celle fournie par les constructeurs.....	55

Figure 3-19 Comparaison de la courbe caractéristiques HP obtenue expérimentalement et de celle fournie par les constructeurs.....	56
Figure 3-20 Pertes de charge en fonction de l'ouverture de la vanne pour des vitesses de rotation constantes.....	57
Figure 3-21 Comparaison entre la position de la vanne de laminage en fonction de Cv obtenue expérimentalement et celle donnée par le constructeur.....	57
Figure 3-22 Position des vannes et vitesse de rotation des pompes BP et HP en mode stockage	59
Figure 3-23 Résultats en mode stockage .....	59
Figure 3-24 Evolution de la pression aux bornes de la pompe et du débit dans le circuit BP (a) et la position des vannes (b) durant la commutation .....	62
Figure 3-25 Evolution de la pression aux bornes de la pompe et du débit dans le circuit HP (a) et la position des vannes (b) durant la commutation .....	63
Figure 3-26 Courbes caractéristiques en mode pompe (pompe BP) .....	64
Figure 3-27 Courbes caractéristiques en mode pompe (pompe HP).....	65
Figure 3-28 Position des vannes et vitesse de rotation des pompes BP et HP en mode déstockage .....	66
Figure 3-29 Résultats en mode déstockage .....	67
Figure 4-1 Cascade de Kolmogorov (LALLEMAND, 2015) .....	70
Figure 4-2 Méthodes de prédiction numérique des écoulements turbulents (BAKKER, 2008)...	70
Figure 4-3 Vue en coupe $\frac{3}{4}$ de la pompe étudiée (en bleu, les parties fixes, en jaune les roues, en gris l'arbre).....	72
Figure 4-4 Caractéristiques fournies par le Constructeur .....	73
Figure 4-5 Plan de coupe de la CAO de la pompe .....	75
Figure 4-6 Plan de coupe de la pompe complète .....	76
Figure 4-7 Dernier étage de la pompe.....	76
Figure 4-8 volute de la pompe étudiée .....	76
Figure 4-9 Volute classique (JOUVE, s. d.).....	76
Figure 4-10 Composition du premier étage de la pompe.....	77
Figure 4-11 : Exemple de courbes placées à équidistance entre deux aubes. ....	78
Figure 4-12 Modèle M2-1, sans zones d'eau morte en "tubes de courant" (même code couleur que précédemment) .....	79
Figure 4-13 Modèle M3-1 : secteurs droits sans zones d'eau morte (extensions amont, aval non représentées).....	80
Figure 4-14 Modèle M 3-2 : secteurs droits avec zones d'eau morte (extensions amont, aval non représentées).....	80
Figure 4-15 Modèle M3-3 : secteurs droits avec zones d'eau morte (extensions amont, aval non représentées).....	81
Figure 4-16 Maillage polyédrique avec mailles prismatiques près des parois (modèle M1-2) ....	85
Figure 4-17 Indépendance du maillage, cas M1-2 et M3-2.....	87
Figure 4-18 maillage suivant plans de coupe du modèle M1-2 .....	88
Figure 4-19 représentation du paramètre «skewness » (Tutoriels Star CCM+) .....	88
Figure 4-20 Loi de paroi « all wall y+ » (notice Star CCM+).....	91
Figure 4-21 courbes caractéristiques en mode pompe, modèle M1-2, avec zones eau morte .....	93
Figure 4-22 Comparaison des courbes caractéristiques des modèles M1-2 ,M3-2 et M3-3.....	94
Figure 4-23 Comparaison des courbes caractéristiques des modèles M1-1 et M3-1.....	94
Figure 4-24 Comparaison courbes caractéristiques mixing plane avec ou sans zones d'eau morte (M1-1 ET M1-2) .....	95
Figure 4-25 Comparaison courbes caractéristiques mixing plane avec ou sans zones d'eau morte (M3-1 et M3-3).....	96
Figure 4-26 Courbes caractéristiques numériques adimensionnées (M3-2), pour différentes valeurs de la vitesse de rotation de la pompe .....	97
Figure 4-27 Comparaison des courbes de rendements numériques et expérimentales (M1-1)...	97
Figure 4-28 Droite d'Euler, Courbe caractéristique réelle de la pompe et pertes .....	98

Figure 4-29 Triangle de vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue de la pompe centrifuge .....	99
Figure 4-30 Pertes liées aux zones d'eau morte.....	99
Figure 4-31 Charge dans la pompe à différents débits en m <sup>3</sup> /h, modèle M3-3 .....	101
Figure 4-32 Dpt (Pa) entre chaque section (en orange l'entrée, en bleu les roues, en jaune les diffuseurs, en brun les redresseurs, en gris la volute) modèle M3-3 .....	101
Figure 4-33 Section à l'entrée de la roue (GÜLICH, 2014).....	103
Figure 4-34 Coefficient de pertes de charges en fonction du débit d'entrée en mode pompe ...	103
Figure 4-35 Comparaison entre les courbes caractéristiques numériques (M1-1 et M1-2) et expérimentales et évolution de la différence relative .....	104
Figure 4-36 Courbes caractéristiques numériques et expérimentale adimensionnées, pour différentes valeurs de la vitesse de rotation de la pompe en mode turbine .....	105
Figure 4-37 Comparaison des rendements CFD de la pompe BP en mode pompe et en mode turbine .....	105
Figure 4-38 Comparaison des courbes de rendements numériques et expérimentales (M1-2)	106
Figure 4-39 Charge dans la pompe en mode turbine, à différents débits (débit nominal= 27 m <sup>3</sup> /h), modèles M1-1 et M3-3.....	107
Figure 4-40 Dp <sub>t</sub> (Pa) entre chaque section (en orange l'entrée, en bleu les roues, en jaune les diffuseurs, en brun les redresseurs, en gris la volute), modèles M1-1 et M3-3 .....	108
Figure 4-41 plans de coupe pour l'exploitation des résultats en sortie de pompe.....	109
Figure 4-42 vecteurs vitesse dans le plan de coupe de la volute en sortie du redresseur modèle en secteurs M3-3 .....	110
Figure 4-43 Vecteurs vitesse dans le plan de coupe vertical en sortie modèle en secteurs M3-3 .....	110
Figure 4-44 composante vertical de la vitesse en sortie modèle en secteurs M3-3.....	111
Figure 4-45 Champ de vecteurs dans le plan de coupe roue étage 4 modèle en secteurs M3_3	111
Figure 4-46 Répartition des champs de pression au débit nominal, modèle en secteurs M3-3.	112
Figure 4-47 Champ de pression et de vitesse, zoom à l'interface diffuseur-roue étage 4 modèle en secteurs M 3-3.....	112
Figure 4-48 Vecteurs vitesse dans le plan de coupe de la volute en entrée du diffuseur modèle complet M1-1 Q <sub>v</sub> 18 m <sup>3</sup> /h.....	113
Figure 4-49 Vecteurs vitesse dans le plan de coupe de la volute en entrée du diffuseur modèle complet M1-1 Q <sub>v</sub> 27 m <sup>3</sup> /h.....	113
Figure 4-50 Vecteurs vitesse dans le plan de coupe de la volute en entrée du diffuseur modèle en secteurs M3-3 Q <sub>v</sub> 35 m <sup>3</sup> /h .....	114
Figure 4-51 Vecteurs vitesse dans le plan aube à aube de la roue et du diffuseur de l'étage 4 modèle complet M1-1 Q <sub>v</sub> 18 m <sup>3</sup> /h.....	114
Figure 4-52 Vecteurs vitesse dans le plan aube à aube de la roue et du diffuseur de l'étage 4 modèle complet M1-1 Q <sub>v</sub> 27 m <sup>3</sup> /h.....	115
Figure 4-53 Vecteurs vitesse dans le plan aube à aube de la roue et du diffuseur de l'étage 4 modèle en secteurs M3-3 Q <sub>v</sub> 35 m <sup>3</sup> /h.....	115
Figure 4-54 Champ de pression totale dans le plan méridien Modèle M3-3 Q <sub>v</sub> 13 m <sup>3</sup> /h .....	116
Figure 4-55 Zoom du champ de pression totale dans le plan méridien Modèle M3-3 Q <sub>v</sub> 13 m <sup>3</sup> /h et vecteur vitesses .....	116
Figure 4-56 Champ de pression totale dans le plan méridien Modèle M3-3 Q <sub>v</sub> 35 m <sup>3</sup> /h .....	117
Figure 4-57 Zoom du champ de pression totale dans le plan méridien Modèle M3-3 Q <sub>v</sub> 35 m <sup>3</sup> /h et vecteur vitesses .....	117
Figure 5-1 Schéma du cas étudié.....	120
Figure 5-2 Courbe caractéristique de la pompe BP à la vitesse nominale .....	125
Figure 5-3 Evolution des débits dans les circuits BP et HP (a) et vitesses de rotation des pompes BP et HP (b) .....	127
Figure 5-4 Comparaison de la pression obtenue expérimentalement et à partir du modèle de pompe BP .....	127

Figure 5-5 Comparaison de la pression obtenue expérimentalement et à partir du modèle de pompe HP .....	128
Figure 5-6 Erreur absolue modèle pompe BP .....	128
Figure 5-7 Erreur absolue modèle pompe HP .....	129
Figure 5-8 Piston en mode pompe.....	130
Figure 5-9 Niveau d'eau dans CH1.....	131
Figure 5-10 Comparaison de la pression de l'air expérimentale et numérique .....	132
Figure 5-11 Erreur relative entre les courbes de pression de l'air expérimentale et numérique .....	132
Figure 5-12 Schéma simplifiée pour la 1 <sup>er</sup> modélisation.....	133
Figure 5-13 Schéma simplifié du système cas 2 chambres .....	133
Figure 5-14 Schéma du circuit modélisé.....	134
Figure 5-15 Schéma circuit simple étudié circuit BP .....	135
Figure 5-16 Bond Graph du circuit simple avec les pertes de charges singulières et les pertes de charges linéaires.....	137
Figure 5-17 Comparaison du débit obtenu analytiquement et par le modèle bond graph.....	137
Figure 5-18 Circuit avec deux branches .....	138
Figure 5-19 Modèle Bond Graph du circuit simple à 2 pistons en considérant les pertes de charges linéaires et singulières.....	140
Figure 5-20 Comparaison du débit obtenu analytiquement et par le modèle bond graph.....	141
Figure 5-21 Schéma étudié .....	142
Figure 5-22 Données d'entrées du modèle .....	143
Figure 5-23 Comparaison des résultats numériques et expérimentaux.....	143
Figure 5-24 Modèle Bond Graph.....	144
Figure 5-25 Evolution du débit dans les deux circuits .....	145
Figure 5-26 Différents cas de fermeture de vanne VP01 .....	146
Figure 5-27 Evolution du débit obtenu avec les différents cas de fermeture de vannes pendant la commutation.....	146
Figure 5-28 Evolution de la différence de pression aux bornes de la pompe BP obtenue avec les différents cas de fermeture de vannes pendant la commutation.....	147
Figure 9-1 Valeurs de $y^+$ délimitant les zones composant la couche limite (star ccm+) .....	169
Figure 9-2 Diagramme de Moody (wikipedia).....	171
Figure 9-3 Pertes de charges de la vanne à boisseau en fonction du débit .....	172
Figure 9-4 Valeurs du coefficients de pertes de charge en fonction du diamètre (Idelchik, 1960) .....	172
Figure 9-5 Pertes de charge de l'amortisseur en fonction du débit (WILLBRANDT Gummitechnik) .....	173
Figure 9-6 Evolution du coefficient <b>K</b> en fonction du débit .....	174
Figure 9-7 Pertes de charges du débitmètre en fonction du débit.....	174
Figure 9-8 Géométrie des coudes en S et U et Lois de coefficient obtenues.....	175
Figure 9-9 Configurations d'écoulement dans une jonction T (Michalos, 2011) .....	175
Figure 9-10 Courbes caractéristiques en mode pompe (BP).....	176
Figure 9-11 Courbes caractéristiques en mode pompe (HP) .....	177
Figure 9-12 Courbes caractéristiques en mode turbine (BP).....	177
Figure 9-13 Courbes caractéristiques en mode turbine (HP) .....	178

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2-1 Conditions d'essai.....	27
Tableau 3-1 Dimensions des conduites du circuit BP.....	40
Tableau 3-2 Dimensions des conduites du circuit HP.....	41
Tableau 3-3 Dimensions des conduites du circuit RV.....	42
Tableau 3-4 Caractéristiques des pompes.....	44
Tableau 3-5 Moyenne des erreurs relatives sur le débit acquis.....	46
Tableau 3-6 Incertitudes de mesure.....	47
Tableau 4-1 Caractéristiques géométriques de la pompe.....	72
Tableau 4-2 Caractéristiques au point nominal.....	73
Tableau 4-3 Angles de périodicité.....	79
Tableau 4-4 Liste des régions.....	79
Tableau 4-5 Classification des différents modèles de pompe étudiés (sans extensions des entrée et sortie).....	82
Tableau 4-6 Conditions initiales et aux limites.....	83
Tableau 4-7 Principaux paramètres du maillage M3-3.....	85
Tableau 4-8 Convergence du maillage type M1-2 (M cells=millions de cellules).....	86
Tableau 4-9 convergence du maillage type M3-2 (M cells=millions de cellules).....	86
Tableau 4-10 Histogramme « skewness » des différents modèles de pompe étudiés pour les maillages optimisés.....	89
Tableau 4-11 Histogramme « wall y+ » des différents modèles de pompe étudiés pour les maillages optimisés.....	90
Tableau 4-12 Histogramme « cell quality » des différents modèles de pompe étudiés.....	91
Tableau 5-1 Variables Bond Graph en fonction du domaine physique.....	121
Tableau 5-2 Lien de puissance.....	121
Tableau 5-3 Notion de causalité.....	121
Tableau 5-4 Eléments de base.....	122
Tableau 5-5 Longueurs des conduites et temps caractéristiques.....	124
Tableau 5-6 Paramètres du système.....	135
Tableau 5-7 Volume d'eau sortant de CH1.....	147
Tableau 9-1 Coefficients utilisés dans le modèle ( $k - \varepsilon$ ).....	167



# 1 INTRODUCTION GÉNÉRALE

Le développement des énergies renouvelables dans le monde est motivé par plusieurs facteurs, dont en premier lieu le réchauffement climatique causé par les émissions de  $CO_2$ , un gaz à effet de serre. Or les principaux modes de production d'énergie dans le monde, tels que les centrales thermiques, émettent une quantité de  $CO_2$  élevée. Des solutions doivent être apportées pour pallier ce problème car la production électrique est en augmentation, selon l'agence internationale de l'énergie (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2021). Les énergies renouvelables telles que l'éolien ou le solaire ont donc été développées car elles génèrent moins d'émission de  $CO_2$  (ABDALLAH & EL-SHENNAWY, 2013).

Cette transition énergétique est aussi motivée par plusieurs autres facteurs, tels que l'épuisement des ressources fossiles ou aussi la possibilité de produire son énergie plus localement. Cependant, la production d'énergie renouvelable est généralement intermittente car elle est fortement dépendante des conditions météorologiques. Par conséquent, des solutions de stockage d'énergie sont mises en place afin de répondre aux variations de la production tout en subvenant à la demande d'électricité. En effet, ces solutions permettent de stocker l'énergie produite lorsque que celle-ci dépasse la demande et ensuite de la délivrer lorsque la demande est plus élevée.

Les différents types de stockage d'énergie existants sont de types mécanique, électrochimique, chimique ou thermique (PAVEL & FAUCHEUX, 2019). Le stockage d'énergie le plus utilisé est la station de transfert d'énergie par pompage (STEP) ou pompage turbinage (PAVEL & FAUCHEUX, 2019). Son principe est de stocker de l'énergie sous forme mécanique au travers d'eau accumulée dans un bassin en amont de l'installation, par pompage, depuis un bassin situé à une altitude inférieure. Cependant, ce type de stockage doit être placé dans une région montagneuse permettant une différence d'altitude suffisante entre les deux bassins, inférieur et supérieur. De plus, son installation implique un impact environnemental considérable provoquant le changement de l'écosystème environnant. Un autre type de stockage mécanique est le stockage par air comprimé. Le surplus d'énergie provenant du réseau met en route un compresseur produisant de l'air comprimé à haute pression. L'air comprimé est stocké dans des cavités souterraines. Cependant, ce stockage nécessite le refroidissement de l'air compressé avant son stockage puis son réchauffement avant la restitution de l'énergie au déstockage (BUDT et al., 2016), en restant émetteur de  $CO_2$  lors de son fonctionnement. L'utilisation d'un combustible fossile, tel que le gaz naturel est nécessaire pour réchauffer l'air, avant qu'il soit envoyé à une turbine, lors d'une demande en électricité. Le rendement global du système est faible, jusqu'à 54% (BUDT et al., 2016). Le stockage par air comprimé adiabatique (ACAES) permet d'améliorer ce rendement, en stockant la chaleur lors de la compression et en l'injectant pour réchauffer l'air avant d'être détendu. Ce procédé permet théoriquement d'augmenter le rendement du système jusqu'à 70%, mais il nécessite le stockage complémentaire de l'énergie thermique mise en jeu. Une autre variante de ce type de stockage est le stockage par air comprimé isotherme (ICAES) qui permet de stocker de l'énergie sous forme d'air comprimé en comprimant de l'air de manière isotherme. Plusieurs technologies hydro pneumatiques, basées sur ce processus, ont été étudiées (BOLLINGER, 2015; ORTEGO SAMPEDRO, 2013).

L'objectif, de nos jours, est de concevoir un système de stockage d'énergie permettant de rassembler plusieurs critères dont le faible coût du système, une efficacité importante, une capacité de stockage à long terme et un procédé non polluant et respectueux de l'environnement. C'est dans ce contexte que SEGULA TECHNOLOGIES a développé REMORA (Réservoir d'Énergie en Milieu Océanique par Rétention d'Air), une technologie de stockage d'énergie par air comprimé isotherme (ICAES), basée en mer (Figure 1-1). Ce type de stockage a l'avantage de proposer les mêmes objectifs de rendement que le stockage ACAES (70%) tout en ne stockant que de l'air comprimé à température ambiante. C'est un stockage à haut rendement, grâce à l'utilisation d'un procédé par piston liquide, visant à atteindre des compressions et des détentes quasi isothermes. Pour cela, la méthode doit permettre de réaliser un échange thermique entre l'air et son

environnement pendant les phases de variation de pression. Il présente un rendement satisfaisant allant jusqu'à 98,5% en compression et est en développement actuellement ( ( NEU 2017); NEU, SOLLIEC, et dos Santos Piccoli 2020; NEU et SUBRENAT 2021).

L'entreprise SEGULA TECHNOLOGIES est un groupe mondial d'ingénierie, présent dans tous les secteurs industriels, qui se démarque par l'innovation qu'il met au cœur de leur stratégie. Le développement de la technologie REMORA fait partie des solutions innovantes qu'il ambitionne de faire émerger. Le projet REMORA présente plusieurs avantages. L'implantation en mer permet de stocker facilement l'énergie provenant des parcs offshore mais surtout de profiter des propriétés qu'offre la mer, notamment les faibles variations de température de l'eau, une grande capacité d'échange thermique et la pression hydrostatique au fond de la mer permettant de maintenir naturellement la pression de l'air dans les réservoirs sous-marins.

Le projet REMORA est composé de deux structures distinctes :

- Une plateforme flottante de 15MW, où sont situées les installations électrique, hydraulique et pneumatique du système.
- Des réservoirs sous-marins d'air comprimé, situés entre 70 et 200 m de profondeur.

Sur la Figure 1-1, les flèches vertes représentent d'une part, le trajet de l'énergie à stocker vers les réservoirs sous-marins, fournie par les installations renouvelables présentées. D'autre part, les flèches violettes montrent le parcours de l'énergie remise dans le réseau à partir du réservoir sous-marin.

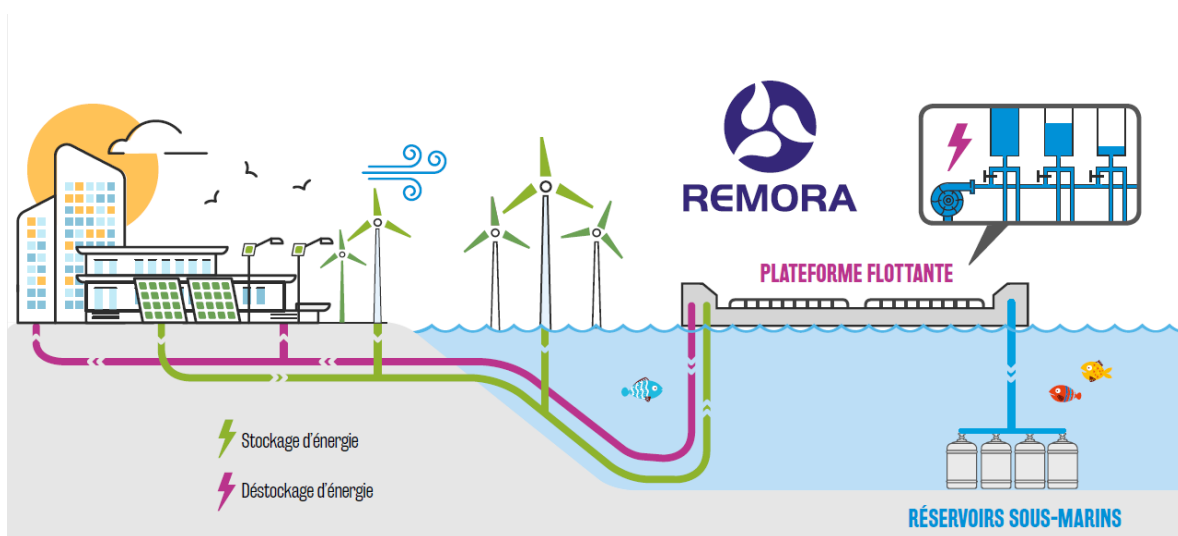


Figure 1-1 Schéma du système de type Underwater Isothermal CAES étudié (SEGULA, 2019)

La conversion de l'énergie électrique en air comprimé et inversement est réalisée dans la plateforme flottante à partir d'une cascade énergétique réversible représentée Figure 1-2.

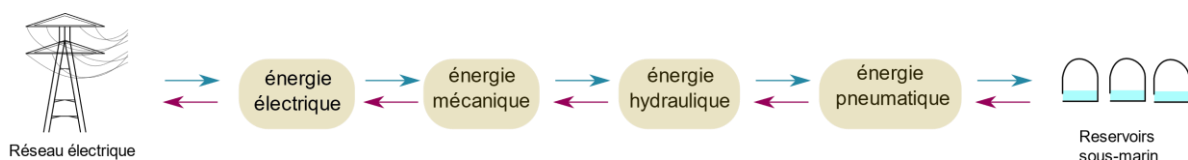


Figure 1-2 Cascade d'énergie dans le système REMORA

Le surplus d'énergie électrique dans le réseau est acheminé vers les machines électriques de la plateforme flottante. L'énergie électrique est convertie en énergie mécanique à travers le moteur électrique. La puissance est transmise à l'arbre de la machine hydraulique qui entraîne sa roue. Cette dernière transmet alors de l'énergie au fluide qui traduit la conversion de l'énergie mécanique en énergie hydraulique. Enfin, la conversion de l'énergie hydraulique en énergie pneumatique est faite dans les chambres de compression par piston liquide afin de stocker l'air comprimé dans les réservoirs sous-marins.

Cette cascade d'énergie étant réversible, l'air comprimé est converti en énergie électrique à travers les mêmes éléments de conversion lors du déstockage de l'air comprimé des réservoirs sous-marins vers le réseau électrique. L'air comprimé est ainsi détendu de manière quasi isotherme dans les chambres de compressions par pistons liquides. Ces derniers refoulent sous pression l'eau qu'ils contiennent vers la pompe qui fonctionne en mode turbine, en inversant le sens de circulation du fluide et celui de rotation de sa roue.

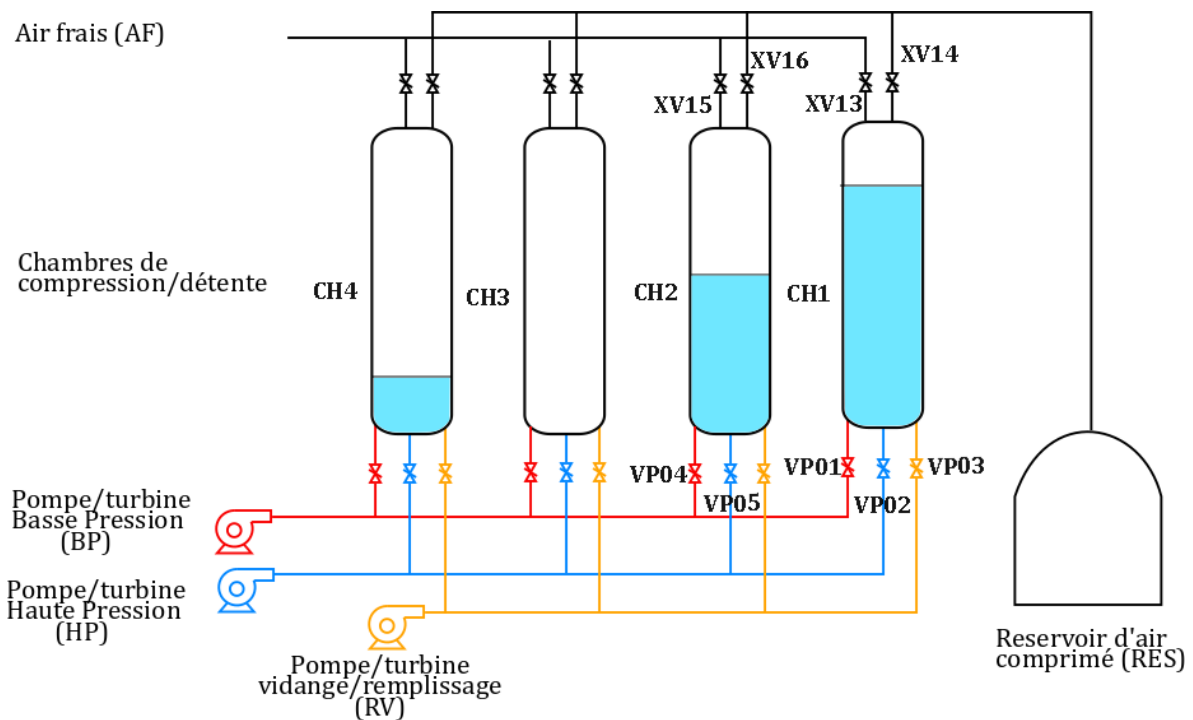
Plusieurs étapes de développement de la technologie sont nécessaires afin d'aboutir à un produit industriel. Dans un premier temps, un démonstrateur de Laboratoire, d'une puissance de quelques kilowatts, a été réalisé début 2020. Le but du démonstrateur est de démontrer la faisabilité de la cascade énergétique précédemment présentée, ainsi que de valider les hypothèses de fonctionnement des différents composants. Ce démonstrateur, nommé ODySEA (Optimisation Dynamique d'un Système d'Energie par Air comprimé), est installé au CETIM de Nantes. C'est un projet collaboratif entre SEGULA, le CETIM, l'IMT Atlantique et l'IREENA de Nantes, soutenue par le pôle de compétitivité S2E2 et l'ADEME.

Dans cette thèse, la partie hydraulique du système REMORA est étudiée au travers du cas du démonstrateur ODySEA, afin de lever des verrous scientifiques et technologiques associés au fonctionnement du système. Le schéma global du système hydraulique ODySEA est représenté en Figure 1-3.

Tout comme REMORA, ce dernier est composé de pompes centrifuges réversibles connectées aux chambres de compression/détente (notées CH sur la Figure 1-1) à partir de branchements hydrauliques. Les pompes sont réversibles c'est à dire qu'elles peuvent fonctionner en mode pompe, mais aussi en mode turbine.

L'objectif du démonstrateur est de maximiser le rendement des machines hydrauliques en optimisant leurs points de fonctionnement. L'air devant être comprimé ou détendu entre la pression atmosphérique et la pression de stockage (environ 10 bars pour une profondeur de 100 m), le système hydraulique doit permettre de mouvoir efficacement le piston liquide présent dans les chambres de compression sur toute cette plage de pression. La variation de la vitesse de rotation de la pompe hydraulique permet ainsi de la faire travailler au point de rendement maximal au cours de son fonctionnement malgré le changement de pression. L'utilisation étagée des deux pompes (BP, basse pression et HP, haute pression), participe également à la recherche d'efficacité en limitant l'amplitude de variation de la pression vue par les pompes. Cependant, les pompes sont soumises à des fonctionnements non usuels induisant l'apparition d'un régime transitoire de l'écoulement entre chaque phase de compression et de détente.

Chaque pompe centrifuge est ainsi connectée aux quatre chambres de compression (CH1 à CH4) permettant de mettre en mouvement les pistons liquides qu'elles contiennent. Par conséquent, lorsque la pompe finit son travail avec un piston liquide, elle se connecte à une autre chambre pour réaliser le même processus. De plus, les deux machines distinctes, basse pression et haute pression, se relaient l'une après l'autre sur une même chambre lors du pompage ou turbinage. Enfin, une troisième pompe, vidange/remplissage, est utilisée pour permettre de vider ou de remplir les pistons d'eau à pression atmosphérique pour recommencer le cycle de compression ou de détente.



**Figure 1-3 Schéma du système hydraulique ODySEA**

Les cycles de stockage et de déstockage d'énergie des deux premiers pistons liquides sont résumés ci-après.

En mode compression, la première chambre (CH1) est initialement remplie d'air à pression atmosphérique. Les vannes d'air (XV13 et XV14) sont toutes les deux fermées. La pompe basse pression, mise en route par la machine électrique grâce à l'énergie à stocker, alimente la chambre CH1 en eau. Le volume disponible pour l'air diminue, entraînant son augmentation de pression. Lorsque celle-ci atteint une certaine valeur prédéfinie, la vanne associant la pompe basse pression (BP) à la chambre à laquelle elle est initialement connectée (VP01) se ferme tandis que la vanne associée à la même chambre, mais à la pompe haute pression (HP) (VP02) s'ouvre, pour que celle-ci prenne le relai de remplissage de la chambre CH1. Au même moment, la vanne associée à la deuxième chambre (CH2) de la pompe basse pression (VP04) s'ouvre pour que la pompe basse pression puisse commencer à remplir la chambre CH2 et ainsi de suite. Lorsque que la pression de stockage est atteinte dans la première chambre CH1, la vanne XV14 s'ouvre permettant le passage de l'air comprimé vers le réservoir de stockage jusqu'au remplissage total en eau de la chambre. La fermeture de la vanne VP02 et l'ouverture de la vanne VP05 permettent ensuite le recommencement de la fin de la compression dans la chambre suivante CH2 par la pompe haute pression. Après la fin de la compression, la vanne XV14 est fermée et la vanne XV13 est ouverte, permettant le retour à la pression atmosphérique de l'eau contenue dans la chambre CH1. La pompe de vidange s'y connecte enfin pour la vider et admettre l'air à pression atmosphérique qui sera comprimé au cycle suivant.

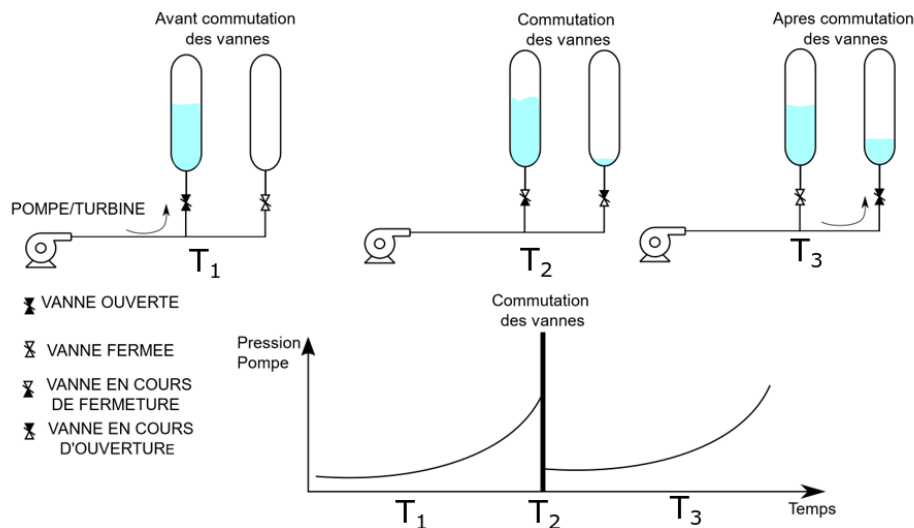
En mode détente, l'air comprimé est dirigé vers les pistons liquides pour être détendu. La pompe haute pression est connectée à la chambre CH1 et se comporte en mode turbine en inversant le sens de rotation de sa roue. La vanne associée (VP02) s'ouvre et l'eau de la chambre CH1 est transférée à la pompe qui fonctionne alors en mode turbine. Lorsque la quantité nécessaire d'air comprimé est admise, la vanne XV14 est fermée. Le refoulement d'eau sous pression vers la turbine haute pression continue cependant, en raison de l'augmentation de volume de l'air lors de sa détente. Lorsque la pression dans le piston atteint une valeur prédéfinie la vanne VP02 se ferme

tandis que la vanne associée à la turbine basse pression (VP01) s'ouvre afin de terminer la détente de l'air dans le piston. Au même moment, la vanne VP05 s'ouvre pour que la pompe haute pression puisse commencer à vidanger la chambre CH2 d'eau et ainsi de suite. Lorsque qu'une chambre est vidangée la pompe remplissage s'y connecte pour la remplir d'eau.

La pression aux bornes de la pompe augmente au cours du pompage d'une chambre de compression, et diminue rapidement sur un temps très court lors de la commutation des vannes comme le montre la Figure 1-4. Le mode déstockage utilise le même procédé et les mêmes équipements pour détendre l'air dans les chambres de compression (ici donc des chambres de détente) mais en inversant le sens d'écoulement des flux. Le mode turbine de ces pompes est alors employé suivant des cycles de décélération lente (turbinage de l'eau provenant des chambres de détente) et d'accélération rapides (changement de chambre de compression pour recommencer un cycle).

Cette dernière est une phase particulière au cours de laquelle le changement de connexion d'une pompe d'une chambre à une autre est réalisé. Cela est possible à partir de la fermeture de la vanne liée à la première chambre simultanément avec l'ouverture de la vanne liée à l'autre chambre. Les conséquences de la commutation des vannes sont une des problématiques de cette thèse. Ce fonctionnement transitoire rapide présente plusieurs risques tels que les coups de bélier, la formation de cavitation ou encore l'apparition de recirculation et l'inversion de flux. Il est important d'analyser les phénomènes physiques induits par ce comportement transitoire afin de ne pas diminuer le rendement de la machine et surtout de ne pas l'endommager à long terme.

En outre, les pompes turbines réversibles sont largement utilisées pour les applications de stockage par les STEP. Cependant, les pompes centrifuges en mode turbine ne sont utilisées, majoritairement, que dans les petites centrales électriques. En effet, il n'est pas recommandé de les utiliser pour des installations plus puissantes, la maximisation de la rentabilité d'une installation STEP de forte puissance privilégiera généralement l'utilisation d'une turbine dédiée (CHAPALLAZ et al., 1992)



**Figure 1-4 Evolution de la pression lors de la commutation des vannes**

Les présents travaux de recherche ont pour objectif de lever les verrous scientifiques et technologiques du concept REMORA fortement liés à la dynamique instationnaire des écoulements. Le circuit hydraulique constitué des pompes/turbines, du réseau, des vannes, des différents accessoires et des dispositifs de mesure du projet se situe au centre de cette thèse car il est l'intermédiaire entre les machines électriques et les chambres de compression.

Le projet OdySEA s'appuie sur la conservation du point de fonctionnement optimum des pompes (BEP : best efficient point) au cours des phases de compression de façon à minimiser la perte d'énergie dans les pompes. Dans la mesure où la perte de charge du circuit varie en fonction de l'ouverture et de la fermeture des vannes, de la variation du débit, de la variation des pressions et hauteurs d'eau dans les réservoirs, la seule façon de conserver le BEP est de faire varier de façon continue la vitesse de rotation des pompes. C'est le principe de fonctionnement de la technologie REMORA. Comme il peut être constaté dans le graphique de la Figure 1-4, les variations de pression fournie par la pompe se produisent en particulier lors des phases de commutation entre deux chambres de compression/détente d'air, mais aussi au cours de la compression.

Comme nous le verrons dans le paragraphe 2.4.1, la littérature met en évidence que les simulations quasi-statiques représentent mal les effets dynamiques liés aux variations significatives de débit et de vitesse. Il est donc primordial d'étudier les effets spécifiques du régime dynamique instationnaire. La littérature fait également apparaître une modification non négligeable des courbes caractéristiques des pompes en régime transitoire. Le fonctionnement des pompes en mode turbine est encore un sujet actuel de recherche (paragraphe 2.4.4). Bien que quelques modèles numériques dépendant de la géométrie de la pompe existent, ces derniers ne prennent pas systématiquement en compte tous les paramètres dynamiques d'inertie. Les temps de manœuvre rapide des vannes (environ 350ms), le couplage fort, lors des différentes commutations entre l'effet de manœuvre de vannes et le profil de la vitesse de rotation de la pompe, les inversions de débits lors des commutations nécessitent une bonne modélisation des effets dynamiques de l'ensemble du circuit (pompes, conduites, vannes et différentes singularités) tenant compte des différentes inerties. L'optimisation énergétique globale du système ODySEA est fortement liée aux possibilités et performances des équipements hydrauliques. Le dimensionnement des autres équipements de conversion énergétique du système nécessite une connaissance fine des caractéristiques techniques et de la réponse dynamique du système hydraulique.

Ma thèse s'intéresse plus particulièrement à la partie hydraulique située entre le réservoir d'alimentation et les différentes chambres, aux effets transitoires engendrés par les différentes manœuvres de vannes et à la variation de vitesse de rotation des pompes HP et BP et à la modélisation des boucles élémentaires constituant le circuit hydraulique dans l'objectif d'une modélisation plus globale.

L'objectif principal de cette thèse est de mettre en place des modèles numériques afin de déterminer le comportement temporel de l'écoulement lors des phases transitoires du système et de mieux appréhender et comprendre les phénomènes qui se produisent au sein du réseau hydraulique pendant les différentes manœuvres des vannes. Cela permettra d'évaluer les pertes d'énergie et de prendre en compte les phénomènes transitoires causés par ce fonctionnement particulier afin de les minimiser et d'optimiser le système. Afin d'atteindre cet objectif, deux principaux axes ont été étudiés.

Dans un premier temps à partir d'une simulation numérique CFD, la modélisation de l'écoulement à travers la machine hydraulique est réalisée afin d'étudier la performance de la machine en mode pompe et en mode turbine. En effet, le but est de connaître la réponse instationnaire de la pompe centrifuge avec des temps caractéristiques de cycles de fonctionnement très petits, de l'ordre de quelques secondes.

Dans un deuxième temps, une étude dynamique du système est réalisée grâce à une modélisation unidimensionnelle. L'objectif est de mesurer l'écoulement notamment durant les temps de fonctionnement rapides des pompes ou des vannes dans chaque circuit hydraulique du système.

Les modèles mis en place dans cette thèse ont été construits à partir du démonstrateur ODySEA, afin de pouvoir valider les modèles à partir des résultats de mesure. La thèse a débuté en juillet 2018 alors que le démonstrateur n'a été opérationnel qu'en 2020. Nous ne disposons au départ de cette thèse que des courbes caractéristiques des pompes fournies par le constructeur et

uniquement en mode pompe. Il a été décidé de modéliser la pompe basse pression en CFD. A cet effet, la pompe a été mesurée et numérisée. Le modèle CFD a ensuite été élaboré et les calculs en mode pompe et en mode turbine ont été réalisés, de façon à disposer des caractéristiques dans ces deux modes. Ces modèles de pompes et turbines sont ensuite intégrés au modèle unidimensionnel du circuit.

Après cette introduction générale, la présentation du contexte et la situation du problème dans le contexte (chapitre 1), mon mémoire présente les différentes étapes mises en place pour l'obtention d'un modèle de modélisation fine instationnaire du système.

Le chapitre 2 résume l'état de l'art des domaines en relation avec le sujet de ce mémoire. La modélisation unidimensionnelle de l'écoulement transitoire dans les conduites et à travers une pompe centrifuge est relatée. Puis, un état de l'art sur la modélisation de l'écoulement à travers une pompe multi étagée à partir de la résolution des équations de la mécanique des fluides est détaillé. Enfin, la prédiction du fonctionnement de la pompe en mode turbine et son fonctionnement à vitesse variable est décrit.

Le banc d'essais ODySEA, les moyens de mesure associés ainsi que les résultats de mesure sont décrits dans le chapitre 3.

La modélisation tridimensionnelle de la pompe basse pression du banc d'essai, en mode pompe et en mode turbine est décrite dans le chapitre 4.

Le chapitre 5 se focalise sur la modélisation fine instationnaire d'une partie du banc d'essai, sur sa validation à l'aide des résultats expérimentaux et l'analyse des simulations pendant la commutation.

Enfin, mon mémoire se termine par une série de conclusions et perspectives.

## 2 ETAT DE L'ART

### 2.1 Introduction

La modélisation du système hydraulique permet de comprendre et d'anticiper les comportements de l'écoulement notamment pendant les phases cruciales des commandes réalisées sur le circuit, pendant le stockage ou le déstockage de l'énergie. Les phénomènes transitoires apparaissent notamment lors de l'ouverture ou de la fermeture rapide des vannes, et lors de l'arrêt ou du démarrage rapide des pompes, comme durant la phase de commutation. La modélisation de l'installation hydraulique permet de mettre en évidence les phénomènes instationnaires, afin de choisir les solutions appropriées pour optimiser son fonctionnement.

Un état de l'art sur la modélisation unidimensionnelle de l'écoulement transitoire dans le système hydraulique est donné dans le paragraphe 2.2, page 19 dans lequel les différentes méthodes de modélisations développées dans la littérature sont présentées. La modélisation unidimensionnelle du système hydraulique est utilisée dans cette thèse. Ce type de modélisation permet de simplifier le modèle et de réduire les temps de calcul. La précision du modèle dépend notamment des différents phénomènes physiques qu'il prend en compte.

La modélisation quasi-stationnaire de la machine hydraulique, en mode pompe et en mode turbine, a été réalisée et implémentée dans le modèle unidimensionnel du système hydraulique. Elle utilise les courbes caractéristiques de la machine. Des modèles instationnaires de la pompe, qui sont développés dans la littérature sont présentés. Puis, le fonctionnement de la pompe est étudié en utilisant la modélisation tridimensionnelle. Dans le cas du système de stockage développé par SEGULA, la pompe centrifuge est aussi utilisée en mode turbine. Ce mode de fonctionnement n'est pas usuel surtout pour des grandes installations telle que REMORA. L'étude de l'écoulement à travers les pompes du prototype par une modélisation tridimensionnelle à l'aide de la CFD (Computational Fluid Dynamics) permet d'analyser l'écoulement dans la pompe et de déterminer ses performances dans les deux modes de fonctionnement. L'état de l'art de la modélisation CFD de la pompe est réalisé, ainsi que les prédictions du fonctionnement de la pompe en mode turbine en fonction de celle en mode pompe. Enfin, le fonctionnement de la pompe sera à vitesse variable. Les lois de similitudes sont généralement utilisées afin de modéliser ce type de fonctionnement. Cependant, elles connaissent des limites notamment en mode turbine. Des modèles plus précis sont développés dans la littérature et sont également présentés ici. L'état de l'art sur les pompes est présenté dans le paragraphe 2.3, page 21.

### 2.2 Phénomènes transitoires

Concernant le système ODySEA, les manipulations des vannes (ouverture et fermeture rapide) et les variations de vitesses des pompes-turbines (arrêt et démarrage partiels) sont réalisées cycliquement tout au long du fonctionnement du système. Les conséquences résultant de ce fonctionnement doivent être analysées afin de prévoir les différents phénomènes transitoires qui pourraient se produire. Plusieurs phénomènes ont déjà été décrits dans la littérature et peuvent alors être apparentés à ceux présents dans les circuits de distribution d'eau. (BOULOS et al., 2005) relate notamment les effets transitoires rencontrés dans des systèmes hydrauliques tels que les pics de pression, l'apparition de zones de dépression, la vibration des conduites, les oscillations de l'écoulement ou encore la détérioration de la qualité de l'eau. Une analyse précise des différents phénomènes permet d'optimiser le fonctionnement du système et de mettre en œuvre des dispositifs nécessaires afin de protéger les équipements.

Concernant la fermeture brusque de vanne dans un système, le temps de fermeture de la vanne peut être optimisé afin de minimiser les effets transitoires. En effet, les temps de fermeture

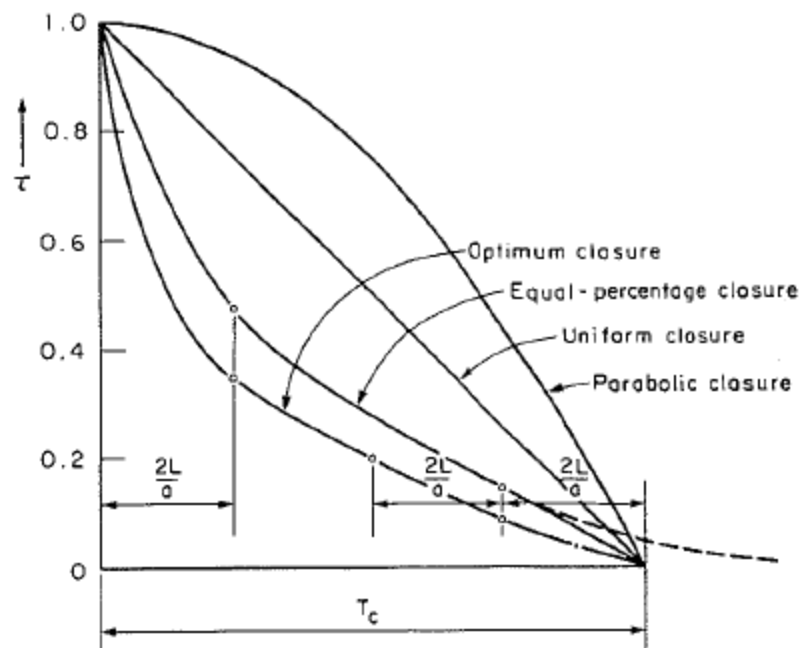


de vanne de l'ordre de  $2L/a$  ( $L$  étant la longueur des conduites et  $a$  étant la vitesse de l'onde) sont considérés comme une fermeture instantanée et provoquent une surpression dans le circuit (PIRES et al., 2004). Il a été montré que lorsque le temps de fermeture est supérieur à  $2L/a$ , l'onde de pression se dissipe plus rapidement et la surpression n'est pas observée. (KARNEY & RUUS, 1985) avancent que cette pression maximale peut se produire pendant la fermeture de la vanne.

(BOULOS et al., 2005) proposent trois techniques permettant de pallier les effets transitoires dont la modification des caractéristiques des conduites (diamètre, longueur..), l'amélioration des procédures de contrôles et l'ajout d'équipement de protection tel qu'un réservoir tampon.

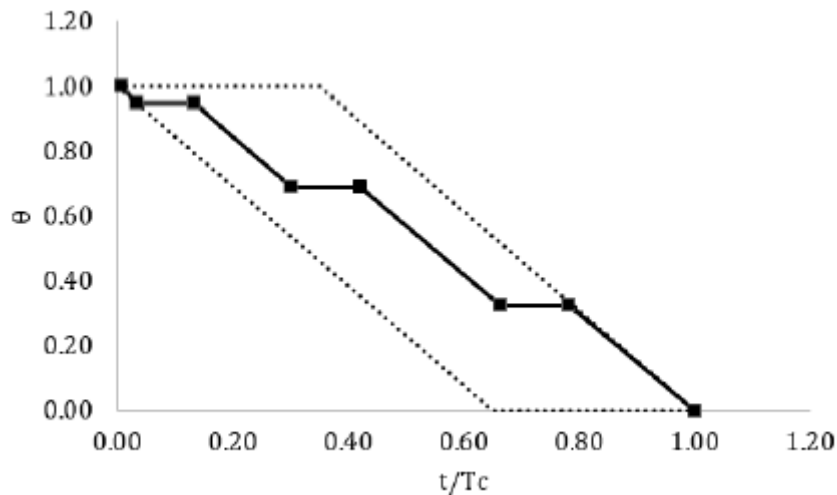
(TWYMAN, 2018) montre que l'allure de la courbe de fermeture de la vanne a aussi une influence sur l'évolution de la pression dans la conduite. Il analyse la réponse instationnaire de différents types de vannes ayant chacune une allure de courbes de fermetures différentes en 1s. Il a été montré que les vannes à pointeau donnent les pressions les moins élevées (19% plus faibles que les vannes papillons ou à boisseau sphérique).

(KARNEY & RUUS, 1985) étudient également l'influence de la cinématique de manœuvre de vanne en simulant numériquement une fermeture parabolique, uniforme, à pourcentage égal et une courbe dite optimale d'une vanne à pointeau (Figure 2-1). Il en résulte que la pression augmente et atteint son maximum pendant la fermeture ou à la fin de la fermeture des vannes. L'amplitude maximum de la pression et le moment où elle est atteinte dépendent du temps de manœuvre de la vanne.



**Figure 2-1 Différentes courbes de fermeture de vanne (KARNEY & RUUS, 1985)**

(BOHORQUEZ & SALDARRIAGA, 2015) avancent que ces modèles de fermeture ne sont pas réalistes pour une application dans un système réel. Ils développent un algorithme d'optimisation afin d'obtenir la courbe de fermeture idéale dans le but de minimiser les dommages et l'écoulement qui passe à travers la vanne dans un système de distribution d'eau. Un exemple de la loi optimisée, proposée par (BOHORQUEZ & SALDARRIAGA, 2015), est présenté sur la Figure 2-2.



**Figure 2-2 Exemple du modèle de fermeture de vanne optimisé (trait continu)**

Le temps de fermeture de la vanne est une variable importante, (BOHORQUEZ & SALDARRIAGA, 2015) ont constaté que le facteur de risque de dommages, dû aux effets transitoires, diminue considérablement à partir d'un temps de fermeture, dit temps marginal.

### 2.3 Modélisation de l'écoulement transitoire dans le circuit

Les méthodes de modélisation d'un écoulement transitoire en conduite sont mentionnées dans les travaux de (STEPHENSON, 1984). Il classe l'écoulement transitoire en conduite fermée en deux catégories distinctes :

- Un écoulement dont les oscillations de la masse du fluide induites par son accélération sont assez lentes pour pouvoir négliger la compressibilité du fluide.
- Un écoulement dont la variation de sa vitesse est suffisamment rapide et est accompagnée d'une déformation élastique du fluide (coup de bélier).

La première catégorie fait référence à la théorie de la colonne de fluide rigide dans laquelle le fluide est considéré comme incompressible et les conduites indéformables. La méthode permet de calculer la hauteur obtenue induite par la variation progressive de la vitesse de la colonne de fluide à l'aide de l'application de la deuxième loi de Newton. Les cas les plus simples peuvent être résolus analytiquement. Les cas plus complexes avec plusieurs branches de différents diamètres sont résolus à l'aide de méthodes numériques.

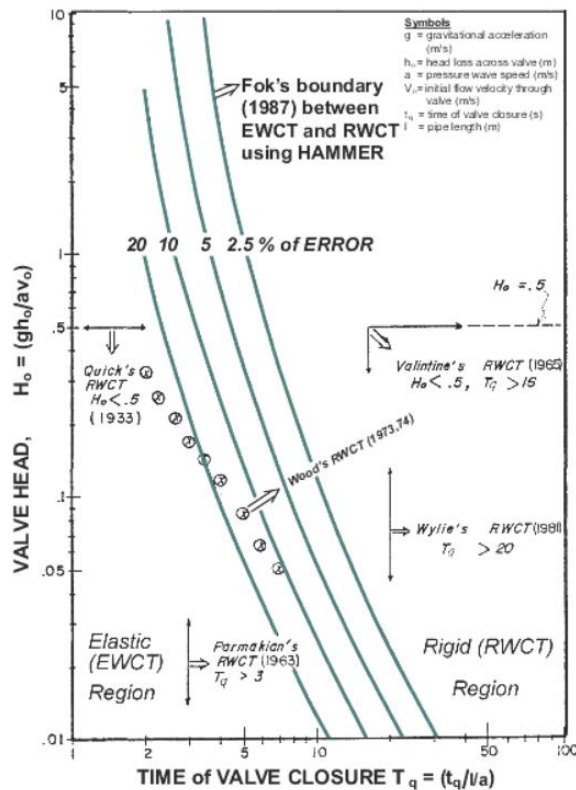
La deuxième catégorie fait référence au « régime transitoire » décrit par les équations de conservation de la masse, de quantité de mouvement et d'énergie. Il apparaît lorsque les paramètres de l'écoulement varient rapidement avec le temps. Dans ce cas, le fluide est considéré comme compressible.

Plusieurs études ont été réalisées dans la littérature afin de déterminer les plages d'application de ces deux méthodes notamment dans le cas de la fermeture de vanne. La Figure 2-3 de (EL-TURKI, 2013) résume quelques-uns de ces critères.

Les critères sont déterminés en fonction de la hauteur de colonne de fluide obtenue ou en fonction du temps de fermeture de la vanne. Par exemple, le critère de PARMAKIAN stipule que la méthode de colonne de fluide rigide (RWCT) est valable lorsque le temps caractéristique de fermeture

adimensionné de la vanne est supérieur à 3 alors que pour WYLIE cette méthode n'est valable que si le temps caractéristique de fermeture de la vanne est supérieur à 20 (EL-TURKI, 2013).

On peut aussi observer sur la Figure 2-3 les résultats obtenus en utilisant les limites élaborées par FOK, représentés par des lignes vertes en gras. Ces dernières donnent l'erreur obtenue en utilisant la méthode de la colonne de fluide rigide lors d'une fermeture de vanne. Il est montré que lorsque le temps de fermeture diminue, cette erreur augmente. Par conséquent, la méthode de colonne rigide n'est pas adaptée lorsque le temps de fermeture est court.



**Figure 2-3 Critère d'utilisation de la méthode de colonne de fluide rigide (RWCT) ou de coup de bélier (EWCT) (EL-TURKI 2013)**

Il est donc important de bien choisir la méthode de modélisation de l'écoulement transitoire en fonction des paramètres appliqués aux différents organes hydrauliques présents dans le circuit, tels que les vannes. Le système hydraulique ODySEA est similaire aux systèmes de distribution d'eau dans la mesure où c'est un réseau de conduites, incluant des branchements, des machines hydrauliques, des vannes et des réservoirs. Ce réseau est réversible et transporte de l'eau d'une source à une autre.

Un état de l'art sur l'élaboration des équations unidimensionnelles gouvernant le phénomène de coup de bélier est détaillé dans (GHIDAOUI et al., 2005). Les équations obtenues sont une paire d'équations différentielles (WYLIE et al., 1993).

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2 \partial Q}{gA \partial x} = 0 \quad \text{Eq. 2-1}$$

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gA \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{fQ|Q|}{2DA} = 0 \quad \text{Eq. 2-2}$$

Avec H la hauteur manométrique, Q le débit volumique,  $a$  la vitesse de l'onde, D le diamètre de la conduite, g l'accélération de la pesanteur, f le coefficient de frottement et A la section de passage. Plusieurs méthodes de résolution numérique sont utilisées pour trouver les solutions, la méthode des caractéristiques est souvent utilisée. Cette méthode permet de résoudre des équations aux dérivées partielles en les transformant en équations différentielles ordinaires qui sont résolues à l'aide de la méthode des différences finies.

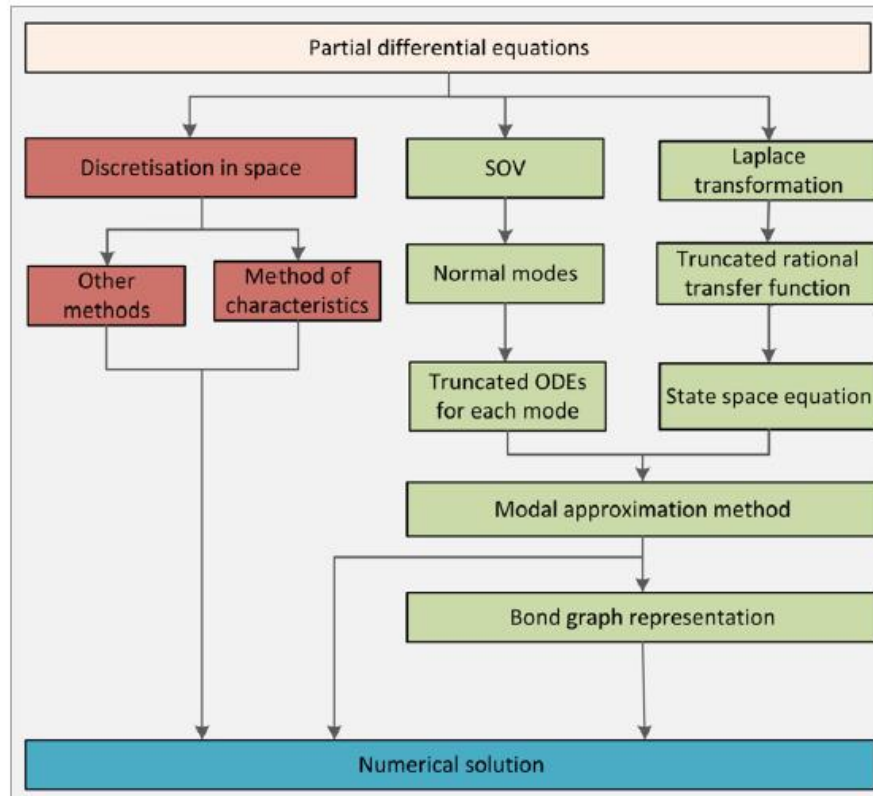


Figure 2-4 Méthode de résolution des équations de coups de bélier (YANG et al., 2012)

Les méthodes graphiques sont aussi utilisées. (YANG et al., 2012) montrent les différentes méthodes de résolution de ces équations aux dérivées partielles sur la Figure 2-4. Trois méthodes sont présentées. Premièrement, les méthodes de discrétisation comme la méthode des caractéristiques permettent d'obtenir directement des solutions numériques en résolvant les équations obtenues à l'aide de conditions limites et de conditions initiales adaptées. Les deux autres méthodes présentées permettent d'utiliser la méthode bond graph. Cette méthode est basée sur le transfert de puissance entre chaque élément. Afin d'aboutir à la méthode d'approximation modale et la représentation Bond Graph, il existe deux méthodes de transformation. La première emploie la méthode de séparation des variables (SOV) en exprimant chaque équation du problème en fonction d'une seule variable. La seconde méthode utilise la transformation de Laplace. Cette méthode permet de résoudre le problème dans un domaine de fréquences où les opérations algébriques sont simplifiées.

Un paramètre important du modèle est le coefficient de frottement. En effet, il est mentionné par (NOROOZ et al., 2015) que celui-ci peut être stationnaire, quasi-stationnaire ou instationnaire. La plupart des modèles unidimensionnels utilisés emploient le modèle de frottement quasi-

stationnaire. Cependant, cette hypothèse est l'une des raisons pour lesquelles les résultats expérimentaux diffèrent des résultats numériques. Le modèle instationnaire est difficile à mettre en œuvre. En effet, (ABDELDAYEM et al., 2021) mentionnent que, sur vingt et un codes de calcul, seuls trois logiciels de simulation et d'analyse d'écoulement 1D en conduite utilisent un modèle de frottement instationnaire. Un état de l'art comparatif des modèles de frottement instationnaires développés dans la littérature est réalisé (NOROOZ et al., 2015). Ils mettent en œuvre plusieurs simulations numériques et expérimentales d'un écoulement dans une conduite lorsque de la fermeture rapide d'une vanne à son extrémité. Les simulations diffèrent selon la vitesse initiale du fluide. Il en résulte que le modèle de BRUNONE est le moins précis dans le cas d'un écoulement laminaire et le modèle de ZIELKE donne de meilleurs résultats lorsque l'écoulement est turbulent.

Une méthode plus simple de modélisation de l'écoulement transitoire est détaillée par (HIGO et al., 2000) en considérant l'inertie et la compressibilité du fluide comme suit :

$$p_1 - p_2 = R * Q_1 + I \frac{dQ_1}{dt} \quad \text{Eq. 2-3}$$

$$Q_1 - Q_2 = C \frac{dp_2}{dt} \quad \text{Eq. 2-4}$$

Les indices 1 et 2 correspondent respectivement à l'entrée et à la sortie de la conduite. Avec p la pression, Q le débit, et I, R et C sont respectivement les coefficients d'inertie, de frottement et de compressibilité du fluide.

Ces équations sont résolues à l'aide de la méthode Bond Graph et la méthode des caractéristiques dans le cadre de la simulation d'une fermeture de vanne de régulation située après la conduite. La vanne est fermée soudainement en 0,01s. En comparant les résultats expérimentaux aux résultats obtenus à l'aide de la méthode des caractéristiques et la méthode Bond Graph, il a été montré que l'évolution des fluctuations de pression est similaire (HIGO et al., 2000).

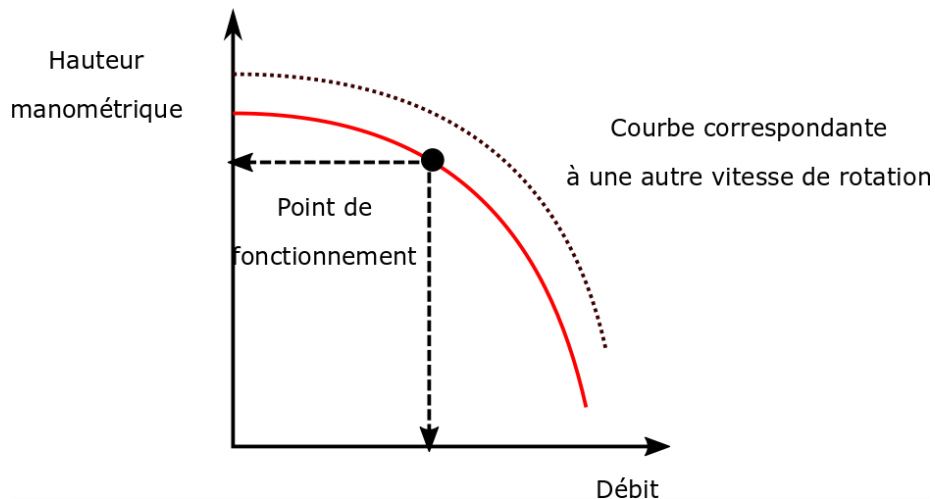
D'autres outils numériques ont été développés afin de modéliser un coup de bélier dans un écoulement diphasique tel que le code WAHA (GIOT & SEYNHAEVE, 2004; VOLKOV et al., 2020) ou encore plus récemment le code CATHARE (PREA et al., 2020) .

Un modèle 1D a été développé par (MATTEO, MAUGER, et al., 2019) afin de prédire le comportement de la pompe centrifuge et de prendre en compte les phénomènes transitoires qui s'y produisent. Le modèle est intégré dans le code CATHARE, un code de calcul de simulation thermo hydraulique, développé dans le cadre d'analyse de sûreté nucléaire. La validation du modèle est effectuée à partir de la comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux des simulations effectuées sur le banc DERAP du laboratoire des mécaniques des fluides de Lille. L'erreur relative constatée sur la plage de débit est inférieure à 10% sur toute la plage de fonctionnement de débit de la pompe.

## 2.4 Pompes

### 2.4.1 Modélisation de l'écoulement instationnaire à travers une pompe centrifuge

L'écoulement transitoire à travers la pompe est souvent modélisé avec des modèles quasi-statiques à l'aide de ses courbes caractéristiques. La courbe caractéristique d'une pompe donne la hauteur manométrique fournie par la pompe en fonction du débit qui la traverse, pour une vitesse de rotation fixe donnée, comme le montre la Figure 2-5. Elle est généralement fournie par le fabricant de la machine. La courbe caractéristique dépend de sa vitesse de rotation.



**Figure 2-5 Courbe caractéristique d'une pompe**

(TSUKAMOTO & OHASHI, 1982) ont cependant montré que le comportement de la pompe n'est plus quasi-statique lorsque les variations de vitesse sont grandes. Le fonctionnement transitoire des pompes est présent lors du démarrage ou de l'arrêt de la machine. (TSUKAMOTO & OHASHI, 1982) étudient le caractère transitoire d'une pompe centrifuge lors de son démarrage, pour montrer la déviation des paramètres de la pompe par rapport au fonctionnement quasi-statique. Ils réalisent une étude expérimentale et construisent un modèle en supposant que l'écoulement dans les aubes de la roue est similaire à un écoulement dans une grille d'aubes bidimensionnelle. Deux cas sont simulés, ils diffèrent selon la méthode de démarrage de la pompe et le temps d'accélération nominal de son arbre. Dans un premier cas, le temps d'accélération est de 0,12 s tandis que dans un deuxième cas il est de 0,68 s. Ils comparent la courbe caractéristique en grandeurs adimensionnées  $\Psi$  et  $\Phi$  (avec  $\Psi = gH / (\omega^2 D^2)$ ,  $\Phi = Q / (\omega D^3)$ ) de la pression en fonction du débit de la pompe obtenue au démarrage de la pompe à la courbe caractéristique de la pompe. Ils constatent, dans un premier temps, dans les deux cas, que la valeur de la pression au démarrage est nettement supérieure à la valeur quasi-statique de la pression. Cela est dû à un pic de pression au démarrage de la pompe. Dans un deuxième temps, cette pression diminue en dessous de la pression quasi-statique. Ce phénomène est expliqué par un retard de la formation de la circulation, dans les aubes de la roue.

(THANAPANDI & PRASAD, 1995) estiment que la précision des modèles précédents n'était pas satisfaisante à cause des hypothèses émises (écoulement irrotationnel, viscosité négligée). La méthode des caractéristiques est alors utilisée pour résoudre les équations simplifiées 1D de la conservation de la masse et du moment de quantité de mouvement dans un référentiel tournant pour un volume de contrôle de la roue de la pompe. Ils obtiennent l'équation décrivant le coup de bélier en ajoutant le terme lié à la force centrifuge qui cause le développement de la charge dynamique dans le système. Ils concluent que leur méthode prédit suffisamment bien l'évolution de la charge dynamique de la pompe durant les périodes transitoires en comparant les résultats numériques obtenus avec les résultats expérimentaux.

(GHELICI, 1993), avance que trouver un seuil d'accélération critique universel n'est pas cohérent car l'écoulement dépend non seulement de la géométrie mais aussi de plusieurs autres paramètres tels que les caractéristiques du circuit où la pompe est installée, les pertes de charges dans le circuit et dans la machine, la pression à l'entrée de la roue. Le modèle 0D est obtenu à l'aide de l'équation de la dynamique appliquée à un élément M, infiniment petit, de fluide en mouvement sur une ligne de courant entre l'entrée et la sortie d'une aube de la roue de la pompe. Il met en évidence deux phases dans lesquelles un pic de pression et un retard de l'établissement du débit sont observés, dans un premier temps, dus à l'inertie du fluide dans les conduites. Ensuite, la hauteur diminue et se stabilise et le débit augmente jusqu'à la valeur obtenue en régime

stationnaire. Les grandes variations de pression sont une caractéristique de la présence de cavitation. A partir d'une étude expérimentale, l'importance de la pression à l'entrée de la roue a été mise en évidence. La cavitation apparaît lorsque la pression du fluide diminue fortement et devient inférieure à la valeur de la pression de vapeur saturante. Un modèle simplifié de pompe avec cavitation, qui ne prend pas en compte des effets de thermodynamique et d'acoustique qui se produisent pendant le phénomène, a aussi été construit. A partir de l'étude expérimentale, les zones d'apparition de la cavitation ont été mises en évidence dans les canaux inter-aubes. Enfin, il assume l'existence de tourbillons et de recirculations à l'entrée des aubes, due à l'accélération de la vitesse de la roue.

La présence de recirculation au démarrage d'une pompe a été mise en évidence par (PICAVET, 1996) grâce à une étude expérimentale réalisée sur le même banc d'essai que celui de (GHELICI, 1993). L'auteur étudie l'écoulement à l'intérieur de la machine à l'aide de la technique du fil de laine, pris comme traceur. Cette recirculation expliquerait la différence entre l'écoulement transitoire et l'écoulement permanent.

(T. TANAKA & TSUKAMOTO, 1999) proposent d'étudier le régime transitoire d'une pompe centrifuge en cavitation. Lors de la cavitation, des bulles de vapeur d'eau se forment et leur implosion peut causer de graves dommages à la pompe.

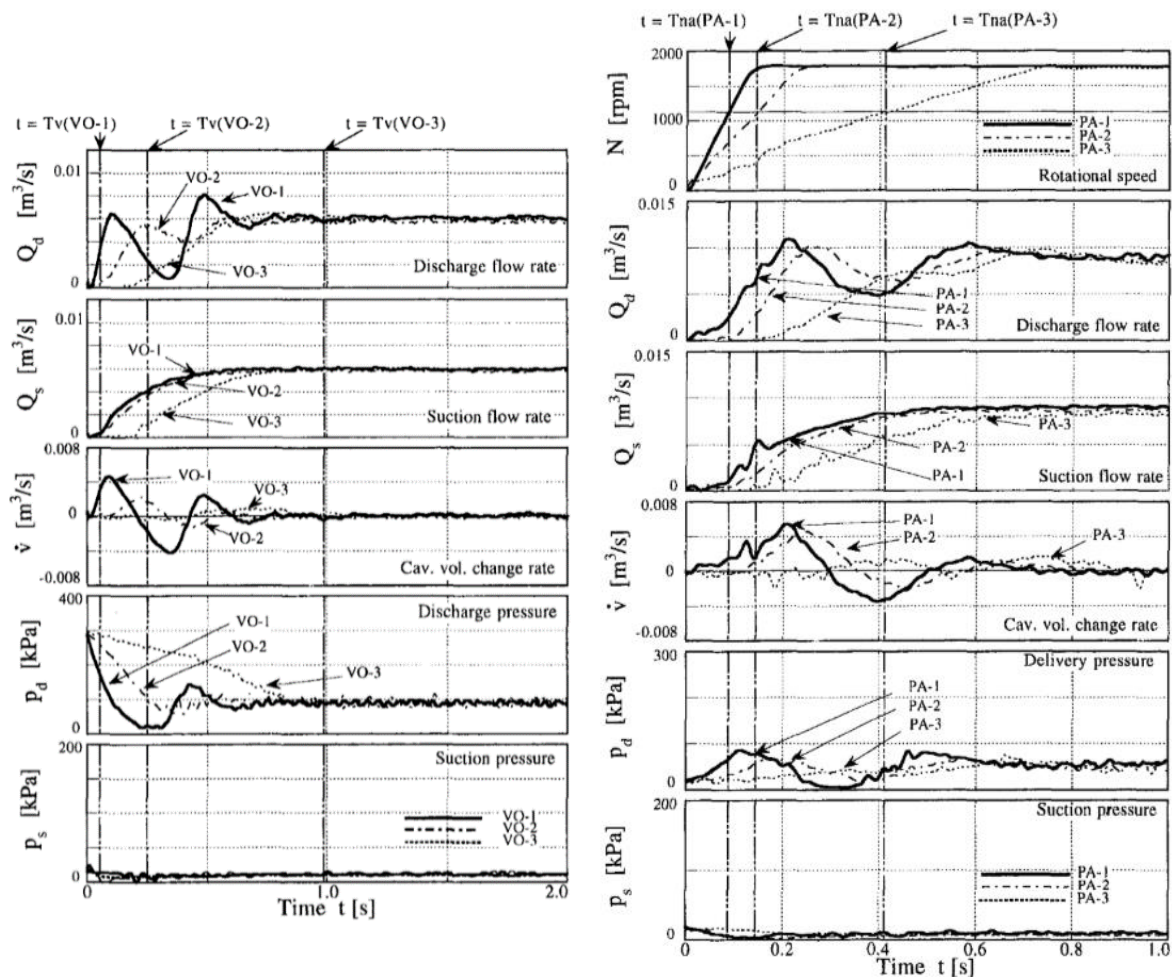


Figure 2-6 Effet de l'ouverture de la vanne sur les différents paramètres à gauche et effet du démarrage de pompe à droite (TANAKA & TSUKAMOTO, 1999)



Dans un premier temps, ils effectuent une étude expérimentale sur une pompe centrifuge cavitante lors de la soudaine ouverture ou fermeture de la vanne de refoulement dans laquelle ils visualisent le phénomène de cavitation à l'aide d'une caméra rapide. Afin de garantir le régime transitoire de la pompe, les tests ont été réalisés avec une variation rapide de débit et une vitesse de rotation constante à l'aide du contrôle d'une vanne pneumatique. Ils étudient ensuite le comportement transitoire d'une pompe centrifuge cavitante à l'arrêt et au démarrage de celle-ci. Le régime transitoire est obtenu en faisant varier rapidement la vitesse de rotation de la pompe. La Figure 2-6 montre l'évolution du taux de variation du volume de cavitation  $\dot{v}$ , du débit et de la pression à l'aspiration ( $Q_s$ ,  $p_s$ ) et au refoulement de la pompe ( $Q_d$ ,  $Q_s$ ) durant l'ouverture de la vanne (à gauche) et le démarrage de la pompe (à droite). Tandis que la Figure 2-7 montre l'évolution des mêmes paramètres durant la fermeture de la vanne (à gauche) et l'arrêt de la pompe (à droite).

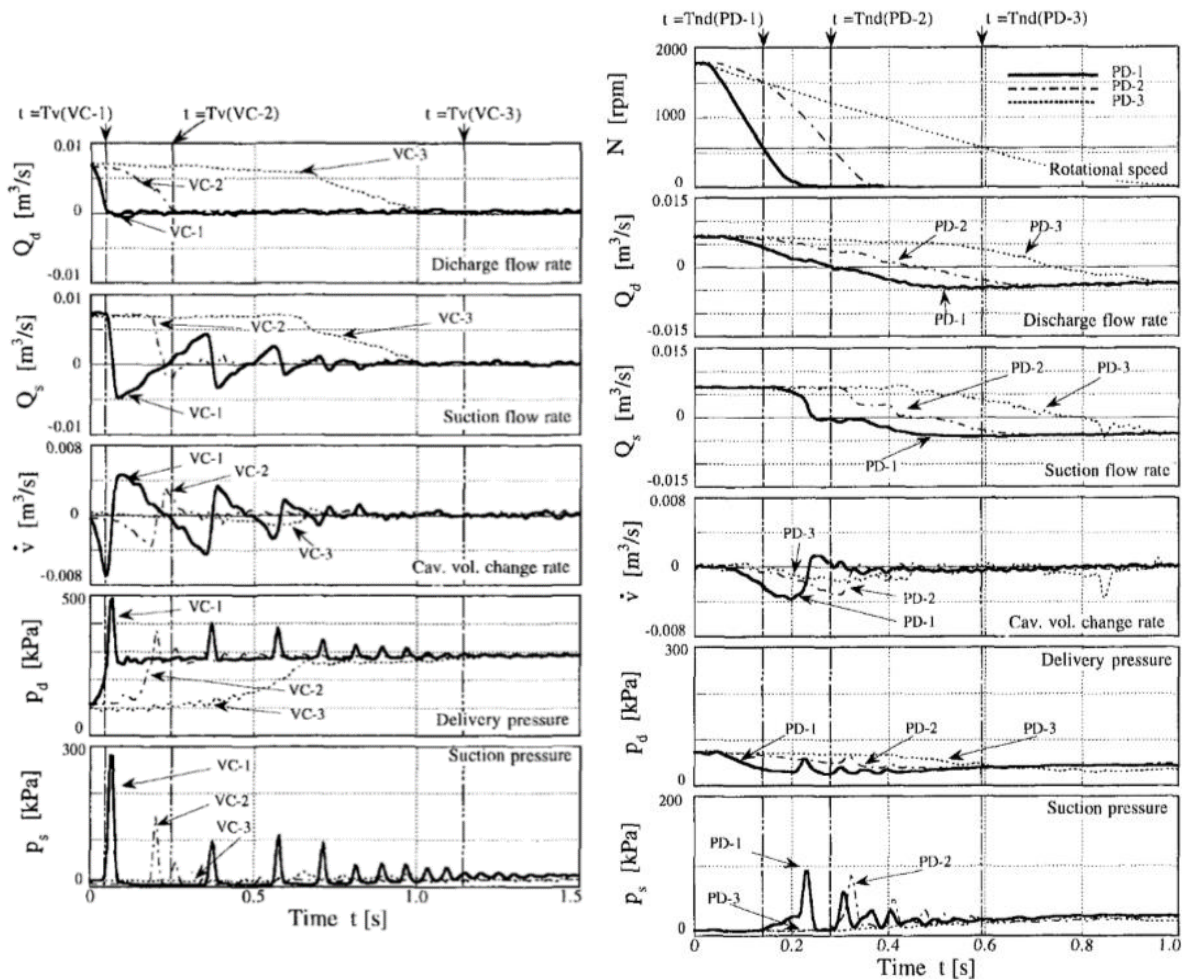


Figure 2-7 Effet de la fermeture de la vanne sur les différents paramètres à gauche et effet de l'arrêt de pompe à droite (Tanaka & Tsukamoto, 1999)

Cas	$t_{na}$ (s)	Cas	$t_{na}$ (s)	Cas	$t_v$ (s)	Cas	$t_v$ (s)
PA-1	0,094	PD-1	0,141	V0-1	0,054	VC-1	0,054
PA-2	0,158	PD-2	0,282	V0-2	0,256	VC-2	0,263
PA-3	0,387	PD-3	0,599	V0-3	0,976	VC-3	1,114

Tableau 2-1 Conditions d'essai



Plusieurs cas ont été simulés sur chacune des deux figures, ils diffèrent selon les temps de manœuvre de vanne et le temps d'accélération de la pompe (Tableau 2-1). Les résultats ont montré lors de l'ouverture de la vanne et au démarrage d'une pompe que plus le temps d'ouverture de la vanne est court, plus des fluctuations du débit et de la pression sont observées au refoulement avant que les paramètres ne se stabilisent. L'amplitude des oscillations augmentent avec la diminution du temps d'ouverture de vanne et au démarrage de pompe (Figure 2-6).

Alors que durant la fermeture de la vanne et à l'arrêt de la pompe (Figure 2-7), des pics de pression à l'aspiration et au refoulement de la pompe en cavitation se produisent, dus à l'effondrement des bulles de cavitation dans la conduite d'aspiration.

(BOLPAIRE, 2000) reprend le modèle de (GHELICI, 1993). Dans ce modèle il considère que l'angle de l'aubage entre l'entrée et la sortie de la roue est constant en moyennant ses valeurs. (BOLPAIRE, 2000) considère que cette hypothèse peut-être à l'origine des différences constatées entre les résultats expérimentaux et théoriques. Il mesure alors l'angle de l'aubage en fonction du rayon de la roue. Il obtient une loi de variation qu'il modifie en prenant en compte la déviation de l'écoulement causée par le nombre d'aubes fini. De plus, il prend aussi en compte la variation de la hauteur de canal de la roue de la pompe en fonction du rayon. Cependant, la modification du coefficient angulaire, donne des résultats plus éloignés par rapport à l'étude expérimentale et par rapport au modèle de (GHELICI, 1993) (modèle à coefficient constant). Cette étude présente les recherches sur l'élaboration d'un modèle de pompe transitoire unidimensionnelle.

La phase transitoire de la pompe modélisée à partir de l'évolution de la hauteur totale de la pompe et du couple interne lors d'un démarrage rapide est analysée par (DAZIN et al., 2007). Les auteurs établissent un modèle à partir de l'équation du moment de quantité de mouvement, couplée à l'équation d'énergie. Ce modèle prend en compte les termes d'inertie, non seulement liés à la roue, mais aussi ceux liés au diffuseur et à la volute. Il prend en compte la géométrie de la roue et la variation de la largeur et de l'angle de l'aube. Il est remarqué avec ce modèle, que la pression dans la roue est influencée par l'accélération angulaire et par les effets d'inertie. Le modèle est comparé et validé avec les résultats expérimentaux et numériques des travaux précédents (GHELICI, 1993). Il a été démontré que ce modèle est plus précis à 5 % près des résultats expérimentaux. Pour la pompe utilisée, le terme d'accélération angulaire influe moins que les termes d'inertie durant un démarrage rapide de pompe.

(DUPLAA, 2008) améliore le modèle précédent en prenant en compte le phénomène de cavitation dans l'écoulement à l'intérieur de la pompe, en démarrage rapide. L'hypothèse de la masse volumique constante est alors supprimée, ce qui fait apparaître deux termes dynamiques liées à la cavitation dans l'expression des termes instationnaires du couple exercé par la roue sur le fluide. Il réalise une étude expérimentale pour quantifier l'ordre de grandeurs de ces deux termes et montre que leur influence n'est pas négligeable.

#### **2.4.2 Simulations unidimensionnelles avec l'outil Bond Graph**

La méthode Bond Graph est une méthode de modélisation de systèmes dynamiques se basant sur la transmission de puissance entre chaque élément. Cette méthode a été utilisée pour décrire le comportement transitoire de la pompe centrifuge. (K. TANAKA et al., 2000) modélisent la partie mécanique et la partie hydraulique d'un système de pompage en prenant en compte toutes les pertes hydrauliques et mécaniques. La simulation est effectuée avec une variation de vitesse de rotation très rapide (0 à 3000 tr/mn en 0.2 s) au démarrage de pompe. Le modèle est validé avec une étude expérimentale en parallèle. L'hypothèse que des termes instationnaires en  $(d\omega/dt)$  et  $(dq/dt)$  engendrent une énergie supplémentaire à celle en mode stationnaire est avancée, afin d'obtenir la même pression et le même débit.

(K. TANAKA et al., 2013) développent un modèle de pompe transitoire, basé sur le modèle précédent en prenant en compte le phénomène de cavitation. La cavitation est modélisée par un

élément capacitif dont les coefficients sont calculés à partir d'une étude CFD, menée en parallèle. Le modèle est amélioré par la suite par (K. TANAKA et al., 2015).

Enfin les temps caractéristiques du démarrage des pompes sont déterminés, à l'aide d'une simulation Bond-Graph par (DAZIN et al., 2015). Cette étude a pour but de donner les échelles de temps associées au régime transitoire et de déterminer les paramètres influents. En effet, les effets de l'accélération angulaire sont dominants dans un premier temps puis deviennent négligeables avec l'augmentation des effets d'inertie hydraulique. Enfin, les effets visqueux dominent et le régime devient quasi stationnaire.

### **2.4.3 Etude numérique des pompes centrifuges multi étagées**

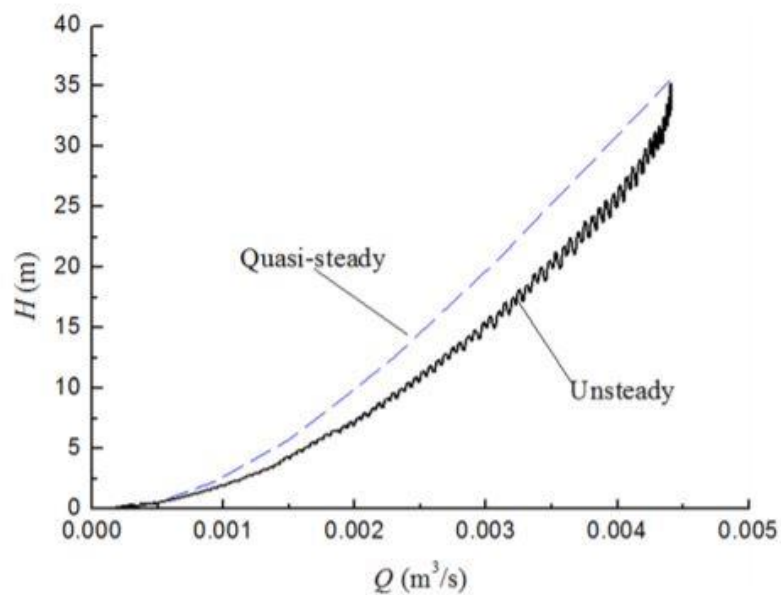
Les pompes centrifuges multi étagées sont largement utilisées dans l'industrie en raison de la pression et de la puissance élevées qu'elles délivrent. Ce sont les pompes qui ont été choisies dans le système de stockage ODySEA. Il existe plusieurs configurations de pompes multi-étagées. Chaque étage, hormis le dernier, est généralement composé d'une roue tournante et d'un diffuseur fixe doté d'un canal de retour. Le dernier étage est composé d'une roue (rotor), d'un diffuseur sans canal de retour (stator) et d'une volute (GÜLICH, 2014). Plusieurs études ont été réalisées sur le comportement de l'écoulement à travers les différents composants afin d'optimiser le fonctionnement de la pompe. Le développement de la mécanique des fluides numériques et la mise en œuvre de la métrologie optique ont permis de visualiser l'écoulement interne dans la pompe dans des vues tridimensionnelles, pour mieux comprendre et analyser l'écoulement transitoire. Plusieurs problèmes compromettant l'efficacité optimale de la pompe ont été relevés dans la littérature. L'interaction rotor-stator induit des problèmes de vibrations et de bruit acoustique causés par des fluctuations de pression (BERTEN et al., 2007; WANG et al., 2019). Les forces axiales et radiales générées par le fluide dans la roue et dans les cavités entre le carter et la roue peuvent induire des dommages, diminuer les performances de la pompe et réduire sa durée de vie (GÜLICH, 2014). Plusieurs solutions ont été apportées dans la littérature afin d'équilibrer et de contrôler ces forces. Les poussées radiales peuvent être minimisées en adoptant d'autres configurations de volute telles que les volutes doubles.

Les méthodes utilisées pour équilibrer les forces axiales sont la mise en place de trous d'équilibrage sur les roues. Cependant, cette méthode induit des pertes par fuites et réduit le rendement de la pompe. (BABAYIGIT et al., 2017) étudient à l'aide de simulations CFD et expérimentales les effets des trous d'équilibrages et des fuites dans une pompe multi-étagée. Il démontre leur influence sur les structures de l'écoulement, les distributions de pression et les valeurs de l'énergie cinétique turbulente.

Le fonctionnement de la pompe multi-étagée est aussi affecté lors du fonctionnement transitoire, par exemple lors du démarrage de la pompe. Les parties mécaniques de la pompe en contact avec le fluide génèrent une réponse aux contraintes imposées par le changement de pression du fluide pendant les fonctionnements transitoires. Cela peut induire des dommages et des vibrations et diminuer les performances de la pompe. L'écoulement au démarrage de la pompe a été modélisé à l'aide du logiciel FLUENT 6.2 par (LI et al., 2010) en développant la méthode DSR (« Dynamic Slip Region ») basée sur la méthode DM (« dynamic mesh »). Le domaine fluide est divisé en deux régions : un domaine stationnaire et un domaine en mouvement. La région en mouvement est accélérée en y attribuant une loi de vitesse de rotation (avec prise en compte des forces d'inertie dans la région en rotation). Le modèle DES (« Detached Eddy Simulation ») est utilisé dans cette étude pour capturer les tourbillons développés en régime transitoire : une zone de recirculation entre les aubes de la roue de la pompe a été mise en évidence numériquement au début de la simulation. Elle pourrait expliquer le retard de l'établissement de l'écoulement. En effet, l'énergie cinétique ne peut convertir l'énergie de pression à temps durant l'accélération. Ce phénomène induit l'augmentation des pertes hydrauliques. Il est alors montré que l'accélération de l'écoulement et l'évolution des tourbillons accentuent la différence entre la charge quasi-statique et la charge transitoire. Le régime transitoire de l'écoulement est aussi capturé à l'aide de la

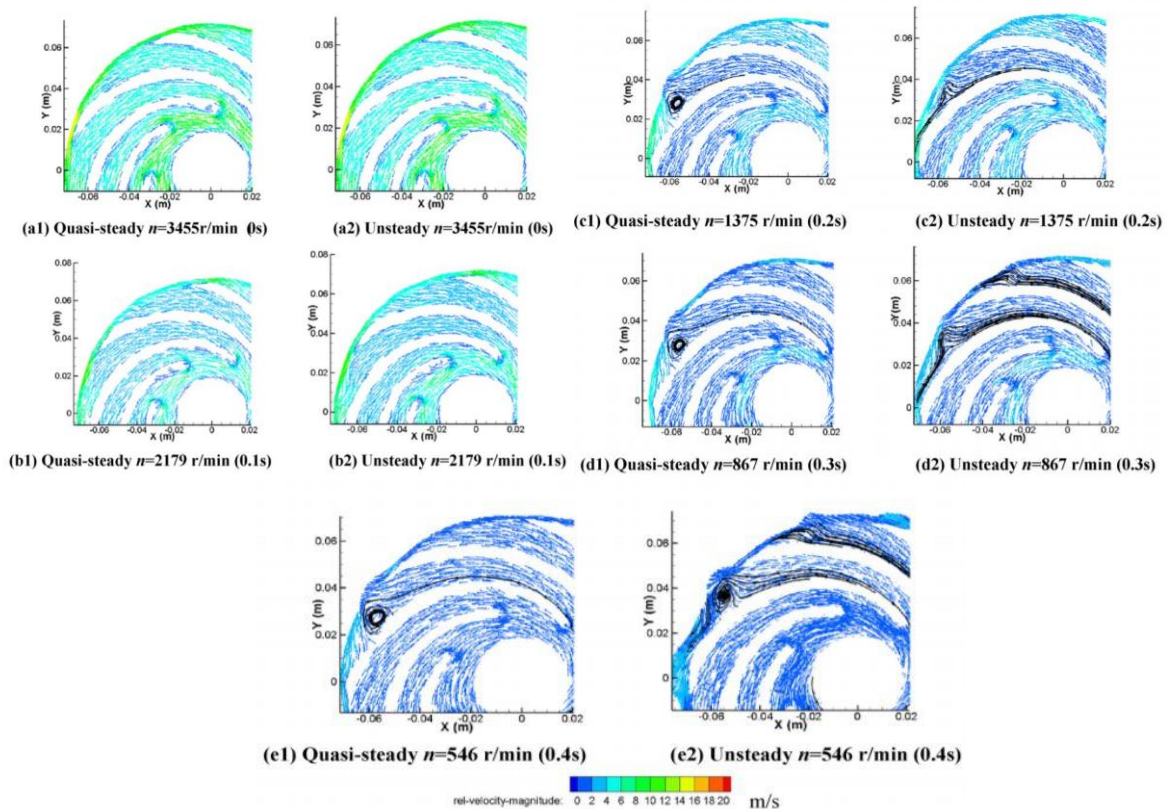
méthode PIV dans (LI et al. 2011). Des résultats similaires aux études précédentes ont été retrouvés.

L'écoulement à l'arrêt de la pompe est étudié dans (LIU et al., 2011) toujours avec la méthode « dynamic mesh ». Le système modélisé est le système de (TSUKAMOTO & OHASHI, 1982) à l'aide du logiciel FLUENT 6.3. La méthode « dynamic mesh » est utilisée pour les calculs dynamiques. La même loi de vitesse donnée par (TSUKAMOTO & OHASHI, 1982) est appliquée à l'arrêt de la pompe centrifuge. Il a été montré que la charge et le débit diminuent avec la décroissance de la vitesse de rotation. Cependant, le débit diminue plus lentement dû aux effets d'inertie de l'écoulement dans le système. Une comparaison entre les résultats obtenus avec le modèle quasi-statique et ceux obtenus avec le modèle instationnaire, à l'arrêt de la pompe centrifuge, a été réalisée en utilisant la méthode MRF (« moving frame reference » ou « frozen rotor ») pour le modèle quasi-statique.



**Figure 2-8 Comparaison de la courbe charge-débit entre le modèle quasi-statique et instationnaire (Liu, Li, & Wang, 2011)**

La Figure 2-8 montre une déviation des résultats instationnaires par rapport à ceux quasi-statiques dès le début de l'arrêt de la pompe à  $Q=0,004 \text{ m}^3/\text{s}$ . Les auteurs ont supposé que cette différence est due à l'inertie de l'écoulement qui n'est prise en compte que dans le modèle instationnaire. Cependant lorsque le débit diminue, la différence entre les deux courbes diminue aussi.



**Figure 2-9 Comparaison du champ de vitesse à travers la roue entre le modèle quasi statique et transitoire (Liu, Li, & Wang, 2011)**

La Figure 2-9 montre la comparaison du champ de vitesses à l'intérieur de la roue à différents débits entre les deux modèles. Au début de l'arrêt de la pompe, l'écoulement est pratiquement identique dans les deux cas (cas  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $b_1$  et  $b_2$ ). Lorsque  $t=0.2$  s un phénomène de décrochage a été constaté (cas  $c_1$  et  $c_2$ ). Cependant, la structure du tourbillon est différente entre les deux modèles. Dans le modèle quasi-statique, un seul tourbillon est constaté alors que dans le modèle instationnaire un autre phénomène transitoire est mis en évidence à la sortie de la roue. Il est évident que le modèle instationnaire capture mieux les phénomènes transitoires qui apparaissent lors de l'arrêt de la pompe.

#### **2.4.4 Prédiction du fonctionnement de la pompe en mode turbine**

Les PAT (« pump as turbine ») développées dans les années 50, sont les pompes centrifuges fonctionnant en mode turbine à partir de l'inversion du sens de rotation de sa roue. Elles ne possèdent pas d'aubes directrices réglables à l'inverse des turbines-pompes. Néanmoins, les PAT présentent plusieurs avantages attractifs pour les petites installations hydrauliques telles que la production en série ou encore la disponibilité sur une large gamme de débits et de hauteurs de charge (WILLIAMS, 1996).

Les recherches sur les PAT sont axées sur la prédiction de son fonctionnement en mode turbine. Les chercheurs n'ont généralement en leur possession que les courbes caractéristiques en mode pompe. Plusieurs chercheurs ont donc établi des relations à partir de ces données seulement ((STEPANOFF, 1957), (CHILDS, 1962), (HANCOCK, 1963), (SHARMA, 1985) et (ALATORRE-FRENK, 1994)). Cependant, il a été montré que ces méthodes présentent des déviations considérables entre les méthodes de prédiction des performances et les essais expérimentaux. Effectivement, un écart d'environ 20 % a été trouvé après comparaison (JAIN & PATEL, 2014). De plus, ces relations ne sont pas tout le temps valables car deux machines ayant les mêmes points

de fonctionnement nominaux peuvent avoir des performances différentes en mode turbine (BURTON & WILLIAMS, 1991). Plusieurs corrélations ont été comparées par (WILLIAMS, 1994). Il en résulte alors que la méthode la plus précise, selon les critères appliqués, est la méthode de SHARMA. Ces dernières années les recherches, se sont plus concentrées sur la prédiction du mode turbine, en se basant sur la vitesse spécifique de la pompe. En effet, une méthode de prédiction des performances du BEP en mode turbine à l'aide de données expérimentales est réalisée par (DERAKHSHAN & NOURBAKHSI, 2008). Les observations précédentes mentionnant que deux pompes avec la même vitesse spécifique peuvent avoir différentes performances en mode turbine. En effet, la pompe ayant un diamètre plus large présente un meilleur rendement. Par conséquent, le diamètre de la roue de la pompe est intégré dans leurs corrélations. Il est alors constaté après comparaison avec les précédentes méthodes (notamment (STEPANOFF, 1957), (SHARMA, 1985) et (ALATORRE-FRENK, 1994)) que cette nouvelle méthode présente un meilleur résultat. Néanmoins elle n'est valable que pour les pompes ayant une faible vitesse spécifique ( $N_s < 60$ ).

Une méthode basée sur les données expérimentales, ainsi que sur les caractéristiques de la pompe, notamment la vitesse et le diamètre spécifique, est donnée par (SINGH & NESTMANN, 2010). L'auteur obtient un résultat satisfaisant avec une erreur comprise entre  $\pm 5\%$  et  $\pm 7\%$  pour les pompes à faible vitesse spécifique et de  $\pm 2\%$  pour les pompes ayant une vitesse spécifique moyenne. Cependant, comme précédemment, cette méthode n'est pas applicable à toutes les gammes de pompes. Le problème réside donc aussi sur la répétabilité de la méthode qui n'a pas encore été prouvée jusqu'à présent.

Une nouvelle relation est déduite d'une étude expérimentale faite sur une pompe ayant une vitesse spécifique de 18, ainsi que sur des données expérimentales de quatre autres pompes étudiées par d'autres chercheurs (dont (DERAKHSHAN & NOURBAKHSI, 2008) et (SINGH & NESTMANN, 2010)) (NAUTIYAL et al., 2011). Ils effectuent une analyse pour obtenir un coefficient donnant une relation entre le rendement au BEP et la vitesse spécifique en mode pompe. Ils déduisent, par la suite, une relation entre ce coefficient, le débit, ainsi que la hauteur de charge en mode turbine. Les résultats de cette nouvelle méthode de prédiction montrent une erreur d'environ  $11\%$  par rapport aux résultats expérimentaux. Cependant il est mentionné qu'il subsiste toujours certaines incertitudes dans la prédiction des performances en mode turbine.

Une corrélation basée sur la vitesse spécifique est donnée par (STEFANIZZI et al., 2017) à partir de l'interpolation de données de vingt-sept pompes ayant une vitesse spécifique allant de 9 à 80. L'auteur obtient alors une relation entre la vitesse spécifique de la pompe en mode turbine en fonction de celle en mode pompe. Le facteur de prédiction de la charge en mode turbine est ensuite obtenu en fonction de la vitesse spécifique en mode turbine toujours à partir d'une interpolation. La méthode est validée à l'aide d'une étude expérimentale. Il en résulte alors une erreur d'environ  $\pm 10\%$  par rapport aux résultats expérimentaux.

La prise en compte des paramètres géométriques de la pompe permet de donner de meilleurs résultats. Le problème dans ce cas, réside sur le fait évoqué antérieurement, les constructeurs de pompes ne délivrent que très rarement leurs données géométriques. Toutefois, quelques modèles ont pu être établis à partir d'une approche théorique. Pour pallier à l'inexactitude des relations établies auparavant afin de prédire les performances de la pompe en mode turbine, un modèle numérique 1D est présenté par (AMELIO & BARBARELLI, 2004). Ce modèle est obtenu à partir de données géométriques de la pompe et des calculs de pertes dans cette dernière. Le modèle final donne les courbes caractéristiques en mode turbine, traduisant l'évolution de la charge et du rendement en fonction du débit. Le modèle a été appliqué à six pompes centrifuges. En appliquant l'indicateur de prédiction  $C$  de (WILLIAMS, 1994), il a été constaté que le modèle est meilleur que les huit autres corrélations étudiées par (WILLIAMS, 1994). Lorsque le débit s'approche du BEP on observe une erreur d'environ  $10\%$  qui est largement plus faible que celle des méthodes précédentes. Cependant, lorsque le débit est faible, l'erreur est importante. Le modèle connaît donc des limites telles que, par exemple, la non prise en compte de la présence de tourbillons. De plus, il faudrait une meilleure méthode de calcul des pertes pour les bas débits. Ce modèle a été

amélioré par la suite par (BARBARELLI et al., 2016) en ajoutant des pertes non considérées précédemment. Il en résulte une erreur de 7.2 % au point nominal (BEP) par rapport à l'étude expérimentale. En outre, après calcul de l'indicateur de (WILLIAMS, 1994), il a été montré que la valeur de C la plus haute est de 0.51, en connaissant les détails géométriques de la pompe.

Enfin récemment, un modèle de prédiction de la courbe caractéristique de la pompe en mode turbine, à l'aide des caractéristiques géométriques, des pertes, et du facteur de glissement a été mis en place (STEFANIZZI et al., 2018). Grâce à un partenariat avec un fabricant de pompe "Nuovo Pignone", des données géométriques plus détaillées ont alors été disponibles pour élaborer le modèle de prédiction. Plus d'informations ont alors été données par rapport au modèle de (GÜLICH, 2014). Les résultats observés sur la Figure 2-10 montrent de meilleures approximations de la courbe caractéristique en mode turbine comparé aux modèles de (GÜLICH, 2014) et celui de (DERAKHSHAN & NOURBAKHS, 2008). En effet au plus bas et plus haut débit respectivement l'erreur est de -2 % et 0.1 % seulement contre 14.7 % et 13.1 % pour le modèle de (DERAKHSHAN & NOURBAKHS, 2008) et 5 % et 18 % pour le modèle de (GÜLICH, 2014).

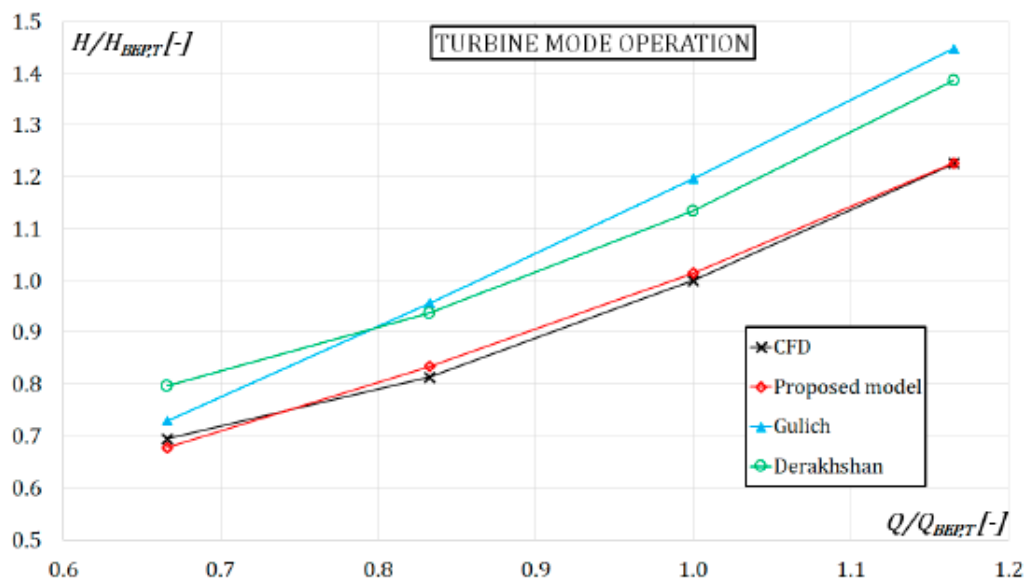
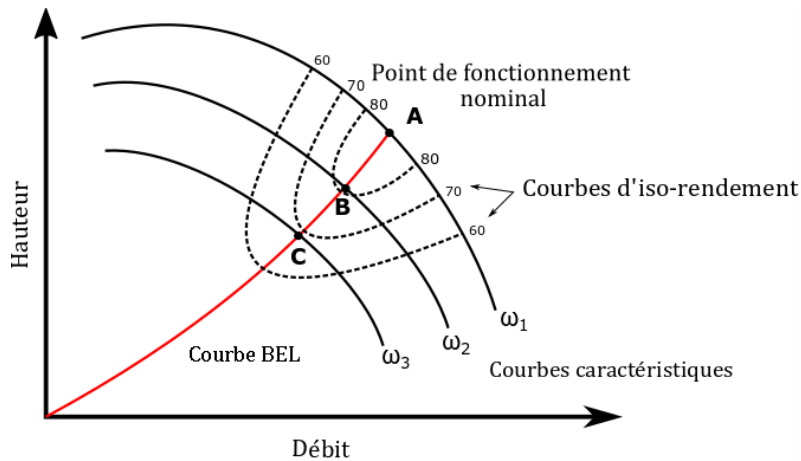


Figure 2-10 Comparaison entre différents modèles de prédiction de la courbe caractéristique en mode turbine (Michele STEFANIZZI et al. 2018)

#### 2.4.5 Pompe à vitesse variable

Les machines centrifuges sont les organes moteurs du circuit hydraulique des systèmes de stockage d'énergie. Elles fournissent de l'énergie au fluide lui permettant d'augmenter la vitesse d'écoulement naturel, grâce à la force centrifuge de sa roue, puis de convertir l'énergie cinétique en une énergie de pression dans le diffuseur. Le rendement des pompes est généralement de l'ordre de 75 % pour les petites pompes et jusqu'à 90 % pour les grosses pompes. Plusieurs études ont été menées afin d'améliorer la performance des pompes centrifuges. Une des méthodes est la méthode de vitesse variable. La variation de vitesse du moteur électrique entrainant la pompe permet le réglage du point de fonctionnement nominal de la pompe à chaque vitesse de rotation. La Figure 2-11 montre les courbes caractéristiques de hauteur de charge et de puissance de la pompe pour trois vitesses de rotation données, ainsi que les courbes d'iso-rendement. La variation de la vitesse de rotation de la pompe permet de maintenir un rendement élevé en déplaçant le point de fonctionnement de la pompe à chaque point de fonctionnement nominal situant sur la courbe de meilleur rendement (BEL).



**Figure 2-11 variation du point de fonctionnement lorsque la pompe fonctionne à vitesse variable**

Les lois de similitudes permettent de déterminer les performances de différentes machines hydrauliques semblables. Ces relations sont également utilisées pour tracer les courbes caractéristiques de la même pompe, véhiculant le même fluide à différentes vitesses. En effet, il existe trois relations reliant la vitesse de rotation  $\omega$ , le débit volume  $Q$ , la charge  $H$  et la puissance  $Pu$ . Elles sont obtenues à partir d'une analyse dimensionnelle (THAMBIDURAY, 2013). Les lois de similitudes appliquées à une pompe à vitesse variable sont données par les équations Eq. 2-5 à Eq. 2-7 .

$$\frac{Q}{Q_0} = \frac{\omega}{\omega_0} \quad \text{Eq. 2-5}$$

$$\frac{H}{H_0} = \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 \quad \text{Eq. 2-6}$$

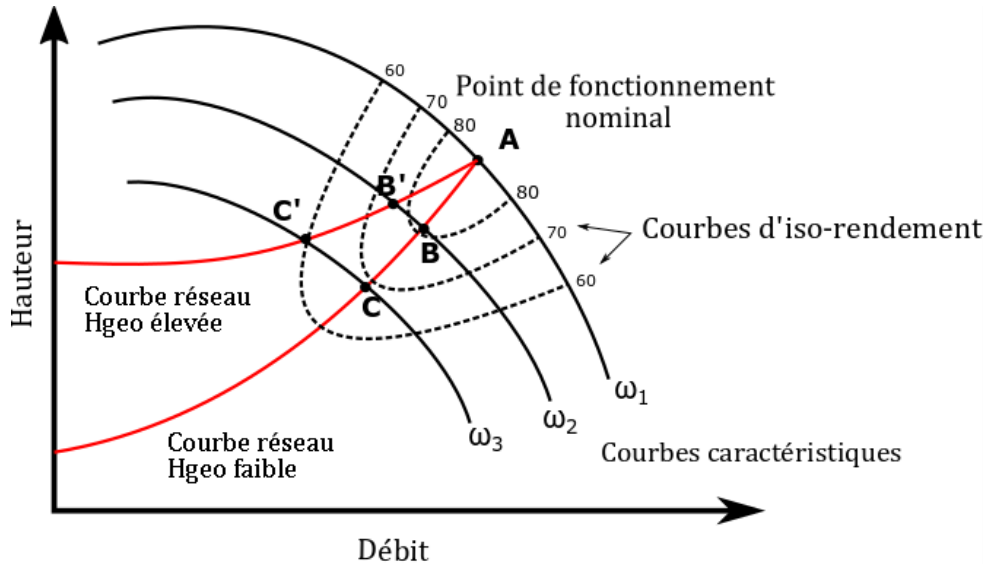
$$\frac{Pu}{Pu_0} = \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^3 \quad \text{Eq. 2-7}$$

Ces relations sont applicables lorsque les modèles respectent la similarité géométrique traduisant la conservation du rapport des dimensions, la similarité cinématique lorsque les triangles de vitesses sont semblables et la similarité dynamique lorsque le nombre de Reynolds est conservé.

Lorsque ces conditions ne sont pas respectées, les performances de la pompe présentent un écart par rapport à ceux prédits par les lois (SIMPSON & MARCHI, 2013). Des nouvelles lois de similitudes modifiées ont été proposées dans la littérature afin de prédire les performances d'une pompe pour différentes viscosités du fluide (MORRISON et al., 2018).

De plus, lorsque la pompe est intégrée à un système, ses points de fonctionnement correspondent à l'intersection de la courbe caractéristique de la pompe et de la courbe réseau. Lorsque la hauteur géométrique est faible, la courbe de réseau se rapproche de la courbe de meilleur rendement. La hauteur géométrique correspond à la différence entre la hauteur d'aspiration et la hauteur de refoulement. Si cette hauteur est élevée, les points de fonctionnement de la pompe lorsque sa vitesse de rotation varie dévient vers des points de fonctionnement où le rendement est plus faible (Europump, 2004) comme le montre la Figure 2-12.





**Figure 2-12 variation du point de fonctionnement lorsque la pompe fonctionne à vitesse variable et lorsque la hauteur géométrique varie.**

(CHANTASIRINIWAN, 2013) ont développé une méthode afin d'adapter les lois de similitudes pour les systèmes dotés d'une hauteur géométrique dans le cas d'une pompe à vitesse variable.

Pour les PAT, une étude a été menée pour évaluer le comportement d'une machine à vitesse variable en utilisant les lois de similitudes (CARRAVETTA et al., 2014) et les paramètres de SUTER  $WH$  et  $WT$  donnés par l'équation Eq. 2-8

$$WH = \frac{h}{q^2(\theta^2 + 1)}; \quad WT = \frac{c}{q^2(\theta^2 + 1)} \quad \text{Eq. 2-8}$$

Avec  $\theta = (\omega/q)$

$$h = \frac{H^T}{H_B^T}; \quad \omega = \frac{N^T}{N_B^T}; \quad q = \frac{Q^T}{Q_B^T}; \quad c = \frac{C^T}{C_B^T} \quad \text{Eq. 2-9}$$

Où les paramètres  $H$ ,  $N$ ,  $Q$  et  $C$  sont respectivement, la hauteur de charge, la vitesse de rotation, le débit volume et le couple. L'indice supérieur  $T$  représente le mode turbine et l'indice inférieur  $B$  le point de fonctionnement optimal.

Ces paramètres permettent de calculer  $H^T$  et le rendement  $\eta^T$  de différentes machines semblables à différentes conditions de fonctionnement.

$$H^T = [q^2(\theta^2 + 1)WH]H_B^T; \quad \eta^T = \theta \frac{WT}{WH} \eta_B^T \quad \text{Eq. 2-10}$$

Des données expérimentales du comportement de dix-sept PAT (HCM= Horizontal Centrifugal Multi-stage, HCS= Horizontal Centrifugal Single-stage, SSS= Submersible Semi-axial Single-stage) à différentes vitesses de rotation sont comparées à des résultats utilisant les lois de similitudes. La Figure 2-13 et Figure 2-14 montrent les résultats d'une étude comparative entre les données expérimentales et le modèle.



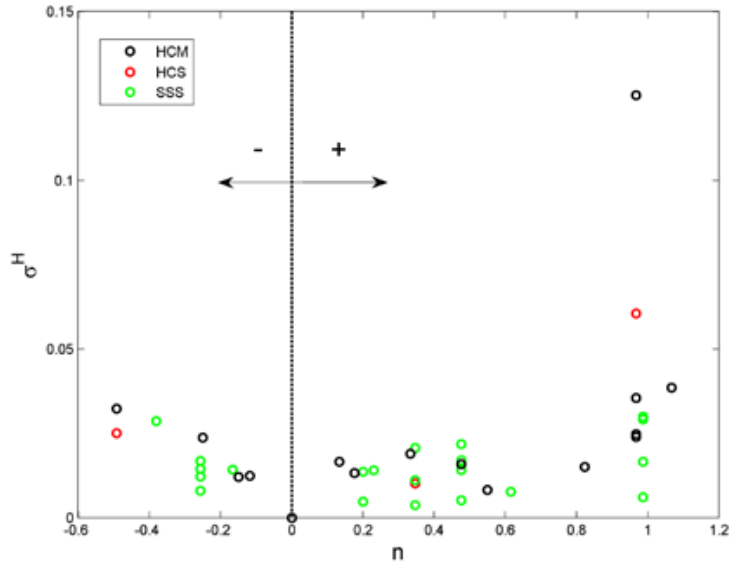


Figure 2-13 Valeur de l'erreur  $\sigma^H$  pour chaque paire de courbes expérimentales et issues du modèle en fonction du rapport de la vitesse de rotation (CARRAVETTA et al., 2014)

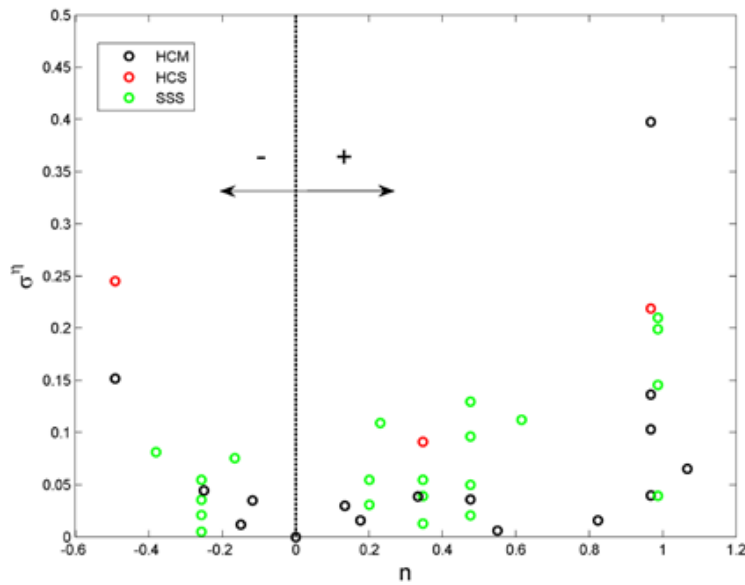


Figure 2-14 Valeur de l'erreur  $\sigma^\eta$  pour chaque paire de courbes expérimentales et issues du modèle en fonction du rapport de la vitesse de rotation (CARRAVETTA et al., 2014)

Pour chaque PAT, les expressions  $\sigma^\eta$  et  $\sigma^H$  représentent les différences relatives entre les données expérimentales et les résultats déterminés avec le modèle, calculées en fonction de  $n$ , avec

$$\sigma^\eta = \frac{1}{m} \sqrt{\sum_{i=1}^m (\eta_i^{exp} - \eta_i^{calc})^2}; \quad \sigma^H = \frac{1}{m} \sqrt{\sum_{i=1}^m \left( \frac{H_i^{exp} - H_i^{calc}}{H_i^{exp}} \right)^2}; \quad n = \frac{N^{exp} - N^{calc}}{N^{exp}} \quad \text{Eq. 2.1}$$

Où  $m$  est le nombre de mesures expérimentales pour chaque courbe.

Il en résulte que la différence entre le rendement obtenu expérimentalement et celui obtenu avec les lois de similitude est inférieure de 15 % si l'écart de vitesse de rotation varie entre -40 % et -50 % (CARRAVETTA et al., 2014).

En ce qui concerne les PAT, plusieurs modèles ont été développés pour améliorer la précision des lois de similitude ( (FECAROTTA et al., 2016; PEREZ-SANCHEZ et al., 2018; SIMPSON & MARCHI, 2013)). Cependant, ces modèles ne sont valables que pour des PAT semi-axiales.

## 2.5 Conclusion

L'optimisation de la partie hydraulique du système ODYSEA est l'objet de cette étude afin de maximiser son rendement. Cela sera réalisé à partir de la modélisation du système hydraulique.

Le choix de la méthode de modélisation du circuit dépend du comportement du fluide. La détermination du critère, qui correspond à la limite où la modélisation à l'aide de la théorie de la colonne rigide est valable et primordiale. Cependant, la modélisation basée sur la théorie de coup de bélier est plus complexe à mettre en œuvre. Elle dépend fortement du choix du modèle de frottement utilisé.

L'utilisation de la pompe centrifuge réversible à vitesse de rotation variable permet une plus grande flexibilité de régulation du système. De plus, grâce à cette méthode, les machines hydrauliques peuvent fonctionner au point de fonctionnement nominal à chaque variation de ses paramètres. Cependant, d'après la littérature, la variation de la vitesse de rotation sur des temps caractéristiques courts présente des risques de variations considérables des paramètres de la machine. La modélisation du régime transitoire des écoulements à travers la pompe centrifuge a montré l'influence des effets d'inertie et de l'accélération angulaire de la roue dont les conséquences sont multiples. Plusieurs phénomènes sont observés au démarrage d'une pompe, tels que des pics de pression, un retard d'établissement du débit, la présence de recirculation dans la pompe et la formation de tourbillons. En outre, l'influence des temps de fermeture et d'ouverture des vannes sur le système a été mise en évidence.

Les pompes turbines réversibles sont sujettes à des instabilités dues au changement fréquent de leur mode de fonctionnement. Des risques de cavitation et de décollement tournant sont présents en mode pompage et des risques d'apparition de vibrations et du bruit en mode turbinage.

Enfin, plusieurs méthodes ont été établies afin d'obtenir un modèle donnant la prédiction des performances d'une pompe centrifuge en mode turbine. Il en résulte que plusieurs méthodes empiriques donnent aujourd'hui des résultats avec une erreur d'environ  $\pm 10$  %.

## 3 DISPOSITIF EXPERIMENTAL

### 3.1 Introduction

Dans le cadre du développement de la technologie de stockage d'énergie par air comprimé REMORA de SEGULA Technologies, un prototype à petite échelle du procédé de conversion énergétique est exploité. Il a été conçu en collaboration avec le CETIM de Nantes, l'IREENA (Institut de Recherche en Énergie Électrique de Nantes-Atlantique) et l'IMT Atlantique et est installé à NANTES dans les locaux du CETIM. L'objectif du présent chapitre est de présenter le démonstrateur ODySEA (Optimisation Dynamique d'un Système d'Énergie par Air comprimé)(Figure 3-1), ainsi que tout le dispositif de mesures installé. ODYSEA a été conçu sur le même principe que REMORA en considérant un module de conversion composé de quatre chambres de compression (contenant les pistons liquides). Le module est doté de trois circuits hydrauliques :

- Un circuit basse pression (BP),
- Un circuit haute pression (HP)
- Un circuit de remplissage/vidange (RV)

Ces circuits comportent chacun un système de pompage, une conduite principale et quatre conduites secondaires qui mènent vers chaque piston liquide. L'énergie électrique à stocker est ainsi amenée dans le système à travers les machines électriques. Ces dernières actionnent les pompes qui refoulent de l'eau dans les chambres de compression. L'air est comprimé puis stocké dans le réservoir d'air comprimé. En mode déstockage, l'air comprimé est injecté dans les chambres de compression/détente initialement pleine d'eau. La pression de l'air refoule l'eau vers les pompes fonctionnant en mode turbine, permettant ainsi de convertir cette énergie en électricité.

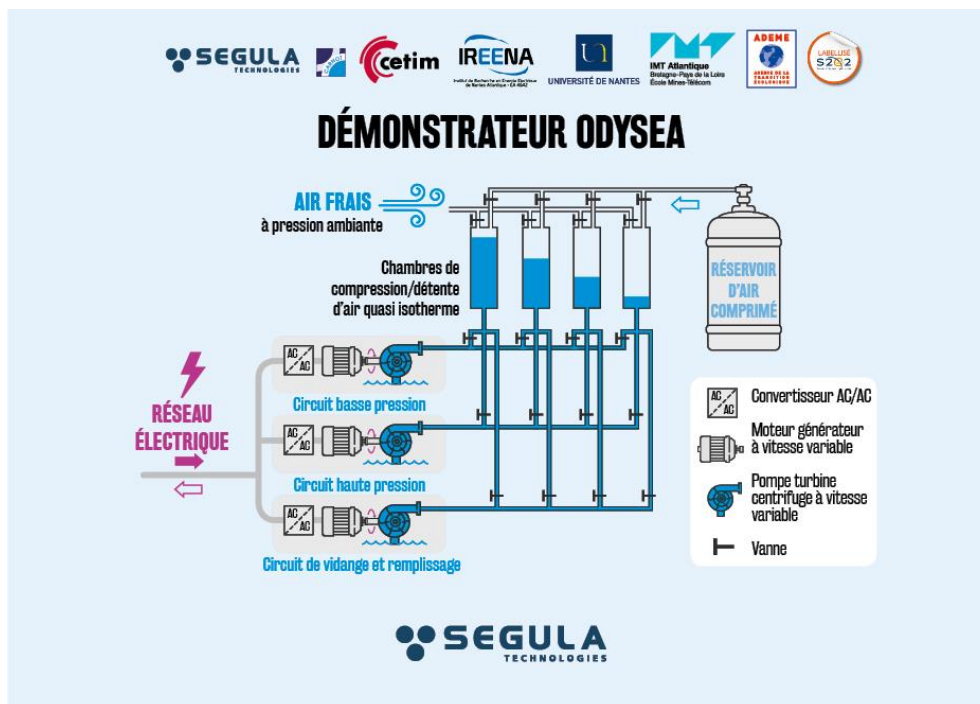


Figure 3-1 Schéma du démonstrateur ODYSEA

L'objectif de ce dispositif expérimental est de valider la faisabilité du procédé REMORA, de quantifier les performances, d'analyser et d'optimiser le fonctionnement du système. Le système ODySEA vise à lever les verrous technologiques réels durant le fonctionnement du système, tels que les interactions entre les différents éléments de conversion notamment au moment de la commutation des vannes. Cela amènera à proposer des solutions d'optimisation du système, à vérifier la performance et l'efficacité de chaque conversion d'énergie. En tant que démonstrateur, plusieurs points le distinguent de la technologie finale. Il a ainsi été construit avec une puissance de quelques kilowatts, nettement inférieure à celle de REMORA qui est de 15 MW. De plus, la durée d'exploitation de l'installation est seulement de quatre ans contre plus de 20 ans pour REMORA. Le banc d'essai, construit entre 2018 et 2019, est exploité de 2020 à 2022. Seront décrits dans ce chapitre :

- Les composants du banc d'essai,
- L'instrumentation et le système de pilotage.
- Le fonctionnement du système
- Les différents essais réalisés.

Les essais expérimentaux ont été menés par l'ingénieur-chercheur R&D Van Bin Dinh de SEGULA, il est notamment spécialisé en automatique. J'ai participé à l'analyse des résultats expérimentaux et j'ai encadré un stagiaire sur le sujet.

### 3.1.1 Présentation du banc d'essai

Comme détaillé précédemment, le système ODySEA, représenté sur la Figure 3-2, est composé de trois principaux circuits reliés au même réservoir d'eau d'un côté, et aux mêmes quatre chambres de compression d'un autre côté. Ces derniers sont connectés à un réservoir d'air sous pression afin de stocker l'air comprimé. Les trois circuits hydrauliques BP, HP et RV de ODySEA sont composés :

- De réseaux de conduites (t, Cd),
- D'une pompe centrifuge réversible,
- De vannes d'isolement à boisseau, de vannes à papillon pour diriger l'écoulement
- De compensateurs de dilatation (Am).

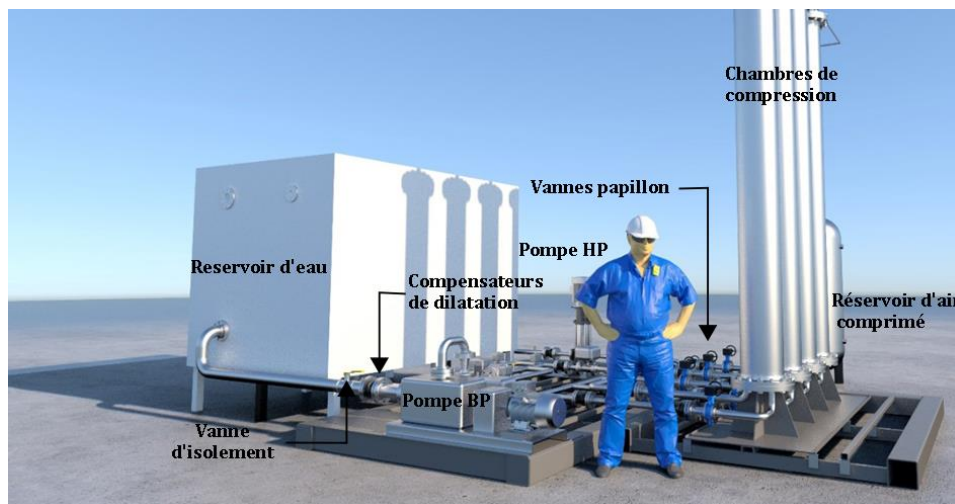


Figure 3-2 Système ODySEA (CETIM)

Chaque circuit est présenté séparément afin de mieux comprendre l'architecture du système sur la Figure 3-3, la Figure 3-4 et la Figure 3-5. Respectivement pour les circuits BP, HP et RV. Les dimensions des différentes conduites présentes dans chaque branche du système sont données dans les tableaux (Tableau 3-1, Tableau 3-2, Tableau 3-3) après chaque figure. Le circuit BP (Figure 3-3) reliant le réservoir d'eau aux quatre chambres de compression, est composé de vingt-

neuf portions de conduite numérotées de T1 à T29, de dix coudes numérotés de Cd1 à Cd10, et de trois jonctions à 90°. Cinq compensateurs de dilatation jalonnent le réseau afin de limiter les efforts mécaniques sur les conduites et de faciliter leur assemblage. Une vanne à boisseau sphérique est présente directement en amont et en aval de la pompe afin permettre son isolement lors des maintenances, mais ces deux vannes ne sont pas représentées sur cette figure. Une vanne à papillon pilotée angulairement est présente au reflux de la pompe et quatre vannes à papillon à commande "tout ou rien" permettent d'isoler du réseau le pied de chaque chambre de compression.

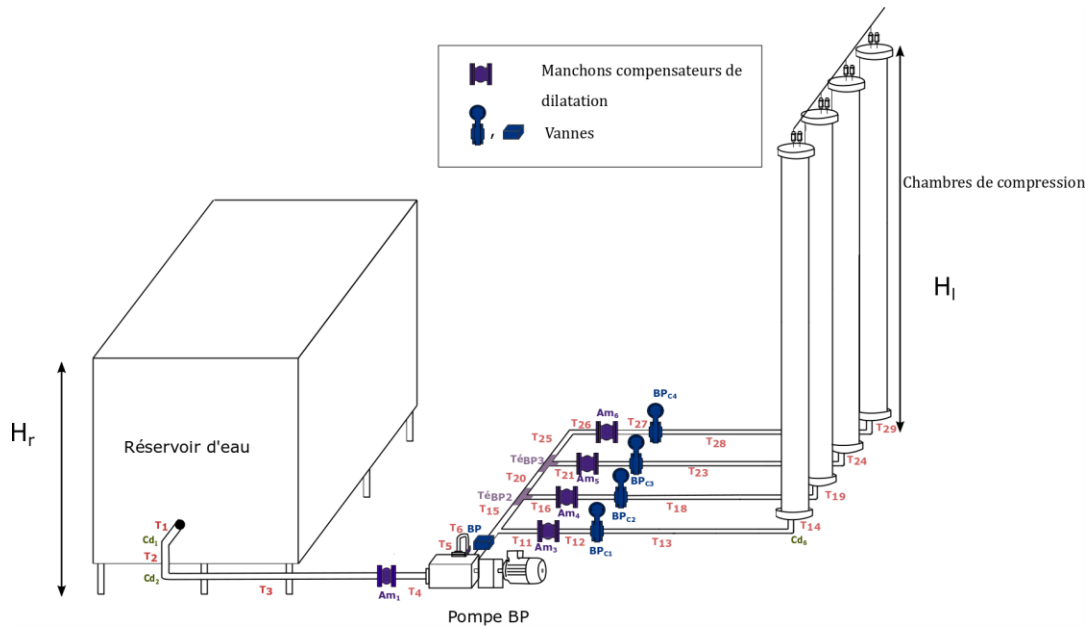


Figure 3-3 Circuit pompe BP

Dimensions des conduites du circuit BP							
Nom	Longueur (mm)	Rayon intérieur (mm)	Hauteur (mm)	Nom	Longueur (mm)	Rayon intérieur (mm)	Hauteur (mm)
T1	45,0	50,0	0,0	T16	354,5	25,0	0,0
T2	95,2	50,0	-95,2	T17	256,0	25,0	0,0
T3	2086,1	50,0	0,0	T18	1194,8	25,0	0,0
T4	385,0	50,0	0,0	T19	183,8	25,0	183,8
T5	193,0	32,5	193,0	T20	489,6	25,0	0,0
T6	100,0	32,5	0,0	T21	354,5	25,0	0,0
T7	202,2	29,6	-202,2	T22	256,0	25,0	0,0
T8	164,6	25,0	-164,6	T23	1194,8	25,0	0,0
T9	654,5	25,0	0,0	T24	183,8	25,0	183,8
T10	259,1	25,0	0,0	T25	482,4	25,0	0,0
T11	354,5	25,0	0,0	T26	347,3	25,0	0,0
T12	256,0	25,0	0,0	T27	256,0	25,0	0,0
T13	1194,8	25,0	0,0	T28	1194,8	25,0	0,0
T14	183,8	25,0	183,8	T29	183,8	25,0	183,8
T15	489,6	25,0	0,0				

Tableau 3-1 Dimensions des conduites du circuit BP

Le circuit HP (Figure 3-4) est similaire au circuit BP. Il est composé d'une branche principale (T1 à T7, T12, T17, T22) et de quatre branches secondaires (T8 à T11, T13 à T16, T18 à T21 et T23 à T26). Ces quatre ramifications mènent chacune vers une chambre de compression. Des éléments hydrauliques tels que huit coudes (CD1 à CD8), trois jonctions Té, six manchons compensateurs (AM1 à AM6), deux vannes à boisseau de part et d'autre de la pompe multi-étagée, et quatre vannes à papillon en aval de chaque chambre de compression sont présents le long du circuit HP.

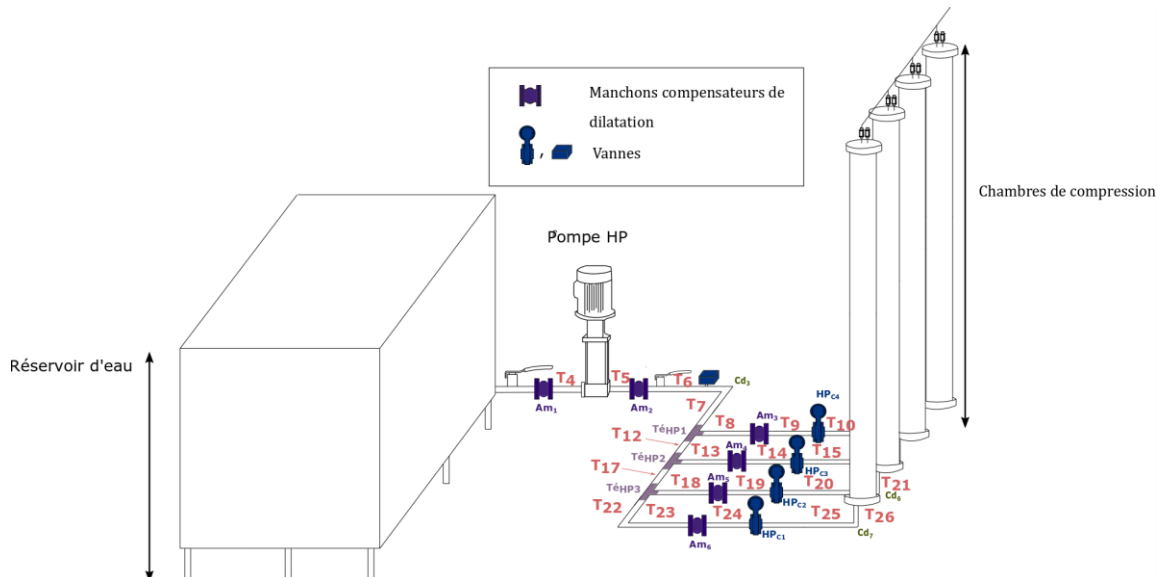


Figure 3-4 Circuit pompe HP

Dimensions des conduites du circuit HP							
Nom	Longueur (mm)	Rayon intérieur (mm)	Hauteur (mm)	Nom	Longueur (mm)	Rayon intérieur (mm)	Hauteur (mm)
T1	33,0	25,0	0,0	T14	156,0	25,0	0,0
T2	187,6	25,0	-187,6	T15	694,8	25,0	0,0
T3	696,1	25,0	0,0	T16	23,8	25,0	23,8
T4	252,1	22,0	0,0	T17	642,0	25,0	0,0
T5	252,1	22,0	0,0	T18	362,9	25,0	0,0
T6	691,5	25,0	0,0	T19	156,0	25,0	0,0
T7	233,0	25,0	0,0	T20	694,8	25,0	0,0
T8	362,9	25,0	0,0	T21	23,8	25,0	23,8
T9	156,0	25,0	0,0	T22	565,8	25,0	0,0
T10	694,8	25,0	0,0	T23	362,9	25,0	0,0
T11	23,8	25,0	23,8	T24	156,0	25,0	0,0
T12	642,0	25,0	0,0	T25	694,8	25,0	0,0
T13	362,9	25,0	0,0	T26	23,8	25,0	23,8

Tableau 3-2 Dimensions des conduites du circuit HP

Le circuit RV représenté sur la Figure 3-5 se distingue des deux circuits précédents par la présence de deux boucles dans la branche principale destinées à orienter l'écoulement pendant le remplissage ou la vidange des chambres de compression. La branche principale est composée de plusieurs conduites numérotées de T1 à T20. La branche T20 se divise en quatre circuits secondaires numérotés de T22 à T25, T27 à T31, T33 à T37 et T39 à T43. Ces quatre branches sont reliées chacune à une chambre de compression. Plusieurs organes hydrauliques sont présents dans le circuit RV tels que les coudes (CD1 à CD13), les manchons compensateurs (AM1

à AM8), les jonctions Té et les vannes à boisseau pour modifier le sens de l'écoulement dans les circulateurs et les vannes à papillon en aval des chambres de compression.

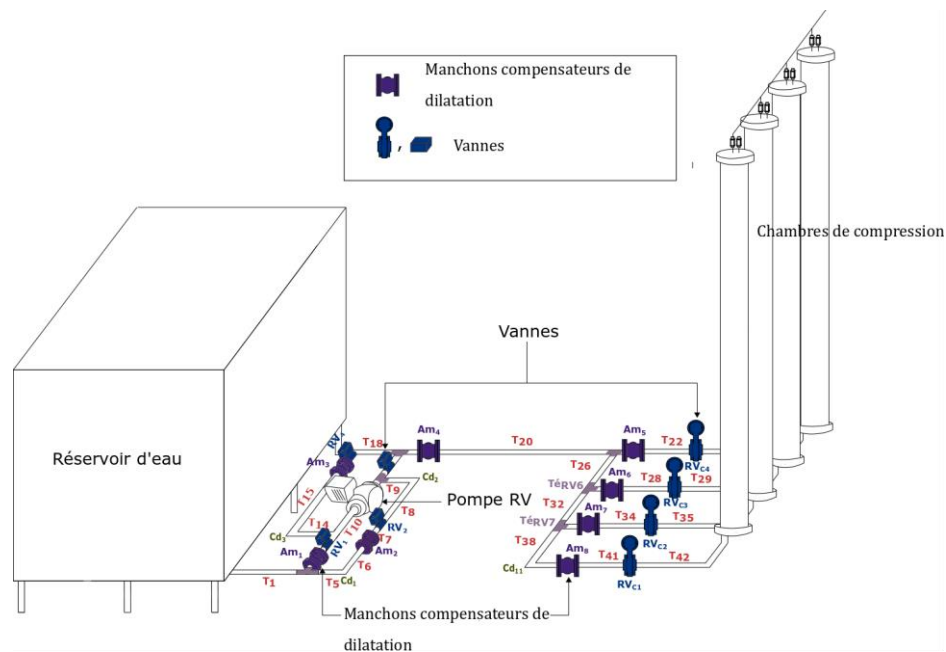


Figure 3-5 Circuit pompe RV

Dimensions des conduites du circuit RV							
Nom	Longueur (mm)	Rayon Intérieur (mm)	Hauteur (mm)	Nom	Longueur (mm)	Rayon Intérieur (mm)	Hauteur (mm)
T1	703,2	25,0	0,0	T23	328,0	25,0	0,0
T2	78,0	25,0	0,0	T24	100,0	25,0	0,0
T3	78,0	25,0	0,0	T25	103,8	25,0	103,8
T4	50,0	25,0	0,0	T26	489,6	25,0	0,0
T5	200,0	25,0	0,0	T27	84,6	25,0	0,0
T6	416,9	25,0	0,0	T28	156,0	25,0	0,0
T7	128,0	25,0	0,0	T29	328,0	25,0	0,0
T8	801,5	25,0	0,0	T30	100,0	25,0	0,0
T9	200,0	25,0	0,0	T31	103,8	25,0	103,8
T10	301,5	25,0	0,0	T32	489,6	25,0	0,0
T11	406,5	25,0	0,0	T33	84,6	25,0	0,0
T12	50,0	25,0	0,0	T34	156,0	25,0	0,0
T13	38,9	25,0	0,0	T35	328,0	25,0	0,0
T14	300,0	25,0	0,0	T36	100,0	25,0	0,0
T15	778,0	25,0	0,0	T37	103,8	25,0	103,8
T16	128,0	25,0	0,0	T38	489,6	25,0	0,0
T17	173,3	25,0	0,0	T39	84,6	25,0	0,0
T18	300,0	25,0	0,0	T40	156,0	25,0	0,0
T19	128,0	25,0	0,0	T41	328,0	25,0	0,0
T20	1885,7	25,0	0,0	T42	100,0	25,0	0,0
T21	84,6	25,0	0,0	T43	103,8	25,0	103,8
T22	156,0	25,0	0,0				

Tableau 3-3 Dimensions des conduites du circuit RV

### 3.1.2 Description des composants hydrauliques

La section suivante propose une description plus précise des composants principaux du circuit hydraulique. Le banc expérimental a été construit pour recueillir plusieurs mesures dont la pression fournie par chaque pompe et dans le piston, le débit dans chaque branche principale de chaque circuit hydraulique et dans le circuit d'air menant vers le réservoir d'air, et enfin la température de l'air ainsi que le niveau d'eau dans les pistons. De nombreux capteurs sont donc présents sur l'installation.

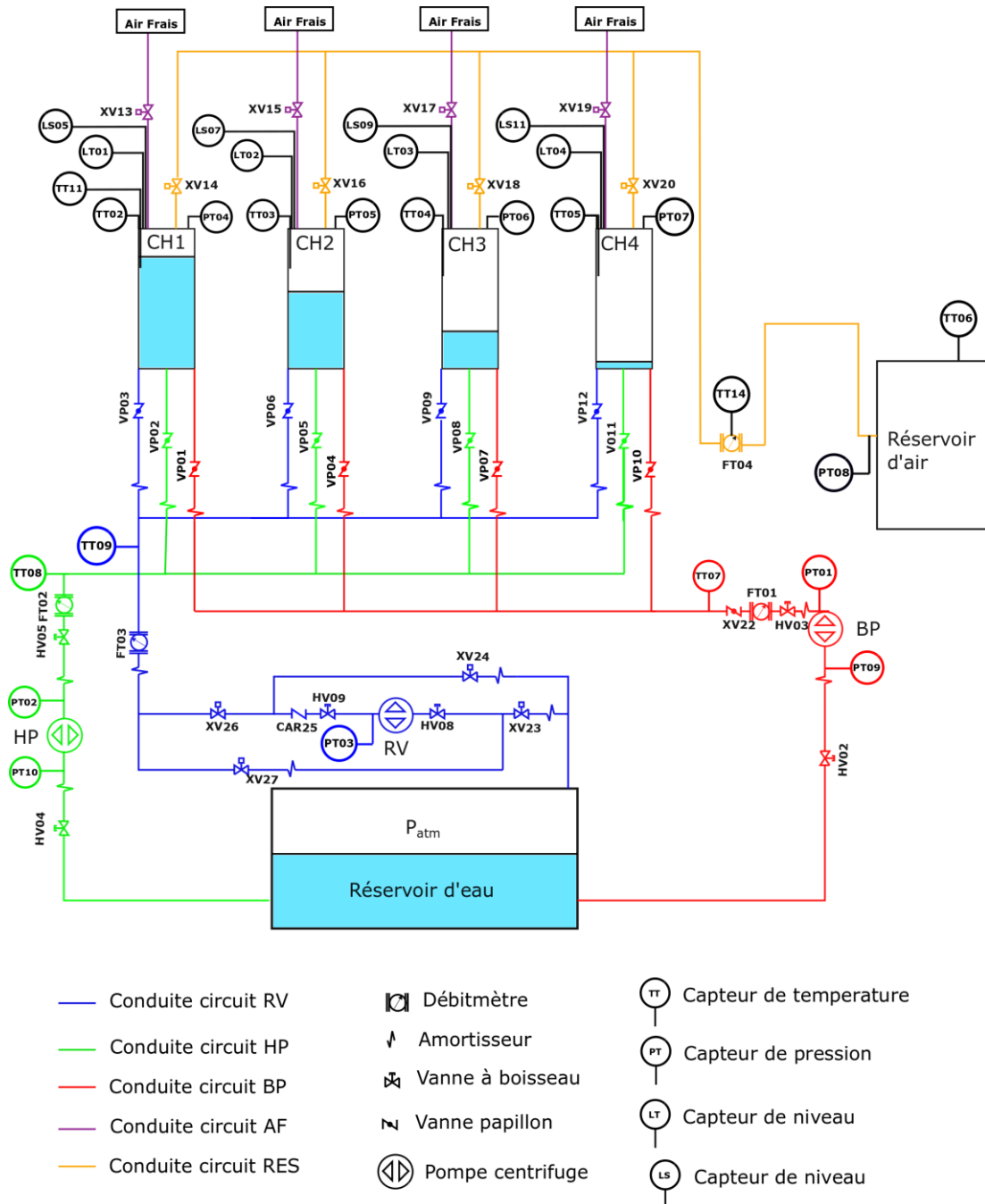


Figure 3-6 Schéma PID ODySEA

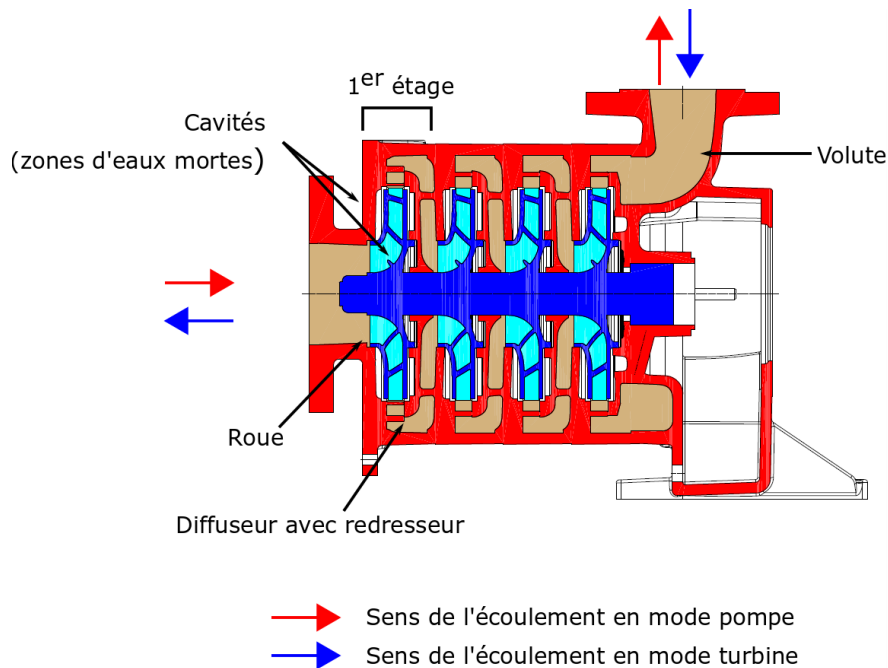
Le schéma de tuyauterie et d'instrumentation ou schéma P&ID (Piping & instrumentation diagram) du circuit hydraulique est donné dans la Figure 3-6. Il montre les différents composants



du système sous forme de symboles. Les différents circuits hydrauliques (circuit RV, HP et BP, respectivement en bleu, vert et rouge) et pneumatiques (circuit AF et circuit RES, respectivement en violet et orange) du système sont représentés. Les circuits en air frais (AF) et comprimé (RES) se situent en haut des chambres de compression. Ils sont respectivement connectés à l'air ambiant et au réservoir d'air comprimé. Le pilotage judicieux de chacun de ces composants permet la compression ou la détente d'air, afin de stocker ou de restituer de l'énergie électrique.

#### a. Pompes

Dans chaque circuit hydraulique du système une pompe est présente afin de convertir l'énergie mécanique d'un arbre en rotation en énergie hydraulique et inversement. Ces pompes sont de type centrifuge. Dans le cas du système ODySEA les pompes BP et HP sont réversibles (utilisées en mode pompe et en mode turbine), par conséquent le sens de l'écoulement, ainsi que le sens de rotation de la roue, diffèrent suivant le mode d'utilisation ( Figure 3-7)



**Figure 3-7 Fonctionnement pompe centrifuge multi-étagée réversible**

Les caractéristiques des pompes utilisées sont précisées dans le Tableau 3-4.

	Pompe BP	Pompe HP	Pompe RV
Marque	FLOWERVE	GRUNDFOS	GRUNDFOS (circulateur)
Nombre d'étages	4	12	
Puissance (kW)	1,76	2,7	
Rendement (%)	71,2	67,5	
Débit nominal (m <sup>3</sup> /h)	28,2	10,8	25,5
Hauteur manométrique (m)	23,4	93,37	5,684
Vitesse nominale de rotation (tr/min)	993	2931	

**Tableau 3-4 Caractéristiques des pompes**

Les pompes BP et HP sont de type multi-étagée de respectivement quatre étages et de douze étages. Un étage est composé d'une roue, d'un diffuseur et d'un redresseur comme le montre la Figure 3-7.

La variation de pression de l'air entre la pression atmosphérique et la pression de stockage impacte directement la pression de fonctionnement des pompes. Cette plage de pression étant importante, la compression est étagée. Les pompes BP et HP se relaient ainsi pour acheminer de l'eau dans le réservoir d'eau vers les chambres de compression lors de la phase de compression. Lors de la restitution de l'énergie, les pompes se comportent en mode turbine et sont actionnées par le refoulement de l'eau dans les chambres de compression. La pompe RV est une pompe de circulation qui permet de vidanger les chambres de compression à la fin d'une période de compression dans chaque chambre de compression et de remplir ces chambres d'eau lorsque l'on veut détendre l'air comprimé.

#### *b. Vannes hydrauliques et pneumatiques*

Plusieurs types de vannes sont utilisées dans le système. Elles permettent le pilotage de la direction de l'écoulement dans chaque branche du système. Les vannes sont représentées et positionnées sur la Figure 3-6. Les vannes sont généralement caractérisées par leur coefficient de débit Cv. On trouve les vannes suivantes :

- Les vannes (HV02 à HV05 et HV08 et HV09) situées en amont et en aval de chacune des trois pompes (Figure 3-6) sont des vannes à boisseau sphériques manuelles de diamètre DN50 . Elles sont normalement en position ouverte au cours des essais. Elles permettent d'isoler les pompes pour manutention,
- Les vannes (XV23, XV24, XV26 et XV27), présentes dans le circuit RV, sont des vannes à boisseau commandées de manière à diriger le sens de l'écoulement,
- Les électrovannes (de XV13 à XV20) sont présentes dans le circuit d'air situé après les pistons liquides. Elles s'ouvrent et se ferment au cours de la simulation selon l'état de la compression de l'air dans les chambres. Deux électrovannes sont placées au sommet de chaque chambre, une reliée à l'air libre et une reliée au circuit pneumatique vers le réservoir d'air comprimé,
- Les vannes papillons (VP01 à VP12) sont situées dans chaque branche de chaque circuit, vers l'entrée de chacune des chambres de compression. Leur temps de manœuvre est d'environ 350 ms. Ces vannes commutent afin de connecter la chambre de compression à la pompe adéquate. Ces vannes sont dotées d'un actionneur pneumatique avec une commande tout ou rien,
- La vanne Papillon XV22 ou vanne de laminage permet de contrôler le débit d'eau dans le circuit BP. Elle est utilisée afin d'ajouter des pertes de charges dans le circuit. Cette vanne possède le même organe hydraulique que les vannes VP01 à VP12, mais utilise un actionneur piloté par un circuit de régulation dédié présentant une durée de manœuvre (0° à 90°) de 7 s.

#### *c. Manchons compensateurs*

Chaque circuit est doté de plusieurs manchons compensateurs dont deux se situent en amont et en aval de chaque pompe permettant de simplifier le montage en raison du risque de dilatation des conduites en inox et des écarts d'alignement des composants.

#### *d. Chambres de compression contenant les pistons liquides*

La chambre de compression permet la compression et la détente d'air suivant une évolution thermodynamique quasi-isotherme. Elle est constituée d'une enceinte cylindrique de 350 mm de

diamètre et de 3,5 m de long dans laquelle peut être admis de l'eau en partie basse. L'interface gaz-liquide forme ainsi un piston liquide, dont le déplacement permet la compression ou la détente de l'air confiné juste au-dessus. Un insert d'échange thermique est ajouté dans la chambre de compression, afin d'augmenter la surface d'échange thermique entre le fluide et les parois.

*e. Réservoir d'eau*

Le réservoir d'eau mesure 2,1 m de haut et contient environ 4 m<sup>3</sup> d'eau. L'aire de la surface libre du réservoir d'eau est d'environ 6 m<sup>2</sup>, la hauteur de l'eau est donc considérée constante au cours du fonctionnement du système car sa variation est faible.

### 3.2 Pilotage et capteurs

#### 3.2.1 Capteurs

Les valeurs de pression, débit, température et du niveau d'eau dans le système sont des paramètres essentiels pour analyser le système hydraulique étudié. Leur évolution est obtenue grâce aux différents capteurs présents dans le circuit. Ils sont représentés sur la Figure 3-6.

*a. Mesure de pression*

Des capteurs de pression (OMEGA Modèle PXM309), numérotés de PT01 à PT10, ont été installés à l'amont et à l'aval des pompes BP et HP, à l'aval de la pompe RV, à la sortie des chambres de compression, et dans le circuit pneumatique avant le réservoir d'air comprimé. Ils mesurent les variations de pression de l'eau ou de l'air selon les capteurs. Ces derniers sont de type piézo-résistifs à sortie 0-20 mA qui conduisent à la valeur de pression relative après conversion des données. Les capteurs ont une étendue de mesures de 0 à 3,5 10<sup>5</sup> Pa pour les capteurs situés en amont des pompes HP et BP (PT09 et PT10) et de 0 à 15 10<sup>5</sup> Pa pour les autres capteurs. Leur fréquence d'acquisition est de 100 Hz avec une précision de ±0,25 % de la pleine échelle. La pleine échelle correspond à la valeur maximale donnée de l'étendue de mesure. Cela correspond alors à une incertitude de ±875 Pa pour les capteurs en amont des pompes HP et BP et ±3750 Pa pour les autres capteurs.

*b. Mesure de Débit*

Le débit des circuits BP, HP et RV est contrôlé à l'aide de débitmètres électromagnétiques (KROHNE modèle waterflux 3000 DN50) numérotés de FT01 à FT03. Ils sont situés dans les branches principales de chacun des trois circuits hydrauliques. Le principe de mesure est basé sur la loi de Faraday. La tension mesurée est proportionnelle à la vitesse d'écoulement du fluide. L'erreur de mesure maximale donnée par le constructeur est de 0,2 % de la valeur mesurée ±0,5 mm/s et un temps d'intégration interne de 0,1 s. Les trois débitmètres ont été étalonnés selon les deux sens de l'écoulement, les acquisitions obtenues étaient homogènes pour tous les cas testés. La moyenne des erreurs relatives sur le débit acquis par rapport au débit de référence est donnée dans le Tableau 3-5.

	FT01		FT02		FT03	
sens	direct	inverse	direct	inverse	direct	inverse
<b>Erreur relative (moyenne)</b>	3,4025	3,255	4,685	4,505	4,0675	3,755

**Tableau 3-5 Moyenne des erreurs relatives sur le débit acquis**

Un débitmètre massique par effet Coriolis (KROHNE modèle OPTIMASS 6000 DN10) numéroté FT04 est placé dans le circuit pneumatique avant le réservoir d'air. L'erreur de mesure maximale donnée par le constructeur est de 0,15% de la valeur mesurée.

### c. Mesure de température

Les capteurs de température d'air sont situés en haut de chaque chambre (TT02 à TT05) et dans le réservoir d'air comprimé (TT06). Les capteurs de température d'eau sont situés dans chacun des trois circuits (TT07 à TT09). Ce sont tous des transmetteurs de température à résistance de type PT100. La mesure est basée sur la variation de la résistance d'un élément en platine en fonction de la température.

Pour les mesures dans l'eau, l'incertitude de mesure est de  $\pm 0,3 K$  et le capteur est gainé avec un diamètre externe de 3 mm. Les capteurs de température présents dans les chambres, destinés à mesurer la température de l'air, ont un diamètre externe de leur gaine de seulement 0,5 mm et leur incertitude est de  $\pm 0,25 K$ .

### d. Mesure de niveau

La mesure du niveau d'eau dans les chambres est réalisée à l'aide du capteur VEGACAL 63 situé en haut de chaque chambre (LT01 à LT04). Le principe est basé sur la mesure de la capacité électrique entre la tige de mesure présente dans la chambre et l'enveloppe de la chambre de compression en inox. L'air et l'eau n'ayant pas la même permittivité, la valeur de la capacité du condensateur formé entre la tige du capteur et la chambre de compression est une fonction du niveau de remplissage.

Un étalonnage du capteur a été réalisé une fois ce dernier en place dans ODySEA. Une incertitude de 1 % de la valeur mesurée et un temps de montée (0-100%) de 0,5 s.

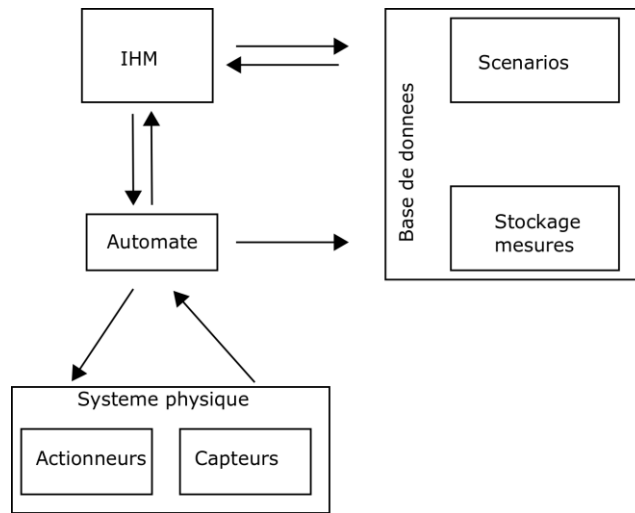
Les incertitudes de mesure sont résumées dans le Tableau 3-6.

Capteurs	Références	Incertitudes
Transmetteurs de pression	PT01 à PT08	$\pm 3750$ Pa
	PT09 et PT10	$\pm 875$ Pa
Débitmètres électromagnétiques	FT01 à FT03	0,2 % de la valeur mesurée $\pm$ 0,5 mm/s
Débitmètre massique	FT04	0,15% de la valeur mesurée
Capteurs de température	TT02 à TT09	$\pm 0,25 K$
Détecteurs de niveau d'eau	LT01 à LT04	1% de la valeur mesurée

Tableau 3-6 Incertitudes de mesure

### 3.2.2 Pilotage

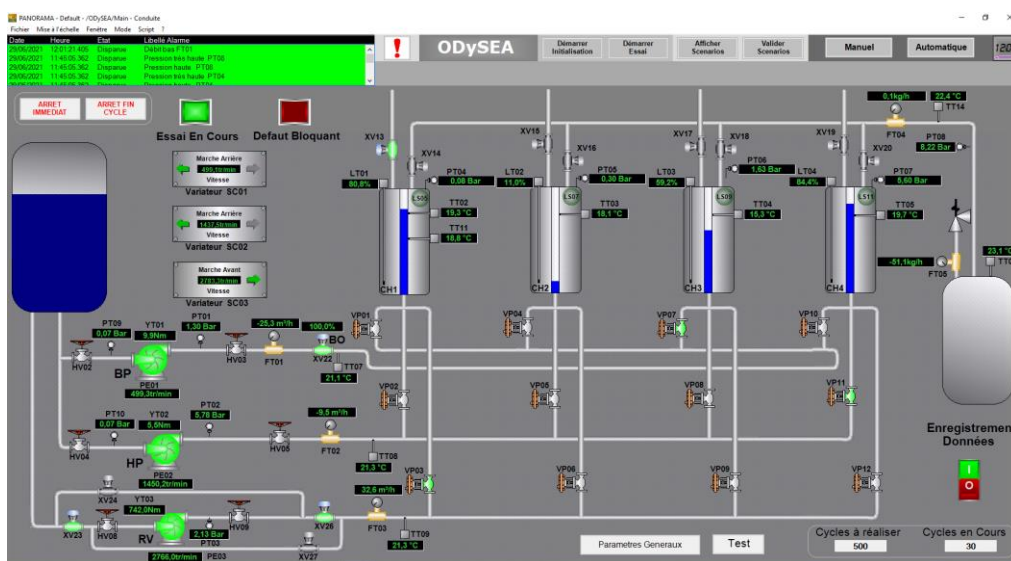
Le pilotage du système est réalisé à l'aide d'un automate industriel et d'une interface homme-machine. Ce système met en œuvre des lois de commandes et de régulation telles que l'ouverture et la fermeture de vannes, le contrôle des vitesses des pompes ou encore de la hauteur de fluide dans les pistons afin de permettre le fonctionnement normal du système. Ces lois ont été établies par l'entreprise SEGULA Technologies et mises en œuvre par l'ingénieur-chercheur R&D, Van Bin Dinh.



**Figure 3-8 Schéma fonctionnel**

Le schéma fonctionnel du système est présenté sur la Figure 3-8. L'automate reçoit et enregistre les mesures des différents capteurs listés dans le paragraphe précédent. Il en déduit de manière autonome les ordres de manœuvre des composants et le pilotage des organes de contrôle. De nombreuses sécurités sont mises en place afin d'arrêter le système en cas de dérive de son fonctionnement hors des plages admissibles. De marque B&R, l'automate a été programmé par les équipes d'ingénierie de SEGULA Technologies.

Le logiciel de supervision Panorama E<sup>2</sup> est utilisé afin d'afficher les données des capteurs pendant le fonctionnement du système. L'interface homme machine (IHM) associée au système ODySEA a été également développée par l'entreprise avec le concours de Djamel KESRAOUI, Responsable R&I à LANESTER. A partir de l'interface graphique présentée sur la Figure 3-9, il est possible également de contrôler manuellement le système, notamment de l'initialiser, de contrôler l'ouverture ou la fermeture de vannes, mais aussi la mise en marche des pompes à la vitesse de son choix. Pour le fonctionnement permettant le stockage ou le déstockage d'énergie, des scénarios peuvent être établis au préalable et transférés à l'automate à l'aide d'une base de données Microsoft SQL server, l'automate pouvant ensuite suivre ces scénarios de manière automatisée.



**Figure 3-9 Interface graphique Panorama**

a. Loi de commande de la position de la vanne de laminage

Une vanne de laminage numérotée XV22, présente en aval de la pompe BP, permet de générer et de piloter une perte de charge complémentaire lors de son fonctionnement en mode pompe. En effet, cette manœuvre est essentielle dans le circuit BP d'ODYSEA afin que la différence de pression vu par la pompe soit suffisante pour son bon fonctionnement en début de compression. La Figure 3-10 schématise l'état de la pompe au démarrage, la pression amont de la pompe est supérieure à la pression aval. La perte de charge apportée par la fermeture partielle de la vanne permet d'utiliser un débit plus important que s'il n'y avait pas de perte de charge. Un régulateur PID (proportionnel, intégral, dérivée) permettant de contrôler et de corriger la position de l'ouverture de la vanne par rapport à la consigne pression en aval de la pompe BP a été paramétré dans l'automate. Lorsque la pression dans la chambre dépasse la consigne initiale, la vanne maintient une ouverture maximale.

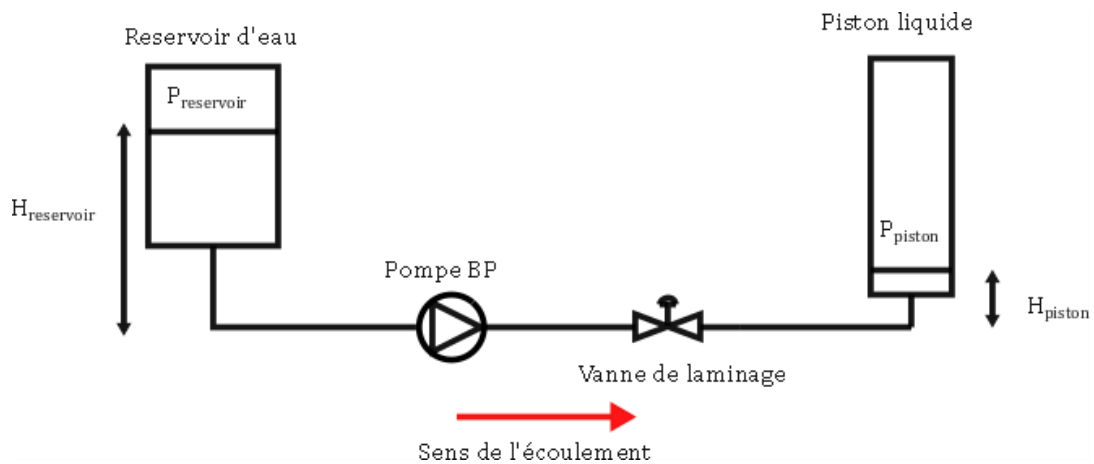
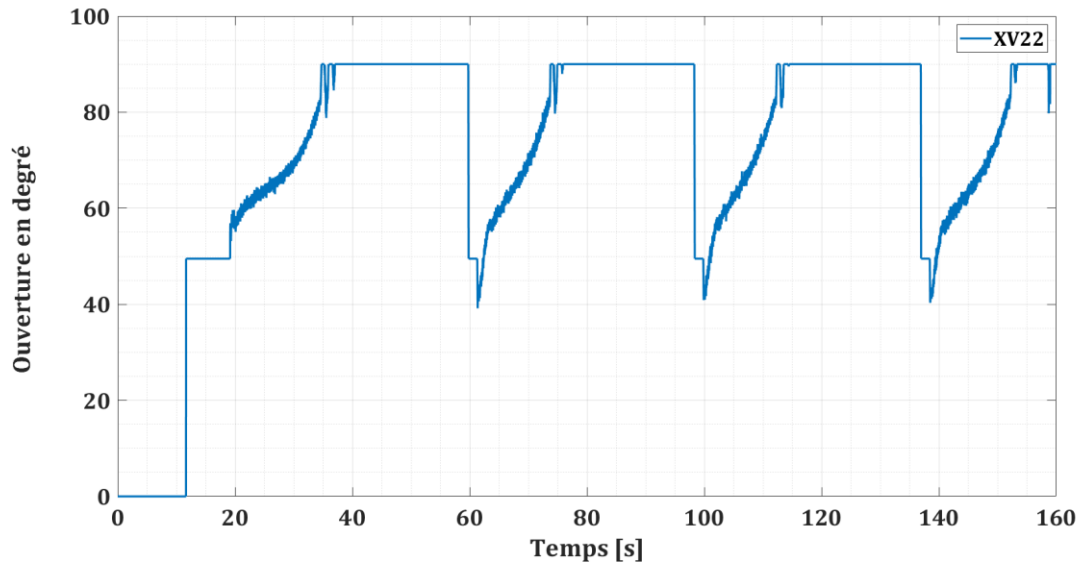


Figure 3-10 Schéma du circuit BP en début de simulation

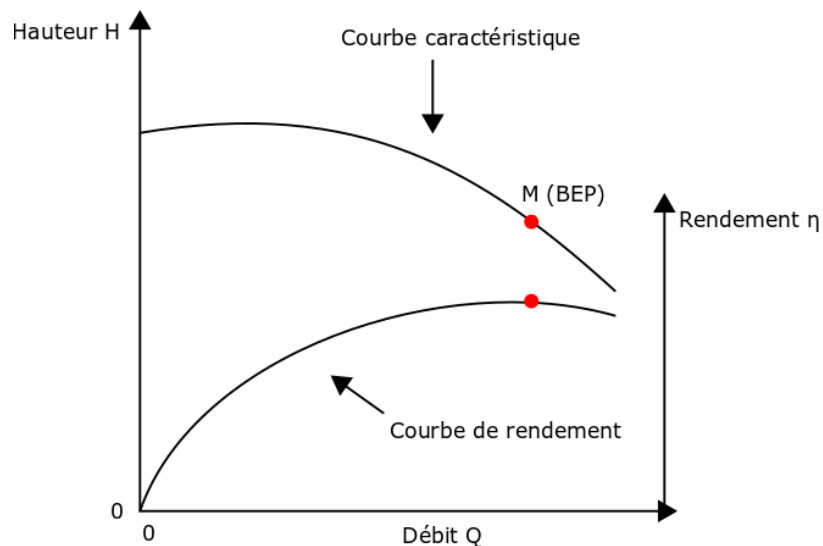
La vanne de laminage est dotée d'un actionneur qui reçoit la consigne du régulateur. La présence d'un régulateur engendre un temps de réponse et de manœuvre plus lent que pour les autres vannes du système. La Figure 3-11 montre la loi donnée par l'actionneur de la vanne de laminage pendant deux cycles de compression. La vanne s'ouvre vers 11 s à  $49,5^\circ$  et reste à cette ouverture pendant 8 s environ. Son ouverture oscille ensuite jusqu'à l'ouverture complète pendant environ 18 s pour le premier cycle de compression. La vanne reste ouverte pendant environ 20 s jusqu'à la fin de la compression. Une consigne lui est ensuite appliquée au moment de la commutation afin de réinitialiser la régulation pour qu'un nouveau cycle puisse démarrer. En effet, il est observé que la vanne se ferme jusqu'à  $49,5^\circ$  à la fin de la première compression.



**Figure 3-11 Evolution de l'angle d'ouverture (en degrés) de la vanne de laminage du circuit BP pour quatre cycles de compression consécutifs**

*b. Lois de commande imposées aux vitesses de rotation des roues des pompes BP et HP*

Afin de maximiser le rendement de l'installation, il est choisi de réguler la vitesse de rotation des pompes en fonction des valeurs de pression mesurées à leurs bornes. Une loi de régulation peut ainsi être établie sur la base des lois de similitudes et des caractéristiques préalablement établies des pompes.



**Figure 3-12 Courbe caractéristique d'une pompe et sa courbe de rendement**

La courbe caractéristique type d'une pompe centrifuge à une vitesse donnée est représentée sur la Figure 3-12. Elle présente la hauteur manométrique en fonction du débit pour différentes valeurs de vitesse de rotation. Cette courbe est associée à une courbe de rendement également présente sur la même figure. On observe qu'il existe un point de fonctionnement nominal (ou Best efficient point (BEP)) pour lequel le rendement est le plus élevé à une vitesse donnée.

Les pompes du système étudié fonctionnent à vitesse de rotation variable. On observe sur la Figure 3-13, la courbe de la pompe au meilleur rendement (BEL). Cette courbe est créée en joignant les points de fonctionnement nominaux des différentes courbes caractéristiques à différentes vitesses de rotation. Les pompes du système ODySEA fonctionnent au plus près de cette courbe. La Figure 3-14 présente l'évolution des vitesses de rotation des pompes BP et HP sur quelques cycles de fonctionnement.

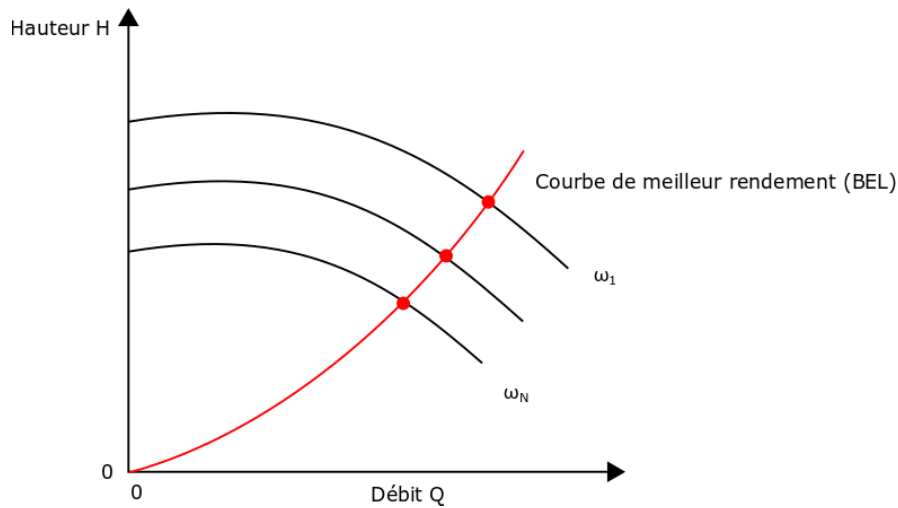


Figure 3-13 Courbe de la pompe au meilleur rendement (rouge) et les courbes caractéristiques de la pompe à différentes vitesses de rotation  $\omega$

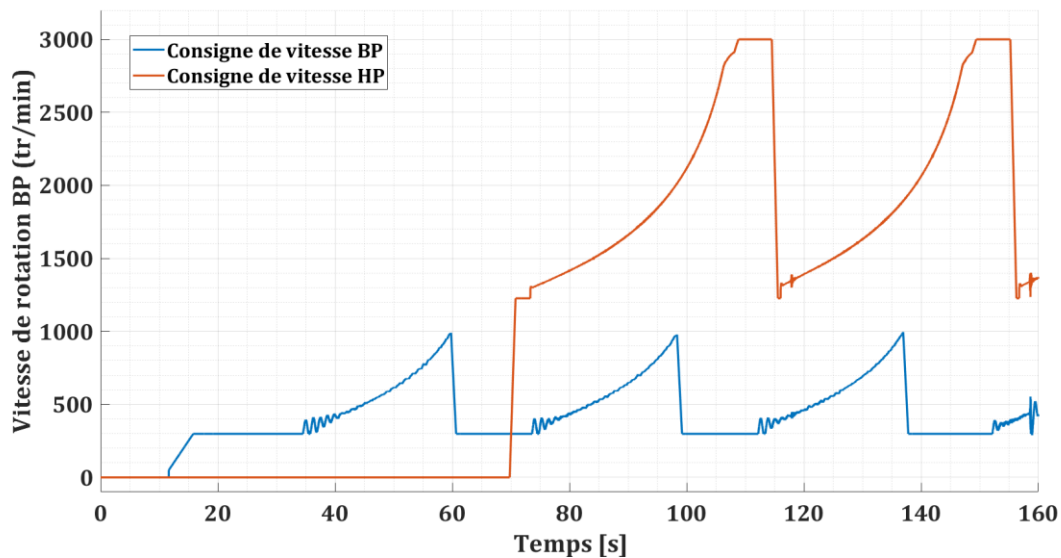


Figure 3-14 Evolution des vitesses de rotation des pompe BP et HP en mode pompe sur quelques cycles

La pompe basse pression (en bleu), démarre à environ 10 s pour atteindre une vitesse de 300 tr/min. Un plateau de vitesse constant, apparaît ensuite. Il correspond à la phase d'action de la vanne de laminage. La seconde partie du cycle de compression BP (entre 35 s et 60 s) fait apparaître une augmentation de la vitesse de rotation depuis 300 tr/min vers 1000 tr/min. C'est la régulation de la vitesse de rotation de la pompe en fonction de la pression suivant la loi de



régulation présentée précédemment qui est à l'origine de cette allure. Des oscillations sont observées notamment sur la courbe BP, par exemple vers 35 s.

La fin du cycle BP, et le démarrage du cycle suivant se matérialisent par une baisse rapide de la vitesse de rotation de 1000 tr/min vers 300 tr/min.

La pompe HP (en rouge) prend le relais de la pompe BP dans chaque chambre. Sa vitesse de rotation varie de 0 à 1300 tr/min au démarrage à 70 s pendant au moins de 4 s. La compression dure environ 35 s pendant laquelle la vitesse de rotation varie de 1300 tr/min jusqu'à 3000 tr/min à la fin de l'opération. Un plateau de vitesse constant est observé par la suite. Ce moment correspond au refoulement de l'air dans le réservoir d'air comprimé.

### *c. Lois de commande des vannes de commutation entre les chambres*

Les lois de commande de l'ouverture et la fermeture des vannes sont imposées de manière à assurer le bon fonctionnement des cycles de compression et de détente dans chaque chambre. Les ordres donnés aux actionneurs permettent de diriger l'écoulement vers le bon endroit selon l'état du système. Il a été montré sur le schéma P&ID de la Figure 3-6 que chaque chambre de compression est connectée en amont par deux circuits pneumatiques (AF et RES) et en aval par trois circuits hydrauliques (BP,HP et RV). La connexion de chacun de ces circuits aux chambres est assurée par une vanne commandée. Elles sont numérotées par VP pour les vannes hydrauliques et XV pour les vannes pneumatiques (sauf la vanne de laminage XV22). Le circuit RV est doté de vannes supplémentaires afin d'orienter l'écoulement lors de la vidange ou du remplissage des chambres.

La Figure 3-15 et la Figure 3-17 montrent respectivement la commande de position des vannes associées à chaque chambre au cours du temps en mode compression et en mode détente. Les zones colorées correspondent à une position ouverte de la vanne. Dans le cas de la compression par exemple (Figure 3-15), si on considère la chambre CH1 initialement vide d'eau, les manœuvres des vannes se déroulent comme suit sur un cycle :

- La vanne VP01(en rouge) s'ouvre en premier lieu vers 17 s pendant environ 42 s. Cette période correspond au refoulement de l'eau dans la chambre par la pompe BP.
- La vanne VP02 (en vert) s'ouvre 12 s environ après la fermeture de la vanne VP01 vers 71 s. La période de compression de l'air par la pompe HP se produit ensuite. La vanne VP02 se ferme après environ 43 s.
- On observe sur la Figure 3-15 que l'ouverture de la vanne XV14 (en jaune) est effectuée 9 s avant la fermeture de la vanne VP02. Cette période correspond au refoulement de l'air comprimé vers le réservoir.
- Enfin, les vannes VP03 (en bleu) et XV13 (en rose) s'ouvrent quelques centièmes de secondes avant la fermeture de la vanne XV14 afin de connecter la pompe RV pour la vidange de l'eau dans la chambre CH1.

Dans le cas de la détente (Figure 3-17), si on considère la chambre CH1 initialement remplie d'eau, les manœuvres des vannes se déroulent comme suit sur un cycle :

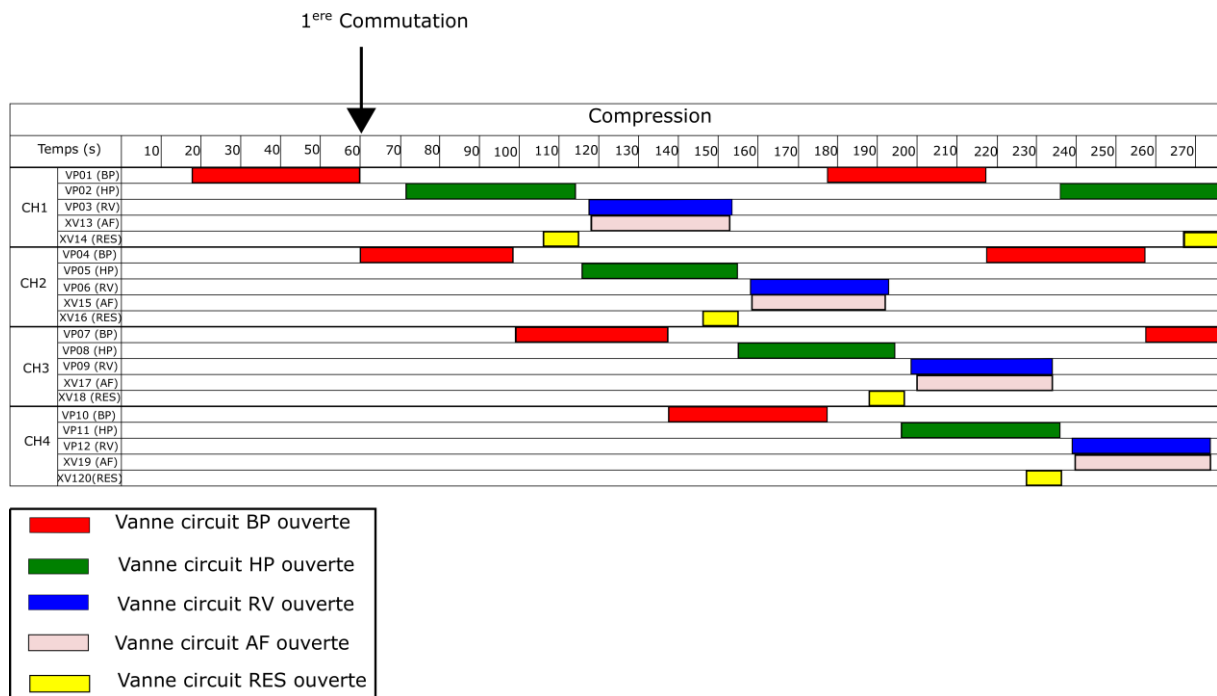
- La vanne VP02 (en vert) s'ouvre au début de la simulation au même moment que la vanne XV14 (en jaune). L'air comprimé est envoyé vers la chambre CH1 pendant 10 s environ. La vanne XV14 se ferme vers 11 s alors que la vanne VP02 reste ouverte jusqu'à 28 s afin de turbiner l'eau.
- La vanne VP01 (en rouge) s'ouvre 9 s après la fermeture de la vanne VP02 pour prendre le relai et terminer l'opération de détente.
- Les vannes VP03 (en bleu) et XV13 (en rose) s'ouvrent quelques centièmes de secondes avant la fermeture de la vanne VP01 à 62,3 s pendant environ 38 s pour effectuer le remplissage de la chambre CH1.

Les cycles sont similaires pour chaque chambre.

Il est nécessaire d'étudier les interactions du fluide provenant des chambres différentes notamment pendant la commutation des vannes. Cette dernière a été expliquée dans le chapitre « 1 INTRODUCTION GÉNÉRALE », c'est un point clé important du système. En effet, sur un temps de manœuvre très court (moins d'une seconde) les vannes s'ouvrent et se ferment brutalement lors du changement de connexion d'un circuit d'une chambre à une autre. Ces manœuvres peuvent induire des conséquences défavorables au système telles que :

- L'apparition de coups de bélier dans le circuit,
- L'apparition d'un débit circulant de la chambre à haute pression vers la chambre à plus faible pression dû à la différence de pression entre les deux chambres concernées par la commutation, induisant des pertes énergétiques.

Dans le cas de la compression, la première commutation des vannes entre deux chambres est observée par exemple pour le circuit BP (en rouge) en mode pompe. Un zoom de cette période est montré sur la Figure 3-16. La vanne VP01 se ferme quelques centièmes de secondes après l'ouverture de la vanne VP04. Les cycles d'ouvertures et de fermeture de vanne se répètent tout au long de la simulation. Le phasage de la manœuvre des vannes est important et est traité dans la partie 5.4.3 de ce manuscrit.



**Figure 3-15 Position des vannes au cours du temps (mode pompe)**

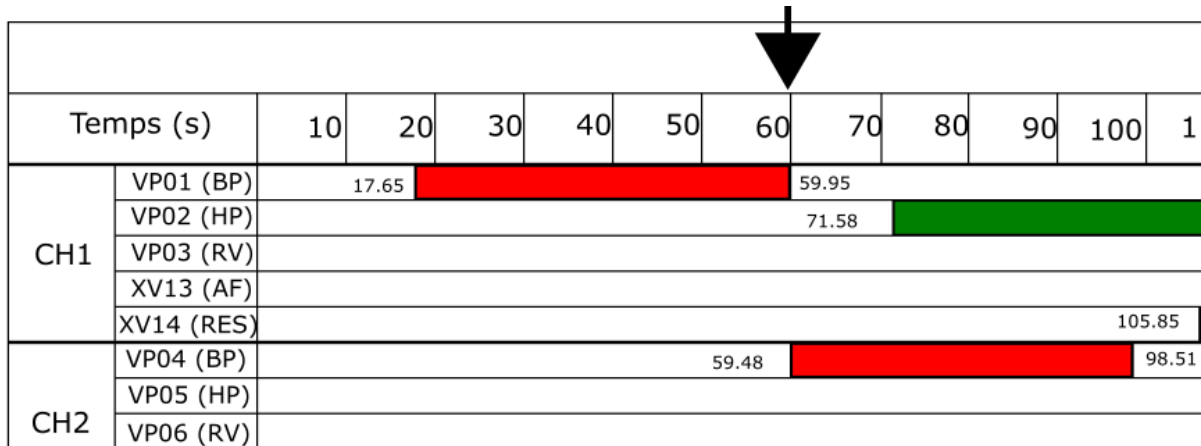


Figure 3-16 Zoom sur la première commutation des positions des vannes au cours du temps (mode pompe Figure 3-15)

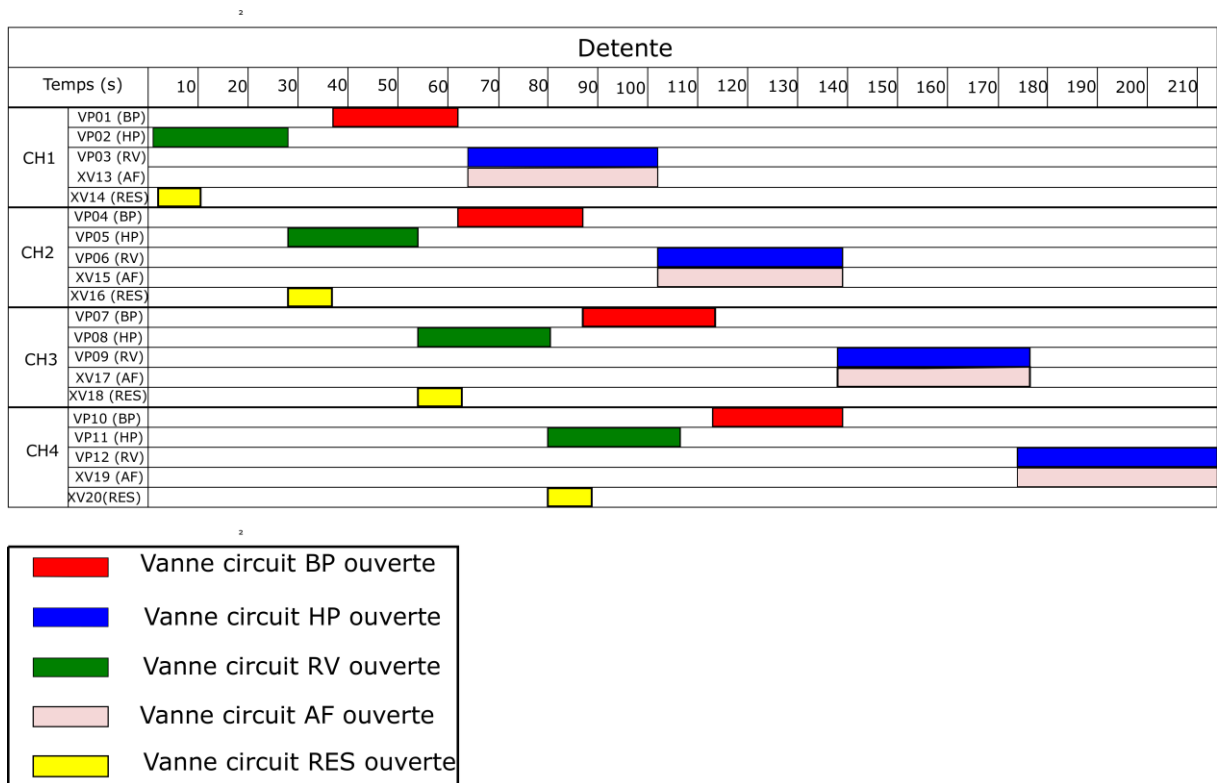


Figure 3-17 Position des vannes au cours du temps (mode turbine)

### 3.3 Essais et Analyses

Plusieurs essais de fonctionnement d'ODySEA ont donc été réalisés à partir de scénarios envoyés à la commande du système. Les données acquises et enregistrées sont analysées par post-traitement.

#### 3.3.1 Courbes caractéristiques des pompes dans les deux modes

Des essais stationnaires ont été réalisés avec les deux pompes BP et HP lorsqu'elles fonctionnent en mode pompe et turbine afin de retracer leurs courbes caractéristiques. En effet, seules les courbes caractéristiques à vitesse nominale en mode pompe étaient fournies par le constructeur. Ces essais ont été réalisés en imposant une vitesse de rotation fixe à la pompe et en faisant varier la pression en manœuvrant la vanne au refoulement de la pompe. La différence de pression aux bornes de la pompe a été relevée à l'aide des capteurs de pression en amont et en aval de la pompe et le débit à l'aide du débitmètre de l'installation. Une moyenne est réalisée sur les mesures obtenues pour chaque point de fonctionnement testé pour différentes vitesses de rotation :

- Pour BP : 993 tr/min, 750 tr/min, 500 tr/min, 250 tr/min et 150 tr/min
- Pour HP : 2931 tr/min, 2200 tr/min, 1500 tr/min et 750 tr/min.

Les Figure 3-18 et Figure 3-19 présentent respectivement les comparaisons entre les courbes caractéristiques fournies par le constructeur et obtenues expérimentalement des pompes BP et HP à la vitesse nominale (993 tr/min pour le cas BP et 2200 tr/min pour le cas HP) . Un écart est observé entre les deux courbes dans chaque cas. Il est notamment plus grand lorsque le débit est élevé. Cet écart peut être expliqué par les différentes conditions de réalisations des essais en plus des incertitudes induites par les différents capteurs de pression et de débit.

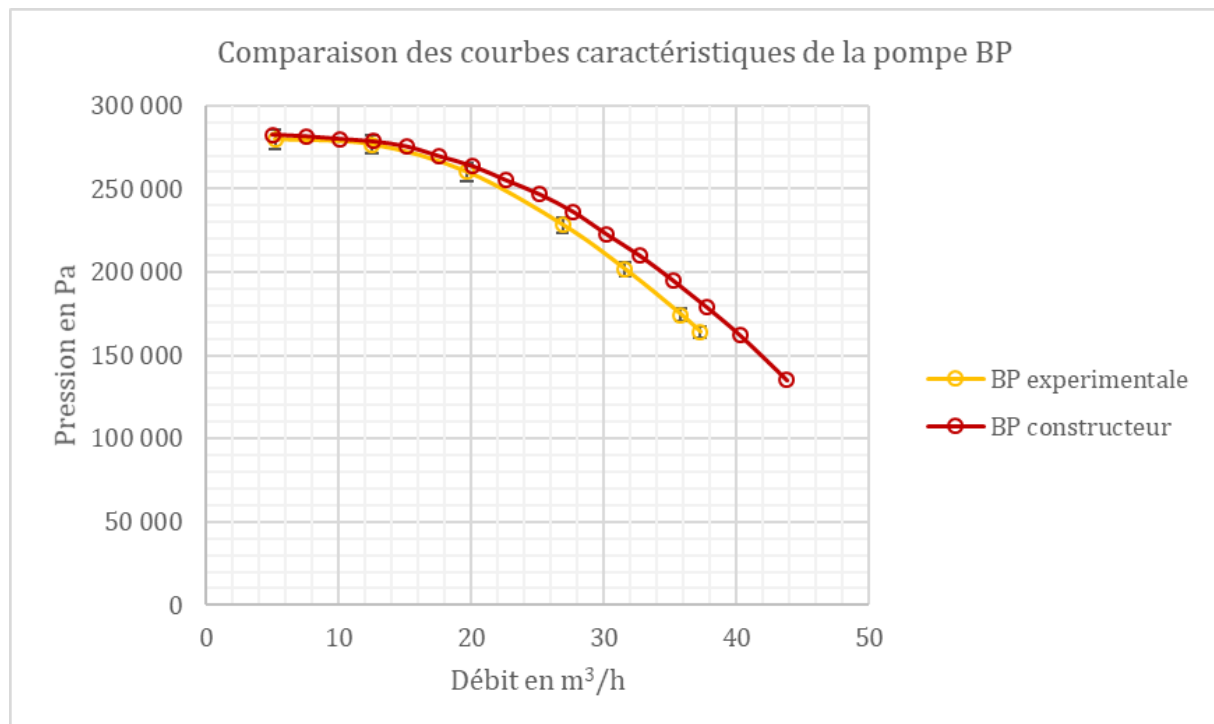
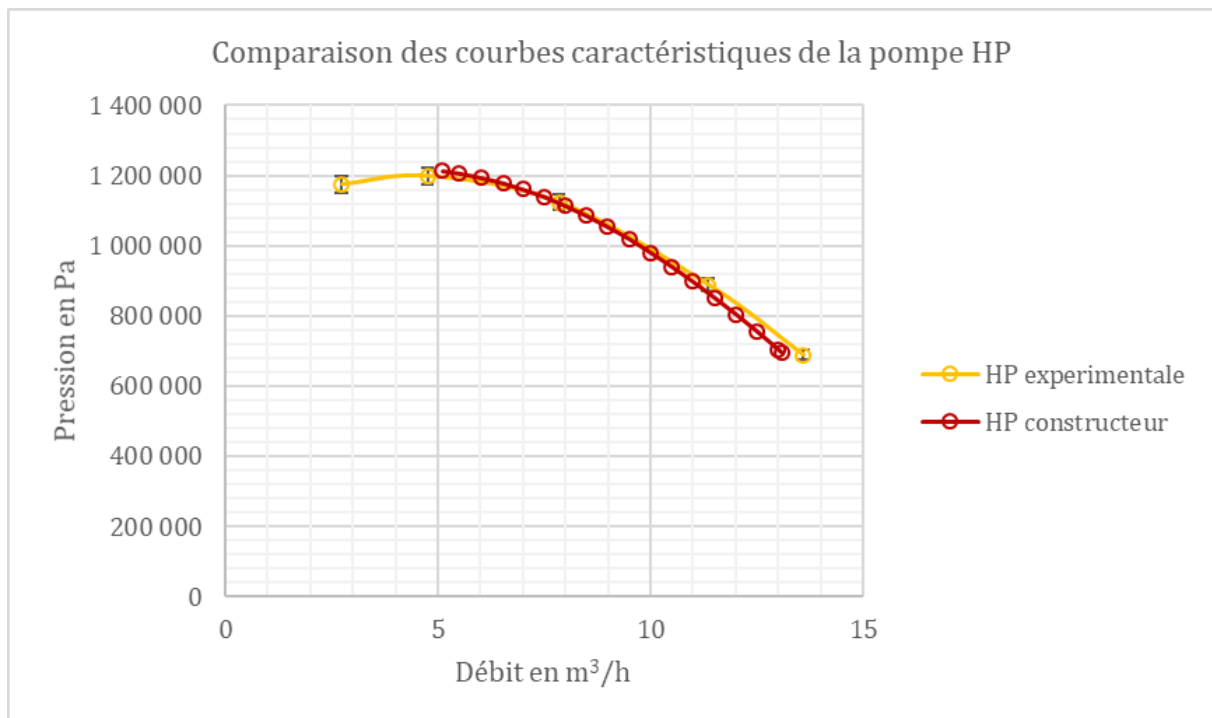


Figure 3-18 Comparaison de la courbe caractéristique BP obtenue expérimentalement et de celle fournie par les constructeurs



**Figure 3-19 Comparaison de la courbe caractéristiques HP obtenue expérimentalement et de celle fournie par les constructeurs**

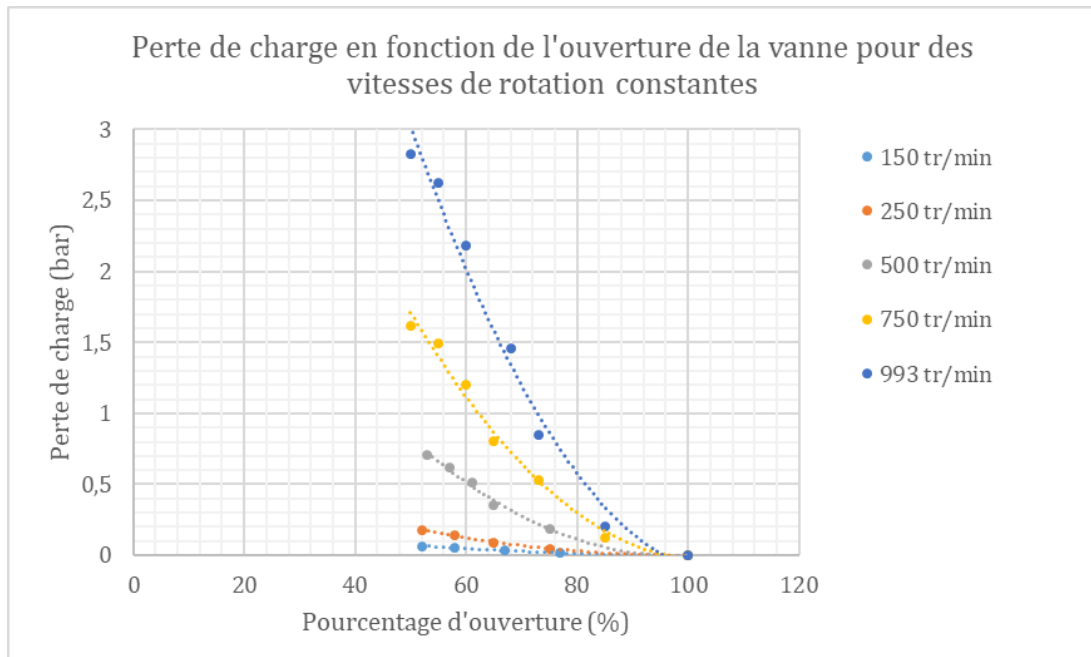
Les résultats obtenus aux autres vitesses de rotation en mode pompe et en mode turbine sont présentés sur les Figure 9-10, Figure 9-11, Figure 9-12 et Figure 9-13 dans l'annexe C 9.3.

Ces courbes seront comparées aux courbes obtenues numériquement dans le chapitre 4 afin de valider les modèles CFD et les modèles unidimensionnels élaborés. La connaissance des points de fonctionnement des pompes permet de définir un modèle unidimensionnel représentatif de chacune des pompes reliant les grandeurs de vitesse de rotation, pression différentielle et débit. Ce modèle est utilisé à la fois dans l'automate pour définir la courbe (BEP) et pour la modélisation instationnaire unidimensionnelle.

### **3.3.2 Détermination de la loi de pertes de charge de la vanne de laminage**

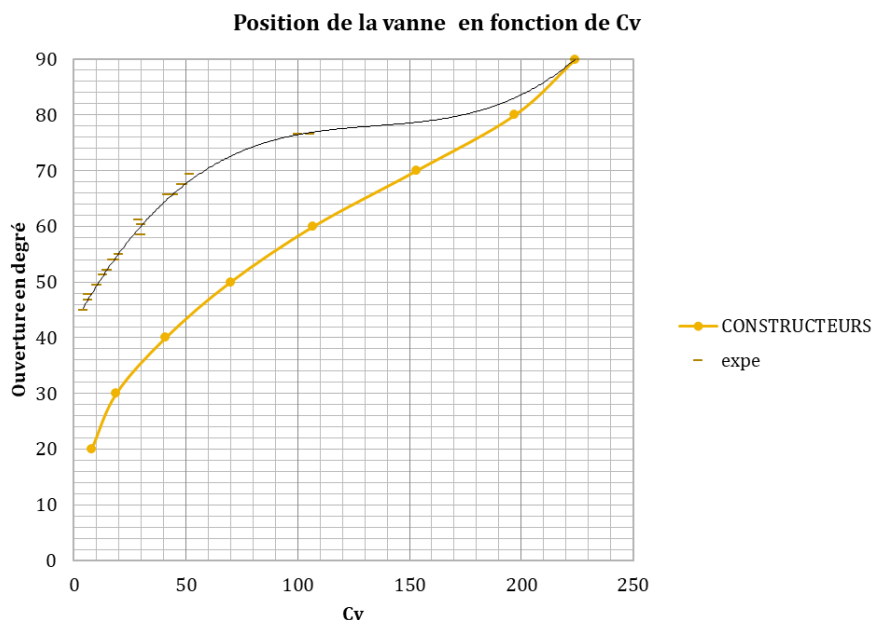
Une vanne de laminage est présente en aval de la pompe dans le circuit BP. Cette vanne est utile en début de compression afin d'assurer une hauteur manométrique minimale aux bornes de la pompe BP. Les pertes de charge de cette vanne en fonction de son ouverture sont fournies par le constructeur au travers d'un graphique présentant le coefficient de débit  $C_v$  en fonction de l'ouverture de la vanne.

Des essais ont été effectués afin d'obtenir également cette courbe expérimentalement afin de la comparer aux données du constructeur. Ces essais sont effectués sur l'installation ODySEA en mode pompe (BP) avec différentes vitesses de rotations (150 tr/min, 250 tr/min, 500 tr/min, 750 tr/min, 993 tr/min) et selon plusieurs ouvertures de vanne de laminage. la Figure 3-20 présente l'évolution de la perte de charge aux bornes de la vanne en fonction du pourcentage d'ouverture commandé, pour les différentes vitesses de rotation de la pompe sélectionnées.



**Figure 3-20 Pertes de charge en fonction de l'ouverture de la vanne pour des vitesses de rotation constantes**

Les pertes de charges fournies par la vanne sont calculées en supposant que lorsque la vanne est ouverte complètement sa perte de charge est quasi-nulle. Par conséquent les valeurs de pression relevées par les capteurs PT01 et PT07 (Figure 3-6) sont utilisées pour calculer les pertes de charges fournies par la vanne de laminage en soustrayant les résultats obtenues aux pertes de charge calculées lorsque la vanne est ouverte à 100 %.



**Figure 3-21 Comparaison entre la position de la vanne de laminage en fonction de Cv obtenue expérimentalement et celle donnée par le constructeur**

La Figure 3-21 présente l'évolution de l'angle d'ouverture en fonction du coefficient de débit  $C_v$  ( $m^3/h$ ) pour la vanne de laminage avec en orange la courbe fournie par le constructeur et en noir la courbe reconstruite expérimentalement. Il est observé que le coefficient de débit  $C_v$  fourni par le constructeur est significativement différent de celui calculé à partir des essais expérimentaux sur la vanne. On note, en particulier l'arrêt de circulation d'un débit pour un angle d'environ  $45^\circ$ , lorsqu'il est inférieur à  $20^\circ$  d'après la courbe du constructeur. Le coefficient  $C_v$  établi expérimentalement est également plus important pour tous les angles. Il est à noter que la courbe fournie par le constructeur est très générique et ne différencie pas toutes les variantes disponibles de la vanne à papillon (type d'étanchéité, type de raccord, matériaux...). Nous émettons donc l'hypothèse que le modèle spécifique utilisé sur l'installation ODySEA diffère du cas générique du fabricant. La courbe obtenue expérimentalement sera celle employée dans la suite des travaux de modélisation.

### **3.3.3 Essais en mode stockage et déstockage**

Des essais ont été réalisés en effectuant plusieurs cycles de stockage et de déstockage dans le but dans un premier temps d'ajuster les lois de commande puis d'effectuer une optimisation énergétique globale du système. Les essais permettront aussi d'étudier les phases transitoires et d'évaluer leur influence sur le système. J'ai encadré et dirigé le stage de fin d'étude sur l'analyse des résultats expérimentaux de MAELENN LE MENER sur ce sujet.

Des essais en mode pompe et turbine sont faits selon le nombre de cycles effectués par le système. Les essais en mode pompe ont été faits sur huit cycles (Essai 1), 60 cycles (Essai 2) et 30 cycles (Essai 3) de stockage. Un essai en mode turbine a été réalisé sur quatre cycles de déstockage.

Un cycle de stockage correspond à un remplissage d'eau d'un piston liquide initialement vide d'eau par les circuits BP et HP, le stockage de l'air comprimé produit dans le réservoir d'air et enfin la chasse de l'eau contenue dans la chambre de compression par le circuit RV.

Un cycle de déstockage correspond à l'admission d'air comprimé dans une chambre initialement rempli d'eau, le turbinage de cette eau par le circuit HP puis BP puis par le remplissage d'eau de cette chambre par le circuit RV.

### **3.3.4 Résultats et analyses**

A partir des différents capteurs présents dans le circuit, listés et décrits dans le paragraphe 3.2.1 et présentés sur la Figure 3-6, l'acquisition des températures, du niveau d'eau et de la pression dans les chambres ainsi que la différence de pression aux bornes des pompes et le débit dans chaque branche principale des circuits BP, HP et RV est effectuée au cours de la compression et de la détente de l'air. L'évaluation des résultats expérimentaux est effectuée afin de détecter des anomalies au cours des périodes de stockage et de déstockage. Il est important d'étudier le comportement de l'écoulement pendant les enchainements cycliques des remplissages et vidanges de chaque chambre.

#### *a. Analyse des résultats durant le stockage*

Les résultats présentés dans cette partie concernent l'essai 2 (60 cycles) en mode stockage durant les 160 premières secondes des essais. Le système de contrôle commande permet à partir des données des capteurs de commander les ouvertures et fermetures des différentes vannes du circuit et des vitesses de rotation des pompes comme mentionné dans le paragraphe §3.2.2. Les lois obtenues pour les positions des vannes et la vitesse de rotation des pompes sont montrées sur la Figure 3-22. Ces lois vont être utilisées par la suite comme données d'entrée du modèle numérique construit.

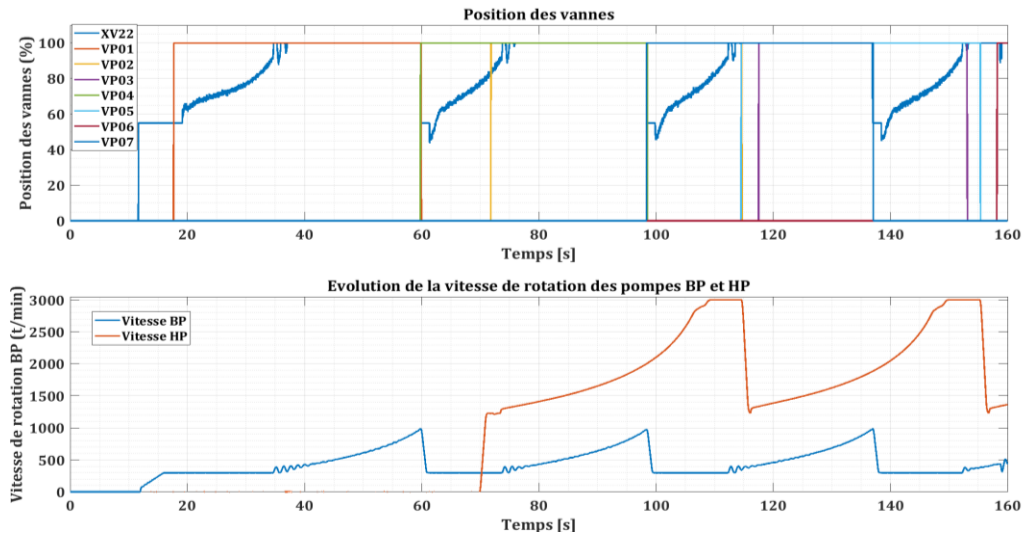


Figure 3-22 Position des vannes et vitesse de rotation des pompes BP et HP en mode stockage

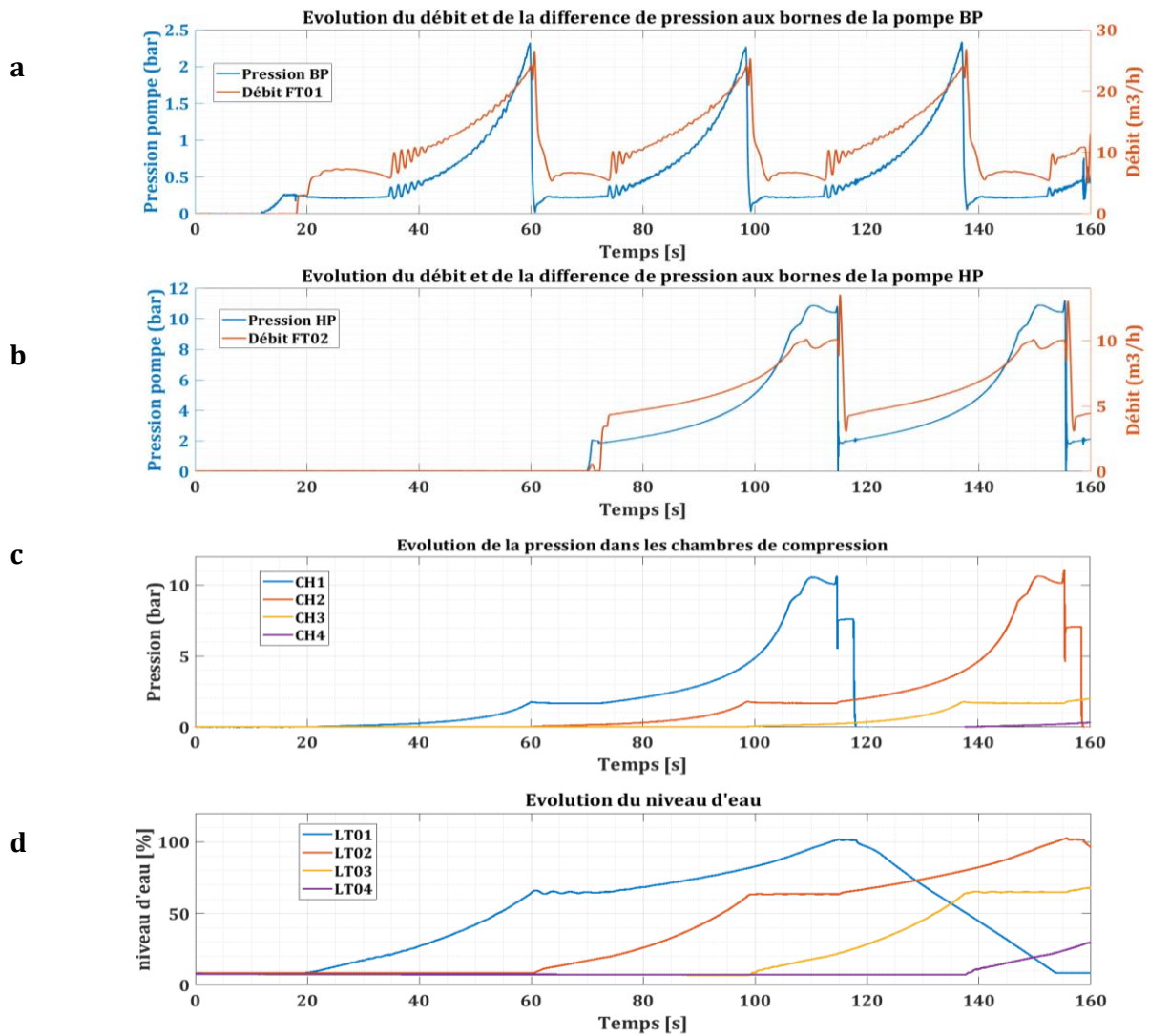


Figure 3-23 Résultats en mode stockage



Les mesures obtenues en mode stockage sont montrées sur la Figure 3-23. Elle présente (de haut en bas) :

- (a) L'évolution du débit et de la différence de pression aux bornes de la pompe BP
- (b) L'évolution du débit et de la différence de pression aux bornes de la pompe HP
- (c) L'évolution de la pression dans les chambres de compressions
- (d) L'évolution du niveau d'eau dans les chambres.

De manière générale, en observant l'allure de chaque courbe, il est constaté que le système fonctionne et suit les consignes et régulation qui lui ont été affectées en début de simulation.

- La Figure 3-23 (a) présente l'évolution de la différence de pression et du débit aux bornes de la pompe BP. Deux périodes distinctes sont observées dans chaque cycle de compression dues à la régulation de la vanne de laminage dans la première période de chaque cycle entre 19 s et 34 s, 61 s et 73 s, 100 s et 112 s, 138 s et 153 s environ. En effet, dans un premier temps, la pression dans la pompe augmente jusqu'à 0,226 bar à partir du démarrage de pompe vers 13 s. Le débit augmente à partir de 17,6 s lorsque la vanne VP01 s'ouvre. Pendant ce temps la vanne de laminage s'ouvre progressivement jusqu'à 35 s environ. La pression reste à peu près constante entre 0,20 bar et 0,24 bar tandis que le débit augmente jusqu'à 7 m<sup>3</sup>/h puis diminue jusqu'à 5,8 m<sup>3</sup>/h.

Dans un second temps la vanne de laminage s'ouvre complètement à partir de 35 s. Les courbes de pression et de débit suivent alors un profil croissant et leurs valeurs atteignent respectivement 2,3 bar et 24,2 m<sup>3</sup>/h en 25 s. Cependant, on observe que ces courbes oscillent, les amplitudes sont plus grandes notamment au début de la seconde période. Ces comportements sont expliqués par la régulation au BEP imposée à la vitesse de rotation. Cette période de compression se termine vers 60 s par la commutation des vannes.

Pendant la commutation, La vanne VP01 associée à la chambre CH1 où la compression vient d'être effectuée se ferme tandis que la vanne VP04 liée à la chambre de compression suivante (CH2) s'ouvre. La courbe de pression diminue de 2,3 bar à 0,01 bar en 1 s. La courbe de débit diminue une première fois et passe de 24,2 m<sup>3</sup>/h à 21,7 m<sup>3</sup>/h en 0,3 s puis augmente jusqu'à 26,59 s en 0,3 s et diminue enfin jusqu'à 11,58 m<sup>3</sup>/h environ en 1 s. Le débit continue de diminuer progressivement jusqu'à 5,32 m<sup>3</sup>/h environ au début du cycle suivant.

- La Figure 3-23 (b) présente l'évolution de la différence de pression et du débit aux bornes de la pompe HP. La pression augmente au démarrage de la pompe à 70 s et le débit augmente à 72 s à l'ouverture de la vanne VP02 associée à la chambre CH1 où la compression de l'air va être continuée. Les deux courbes de pression et de débit augmentent jusqu'à respectivement 9,5 bar et 9,5 m<sup>3</sup>/h pendant la période de compression. La vanne reliée au réservoir d'air s'ouvre pendant un peu moins de 10 s à la fin de cette période vers 106 s et 147s afin de refouler l'air dans le réservoir. Pendant cette période d'admission de l'air comprimé dans le réservoir, la différence de pression vue par la pompe oscille entre 10,89 bar et 10,4 bar tandis que le débit oscille entre 10,1 m<sup>3</sup>/h et 9,4 m<sup>3</sup>/h.

Une oscillation de pression est observée sur la courbe HP au moment de la commutation des vannes. Cette période est ensuite suivie de la période de commutation des vannes (115 s, 145 s). La pression diminue de 10,79 bar jusqu'à -0,97 bar et oscille fortement pendant 0,3 s tandis que le débit augmente dans un premier temps de 8,8 m<sup>3</sup>/h à 13,50 m<sup>3</sup>/h en 0,3 s puis diminue jusqu'à 3,1 m<sup>3</sup>/h en 1 s.

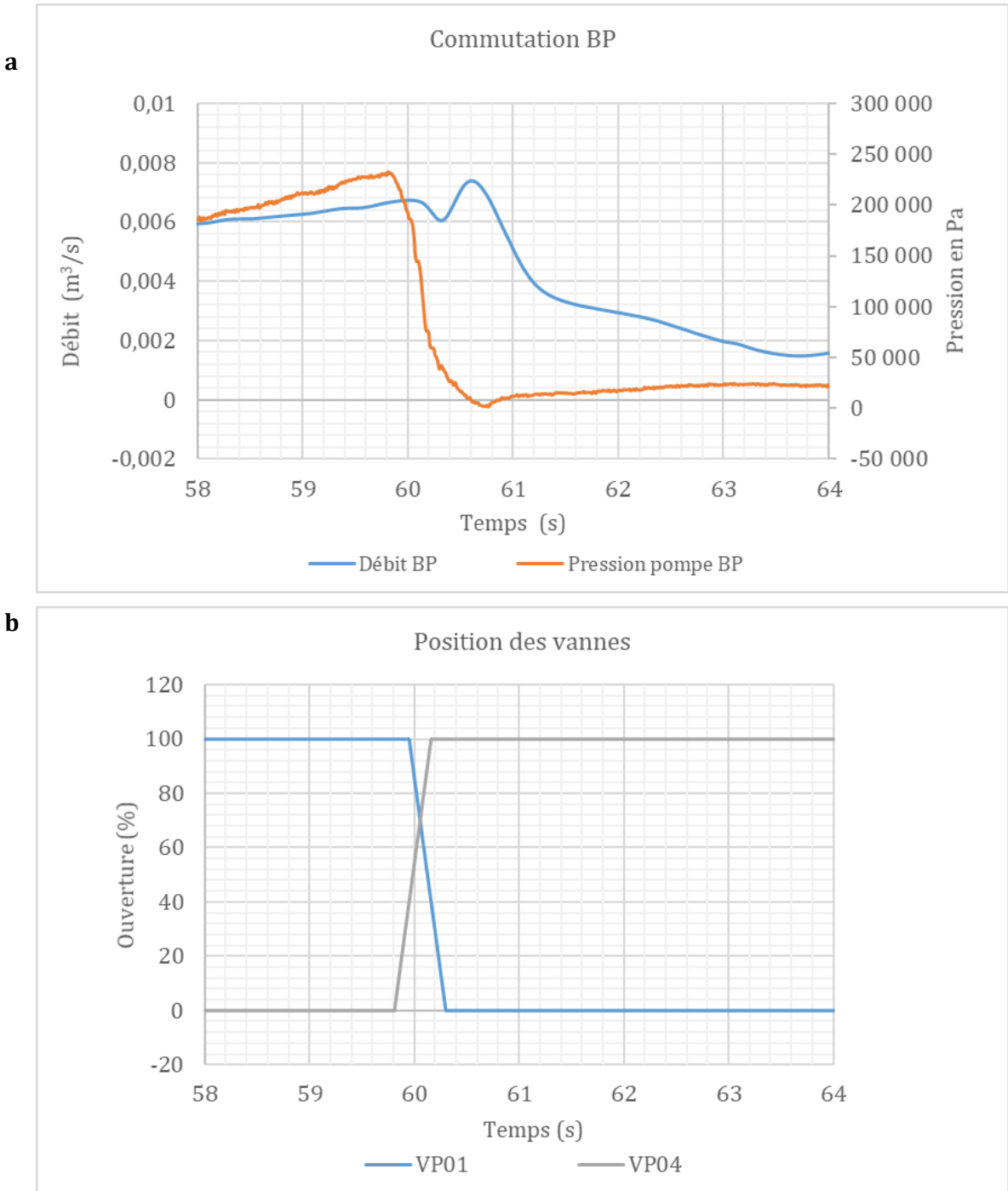
- L'évolution de la pression relative dans les chambres notamment CH1 et CH2, est montrée sur la Figure 3-23 (c). Les deux courbes ont la même allure également. La pression évolue jusqu'à 1,78 bar environ jusqu'à la fin de la compression effectuée par la pompe BP. La

pression diminue légèrement entre le relai de la pompe BP et la pompe HP entre 60 s et 72 s puis augmente jusqu'à 10,5 bar à la fin de la compression. Elle diminue légèrement au cours du refoulement de l'air comprimé vers le réservoir puis augmente brusquement de 10,05 bar à 10,64 bar au moment de la commutation des vannes vers 114,6 s. La pression diminue ensuite rapidement jusqu'à 5,4 bar puis augmente jusqu'à 7,4 bar en quelques centièmes de secondes. Ce moment correspond à la fermeture de la vanne XV14 liée au réservoir d'air de la chambre CH1. La pression reste constante pendant environ 3 s. La pression diminue ensuite après ouverture des vannes VP03 et XV13 correspondant à la vidange de la chambre.

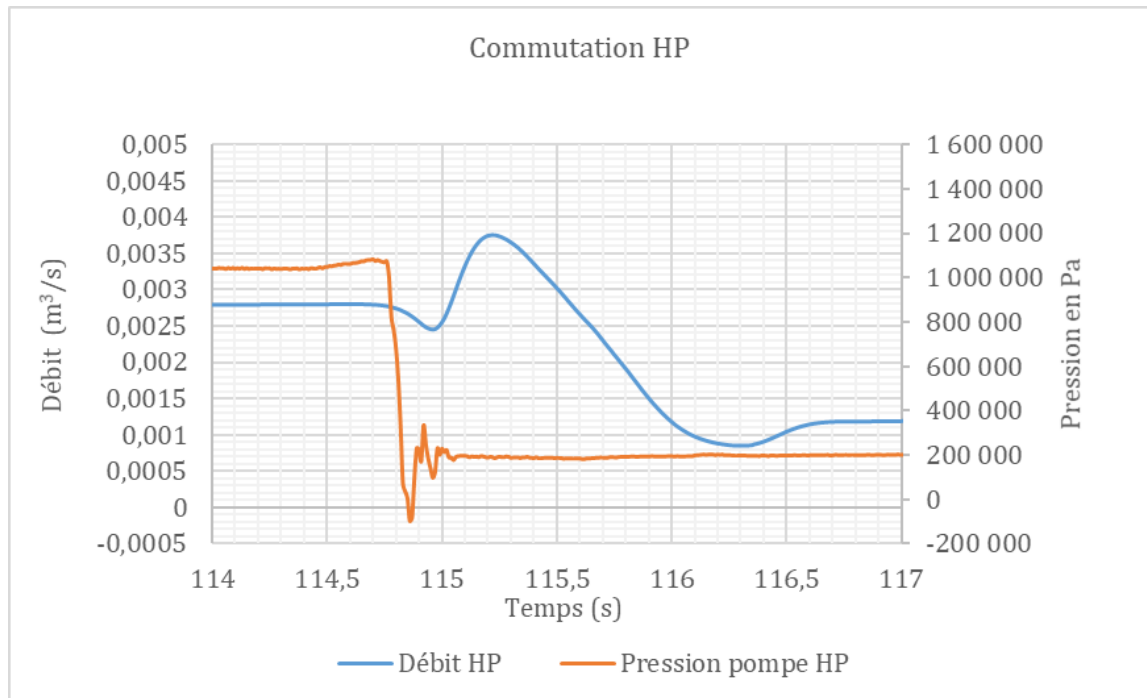
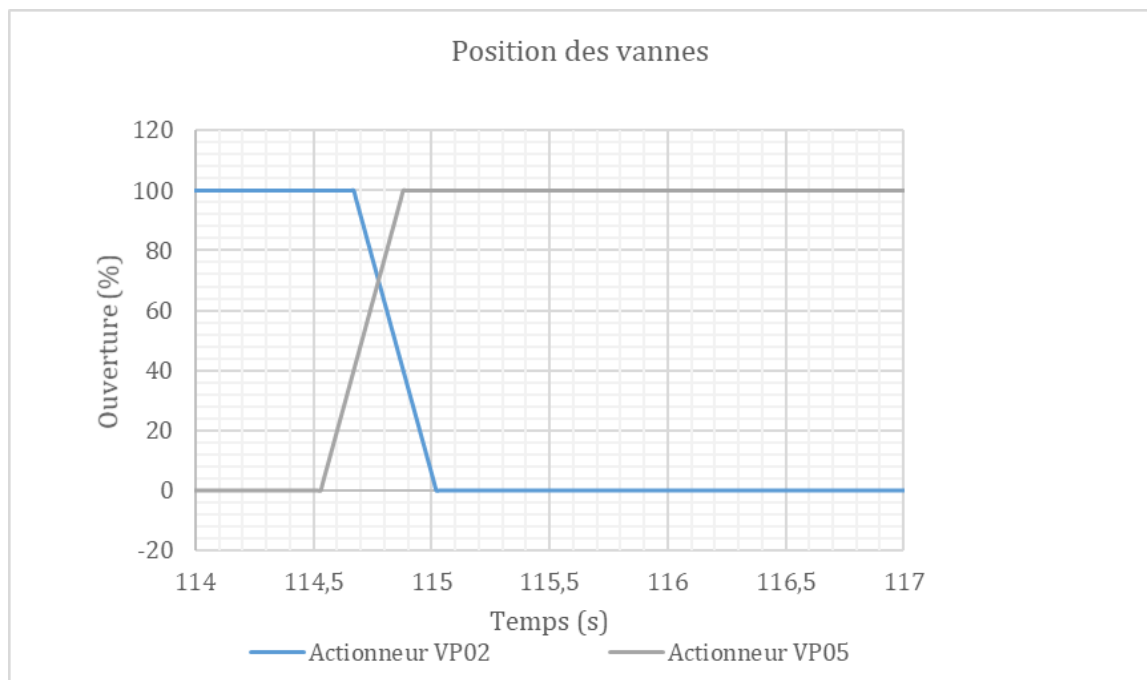
- La Figure 3-23 (d) présente l'évolution du niveau d'eau en % dans les quatre chambres de compression pendant les périodes de stockage d'énergie. On remarque que le niveau d'eau évolue en plusieurs temps pour chaque chambre. Dans un premier temps le niveau d'eau augmente jusqu'à 65 %. Cela correspond au remplissage d'eau effectué par la pompe BP. Le niveau d'eau oscille ensuite 65 % et 63,5 % pendant 10 s en attendant que la pompe HP prenne le relai et remplisse la chambre. L'amplitude des oscillations est plus ou moins élevée selon les chambres. Le niveau d'eau augmente ensuite jusqu'à 100 % à la fin de la période d'admission de l'air dans le réservoir d'air comprimé. Le niveau reste quasiment constant pendant moins de 4 s en attendant que la pompe de remplissage/vidange se connecte à la chambre pour vider l'eau afin que le cycle de compression recommence à nouveau.
- Période de commutation

Une observation plus détaillée du moment de commutation est représentée sur les Figure 3-24 et Figure 3-25 . Elles présentent l'évolution de la différence de pression aux bornes des pompes BP et HP et du débit dans les circuits BP et HP. Chaque commutation est accompagnée d'une diminution progressive des vitesses de rotation de la pompe BP et HP comme le montre la Figure 3-22.

La Figure 3-24 présente l'évolution de la différence de pression aux bornes de la pompe BP et du débit dans le circuit BP lors d'une commutation. Avant la commutation (avant 60 s), la pression et le débit évoluent suivant un profil croissant, à des valeurs respectivement d'environ 200 000 Pa et  $0,006 \text{ m}^3/\text{s}$ . La commutation (entre 60 s et 61 s) fait apparaître une diminution rapide de la pression jusqu'à -1 000 Pa. Sur cette même période, le débit suit une évolution plus spécifique avec une première oscillation (diminution puis augmentation) suivie d'une baisse du débit vers  $0,003 \text{ m}^3/\text{s}$ . La phase postérieure à la commutation fait enfin apparaître le début de la ré augmentation de la pression liée au début de la compression dans la chambre suivante. Le débit conserve cependant un profil décroissant entre 61 s et 63,5 s pour atteindre au minimum  $0,0015 \text{ m}^3/\text{s}$ .



**Figure 3-24 Evolution de la pression aux bornes de la pompe et du débit dans le circuit BP (a) et la position des vannes (b) durant la commutation**

**a****b**

**Figure 3-25 Evolution de la pression aux bornes de la pompe et du débit dans le circuit HP (a) et la position des vannes (b) durant la commutation**

La Figure 3-25 présente l'évolution de la différence de pression aux bornes de la pompe HP et du débit dans le circuit HP ainsi que la position des vannes lors d'une commutation.

La pression aux bornes des pompes diminue brutalement de  $10,8E5$  Pa jusqu'à  $-97\,783$  Pa environ au moment de la commutation, suivi d'une courte oscillation.

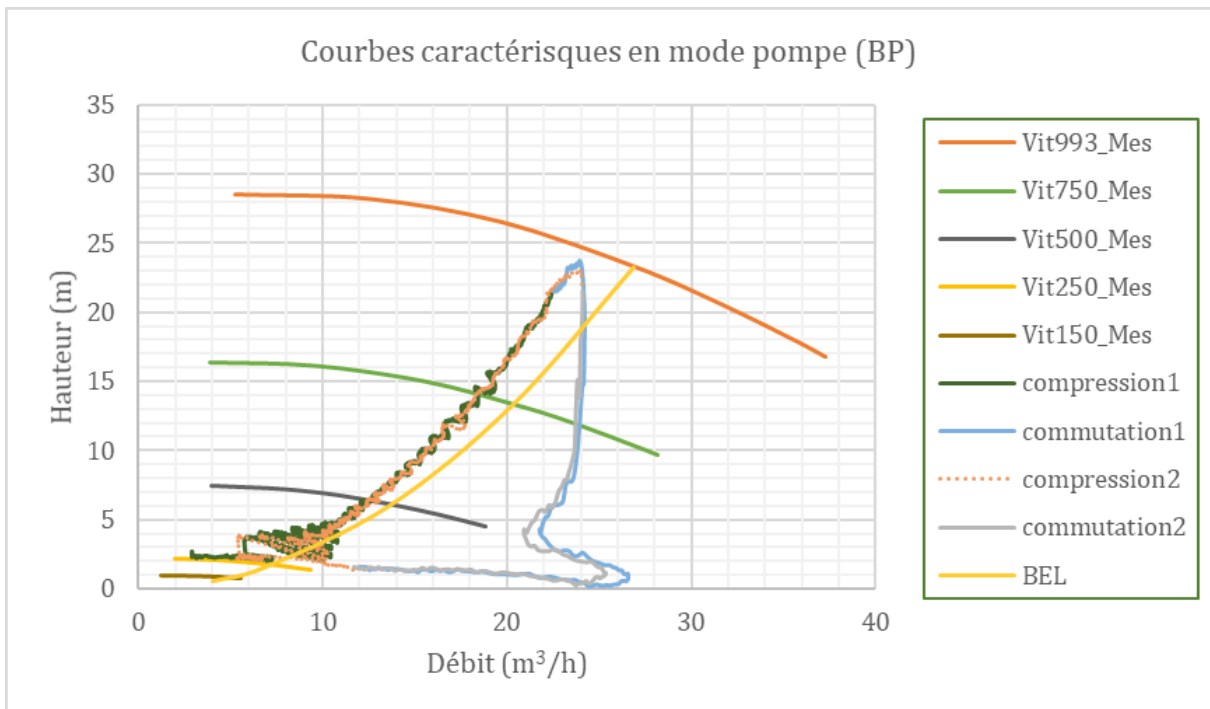
La réponse du système hydraulique au moment de la commutation se traduit par une impulsion de débit dans les branches principales BP et HP. On constate également le délai entre la réponse du débit et de la pression.

Les débits présentés sont ceux mesurés dans les branches principales des circuits BP et HP où se situent les pompes centrifuges. Ces débits sont influencés par les débits circulant dans leur branche secondaire respectives. Cependant ces derniers ne sont pas accessibles expérimentalement car il n'y a pas de capteurs de débits à ces endroits.

- Courbes Hauteur/Débit des pompes BP et HP

Dans cette partie l'évolution de la hauteur fournie par les pompes en fonction du débit est analysée. En effet, le fonctionnement des pompes devrait suivre la ligne (BEL) reliant les points de fonctionnement nominaux d'après les lois de commandes assignées aux vitesses de rotations des pompes.

Différentes courbes caractéristiques de la pompe BP sont placées sur la Figure 3-26 ainsi que la courbe BEL reliant les points de fonctionnement nominaux. L'évolution de la hauteur manométrique fournie par la pompe en fonction du débit au cours de deux périodes de compression et de commutation successives est montrée sur le même graphe.



**Figure 3-26 Courbes caractéristiques en mode pompe (pompe BP)**

- Durant la première compression, la courbe d'évolution des points de fonctionnement de la pompe (en vert foncé) oscille fortement notamment au début. La courbe augmente avec l'augmentation de la pression et du débit jusqu'à atteindre son maximum.
- La commutation est marquée par la diminution brusque de la hauteur avec un débit quasi-constant dans un premier temps. Le débit diminue ensuite, puis augmente avant de diminuer jusqu'au début du prochain cycle de compression.

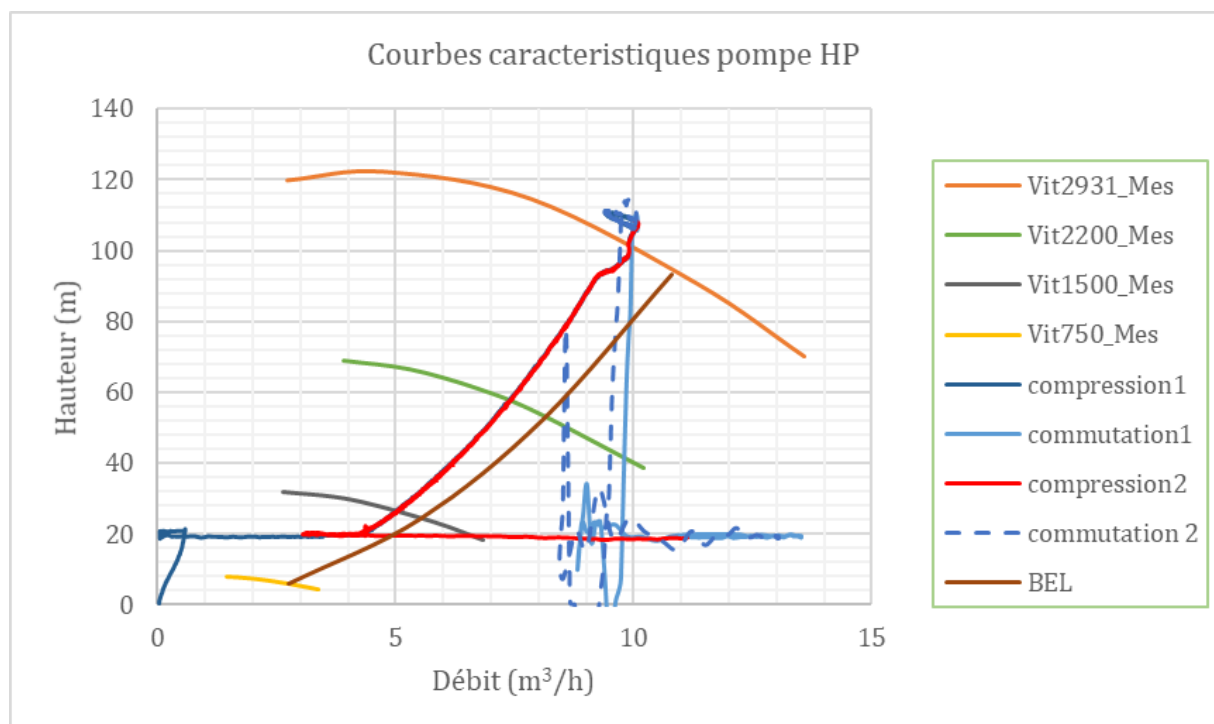
L'évolution du deuxième cycle de compression et de commutation présenté se superpose aux cycles décrits précédemment.

On observe que pendant les périodes de compression la courbe de pompe a la même allure que la courbe BEL. Néanmoins, il y a un écart entre les deux courbes et il est maximum à la fin de la compression (25 %). La régulation au BEP n'est donc pas tout à fait atteinte expérimentalement.

Pendant les périodes de commutation, l'allure de la courbe de pompe ne suit plus celle de la courbe BEL. Cela implique alors une diminution des performances de la pompe pendant la commutation.

Les courbes de pompe HP sont présentés sur la Figure 3-27. Comme dans le cas précédent, des courbes caractéristiques à quatre vitesses de rotations différentes sont montrées ainsi que la courbe BEL reliant les points de fonctionnement nominaux retrouvés à partir des lois de similitudes. L'évolution de la pression fournie par la pompe en fonction du débit pendant deux périodes de compression et de commutations incluant le démarrage de la pompe est tracée sur le graphe.

- Les courbes d'évolution du comportement de la pompe HP durant les deux périodes de compression sont superposées (en bleu foncé et rouge). Elles ont la même allure que la courbe régulée au BEP. Cependant il y a un écart notable entre les deux cas et il est maximum à la fin de la compression (avec 26,6 % d'écart). La régulation appliquée n'est pas celle au BEP mais proche du BEP.
- Au moment de la commutation, il est remarqué que la hauteur chute rapidement dans un premier temps tandis que le débit diminue légèrement. La courbe oscille ensuite et son amplitude diffère selon les cycles.

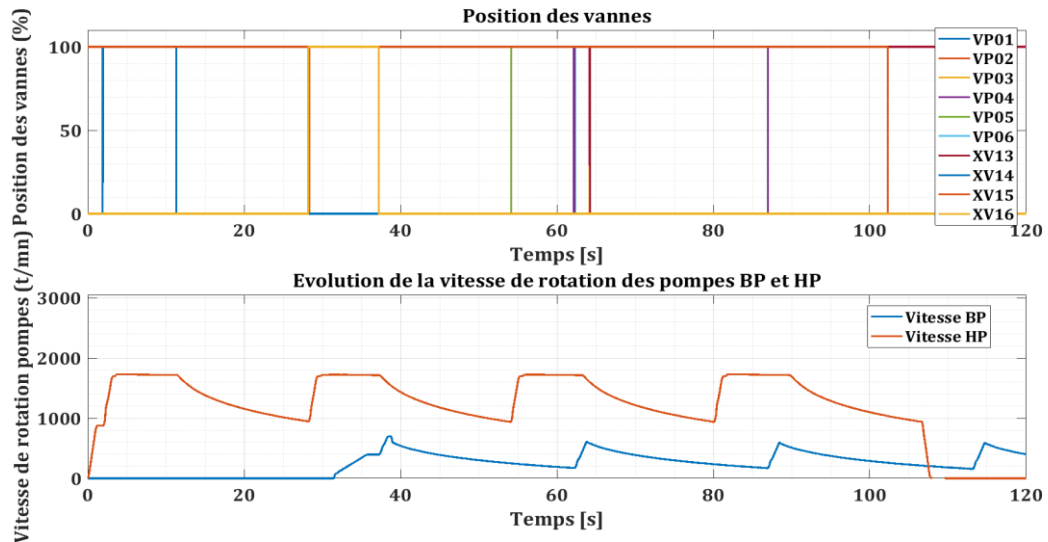


**Figure 3-27 Courbes caractéristiques en mode pompe (pompe HP)**

Il a été montré sur la Figure 3-22 que la vitesse des pompes diminue brusquement au moment de la commutation, cette action est associée à l'ouverture ou/et fermeture de vanne. Les points de fonctionnement de la pompe dévient vers les zones de rendement plus faibles. Ces manœuvres peuvent induire l'apparition de bruit et vibrations pouvant dégrader les équipements. L'optimisation du fonctionnement de l'installation, réalisée par l'entreprise, vise justement à éviter ces problématiques.

b. Analyse des résultats durant le déstockage

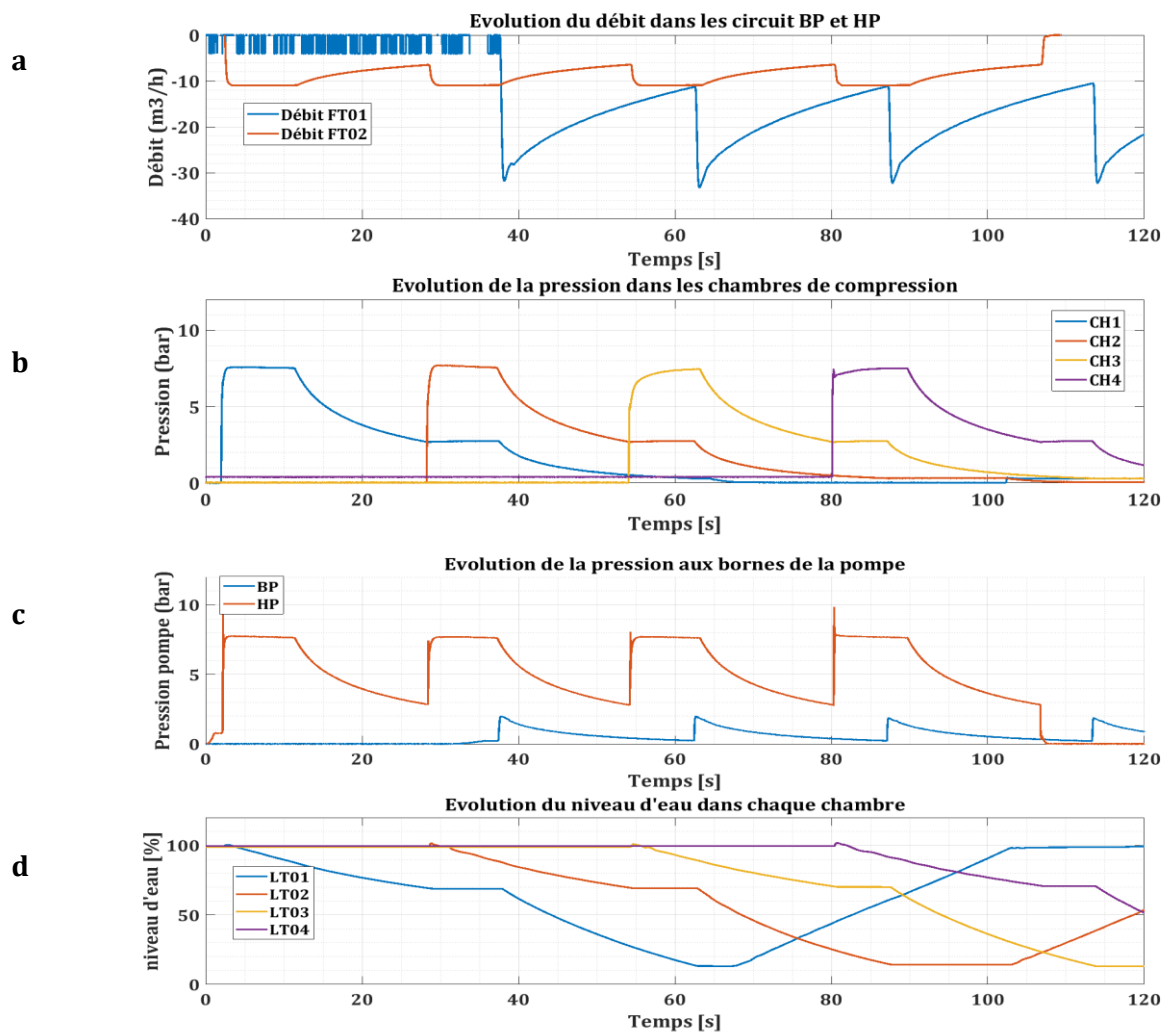
Les résultats présentés dans ce paragraphe sont ceux obtenus en mode déstockage de l'énergie pour l'essai 2 (4 cycles). Les consignes de vannes et de régulation des pompes durant les 120 premières secondes de la simulation sont montrés sur la Figure 3-28.



**Figure 3-28 Position des vannes et vitesse de rotation des pompes BP et HP en mode déstockage**

Les mesures obtenues en mode déstockage sont montrées sur la Figure 3-29. Elle présente (de haut en bas) :

- (a) l'évolution du débit dans les branches principales du circuit BP et HP,
  - (b) l'évolution de la pression dans les chambres de compressions
  - (c) l'évolution de la différence de pression fournie par les pompes BP et HP
  - (d) l'évolution du niveau d'eau dans les chambres.
- L'évolution du débit dans le circuit BP (en bleu) et dans le circuit HP (en orange) est montrée sur la Figure 3-29 (a). Les valeurs négatives observées sont dues au sens de l'écoulement qui est inversé par rapport à celui en mode stockage. Le débit dans le circuit HP augmente jusqu'à  $10,9 \text{ m}^3/\text{h}$  au début de chaque cycle et reste constant pendant environ 10 secondes. Durant cette période, l'air comprimé est refoulé vers la chambre correspondante. Le débit diminue ensuite progressivement jusqu'à  $6,5 \text{ m}^3/\text{h}$  à la fin de la période de détente réalisée par le circuit HP. Lorsque le circuit BP prend le relai quelques secondes après la courbe de débit FT01 augmente rapidement à  $31,79 \text{ m}^3/\text{h}$  puis diminue progressivement jusqu'à environ  $11 \text{ m}^3/\text{h}$  à la fin du cycle de détente dans la chambre.
  - Le graphe de la Figure 3-29 (b) donne l'évolution de la pression dans les quatre chambres du système. Les allures des courbes correspondantes à chaque chambre sont assez similaires. La pression de la chambre CH1 augmente jusqu'à 7,5 bar environ au début de chaque cycle et reste constante pendant environ dix secondes. Elle diminue ensuite en deux temps, dans un premier temps jusqu'à 2,5 bar environ lorsque la chambre est connectée au circuit HP puis jusqu'à 0,03 bar lorsque la chambre est connectée au circuit BP.



**Figure 3-29 Résultats en mode déstockage**

- La pression aux bornes des pompes BP et HP est observée sur la Figure 3-29 (c). On observe également des cycles similaires pour chaque courbe. La pression HP augmente rapidement jusqu'à 9,37 bar au début de l'essai et oscille légèrement pendant quelques centièmes de secondes. Elle se stabilise à 7,7 bar environ pendant une dizaine de secondes puis diminue jusqu'à 2,8 bar à la fin d'un cycle de détente dans une chambre. Il est remarqué que la valeur du pic de pression présente au début de chaque cycle est différente. Ces pics ne sont pas présents sur la courbe de pression aux bornes de la pompe BP. Dans ce cas la pression augmente jusqu'à 2 bar environ lorsque la pompe prend le relai pour effectuer le turbinage dans la chambre. Cette pression diminue progressivement jusqu'à 0,2 bar à la fin de l'opération.

Il est constaté qu'aucune anomalie significative n'est observée durant la détente de l'air comprimé. Les phénomènes qui se distinguent dans cette procédure sont les pics de la différence de pression fournie par la pompe HP observés en début de chaque cycle de détente. Ce dernier correspond à l'admission de l'air de la cuve d'air comprimé vers la chambre, de la vidange de l'eau de la chambre par les pompes HP et BP puis du remplissage de la chambre par la pompe RV. Ces pics de pressions peuvent être la résultante d'une accélération rapide de la vitesse de la pompe associée à l'ouverture soudaine d'une vanne hydraulique.



### 3.4 Conclusion

Il a été démontré à partir des essais expérimentaux que le système de stockage d'énergie par air comprimé, ODySEA, doté d'une nouvelle technologie de pistons liquides raccordés à un système réseaux de conduites en parallèle, comprenant notamment des vannes synchronisées et des pompes centrifuges réversibles fonctionnant à vitesse variable, peut fonctionner en mode stockage et déstockage avec des résultats valides.

La résultante des différentes manœuvres durant les périodes de fonctionnement du système dans les deux modes a été analysée à travers l'évolution de la pression et du débit dans chaque circuit et la performance de chaque pompe.

En général l'allure des courbes obtenues montre une cohérence vis-à-vis des lois de commande établies dans le système. L'enchaînement des cycles de compression et de détente est aussi respecté dans l'ensemble.

Cependant, il a été mis en évidence que l'évolution des paramètres est légèrement perturbée au moment de la commutation en mode stockage. Une déviation des courbes des pompes BP et HP par rapport à la courbe aux points de rendement maximal pendant la commutation a été montrée.

Les travaux en cours et à venir sur ODySEA visent à améliorer le fonctionnement du système et à corriger les écarts observés.

Les essais expérimentaux du système ODySEA vont permettre de mettre en place des modèles numériques afin d'optimiser le système. Les essais ont notamment permis de retrouver les courbes caractéristiques des pompes en mode pompe et en mode turbine à plusieurs vitesses de rotation. Ces courbes permettront de valider les modèles des pompes réalisés en CFD ainsi que les modèles unidimensionnels à l'aide de la méthode bond graph. L'avantage des modèles est de pouvoir accéder aux paramètres de l'écoulement dans chaque branche secondaire du circuit et de l'état de l'écoulement à travers la pompe durant ces moment critiques du fonctionnement du système

## 4 MODÉLISATION TRIDIMENSIONNELLE DE LA POMPE BP

### 4.1 Introduction

La pompe centrifuge occupe une place importante dans le système de stockage d'énergie présenté. Elle fonctionne comme une machine de conversion d'énergie. Elle reçoit de l'énergie mécanique qui permet de mettre en rotation ses parties tournantes. Le mouvement de rotation de la roue augmente l'énergie cinétique du fluide. Cette énergie est ensuite convertie en énergie de pression dans le diffuseur/volute. L'écoulement y est fortement instationnaire et turbulent. Il est influencé par les effets de rotation et de courbures des composants de la pompe. Le phénomène de cavitation est susceptible d'apparaître dans les zones de faible pression, lorsque la pression diminue et passe en dessous de la pression de vapeur saturante notamment à l'entrée de la roue. La présence des effets instationnaires et de la cavitation diminue les performances de la pompe et peut l'endommager. D'autre part, le fonctionnement de la pompe change lorsque celle-ci travaille en mode turbine. La connaissance du comportement de l'écoulement durant le fonctionnement du système en mode pompe et en mode turbine est essentielle afin de prévoir ses instabilités et d'optimiser le rendement de la machine.

Au démarrage de la thèse, nous ne disposions que des courbes de performances fournies par le constructeur, uniquement en mode pompe. Le banc d'essai était en cours d'élaboration et n'a été disponible qu'après un an et demi. C'est pourquoi la modélisation numérique tridimensionnelle de la pompe nous a paru une étape incontournable. De plus, elle permet une analyse poussée de l'écoulement du fluide en son sein. L'écoulement complexe à travers la pompe peut être analysé grâce à la simulation numérique. Dans ce chapitre, l'écoulement à travers la pompe basse pression en mode pompe et en mode turbine est étudié et analysé à l'aide du logiciel Star CCM+.

Dans un premier temps les modèles sont présentés, la convergence du maillage est effectuée ainsi que la validation des modèles à l'aide des résultats expérimentaux.

Dans un second temps, l'étude des performances de la pompe dans les deux modes est étudiée. En particulier, les pertes hydrauliques dans la pompe sont analysées précisément.

### 4.2 Modélisation CFD, grands principes

Le principe de la modélisation CFD (Computational Fluid Dynamics) est de résoudre numériquement un modèle représentant un système physique. Son avantage est de permettre l'accès aux champs locaux de vitesse, pression..., dans toutes les régions du domaine étudié, ce qui n'est pas le cas des résultats d'essais expérimentaux. La méthodologie adaptée est, premièrement le choix de la modélisation selon les propriétés de l'écoulement, puis le choix du maillage et sa convergence, ensuite le contrôle de la convergence des méthodes numériques à partir des résidus et autres grandeurs caractéristiques de l'écoulement, et enfin la validation des résultats en les comparant à ceux obtenus expérimentalement et l'estimation des erreurs de modélisation.

L'étude numérique de l'écoulement à travers la pompe centrifuge permet d'obtenir des résultats plus ou moins rapidement selon le type de simulation.

L'écoulement au sein d'une turbomachine est turbulent, instationnaire, tridimensionnel. Les notions de turbulence et les équations décrivant l'écoulement sont détaillées dans les paragraphes suivants.

### 4.2.1 Notions de turbulence

La notion d'écoulement turbulent est définie comme un écoulement irrégulier, fluctuant et chaotique contrairement à un écoulement laminaire. La transition entre l'écoulement laminaire et turbulent est influencée par le nombre de Reynolds qui représente le rapport entre les forces inertielles et visqueuses. Par conséquent lorsque le nombre de Reynolds est élevé, les forces inertielles sont dominantes. L'écoulement devient turbulent lorsque le nombre de Reynolds est supérieur à une valeur limite. L'écoulement turbulent est caractérisé par des structures tourbillonnaires instables et en mouvement les unes par rapport aux autres avec une vitesse caractéristique  $u$ , une taille  $l$  et un temps caractéristique  $\tau$ . Ces tourbillons se brisent et se divisent en structures de plus en plus petites. La notion de cascade d'énergie introduite par Richardson puis Kolmogorov est utilisée pour les caractériser (CADOT, 2013). Les tourbillons transfèrent de l'énergie cinétique pendant une certaine durée des grandes échelles vers les plus petites échelles. L'énergie est enfin dissipée dans les structures les plus petites lorsque les effets visqueux deviennent significatifs.

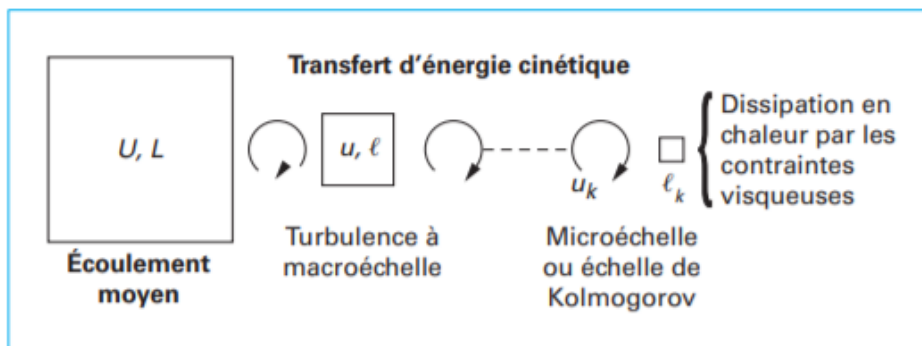


Figure 4-1 Cascade de Kolmogorov (LALLEMAND, 2015)

Les différents types d'échelles se distinguent généralement comme le montre la Figure 4-1. Il est difficile de modéliser toutes les échelles de l'écoulement turbulent. En effet, le coût de calcul de la simulation numérique serait très important.

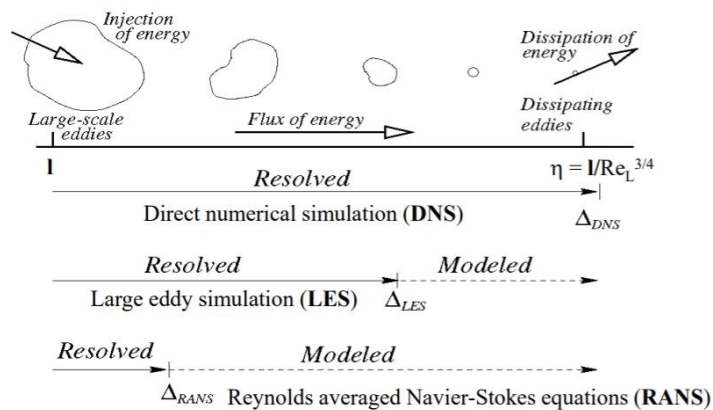


Figure 4-2 Méthodes de prédiction numérique des écoulements turbulents (BAKKER, 2008)

Il existe plusieurs manières de simuler un écoulement turbulent dont la simulation numérique directe (DNS, Direct Numerical Simulation), la simulation des grandes échelles (LES, Large Eddy Simulation) et l'approche statistique (RANS, Reynolds Averaged Navier Stokes). La Figure 4-2 présente les différentes méthodes de résolution classées suivant les échelles de turbulence. La

méthode DNS résout directement les équations de Navier Stokes à l'aide d'une discrétisation en temps et en espace sur tout le domaine, la méthode LES résout les grandes échelles spatiales du champ turbulent et modélise les petites échelles, tandis que la méthode RANS modélise les échelles de turbulence en résolvant les équations du champ de vitesse moyenne. Les deux premières méthodes sont extrêmement coûteuses en temps de calcul. Le modèle RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) est généralement le plus utilisé par les industriels car c'est le modèle le moins chronophage. La méthode consiste à modéliser la turbulence par une approche statistique.

#### 4.2.2 Résolution des équations de Navier Stokes Moyennées (RANS)

Dans le cas de la méthode RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes), on s'intéresse à l'écoulement moyen temporel, c'est pourquoi on utilisera les équations de NAVIER STOKES moyennées. Il s'agit de résoudre les équations du champ des vitesses moyennes  $\underline{V}_i$ . En effet, les variables sont décomposées en une composante moyenne indépendante du temps et en une composante turbulente.

Soit  $v_i$  la vitesse instantanée du fluide,  $\underline{V}_i$  la valeur moyenne temporelle et  $v'_i$  la fluctuation de la vitesse. La décomposition de Reynolds s'écrit

$$v_i = \underline{V}_i + v'_i \quad \text{Eq. 4-1}$$

De même pour la pression avec

$$p = \underline{P} + p' \quad \text{Eq. 4-2}$$

Le terme fluctuant a une valeur moyenne nulle.

Les équations de Navier-Stokes moyennées pour les écoulements incompressibles s'écrivent, d'après la notation d'Einstein, comme suit :

$$\frac{\partial \underline{V}_i}{\partial t} + \underline{V}_j \frac{\partial \underline{V}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \underline{P}}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 \underline{V}_i}{\partial x_k \partial x_k} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + g_i \quad \text{Eq. 4-3}$$

$$\frac{\partial \underline{V}_i}{\partial x_i} = 0 \quad \text{Eq. 4-4}$$

Où le terme  $\tau_{ij}$  est associé au tenseur de Reynolds et s'écrit

$$\tau_{ij} = -\rho \underline{v_i v_j} \quad \text{Eq. 4-5}$$

Ce terme représente l'effet de la turbulence de l'écoulement moyen.

Donc pour résoudre les équations complètes de Navier-Stokes, il faut connaître  $\underline{v_i v_j}$ . Ce tenseur est déterminé à partir de la modélisation de la turbulence. Plusieurs modèles de turbulence ont été développés, notamment les modèles du premier ordre basés sur l'hypothèse de Boussinesq et les modèles du second ordre dans lesquels les tensions de Reynolds sont calculées directement. Les modèles du premier ordre sont détaillés en ANNEXE A : Modèles de turbulence du 1er ordre (paragraphe 9.1). Les modèles du second ordre ne seront pas détaillés ici.

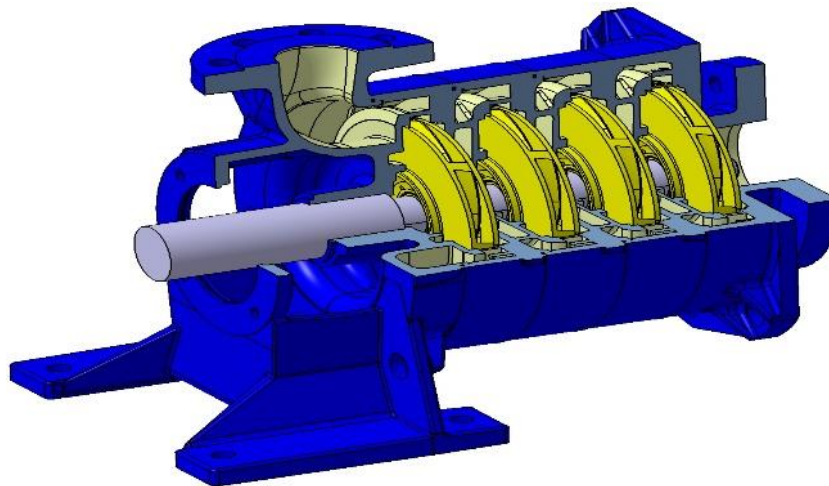
### 4.3 Simulation numérique

La pompe utilisée est une pompe centrifuge radiale multi-étagée de FLOWSERVE. Elle est représentée en coupe  $\frac{3}{4}$  sur la **Figure 4-3**. Ne disposant pas du modèle CAO de la pompe, elle a été scannée et numérisée par SEGULA, sans distinction des différents éléments qui la composent. Il a donc fallu reprendre le fichier fourni par SEGULA pour séparer les différentes parties qui la composent :

- Une conduite d'aspiration avec bulbe à l'extrémité de l'arbre
- Quatre étages comprenant pour chacun des trois premiers étages
  - o Une roue
  - o Un diffuseur
  - o Un redresseur
  - o Une roue pour le dernier étage
- Une volute équipée d'un redresseur

Tous les modèles CAO décrits ci-après ont été réalisés par M. Philippe CARPENTIER, enseignant à l'ENSAM et par un étudiant dans le cadre d'un PJE (Projet de 3<sup>ème</sup> année d'école d'ingénieur), M. TOGGENBURGER pour le modèle en « tubes de courant », sur une géométrie corrigée sur laquelle certains jeux ont été supprimés.

Les principales caractéristiques dimensionnelles de la pompe sont données dans le Tableau 4-1. Les performances de la pompe (hauteur manométrique et rendement) fournies par le constructeur sont représentées sur la Figure 4-4. Ces courbes fournissent la hauteur manométrique de la pompe en fonction du débit qui la traverse, pour deux diamètres de roues (184 mm et 204 mm), le diamètre de 204 mm est utilisé dans cette étude. Elles fournissent également le rendement en fonction du débit.



**Figure 4-3** Vue en coupe  $\frac{3}{4}$  de la pompe étudiée (en bleu, les parties fixes, en jaune les roues, en gris l'arbre)

$D_{roue}$	Diamètre Roue (mm)	204
	Nombre d'étages	4
$Z_{roue}$	Nombre d'aubes de la roue	7
$Z_{diff}$	Nombre d'aubes du diffuseur	10
$Z_{red}$	Nombre d'aubes du redresseur	8

**Tableau 4-1** Caractéristiques géométriques de la pompe

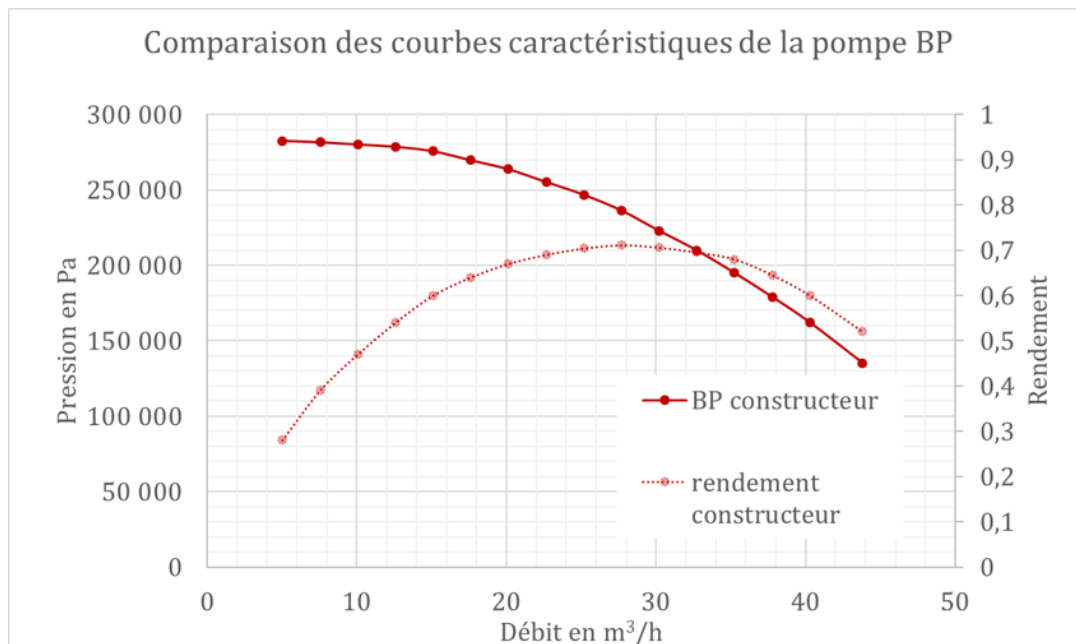


Figure 4-4 Caractéristiques fournies par le Constructeur

Caractéristiques au point nominal		
$H$	Hauteur (m)	24
$Q$	Débit ( $m^3/h$ )	27
$\omega$	Vitesse (tr/min)	993
$n$	Vitesse spécifique	44,7

Tableau 4-2 Caractéristiques au point nominal

#### 4.4 Etapes d'un calcul CFD d'une machine tournante

Un calcul CFD de machine tournante passe par les étapes suivantes :

- Discrétisation (maillage) de la géométrie des domaines fluides étudiés appelés « REGIONS ». Ces domaines peuvent être fixes comme les régions « ENTREE », « DIFFUSEURS », « REDRESSEURS », « ZONES D'EAU MORTE » et « VOLUTE » ou mobiles comme les « ROUES ». Le modèle géométrique discrétisé est appelé « GRILLE » ou « MAILLAGE ». Il est constitué de cellules (ou volumes finis) car il utilise la méthode des volumes finis. Il existe différents types de maillages. Le maillage utilisé ici est le maillage polyédrique avec mailles prismatiques près des parois. Quand il y a plusieurs régions, comme dans notre cas, il faut définir la continuité entre les domaines dénommée « INTERFACE ». Pour calculer un maillage, plusieurs paramètres sont nécessaires quel que soit le modèle choisi, les principaux sont donnés ci-après. A l'exception du « base size » et « du march angle », les autres peuvent être fixés en pourcentage du « base size » et peuvent être donnés globalement (pour tout le domaine) ou localement sur certaines parties du domaine. Tous ces paramètres ont des valeurs par défaut. Les paramètres les plus importants sont :
  - Le « base size » qui est une grandeur de référence
  - Le « target size » qui est la taille cible
  - Le « minimum size » qui est la taille minimale, par exemple utile pour de petites épaisseurs ou de petits rayons de courbure

- Le nombre de mailles prismatiques
- Le « total thickness of prism layer » qui est l'épaisseur totale des mailles prismatiques
- Le « prism layer stretching » qui est le coefficient de progression de l'épaisseur des mailles prismatiques
- Le « surface growth rate » qui est la progression de taille d'une maille par rapport à sa voisine
- Le « march angle » de la frontière est utilisé pour contrôler le comportement lorsque le côté d'une couche de prisme repose sur une frontière qui n'a pas sa propre couche de prisme
- Définition du modèle physique :
  - Précision des équations qui sont résolues. Il s'agit bien sûr des grandes équations de conservation de la mécanique des fluides (conservation de la masse, conservation des équations de quantité de mouvement, conservation de l'énergie), mais aussi des modèles de turbulence.
  - Dépendance en fonction du temps : calcul stationnaire ou instationnaire.
  - Définition des caractéristiques du fluide (masse volumique, viscosité dynamique...)
  - Choix des modèles de turbulence : suivant que l'utilisateur choisit un calcul stationnaire ou instationnaire, les équations de Navier Stokes moyennées avec les modèles de turbulence (RANS) sont utilisées ou les équations de Navier Stokes sont résolues directement. La résolution directe est très coûteuse et rarement utilisée. Dans notre cas, ce sont les équations RANS qui ont été résolues. Le choix du modèle de turbulence est explicité et justifié ci-après (§ 4.6.1 page 83 ).
  - Prise en compte de la rotation des roues : en calcul stationnaire, les calculs sont réalisés dans une position donnée des roues, l'effet de la rotation est modélisé par la prise en compte des forces d'inertie. Comme les roues ont une position figée, l'interaction entre les aubes des roues et celles du diffuseur et entre les aubes du redresseur et celles de la roue se fait au travers des interfaces. Deux types d'interaction ont été étudiées :
    - Interface « IN-PLACE ». Tous les champs de pression, vitesses... sont transmis tels quel. Ce qui sort de la roue entre dans le diffuseur. Il n'y a donc pas de moyennation liée à la rotation des roues et la position relative des aubes peut entraîner des erreurs dans les calculs.
    - Interface « MIXING PLANE ». A la sortie d'une région les valeurs des champs sont moyennées avant l'entrée dans la région suivante. Cela efface l'effet des interactions entre les aubes de deux régions successives.
- Résolution numérique des équations de la physique du problème
- Exploitation des résultats sous formes locales (édition des champs de pression, de vitesse, de vorticités...) ou globales (calcul des débits, des forces, des moments...).

## 4.5 Présentation des modèles géométriques étudiés

Le modèle idéal serait

- Modèle de la pompe complète
- En calcul instationnaire
- Une modélisation directe, type DNS ou LES

Toutefois, ce modèle est coûteux et nécessite des temps de calcul élevés, à moins de disposer d'un gros serveur de calcul. Nous avons donc choisi de travailler ici sur les équations de Navier Stokes moyennées et en calcul stationnaire avec modèle de turbulence. Des premiers calculs ont été réalisés, en mode pompe, sur la pompe complète avec un modèle de turbulence et testés avec les deux types d'interface. Etant limité par la taille du maillage, nous avons décidé de travailler sur une géométrie simplifiée tenant compte des périodicités des éléments et basée sur la modélisation de tubes de courant autour des aubes de chaque domaine, afin de pouvoir travailler sur des tailles de cellules plus petites. Le nombre d'aubes des roues, des diffuseurs et des redresseurs étant différent, les interfaces n'occupent pas le même secteur angulaire suivant les éléments (roues, diffuseurs et redresseurs), c'est pourquoi seuls les interfaces type MIXING PLANE sont valables. Le modèle a été réalisé dans le cadre d'un PJE. Ce modèle présente l'avantage d'être conforme à une modélisation unidimensionnelle autour de tubes de courant. Les calculs ont toutefois fait apparaître des problèmes de convergence liés à la forte courbure des aubages près de l'axe. Un dernier modèle a été testé tenant compte des périodicités mais suivant des secteurs angulaires droits, donc ne suivant pas les tubes de courant.

### 4.5.1 Modèles géométriques de la pompe complète (modèles M1-i)

La CFD s'appuie sur la modélisation du fluide situé entre les différentes parties solides de la pompe. Dans la Figure 4-5, on distingue les différents éléments de la pompe : le corps de pompe en rouge, élément fixe et les éléments tournants (arbre et roues) en bleu foncé. Le domaine fluide étudié est délimité par les éléments fixes, les éléments tournants, l'entrée et la sortie, en beige les zones fixes et en bleu clair les zones tournantes. Il faut distinguer les parties fluides situées à l'intérieur des roues dans lesquelles il faudra simuler l'effet de la rotation des parties fluides situées à l'intérieur des éléments fixes (à l'entrée, dans les diffuseurs, les redresseurs et dans la volute), ou entre éléments fixes et éléments en rotation (zones d'eau morte).

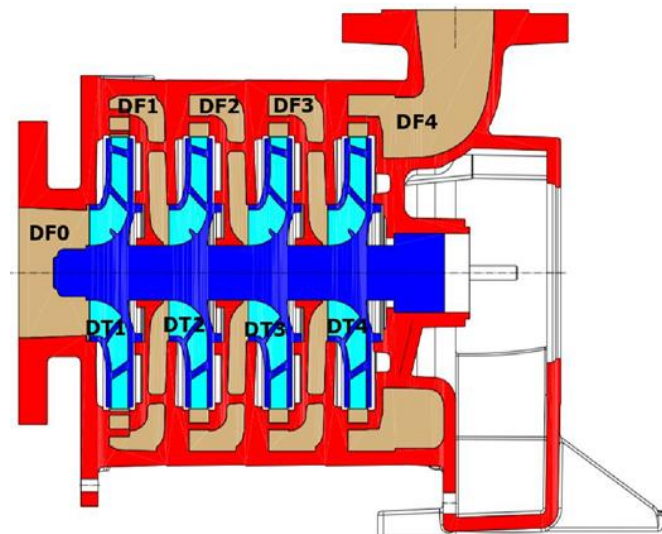


Figure 4-5 Plan de coupe de la CAO de la pompe



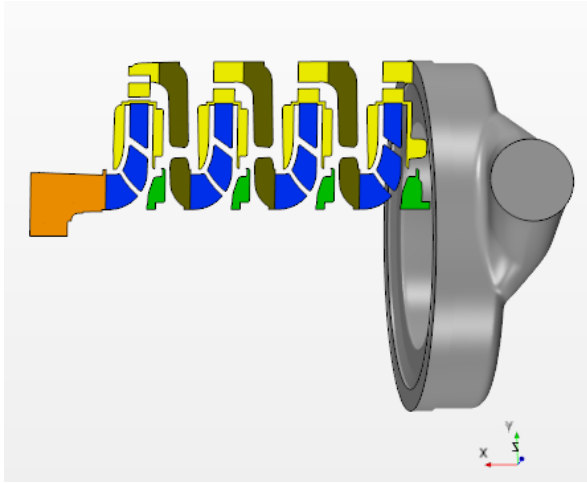


Figure 4-6 Plan de coupe de la pompe complète

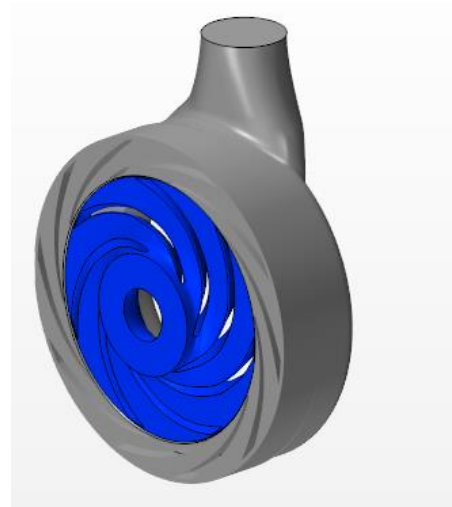


Figure 4-7 Dernier étage de la pompe

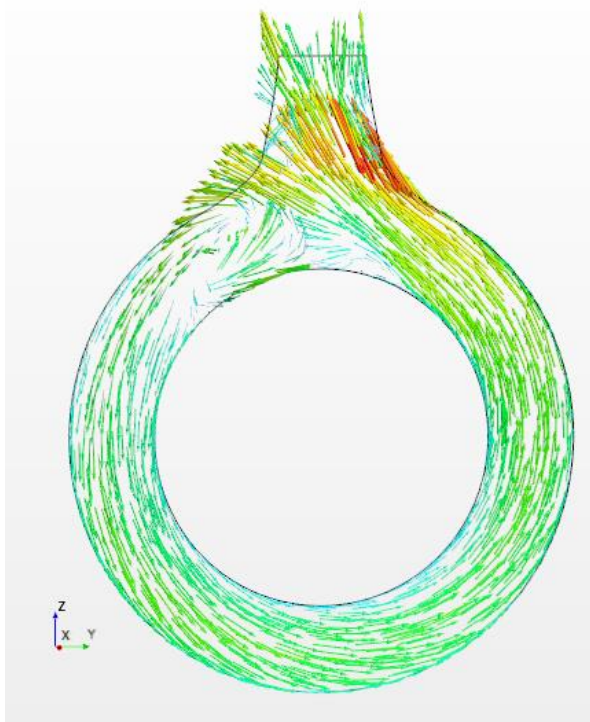


Figure 4-8 volute de la pompe étudiée

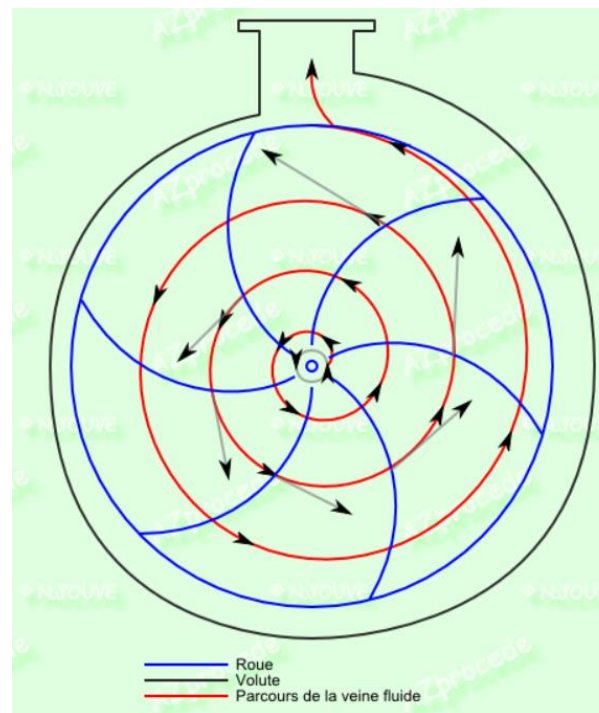


Figure 4-9 Volute classique (JOUVE, s. d.)

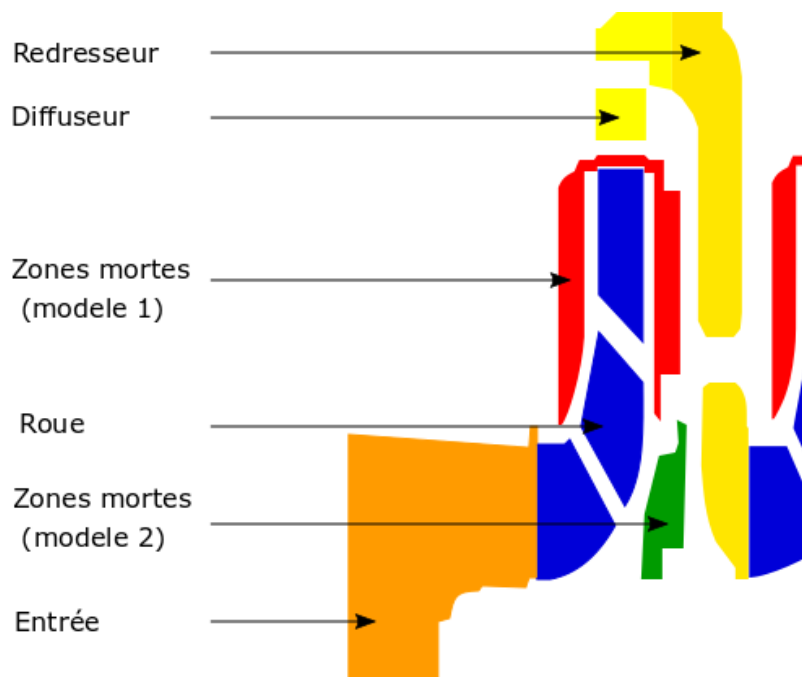
Comme le montre la **Figure 4-6**, le domaine de simulation, de la pompe complète, considéré, se compose :

- D'une zone fluide en entrée, dénommée DF0, en orange,

- De quatre étages comportant
  - Une zone fluide tournante, dénommée DTi (i variant de 1 à 4), en bleu,
  - Une zone fluide fixe, comprenant deux parties :
    - Un diffuseur avec deux zones d'eau morte (une située entre le corps de pompe et le carter extérieur de la roue et une autre située entre le corps de pompe et le moyeu extérieur de la roue, zone dénommée DFi, en jaune,
    - Un redresseur, dénommé DRi (i variant de 1 à 3), en brun
  - Une troisième zone d'eau morte située entre le corps de pompe et l'arbre, dénommée DMi (i variant de 1 à 4), en vert.
- Une volute, en gris

Les éléments DF1, DF2, DF3 sont identiques et comprennent le diffuseur, les deux zones d'eau morte et le redresseur. Le dernier élément DF4 comprend un diffuseur et une volute comme on peut le voir sur la Figure 4-7. il est à noter que la forme de la volute (Figure 4-8) n'est pas de forme classique (Figure 4-9). Dans une volute classique, la section augmente progressivement pour récupérer les débits distribués par chaque canal inter-aubes. Comme on peut le constater sur la Figure 4-8, ce n'est pas le cas de la volute étudiée et cela ne nous semble pas optimum, comme nous le verrons par la suite.

Les noms des différents domaines ont été choisis en fonction de leur rôle : D pour domaine, T pour tournant, F pour diffuseur, R pour redresseur, M pour morte, 1 à 4 pour l'étage.



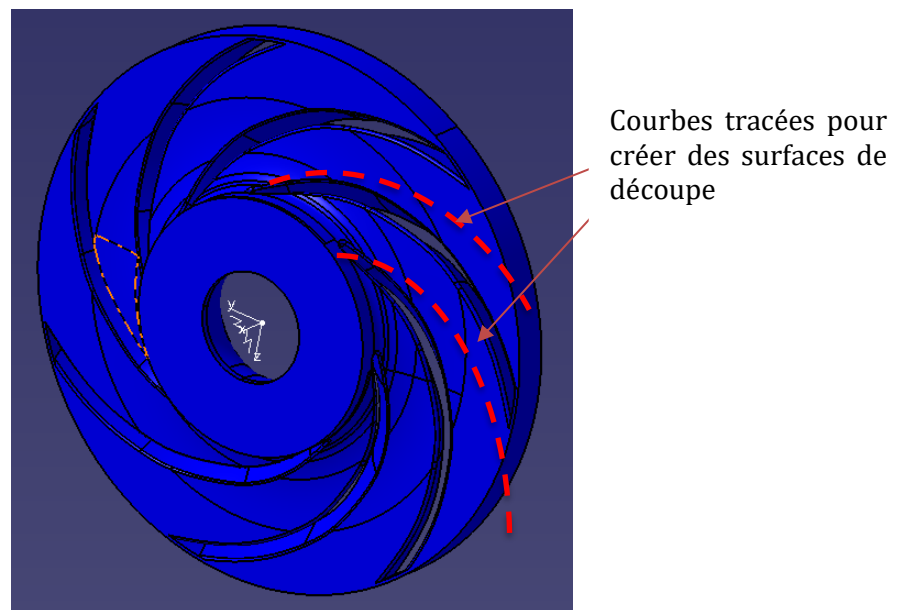
**Figure 4-10 Composition du premier étage de la pompe**

Il est important de mentionner la présence des zones dites zones d'eau morte, autour de la roue qui seront analysées dans les parties suivantes. Ces zones correspondent à des zones de recirculation qui peuvent être sources de pertes hydrauliques dans la machine par frottement fluide et de débit. On observe des zones d'eau morte sur la Figure 4-10, dans lesquelles des pertes hydrauliques se produisent. Leur présence est justifiée pour assurer l'équilibre axial de la pompe dû à l'apparition de la poussée axiale. Ces zones influencent le comportement de l'écoulement et apportent des pertes hydrauliques supplémentaires. Un modèle sans zones d'eau morte (modèle

M1-1) et un modèle avec zones d'eau morte (modèle M1-2) sont étudiés. Une comparaison de l'écoulement à travers la pompe avec et sans zones d'eau morte a été réalisée.

#### 4.5.2 *Modèle géométrique réduit en tubes de courant (modèle M2)*

Afin de minimiser la taille du modèle numérique, un découpage de la pompe en tubes de courant a été réalisé dans le cadre d'un PJE effectué par Victor TOGGENBURGER. L'objectif du projet était de simplifier le modèle géométrique de la pompe en considérant les périodicités des roues, des diffuseurs et des redresseurs en vue d'obtenir un maillage le plus fin possible pour une taille raisonnable de maillage (nombre de cellules), afin d'obtenir un temps de calcul raisonnable et des résultats fiables. Ce modèle ne tient pas compte des zones d'eau morte.



**Figure 4-11 : Exemple de courbes placées à équidistance entre deux aubes.**

Un canal, autour d'une des aubes, a été réalisé en partant d'une surface moyenne entre l'intrados et l'extrados. En répétant circulairement le volume découpé  $n$  fois,  $n$  étant le nombre d'aubes ou de périodicité de l'élément (entrée, roues, diffuseurs, redresseurs), on retrouve l'élément entier. Pour obtenir l'élément périodique, il a fallu créer deux surfaces moyennes, placées exactement entre deux aubes consécutives, pour les parties aubées (roues, diffuseurs, redresseurs). La plus grande difficulté était la géométrie complexe des parties contenant un aubage. La création des surfaces moyennes placées parfaitement autour d'une aube à un angle égal à  $\pm$  la moitié de l'angle de périodicité a été réalisée comme on peut le voir sur la Figure 4-11. Dans ce premier modèle simplifié, en tubes de courant, il a fallu séparer la partie diffuseur de la partie redresseur car ces deux éléments n'ont pas le même nombre d'aubes. Tous les éléments sont découpés en secteurs, à l'exception de la volute qui ne présente pas de périodicité. Le Tableau 4-3 présente les angles de périodicité utilisés pour le bulbe d'entrée, les roues, les diffuseurs et les redresseurs. La Figure 4-12 présente le modèle en « tubes de courant ». Le Tableau 4-3 précise les angles de périodicité des différents domaines et le Tableau 4-4 donne le nom des différents domaines. Ici seul le modèle M2-1, sans prise en compte des zones d'eau morte, a été testé. La raison en sera donnée un peu plus loin.

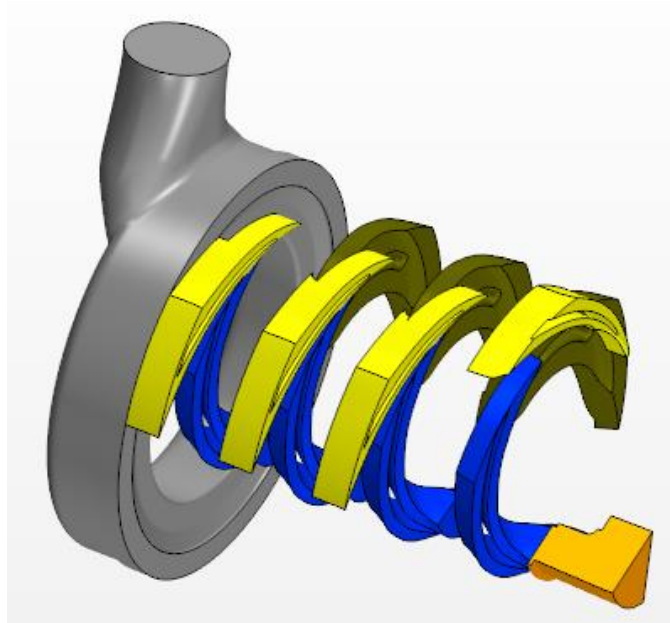


Figure 4-12 Modèle M2-1, sans zones d'eau morte en "tubes de courant" (même code couleur que précédemment)

	Angle de périodicité (degré)	Nombre de périodicité
<b>Bulbe d'entrée</b>	60,0	6
<b>Roues</b>	51,4	7
<b>diffuseur</b>	36,0	10
<b>redresseur</b>	45,0	8

Tableau 4-3 Angles de périodicité

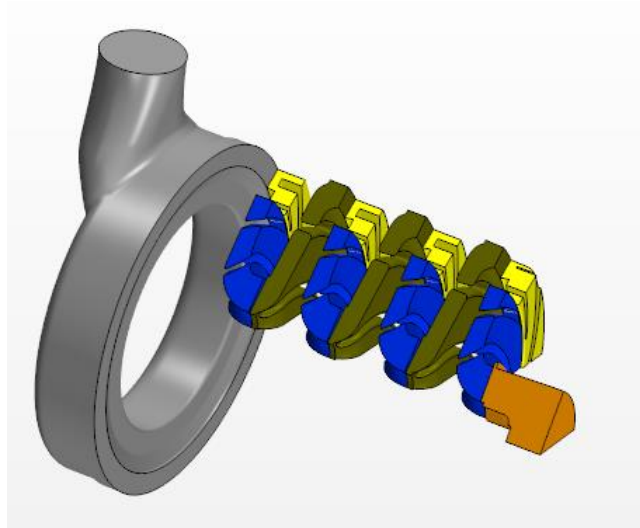
Etage	entrée	Roues	diffuseur	redresseur	Volute + redresseur
<b>0</b>	0_ENTREE				
<b>1</b>		10-ROUE1	11_DIF1	12_RED1	
<b>2</b>		20-ROUE2	21_DIF1	22_RED2	
<b>3</b>		30-ROUE3	31_DIF1	32_RED2	
<b>4</b>		40-ROUE4	41_DIF1		
<b>5</b>					VOLUTE

Tableau 4-4 Liste des régions

#### 4.5.3 Modèle géométrique en secteurs angulaires droits (Modèles M3-i)

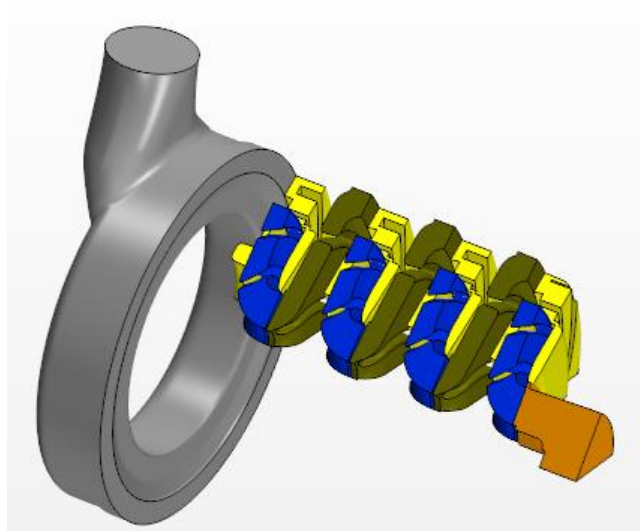
Le modèle géométrique en secteurs angulaires a été construit sur le même principe que le découpage en tubes de courant, mais en considérant des secteurs droits. Trois modèles géométriques ont été réalisés :

- Un modèle sans prise en compte des zones d'eau morte. La Figure 4-13 montre ce modèle (modèle M3-1). Nous avons conservé le même code couleur que précédemment.



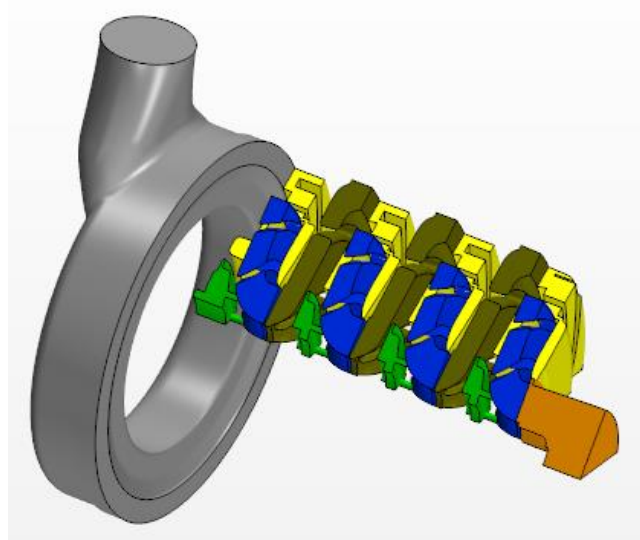
**Figure 4-13 Modèle M3-1 : secteurs droits sans zones d'eau morte (extensions amont, aval non représentées)**

- Un premier modèle avec prise en compte des zones d'eau morte autour du diffuseur (Figure 4-14)



**Figure 4-14 Modèle M 3-2 : secteurs droits avec zones d'eau morte (extensions amont, aval non représentées)**

- Un deuxième modèle où la zone d'eau morte derrière la roue est également prise en compte (Figure 4-15)



**Figure 4-15 Modèle M3-3 : secteurs droits avec zones d'eau morte (extensions amont, aval non représentées)**

#### ***4.5.4 Synthèse des modèles géométriques étudiés***

Plusieurs modèles géométriques ont été étudiés afin de déterminer les performances de la pompe en mode pompe et en mode turbine. Le modèle de la pompe complète est étudié en premier lieu, puis afin d'optimiser le nombre de mailles, tout en gardant une taille raisonnable, des modèles tenant compte des périodicités géométriques ont été réalisés. La volute ne présentant pas de périodicité a été conservée dans son entièreté. Le Tableau 4-5 synthétise les modèles géométriques étudiés. Les modèles diffèrent aussi en fonction de la présence ou non des zones d'eau morte. Dans chacun des modèles, les zones d'entrée et de sortie ont été étendues pour tenir compte de conditions aux limites constantes et stables, par exemple, pour éviter des zones de recirculation en sortie. Tous les modèles présentés dans le tableau ont été étudiés en mode pompe. En mode turbine, seuls les modèles M1-2 et M3-1, M3-2 et M3-3 ont été étudiés.

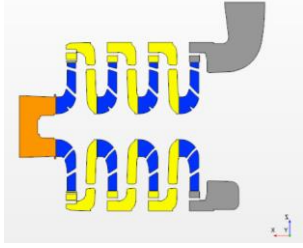
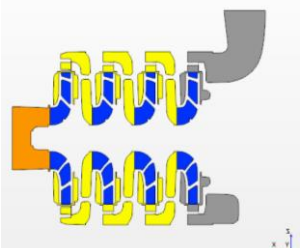
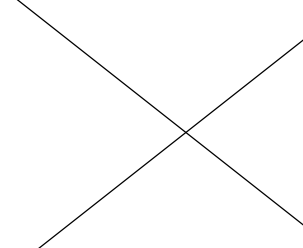
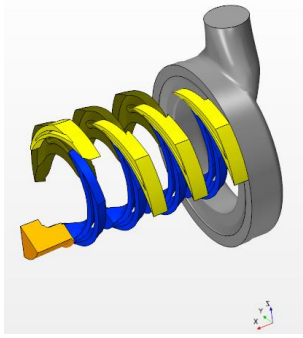
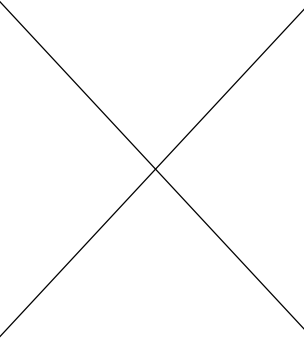
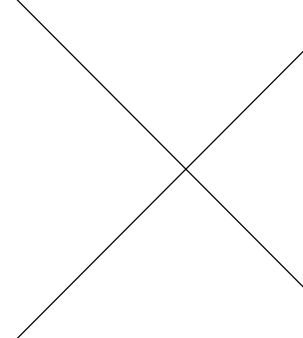
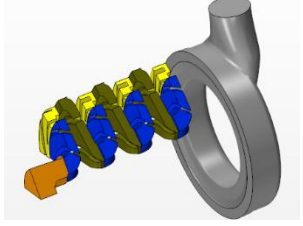
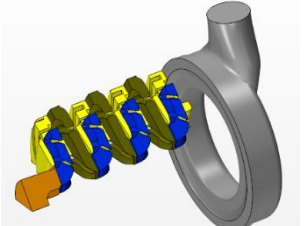
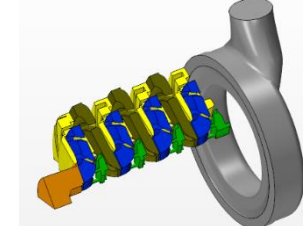
Type de modèle	Zones d'eau morte		
	<i>Sans</i>	<i>Avec (Modèle 1)</i>	<i>Avec (modèle 2)</i>
Pompe complète (plan de coupe)	 M1-1	 M1-2	
Secteurs "tube de courant"	 M2-1		
Secteurs droits	 M3-1	 M3-2	 M3-3

Tableau 4-5 Classification des différents modèles de pompe étudiés (sans extensions des entrée et sortie)

## 4.6 Physique du problème

Comme expliqué dans le paragraphe 4.4 page 73 , on retrouvera dans la physique du problème de star CCM+ plusieurs choix :

- De dimension du calcul CFD (2D ou 3D),
- De la dépendance en fonction du temps,
- Du choix du fluide,
- Du choix de la méthode de résolution des équations,
- Du choix de l'équation d'état (ici fluide incompressible),
- Du choix du régime visqueux (non visqueux, laminaire ou turbulent, ici turbulent),



- Le choix des modèles de turbulence

Le code de calcul est évolutif, c'est-à-dire qu'à chaque fois qu'on lui donne une information, le menu évolue. Par exemple, si on précise que le calcul est stationnaire et que l'écoulement est turbulent, il choisira de résoudre les équations de NAVIER-STOKES moyennées et proposera des modèles de turbulence et ne proposera pas la méthode LES ou DES puisque ces méthodes impliquent une résolution instationnaire.

#### 4.6.1 Paramètres

Les paramètres des simulations sont adaptés à un écoulement incompressible et turbulent. Le modèle de turbulence choisi est le modèle SST  $k - \omega$ . Ce modèle est utilisé dans plusieurs cas d'étude d'écoulement à travers une pompe centrifuge dans la littérature (AYAD et al., 2015; CAPURSO et al., 2019). Pour résoudre l'écoulement proche des parois, l'approche « all wall  $y^+$  » a été choisie car elle utilise des fonctions mixtes qui émulent l'approche « low  $y^+$  » ( $y^+ \sim 1$ ) pour les maillages fins et l'approche « high  $y^+$  » ( $y^+ > 30$ ) pour les maillages grossiers. Les conditions initiales et aux limites sont listées dans le Tableau 4-6. Le débit massique est fixé à l'entrée et en sortie de la pompe une condition limite de pression relative nulle est imposée.

<b>Conditions initiales</b>	
Pression relative	0 Pa
Intensité turbulente (%)	12
Echelle de longueur de turbulence (%)	7
<b>Conditions aux limites</b>	
entrée	Mass flow inlet ( $Q_m$ )
sortie	Pressure outlet (0 Pa)
wall	Condition de non glissement
<b>Paramètres</b>	
Pression de référence (pression atmosphérique)	101325,0 Pa
Fluide	eau
Masse volumique	997,56 kg/m <sup>3</sup>
Viscosité dynamique	8,8871 10 <sup>-4</sup> Pa.s

**Tableau 4-6 Conditions initiales et aux limites**

L'intensité de turbulence est définie comme le rapport entre la moyenne quadratique des fluctuations de la vitesse turbulente et la vitesse moyenne du flux. Elle est exprimée en pourcentage d'intensité, elle est de 1% lorsque l'intensité est faible et supérieure à 20% lorsque cette dernière est élevée (CONNOLLY, 2017). Dans notre cas l'intensité turbulente est estimée à 12%. L'échelle de longueur de turbulence est définie comme étant égale à 7% du diamètre hydraulique (ZHAO, 1996)

Concernant les modèles M2-1 et M3-i, les conditions aux limites de toutes les surfaces latérales délimitant les secteurs angulaires sont de type périodiques avec les périodicités définies dans le Tableau 4-3.

#### 4.6.2 Prise en compte de la rotation de la roue dans le maillage : cas simulation stationnaire

Afin de réduire les coûts de calcul, il est possible de prendre en compte la rotation des roues de la pompe avec une simulation stationnaire prenant en compte les forces d'inertie de la pompe. Dans un calcul instationnaire, la pompe tourne effectivement et les aubages de la roue défilent devant ceux du diffuseur. Il y a donc une interaction forte entre les aubages et le fait que le nombre



d'aubes soit différent dans la roue et dans le diffuseur réduit la périodicité. En approche stationnaire, la roue est fixe dans une position donnée. Il existe deux approches pour transférer les données, au travers des interfaces (de la roue au diffuseur, en mode pompe, du diffuseur à la roue en mode turbine) : la méthode frozen rotor et la méthode mixing plane. Dans l'approche « frozen rotor », les données (vitesses, pression, ...) sont transférées telles quelles, c'est-à-dire que suivant la position angulaire, les champs peuvent être différents, non seulement dans le sillage d'un canal de roue, mais aussi suivant les différents canaux. Dans l'approche « mixing plane », tous ces champs sont moyennés en sortie de roue et seules les valeurs moyennes sont injectées à l'entrée du diffuseur (MANGANI et al., 2014). En turbomachine, le flux est largement mélangé dans l'espace entre deux rangées d'aubes consécutives. C'est pourquoi l'approche « mixing plane » est utilisée à l'interface afin d'imiter ce comportement. Les variables sont donc moyennées circonférentiellement pour l'interface roue-diffuseur et axialement pour l'interface redresseur-roue, avant d'échanger les informations avec l'autre côté de l'interface. Les résultats dans cette dernière méthode vont se rapprocher d'une moyennation d'un calcul instationnaire.

La mise en œuvre des approches s'effectue au niveau de l'interface entre la partie tournante et la partie fixe (frontière entre domaine tournant et domaine fixe).

#### *a. Approche Frozen rotor*

L'approche frozen rotor est aussi appelé approche MRF (moving reference frame). Elle consiste à résoudre les équations liées au référentiel tournant (en ajoutant le terme de coriolis) dans les parties tournantes et les équations stationnaires dans les parties fixes. Les informations sont échangées à l'interface. L'interface, « Internal interface in place », dans Star CCM+ permet de modéliser l'approche « frozen rotor ». Cependant cette approche ne tient pas en compte des effets transitoires engendrés par le mouvement relatif entre les deux parties, comme précisé plus haut. Cette méthode ne peut pas être appliquée aux modèles en secteurs puisque les interfaces sont différentes et comme les champs de données ne sont pas moyennés, ils ne peuvent pas être transférés entre des surfaces différentes.

#### *b. Approche Mixing plane*

Comme nous l'avons expliqué précédemment, l'approche Mixing plane donne une meilleure approximation de l'écoulement, du fait de la moyennation des données en sortie du domaine tournant avant leur transfert dans le domaine fixe (pour la pompe et inversement pour la turbine). Cette méthode peut être appliquée à tous les modèles géométriques précédents puisque les données sont moyennées.

## **4.7 Optimisation du maillage**

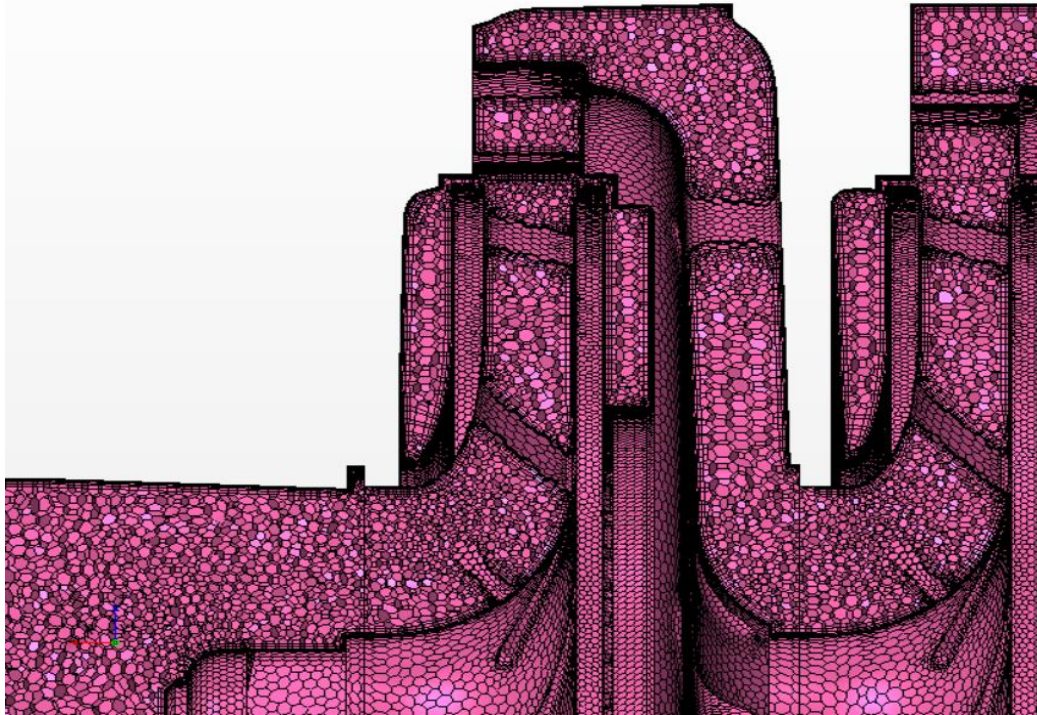
### **4.7.1 Maillage**

#### *a. Présentation du maillage*

Les différents domaines de chaque modèle sont maillés à l'aide d'un maillage de type polyédrique composé de cellules polyédriques avec mailles prismatiques près des surfaces (Figure 4-16).

Les maillages polyédriques offrent une solution équilibrée aux problèmes de génération de maillages complexes. Ils sont relativement faciles et efficaces à construire, ne nécessitant pas plus de préparation de surface que le maillage tétraédrique équivalent. Ils contiennent également environ cinq fois moins de cellules qu'un maillage tétraédrique pour une surface de départ donnée (le maillage volumique est construit à partir d'un maillage surfacique triangulaire). C'est un maillage non structuré créé automatiquement par le logiciel Star CCM+.

Un maillage prismatique est également généré près des parois. Les couches de cellules prismatiques sont générées à partir du maillage de surface polygonal. Cette approche donne un avantage car les couches de cellules prismatiques dépendent moins de la topologie de la surface d'origine.



**Figure 4-16 Maillage polyédrique avec mailles prismatiques près des parois (modèle M1-2)**

Le maillage polyédrique, avec mailles des prismatiques près des parois solides, a été choisi car il est plus adapté aux géométries complexes telles que celle de la pompe étudiée (FERGUSON & PERIC, 2005; Peric, 2004) . De plus les temps de calcul sont divisés par un facteur de 5 à 10 par rapport à un calcul tétraédrique.

Pour définir ces maillages, un certain nombre de paramètres sont nécessaires. Les principaux paramètres sont présentés dans Tableau 4-7.

"Parameters"	« Percentage of base size (%) »	« Absolute size »
Base Size		BS
Number of Prism Layers		5 à 10
Prism Layer Stretching		1.5
Surface Growth Rate		1.3
Minimum size	2	
Target Size	2,1	

**Tableau 4-7 Principaux paramètres du maillage M3-3**

*b. Choix et optimisation du maillage*

Une étude d'optimisation du maillage a été réalisée en réduisant le base size. Deux exemples sont donnés ci-dessous pour les modèles de la pompe complète avec zone mortes (M1-2) et de la pompe simplifiée avec zones d'eau morte (M3-2). Chaque simulation a été lancée au débit nominal de  $Q=27 \text{ m}^3/\text{h}$ .

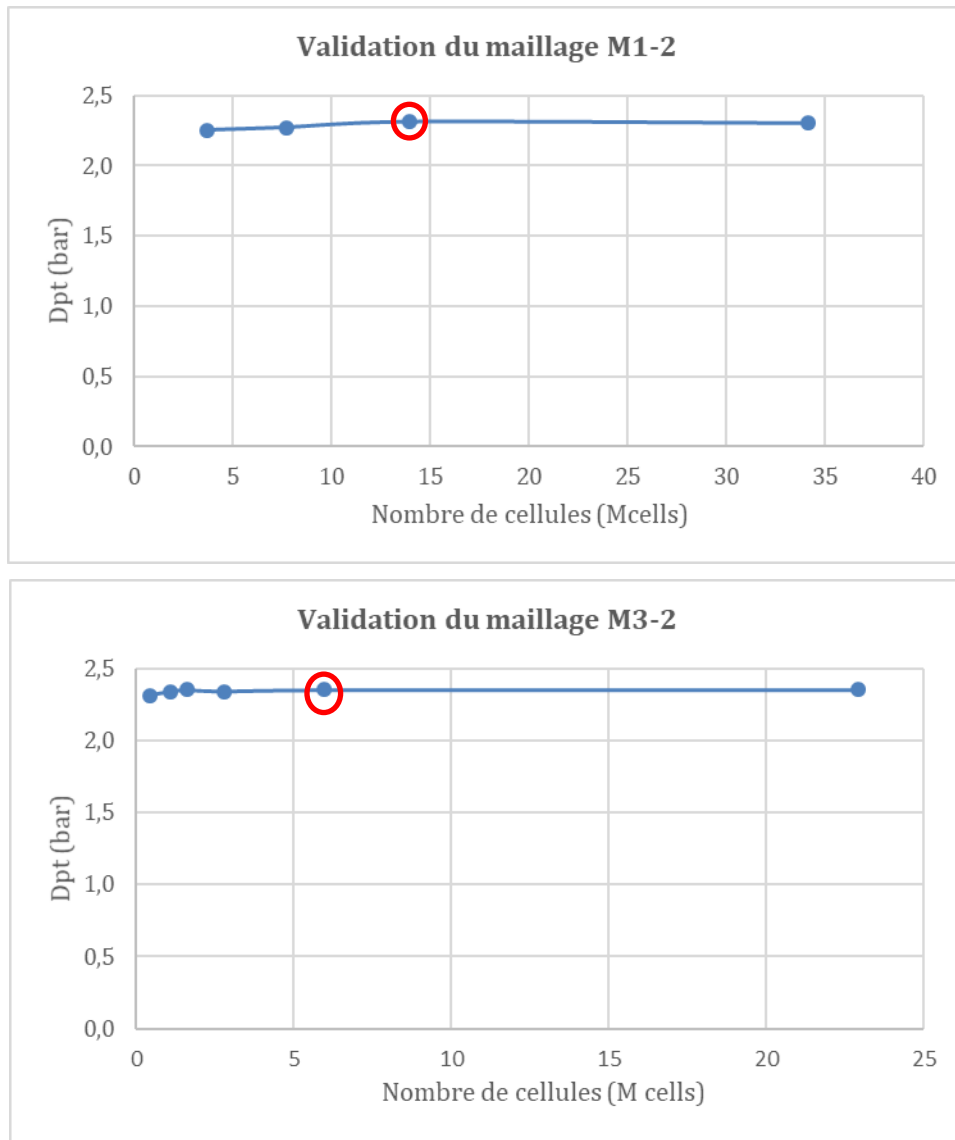
Les paramètres sont donnés dans le Tableau 4-8 pour le modèle M1-2 et dans le Tableau 4-9 pour le modèle M3-2.

<b>Nombre de mailles (M cells)</b>	<b>Base size (cm)</b>	<b>Taille cible (%)</b>	<b>Taille minimale (%)</b>	<b>Prism layer thickness (%)</b>	<b>Nombre de prism layer</b>	<b>Pression (bar)</b>
3,68	12	2.1	2	3	10	2,25
7,7	8	2.1	2	3	10	2,27
13,97	6	2.1	2	3	10	2,31
34,16	2	5	2	3	8	2,30

**Tableau 4-8 Convergence du maillage type M1-2 (M cells=millions de cellules)**

<b>Nombre de mailles (M cells)</b>	<b>Base size (cm)</b>	<b>Taille cible (%)</b>	<b>Taille minimale (%)</b>	<b>Prism layer thickness (%)</b>	<b>Nombre de prism layer</b>	<b>Pression (bar)</b>
1,081	10	2.1	2	2	8	2,34
1,61	8	2.1	2	2	8	2,35
2,79	6	2.1	2	2	8	2,34
5,96	4	2.1	2	2	8	2,35
22,91	2	2.1	2	2	8	2,35

**Tableau 4-9 convergence du maillage type M3-2 (M cells=millions de cellules)**



**Figure 4-17 Indépendance du maillage, cas M1-2 et M3-2**

Plusieurs tailles de maillage ont été testées. Comme on peut le voir dans le Tableau 4-8 et dans le Tableau 4-9, la majorité des paramètres ont été définis en fonction du « base size » et seule sa valeur a été modifiée pour affiner le maillage, sauf dans le cas du modèle complet qui a conduit à des problèmes de convergence. D'autres paramètres ont donc été modifiés.

La Figure 4-17 montre l'influence de la taille du maillage (en millions de cellules) du maillage sur l'augmentation de pression totale dans la pompe. On constate qu'en augmentant la taille des mailles la pression totale dans la pompe tend vers une valeur asymptotique pour laquelle on peut considérer que le maillage est optimal. L'observation de ces figures montre que pour un modèle en secteurs droits (cas M3-2), une taille de maillage d'environ six millions de cellules suffit, alors que pour un modèle complet (M1-2), il faudrait un maillage de près de 30 millions de cellules. Les valeurs choisies pour les modèles M1-2 et M3-2 sont surlignées dans le Tableau 4-8 et Tableau 4-9 et marquées par un cercle rouge sur la Figure 4-17. Elles sont de 13,97 millions de cellules pour le maillage M1-2 et de 5,96 millions de cellules pour le maillage M3-2. Dans le cas du modèle complet, il faudrait affiner un peu plus le maillage, ce qui augmenterait sa taille et donc les temps calcul. Ce qui justifie une modélisation simplifiée. Les autres modèles, sans zone d'eau morte et

avec toutes les zones ont été construites avec les mêmes paramètres que ceux donnés par l'optimisation des modèles M1-2 (base size de 6 mm) et M3-2 (base size de 4 mm).

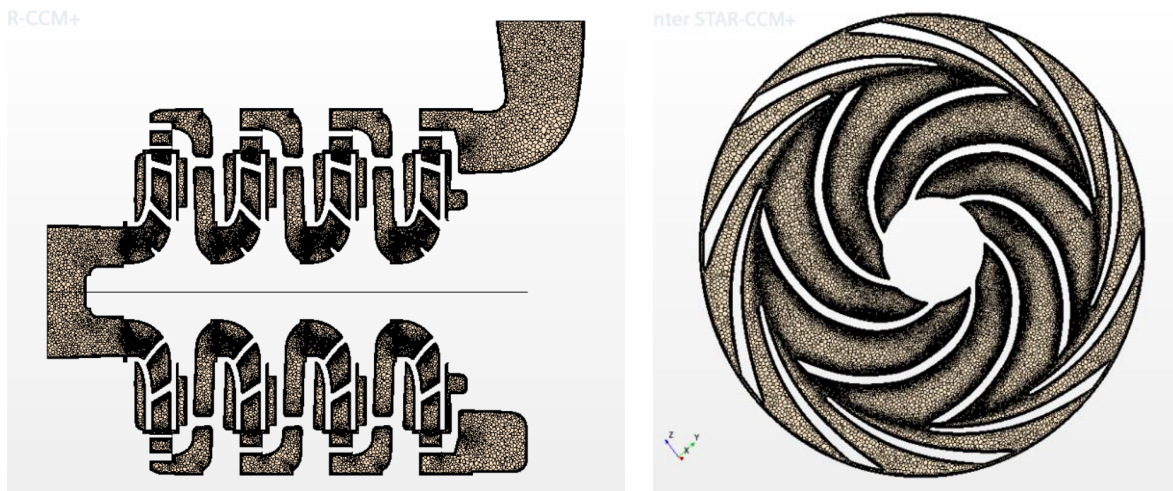


Figure 4-18 maillage suivant plans de coupe du modèle M1-2

Le maillage est représenté sur la Figure 4-18, un raffinement local a été réalisé au niveau des aubes de chaque roue en diminuant le minimum surface size à 1%.

#### 4.7.2 Qualité du maillage

La qualité du maillage est vérifiée pour assurer un meilleur résultat des simulations. En effet la génération du maillage dépend de la géométrie du modèle. Certaines régions plus complexes peuvent présenter un maillage de mauvaise qualité. Les paramètres disponibles qui ont été vérifiés sur Star CCM+ sont les suivants :

- Le « skewness » correspond à l'angle  $\theta$  formé entre le segment rejoignant les centres des deux cellules voisines et la normale à la face frontière entre ces deux cellule (Figure 4-19). Les angles de plus de  $85^\circ$  sont qualifiés de mauvaise qualité.

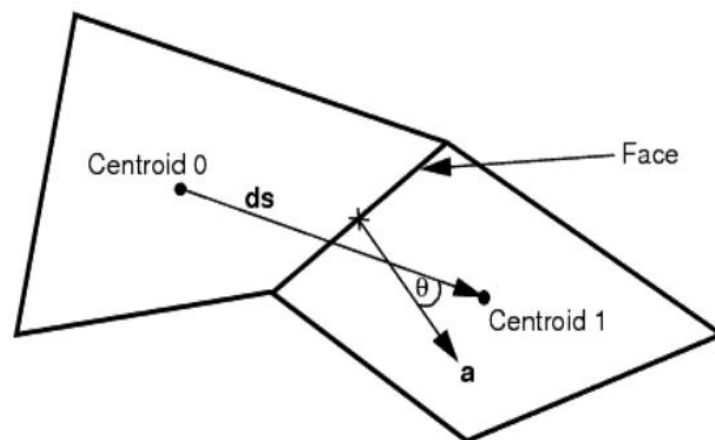


Figure 4-19 représentation du paramètre « skewness » (Tutoriels Star CCM+)

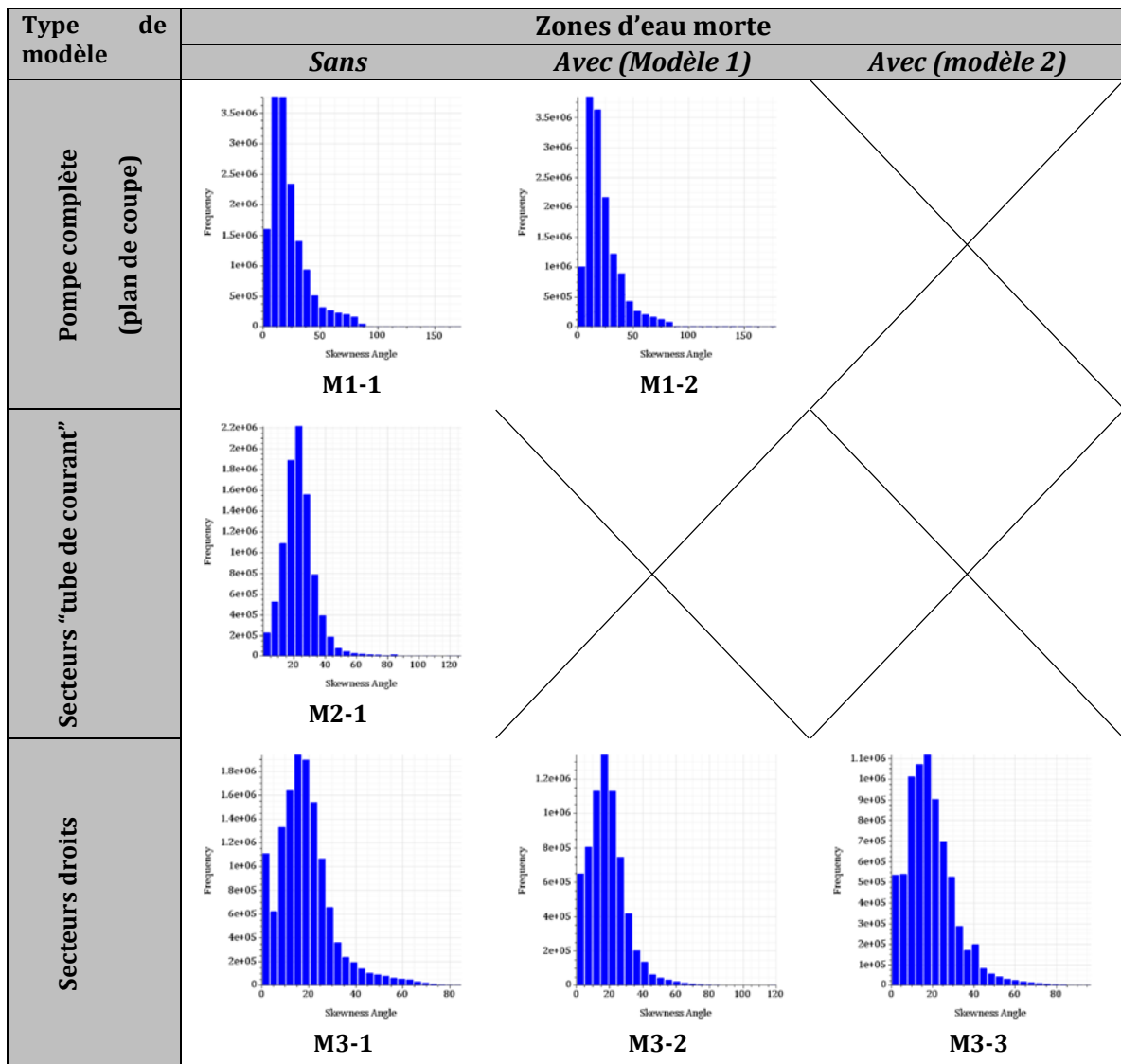


Tableau 4-10 Histogramme « skewness » des différents modèles de pompe étudiés pour les maillages optimisés

Le Tableau 4-10 présente l'histogramme de la « skewness ». Cet histogramme, ainsi que les suivants (Tableau 4-11 et Tableau 4-12) sont des graphiques à barres bidimensionnels qui sont utilisés pour afficher la distribution des données, les données étant les valeurs en abscisse. La population de données est divisée en catégories discrètes, « les cases ». La fréquence des occurrences de chaque case est donnée sur l'échelle verticale. On constate que pour la majorité des modèles étudiés, les valeurs de « skewness » sont inférieures à 85 degrés. On peut donc considérer que la majorité des angles des maillages est de bonne qualité.

- Calcul de  $y^+$

Le paramètre  $y^+$  désigne la distance par rapport à la paroi du centre de la première maille proche paroi. Dans le paragraphe précédent, Il est défini tel que  $y^+ = (y u_\tau) / \nu$  avec  $y$  la distance réelle par rapport à la paroi,  $u_\tau$  la vitesse de frottement, et  $\nu$  la viscosité cinématique.

La vitesse de frottement est définie comme suit



$$u_\tau = \sqrt{\tau/\rho}$$

Avec  $\tau$  la contrainte de cisaillement et  $\rho$  la masse volumique de l'eau.

Une loi de paroi est utilisée pour toutes les simulations. Il a déjà été mentionné que la loi « all wall y+ » est utilisée dans tous les cas (4.6.1 page 83).

Le Tableau 4-11 présente l'histogramme du « wall y+ ».

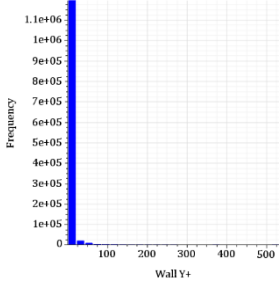
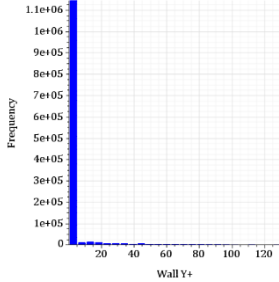
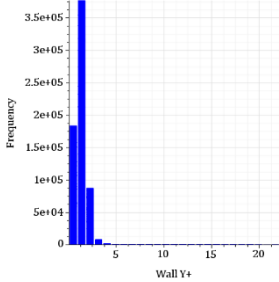
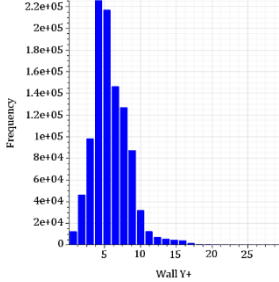
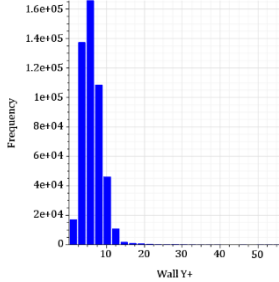
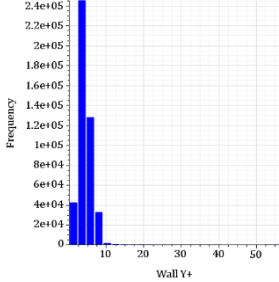
Type de modèle	Zones d'eau morte		
	Sans	Avec (Modèle 1)	Avec (modèle 2)
Pompe complète (plan de coupe)	 <p><b>M1-1</b></p>	 <p><b>M1-2</b></p>	X
Secteurs "tube de courant"	 <p><b>M2-1</b></p>	X	X
Secteurs droits	 <p><b>M3-1</b></p>	 <p><b>M3-2</b></p>	 <p><b>M3-3</b></p>

Tableau 4-11 Histogramme « wall y+ » des différents modèles de pompe étudiés pour les maillages optimisés

Le traitement de tous les murs « all wall y+ », adopté dans cette étude utilise des fonctions de murs mixtes qui émulent le traitement des « low y+ » pour les maillages fins et le traitement des « high y+ » pour les maillages plus grossiers. Il est également formulé avec la caractéristique souhaitable de produire des réponses raisonnables pour les maillages de résolution intermédiaire, c'est-à-dire lorsque le centre de la cellule près de la paroi tombe dans la région intermédiaire de la couche limite (Figure 4-20), c'est-à-dire pour  $1 < y+ < 30$ . On peut constater dans le Tableau 4-11 que pour

tous les maillages optimisés, la majorité des parois ont une valeur  $y^+$  inférieure à 30, ce qui traduit des maillages bien adaptés suivant les critères  $y^+$ .

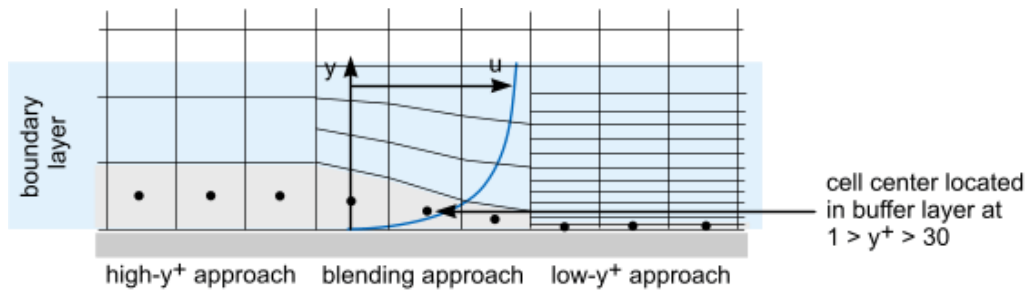


Figure 4-20 Loi de paroi « all wall  $y^+$  » (notice Star CCM+)

- La qualité de la cellule (cell quality) correspond à la forme de la cellule. Le calcul est basé sur la position du centre de la cellule par rapport aux différentes faces. Une bonne cellule a un paramètre qui est égal à 1, ce qui est le cas pour tous les modèles comme le montre le Tableau 4-12).

Type de modèle	Zones d'eau morte		
	Sans	Avec (Modèle 1)	Avec (modèle 2)
Pompe complète (plan de coupe)	<p>M1-1</p>	<p>M1-2</p>	
Secteurs "tube de courant"	<p>M2-1</p>		
Secteurs droits			

Tableau 4-12 Histogramme « cell quality » des différents modèles de pompe étudiés



## 4.8 Calculs en mode pompe

Les différents modèles présentés précédemment ont été étudiés en mode pompe et comparés entre eux afin de déterminer le meilleur modèle qui sera utilisé en mode pompe et en mode turbine. La comparaison portera sur les grandeurs globales, c'est-à-dire sur les courbes caractéristiques. Rappelons que la courbe caractéristique représente l'évolution de la hauteur manométrique (ou de l'augmentation de pression) de la pompe en fonction du débit qui la traverse. La CFD permet une analyse approfondie de l'écoulement dans la pompe. Par rapport aux essais, elle conduit à l'accès à des grandeurs qui ne sont pas directement mesurables, comme par exemple, les pertes à l'intérieur de la pompe. La connaissance des pertes conduira à l'élaboration du modèle de pompe ou de turbine pour la modélisation 1D instationnaire (MATTEO, MAUGER, et al., 2019). La CFD permet également d'observer l'écoulement au sein de la pompe, en particulier dans des zones critiques, comme, par exemple, à l'intérieur de la volute. Les courbes caractéristiques de la pompe ont été vérifiées expérimentalement. Deux capteurs de pression de type piézoélectrique ont été placés à l'amont et à l'aval de la pompe. Un capteur de débit électromagnétique est situé également en aval de la pompe. Les courbes caractéristiques de la pompe sont obtenues à partir des essais à une vitesse de rotation donnée et en faisant varier le débit à l'aide de la vanne hydraulique en amont de la pompe. La précision des capteurs de pression conduit à une incertitude de mesure sur la différence de pression, aux bornes de la pompe, égale à la somme des incertitudes, soit une incertitude de  $\pm 4625$  Pa (en négligeant l'incertitude sur la différence d'énergie cinétique).

### 4.8.1 Comparaison des résultats numériques et expérimentaux en mode pompe

Afin de valider les modèles, la courbe caractéristique de la pompe est déterminée à la vitesse nominale à partir de la simulation numérique de l'écoulement dans les différents cas présentés en mode pompe. Les résultats sont comparés à la courbe caractéristique déterminée expérimentalement. Les essais expérimentaux ont été détaillés dans le paragraphe 3.3 page 55.

#### a. Comparaison des approches « mixing plane » et « frozen rotor »

Plusieurs simulations ont été réalisées à une vitesse de rotation de 993 tr/min pour différentes valeurs du débit afin d'obtenir la courbe caractéristique de la pompe. La Figure 4-21 présente les courbes obtenues en mode pompe des modèles de pompe complète (modèles M1-i), avec deux types d'interfaces :

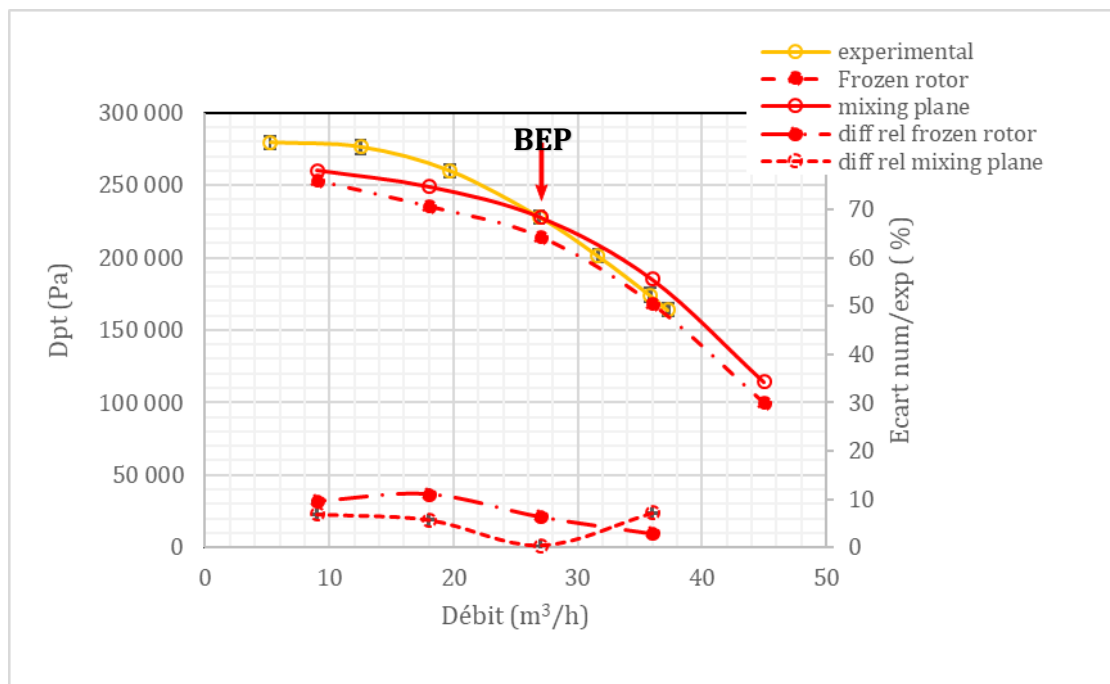
- les interfaces « mixing plane »
- les interfaces « frozen rotor ».

Les courbes sont comparées à la courbe expérimentale sur laquelle les incertitudes de mesures ont été ajoutées (Tableau 3-6).

Les résultats obtenus utilisant l'approche frozen rotor sont toujours en dessous de ceux obtenus expérimentalement. L'écart entre la courbe expérimentale et la courbe obtenue avec l'approche frozen rotor est plus grand comparé à celui entre la courbe expérimentale et celle obtenue avec la méthode mixing plane lorsque le débit est inférieur à 33 m<sup>3</sup>/h environ. On peut constater sur la Figure 4-21 qu'au débit nominal, les résultats au BEP sont confondus avec la mesure expérimentale dans le cas de la courbe réalisée avec l'approche « mixing plane » (flèche rouge sur la figure). Les courbes obtenues à l'aide de la méthode « frozen rotor » présentent une différence relative inférieure à 12% par rapport à la courbe obtenue expérimentalement pour toute la plage de débit testée. Les mesures expérimentales n'ont pas été réalisées pour des débits supérieurs à 38 m<sup>3</sup>/h par conséquent aucune comparaison n'est effectuée à partir de ce débit.

Ce résultat peut s'expliquer par le fait que, dans l'interface « mixing plane », les champs de vitesse et de pression sont moyennés à la sortie du redresseur avant l'entrée de la roue, ce qui se

rapproche plus du fonctionnement réel que l'approche « frozen rotor » (MANGANI et al., 2014). L'approche « frozen rotor » est plus simple et relativement facile à mettre en œuvre, mais peut reproduire un comportement non physique, principalement en fonction de la position relative des aubes du redresseur par rapport aux aubes de la roue.



**Figure 4-21 courbes caractéristiques en mode pompe, modèle M1-2, avec zones eau morte**

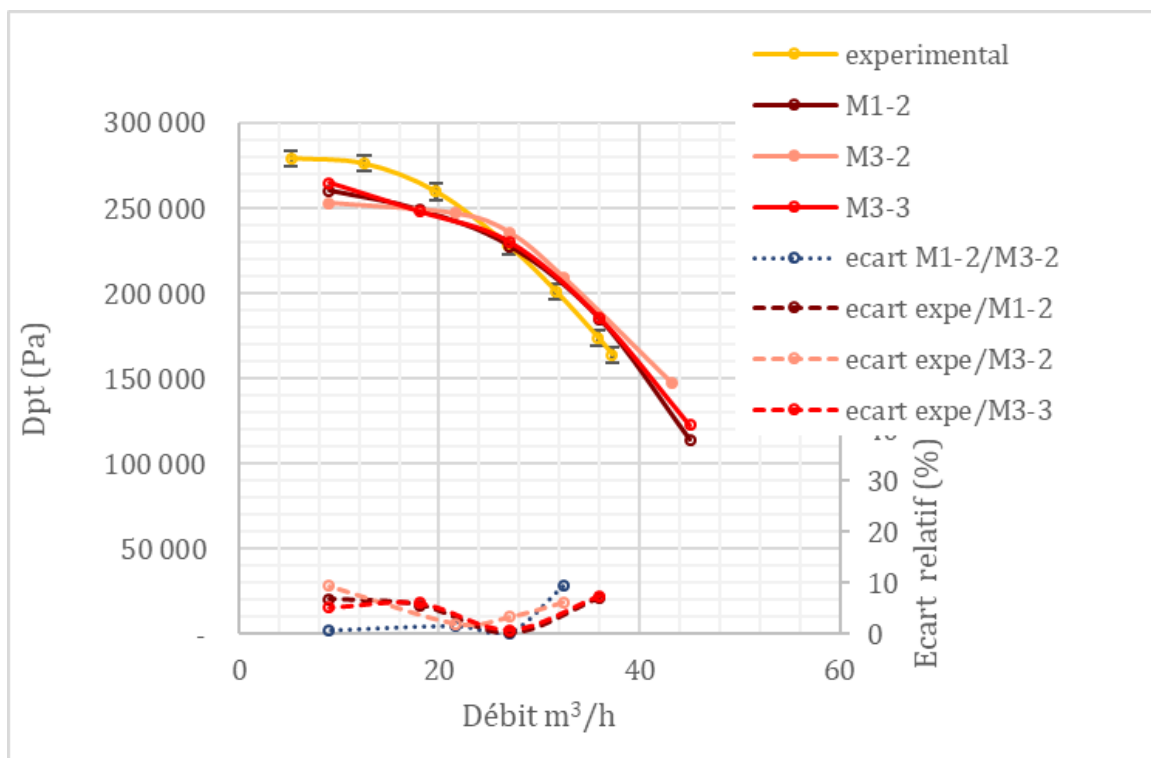
Dans la suite des études, l'approche « mixing plane » est utilisée dans tous les modèles.

*b. Comparaison des modèles de pompe complète et des modèles réduits en secteurs*

La comparaison des modèles de pompes complètes et des modèles en secteurs droits est effectuée dans ce paragraphe.

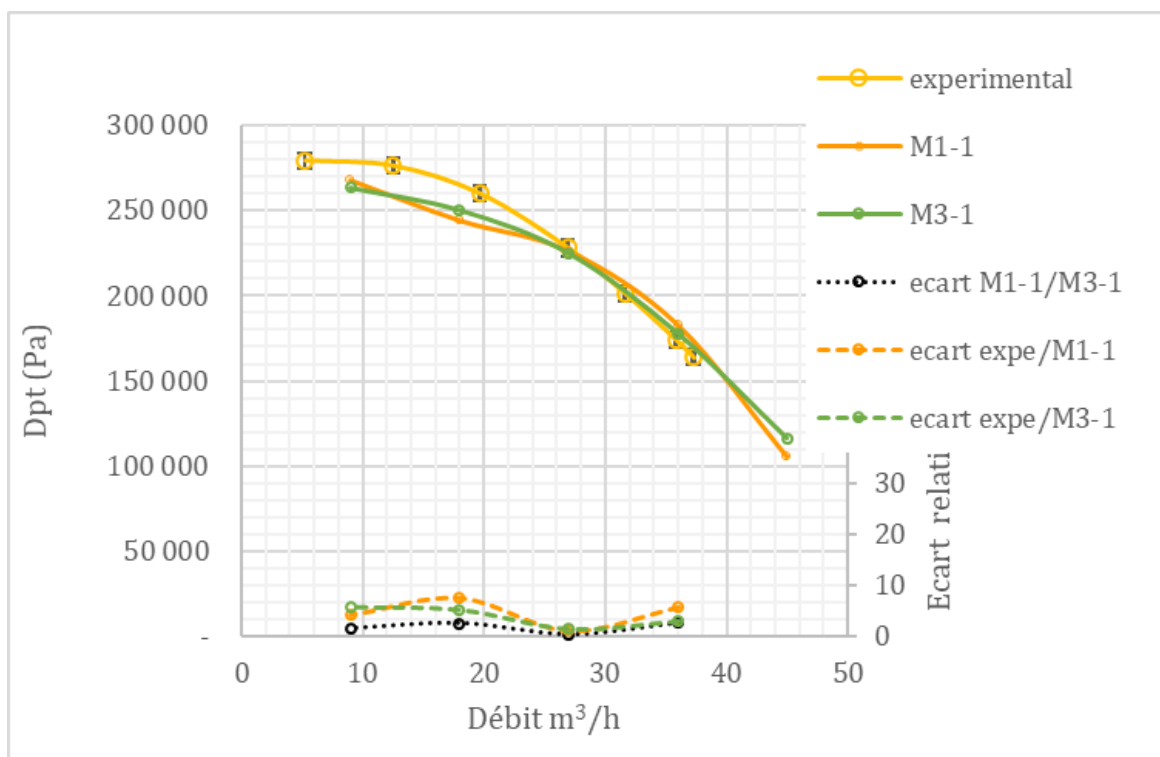
Le modèle réduit permet de prendre avantage de la périodicité de certains éléments de la pompe afin de diminuer le nombre de cellules utilisées dans le modèle ainsi que le temps de calcul. Pour chacun des modèles avec (M1-2, M3-2 et M3-3) et sans (M1-1 et M3-1) zones d'eau morte, plusieurs simulations ont été effectuées pour obtenir les courbes caractéristiques de la pompe à 993 tr/min. Les résultats sont montrés sur la Figure 4-22 et la Figure 4-23.

Dans le cas des modèles avec zones d'eau morte sur la Figure 4-22, en comparant l'écart entre la courbe expérimentale et les courbes numériques, on constate que l'écart est plus faible pour le modèle M1-2 sauf entre 13 m<sup>3</sup>/h et 23 m<sup>3</sup>/h. Sur cette plage de débit, l'écart entre les courbes caractéristiques des modèles M1-2 et M3-2 est inférieur à 2 %. La courbe caractéristique du modèle M3-3 présente le même écart que la courbe du modèle de la pompe complète sauf à bas débit où il est plus faible de 1,7 %. Le modèle en secteur droits M3-2 ne donne pas les résultats anticipés. En effet, en réduisant la taille du modèle afin de générer plus de mailles pour l'optimiser, l'écart entre son point de fonctionnement nominal par rapport au BEP expérimental est de 3,27 % contre 0,80 % pour le modèle M3-3 et 0,2 % pour la pompe complète M1-2.



**Figure 4-22 Comparaison des courbes caractéristiques des modèles M1-2 ,M3-2 et M3-3**

Dans le cas des modèles sans zones d'eau morte sur la Figure 4-23 ,on voit que la courbe du modèle en secteur (M3-1) est plus près de la courbe expérimentale notamment autour du point de fonctionnement nominal. Lorsque le débit est à 9 m<sup>3</sup>/h le modèle de pompe complète est plus proche du résultat expérimental de 1,5 %.



**Figure 4-23 Comparaison des courbes caractéristiques des modèles M1-1 et M3-1**

c. Comparaison des modèles avec ou sans zones d'eau morte

Dans cette partie l'influence des zones d'eau morte est étudiée. Deux différentes zones d'eau morte ont été mises en évidence dans les modèles sur la Figure 4-10. La première région se situe dans les cavités entre chaque roue et le carter et la deuxième zone morte se situe à l'arrière de la roue et est connecté à l'entrée de cette dernière. Des zones de recirculations se produisent dans les zones d'eau morte qui peuvent engendrer des pertes dans le système (DUPONT et al., 2014). Les courbes caractéristiques obtenues numériquement à la vitesse nominale des modèles M1-1 et M1-2 sont comparées sur la Figure 4-24. Il est rappelé que le modèle M1-1 est le modèle de la pompe complète sans zones d'eau morte tandis que le modèle M1-2 prend en compte les zones d'eau morte situées entre la roue et le carter. Il est remarqué que les deux courbes se rapprochent autour du point nominal. L'écart entre les deux courbes est plus élevé lorsque le débit est maximum (8,4 %). A bas débit, l'écart est de 2,73 % contre 0,84 % au point nominal. Les effets des fuites dans les zones d'eau morte sont plus importants lorsque l'on s'éloigne du point de fonctionnement nominal de la pompe.

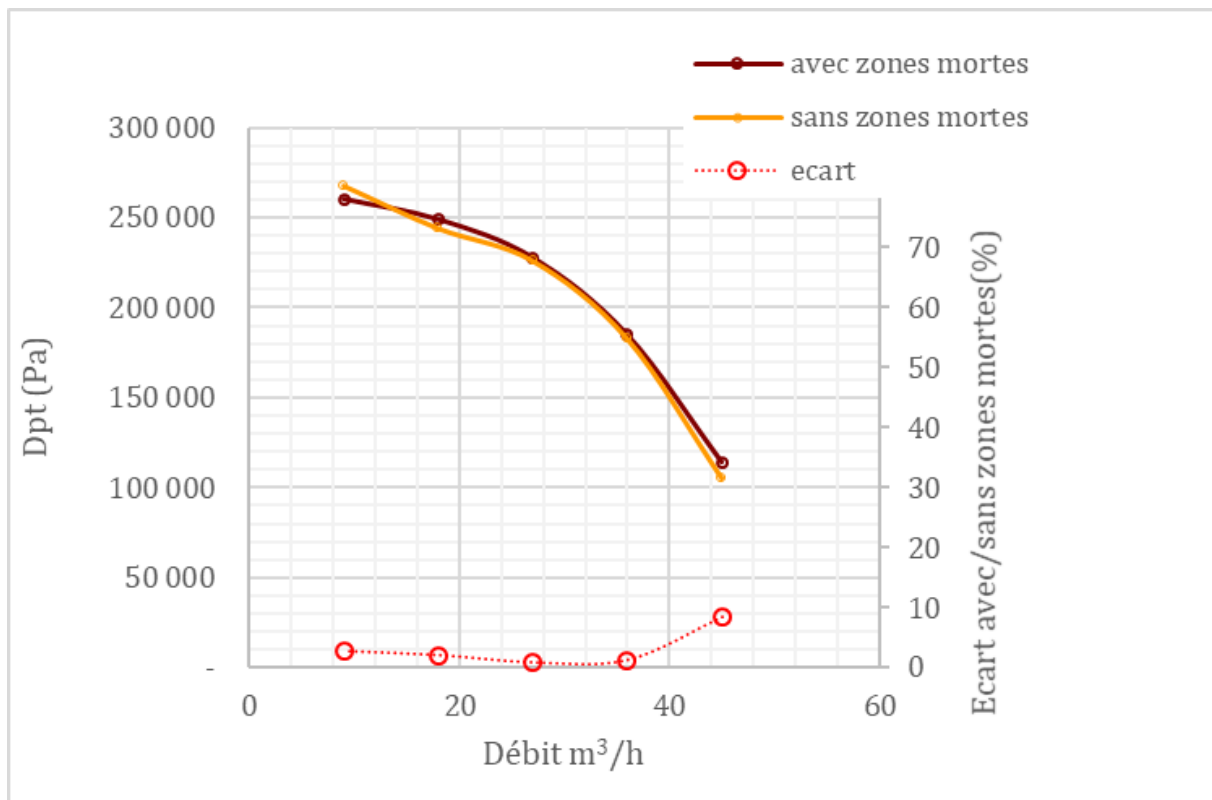
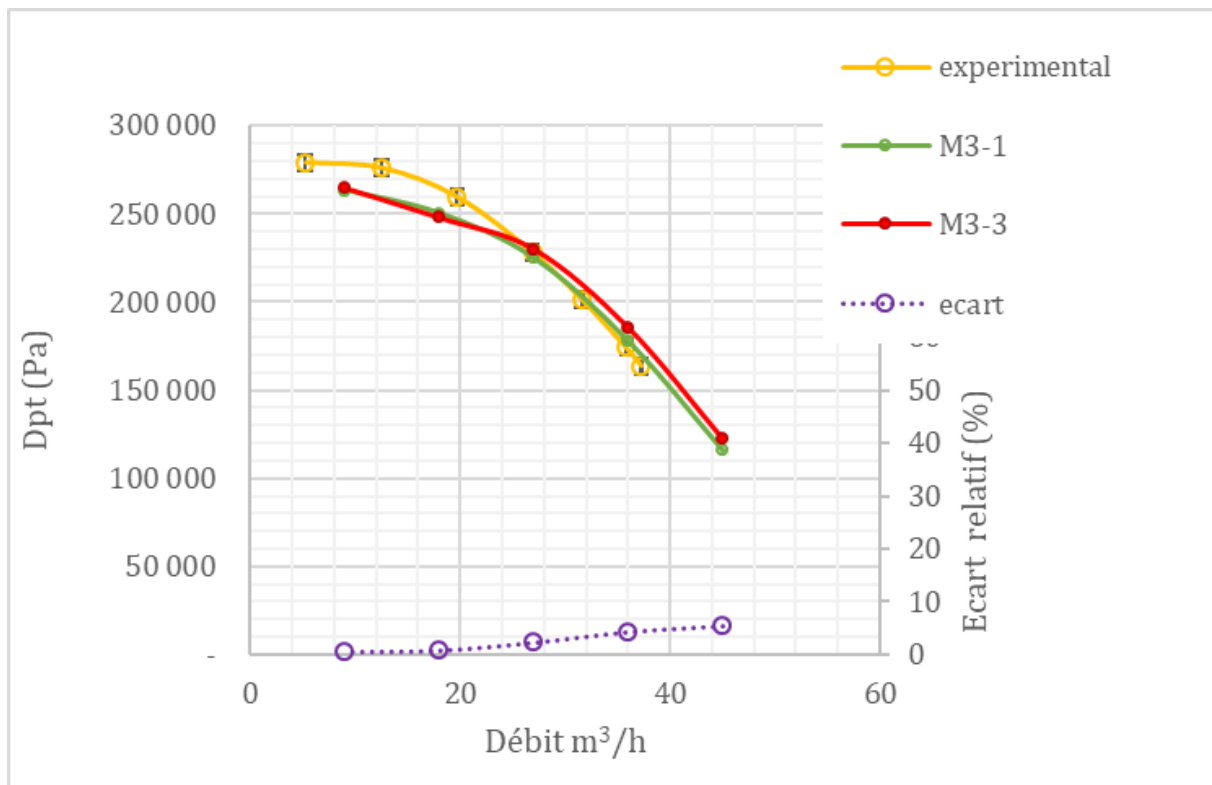


Figure 4-24 Comparaison courbes caractéristiques mixing plane avec ou sans zones d'eau morte (M1-1 ET M1-2)

Par conséquent les simulations proches du débit nominal peuvent être effectuées avec les modèles sans zones d'eau morte. Cela permettrait notamment d'utiliser les modèles sans zones d'eau morte et de diminuer le nombre de mailles pour ces cas particuliers.



**Figure 4-25 Comparaison courbes caractéristiques mixing plane avec ou sans zones d'eau morte (M3-1 et M3-3)**

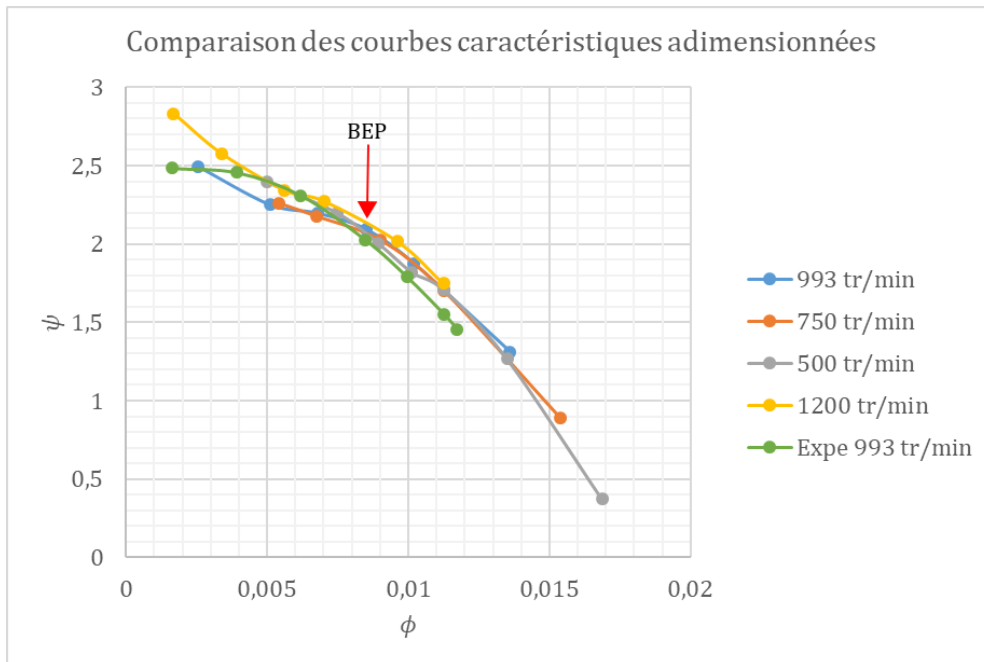
Les courbes caractéristiques à la vitesse nominale des modèles en secteurs droits, M3-1 et M3-3 respectivement sans et avec toutes les zones d'eau morte sont montrées sur la Figure 4-25. L'influence des zones d'eau morte est plus notable lorsque le débit est élevé. L'écart maximum entre les deux courbes est de 5,5 % à 45 m³/h. Les pertes dans la pompe sont analysées plus en détails dans la partie 4.8.2

*b. Performances globales mode pompe*

Les performances globales de la pompe en mode pompe du modèle M3-2 obtenues numériquement sont représentées Figure 4-26. Les courbes (débit-pression) ont été adimensionnées avec les équations **Eq. 4-7**

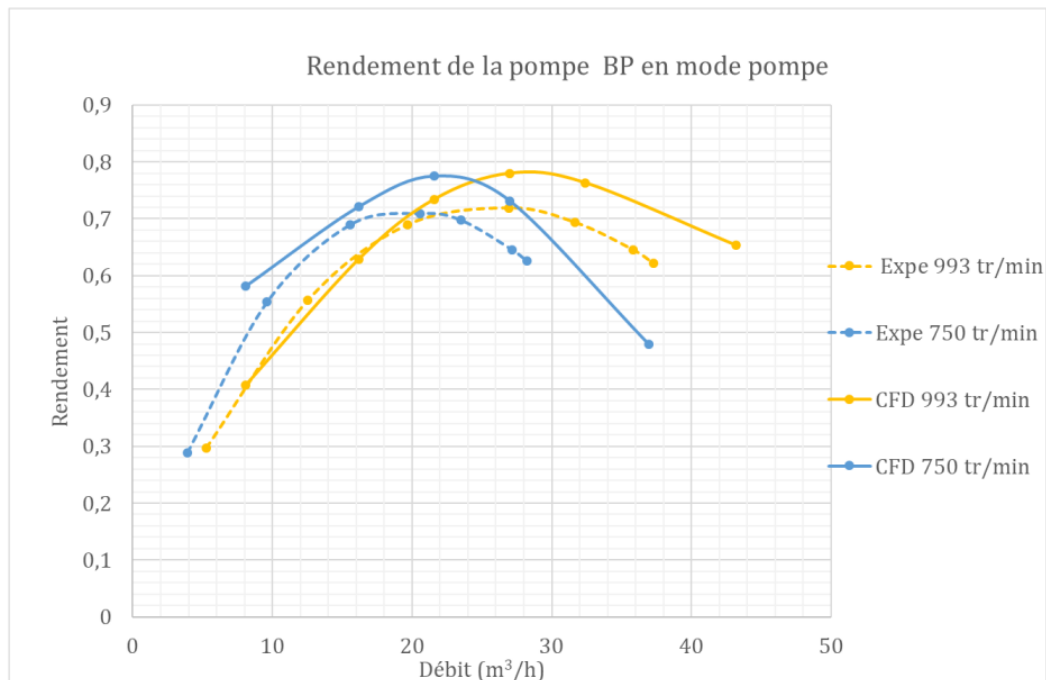
$$\phi = \frac{Q}{\omega D^3} \quad \text{Eq. 4-7}$$

$$\psi = \frac{gH}{\omega^2 D^2} \quad \text{Eq. 4-8}$$



**Figure 4-26 Courbes caractéristiques numériques adimensionnées (M3-2), pour différentes valeurs de la vitesse de rotation de la pompe**

La Figure 4-26 montre les courbes caractéristiques adimensionnées obtenues numériquement et expérimentalement. Ces courbes sont supposées être superposées car les pompes vérifient les lois de la similitude. Ces lois sont détaillées dans le chapitre de modélisation bond graph. Cependant on remarque que certaines courbes notamment celle où la vitesse est à 1200 tr/min s'éloignent considérablement des autres courbes, à bas débit. L'écart maximum entre la courbe expérimentale et la courbe numérique à 1200 tr/min est de 14 % à bas débit. Cela montre les limites des simulations numériques effectuées.



**Figure 4-27 Comparaison des courbes de rendements numériques et expérimentales (M1-1)**

Les courbes de rendements obtenues numériquement à partir de simulations en mode pompe pour les vitesses 993 tr/min et 750 tr/min sont comparées aux courbes expérimentales sur la Figure 4-27. Il est constaté que les courbes de rendement obtenues numériquement sont au-dessus de la courbe expérimentale notamment lorsque le débit est élevé. Une erreur relative maximale d'environ 10% est observée. Le rendement maximal numérique est de 77% tandis qu'il est de 73% expérimentalement à la vitesse nominale.

#### 4.8.2 Répartition des pertes de charge en mode pompe

Dans cette partie, les pertes hydrauliques sont étudiées à partir des résultats numériques et de l'analyse des pertes dans une pompe centrifuge.

##### a. Analyse des performances de la pompe

Il est rappelé que l'on peut obtenir théoriquement la droite d'Euler qui donne la courbe caractéristique de la pompe idéale. En effet cette droite ne prend pas en compte les différentes pertes engendrées dans la pompe.

La Figure 4-28 présente la comparaison entre la droite d'Euler fournie par la roue et la courbe caractéristique réelle de la pompe. La différence entre les deux courbes représente les pertes présentes au sein de la pompe.

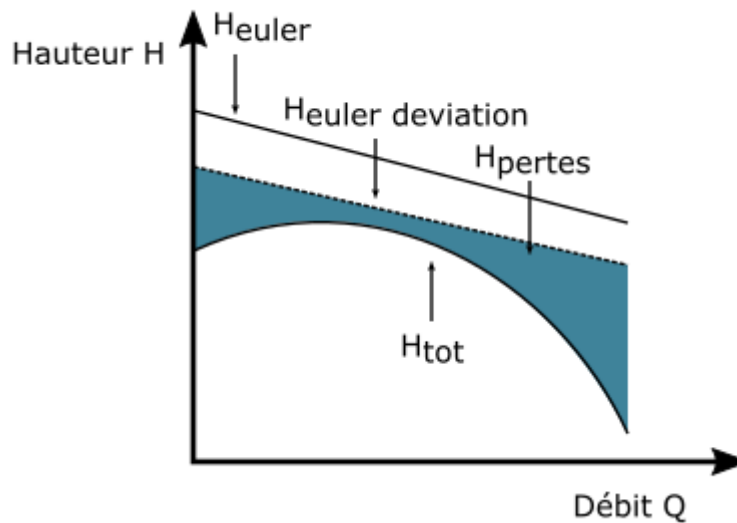
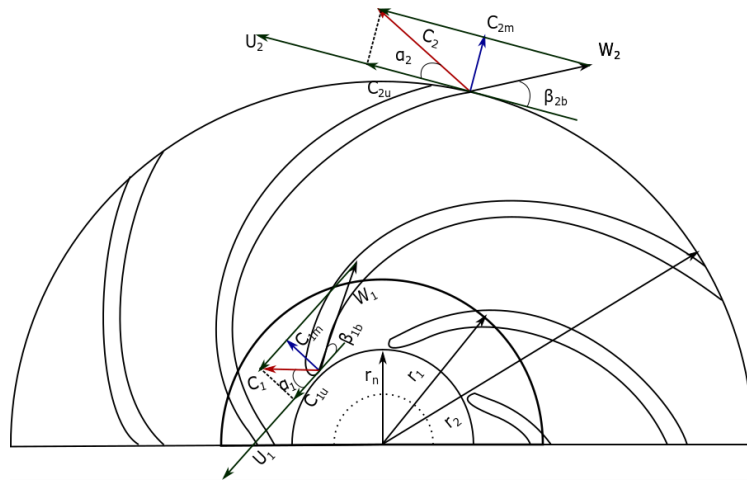


Figure 4-28 Droite d'Euler, Courbe caractéristique réelle de la pompe et pertes

La détermination de la hauteur d'Euler d'une roue de pompe est obtenue en appliquant l'équation du moment de la quantité de mouvement à un volume de contrôle entre l'entrée des aubes de la roue et la sortie de ces aubes (Figure 4-29), ce qui conduit à l'équation Eq. 4-9

$$H_{Euler} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g} \quad \text{Eq. 4-9}$$



**Figure 4-29 Triangle de vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue de la pompe centrifuge**

Où  $u_1$  et  $u_2$  sont respectivement les vitesses d'entraînement à l'entrée et à la sortie des aubes et  $c_{1u}$  et  $c_{2u}$  les composantes tangentielles des vitesses absolues à l'entrée et à la sortie des aubes. Dans l'hypothèse où il n'y a pas de pré-rotation à l'entrée, la vitesse  $c_{1u}$  est nulle. L'équation Eq. 4-9 donne la hauteur d'Euler.

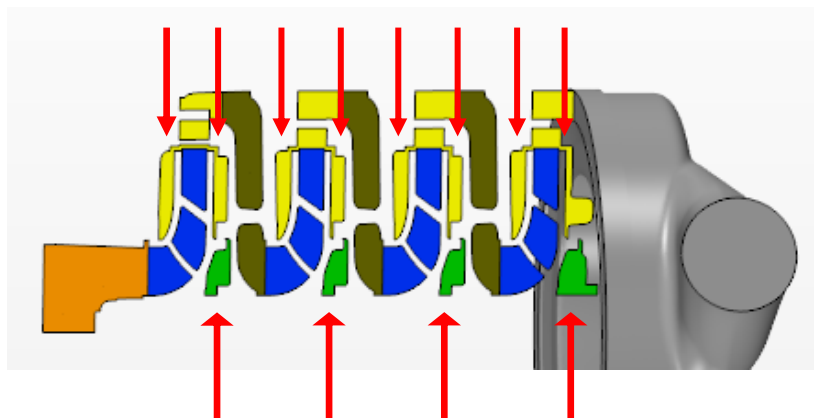
$$H_{Euler} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} \quad \text{Eq. 4-10}$$

$$\Delta P_{euler} = \rho \left( \omega^2 r_2^2 - \left( \frac{r_2 \cot(\beta_2)}{A_2} \right) \omega Q \right) \quad \text{Eq. 4-11}$$

En utilisant les relations existant dans le triangle de vitesses en sortie, on peut déterminer l'augmentation de pression théorique,  $\Delta p_{Euler}$  dans la roue à l'aide de l'équation Eq. 4-11, en fonction du débit volume  $Q_v$ , de la masse volumique  $\rho$ , de la vitesse angulaire de rotation  $\omega$ , du rayon  $r_2$  et de l'angle d'aubage  $\beta_2$ .

*b. Pertes dans les organes autres que les roues (diffuseurs, redresseurs, volute)*

Zones d'eau morte générant des pertes mécaniques et pertes par frottement fluides



Zones d'eau morte générant des pertes mécaniques

**Figure 4-30 Pertes liées aux zones d'eau morte**



Pour obtenir l'augmentation de pression réelle dans la pompe, il faut prendre en compte les différentes pertes. Rappelons que la pompe est constituée de quatre étages, eux-mêmes composés d'une roue, d'un diffuseur et d'un redresseur. Plusieurs types de pertes existent au sein d'une pompe centrifuge. Concernant les pertes hydrauliques, elles se répartissent en deux types : les pertes par frottement fluide et les pertes singulières (pertes par choc à l'entrée dans la zone des aubes et pertes par diffusion liées au sillage de la zone de pale précédente). Les pertes par frottement fluide se produisent dans tous les canaux d'écoulement internes, principalement dans les canaux inter-aubes des zones aubées. Elles se retrouvent également dans les zones d'eau morte représentées dans la Figure 4-30. De plus ces zones d'eau morte entraînent des débits par fuite : le débit qui traverse les roues est supérieur au débit qui traverse la pompe à cause des débits de recirculation liés au jeu.

Ne disposant pas de toutes les données géométriques de la pompe, on se concentrera, dans cette partie, sur l'analyse des pertes hydrauliques globales de chaque partie, sans distinction de type de pertes. En effet, la modélisation CFD permet l'obtention des valeurs de pression totale moyenne entre chaque interface :

- A l'entrée de la pompe, section 1
- A l'interface entre l'entrée et la première roue, section 2
- A l'interface entre la première roue et le premier diffuseur, section 3
- A l'interface entre le premier diffuseur et le premier redresseur, section 4
- A l'interface entre le premier redresseur et la deuxième roue, section 5
- A l'interface entre la deuxième roue et le deuxième diffuseur, section 6
- A l'interface entre le deuxième diffuseur et le deuxième redresseur, section 7
- A l'interface entre le deuxième redresseur et la troisième roue, section 8
- A l'interface entre la troisième roue et le troisième diffuseur, section 9
- A l'interface entre le troisième diffuseur et le troisième redresseur, section 10
- A l'interface entre le troisième redresseur et la quatrième roue, section 11
- A l'interface entre la quatrième roue et le quatrième diffuseur, section 12
- A l'interface entre le quatrième diffuseur et la volute, section 13
- A la sortie de volute, section 14

A partir des résultats de calcul, la pression de charge à l'intérieur de la pompe a pu être tracée (Figure 4-31) à différents débits. Elle représente l'évolution de la pression totale moyenne dans la pompe. Chaque valeur de la pression totale a été moyennée dans chaque section considérée, par le débit traversant chaque cellule ou maille (« mass flow averaged ») à l'aide de l'équation Eq. 4-12.

$$pt_{moy} = \frac{\iint (\rho pt \vec{v} d\vec{S})}{\iint (\rho \vec{v} d\vec{S})} \quad \text{Eq. 4-12}$$

On peut observer sur la Figure 4-31

- L'augmentation de pression dans les quatre roues entre les sections 1 et 2, 5 et 6, 8 et 9, et 11 et 12,
- La diminution de pression dans les diffuseurs entre les sections 3 et 4, 6 et 7, 9 et 10,

- La diminution de pression dans les redresseurs entre les sections 4 et 5, 7 et 8, 10 et 11
- La diminution de pression dans la volute entre les sections 12 et 13.

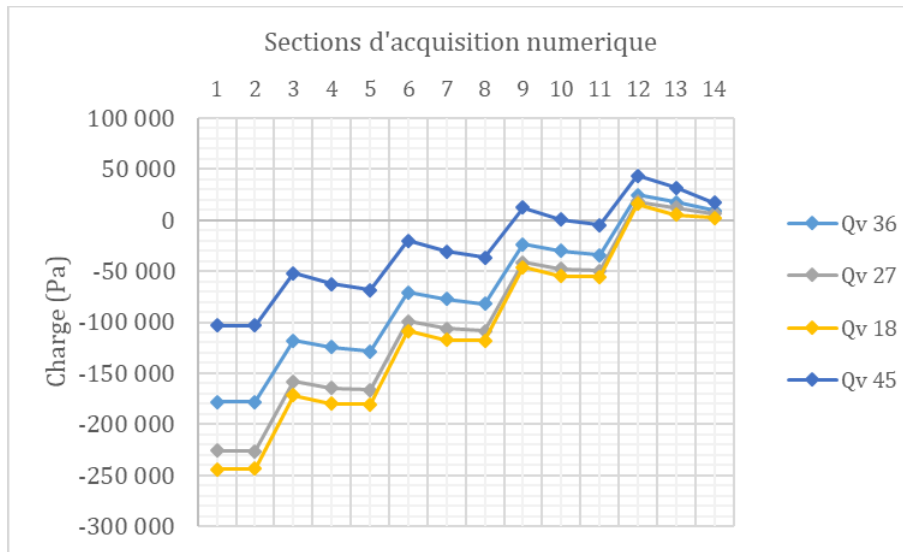


Figure 4-31 Charge dans la pompe à différents débits en m<sup>3</sup>/h, modèle M3-3

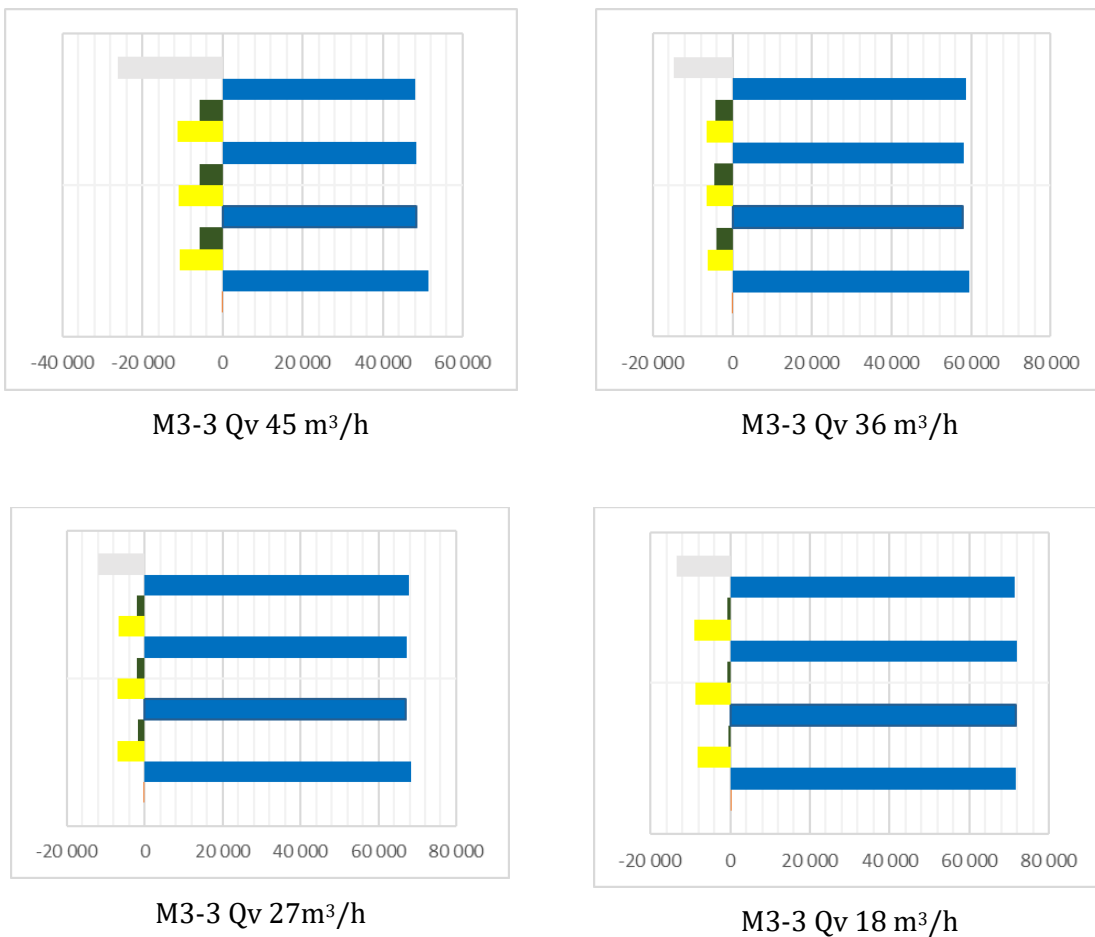


Figure 4-32 Dpt (Pa) entre chaque section (en orange l'entrée, en bleu les roues, en jaune les diffuseurs, en brun les redresseurs, en gris la volute) modèle M3-3

Afin de mieux comparer les différences de pression totale dans chaque zone, nous les avons tracées en Figure 4-32:

- En orange dans l'entrée,
- En bleu des roues de la pompe,
- En jaune des diffuseurs,
- En brun des redresseurs et
- En gris de la volute,

Cela nous permet de connaître les pertes de charge dans chaque élément, sauf dans les roues dont nous parlerons ci-après. Les pertes de charge sont la somme des pertes régulières par frottement fluide et des pertes singulières, comme par exemple, les pertes par choc.

Les pertes de pression diffèrent selon les étages. Les données obtenues pour le débit de 45 m<sup>3</sup>/h présentent l'écart le plus élevé et ceux obtenues au débit nominal présentent l'écart le plus faible.

Les pertes dans le diffuseur sont minimales au débit nominal, la valeur moyenne des pertes est de 6 450 Pa. Tandis que la valeur moyenne de pertes la plus élevée est de 10943 Pa. Elle est obtenue avec le débit le plus élevé.

Concernant les pertes dans le redresseur, la valeur moyenne des pertes la plus importante est observée lorsque le débit est élevé (5 674 Pa) tandis la valeur moyenne minimale est de 632 Pa et se produit lorsque débit est de 18 m<sup>3</sup>/h.

Les différentes pertes hydrauliques peuvent être explicitées, en fonction du débit à l'aide de l'équation Eq. 4-13, dans laquelle  $C_{\text{pertes hydrauliques}}$  est le coefficient de pertes de charges exprimé par rapport à l'énergie cinétique ( $\rho v^2/2$ ) et à  $S$  la section locale. On peut exprimer les pertes en fonction du débit volume traversant la roue (Eq. 4-13 et Eq. 4-14).

$$P_{\text{pertes hydrauliques}} = C_{\text{pertes hydrauliques}} \rho \frac{Q_{\text{roue}}^2}{2S^2} \quad \text{Eq. 4-13}$$

$$P_{\text{pertes hydrauliques}} = K Q_{\text{roue}}^2 \quad \text{Eq. 4-14}$$

Avec

$$K = C_{\text{pertes hydrauliques}} \frac{\rho}{2S^2} \quad \text{Eq. 4-15}$$

### c. Pertes dans les roues

Les calculs CFD ne permettent pas d'obtenir directement les pertes dans les roues. Afin d'obtenir les pertes hydrauliques dans les roues, on effectue la différence entre la pression totale, fournie par la roue numériquement et la pression théorique obtenue avec Euler (Eq. 4-9).

$$P_{\text{pertes hydrauliques roue}} = \Delta P_{\text{euler}} - \Delta P_{\text{CFD}}$$

Eq. 4-16

Dans l'hypothèse où les pertes hydrauliques sont données par l'équation Eq. 4-13.

Avec  $C_{\text{pertes hydrauliques}}$  une constante de pertes hydraulique à déterminer. Le débit  $Q_{\text{roue}}$  est obtenu numériquement. , La section S correspond à la section  $A_{1q}$  dans (GÜLICH, 2014) qui est la surface à l'entrée de la roue représentée sur la Figure 4-33.

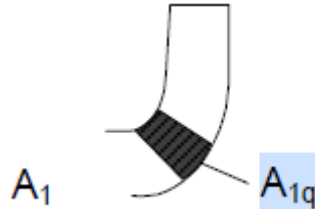


Figure 4-33 Section à l'entrée de la roue (GÜLICH, 2014)

On obtient alors les résultats représentés Figure 4-34

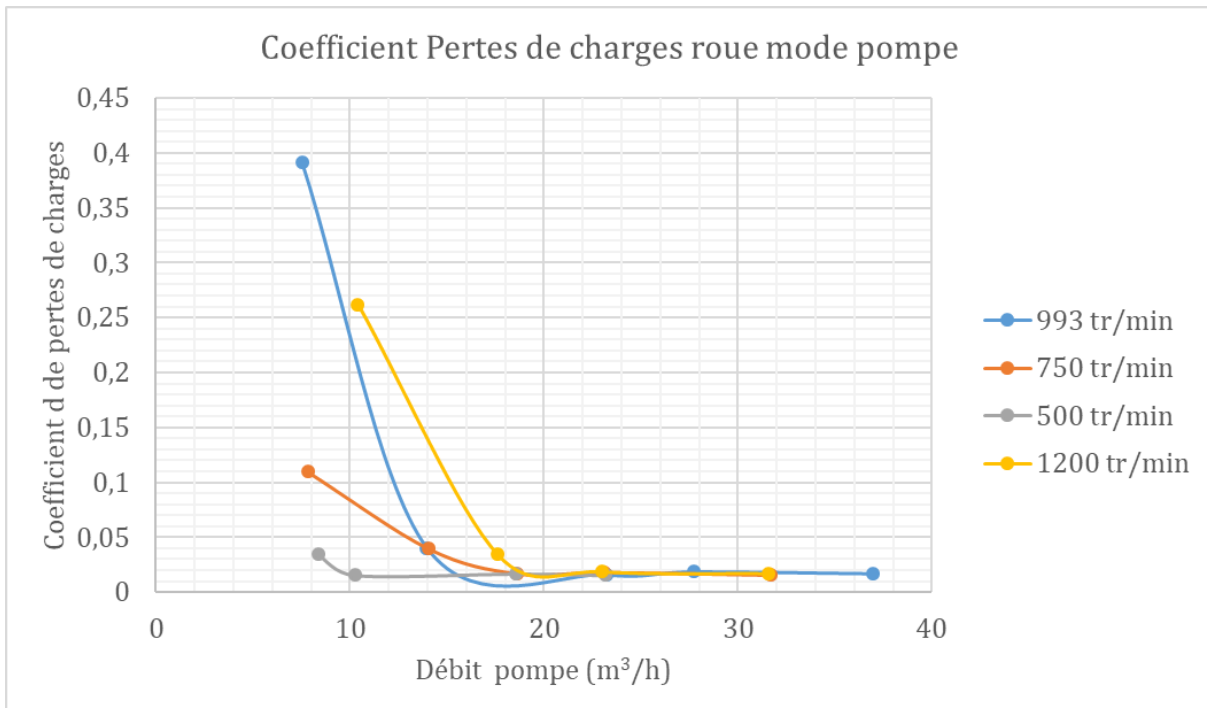


Figure 4-34 Coefficient de pertes de charges en fonction du débit d'entrée en mode pompe

On observe sur la Figure 4-34, l'évolution du coefficient de pertes de charge en fonction du débit, pour chaque vitesse de rotation. Pour les bas débits les écarts entre les valeurs du coefficient de pertes de charge sont élevés. Cependant, chaque courbe décroît et tend vers une valeur comprise entre 0,015 et 0,02 en se rapprochant de leur débit nominal. Il est important de rappeler que les pompes centrifuges du système ODySEA fonctionnent au plus près de la courbe de meilleur rendement. La Figure 4-34 permet donc de déterminer un coefficient global pour approximer les pertes dans chaque roue à partir de l'équation Eq. 4-13 lorsque la pompe BP fonctionne autour de son point de fonctionnement nominal.

## 4.9 Calculs en mode turbine

Le mode turbine est obtenu avec les mêmes modèles géométriques en inversant l'entrée et la sortie de la pompe, ainsi qu'en inversant le sens de rotation des roues. La conduite de refoulement menant vers la volute devient l'entrée. Les modèles en secteurs droits ont eu des difficultés de convergence. Les résultats des modèles M1-1, M1-2 et M3-3 en mode turbine sont présentés. Dans un premier temps, l'influence des zones d'eau morte est étudiée en comparant les courbes caractéristiques des différents modèles à la vitesse nominale. Les performances globales de la pompe en mode turbine sont ensuite présentées et enfin une étude des pertes dans la pompe, en mode turbine, est réalisée.

### 4.9.1 Influence des zones d'eau morte en mode turbine

Afin d'évaluer les répercussions des phénomènes hydrauliques présents dans les zones d'eau morte, une comparaison entre les courbes caractéristiques de la pompe en mode turbine à 993 tr/min obtenues numériquement à l'aide des modèles de pompe complète avec (M1-2) et sans (M1-1) zones d'eau morte et de pompe en secteurs droits M3-3 ainsi que les résultats obtenus expérimentalement. Les zones d'eau morte présentes dans le modèle M1-2 ne comprennent pas les zones derrière chaque roue (en vert sur la Figure 4-30)

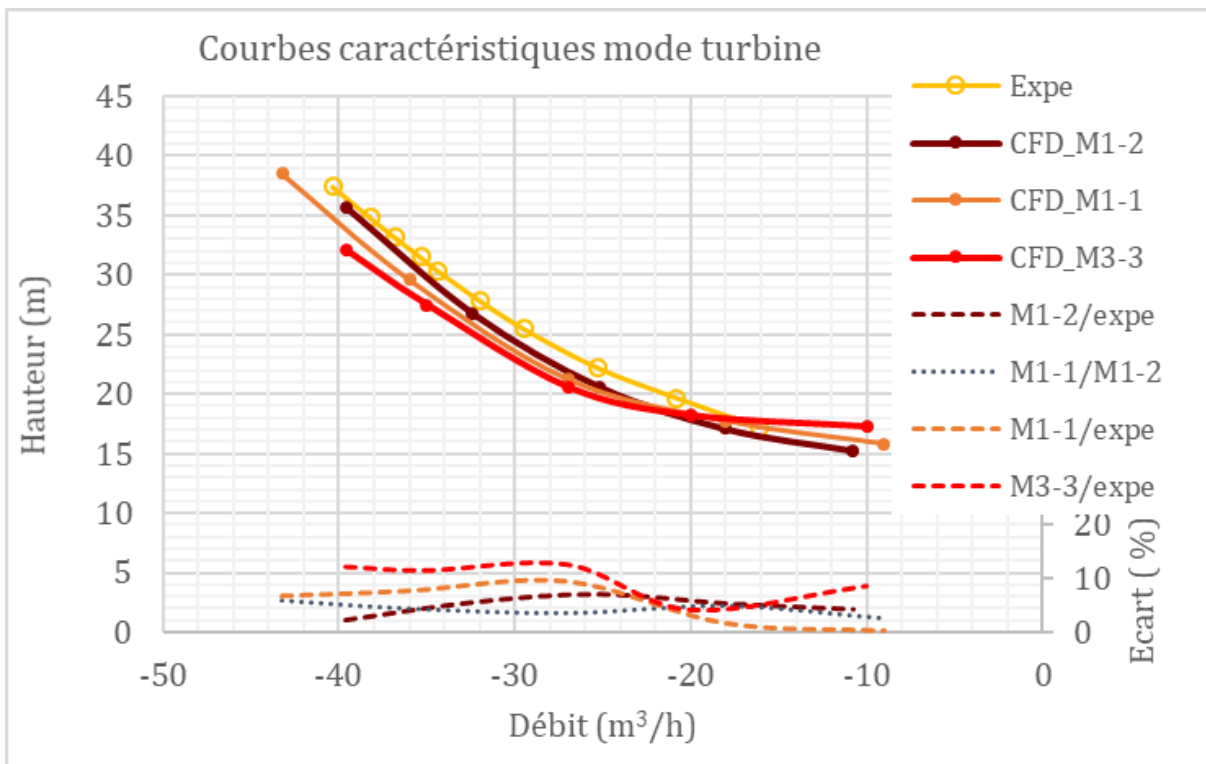


Figure 4-35 Comparaison entre les courbes caractéristiques numériques (M1-1 et M1-2) et expérimentales et évolution de la différence relative

En comparant les courbes des modèles numériques à la courbe expérimentale, il est constaté que le modèle en secteur droit présente l'écart le plus élevée sur tous les points de la courbe. La courbe du modèle de pompe complète avec zones d'eau morte (M1-2) est plus proche de la courbe expérimentale lorsque le débit est supérieur à 22 m<sup>3</sup>/h et s'approche donc du débit nominal.

En comparant les courbes (M1-1) et (M1-2) obtenues numériquement, il est constaté que l'écart est plus élevé lorsque le débit est élevé. On peut faire le même constat en mode pompe. L'influence de la zone morte serait plus importante lorsque le débit est élevé dans les deux modes.

#### 4.9.2 Performances globales en mode turbine

Plusieurs simulations ont été effectuées à l'aide du modèle M1-2 afin d'obtenir les courbes caractéristiques de la pompe, en mode turbine, à plusieurs vitesses de rotation (993 tr/min, 750 tr/min, 500 tr/min et 350 tr/min). Les courbes obtenues numériquement ainsi que la courbe expérimentale à 993 tr/min ont été adimensionnées à partir des formules présentées page 96. Les résultats sont montrés sur la Figure 4-36.

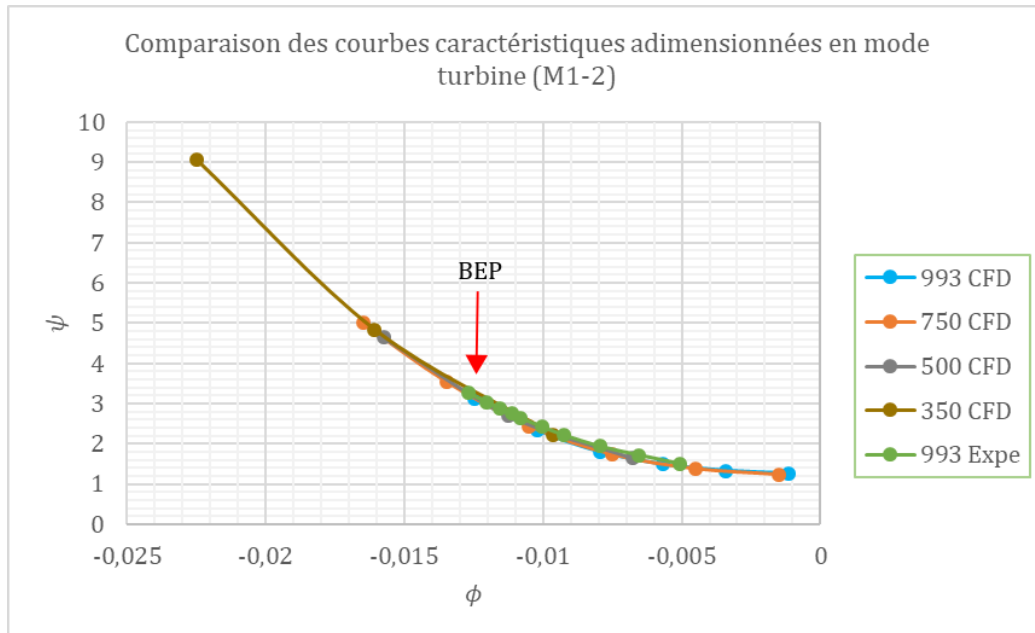


Figure 4-36 Courbes caractéristiques numériques et expérimentale adimensionnées, pour différentes valeurs de la vitesse de rotation de la pompe en mode turbine

On observe sur la Figure 4-36 que toutes les courbes se superposent relativement bien. La courbe la plus éloignée de la courbe expérimentale est celle ayant une vitesse de rotation de 993 tr/min avec un écart inférieur à 10 % lorsque le débit est faible.

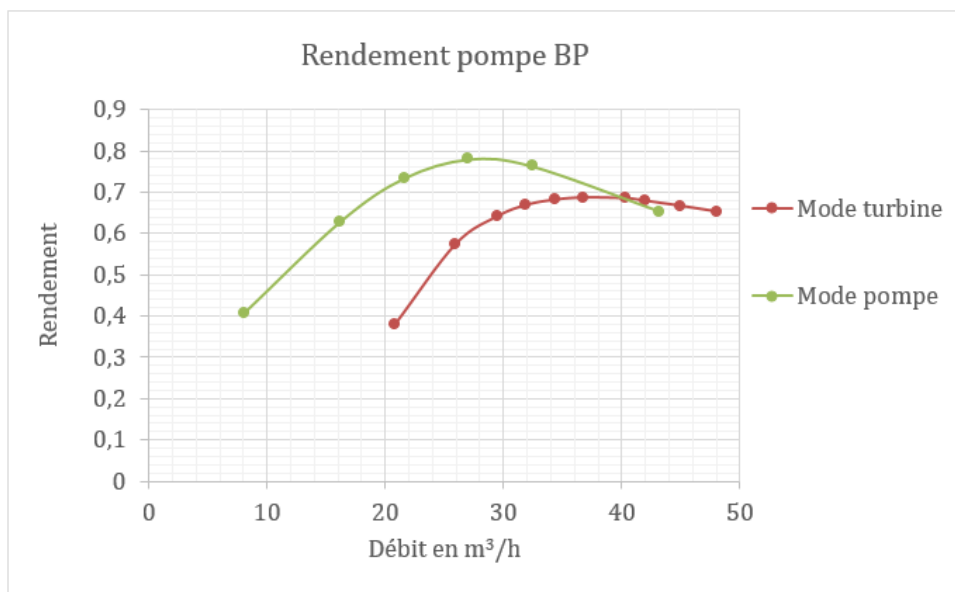
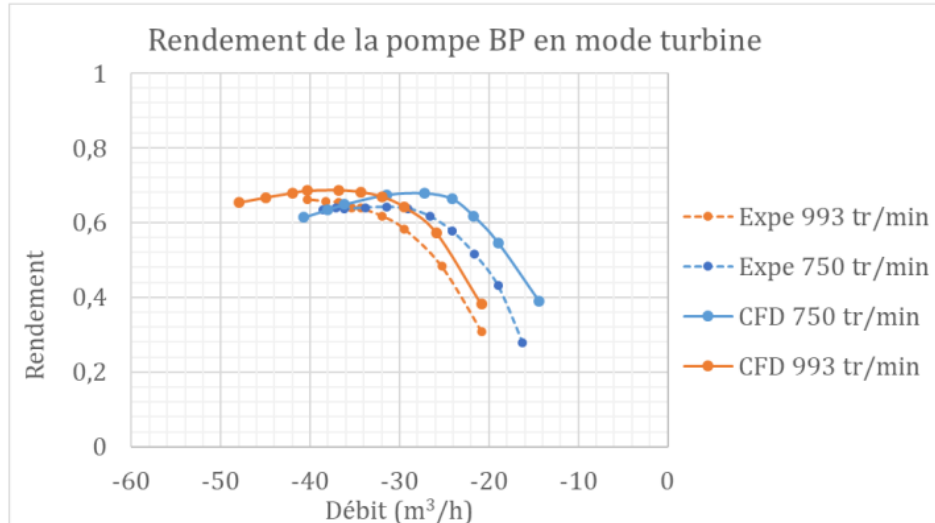


Figure 4-37 Comparaison des rendements CFD de la pompe BP en mode pompe et en mode turbine

La Figure 4-37 présente la comparaison entre les courbes de rendement en mode pompe et en mode turbine à 993 tr/min. Le point de fonctionnement nominal en mode turbine et en mode pompe ne sont généralement pas les mêmes. En mode turbine il se trouve à 36 m<sup>3</sup>/h, un débit plus élevé de 33% qu'en mode pompe (27m<sup>3</sup>/h). De plus, le rendement maximal est plus faible en mode turbine.



**Figure 4-38 Comparaison des courbes de rendements numériques et expérimentales (M1-2)**

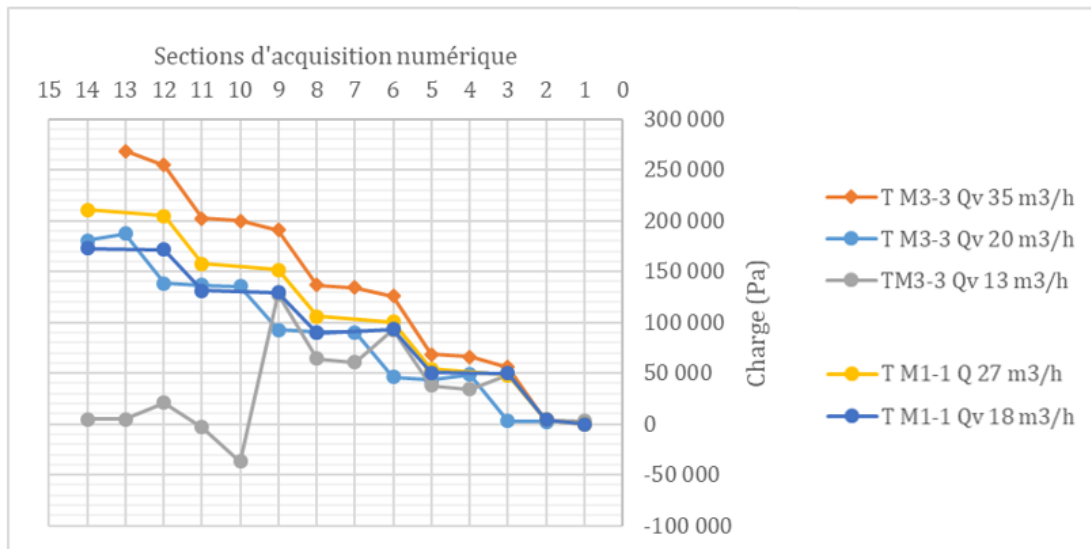
Les courbes de rendements, obtenues numériquement à partir de simulations en mode turbine, pour les vitesses de 993 tr/min et de 750 tr/min sont comparées aux courbes expérimentales sur la Figure 4-38. Il est aussi constaté, comme en mode pompe que les courbes de rendement obtenues numériquement sont surestimées par rapport à la courbe expérimentale. Une erreur relative maximale de 13,6% est observée entre chaque courbe expérimentale et numérique.

#### 4.9.3 Répartition des pertes de charge en mode turbine

L'énergie récupérée dans la turbine peut être considérée comme une perte de charge utile, c'est-à-dire que la différence de pression totale entre l'entrée et la sortie de chaque roue est égale à la somme de l'énergie récupérée sur l'arbre ( $\Delta P_{euler < 0}$ ) et aux pertes hydrauliques, les deux étant négatives (Eq. 4-17).

$$P_{\text{pertes hydrauliques roue}} = -|\Delta P_{euler}| - \Delta P_{CFD}$$

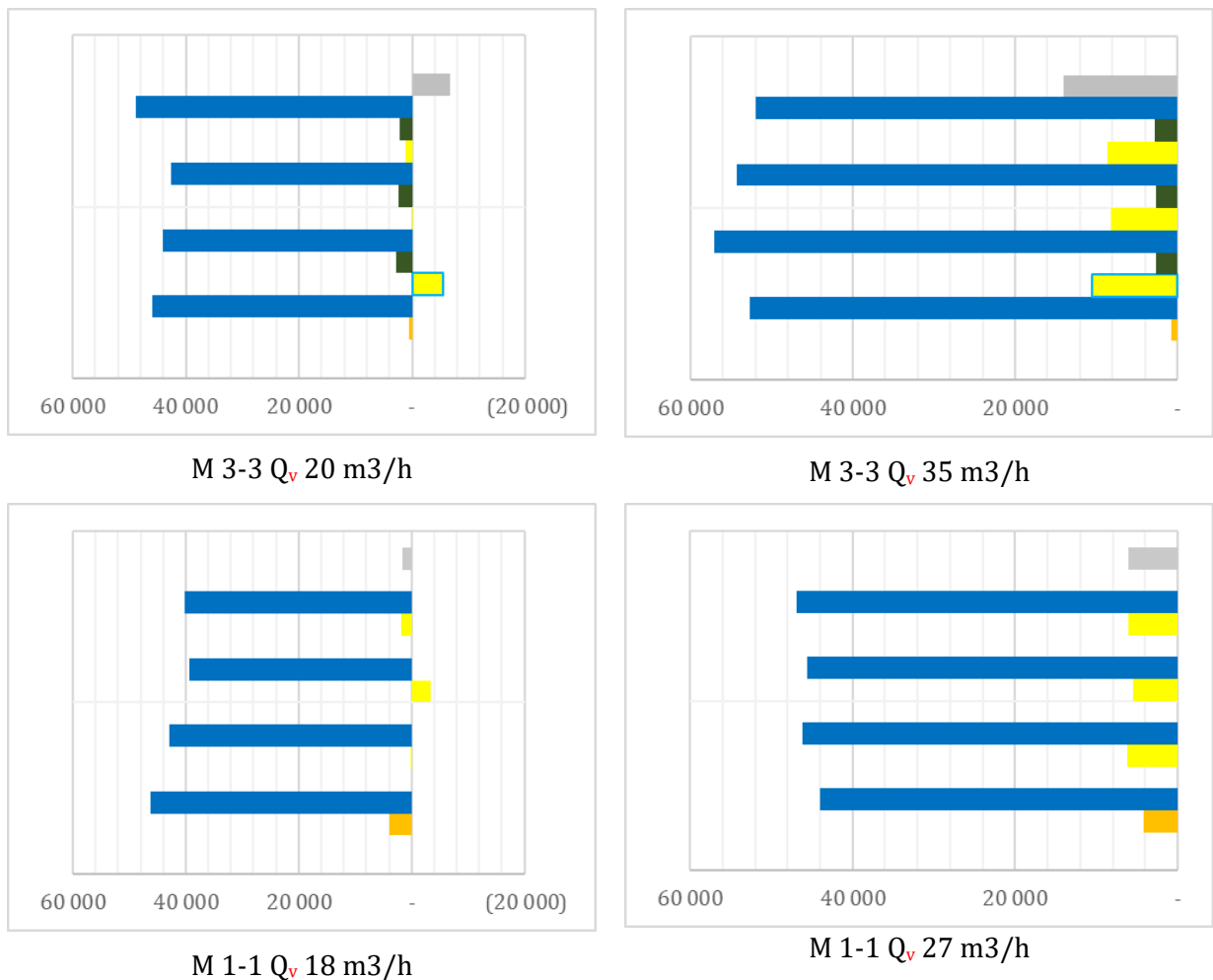
Eq. 4-17



**Figure 4-39 Charge dans la pompe en mode turbine, à différents débits (débit nominal= 27 m<sup>3</sup>/h), modèles M1-1 et M3-3**

On peut observer sur la Figure 4-39 l'évolution de la charge dans la pompe en mode turbine, à différents débits pour les modèles M1-1 et M3-3, en fonction des sections 1 à 15 définies précédemment. En mode turbine, l'entrée se fait en section 15 et la sortie en section 1, c'est pourquoi la présentation des résultats a été inversée par rapport à celle en mode pompe. Il faut donc lire le diagramme de la gauche vers la droite (de 15 vers 1). Dans le modèle M 1-1 (pompe complète), les redresseurs n'ont pas été séparés des diffuseurs, il n'y a donc pas de résultats pour les sections 4, 7, 10 et 13. On peut observer, sur ce graphique, une diminution régulière de la charge, pour les débits de 27 m<sup>3</sup>/h du modèle M1-1 et de 35 m<sup>3</sup>/h du modèle M3-3. Alors que cette diminution est moins bien représentée pour les débits de 18 m<sup>3</sup>/h (modèle M1-1) et de 20 m<sup>3</sup>/h (modèle M3-3). Quant au débit de 13 m<sup>3</sup>/h, il conduit à des résultats très discutables ( $0,36 \cdot Q_n$ ) qui peut s'expliquer par le fait qu'un calcul stationnaire à bas débit converge difficilement et qu'un calcul instationnaire aurait conduit à un calcul peut-être plus réaliste. Toutefois, il n faut pas perdre de vue que le concept REMORA est basé sur un fonctionnement au plus près du BEP, c'est pourquoi aucun calcul instationnaire de pompe n'a été réalisé. Rappelons également que les valeurs moyennes de pression totale dans chaque section ont été obtenues en utilisant un « mass flow averaged », c'est-à-dire une moyennation pondérée par le débit traversant chaque section. Si les valeurs de pression totale présentent de grandes disparités, la moyennation peut être entachée d'une certaine erreur.





**Figure 4-40  $Dp_t$  (Pa) entre chaque section (en orange l'entrée, en bleu les roues, en jaune les diffuseurs, en brun les redresseurs, en gris la volute), modèles M1-1 et M3-3**

La Figure 4-40 présente la différence de pression totale au sein de chaque organe de la pompe-turbine (en orange l'entrée de la pompe ou la sortie de la turbine, en bleu les roues, en jaune les diffuseurs, en brun les redresseurs, en gris la volute ou encore l'entrée) pour les modèles M1-1 et M3-3 et différents débits. Les différences de pression totale entre chaque frontière ont été calculées par les mêmes formules que celles utilisées en mode pompe. Comme l'amont devient l'aval et inversement, les différences de pression représentées sur cette figure sont donc égales à l'inverse de  $dp_t$ . La représentation tient compte de ce fait : ce qui est à gauche est négatif et ce qui est à droite est positif. Comme la pompe travaille en mode turbine, toutes les valeurs devraient être situées à gauche sur ce diagramme, or il peut être observé que pour de faibles débits, ce n'est pas le cas.

Nous analyserons ces résultats par observation des écoulements internes au paragraphe 4.10 page 109. Comme pour le fonctionnement en mode pompe, il peut être observé une inhomogénéité entre les résultats dans chaque zone de chaque étage. Les résultats en mode turbine à l'aide des modèles complets (M1-i) ou des modèles en secteurs droits (M3-i) conduisent à des résultats similaires sauf lorsqu'on s'éloigne des points nominaux différents suivant que la pompe travaille en mode pompe ( $Q_n=27 \text{ m}^3/\text{h}$ ) ou en mode turbine ( $Q_n=36 \text{ m}^3/\text{h}$ ) (Figure 4-37).

Certains calculs n'ont pas convergé, nous allons essayer d'expliquer pourquoi dans le paragraphe suivant.

A l'aide de la Figure 4-40 et des équations Eq. 4-13 à Eq. 4-16 ,on peut déterminer les coefficients de pertes de charge qui serviront à l' élaboration d'un modèle Bond Graph plus précis de la pompe dans les deux modes.

## 4.10 Comparaison qualitative des écoulements internes entre le mode pompe et le mode turbine

La pompe n'a pas été conçue pour fonctionner en mode turbine. Nous allons donc comparer ici l'écoulement interne en mode pompe et en mode turbine et essayer d'expliquer les observations faites précédemment par l'étude de ces écoulements. On sélectionnera quelques débits particuliers mettant en évidence des résultats caractéristiques.

### 4.10.1 Analyse de l'écoulement interne en mode pompe

#### a. Examen de l'écoulement dans la volute

La Figure 4-41 présente les plans de coupe en sortie de pompe dans lesquels certains résultats sont présentés.

Les Figure 4-42 à Figure 4-44 montrent l'écoulement dans la volute au débit nominal de 27 m<sup>3</sup>/h. On peut voir sur la Figure 4-42 que l'écoulement n'est pas adapté car la volute n'a pas la forme d'une spirale, ce qui entraîne un écoulement non uniforme en sortie de volute comme on peut le voir sur la Figure 4-43 et la Figure 4-44.

Cette volute, mal définie, ne semble pas avoir trop d'incidence sur l'écoulement interne dans le mode pompe. Nous verrons au paragraphe suivant que ce n'est pas le cas en mode turbine. Toutefois, on peut observer sur la Figure 4-44 une répartition de vitesse, donc de débit très inhomogène. Ce qui est très inhabituel, surtout à débit nominal

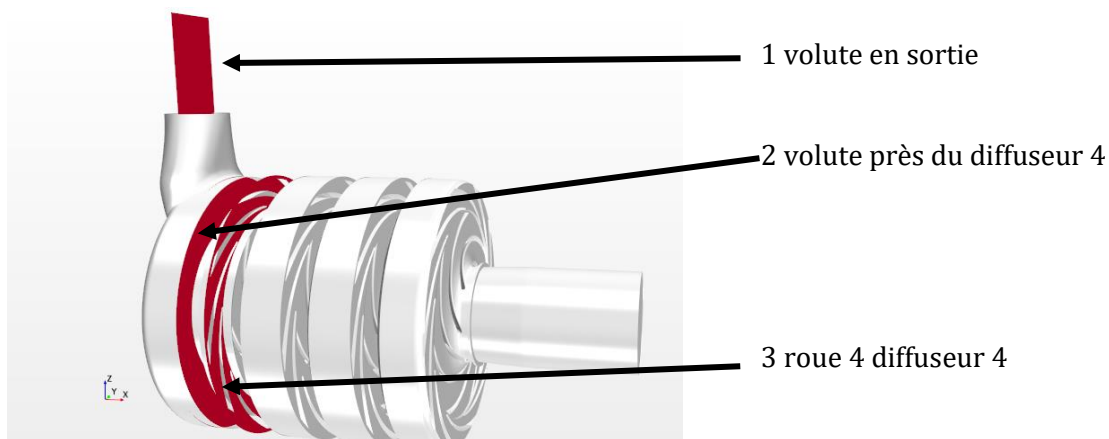
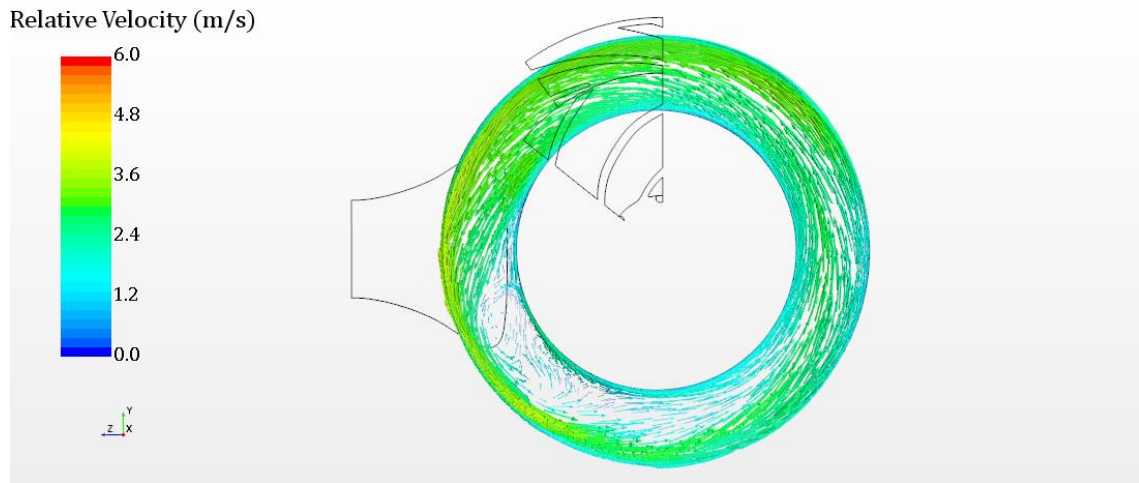
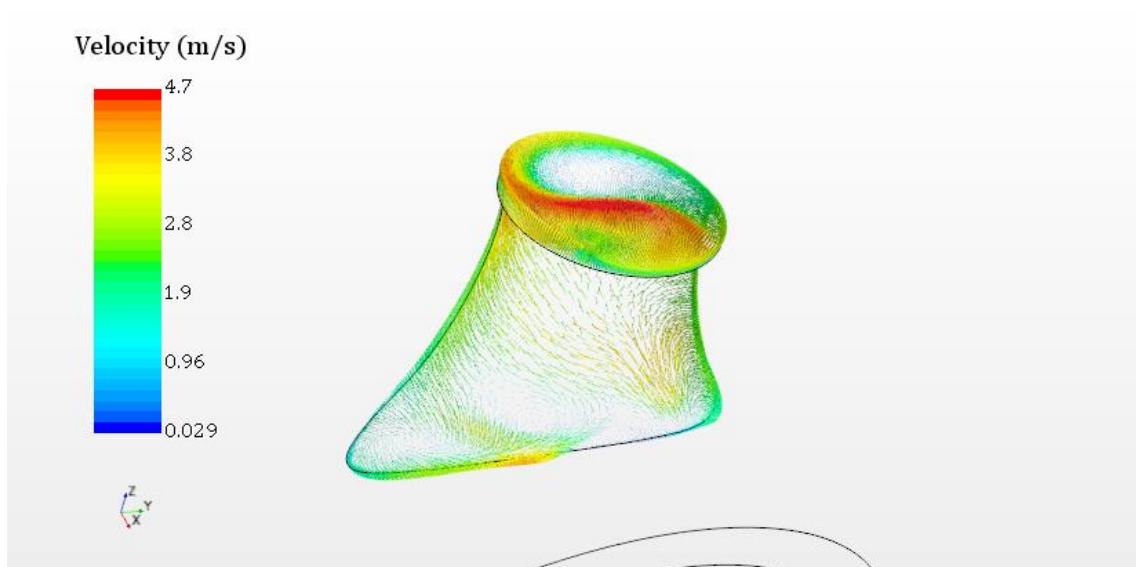


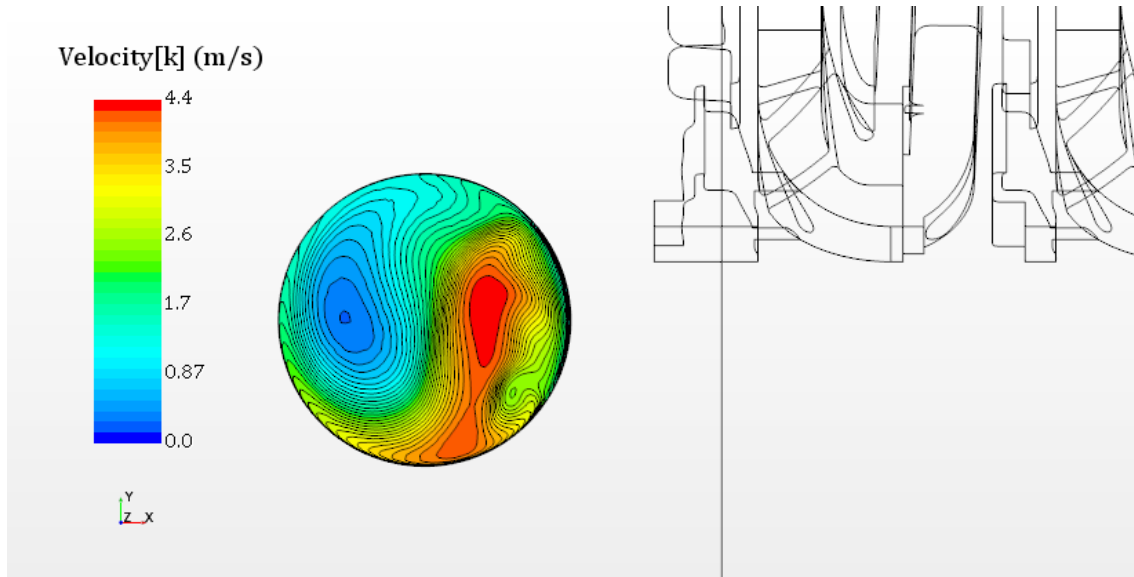
Figure 4-41 plans de coupe pour l'exploitation des résultats en sortie de pompe



**Figure 4-42 vecteurs vitesse dans le plan de coupe de la volute en sortie du redresseur modèle en secteurs M3-3**



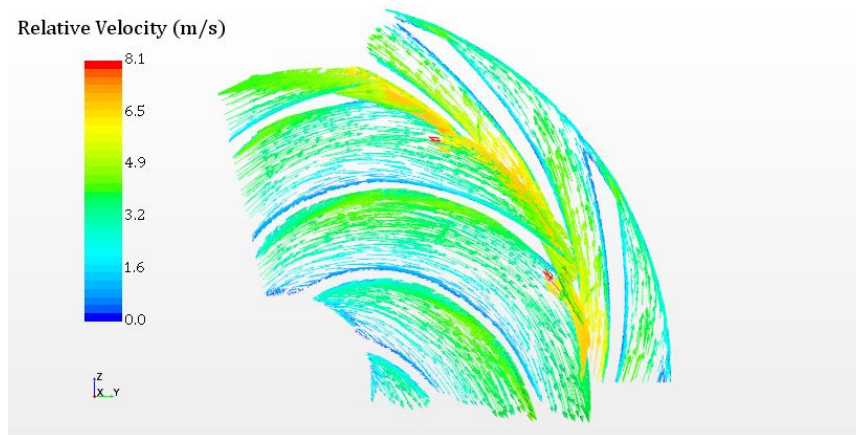
**Figure 4-43 Vecteurs vitesse dans le plan de coupe vertical en sortie modèle en secteurs M3-3**



**Figure 4-44 composante verticale de la vitesse en sortie modèle en secteurs M3-3**

*b. Examen de l'écoulement interne du modèle M3-3 au débit nominal*

La Figure 4-45 présente l'écoulement dans le canal inter-aubes de l'étage 4 au débit nominal pour lequel on peut observer une bonne distribution du flux dans les canaux. Ce qui conduit à un champ de pression totale dans le plan méridien bien réparti dans les différents éléments de chaque étage sans aucune obstruction entre les différentes parties (Figure 4-46 et Figure 4-47) : le fluide s'écoule bien de la roue vers le diffuseur. Ces résultats sont en bonne concordance avec l'analyse des pertes (paragraphe 4.8.2, Figure 4-39 et Figure 4-40).



**Figure 4-45 Champ de vecteurs dans le plan de coupe roue étage 4 modèle en secteurs M3\_3**

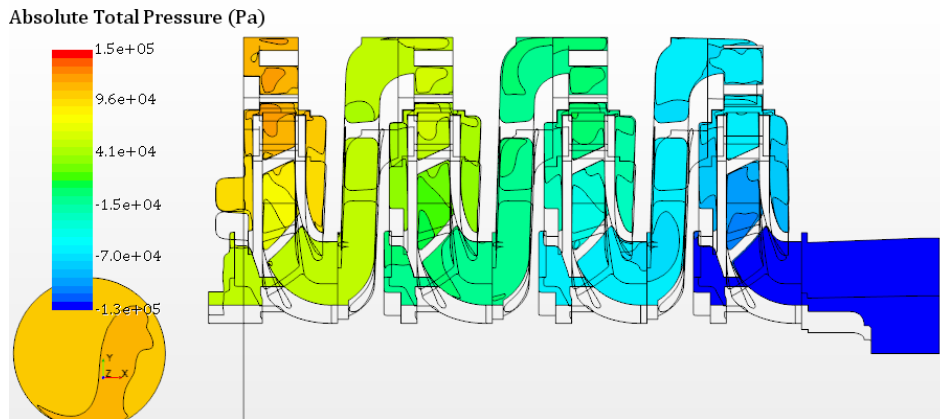


Figure 4-46 Répartition des champs de pression au débit nominal, modèle en secteurs M3-3

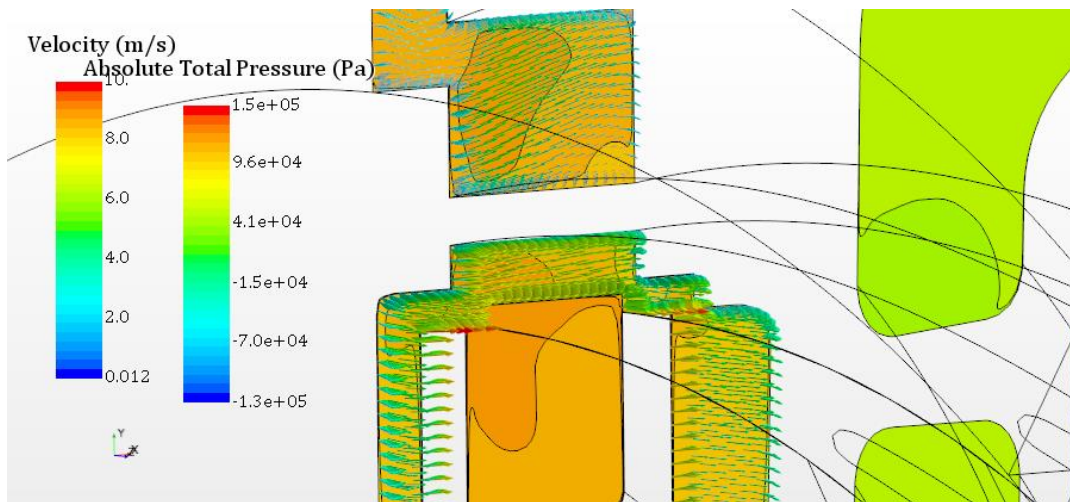
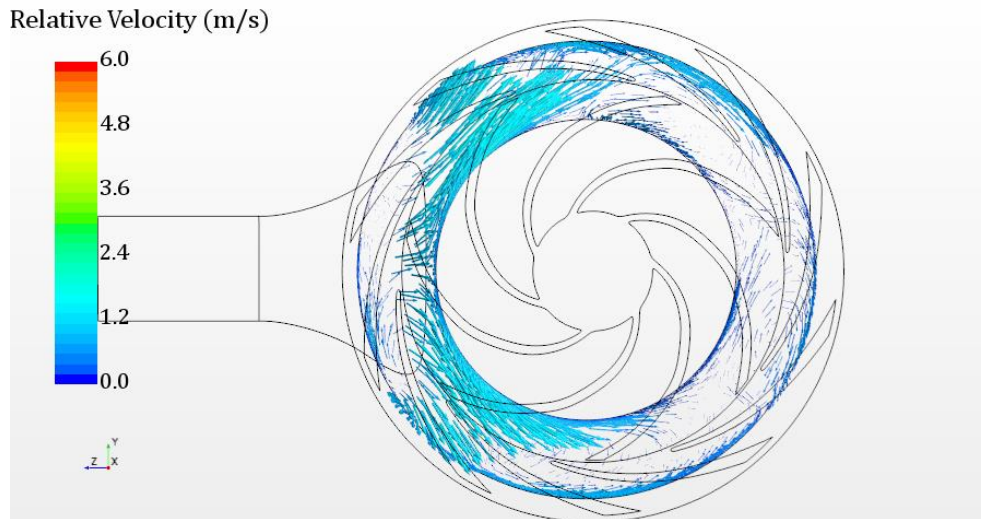


Figure 4-47 Champ de pression et de vitesse, zoom à l'interface diffuseur-roue étage 4 modèle en secteurs M 3-3

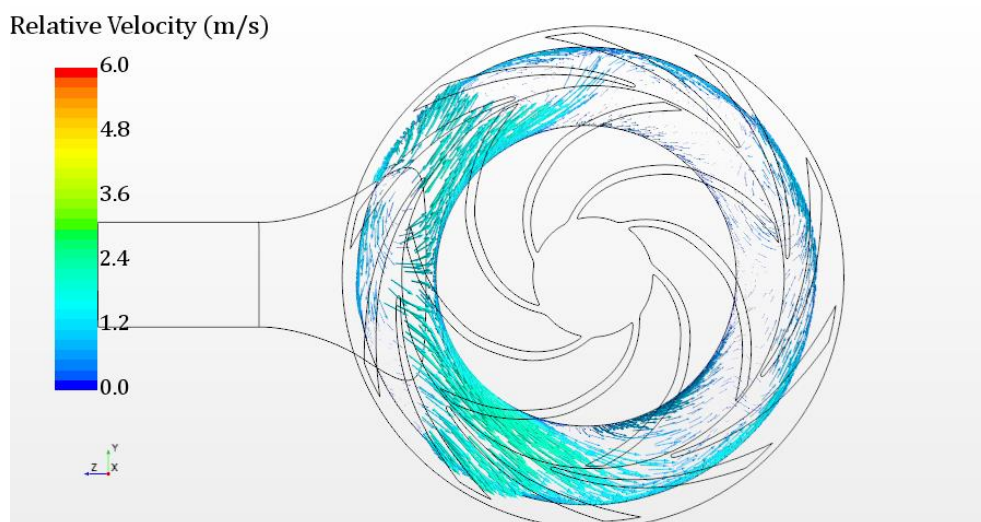
#### 4.10.2 Analyse de l'écoulement interne en mode turbine

##### a. Examen de l'écoulement dans la volute

Dans cette partie, nous allons analyser l'écoulement dans la volute dans le plan de coupe 2, défini Figure 4-41. Les Figure 4-48 à Figure 4-50 présentent les champs de vitesse dans ce plan à différents débits (18, 27 et 35 m<sup>3</sup>/h) pour les modèles M1-1 et M3-3. Comme attendu, la répartition de l'écoulement du fluide n'est pas homogène quel que soit le débit. Cela entraîne une mauvaise alimentation du diffuseur de l'étage 4, donc de la roue de l'étage 4 pour lesquels, l'écoulement va être observé. Rappelons que le débit nominal en mode turbine est de 35 m<sup>3</sup>/h, débit pour lequel l'écoulement est un petit peu mieux réparti.

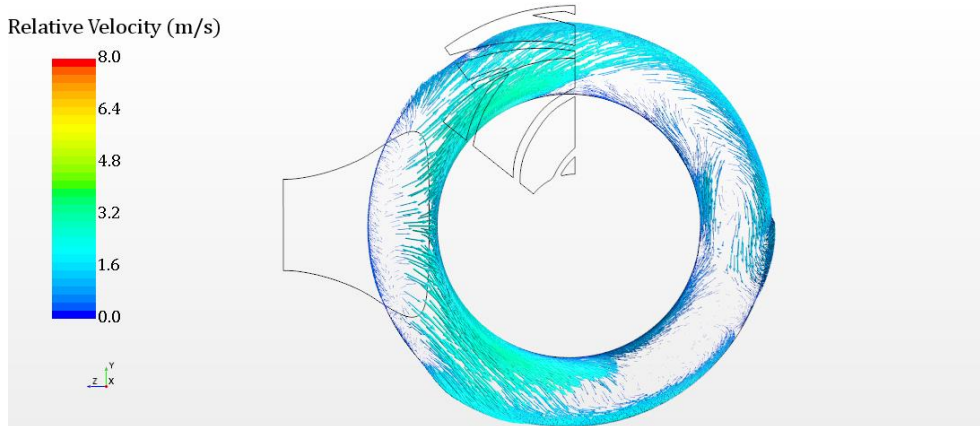


**Figure 4-48 Vecteurs vitesse dans le plan de coupe de la volute en entrée du diffuseur modèle complet M1-1  $Q_v$  18 m<sup>3</sup>/h**



**Figure 4-49 Vecteurs vitesse dans le plan de coupe de la volute en entrée du diffuseur modèle complet M1-1  $Q_v$  27 m<sup>3</sup>/h**



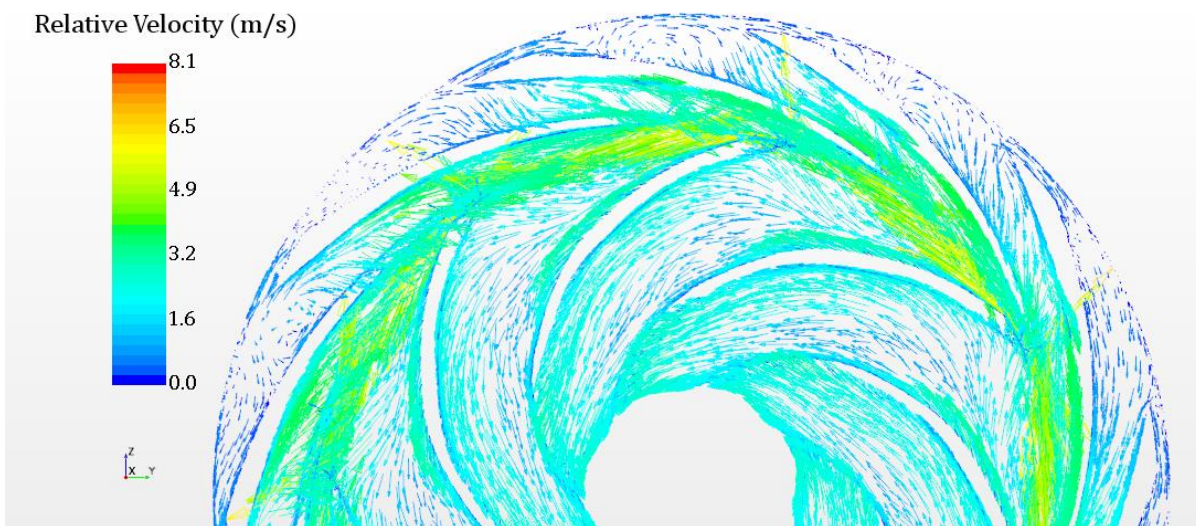


**Figure 4-50 Vecteurs vitesse dans le plan de coupe de la volute en entrée du diffuseur modèle en secteurs M3-3  $Q_v$  35 m<sup>3</sup>/h**

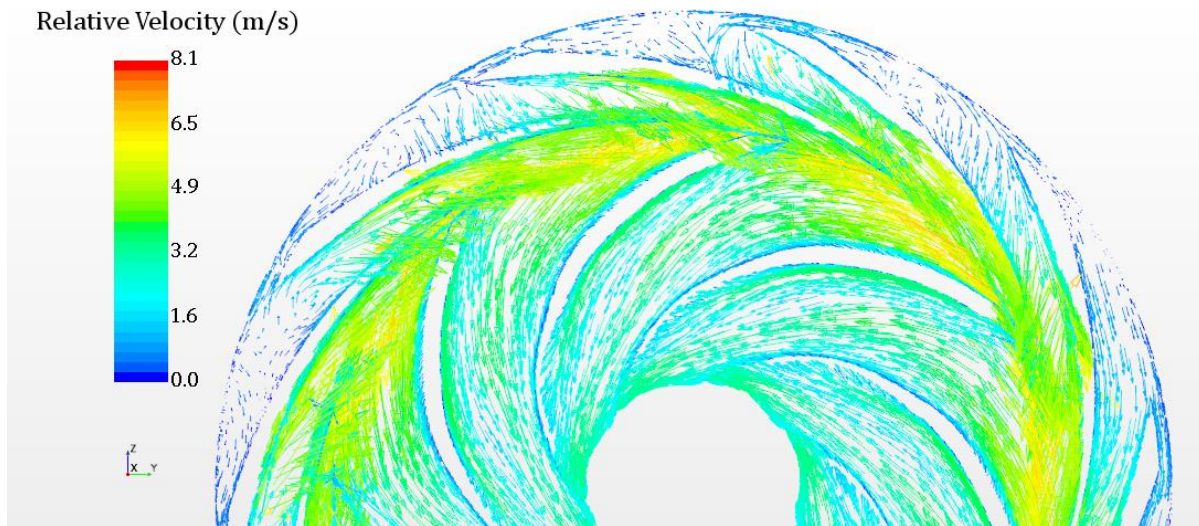
*b. Examen de l'écoulement dans les canaux inter-aubes de l'étage 4 (diffuseur et aubes)*

Dans cette partie, les champs de vitesse dans le plan aube à aube de la roue et du diffuseur de l'étage 4 vont être étudiés. Les Figure 4-51 à Figure 4-53 présentent ces champs de vitesse pour les mêmes cas étudiés précédemment, choisis à cause des résultats de pertes présentés Figure 4-39 et Figure 4-40 :

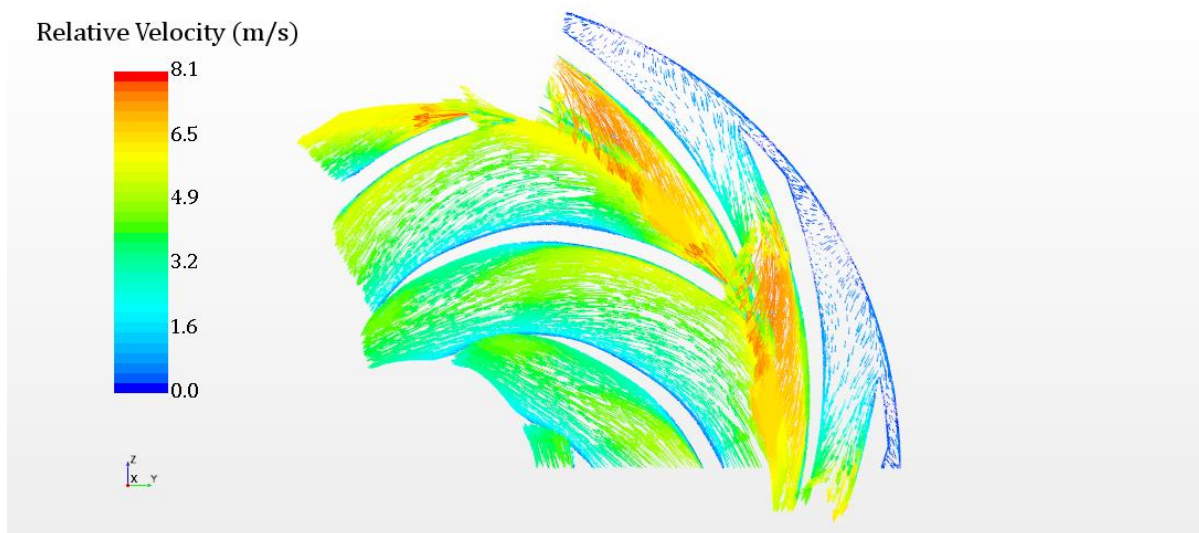
- Faible débit de 18 m<sup>3</sup>/h pour lequel certaines pertes sont positives
- 27 m<sup>3</sup>/h, correspondant au débit nominal en mode pompe
- Et 36 m<sup>3</sup>/h correspondant au débit nominal en mode pompe



**Figure 4-51 Vecteurs vitesse dans le plan aube à aube de la roue et du diffuseur de l'étage 4 modèle complet M1-1  $Q_v$  18 m<sup>3</sup>/h**



**Figure 4-52 Vecteurs vitesse dans le plan aube à aube de la roue et du diffuseur de l'étage 4 modèle complet M1-1  $Q_v$  27 m<sup>3</sup>/h**



**Figure 4-53 Vecteurs vitesse dans le plan aube à aube de la roue et du diffuseur de l'étage 4 modèle en secteurs M3-3  $Q_v$  35 m<sup>3</sup>/h**

Au débit nominal de 35 m<sup>3</sup>/h (Figure 4-53), on peut observer que le diffuseur et la volute sont bien alimentés, sans qu'aucun tourbillon puisse être observé. La répartition des vitesses au sein de chaque canal est quasiment uniforme, ce qui est en bonne cohérence avec le diagramme des charges dans la turbine en mode pompe (Figure 4-39).

Au débit de 27 m<sup>3</sup>/h (Figure 4-52), la roue reste bien alimentée, ce qui n'est pas le cas du diffuseur. Toutefois, comme l'écoulement est redressé dans la roue, les résultats conservent une certaine cohérence comme le montre l'analyse des pertes réalisées précédemment (Figure 4-39).

Au débit de 13 m<sup>3</sup>/h (Figure 4-51), la roue est moins bien alimentée et un blocage semble apparaître à l'interface entre le diffuseur et la roue, ce qui semble expliquer l'incohérence des résultats obtenus pour les pertes de charge à ce débit (Figure 4-39).

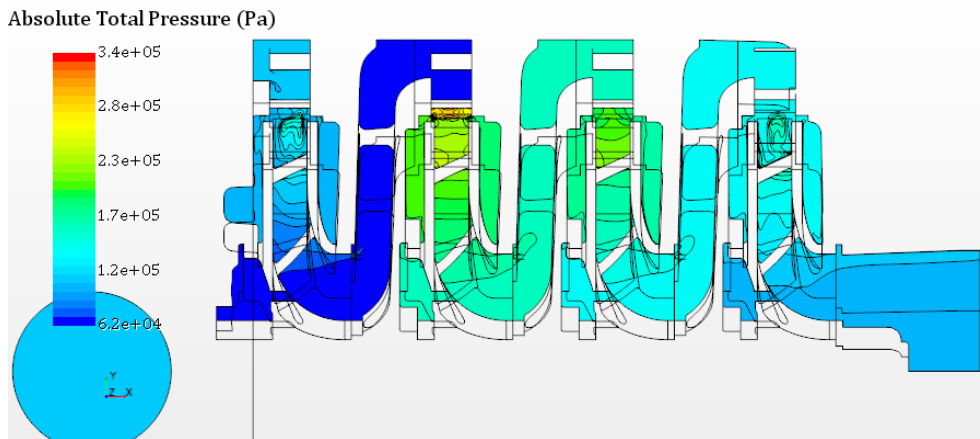


Pour terminer l'étude de l'écoulement interne, nous allons nous intéresser à la répartition du champ de pression totale dans le plan méridien pour deux cas de figures extrêmes à l'aide du modèle en secteurs M3-3 :

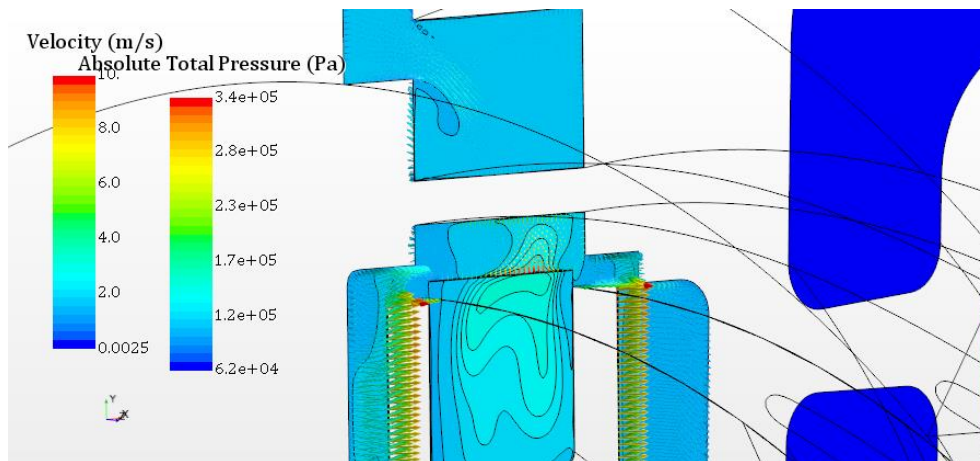
- Au plus bas débit de 13 m<sup>3</sup>/h
- Au débit nominal de 35 m<sup>3</sup>/h.

*c. Examen de l'écoulement interne du modèle M3-3 à deux débits*

La Figure 4-54 présente le champ de pression totale dans le plan méridien de la pompe en mode turbine pour le débit de 13 m<sup>3</sup>/h. La Figure 4-55 fait un zoom au droit de l'interface entre le diffuseur et la roue de l'étage 4. On peut constater une zone de blocage à ce niveau quasiment à tous les étages (Figure 4-54).



**Figure 4-54** Champ de pression totale dans le plan méridien Modèle M3-3  $Q_v$  13 m<sup>3</sup>/h



**Figure 4-55** Zoom du champ de pression totale dans le plan méridien Modèle M3-3  $Q_v$  13 m<sup>3</sup>/h et vecteur vitesses

La Figure 4-56 présente le champ de pression totale dans le plan méridien de la pompe en mode turbine pour le débit de 35 m<sup>3</sup>/h. La Figure 4-57 fait un zoom au droit de l'interface entre le diffuseur et la roue de l'étage 4. Contrairement au cas précédent aucune zone de blocage entre le diffuseur et la roue n'a été observé.



Figure 4-56 Champ de pression totale dans le plan méridien Modèle M3-3  $Q_v$  35 m<sup>3</sup>/h

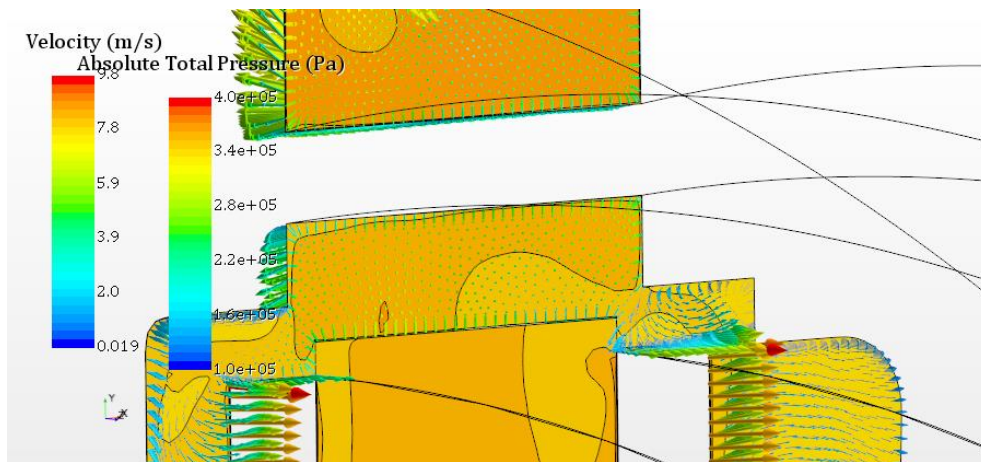


Figure 4-57 Zoom du champ de pression totale dans le plan méridien Modèle M3-3  $Q_v$  35 m<sup>3</sup>/h et vecteur vitesses

## 4.11 Conclusion

Dans ce chapitre, la pompe BP a été étudiée à l'aide du code de calcul CFD STAR CCM+ dans l'objectif d'analyser ses performances en mode pompe et en mode turbine. La pompe comporte un certain nombre d'éléments, quatre étages comprenant une roue, un diffuseur et un redresseur et une volute. Les mesures expérimentales ont permis l'obtention des performances globales dans ces deux modes mais n'ont pas permis l'analyse fine des écoulements internes alors que l'analyse CFD le permet à condition de valider localement le modèle.

La modélisation CFD a été réalisée sur la base de trois grands modèles géométriques :

- Le modèle de la pompe complète avec ou sans zones d'eau morte M1-i,
- Le modèle en tubes de courant prenant en compte les périodicités de chaque élément de la pompe M2-i,
- Le modèle en secteurs angulaires droits prenant également en compte les périodicités, avec et sans zones d'eau mortes, M3-i.

Après une optimisation du maillage de chacun de ces modèles, les performances globales ont été déterminées pour les deux modèles les plus performants : le modèle de la roue complète (M1-1) et le modèle en secteurs droits (M3-3). Le modèle en tubes de courant (M2-1), bien que représentant la physique plus réellement ne s'est pas avéré probant. Une comparaison avec les résultats expérimentaux en mode pompe a conduit à des différences relatives de  $\pm 5\%$  sur toute la gamme de débits étudiés et en particulier de  $\pm 0,3\%$  autour de  $\pm 10\%$  du débit nominal.

La pompe BP a ensuite été calculée numériquement en mode turbine. Les résultats ont été comparés aux résultats expérimentaux. Les résultats numériques ont conforté le débit nominal en mode turbine, obtenu expérimentalement, autour de  $36 \text{ m}^3/\text{h}$ . La comparaison avec les résultats expérimentaux en mode pompe a conduit à des différences relatives de  $\pm 7,9\%$  sur toute la gamme de débits étudiés et en particulier de  $\pm 5,1\%$  autour de  $\pm 10\%$  du débit nominal.

La conformité des résultats numériques et des résultats expérimentaux, d'un point de vue performance globale, autorise à passer à l'étape suivante, à savoir la confiance dans l'analyse des écoulements internes, en particulier, la détermination des pertes dans chaque élément de la pompe, en mode pompe et en mode turbine.

La détermination des pertes dans chaque élément, en mode pompe et en mode turbine a été effectuée sur les modèles M1-1 et M3-3 qui conduisent à des résultats en bon accord. Aux débits nominaux, en mode pompe et en mode turbine, on constate une disparité dans les différences de pression entre les étages. En mode pompe les différences sont de  $\pm 1,6\%$  pour les roues, de  $\pm 11\%$  pour les diffuseurs et de  $\pm 8\%$  pour les redresseurs. En mode turbine, elles sont de  $\pm 3,1\%$  pour les roues, de  $\pm 21\%$  pour les diffuseurs et de  $\pm 1,5\%$  pour les redresseurs. Bien que ces disparités ne soient pas insignifiantes, un modèle de pertes peut être construit en se basant sur les moyennes de chaque type. Cela n'a pas pu être fait dans le cadre de la thèse mais peut s'envisager dans le cadre des perspectives. Une fois ce modèle élaboré, cela permettra de construire le modèle de pompe et le modèle de turbine à partir de l'équation d'Euler et des modèles de pertes obtenus à l'aide de la CFD.

Enfin pour terminer ce chapitre, soulignons le problème de la volute mis en évidence dans les deux modes : la volute ne répartit pas équitablement les débits à cause de sa conception géométrique.

## 5 MODELISATION BOND GRAPH DU SYSTEME HYDRAULIQUE

### 5.1 Introduction

Une étude basée sur la représentation des Bond graph du circuit hydraulique du système dynamique ODySEA est réalisée à l'aide de l'outil 20-sim. Ce dernier permet de modéliser à l'aide de modèles 0D tout système multi-physiques en respectant le transfert de puissance entre chacun des éléments et domaines. Une comparaison entre l'outil 20-sim et l'outil Simulink a été réalisée dans le cadre du choix de la méthode la plus adéquate afin de modéliser le système ODySEA (RATOLOJANAHARY et al., 2020). Un écoulement dans un système multi physique comprenant une turbine Pelton a été modélisé. Les simulations ont donné un résultat similaire, cependant, la modélisation bond graph présente plusieurs avantages tels que la mise en évidence des échanges de puissance dans le système à partir de sa représentation graphique, la conservation de la puissance, la possibilité de modéliser un système complexe progressivement, l'utilisation des mêmes éléments pour chaque domaine physique ou encore la mise en évidence des relations de cause à effet. La méthode est décrite dans le paragraphe suivant. La modélisation permet d'étudier et d'analyser le système et surtout de tester facilement plusieurs configurations.

De plus, les évolutions des variables du système sont accessibles en tout lieu du système modélisé. Ce n'est pas le cas expérimentalement. Cette modélisation est également particulièrement adaptée pour mettre en évidence des phénomènes transitoires hydrauliques causés par le fonctionnement du système tel que la fermeture ou l'ouverture rapide d'une vanne, l'arrêt ou le démarrage d'une pompe. En effet, il a été expliqué que des vannes sont installées à l'entrée de chaque piston liquide. Elles s'ouvrent et se ferment successivement et permettent donc la commutation des circuits hydrauliques reliés à chaque piston. De plus, ces actions sont accompagnées de variations rapides de la vitesse des roues des pompes centrifuges du circuit. Le système hydraulique modélisé se concentrera principalement sur les deux circuits BP, HP reliés en ne considérant que deux pistons liquides en mode pompe et en mode turbine comme le montre la Figure 5-1. La méthodologie adoptée est de modéliser chaque élément hydraulique du système en connaissant leurs caractéristiques et de valider les éléments à partir des résultats obtenus expérimentalement. Un modèle bond graph est ensuite construit à partir de ses éléments. Ce dernier est complexifié progressivement par l'ajout de circuit et de branches suite aux validations effectuées à partir de résultats analytiques ou expérimentaux. Une analyse est effectuée par la suite afin d'évaluer les phénomènes transitoires durant la commutation.

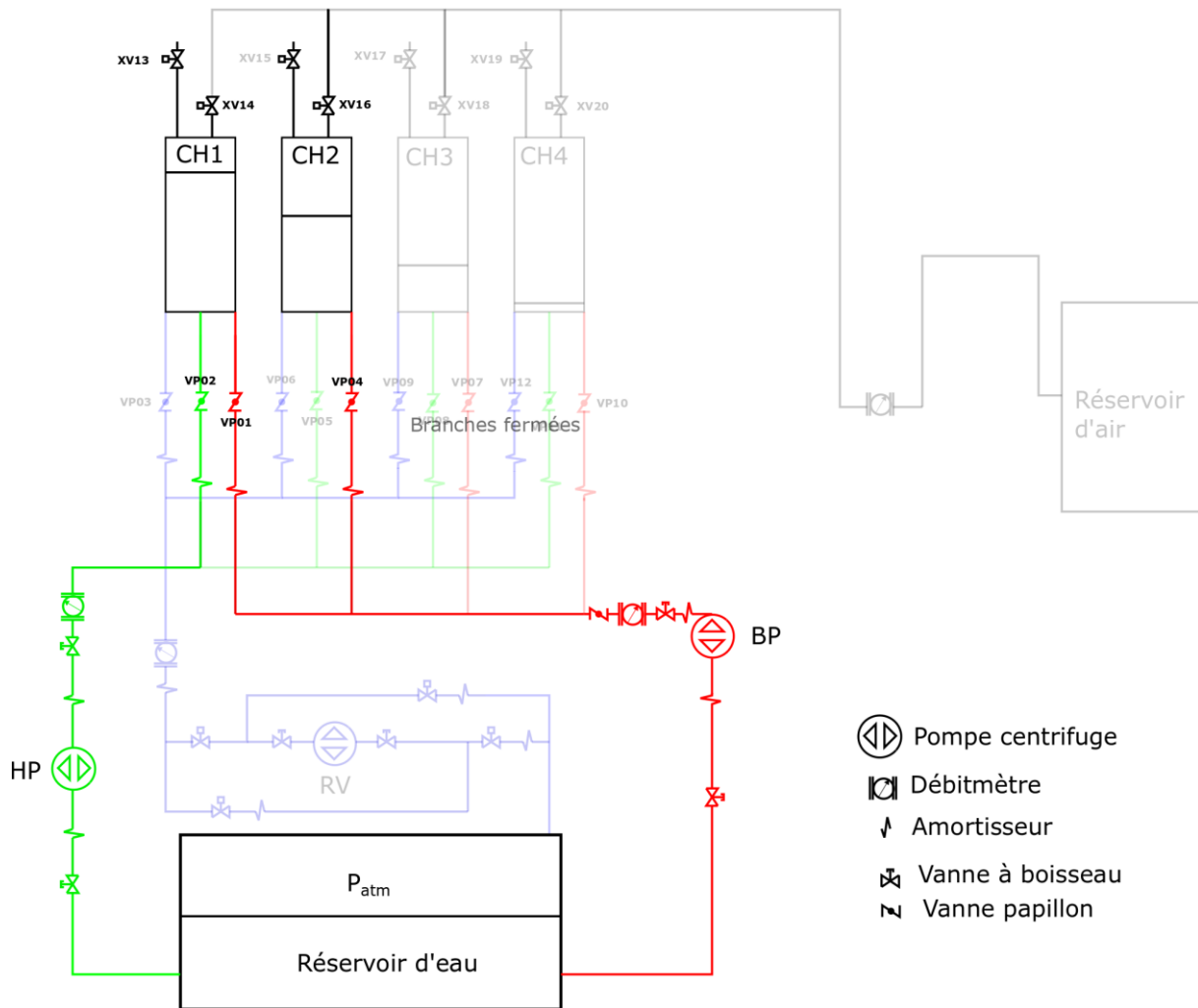


Figure 5-1 Schéma du cas étudié

## 5.2 Méthode Bond Graph

La méthode Bond Graph est un outil graphique de modélisation permettant de mettre en évidence les échanges de puissances entre chaque élément d'un système physique dynamique. La méthode a été développée par le Pr Henry M. Paynter en 1959 (PAYNTER, 1961). Cette méthode a été créée afin de répondre à plusieurs problématiques rencontrées lors des modélisations de tout système physique. L'élaboration d'un modèle Bond Graph est intuitif et permet une meilleure compréhension des modèles. Son principal avantage est de, par sa formulation, automatiquement respecter la conservation de l'énergie à travers chaque élément. Cette méthode permet également une complexification progressive du modèle en facilitant l'ajout, par exemple, des éléments négligés lors de premières analyses. Les équations mathématiques sont générées à partir du modèle graphique créé. Le système d'équations différentielles peut alors être résolu par différents solveurs. Celui utilisé dans le cadre des travaux présentés dans ce mémoire est le BDF( Backward Differentiation Formula) (DAMIĆ & MONTGOMERY, 2003).

### 5.2.1 Construction du modèle

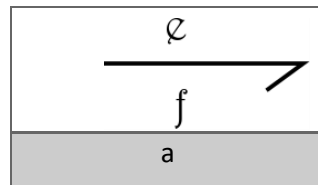
Pour la modélisation de la physique des systèmes à modéliser, deux variables sont considérées : une variable d'effort, notée « e » et une variable de flux, notée « f », dont le produit est égal à la

puissance. Ces variables sont données, pour différents types de problèmes physiques, dans le Tableau 5-1.

Domaine physique	Effort $e$	Flux $f$
<b>Mécanique</b>	Force	Vitesse
	Couple	Vitesse angulaire
<b>Electrique</b>	Tension	Courant
<b>Hydraulique</b>	Pression	Débit volumique
<b>Thermique</b>	Température	Flux d'entropie
	Pression	Variation de volume

**Tableau 5-1 Variables Bond Graph en fonction du domaine physique**

Le flux d'énergie qui relie deux éléments est représenté par une demi flèche donnant le sens de la puissance (Tableau 5-2).



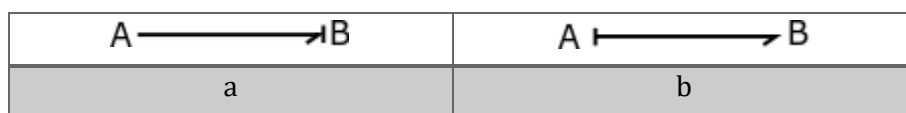
**Tableau 5-2 Lien de puissance**

### 5.2.2 Notion de causalité

La notion de causalité dans les modèles Bond-Graph permet de préciser les relations de cause à effet entre deux éléments. Elle est représentée par un trait vertical, appelé trait causal, situé en amont ou en aval de chaque demi flèche. Prenons l'exemple d'un système hydraulique : le Tableau 5-3 montre deux cas :

i/ un cas (a) où l'élément A applique une pression à l'élément B, ce dernier réagit en envoyant un débit à A.

ii/ un deuxième cas (b) cas où l'élément B applique une pression à l'élément A, ce dernier réagit en envoyant un débit à B.



**Tableau 5-3 Notion de causalité**

Afin de modéliser un système avec la méthode Bond Graph, chaque organe du système est construit à partir des éléments basiques du modèle Bond Graph présenté dans le tableau ci-après. Ils se classifient en éléments sources, éléments passifs et éléments de jonction. Ces éléments sont affectés de lien et de trait causal permettant d'obtenir les équations du système.

Le Tableau 5-4 présente les différents types d'éléments pouvant être modélisés dans un modèle Bond-Graph.

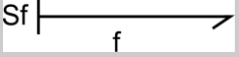
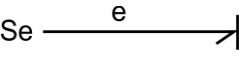
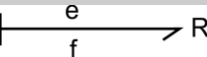
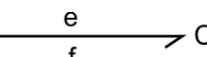
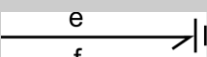
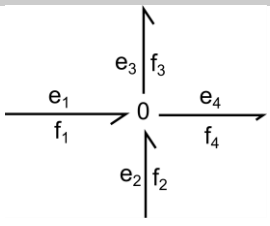
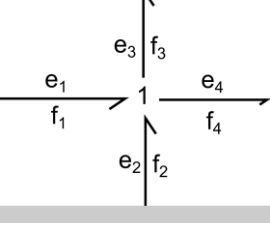

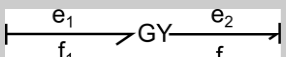
	Représentation de l'élément	Equations bond graph
<b>Source</b>	Source de flux 	$Sf$
	Source d'effort 	$Se$
<b>Eléments passifs</b>	Elément résistif R 	$e = Rf$
	Elément capacitif C 	$e(t) = \frac{1}{C} \int_0^t f(\tau) d\tau$
	Elément inertiel I 	$f(t) = \frac{1}{I} \int_0^t e(\tau) d\tau$
<b>Jonction 0</b>		$f_1 + f_2 = f_3 + f_4$ $e_1 = e_2 = e_3 = e_4$
<b>Jonction 1</b>		$e_1 + e_2 = e_3 + e_4$ $f_1 = f_2 = f_3 = f_4$
<b>Transformateur</b>		$e_1 = m e_2$ $f_2 = m f_1$
<b>Gyrateur</b>		$e_1 = r f_2$ $e_2 = r f_1$

Tableau 5-4 Eléments de base

Les éléments sources  $Sf$  et  $Se$  permettent de générer des valeurs de flux ou d'efforts. L'élément résistif  $R$  va permettre de modéliser les phénomènes de dissipation en utilisant une relation entre l'effort et le flux, sans intégration ni dérivation par rapport au temps. Dans un circuit hydraulique, il va servir à modéliser les pertes de charges. L'élément  $I$  est basé sur une relation liant un flux et l'intégrale d'un effort. Dans un circuit hydraulique, il va servir à représenter les effets d'inertie du

fluide. L'élément C est basé sur une relation liant l'effort à l'intégrale du flux. Dans le circuit que l'on modélisera dans la suite, il va servir à représenter la compression du fluide.

Dans un circuit hydraulique, les jonctions 0, permettent d'écrire la conservation du débit au niveau d'un nœud du circuit hydraulique. Les jonctions 1 permettent d'additionner les contributions de plusieurs éléments à la valeur de pression s'exerçant en un endroit du circuit. Les éléments transformateurs et gyrateurs servent à transformer, sans perte de puissance, les valeurs des flux et des efforts. Ces deux derniers modèles ne seront pas utilisés dans la suite de ce chapitre.

### 5.3 Modélisation de chaque élément hydraulique

Les modèles des différents organes seront présentés dans les parties suivantes. Ils sont développés en suivant des modèles issus de la littérature, des modèles donnés par les constructeurs et enfin les modèles construits à l'aide des résultats expérimentaux. Puis, la vérification de chaque élément est effectuée en modélisant une partie du circuit hydraulique comprenant cet élément et en comparant les résultats obtenus aux résultats expérimentaux stationnaires et instationnaires. Les modèles de vannes, coudes, manchons compensateurs de dilatation, jonction Té et débitmètre sont présentés dans l'annexe B page 170.

#### 5.3.1. Pertes de charges (conduite, coude, amortisseur)

Les pertes de charges dans les différents organes hydrauliques présents le long du circuit, comme les coudes, vannes, manchons sont modélisées par des pertes de charges régulières pour les conduites droites et des pertes de charges singulières pour les autres organes hydrauliques

$$\Delta p_t = \Delta p_{reg} + \Delta p_{sing} \quad \text{Eq. 5-1}$$

Avec

$$\Delta p_{reg} = \Sigma \left( \lambda \frac{L}{D} \rho \frac{Q^2}{2S^2} \right) \quad \text{Eq. 5-2}$$

$$\Delta p_{sing} = \Sigma \left( \zeta \rho \frac{Q^2}{2S^2} \right) \quad \text{Eq. 5-3}$$

Où

- $\lambda$  est le coefficient de pertes de charge régulières obtenu à l'aide de corrélations (colebrook ou autres) ou d'abaques
- L est la longueur de la conduite en m
- S est la surface de la conduite en m<sup>2</sup>
- D est le diamètre de la conduite en m
- $\rho$  est la masse volumique du fluide en kg/m<sup>3</sup>
- Q est le débit volume dans la conduite en m<sup>3</sup>/s
- $\zeta$  est le coefficient de pertes de charge singulières dépendant de la géométrie du circuit et des singularités

Les coefficients de pertes de charges associés à chaque élément seront décrits en annexe B.



La validation des modèles de pertes sera évaluée lors de la comparaison des résultats numériques aux résultats expérimentaux.

Les formules de pertes de charge (équations Eq. 5-2 et Eq. 5-3) sont intégrées dans un élément R.

### 5.3.2 Modélisation de la conduite

Il a été vu dans la littérature (cf. § 2.3 page 21) que deux méthodes existent afin de modéliser l'écoulement instationnaire dans une conduite. Ces deux méthodes sont la théorie de la colonne rigide d'une part où l'écoulement est incompressible et la théorie de l'écoulement compressible d'autre part, dans lequel les phénomènes de propagation d'ondes (de type coup de bélier, par exemple, sont pris en compte). La plage d'applicabilité de la première méthode est limitée lorsque le transitoire est rapide.

Dans notre cas une étude a été effectuée afin de connaître le temps caractéristique d'une onde de pression dans les systèmes hydrauliques BP et HP. Le temps caractéristique correspond à la période d'aller-retour de l'onde. Il est calculé comme suit :

$$t = \frac{2L}{c}$$

L étant la somme des longueurs des conduites et  $c=1338,21$  m/s la célérité de l'onde dans l'eau décrit comme suit :

$$c = \frac{\sqrt{K/\rho}}{1 + \frac{D K}{e E}}$$

Avec E le module d'élasticité des conduites, D le diamètre intérieur, e l'épaisseur de la conduite, K l'élasticité volumique pour l'eau et  $\rho$  la masse volumique

Les résultats obtenus sont présentés dans le Tableau 5-5.

Circuit	Longueur (mm)	Temps caractéristique(s)
BP	7452,61	0,011
HP	4853,01	0,0072

**Tableau 5-5 Longueurs des conduites et temps caractéristiques**

Le temps de manœuvre des vannes est de 350 ms comme précisé dans le paragraphe 3.1.2. Cette valeur est considérablement supérieure aux temps caractéristiques 11 ms pour le circuit BP et 7,2 ms pour le circuit HP. Cela signifie que le temps de manœuvre des vannes est considéré comme lent. Dans ce cas, les effets de compressibilité dans l'écoulement peuvent être négligés et la théorie de la colonne rigide est utilisée dans la suite afin de modéliser la conduite. Cette théorie considère que la fermeture de la vanne n'affecte que les aspects inertiels et frictionnels de l'écoulement transitoire dans les conduites. Le modèle de frottement a été présenté dans le paragraphe précédent tandis que le modèle d'inertie en conduite est décrit par l'équation Eq. 5-4 :

$$\Delta p_{inertie} = \int_1^2 \frac{\rho}{S} \frac{\partial Q}{\partial t} dl \quad \text{Eq. 5-4}$$

Il est tiré de la partie inertielle de l'équation d'Euler appliquée à l'écoulement incompressible et non permanent à travers une conduite, intégrée ensuite le long d'une ligne de courant entre l'entrée et la sortie de la conduite.

$$\Delta p_{inertie} = \frac{\rho L}{S} \frac{dQ}{dt} \quad \text{Eq. 5-5}$$

Ce phénomène est représenté par un élément I.

### 5.3.3 Modélisation de la pompe

Dans cette partie la modélisation de la pompe en mode pompe est réalisée. Cependant, dans le cadre des futurs travaux en mode turbine, les caractéristiques de la pompe pour différents régimes de fonctionnement ont été relatées dans la littérature (KNAPP, 1937)

La méthode de modélisation de la pompe est basée sur la courbe caractéristique de la pompe obtenue expérimentalement associée aux lois de similitude.

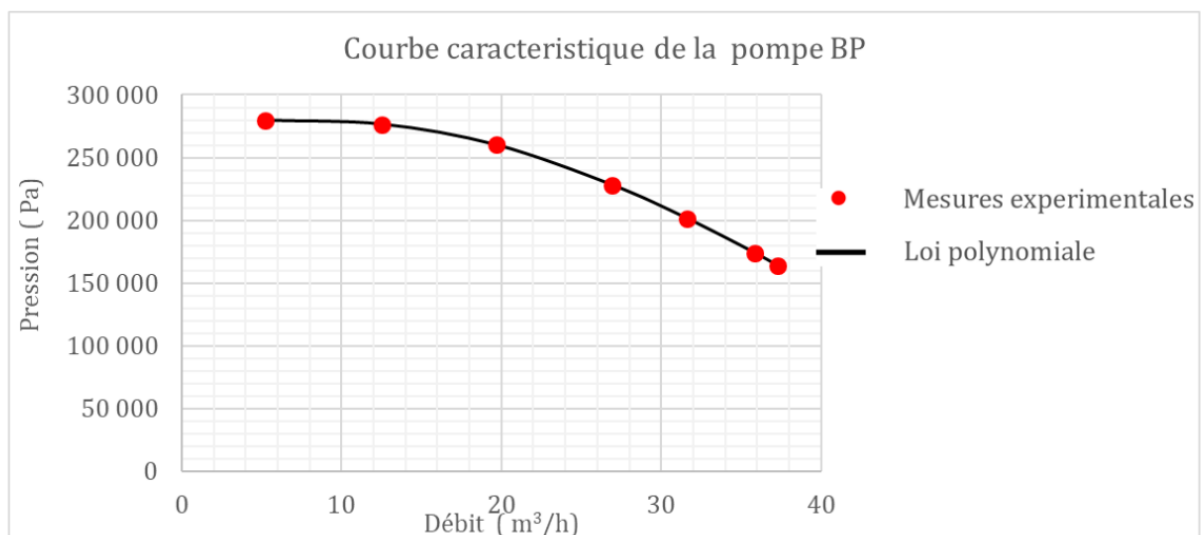
Son équation à vitesse de rotation fixe est en général donnée par un polynôme de second degré qui s'écrit comme suit :

$$H = aQ^2 + bQ + c \quad \text{Eq. 5-6}$$

Avec a, b et c des constantes connues.

H est la hauteur fournie par la pompe en m et Q le débit en m<sup>3</sup>/s.

Elle est obtenue à partir de l'interpolation polynomiale des mesures expérimentales obtenues en des points de fonctionnement de la pompe tournant à vitesse nominale. Sa courbe est représentée sur la Figure 5-2 dans les cas de la pompe BP. Pour le cas turbine on utiliserait les caractéristiques prédites par les calculs CFD associées aux résultats expérimentaux.



**Figure 5-2 Courbe caractéristique de la pompe BP à la vitesse nominale**

Cette courbe peut être retrouvée à toute vitesse de rotation. Pour chaque courbe, il existe un point nominal pour lequel le rendement est maximal. Lors des expériences de stockage d'énergie

présentées dans ce mémoire, la vitesse de la pompe est constamment ajustée. Pour déterminer la performance de la machine aux autres vitesses les lois de similitudes sont utilisées.

Ces lois régissent la performance de la pompe en stationnaire lorsque la vitesse ou le diamètre de la roue est modifié. Dans notre cas le diamètre de la roue est constant.

On a alors à condition de négliger les effets dus au nombre de Reynolds, les relations suivantes dans le cas d'une pompe fonctionnant à deux différentes vitesses de rotations  $\omega_1$  et  $\omega_2$  :

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1}; \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2; \frac{P_{U2}}{P_{U1}} = \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^3 \quad \text{Eq. 5-7}$$

L'indice 1 et 2 correspondent respectivement aux paramètres de la pompe à la vitesse  $\omega_1$  et  $\omega_2$ .

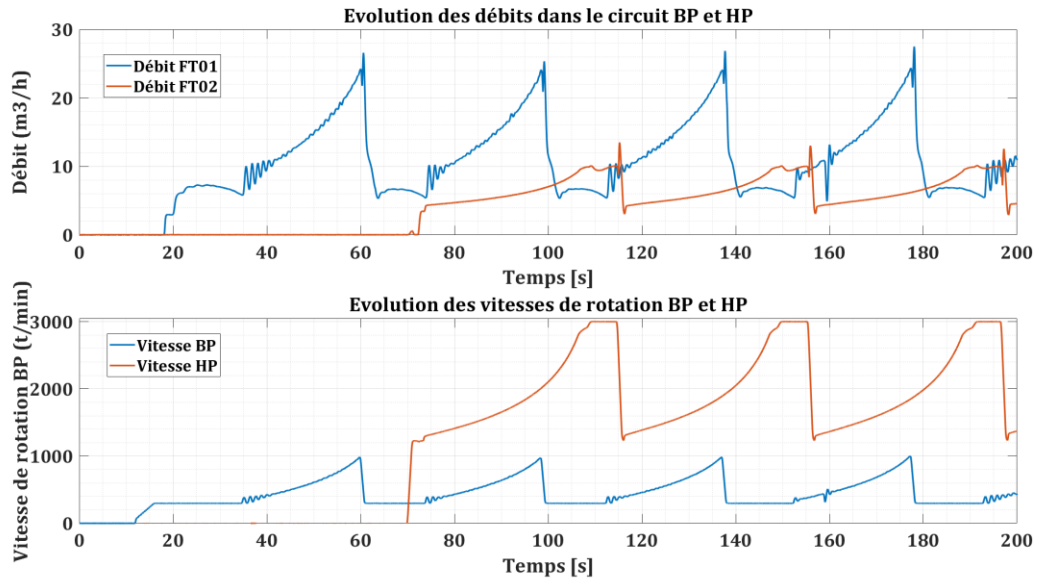
En prenant en compte les lois de similitudes et l'équation de la courbe caractéristique connue de la pompe on obtient alors le modèle de pompe suivant

$$p_2 = aQ_2^2 + b * Q_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) + c * \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 \quad \text{Eq. 5-8}$$

Pour résumer, le modèle de pompe est basé sur deux hypothèses

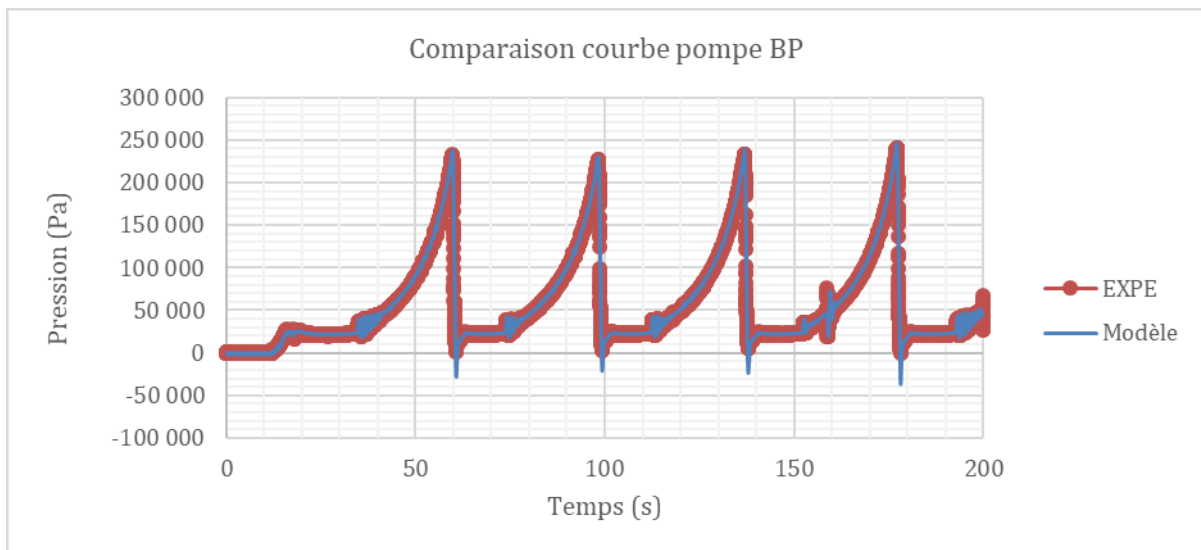
- Quasi stationnarité : la performance de la pompe en régime stationnaire est supposée être bien représentée par sa courbe de performance stationnaire
- Similitude : la performance de la machine est supposée être toujours parfaitement en similitude avec celle à grande vitesse. Les effets dus au nombre de Reynolds aux faibles vitesses de rotation sont négligés.
- Validation du modèle de pompe

Afin de valider les modèles de pompe basse pression et haute pression, une comparaison est réalisée entre la pression fournie par une pompe donnée par le modèle décrit précédemment et la pression obtenue expérimentalement en mode stockage. Les données d'entrée du modèle sont le débit Q et la vitesse de rotation  $\omega$  de la pompe issues des essais expérimentaux montrées sur la Figure 5-3. Le premier graphe de la Figure 5-3 présente les débits dans chaque circuit BP et HP tandis que les vitesses de rotations sont sur le deuxième graphe.

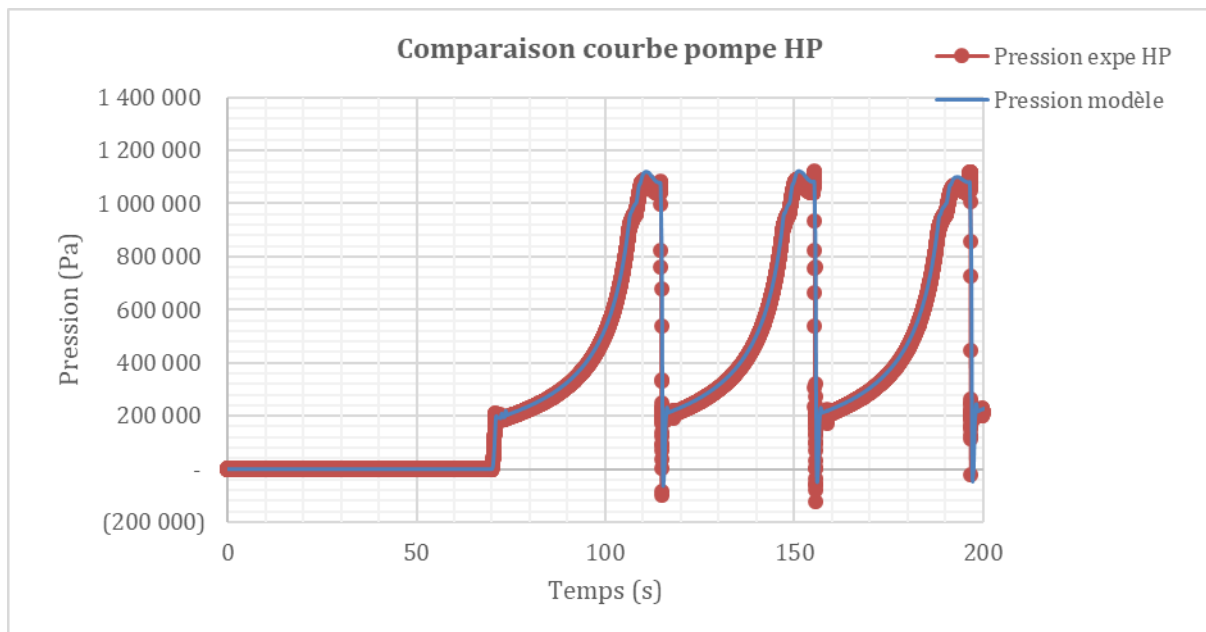


**Figure 5-3 Evolution des débits dans les circuits BP et HP (a) et vitesses de rotation des pompes BP et HP (b)**

En injectant ces données dans l'équation Eq. 5-8 de pompe élaborée pour la pompe basse pression et la pompe haute pression, on obtient la Figure 5-4 et la Figure 5-5 :

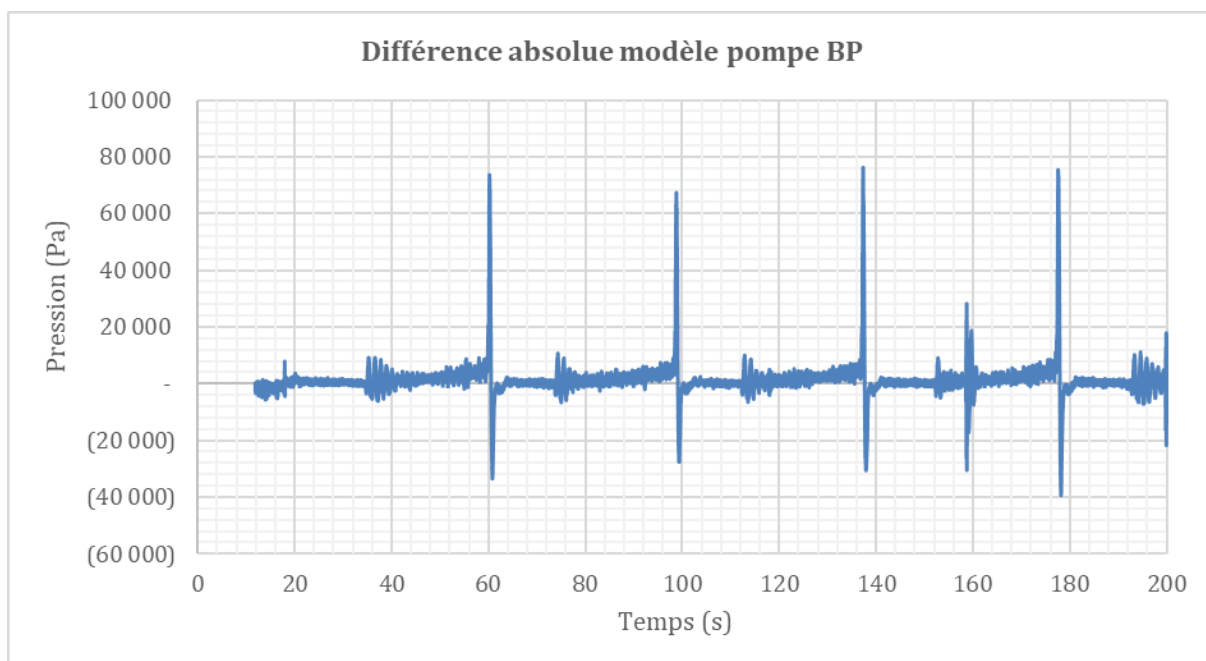


**Figure 5-4 Comparaison de la pression obtenue expérimentalement et à partir du modèle de pompe BP**

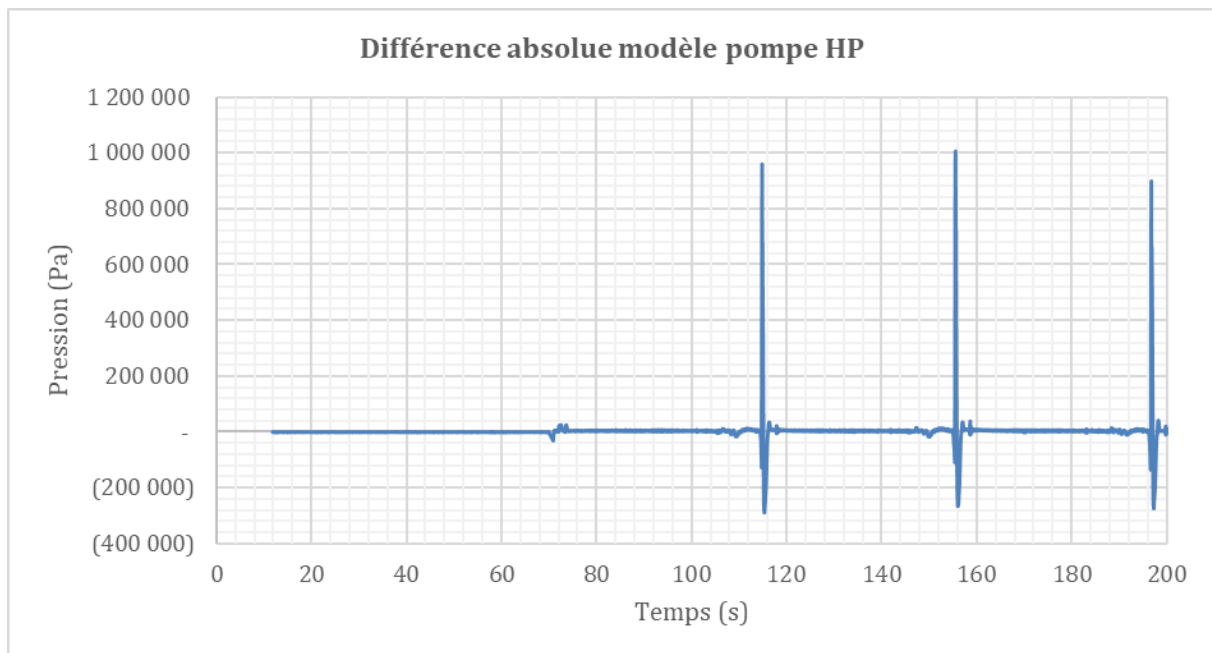


**Figure 5-5 Comparaison de la pression obtenue expérimentalement et à partir du modèle de pompe HP**

Les courbes observées sur la Figure 5-4 et la Figure 5-5 représentent l'évolution de l'augmentation de pression fournie par les pompes BP et HP lors du remplissage des chambres de compression les unes à la suite des autres. Il est observé que dans les deux cas les modèles sont globalement en bon accord avec les résultats expérimentaux sauf au moment de la commutation. Les différences absolues entre les deux cas sont montrées sur les Figure 5-6 et Figure 5-7. Une différence maximale de l'ordre de 74 513 Pa pour la pompe BP et l'ordre de 979 290 Pa pour la pompe HP est observée à cette période. Tandis cette différence est plus faible durant les périodes de compression. En effet, un écart de l'ordre de 2,5 % (1400 Pa) pour la pompe BP et de 1,2 % (4000 Pa) pour la pompe HP en moyenne est constatée. Cet écart peut provenir de plusieurs facteurs.



**Figure 5-6 Erreur absolue modèle pompe BP**



**Figure 5-7 Erreur absolue modèle pompe HP**

Dans un premier temps le modèle de pompe utilisé est quasi stationnaire. Cependant la vitesse de rotation de la pompe et le débit subissent des variations rapides en un temps très court notamment au moment de la commutation. La vitesse de rotation des pompes BP et HP diminue respectivement d'environ 68 % et 56 % en 1 s pendant cette période. Le débit de la pompe BP et HP diminue aussi respectivement d'environ 55,8 % et de 76,9 %. Ces variations rapides remettent en cause la validité du modèle pendant la période de commutation.

Il a été vu dans les paragraphes 2.4.1 page 24 et 2.4.2 page 28 relatant l'état de l'art de la modélisation de la pompe pendant les périodes transitoires l'influence des termes d'inerties liés à l'accélération angulaire de la pompe et l'accélération du fluide. Ces termes ne sont pas présents dans le modèle utilisé car l'expression de ces termes est reliée à la géométrie de la pompe qui est inconnue notamment pour la pompe haute pression.

Dans un second temps, la précision de la mesure au moment de la commutation n'est pas connue. Le capteur utilisé est un débitmètre électromagnétique qui présente une erreur relative après étalonnage en moyenne de -3,32% pour le débitmètre dans le circuit BP et de -4,59% pour celui dans le circuit HP.

Le modèle de la pompe est adapté tout au long de la simulation sauf, pendant des temps très courts, au moment de chaque commutation. Dans la suite, l'équation Eq. 5-8 est utilisée pour modéliser les pompes dans les modèles bond graph.

Elles sont modélisées par un élément Mse (source d'effort). Les données d'entrée du modèle sont la vitesse de rotation de la pompe qui est connue et le débit obtenu dans la simulation. Le modèle de la pompe fournit alors une pression en sortie.

### 5.3.4 Modèle du piston liquide

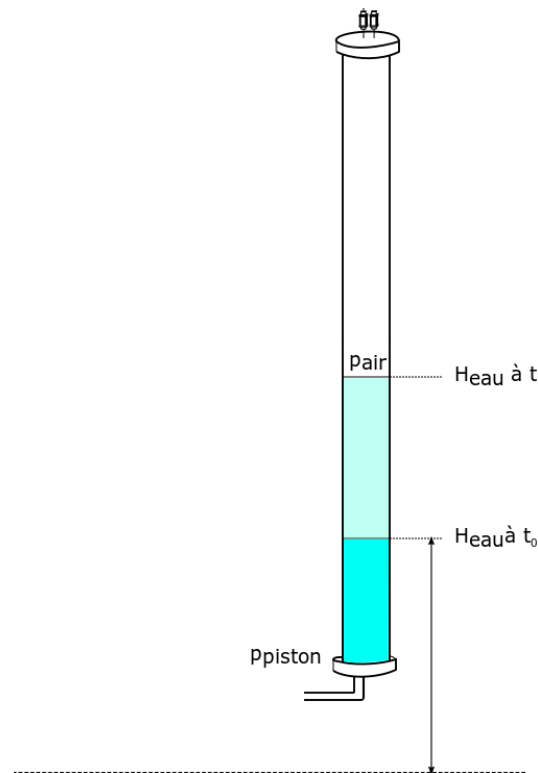


Figure 5-8 Piston en mode pompe

Les pistons liquides ou encore les chambres de compression ont été développés par (NEU, 2017). Le principe est de comprimer l'air présent initialement dans la chambre en utilisant des machines hydrauliques qui vont permettre d'augmenter le niveau de l'eau dans la chambre. L'eau joue alors le rôle d'un piston liquide. L'air comprimé est ensuite stocké dans des réservoirs sous pression. Cette méthode est utilisée afin d'augmenter la surface d'échanges thermiques pendant la compression dans le but de minimiser les variations de température. Le piston permet alors, en mode stockage et en mode déstockage, la réalisation d'une compression et d'une détente quasi-isotherme.

Les chambres de compression sont reliées aux différents circuits distincts BP, HP et RV en amont et au réservoir d'air en aval.

La pression à l'entrée du piston liquide peut être exprimée comme suit :

$$p_{piston}(t) = \rho_{eau}gH_{eau}(t) + P_{air}(t)$$

Eq. 5-9

Cette pression est la somme de la pression de l'air sous pression augmentée de la pression due à la colonne d'eau ajoutée dans le piston.

- La pression de l'air au sein du piston liquide est calculée dans un premier temps à l'aide la loi de Boyle -Mariotte qui traduit le caractère isotherme du gaz parfait comprimé.

$$p_{air}(0)V_{volume\ air}(0) = p_{air}(t)V_{volume\ air}(t)$$

**Eq.  
5-10**

$$p_{t(air)} = \frac{p_{air}(0)V_{volume\ air}(0)}{V_{volume\ air}(t)}$$

Avec

$$V_{volume\ air}(t) = V_{volume\ air}(0) - V_{volume\ eau}(t)$$

Or

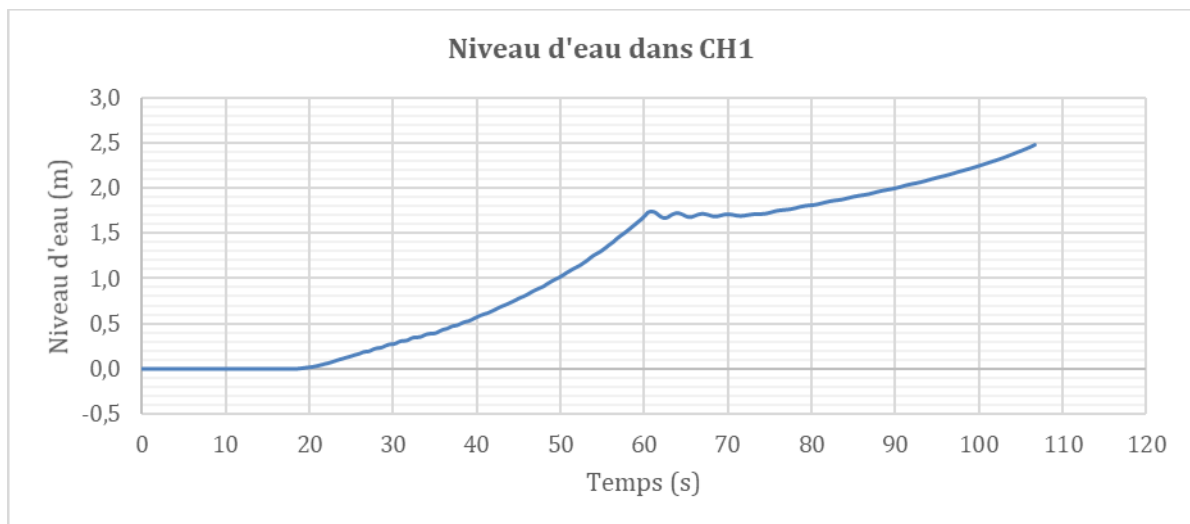
$$H_{eau}(t) = \frac{V_{volume\ eau}(t)}{S_{pl}} = \frac{1}{S_{pl}} \int Q_{eau} dt$$

Avec  $S_{pl}$  la surface du piston liquide

$$p_{piston}(t) = \rho g \frac{1}{S_{pl}} \int Q_{eau} dt + \frac{P_{air}(0)V_{volume\ air}(0)}{V_{volume\ air}(t)} \quad \text{Eq. 5-11}$$

Le modèle bond graph est un élément C avec en entrée le débit du fluide, le volume et la pression de l'air à l'état initial dans la chambre de compression. Le modèle donne en sortie la pression  $p_{piston}$ .

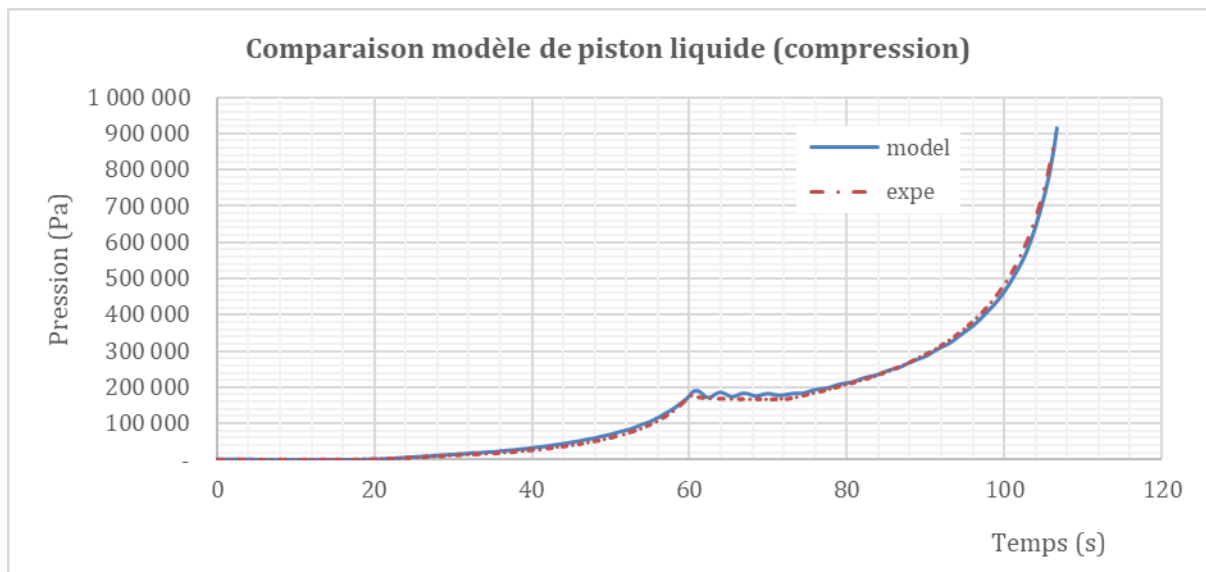
Afin de valider le modèle de piston liquide, une comparaison avec les essais expérimentaux est effectuée. La hauteur d'eau est obtenue expérimentalement à l'aide des capteurs de niveau. Elle est montrée sur la Figure 5-9. Une oscillation du niveau d'eau, à partir de  $t=60$  s, est constatée au moment du relais de la pompe BP et HP sur une durée de 15 s.



**Figure 5-9 Niveau d'eau dans CH1**

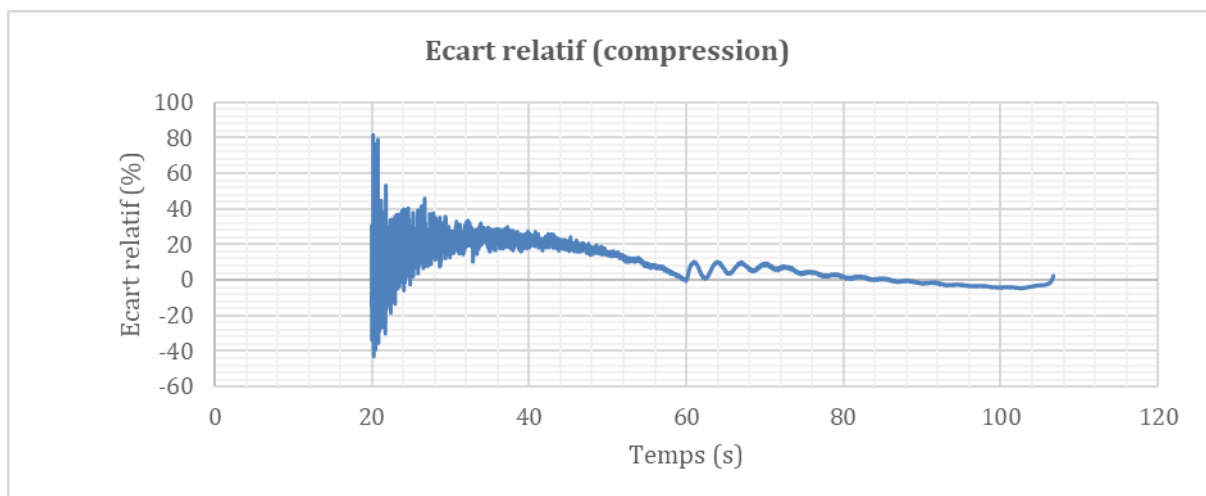
La Figure 5-10 montre l'évolution de la pression de l'air dans la chambre de compression CH1 obtenue à l'aide du modèle, comparée aux résultats des essais en mode stockage. On observe que les deux courbes sont assez similaires.





**Figure 5-10 Comparaison de la pression de l'air expérimentale et numérique**

L'écart relatif entre les deux courbes est présenté Figure 5-11. Cet écart est élevé au début de la compression, car les valeurs absolues sont faibles. Il diminue petit à petit jusqu'à s'annuler puis remonte jusqu'à 10 % pendant la période d'oscillation (à partir de 59 s). Il diminue une nouvelle fois ensuite pour arriver à des niveaux de 5 %.



**Figure 5-11 Erreur relative entre les courbes de pression de l'air expérimentale et numérique**

L'erreur induite par la modélisation reste donc modérée pendant la durée de la compression. Le modèle utilisé considère que la compression est réalisée de manière isotherme. Cependant, une variation de température d'environ 30°C est observée expérimentalement entre le début et la fin de la compression.

L'utilisation d'un modèle prenant en compte les effets des échanges de chaleur permettrait probablement d'améliorer les résultats.

## 5.4 Modélisation du système

Dans le but de modéliser le système ODySEA, un circuit simplifié comprenant le réservoir d'eau, le circuit BP menant vers un piston liquide est dans un premier temps étudié selon le schéma de la Figure 5-12.

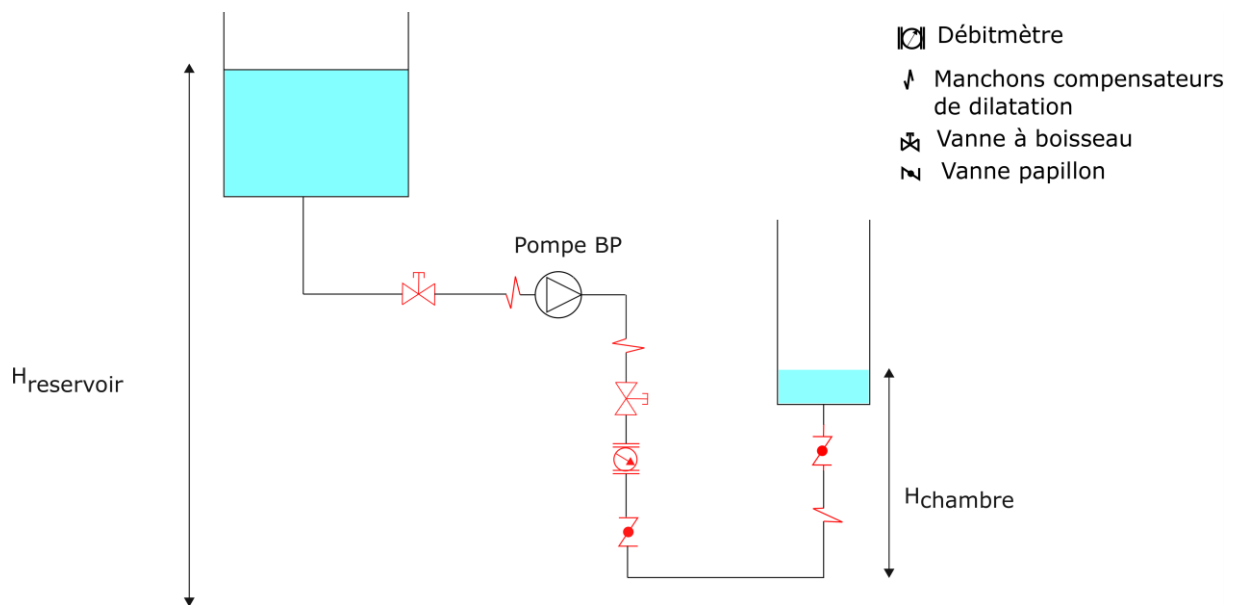


Figure 5-12 Schéma simplifiée pour la 1<sup>er</sup> modélisation

Ensuite, un circuit menant vers deux chambres est modélisé (Figure 5-13)

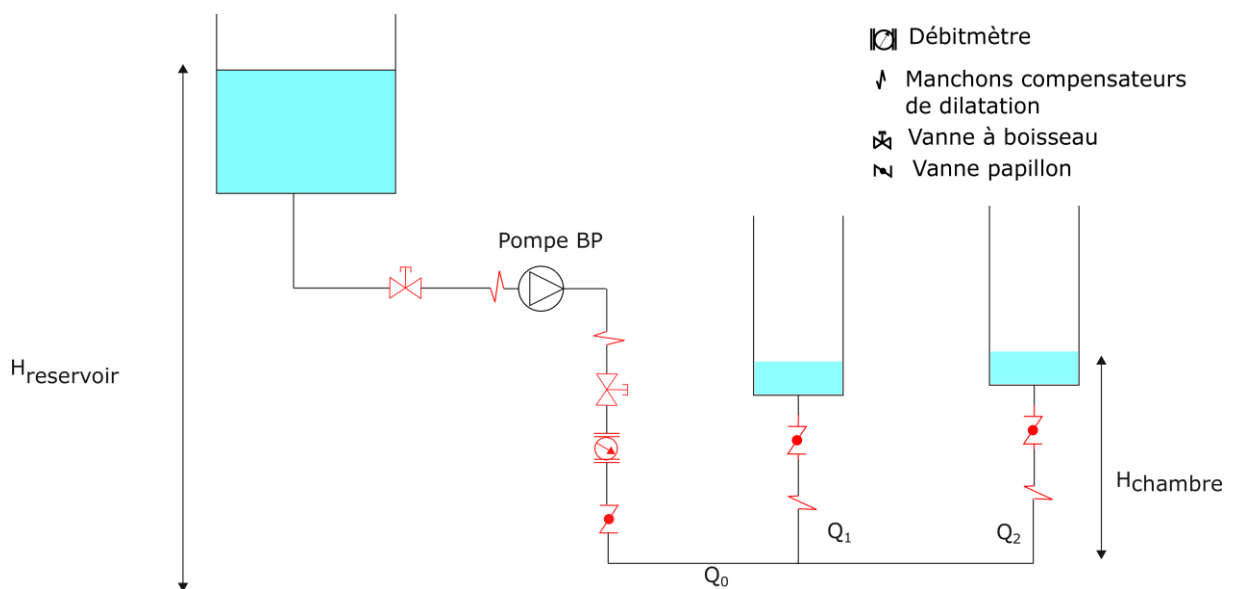


Figure 5-13 Schéma simplifié du système cas 2 chambres

Le premier modèle est étudié sans la présence de la pompe. Ce cas correspond donc à une vidange de réservoir. Le deuxième cas, représenté sur la Figure 5-13, inclut l'effet d'une pompe dans le circuit. Dans ces cas, les niveaux d'eau des réservoirs sont supposés constants pendant toute la durée de la simulation afin d'obtenir un fonctionnement stationnaire du circuit qui pourra être comparé à un modèle analytique. La comparaison est réalisée selon des valeurs choisies pour les

pressions dans les chambres et dans le réservoir (Tableau 5-6). Dans un dernier temps, un troisième système comprenant le circuit BP et HP, les pompes, et deux chambres est modélisé (Figure 5-14) en transitoire. La validation du modèle est effectuée en comparant les résultats obtenus numériquement aux résultats expérimentaux.

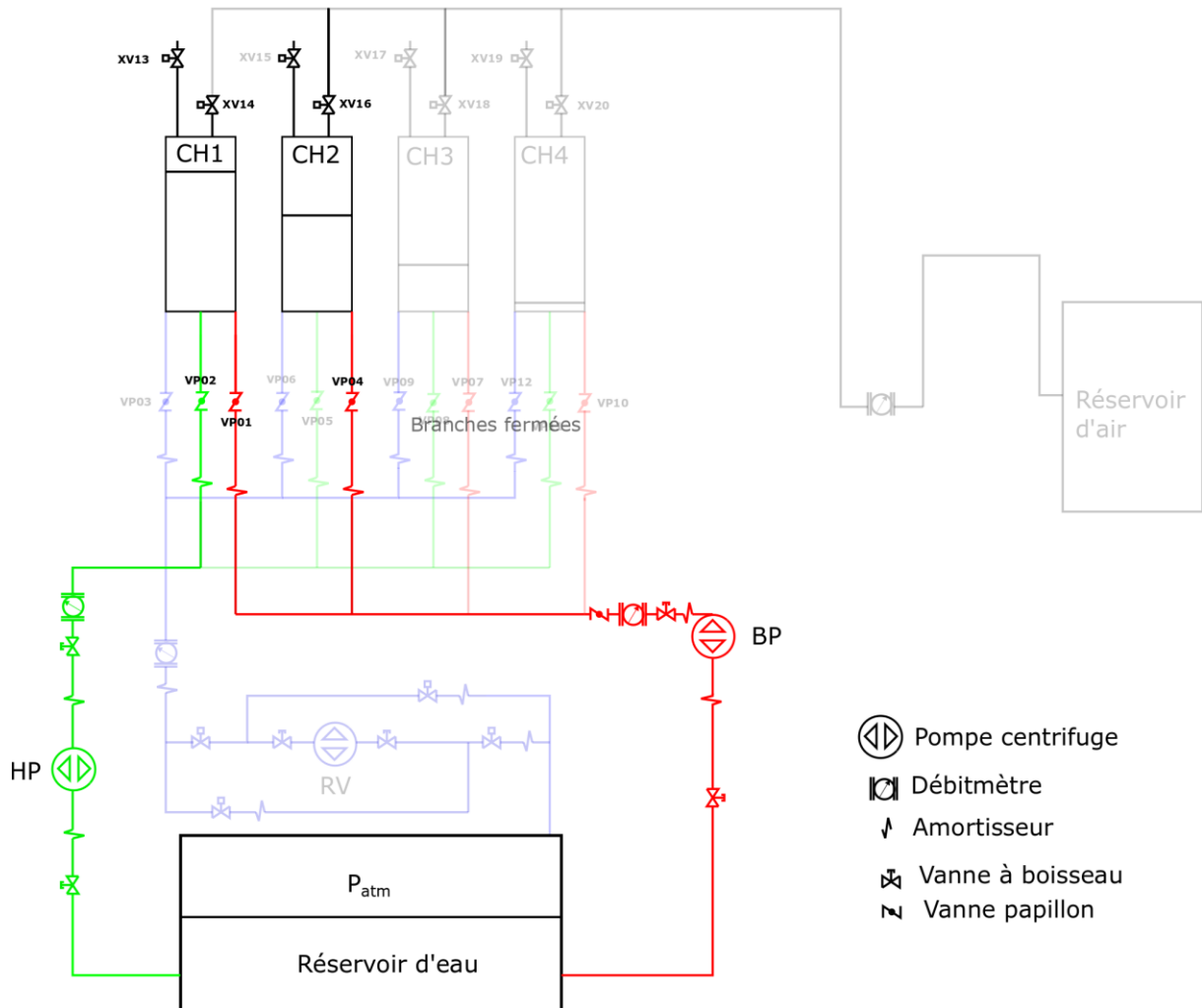


Figure 5-14 Schéma du circuit modélisé

### 5.4.1 Modèles stationnaires

a. Cas stationnaire : Modèle avec 1 chambre de compression (comparaison calcul analytique)

Comme précisé précédemment, dans un premier temps, seule une branche d'un circuit, ici le circuit doté de la pompe BP, est considéré. Le circuit est composé d'un réservoir d'eau, relié à une conduite et un piston liquide. La surface de référence étant le sol.

La modélisation du système est réalisée avec la méthode Bond Graph sur 20-sim. La structure du modèle est validée à l'aide des résultats analytiques en modélisant une partie du circuit BP. Dans un premier temps, seul l'écoulement dans le réservoir, les conduites et le pistons est considéré. La Figure 5-15 représente le schéma du circuit considéré. La nomenclature est détaillée dans le chapitre 3.

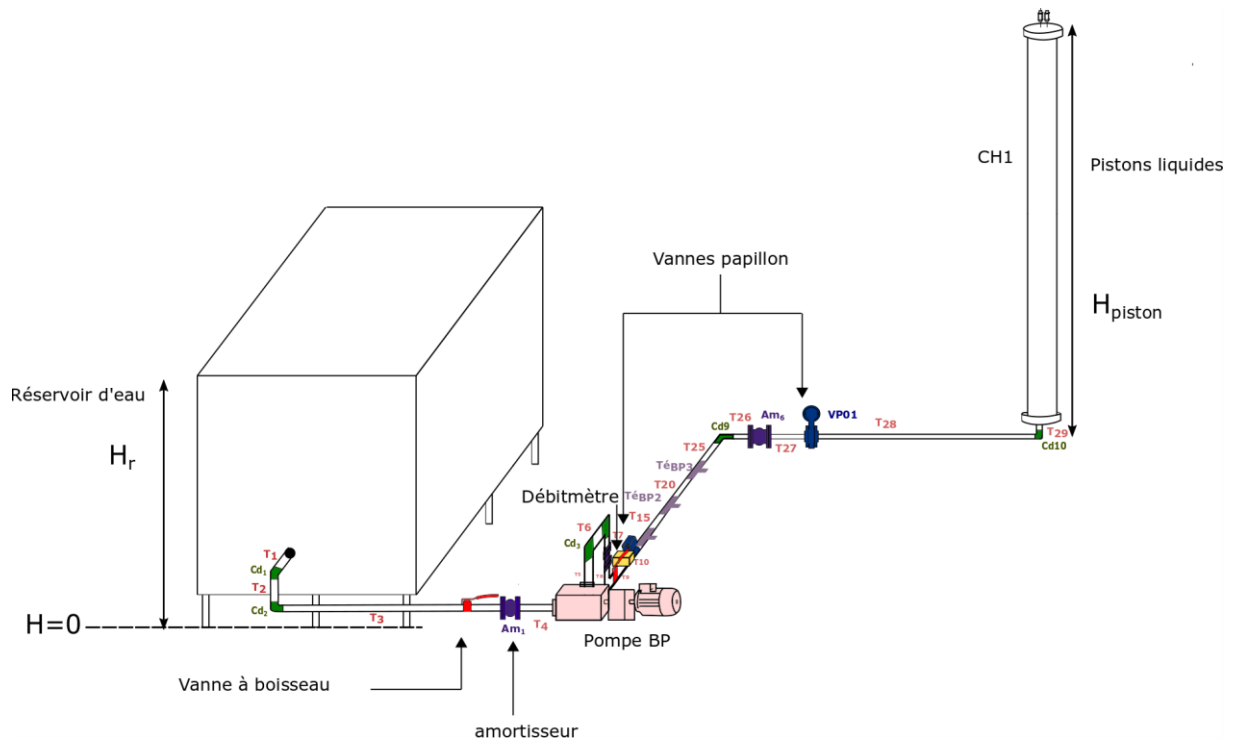


Figure 5-15 Schéma circuit simple étudié circuit BP

Les paramètres initiaux sont listés dans le tableau suivant.

<i>Parametres systeme</i>		
$\rho$	1000 kg/m <sup>3</sup>	<i>masse volumique eau</i>
$H_{\text{reservoir}}$	1,31 m	<i>Hauteur eau réservoir</i>
$H_{\text{piston}}$	1,06 m	<i>Hauteur eau piston</i>
$p_{\text{reservoir}}$	101325 Pa	<i>Pression surface eau reservoir</i>
$p_{\text{piston}}$	101325 Pa	<i>Pression surface eau piston</i>
$g$	9,81 m/s <sup>2</sup>	<i>Pesanteur</i>
$\lambda$	0,027467	<i>Coefficient pertes de charge régulières</i>

Tableau 5-6 Paramètres du système

- Calcul analytique

La Figure 5-15 est réduite à la Figure 5-12 dans laquelle quelques organes hydrauliques ont été simplifiés tels que les coudes et les conduites.

On étudie l'écoulement entre deux réservoirs. Le fluide est considéré incompressible et l'écoulement permanent. On évalue le débit qui passe dans le circuit à l'aide de l'équation de Bernoulli appliquée entre le réservoir d'eau ( $H_{\text{réservoir}}$ ) et la chambre de compression ( $H_{\text{piston}}$ ). Ce cas a été réalisé afin de valider le modèle bond graph. Les pertes de charges singulières sont négligées.

$$p_{\text{réservoir}} + \frac{1}{2}\rho v_{\text{réservoir}}^2 + \rho g H_{\text{réservoir}} = p_{\text{piston}} + \frac{1}{2}\rho v_{\text{piston}}^2 + \rho g H_{\text{piston}} + \sum \Delta p_{\text{reg}} \quad \text{Eq. 5-12}$$

La vitesse dans le réservoir est négligée.

$p_{\text{réservoir}} = p_{\text{piston}} = p_{\text{atm}}$ , la pression atmosphérique. Et

$$\sum \Delta p_{\text{reg}} = \sum_i \lambda \rho \frac{L_{T_i}}{D_{T_i}} \frac{Q^2}{2S_{T_i}^2}$$

On a donc

$$p_{\text{réservoir}} + \rho g H_{\text{réservoir}} = p_{\text{piston}} + \frac{1}{2}\rho \frac{Q^2}{S_{\text{piston}}^2} + \rho g H_{\text{piston}} + \sum \lambda \rho \frac{L_{T_i}}{D_{T_i}} \frac{Q^2}{2S_{T_i}^2} \quad \text{Eq. 5-13}$$

$$(p_{\text{réservoir}} - p_{\text{piston}}) + \rho g (H_{\text{réservoir}} - H_{\text{piston}}) = Q^2 \left( \frac{\rho}{2S_{\text{piston}}^2} + \sum \lambda \frac{L_{T_i}}{D_{T_i}} \frac{\rho}{2S_{T_i}^2} \right) \quad \text{Eq. 5-14}$$

On obtient donc l'expression du débit :

$$Q = \sqrt{\frac{\rho g (H_{\text{réservoir}} - H_{\text{piston}})}{\left( \frac{\rho}{2S_{\text{piston}}^2} + \sum \lambda \frac{L_{T_i}}{D_{T_i}} \frac{\rho}{2S_{T_i}^2} \right)}} \quad \text{Eq. 5-15}$$

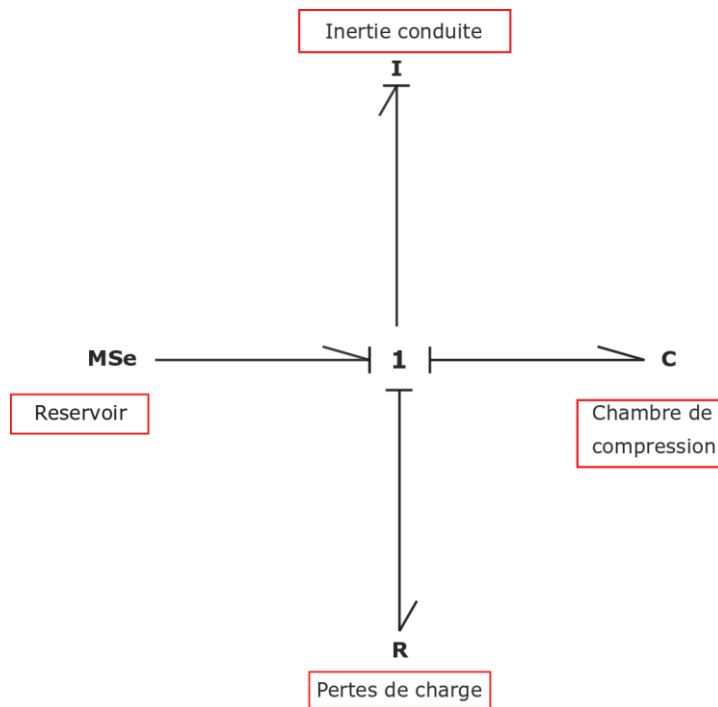
- Modélisation Bond Graph :

Un modèle Bond Graph du même circuit simplifié est montré sur la Figure 5-16. Il est comparé aux résultats analytiques obtenues à partir de l'équation Eq. 5-15. Le modèle Bond Graph diffère du modèle analytique dans la mesure où il est nécessaire d'insérer un terme d'inertie dans la modélisation sur le logiciel 20-sim car un modèle Bond Graph doit comporter au moins une équation différentielle. Par conséquent, dans le modèle Bond Graph proposé, un élément inertiel I représentant les conduites est ajouté. Le réservoir d'eau est modélisée comme une source d'effort (donc de pression) représentée par l'élément *MSe*. Il correspond au terme stationnaire : " $p_{\text{réservoir}} + \rho g H_{\text{réservoir}}$ " dans l'équation de Bernoulli.

Le piston liquide est représenté par l'élément élément capacitif C. Dans cette partie, les équations du paragraphe 5.3.4 sont remplacés par le terme stationnaire " $p_{\text{piston}} + \frac{1}{2}\rho \frac{Q^2}{S_{\text{piston}}^2} + \rho g H_{\text{piston}}$ ".

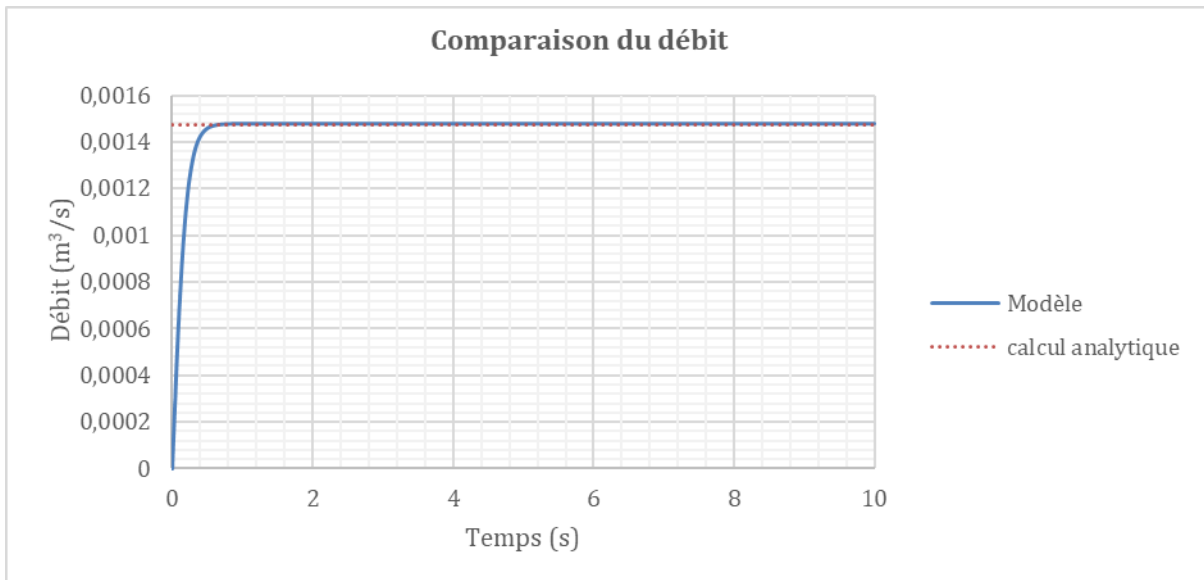
Enfin, les pertes de charges régulières sont modélisées par l'élément résistif R.

Chaque élément est relié au circuit à l'aide de la jonction 1. A cette jonction, la somme des pressions entrantes est égale à la somme des pressions sortantes mais les débits sont égaux.



**Figure 5-16 Bond Graph du circuit simple avec les pertes de charges singulières et les pertes de charges linéaires**

Le débit est l'inconnue dans le système. Il est initialisé à 0 au début du calcul et est comparé à la valeur de débit obtenue analytiquement (Figure 5-17). Après un court transitoire, les résultats sont similaires dans les deux cas. Par conséquent le modèle Bond Graph des éléments utilisés dans ce cas sont validés.



**Figure 5-17 Comparaison du débit obtenu analytiquement et par le modèle bond graph**

b. . Cas stationnaire : Modèle avec 2 branches (comparaison calcul analytique)

Dans un second cas, une chambre est ajoutée au même circuit comme montré sur la Figure 5-18. Le schéma correspondant est donné sur la Figure 5-13. Les équations diffèrent de celles établies précédemment car on considère deux lignes de courant entre le réservoir et chacune des chambres. De plus, l'équation de continuité à la jonction entre les deux branches secondaires est requise. Par ailleurs, une pompe est ajoutée dans le circuit. Les paramètres initiaux sont les mêmes que dans le premier cas et donnés au Tableau 5-6; la hauteur d'eau dans les deux pistons est identique. La vitesse de rotation de la pompe est de 993 tr/min.

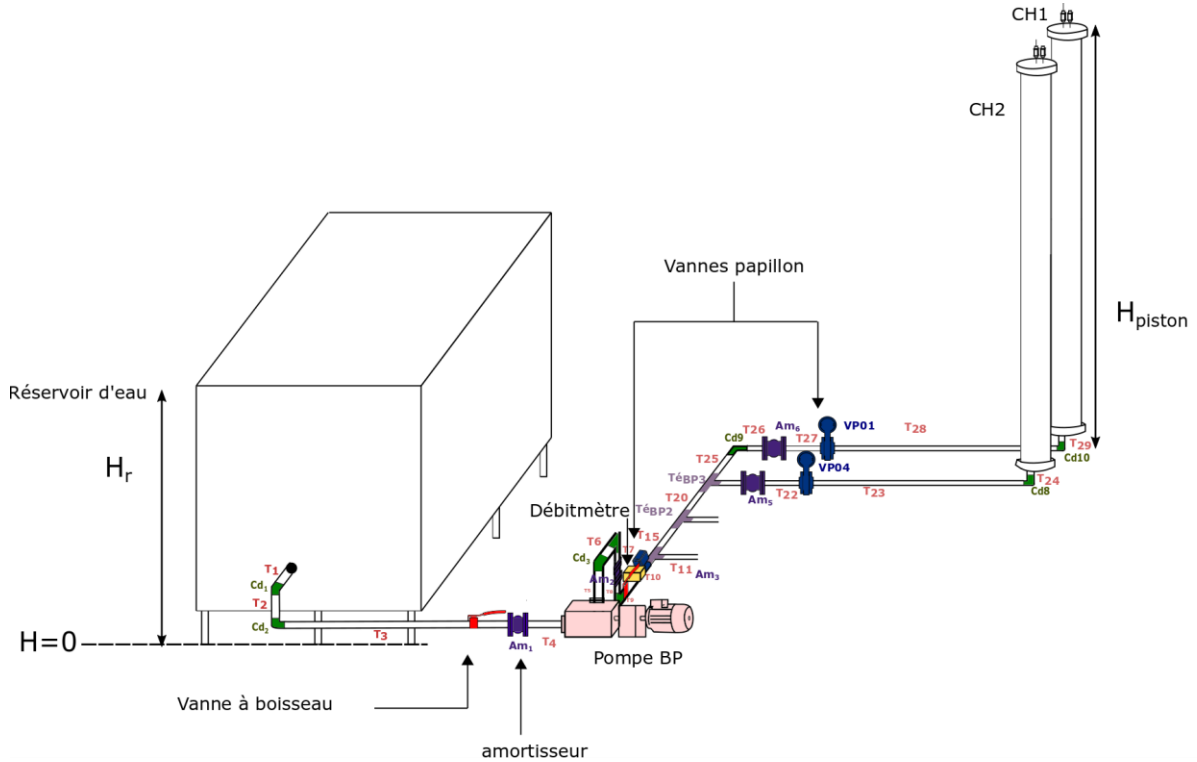


Figure 5-18 Circuit avec deux branches

L'écoulement est toujours considéré comme étant incompressible et permanent. Les deux réservoirs sont remplis en même temps. Le théorème de Bernoulli est appliqué :

Entre Le réservoir et le piston liquide 0

$$p_{reservoir} + \rho g H_{reservoir} + \Delta P_{pompe} = p_0 + \rho g H_0 + \rho \frac{Q_0^2}{2S_{T_{20}}^2} + \sum_{i=1}^{20} \left( \lambda_i \rho \frac{L_{T_i}}{D_{T_i}} \frac{Q_0^2}{2S_{T_i}^2} + \frac{\rho K Q_0^2}{2 S_{T_i}^2} \right) \quad \text{Eq. 5-16}$$

Entre le point 0 (point de séparation des deux circuits) et le piston 1

$$p_0 + \rho g H_0 + \rho \frac{Q_0^2}{2S_{T_{20}}^2} = p_{piston1} + \rho g H_{piston1} + \rho \frac{Q_1^2}{2S_{T_{25}}^2} + \sum_{i=25}^{29} \left( \lambda_i \rho \frac{L_{T_i}}{D_{T_i}} \frac{Q_1^2}{2S_{T_i}^2} + \frac{\rho K Q_1^2}{2 S_{T_i}^2} \right) \quad \text{Eq. 5-17}$$

Entre le point 0 et le piston 2

$$p_0 + \rho g H_0 + \rho \frac{Q_0^2}{2S_{T_{20}}^2} = p_{piston2} + \rho g H_{piston2} + \rho \frac{Q_2^2}{2S_{T_{21}}^2} + \sum_{i=21}^{24} \left( \lambda_i \rho \frac{L_{T_i}}{D_{T_i}} \frac{Q_2^2}{2S_{T_i}^2} + \frac{\rho K Q_2^2}{2 S_{T_i}^2} \right) \quad \text{Eq. 5-18}$$

Et l'équation de continuité a la jonction

$$Q_0 = Q_2 + Q_1$$

**Eq. 5-19**

Avec  $\Delta p_{pompe} = aQ^2 + b * Q \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) + c * \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2$

On pose

$$\alpha_0 = \frac{\rho}{2} \left( \frac{1}{S_{T_{20}}^2} + \sum_{i=1}^{20} \left( \frac{L_{T_i}}{D_{T_i}} \frac{\lambda_i}{S_{T_i}^2} + \frac{K}{S_{T_i}^2} \right) \right)$$

$$\alpha_1 = \frac{\rho}{2} \left( \frac{1}{S_{T_{25}}^2} + \sum_{i=25}^{29} \left( \frac{L_{T_i}}{D_{T_i}} \frac{\lambda_i}{S_{T_i}^2} + \frac{K}{S_{T_i}^2} \right) \right)$$

$$\alpha_2 = \frac{\rho}{2} \left( \frac{1}{S_{T_{21}}^2} + \sum_{i=21}^{24} \left( \frac{L_{T_i}}{D_{T_i}} \frac{\lambda_i}{S_{T_i}^2} + \frac{K}{S_{T_i}^2} \right) \right)$$

Les équations Eq. 5-16, Eq. 5-17, Eq. 5-18 deviennent

$$p_{reservoir} + \rho g H_{reservoir} + \Delta p_{pompe} = P_0 + \rho g H_0 + \alpha_0 Q_0^2$$

**Eq. 5-20**

$$p_0 + \rho g H_0 + \rho \frac{Q_0^2}{2S_{T_{20}}^2} = p_{piston1} + \rho g H_{piston 1} + \alpha_1 Q_1^2$$

**Eq. 5-21**

$$p_0 + \rho g H_0 + \rho \frac{Q_0^2}{2S_{T_{20}}^2} = p_{piston2} + \rho g H_{piston 2} + \alpha_2 Q_2^2$$

**Eq. 5-22**

On fait la difference (Eq 5-21) – (Eq. 5-22)

$$p_{piston1} + \rho g H_{piston 1} + \alpha_1 Q_1^2 = p_{piston2} + \rho g H_{piston 2} + \alpha_2 Q_2^2$$

**Eq. 5-23**

Si les deux branches sont identiques alors

$$Q_2 = Q_1$$

$$Q_0 = 2Q_1$$

**Eq. 5-24**

On écrit alors Bernoulli entre le réservoir et le piston 2

$$p_{reservoir} + \rho g H_{reservoir} + \Delta p_{pompe} = p_{piston2} + \rho g H_{piston 2} + \alpha_0 Q_0^2 + \alpha_1 Q_1^2$$

**Eq. 5-25**



$$p_{reservoir} + \rho g H_{reservoir} + \Delta p_{pompe} = p_{piston2} + \rho g H_{piston2} + \left(\alpha_0 + \frac{\alpha_1}{4}\right) Q_0^2 \quad \text{Eq. 5-26}$$

$$\text{Avec } \Delta p_{pompe} = a Q_0^2 + b * Q_0 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) + c * \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2$$

$$\left(a - \alpha_0 - \frac{\alpha_1}{4}\right) Q_0^2 + b * Q_0 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right) + c * \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + p_{reservoir} + \rho g H_{reservoir} - p_{piston2} - \rho g H_{piston2} = 0 \quad \text{Eq. 5-27}$$

C'est une équation du second ordre avec

$$\Delta = \left(b \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)\right)^2 - 4\left(a - \alpha_0 - \frac{\alpha_1}{4}\right) * \left(c \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 * (p_{reservoir} + \rho g H_{reservoir} - p_{piston2} - \rho g H_{piston2})\right) \quad \text{Eq. 5-28}$$

$$Q_0 = \frac{-\left(b \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)\right) \pm \sqrt{\Delta}}{2\left(a - \alpha_0 - \frac{\alpha_1}{4}\right)} \quad \text{Eq. 5-29}$$

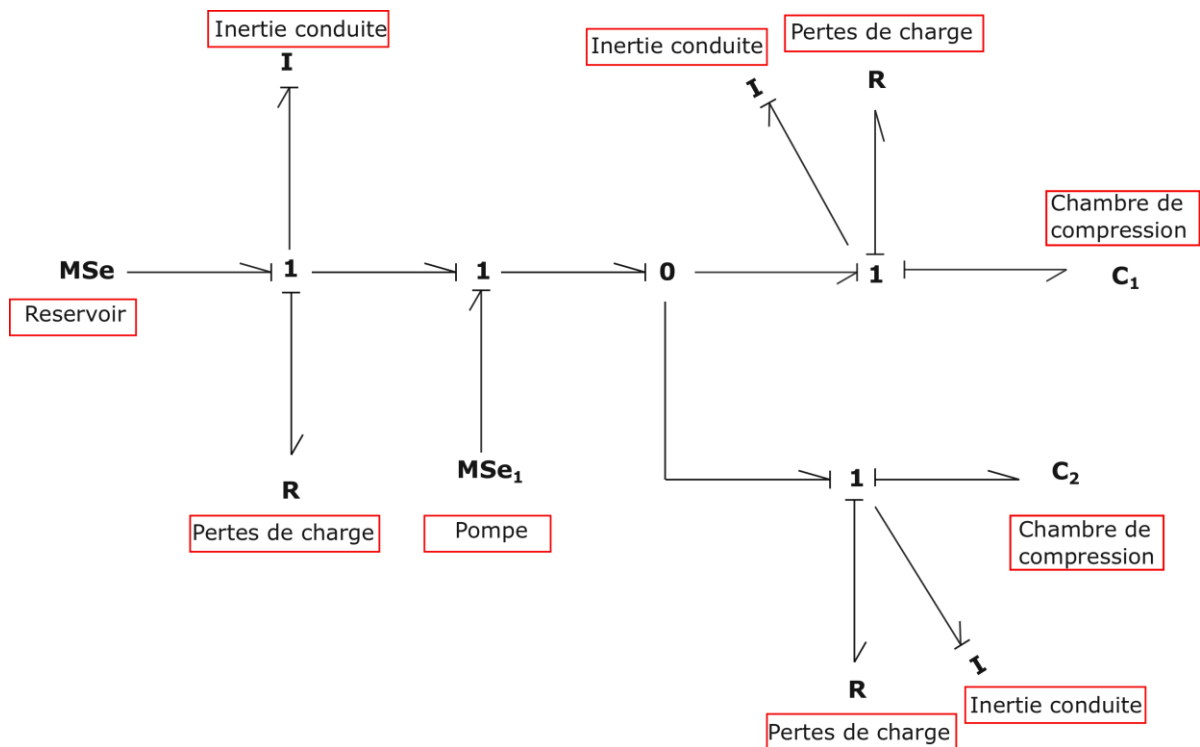
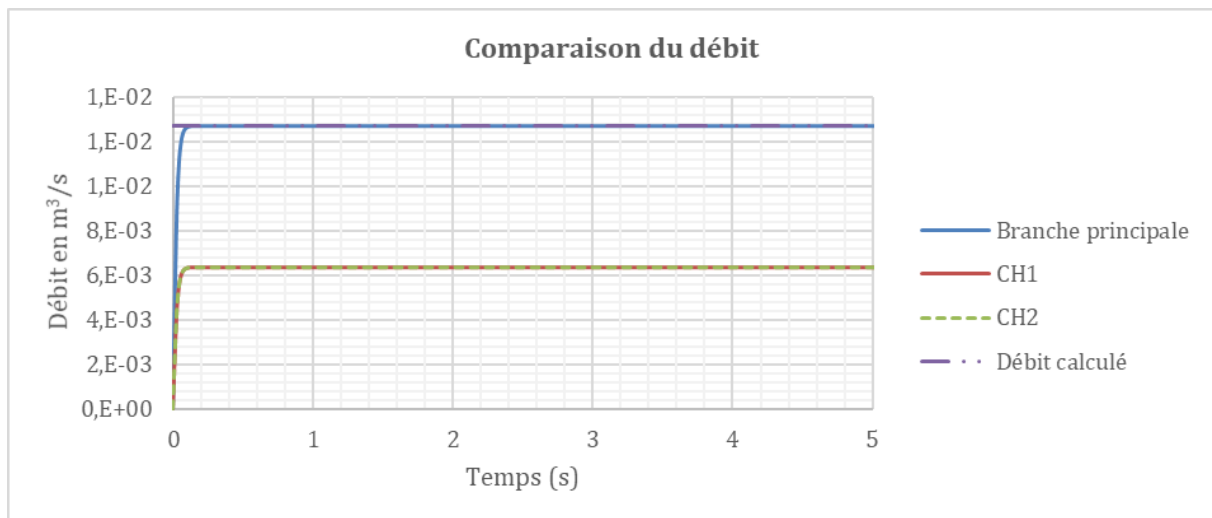


Figure 5-19 Modèle Bond Graph du circuit simple à 2 pistons en considérant les pertes de charges linéaires et singulières.

Le modèle Bond Graph est présenté sur la Figure 5-19. Le réservoir ainsi que la différence de pression aux bornes de la pompe sont modélisés par une source d'effort  $Mse$ . Toutes les pertes de charges sont calculées dans l'élément  $R$ . Les deux pistons sont représentés par les deux éléments capacitifs  $C1$  et  $C2$ . L'élément de jonction  $0$  est introduit afin de modéliser la jonction entre les deux branches. On rappelle que, à la jonction  $0$  le débit entrant est égale à la somme des débits sortants. La pression est la même.

En injectant les paramètres du Tableau 5-6 dans le modèle, l'évolution du débit est obtenue dans chaque branche. Les courbes décrivant l'évolution du débit dans les branches secondaires allant vers les chambres  $CH1$  (trait rouge) et  $CH2$  (trait pointillé vert) se superposent car les branches sont identiques dans ce cas.

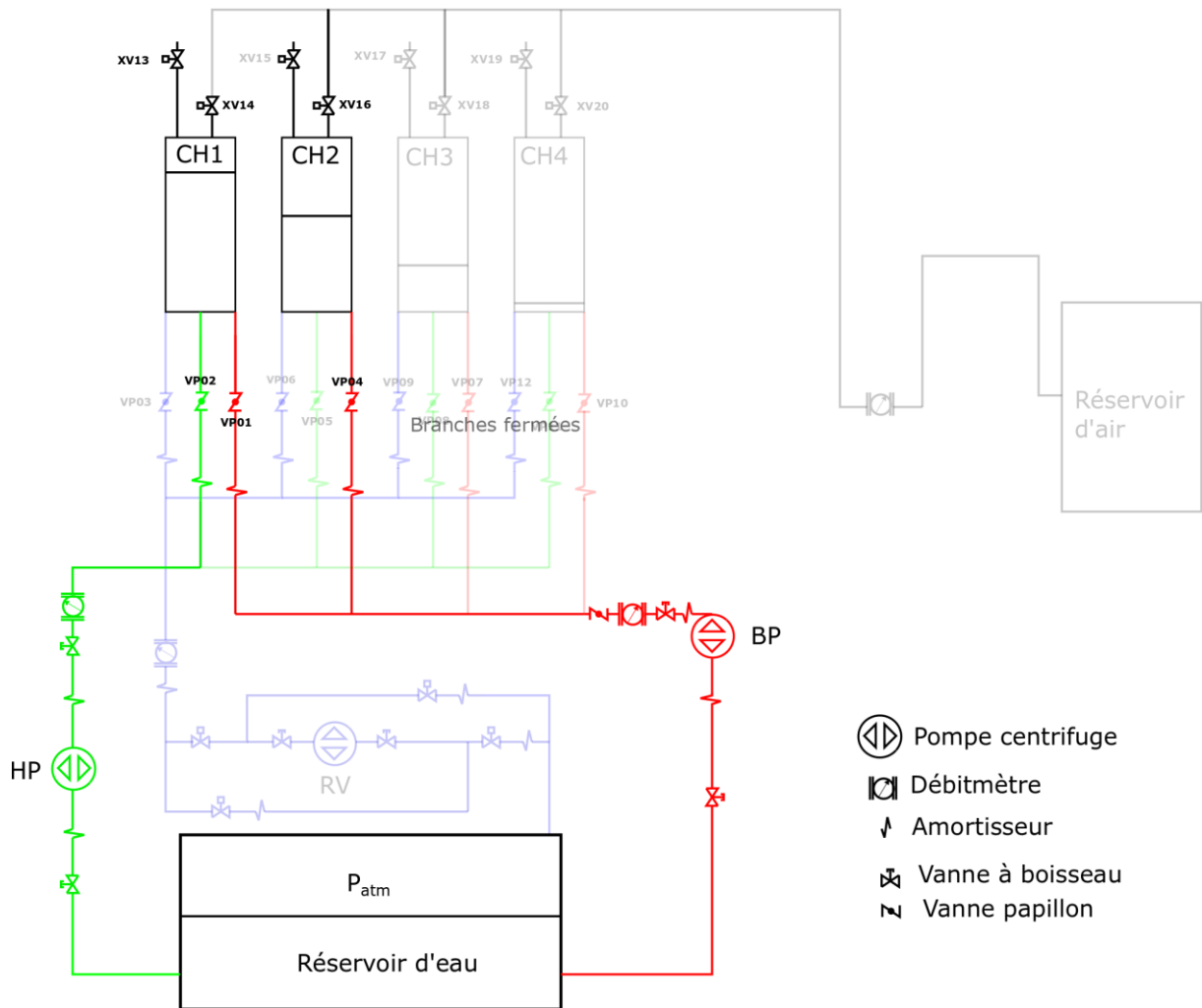


**Figure 5-20 Comparaison du débit obtenu analytiquement et par le modèle bond graph**

Les résultats du modèle Bond-Graph sont similaires aux résultats du modèle analytique, après une courte période transitoire. Par conséquent, le modèle est validé en stationnaire.

#### **5.4.2 Cas instationnaire : Modèle avec 2 pistons (comparaison essai expérimental)**

Dans ce paragraphe , le cas instationnaire est modélisé en considérant la Figure 5-21. Le modèle est composé d'un réservoir et de deux circuits (basse et haute pression) comportant chacun une pompe. Afin de comparer les résultats du modèle Bond Graph les données d'entrée seront la vitesse des pompes et les consignes d'ouverture ou de fermetures des vannes issues des essais expérimentaux.



**Figure 5-21 Schéma étudié**

Les évolutions des données d'entrées sont présentées sur la Figure 5-22 et correspondent à une phase de stockage d'énergie. Dans cet essai, la pompe BP remplit d'abord le réservoir BP de  $t = 12$  s à  $t = 25$  s. Une première commutation de vannes a alors lieu. La pompe BP commence à remplir le réservoir HP. A  $t=70$  s, une deuxième commutation de vannes se produit, la pompe HP démarre et finit le remplissage du réservoir HP. Les évolutions de la pression et du débit seront calculés à partir du modèle bond graph et seront comparées aux valeurs expérimentales obtenues.

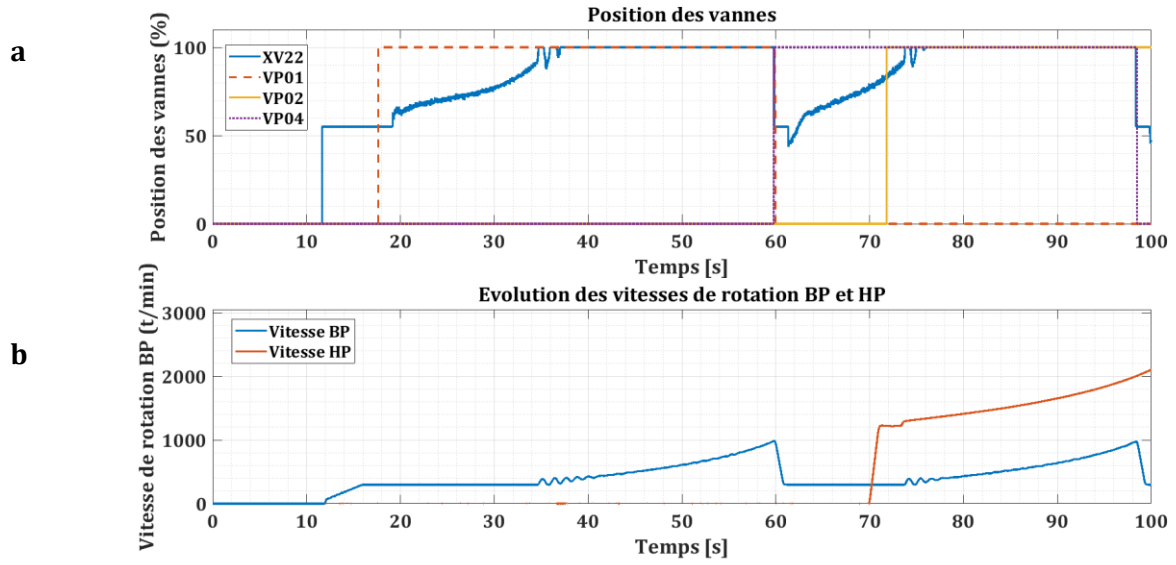


Figure 5-22 Données d'entrées du modèle.

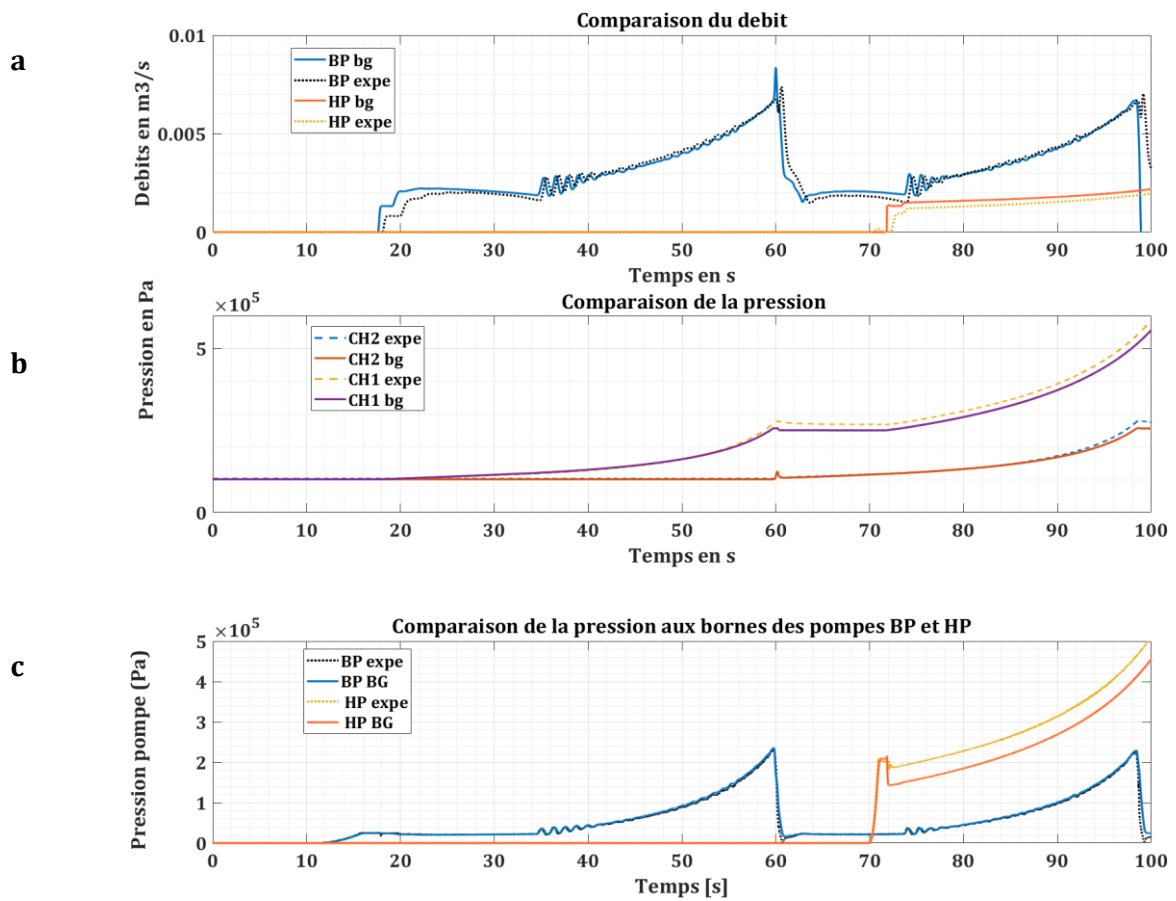


Figure 5-23 Comparaison des résultats numériques et expérimentaux

La structure du modèle bond graph utilisée est présentée sur la Figure 5-24. Les équations régissant le problème dans chacun des éléments sont celles introduites dans le paragraphe 5.3.

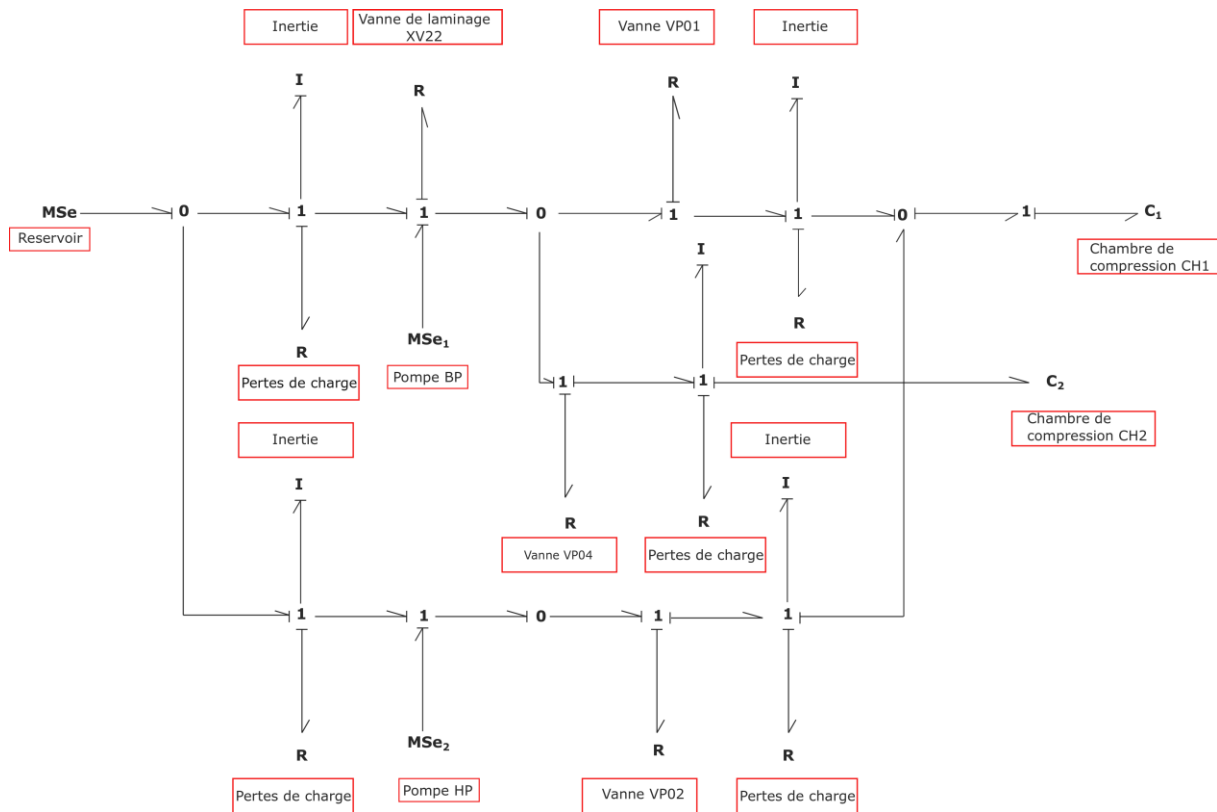


Figure 5-24 Modèle Bond Graph

La Figure 5-23 décrit l'évolution du débit et de la pression dans les chambres 1 et 2 (CH1 et CH2). Ces résultats sont comparés aux résultats expérimentaux. Le modèle reproduit bien les différentes phases rencontrées lors d'une phase de stockage d'énergie du système ODySEA. Qualitativement, il présente de bonnes performances sur une grande partie de la simulation.

- Concernant le débit pour les courbes BP ( Figure 5-23(a)), un écart atteignant 40 % est observé entre les courbes expérimentales et numériques du circuit BP lorsque le débit oscille à cause de la régulation de l'ouverture de la vanne de laminage. Lorsque la vanne de laminage est ouverte complètement cet écart diminue et est inférieur à 5 % tout au long de la compression. Cependant on observe que la courbe numérique est décalée par rapport à la courbe expérimentale au moment de la commutation. Cela induit un écart de 45 % entre les deux courbes.

Pour les courbes HP, un écart maximum est observé pour le circuit HP au début de la compression dans la chambre CH1. Cet écart diminue progressivement au cours de la compression.

- Un écart maximum de 10 % est observé entre les courbes expérimentales et numériques concernant la pression dans les chambres ( Figure 5-23(b)). Cet écart est le plus élevé à partir de la fin de la compression réalisée par la pompe BP. On remarque que la courbe obtenue numériquement n'atteint pas la pression de bascule définie au moment de la commutation à 60 s et à 98 s. En effet, un écart d'environ 20 000 Pa est observé à ce moment.

- La Figure 5-23 (c) présente la comparaison de la pression aux bornes des pompes BP et HP entre les résultats numériques et les résultats expérimentaux. L'écart entre les courbes de la pression aux bornes de la pompe BP varie tout au long de la simulation. Lors de la compression l'écart est en moyenne de 3 % alors qu'il est nettement plus élevé durant la commutation (écart max > 100 %) Tandis que l'écart entre les courbes de la pression aux bornes de la pompe HP est en moyenne de 15 % et est maximum en début de simulation (28 %). Le moment de commutation pour la pompe HP n'a pas été simulé numériquement. Ces écarts sont dus aux limites du modèle de pompe utilisé, au décalage temporel observé et à la pression de bascule non atteinte pour la pompe BP

Globalement, les pentes des variations de débits sont nettement plus raides dans le modèle que dans les expériences, au moment des transitions. Deux causes peuvent être avancées : la première est liée à la fiabilité de la mesure expérimentale du débit, qui n'est pas à même de restituer des variations rapides de cette grandeur. L'intégration interne de la mesure est faite par le capteur sur 0,1s. La deuxième est liée au modèle d'évolution d'ouverture des vannes qui mériteraient d'être affiné.

Pour ce qui concerne les évolutions de pression, il est probable, comme cela a été vu dans les paragraphes précédents, que le modèle de compression utilisé, parfaitement isotherme n'est pas à même de restituer exactement les évolutions réelles de pression, issues d'une compression quasi-isotherme. Un modèle plus fin, prenant en compte les échanges de chaleur avec l'extérieur donnerait probablement de meilleurs résultats tel que le code système thermo-hydraulique du type de CATHARE (MATTEO, DAZIN, et al., 2019)

#### 5.4.3 Effets de l'ouverture et de la fermeture des vannes

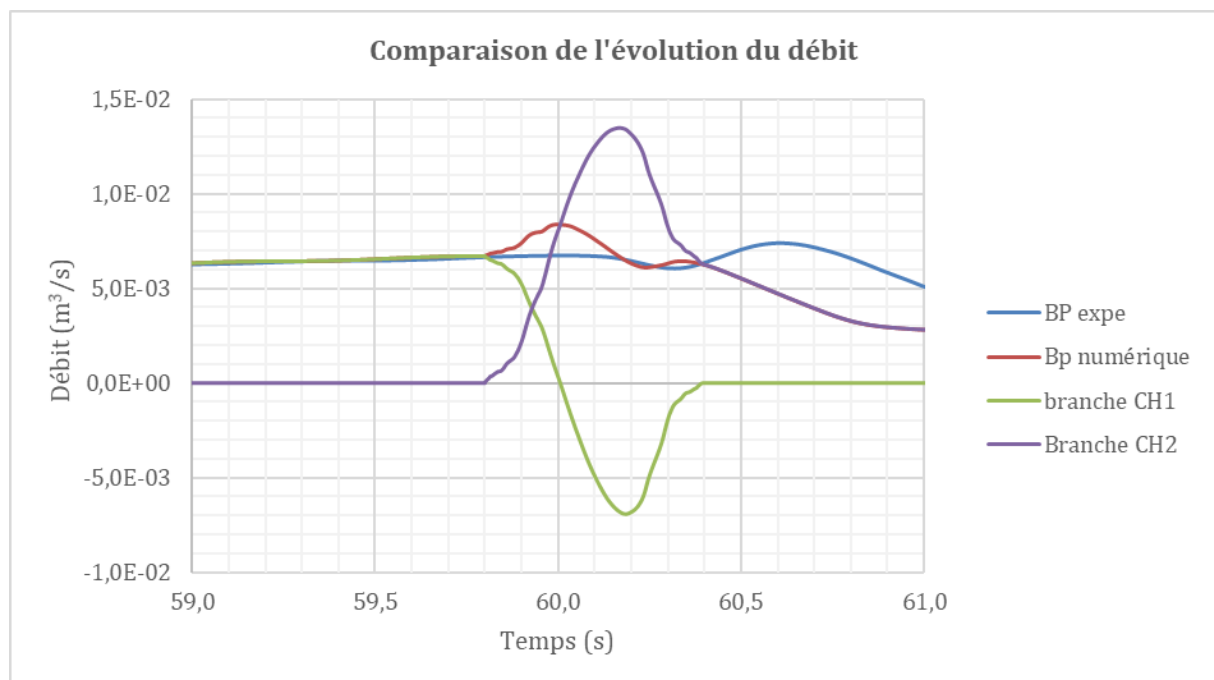
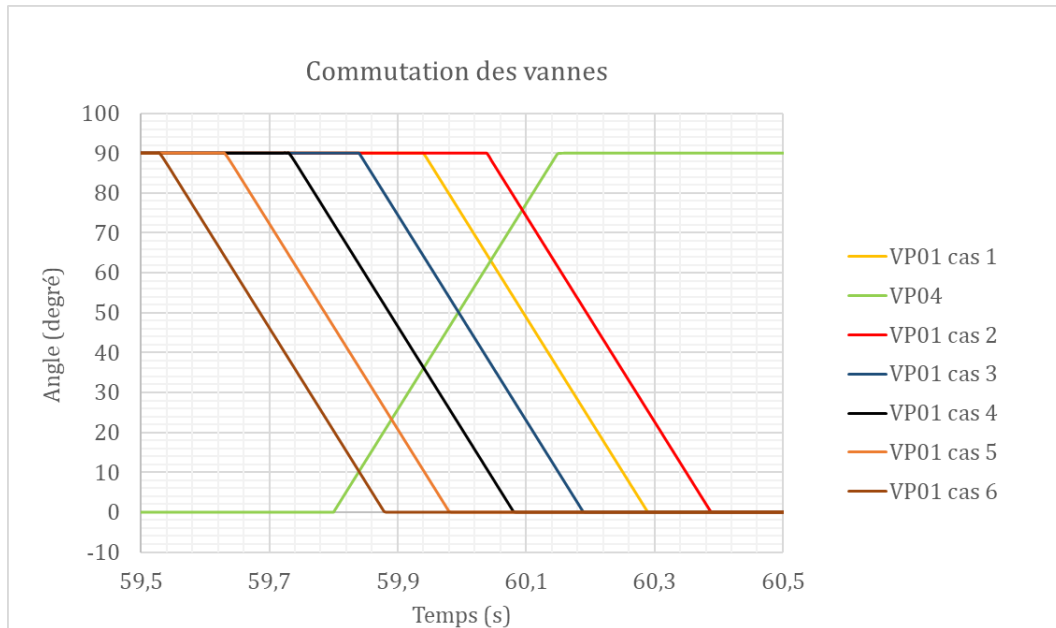


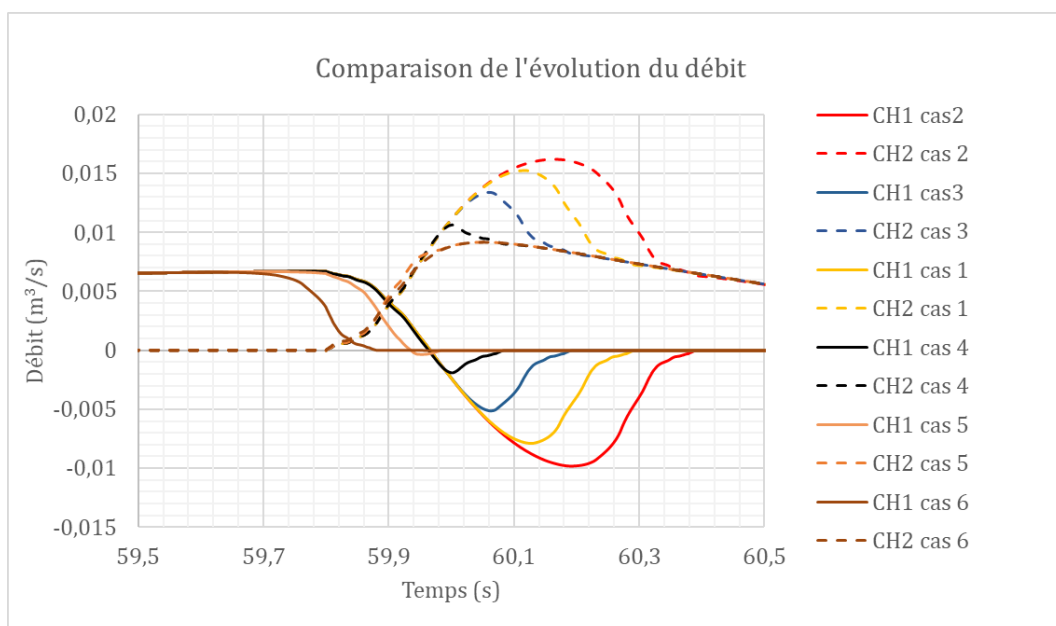
Figure 5-25 Evolution du débit dans les deux circuits

La Figure 5-25 montre l'évolution du débit dans les branches secondaires du circuit BP durant la période de commutation. Ces courbes sont accessibles numériquement, ce qui n'est pas le cas expérimentalement. Un pic de débit positif est observé dans la branche CH2 alors qu'il est négatif dans la branche CH1. Cela signifie qu'un débit sortant est constaté dans la chambre CH1 qui se vide dans le réservoir CH2 pendant la commutation des vannes. Cela traduit alors une perte de

volume d'eau d'environ 1,4 l et donc une perte d'énergie dans la chambre CH1. La synchronisation des manœuvres de vannes est essentielle car elle permettrait de limiter ces inversions de flux. Des simulations ont été menées afin de quantifier cette perte de volume en fonction du moment de la fermeture de la vanne VP01, afin de chercher à minimiser cette perte. Six cas, correspondant à des moments différents de fermeture de cette vanne, sont présentés sur Figure 5-26 et les résultats obtenus au niveau des débits sont tracés sur la Figure 5-27. Le cas 1 correspond au cas expérimental (cas de base) tandis que le cas 2, cas 3, cas 4, cas 5 et cas 6 correspondent respectivement aux cas où la fermeture de la vanne VP01 est décalée avec un retard de 100 ms, une avance de 100 ms, 200 ms, 300 ms et 400 ms par rapport au cas 1.



**Figure 5-26 Différents cas de fermeture de vanne VP01**

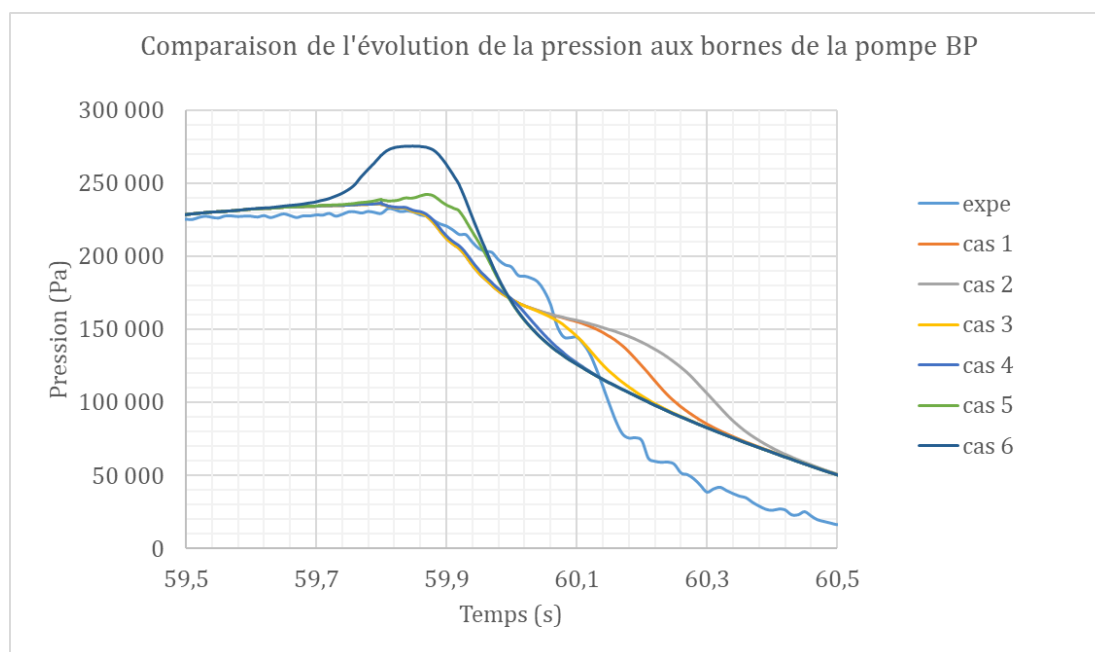


**Figure 5-27 Evolution du débit obtenu avec les différents cas de fermeture de vannes pendant la commutation**

	cas 1	cas 2	cas 3	Cas 4	Cas 5	Cas 6
Décalage en ms	0	100	-100	-200	-300	-400
Volume d'eau sortant de CH1 en L	1,3653	2,3812	0,5728	0,1105	0,0122	0

**Tableau 5-7 Volume d'eau sortant de CH1**

Les volumes d'eau perdus sont listés dans le Tableau 5-7. Il est remarqué que plus la fermeture de la vanne est retardée plus le volume perdu est grand. En effet, le volume d'eau perdu dans le cas 2 est de 2,38 l contre 0,57 l pour le cas 3. L'ouverture anticipée de cette vanne, qui commande l'admission de l'eau dans le réservoir CH2 permet alors de minimiser les pertes de volumes dans le réservoir CH1, au moment de la commutation.



**Figure 5-28 Evolution de la différence de pression aux bornes de la pompe BP obtenue avec les différents cas de fermeture de vannes pendant la commutation**

L'évolution des courbes de pressions aux bornes de la pompe BP durant les différents cas de manœuvres des vannes est présentée sur la Figure 5-28. Il est constaté que la manœuvre des vannes influe également sur les performances de la pompe. En effet, une surpression est observée lorsque la fermeture de la vanne est avancée de 400s (cas 6). Ce cas correspond au cas où la perte d'énergie est minimale. Par conséquent, plusieurs critères devraient être pris en compte dans l'optimisation des manœuvres de vannes tels que les performances de la pompe (rendement, phénomènes transitoires) et les pertes d'énergies dans le circuit.



## 5.5 Conclusion

Le modèle d'une partie du circuit hydraulique du système ODySEA a été développé en utilisant la méthode Bond graph. Le modèle a été construit en modélisant les pertes de charge par des éléments R. Les différents éléments du modèle ont été validés par des comparaisons à des données expérimentales quand elles étaient disponibles. Les conduites ont été modélisées par des éléments inertiels I et les effets de compressibilité ont été négligés car les temps d'ouverture des vannes sont grands devant les temps caractéristiques de propagation des ondes dans le circuit. La compression dans les chambres est supposée parfaitement isotherme. Les modèles de pompe, sont des modèles quasi-stationnaire construits avec les lois de similitudes. Plusieurs circuits ont été simulés, avec des complexités croissantes. Dans un premier temps, deux circuits en stationnaire ont été validés avec des modèles analytiques. Puis un circuit en transitoire, comportant deux pompes et deux réservoirs a été validé à l'aide des données expérimentales. Il a été conclu que les modèles donnent plutôt une bonne prédiction du modèle sauf au moment des commutations ainsi que l'estimation de la pression dans les chambres. Plusieurs pistes d'améliorations peuvent être proposées telles que l'intégration du temps de réponse du débitmètre dans le modèle et la mise au point d'un modèle de compression plus réaliste, prenant en compte les variations de température. Les limites du modèle de pompe ont été observées. Il a été montré que ces lois ne sont pas respectées, notamment au moment de la commutation. Il faudrait utiliser un modèle de pompe dynamique avec des lois de similitude adaptées qui permettrait de déterminer les pertes réelles dans les pompes. Le modèle a également permis d'explorer des pistes d'amélioration du pilotage du système par exemple au moment des commutations de vannes pour minimiser les pertes.

## 6 CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

### 6.1 Objectifs

La thèse s'inscrit dans le cadre du projet de stockage massif d'énergie REMORA de l'entreprise SEGULA Technologies basé sur l'utilisation d'une nouvelle technologie de piston liquide. Le développement du système est motivé par le besoin de stockage massif permettant de réguler et de stabiliser le réseau électrique dû à l'augmentation de l'utilisation des énergies renouvelables. Le système REMORA se distingue sur plusieurs points. Son principe repose sur la compression isotherme de l'air. Il est composé d'une plateforme flottante de 15 MW permettant de convertir l'énergie électrique sous forme d'air comprimé. Ce dernier est ensuite acheminé et stocké vers les réservoirs sous-marins de puissance de stockage modulable. C'est un stockage d'énergie basé en mer permettant notamment d'être au plus près des énergies marines renouvelables et de profiter de la pression hydrostatique. Le démonstrateur ODySEA du système a été construit et placé au laboratoire du CETIM de Nantes pour vérifier la faisabilité du système et pour optimiser son fonctionnement. C'est un système composé d'un réservoir sous pression d'air comprimé, de quatre chambres de compression alimentées par trois pompes centrifuges. Des études préliminaires ont mis en évidence les verrous technologiques de la partie hydraulique du système dont les phénomènes dynamiques présents dans les pompes lors de variations importantes de leur vitesse de rotation et la construction de modèles représentatifs du fonctionnement dynamique de l'ensemble du système. Les objectifs des travaux attendus ont été déterminés suivant deux axes principaux.

Le premier axe concerne la détermination de la réponse du fonctionnement de la pompe centrifuge pendant les cycles de stockage et de déstockage d'énergie et plus précisément lors des dynamiques rapides de la machine à l'aide de la simulation numérique (CFD). Plusieurs étapes sont requises pour atteindre cet objectif dont la validation des modèles en mode pompe dans le cas d'un calcul stationnaire, puis la modélisation du fonctionnement de la pompe en mode turbine et enfin l'étude instationnaire du fonctionnement de la pompe en ajoutant un circuit simplifié du système hydraulique afin d'intégrer les lois de commande des vannes.

Le deuxième axe des travaux est la modélisation de la pompe et du réseau pour étudier la dynamique du système et l'optimiser. La dynamique du fluide dans le système est fortement liée au couplage de la vitesse de rotation des pompes et à la manœuvre rapide des vannes au moment de la commutation. Il est nécessaire de connaître et de bien appréhender tous les phénomènes physiques présents durant les différents cycles de fonctionnement du système pour obtenir un modèle précis du système. Les travaux effectués visent à lever les verrous technologiques associées au fonctionnement dynamique du circuit pompes/turbines-vannes.

### 6.2 Le travail réalisé

#### 6.2.1 *Etat de l'art*

Dans cette étude un aperçu des phénomènes transitoires hydrauliques a été présenté dans l'état de l'art. Ces phénomènes apparaissent dans les systèmes hydrauliques lors d'un changement brusque tel que les manœuvres rapides des vannes. Ils se traduisent par des ondes de pression se propageant à travers le système, induisant des variations de pression dans les conduites. Ces variations causent des dommages sur les conduites. Un des objectifs principaux est de modéliser le phénomène transitoire afin de prédire les variations de pression. L'état de l'art a mis en évidence les problèmes de modélisation associés à ce phénomène, notamment ceux dus à la non-linéarité du terme de frottement présent dans les équations unidimensionnelles de Navier Stokes appliquées à l'écoulement transitoire. Plusieurs solutions ont été apportées dans

la littérature afin de minimiser ces phénomènes transitoires, telles que l'optimisation de la fermeture des vannes. En effet, il a été montré que les variations de pression dépendent de la durée de fermeture des vannes. Plusieurs chercheurs ont développé des méthodes afin d'optimiser les courbes de fermeture de vanne. Les effets des transitoires hydrauliques dans les systèmes de pompage ont été mis en évidence dans la littérature grâce à la modélisation des pompes centrifuges au démarrage et à l'arrêt des machines hydrauliques. L'approche Bond graph est utilisée afin de modéliser le comportement dynamique du système hydraulique incluant les pompes centrifuges. Les résultats ont montré que cette méthode est adaptée et capable de prédire les effets dynamiques ainsi que le phénomène de cavitation. La modélisation CFD a pu fournir des informations détaillées sur le champ d'écoulement en régime transitoire. Il a été montré qu'il y a une déviation entre la modélisation quasi-statique et transitoire en mode pompe. La littérature a mis en évidence les problèmes associés aux pompes multi-étagées, tels que l'interaction fluide structure, les fluctuations de pression et les pertes hydrauliques et volumétriques à travers ses composants. Ces problèmes induisent la baisse des performances de la pompe. En outre, le fonctionnement à vitesse variable a été investigué, il est appliqué en utilisant les lois de similitudes. Les limites de ces lois, ainsi que la hauteur piézométrique, doivent être prises en compte. Enfin, plusieurs méthodes ont été élaborées afin d'obtenir un modèle de prédiction décrivant le fonctionnement de la pompe en mode turbine.

### **6.2.2 Démonstrateur ODySEA**

Le démonstrateur de stockage d'énergie par air comprimé basé sur la compression quasi-isotherme de l'air ODySEA a été construit et son fonctionnement a été validé à l'aide des différents essais expérimentaux en mode stockage et en mode déstockage de l'énergie, mené par l'ingénieur-chercheur Van Binh Dinh. Les résultats expérimentaux donnent l'évolution de la pression, du débit et de la température dans chaque circuit et dans chaque chambre de compression. Les résultats ont montré que les manœuvres rapides des vannes pendant le changement des phases dans chaque chambre de compression influencent considérablement l'évolution des paramètres notamment de la pression et du débit. Il est alors nécessaire d'optimiser la synchronisation des vannes hydrauliques et des vannes pneumatiques afin de minimiser les effets transitoires tels que les surpressions au moment des variations brusques des actions sur les vannes. Les résultats obtenus lors des essais expérimentaux ont montré que la pompe est soumise à des fonctionnements au-delà des conditions de fonctionnement nominaux notamment durant les périodes de commutations. Il est nécessaire de vérifier les conséquences de cette manœuvre cyclique sur les pompes dans le but d'optimiser leur fonctionnement. Il a été constaté que nous ne disposons pas de données dans les branches secondaires de chaque circuit. Cela est dû à l'absence de capteurs et limite l'optimisation du système expérimental.

### **6.2.3 Modélisation CFD**

L'analyse numérique de l'écoulement à travers la pompe BP a été réalisée à l'aide du code de calcul Star CCM+. Trois grands types de modèles de pompe ont été réalisés : un modèle représentant la pompe complète, un modèle en secteurs « tubes de courant », un modèle en secteurs droits. Suivant les cas, la prise en compte des zones d'eau morte a été modélisée. Les modèles en secteurs ont été construits en ne prenant en compte qu'une partie de la pompe, en considérant la périodicité de ses composants. Ces modèles permettent de diminuer de façon significative, le nombre de cellules afin de réduire le temps et la taille de calculs. Le modèle « en tube de courant » n'a pas été retenu car il a conduit à des résultats non satisfaisants. La validation des modèles numériques a été réalisée par comparaison de courbes caractéristiques de la pompe BP obtenues expérimentalement à celles obtenues numériquement. Des écarts inférieurs à 10 % ont été observés entre les deux cas notamment en dehors de la plage de fonctionnement nominale de la pompe. Les résultats obtenus à l'aide des modèles de pompes en secteurs droits n'ont pas montré une différence significative par rapport à leur modèle de pompe complète correspondant, notamment pour le modèle M3-2. On observe cependant que l'écart est inférieur à 1 % pour les

modèles M3-1 et M3-3 au BEP. Tous ces modèles diffèrent aussi par la présence ou non des zones d'eau morte. Il a été montré que l'influence en évidence des différentes zones d'eau morte est minimale autour du BEP et élevée lorsque le débit est élevé en mode pompe et en mode turbine.

La détermination de la répartition des pertes de pression en mode pompe a aussi montré les pertes élevées dans le diffuseur et dans le redresseur lorsque le débit est élevé. Cette étude a permis d'extraire les coefficients de pertes de charge, permettant de modéliser la pompe par la méthode bond graph en mode pompe. La détermination d'un coefficient de pertes de charge a été effectuée à partir de l'évaluation des pertes de pression dans la roue obtenues en soustrayant la valeur de la pression d'Euler à la valeur de la pression fournie par la roue obtenue numériquement. Un coefficient unique est impossible à déterminer à bas débit. Un coefficient global entre 0,015 et 0,02 est trouvé autour du point de fonctionnement nominal.

En mode turbine, les simulations avec les modèles en secteurs droits n'ont pas donné des résultats complètement satisfaisants. Il a été observé que la volute est mal alimentée. En analysant l'écoulement interne, il a été montré que la répartition de l'écoulement du fluide n'est pas homogène à chaque débit.

#### **6.2.4 Modélisation Bond graph**

Afin de prédire et d'analyser le comportement dynamique du circuit hydraulique du système ODySEA, une modélisation a été réalisée sur 20-sim avec la méthode Bond graph. Des modèles Bond graph partiels du simulateur ODySEA ont été développés. La modélisation de chaque composant du système a été réalisée à l'aide de modèles expérimentaux et empiriques. Le modèle de pompe a été conçu à l'aide des lois de similitudes. La pompe doit donc vérifier le respect de ces lois pendant les différentes périodes de fonctionnement du système. De plus, le modèle est quasi-stationnaire, la dynamique des pompes centrifuges n'a donc pas été prise en compte dans la modélisation des pompes. Le modèle de chambre de compression est quasi-isotherme ce qui n'est pas le cas des résultats obtenus expérimentalement. Néanmoins, les modèles de pompe et de piston liquide ont été validés en comparant les résultats numériques obtenus aux résultats expérimentaux. Les écarts les plus importants sont, dans les deux cas, au moment de la commutation. La modélisation des conduites ne prend pas en compte la compressibilité de l'écoulement car elle peut être négligée dans notre cas. La modélisation du circuit partiel a été réalisée par ajout progressif des éléments et avec la validation du modèle à chaque étape. Le modèle final proposé comprend les deux circuits BP et HP en mode pompe. Les évolutions des paramètres de l'écoulement ont été obtenus numériquement dans toutes les branches du circuit et leurs allures montrent une bonne concordance avec les résultats expérimentaux. Cette modélisation a permis d'accéder à l'évolution des paramètres de l'écoulement dans les branches secondaires du système. Des pertes d'énergies ont été mises en évidence au moment de la commutation, induites par les manœuvres rapides des vannes. Il a été montré qu'une optimisation du moment de l'ouverture ou de fermeture de vanne influence la taille du volume d'énergie perdu. Le manque de capteurs dans les circuits a limité la validation des modèles de certains équipements hydrauliques. De plus la méconnaissance des temps de réponses des capteurs notamment le débitmètre n'a pas permis d'analyser plus précisément les résultats obtenus.

### **6.3 Perspectives**

Les objectifs de la thèse étaient très ambitieux. Le temps et le contexte ne m'ont pas permis de répondre à toutes les attentes initiales.

L'étude expérimentale effectuée sur le démonstrateur a mis en évidence un manque d'informations dans le circuit hydraulique dû à l'insuffisance de capteurs dans les branches secondaires du système. La méconnaissance du temps de réponse des capteurs, notamment le

débitmètre, n'a pas permis de conclure sur la raison de certains comportements du fluide. Il est nécessaire de doter suffisamment le système de capteurs afin de pouvoir obtenir l'évolution des paramètres dans tout le circuit.

Concernant les simulations CFD, l'intérêt d'utiliser les modèles de pompe en secteurs droit est de diminuer la taille et le temps de calcul. Cependant il a été montré que les résultats obtenus, notamment en mode turbine ont été moins satisfaisants que les modèles de pompe complète. Il serait plus judicieux d'ajouter des extensions de conduite en amont et en aval de la pompe afin que l'écoulement s'établisse avant l'entrée de la pompe pour tous les modèles. Tous les calculs qui ont été réalisés en CFD sont des calculs stationnaires, il serait intéressant de réaliser des calculs transitoires prenant en compte les lois de commande et considérant les périodes de commutation. Les modèles de pertes doivent être établis dans les deux modes et optimisés afin d'obtenir des coefficients de pertes plus précis. La validation de ces coefficients doit être effectuée. Enfin, l'optimisation des lois de similitudes en mode turbine à l'aide des résultats CFD pourrait être effectuée.

La modélisation du circuit hydraulique peut être améliorée en intégrant un modèle du piston liquide avec les variations de température ainsi que les effets dynamiques de la pompe. De plus, le modèle de pompe peut être plus détaillé en modélisant la pompe à l'aide de l'équation d'Euler et des modèles de pertes. Cela permettrait d'avoir plus d'informations sur ses performances pendant ses différentes phases de fonctionnement. Il est nécessaire de simuler tout le système hydraulique et non seulement en partie afin de prendre en compte l'influence de l'écoulement dans les autres branches du système. L'optimisation plus rigoureuse des manœuvres de vannes doit être effectuée afin de limiter les pertes d'énergie.

## 7 NOMENCLATURE ET ACRONYMES

### 7.1 Nomenclature

a,c	Vitesse de l'onde (page 17)	m/s
C	Vitesse absolue	m/s
C	Coefficient de compressibilité du fluide.	
C	<i>Couple</i>	N.m
Cv	coefficient de débit	m <sup>3</sup> /h
D, d	Diamètre	m
e	<i>Energie interne</i>	J
e	Epaisseur d'une conduite	m
E	Module d'élasticité	Pa
F	<i>Force</i>	N
f,	Coefficient de frottement	
g	<i>accélération de la pesanteur</i>	m/s <sup>2</sup>
H	Hauteur	m
HP	Haute pression	
I	coefficient d'inertie	
K, K <sub>v</sub> , C <sub>v</sub> , C	Coefficient de pertes de charges	
L	longueur de la conduite	m
Ns	<i>vitesse spécifique</i>	
p	Pression	Pa, bar
Pu	<i>Puissance</i>	W
Q, Q <sub>v</sub>	Débit volumique	m <sup>3</sup> /s, m <sup>3</sup> /h
r <sub>c</sub> , R	Rayon	m
Re	Nombre de Reynolds	
S, A	Surface	m <sup>2</sup>
T <sub>i</sub>	Numéro d'une conduite	
U	Vitesse d'entraînement	m/s
V	<i>Vitesse absolue</i>	m/s
V	Volume	m <sup>3</sup>
W	Vitesse relative	m/s
Z	Nombres d'aubes	
α	Angle de l'écoulement	rad

$\beta$	Angle d'aubage	rad
$\varepsilon$	rugosité	$\mu m$
$\lambda$	coefficient de frottement	
$\nu$	Viscosité cinématique	$m^2/s$
$\rho$	Masse volumique	$kg/m^3$
$\delta$	angle	rad
$\omega$	Vitesse de rotation	tr/min
$\Psi$	Hauteur spécifique $\Psi = gH/(\omega^2 D^2)$	
$\Phi$	Débit spécifique $\Phi = Q/(\omega D^3)$	

## Indice

$u$	composante tangentielle
$m$	composante méridienne
$i$	
1	Entrée roue
2	Sortie roue
3	Entrée diffuseur
4	Sortie diffuseur
5	Entrée redresseur
6	Sortie redresseur
7	Entrée volute

## 7.2 Acronymes

ACAES	Adiabatic Compressed Air Energy Storage
AF	Air Frais
BP	Basse pression
BEL	Best efficient Line
BEP	Best efficient point (point nominal)
CAES	Compressed Air Energy Storage
CFD	Computational Fluid Dynamics
DES	Detached Eddy Simulation

DM	Dynamic Mesh
DNS	Direct Numerical Simulation
DSR	Dynamic Slip Region
HP	Haute pression
ICAES	Isotherm Compressed Air Energy Storage
LES	Large Eddy Simulation
MRF	Moving Frame Reference (Frozen rotor)
ODySEA	Optimisation Dynamique d'un Système d'Energie par Air comprimé
PAT	Pump as Turbine
PIV	Particle Image Velocimetry
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
REMORA	Réservoir d'Energie en Milieu Océanique par Rétention d'Air
RES	Réservoir
RV	Remplissage/Vidange
SOV	Separation of Variables
STEP	Station de Transfert d'Energie par Pompage



## 8 BIBLIOGRAPHIE

- ABDALLAH, L., & EL-SHENNAWY, T. (2013). Reducing Carbon Dioxide Emissions from Electricity Sector Using Smart Electric Grid Applications. *Journal of Engineering*, 2013, e845051. <https://doi.org/10.1155/2013/845051>
- ABDELDAYEM, O. M., Ferràs, D., van der Zwan, S., & Kennedy, M. (2021). Analysis of Unsteady Friction Models Used in Engineering Software for Water Hammer Analysis : Implementation Case in WANDA. *Water*, 13(4), 495.
- ALATORRE-FRENK, C. (1994). *Cost minimisation in micro-hydro systems using pumps-as-turbines* [PhD Thesis]. University of Warwick.
- AMELIO, M., & BARBARELLI, S. (2004). A one-dimensional numerical model for calculating the efficiency of pumps as turbines for implementation in micro-hydro power plants. *ASME 7th Biennial Conference on Engineering systems design and analysis*, 65-72.
- AYAD, A. F., ABDALLA, H. M., & ABOU EL-AZM, A. (2015). Study of the effect of impeller side clearance on the centrifugal pump performance using CFD. *ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 57465, V07AT09A037.
- BABAYIGIT, O., OZGOREN, M., AKSOY, M. H., & KOCAASLAN, O. (2017). Experimental and CFD investigation of a multistage centrifugal pump including leakages and balance holes. *Desalin. Water Treat*, 67, 28-40.
- BAKKER, A. (2008). *Lectures on Applied Computational Fluid Dynamics*.
- BARBARELLI, S., AMELIO, M., & FLORIO, G. (2016). Predictive model estimating the performances of centrifugal pumps used as turbines. *Energy*, 107, 103-121.
- BERTEN, S., DUPONT, P., FARHAT, M., & AVELLAN, F. (2007). Rotor-stator interaction induced pressure fluctuations : CFD and hydroacoustic simulations in the stationary components of a multistage centrifugal pump. *Fluids Engineering Division Summer Meeting*, 42894, 963-970.

- BOHORQUEZ, J., & SALDARRIAGA, J. (2015). Valve Operation Optimization for Minimizing Transient Flow Effects in Water Distribution Systems (WDS) : Application to Main Pipes in Bogota, Colombia. *World Environmental and Water Resources Congress 2015*, 890-901.
- BOLPAIRE, S. (2000). *Etude des écoulements instationnaires dans une pompe en régime de démarrage ou en régime établi* [PhD Thesis]. Paris, ENSAM.
- BOULOS, P. F., KARNEY, B. W., WOOD, D. J., & LINGIREDDY, S. (2005). Hydraulic transient guidelines for protecting water distribution systems. *Journal-American Water Works Association*, 97(5), 111-124.
- BUDT, M., WOLF, D., SPAN, R., & YAN, J. (2016). A review on compressed air energy storage : Basic principles, past milestones and recent developments. *Applied Energy*, 170, 250-268.
- BURTON, J. D., & WILLIAMS, A. A. (1991). Performance prediction of pumps as turbines using the area ratio method. *Proc. 9th Conf. On Fluid Machinery', Hungarian Academy of Sciences, Budapest*.
- CADOT, O. (2013). *Introduction à la turbulence, cours de l'ENSTA-ParisTech 2A*. 85.
- CAPURSO T., BERGAMINI, L., CAMPOREALE, S. M., FORTUNATO, B., & TORRESI, M. (2019). CFD analysis of the performance of a novel impeller for a double suction centrifugal pump working as a turbine. *13 th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics*.
- CARRAVETTA, A., FECAROTTA, O., MARTINO, R., & ANTIPODI, L. (2014). PAT efficiency variation with design parameters. *Procedia Engineering*, 70, 285-291.
- CHANTASIRINIWAN, S. (2013). Performance of variable-speed centrifugal pump in pump system with static head. *International Journal of Power and Energy Systems*, 33(1).
- CHAPALLAZ, J.-M., EICHENBERGER, P., & FISCHER, G. (1992). *Manual on pumps used as turbines*. Vieweg Braunschweig, Germany.
- CHILDS, S. M. (1962). Convert pumps to turbines and recover HP. *Hydrocarbon Processing and Petroleum Refiner*, 41(10), 173-174.

- CONNOLLY, R. (2017). *An experimental and numerical investigation into flow phenomena Leading to Wastewater centrifugal pump blockage* [PhD Thesis]. Dublin City University.
- DAMIĆ, V., & MONTGOMERY, J. (2003). *Mechatronics by Bond Graphs*. Springer.
- DAZIN, A., CAIGNAERT, G., & BOIS, G. (2007). *Transient behavior of Turbomachineries : Applications to radial flow pump startup*.
- DAZIN, A., CAIGNAERT, G., & DAUPHIN-TANGUY, G. (2015). Model based analysis of the time scales associated to pump start-ups. *Nuclear Engineering and Design*, 293, 218-227.
- DERAKHSHAN, S., & NOURBAKHS, A. (2008). Experimental study of characteristic curves of centrifugal pumps working as turbines in different specific speeds. *Experimental thermal and fluid science*, 32(3), 800-807.
- DUPLAA, S. (2008). *Etude expérimentale du fonctionnement cavitant d'une pompe lors de séquences de démarrage rapide*. Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers.
- DUPONT, P., BAYEUL-LAINE, A.-C., DAZIN, A., BOIS, G., ROUSSETTE, O., & SI, Q. (2014). Leakage flow simulation in a specific pump model. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 22(1), 012012.
- EL-TURKI, A. (2013). *Modeling of hydraulic transients in closed conduits* [PhD Thesis]. Colorado State University.
- EUROPUMP. (2004). *Variable Speed Pumping: A Guide to Successful Applications; Executive Summary*.
- FECAROTTA, O., CARRAVETTA, A., RAMOS, H. M., & MARTINO, R. (2016). An improved affinity model to enhance variable operating strategy for pumps used as turbines. *Journal of Hydraulic Research*, 54(3), 332-341.
- FERGUSON, S., & PERIC, M. (2005). *Les avantages du maillage polyédrique*.
- GENIĆ, S., ARANĐELOVIĆ, I., KOLENDIĆ, P., JARIĆ, M., BUDIMIR, N., & GENIĆ, V. (2011). A review of explicit approximations of Colebrook's equation. *FME transactions*, 39(2), 67-71.
- GHELICI, N. (1993). *Etude du régime transitoire de démarrage rapide d'une pompe centrifuge* [PhD Thesis]. Lille 1.

- GHIDAOUI, M. S., ZHAO, M., McINNIS, D. A., & AXWORTHY, D. H. (2005). A review of water hammer theory and practice. *Appl. Mech. Rev.*, 58(1), 49-76.
- GIOT, M., & SEYNHAEVE, J. M. (2004). *The Waha code : A numerical tool for water hammer in two-phase flow-some simulations of experiments.*
- GÜLICH, J. F. (2014). *Centrifugal Pumps, 3rd ed* (Springer).
- HANCOCK, J. W. (1963). Centrifugal pump or water turbine. *Pipe Line News*, 6, 25-27.
- HIGO, H., YAMAMOTO, K., TANAKA, K., SAKURAI, Y., & NAKADA, T. (2000). Bondgraph analysis on pressure fluctuation in hydraulic pipes. *2000 26th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society. IECON 2000. 2000 IEEE International Conference on Industrial Electronics, Control and Instrumentation. 21st Century Technologies*, 3, 1556-1561.
- IDELCHIK, I. E. (1960). *Handbook of Hydraulic Resistance*. Israeli Program for Scientific Translations.
- INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. (2021). *Global Energy Review 2021*. 36.
- JAIN, S. V., & PATEL, R. N. (2014). Investigations on pump running in turbine mode : A review of the state-of-the-art. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 30, 841-868.
- JOUVE, N. (s. d.). *Cours pompe centrifuge : Principe de fonctionnement*. Consulté 30 août 2021, à l'adresse [https://www.azprocede.fr/Cours\\_GC/pompe\\_centrifuge\\_principe.html](https://www.azprocede.fr/Cours_GC/pompe_centrifuge_principe.html)
- KARNEY, B. W., & RUUS, E. (1985). Charts for water hammer in pipelines resulting from valve closure from full opening only. *Canadian Journal of Civil Engineering*, 12(2), 241-264.
- KNAPP, R. T. (1937). Complete characteristics of centrifugal pumps and their use in the prediction of transient behavior. *Transactions of the ASME*, 683-689.
- LALLEMAND, A. (2015). *Écoulement des fluides—Dynamique des fluides réels*. 27.
- LI, Z., WU, D., WANG, L., & HUANG, B. (2010). Numerical simulation of the transient flow in a centrifugal pump during starting period. *Journal of fluids engineering*, 132(8), 081102.
- LI, Z., WU, P., WU, D., & WANG, L. (2011). Experimental and numerical study of transient flow in a centrifugal pump during startup. *Journal of mechanical science and technology*, 25(3), 749-757.

- LIU, J., LI, Z., WANG, L., & JIAO, L. (2011). Numerical simulation of the transient flow in a radial flow pump during stopping period. *Journal of Fluids Engineering*, 133(11), 111101.
- MANGANI, L., CASARTELLI, E., HANIMANN, L., WILD, M., & SPYROU, N. (2014). Assessment of an implicit mixing plane approach for pump-turbine applications. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 22(2), 022003.
- MATTEO, L., DAZIN, A., & TAUVERON, N. (2019). Modelling of a centrifugal pump using the CATHARE-3 one-dimensional transient rotodynamic pump model. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 12(2), 147-158.
- MATTEO, L., MAUGER, G., DAZIN, A., & TAUVERON, N. (2019). Simulation of a radial pump fast startup and analysis of the loop response using a transient 1D mean stream line based model. *International Journal of Turbomachinery, Propulsion and Power*, 4(4), 38.
- MICHALOS, C. T. (2011). A review of available minor loss coefficients for combining and dividing flow tees. In *Pipelines 2011 : A Sound Conduit for Sharing Solutions* (p. 1116-1123).
- MILLER, D. S., (1990). *Internal Flow Systems*.
- MORRISON, G., YIN, W., AGARWAL, R., & PATIL, A. (2018). Development of modified affinity law for centrifugal pump to predict the effect of viscosity. *Journal of Energy Resources Technology*, 140(9).
- NAUTIYAL, H., VARUN, KUMAR, A., & YADAV, S. (2011). Experimental Investigation of Centrifugal Pump Working as Turbine for Small Hydropower Systems. *Energy Science and Technology*, Vol.1 No.1  
[https://www.researchgate.net/publication/277860743\\_Experimental\\_Investigation\\_of\\_Centrifugal\\_Pump\\_Working\\_as\\_Turbine\\_for\\_Small\\_Hydropower\\_Systems](https://www.researchgate.net/publication/277860743_Experimental_Investigation_of_Centrifugal_Pump_Working_as_Turbine_for_Small_Hydropower_Systems)
- NEU, T. (2017). *Etude expérimentale et modélisation de la compression quasi isotherme d'air pour le stockage d'énergie en mer* [PhD Thesis]. Ecole nationale supérieure Mines-Télécom Atlantique.
- NEU, T., SOLLIEC, C., & dos Santos Piccoli, B. (2020). Experimental study of convective heat transfer during liquid piston compressions applied to near isothermal underwater

- compressed-air energy storage. *Journal of Energy Storage*, 32, 101827.  
<https://doi.org/10.1016/j.est.2020.101827>
- NEU, T., & SUBRENAT, A. (2021). Experimental investigation of internal air flow during slow piston compression into isothermal compressed air energy storage. *Journal of Energy Storage*, 38, 102532. <https://doi.org/10.1016/j.est.2021.102532>
- NOROOZ, R., SHAMLOO, H., & MOUSAVIFARD, M. (2015). A review of one-dimensional unsteady friction models for transient pipe flow. *Cumhuriyet Üniversitesi Fen-Edebiyat Fakültesi Fen Bilimleri Dergisi*, 36(3), 2278-2288.
- PAVEL, I., & FAUCHEUX, I. (2019). *STOCKAGE STATIONNAIRE D'ELECTRICITE, Synthèse et recommandations du thème de l'année 2018 de la Section ICM du CGE*. 57.
- PAYNTER, H. M. (1961). *Analysis and design of engineering systems*. MIT press.
- PEREZ-SANCHEZ, M., LOPEZ-JIMENEZ, P. A., & RAMOS, H. M. (2018). Modified Affinity Laws in Hydraulic Machines towards the Best Efficiency Line. *Water Resources Management*, 32(3), 829-844.
- PERIC, M. (2004). Flow simulation using control volumes of arbitrary polyhedral shape. *ERCOFTAC bulletin*, 62, 25-29.
- PICAVET, A. (1996). *Etude de phenomenes hydrauliques transitoires lors du demarrage rapide d'une pompe centrifuge* [PhD Thesis]. Paris, ENSAM.
- PIRES, L. F., LADEIA, R. C., & BARRETO, C. udio V. (2004). Transient flow analysis of fast valve closure in short pipelines. *International Pipeline Conference*, 41766, 1997-2003.
- PRÉA, R., FILLION, P., MATTEO, L., MAUGER, G., & MEKKAS, A. (2020). CATHARE-3 V2. 1 : The new industrial version of the CATHARE code. *Advances in Thermal Hydraulics, Palaiseau, France*, 13.
- RATOLOJANAHARY, N., DUPONT, P., BAYEUL-LAINÉ, A.-C., SUEUR, C., NEU, T., & GUYOMAR'H, D. (2020). Approach of dynamic modelling of a hydraulic System. In *Advances in Hydroinformatics* (p. 951-966). Springer.

- SEGULA. (2019, mai 17). *REMORA*. Segula Technologies.  
<https://www.segulatechnologies.com/fr/innovation/projet/remora/>
- SHARMA, K. (1985). Small hydroelectric project-use of centrifugal pumps as turbines. *Kirloskar Electric Co., Bangalore, India*.
- SIMPSON, A. R., & MARCHI, A. (2013). Evaluating the approximation of the affinity laws and improving the efficiency estimate for variable speed pumps. *Journal of Hydraulic Engineering*, 139(12), 1314-1317.
- SINGH, P., & NESTMANN, F. (2010). An optimization routine on a prediction and selection model for the turbine operation of centrifugal pumps. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(2), 152-164.
- STEFANIZZI, M., CAPURSO, T., TORRESI, M., PASCAZIO, G., RANALDO, S., CAMPOREALE, S. M., FORTUNATO, B., & MONTERISO, R. (2018). *Development of a 1-D Performance Prediction Model for Pumps as Turbines*.
- STEFANIZZI, M., TORRESI, M., FORTUNATO, B., & CAMPOREALE, S. M. (2017). Experimental investigation and performance prediction modeling of a single stage centrifugal pump operating as turbine. *Energy Procedia*, 126, 589-596.
- STEPANOFF, A. J. (1957). *Centrifugal and axial flow pumps : Theory, design, and application*. Wiley New York.
- STEPHENSON, D. J. (1984). *Pipeflow analysis*. Elsevier.
- TANAKA, K., RONG, W.-H., SUZUKI, K., SHIMIZU, F., HATANAKA, K., & TANAKA, H. (2000). Detailed bond graph models of turbomachinery. *Industrial Electronics Society, 2000. IECON 2000. 26th Annual Conference of the IEEE*, 3, 1550-1555.
- TANAKA, K., SATO, T., TSUKAMOTO, H., KOHDA, T., & SUZUKI, K. (2013). Bondgraphs modeling and simulation on dynamic characteristics of cavitating pump system. *International Conference on Integrated Modeling and Analysis in Applied Control and Automation*, 1, 28-36.

- TANAKA, K., SATO, T., TSUKAMOTO, H., & SUZUKI, K. (2015). Bondgraphs model on cavitating pump system. *International Journal of Simulation and Process Modelling*, 10(2), 192-203.
- TANAKA, T., & TSUKAMOTO, H. (1999). Transient behavior 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(4), 841-849.
- TANAKA, T., & TSUKAMOTO, H. (1999). Transient behavior of a cavitating centrifugal pump at rapid change in operating conditions—Part 2: Transient phenomena at pump startup/shutdown. *Journal of fluids engineering*, 121(4), 850-856.
- THAMBIDURAY, K. M. (2013). *affinity laws : Interpretations and applications for Centrifugal pumps*.
- THANAPANDI, P., & PRASAD, R. (1995). Centrifugal pump transient characteristics and analysis using the method of characteristics. *International Journal of Mechanical Sciences*, 37(1), 77-89.
- TSUKAMOTO, H., & OHASHI, H. (1982). Transient characteristics of a centrifugal pump during starting period. *Journal of fluids engineering*, 104(1), 6-13.
- TWYMAN, J. (2018). Water hammer in a pipe network due to a fast valve closure. *Revista Ingeniería de Construcción*, 33(2), 193-200.
- VOLKOV, G. J., MELIKHOV, V. I., MELIKHOV, O. I., & NIKONOV, S. M. (2020). Analysis of experiments on condensation induced water hammers at KGU test facility by WAHA code. *Journal of Physics: Conference Series*, 1683(2), 022065.
- WANG, L., LIU, H., WANG, K., ZHOU, L., JIANG, X., & LI, Y. (2019). Numerical simulation of the sound field of a five-stage centrifugal pump with different turbulence models. *Water*, 11(9), 1777.
- WILLIAMS, A. A. (1994). The turbine performance of centrifugal pumps: A comparison of prediction methods. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, 208(1), 59-66.
- WILLIAMS, A. A. (1996). PUMPS AS TURBINES FOR LOW COST MICRO HYDRO POWER. *Renewable Energy*, 9(1-4), 1227-1234.



WYLIE, E. B., STREETER, V. L., & SUO, L. (1993). *Fluid transients in systems* (Vol. 1). Prentice Hall  
Englewood Cliffs, NJ.

YANG, L., HALS, J., & MOAN, T. (2012). Comparative study of bond graph models for hydraulic  
transmission lines with transient flow dynamics. *Journal of dynamic systems,  
measurement, and control*, 134(3).

ZHAO, Y. (1996). *3-D CFD analysis of flow in a mixed-flow pump diffuser*.

## 9 ANNEXES

### 9.1 ANNEXE A : Modèles de turbulence du 1er ordre

Les modèles du premier ordre sont basés sur la relation entre le tenseur de Reynolds  $\underline{v_i v_j}$  et  $\underline{V_i}$ . Une des méthodes pour fermer le modèle, est le modèle de BOUSSINESQ. Il émet l'hypothèse que la turbulence dépend linéairement du tenseur des contraintes visqueuses. La méthode consiste à exprimer  $\underline{v_i v_j}$  comme une fonction linéaire du tenseur de déformation moyen :

$$\underline{v_i v_j} - \frac{2k}{3} \delta_{ij} = \nu_t \left( \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right) \quad \text{Eq. 9.1}$$

Où  $i$  et  $j$  sont les indices suivant la convention de sommation d'Einstein ( $a_i b_i = \sum_{i=1}^3 a_i b_i$ ),

$\delta_{ij}$  est le symbole de Kronecker,  $\delta_{ij} = 1$  si  $i = j$  et  $0$  si  $i \neq j$ ,  $k = \frac{1}{2} \underline{v_i v_j}$  est l'énergie cinétique turbulente,  $\nu_t$  le coefficient de viscosité turbulente.

Différents types de modèles de premier ordre ont été développés, ils se distinguent selon le nombre d'équations supplémentaires du modèle.

En utilisant la relation de Boussinesq, l'équation de la vitesse moyenne s'écrit :

$$\frac{\partial V_i}{\partial t} + \underline{V_j} \frac{\partial V_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left( P_{ij} + \frac{2\rho k}{3} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( (\nu + \nu_t) \left( \frac{\partial V_i}{\partial x_j} + \frac{\partial V_j}{\partial x_i} \right) \right) \quad \text{Eq. 9.2}$$

La viscosité turbulente a la dimension égale au produit de la dimension d'une échelle de longueur multipliée par la dimension d'une échelle de vitesse  $[\nu_t] = [V] [L]$

#### 9.1.1 Modèles 0-équation

Les modèles 0-equation de transport ou encore algébriques sont aussi appelés schéma à longueur de mélange. Ils donnent une expression de la viscosité turbulente en fonction de l'énergie cinétique turbulente  $\nu_t$  et d'une longueur de mélange  $l_m$  telle que :

$$\nu_t = l_m^2 \left| \frac{dV}{dy} \right| \quad \text{Eq. 9.3}$$

Il est indispensable de déterminer une longueur de mélange géométrique. Ces modèles dépendent de données empiriques.

#### 9.1.2 Modèles 1-équation et 2-equations

La modélisation est basée sur la détermination de l'énergie cinétique turbulente  $k$  et de la viscosité turbulente  $\nu_t$  en écrivant :

$$L \sim \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon} \quad \text{Eq. 9.4}$$

Et

$$V \sim C_v \sqrt{k} \quad \text{Eq. 9.5}$$

Avec  $C_v$ , une constante et où  $V$  et  $L$  sont des échelles de vitesse et de longueur caractéristiques de la turbulence qui ne dépendent, essentiellement, que de l'énergie cinétique turbulent  $k$  et de son taux de dissipation  $\varepsilon$ .

Le modèle de viscosité turbulente est donné par l'expression :

$$\nu_t = C_v \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{Eq. 9.6}$$

### a. Modèles à une équation

Les modèles à une équation de transport sont basés sur une équation de transport pour  $k$  et sur une modélisation du taux de dissipation  $\varepsilon$ . L'équation pour  $k$  est obtenue en prenant la demi trace de l'équation de  $\underline{u_i u_j}$  comme  $k = \frac{u_i u_j}{2}$  en posant  $\underline{u_i u_j} = q^2$ ,  $k = \frac{q^2}{2}$ , cela conduit à l'équation Eq. 9.7.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \underline{V_k} \frac{\partial k}{\partial x_k} = P + T + \Psi + D' - \varepsilon' \quad \text{Eq. 9.7}$$

Avec

- $P = - \left( v_i v_k \frac{\partial v_i}{\partial x_k} \right)$ , le terme de production,
- $T = - \frac{\partial v_i v_j v_k}{2 \partial x_k}$ , le terme de transport par fluctuation de vitesse,
- $\Psi = - \frac{1}{\rho} \left( \frac{\partial p v_k}{\partial x_k} \right)$ , le terme de transport par la pression ,
- $D' = \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \nu \frac{\partial k}{\partial x_k} \right)$ , le terme de transport par la viscosité,
- $\varepsilon' = \nu \frac{\partial v_i}{\partial x_k} \frac{\partial v_j}{\partial x_k}$ , le terme de pseudo dissipation.

L'expression du terme de production est dérivée de la relation de de BOUSSINESQ. On pose  $J = T + \Psi$ , le terme de diffusion qui doit être modélisé pour fermer le système. D'après [1], il peut être modélisé par un terme de diffusion par gradient

$$J = \frac{\nu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \quad \text{Eq. 9.8}$$

Où  $\sigma_k$  est le nombre de Prandtl turbulent qui est proche de l'unité.

Le taux de dissipation turbulente  $\varepsilon$  est exprimé comme suit :

$$\varepsilon = c \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l_m} \quad \text{Eq. 9.9}$$

Avec  $c$  une constante.

### b. Modèle à deux équations

Les modèles à deux équations sont basés sur deux équations de transport. Il existe plusieurs modèles dont les plus connus sont les modèles  $(k - \varepsilon)$  et  $(k - \omega)$ .

#### i. Modèle $(k - \varepsilon)$

Dans le cas du modèle  $(k - \varepsilon)$ , les deux équations supplémentaires à résoudre sont associées à l'énergie cinétique turbulente  $k$  et à la dissipation turbulente  $\varepsilon$ . L'équation de transport pour le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente  $\varepsilon$  est alors déterminé avec  $\varepsilon = \nu \frac{\partial v_i}{\partial x_k} \frac{\partial v_j}{\partial x_k}$  :

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \underline{V}_k \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} = P_{\varepsilon 1} + P_{\varepsilon 2} + P_{\varepsilon 3} + P_{\varepsilon 4} + T_{\varepsilon} + \Pi_{\varepsilon} + D_{\varepsilon} - \Gamma_{\varepsilon} \quad \text{Eq. 9.10}$$

Avec :

- $P_{\varepsilon 1} = -2\nu \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \frac{\partial v_k}{\partial x_j} \frac{\partial v_i}{\partial x_k}$ , un terme de production,
- $P_{\varepsilon 2} = -2\nu \frac{\partial v_i}{\partial x_k} \frac{\partial v}{\partial x_j} \frac{\partial v_k}{\partial x_j}$ , un terme de production,
- $P_{\varepsilon 3} = -2\nu v_k \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_j \partial x_k}$ , un terme de production
- $P_{\varepsilon 4} = -2\nu \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \frac{\partial v_k}{\partial x_j}$ , un terme de production par étirement tourbillonnaire,
- $T_{\varepsilon} = -\nu \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \underline{V} \frac{v_i v_j v_k}{\partial x_m \partial x_m} \right)$ , un terme de transport par turbulence,
- $\Pi_{\varepsilon} = -\frac{2}{\rho} \nu \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \frac{\partial v}{\partial x_j} \frac{\partial p}{\partial x_j} \right]$ , un terme de transport par la pression,
- $D_{\varepsilon} = \nu \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial x_k \partial x_k}$ , un terme de diffusion visqueuse,
- $\Gamma_{\varepsilon} = 2\nu^2 \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_k \partial x_j} \frac{\partial^2 v_i}{\partial x_k \partial x_j}$ , un terme de dissipation.

Après application des différentes hypothèses simplificatrices et modélisation de certains termes, l'équation pour le taux de dissipation,  $\varepsilon$ , du modèle ( $k - \varepsilon$ ) donné dans [3] est l'équation Eq. 9.11:

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon U_k)}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_k} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{1\varepsilon} P_k - C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon) \quad \text{Eq. 9.11}$$

L'énergie cinétique turbulente,  $k$ , est donnée par l'équation :

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + U_k \frac{\partial(\rho k)}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \left( \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_k} \right] + (P_k - \rho \varepsilon) \quad \text{Eq. 9.12}$$

Où  $P_k$  est la modélisation du terme de production,  $C_{1\varepsilon}$  et  $C_{2\varepsilon}$  des constantes et  $\sigma_\varepsilon$  le nombre de Prandtl pour la dissipation.

Avec les valeurs des coefficients utilisés dans le modèle ( $k - \varepsilon$ ), données par le Tableau 9-1 Coefficients utilisés dans le modèle ( $k - \varepsilon$ ) D'autres valeurs de ces coefficients sont proposées dans la littérature en fonction du type d'écoulement.

$C_\nu$	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
0,009	1,44	1,92	1	1,3

**Tableau 9-1 Coefficients utilisés dans le modèle ( $k - \varepsilon$ )**

Le modèle ( $k - \varepsilon$ ) n'est pas valable près des parois, lorsque l'écoulement est dominé par les effets visqueux. Les équations sont alors résolues jusqu'à une certaine distance des parois avec des conditions aux limites adaptés de type lois de parois.

Des améliorations de ce modèle ont aussi été développées, comme, par exemple, le modèle Realizable ( $k - \varepsilon$ ) qui contient une nouvelle équation, pour la vitesse de dissipation turbulente.

ii. Modèle ( $k - \omega$ )

Le modèle  $k - \omega$  proposé par WILCOX fait apparaître une équation de transport pour l'énergie cinétique turbulente,  $k$ , ainsi qu'une équation de transport pour  $\omega$ .

Le paramètre  $\omega$  est défini comme le rapport entre  $\varepsilon$  et  $k$ . Ce modèle permet de traiter l'écoulement en couche limite et de prendre en compte les effets d'un gradient de pression.

La viscosité turbulente dans ce cas est définie par l'équation Eq. 9.13

$$\nu_t = \alpha \frac{\rho k}{\omega} \quad \text{Eq. 9.13}$$

Avec  $\alpha$ , une constante.

Les équations pour  $k$  et  $\omega$  s'écrivent comme suit

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + V_k \frac{\partial \rho k}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ (v + \sigma^* \nu_t) \frac{\partial k}{\partial x_k} \right] + P_k - \beta^* k \rho \omega \quad \text{Eq. 9.14}$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + V_k \frac{\partial \rho \omega}{\partial x_k} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ (v + \sigma \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_k} \right] + \alpha \frac{k}{\omega} P_k - \beta k \omega^2 \quad \text{Eq. 9.15}$$

Les constantes du modèles sont  $\alpha, \beta^*, \beta, \sigma^*$  et  $\sigma$ .

$\alpha$	$\beta^*$	$\beta$	$\sigma^*$	$\sigma$
0,52	0,09	0,072	0,5	0,5

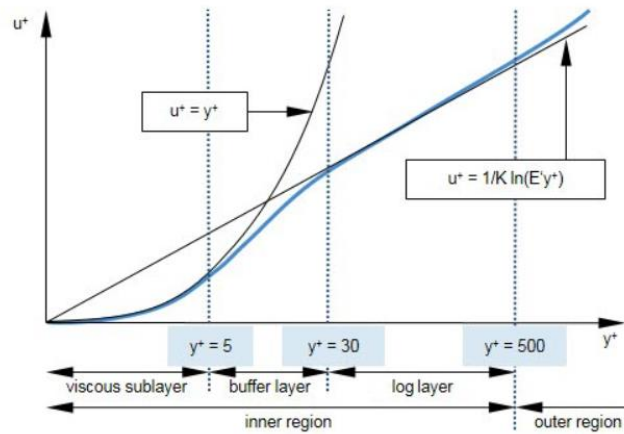
iii. Modèle SST ( $k - \omega$ )

Enfin le modèle SST ( $k - \omega$ ) ('Shear Stress Transport Model'), proposé par [4] associe les avantages du modèle ( $k - \varepsilon$ ), loin des parois et les avantages du modèle ( $k - \omega$ ), proche des parois. En effet il est plus précis dans le cas d'un écoulement à travers une pompe, car il permet de résoudre l'écoulement cisailé, près des parois.

iv. Traitement proche paroi

On note  $y^+$ , la distance à la paroi adimensionnée. Elle est définie telle que  $y^+ = \frac{y v_\tau}{\nu}$  avec  $y$ , la distance réelle par rapport à la paroi,  $v_\tau$ , la vitesse de frottement, et  $\nu$ , la viscosité cinématique. La région interne de la couche limite se divise en trois zones, comme le montre la Figure 9-1 :

- La zone logarithmique (ou zone extérieure ( $30 < y^+ < 300$ )) est gouverné par la turbulence.
- La zone tampon ( $5 < y^+ < 30$ ) est la zone où l'on retrouve l'association des effets de turbulence et de viscosité. Le profil de vitesse n'est pas bien défini dans cette région.
- La sous couche visqueuse (la plus proche des parois  $y^+ < 5$ ) où l'écoulement est presque laminaire et où la viscosité est dominante.



**Figure 9-1 Valeurs de  $y^+$  délimitant les zones composant la couche limite (star ccm+)**

Proche des parois, les importants gradients modifient fortement la turbulence. En effet, les effets visqueux sont dominants. Certains modèles ne sont pas valides jusqu'à la paroi et dans certains cas, il est avantageux de ne pas résoudre cette zone visqueuse. Dans ce cas les conditions limites des modèles présentés précédemment sont alors remplacées par des lois de parois. Différentes lois adaptées aux différents types de modèles de turbulence ont été élaborées [5]. Cette méthode permet d'éviter de mailler très finement le modèle dans la zone visqueuse et ainsi de rallonger les temps de calcul.

## 9.2 ANNEXE B : PERTES DE CHARGES (Modélisation de chaque organe)

Dans cette partie une revue des pertes de charges singulières et régulières présentes dans le circuit est détaillée.

### 9.2.1 Pertes de charges régulières ou linéaires

Les pertes de charges régulières sont dues aux frottements fluides des particules fluides et des parois des conduites du système hydraulique. Les conduites  $T_i$  sont donc modélisées par les pertes de charges régulières.

L'équation de Darcy -Weisbach est utilisée pour décrire ces pertes de charge régulières :

$$\Delta p^{reg} = \lambda \rho \frac{L U^2}{D} \text{ ou encore } H^{reg} = \lambda \frac{L U^2}{D 2g} \quad \text{car } \Delta p^{reg} = \rho g H \quad \text{Eq. 9.16}$$

Avec :

- $\lambda$  est le coefficient de frottement,
- $L$  est la longueur de la conduite,
- $D$  est le diamètre de la conduite
- $H^{reg}$  représente la perte de charge, exprimée en m
- $\Delta p^{reg}$  représente alors la perte de pression, exprimée en Pa

Le coefficient de frottement fluide est déterminé connaissant la nature du régime de l'écoulement. Il dépend de la rugosité de la conduite et du nombre de Reynolds  $Re$ . Le nombre de Reynolds est un nombre sans dimension qui représente le rapport entre les forces d'inerties et les forces visqueuses.

$$Re = \frac{vD}{\nu} \quad \text{Eq. 9.17}$$

Avec  $\nu$  la viscosité cinématique du fluide.

- $Re < 2000$ , l'écoulement est laminaire

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad \text{Eq. 9.18}$$

- Lorsque  $Re > 4000$ , l'écoulement est turbulent. L'équation de Colebrook est la plus utilisée afin de caractériser le coefficient de frottement durant ce régime.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left( \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon}{D 3.7} \right) \quad \text{Eq. 9.19}$$

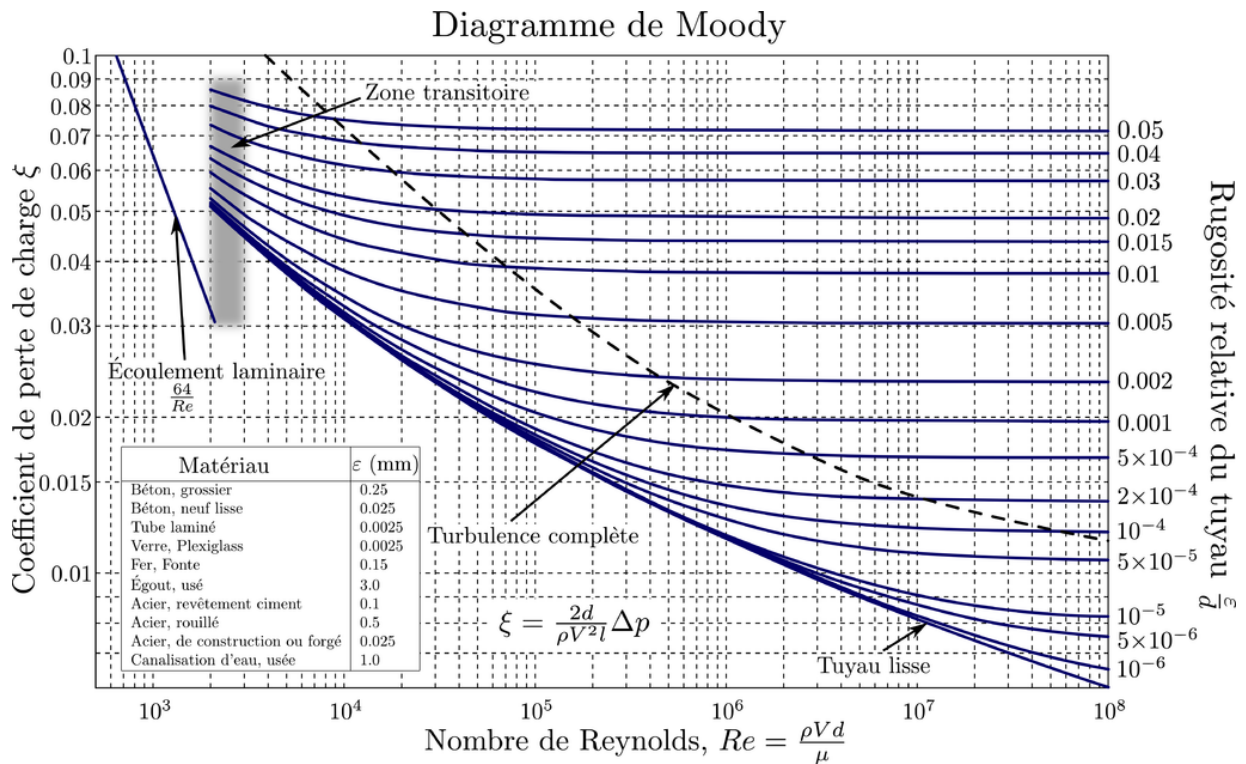
$\varepsilon$  Étant la rugosité de la paroi.

Cependant cette relation est implicite. Plusieurs autres corrélations (Genić et al., 2011) ont été développées afin d'établir une expression explicite du coefficient de frottement en régime turbulent dont notamment la corrélation de Haaland :

$$\lambda = \left\{ -1.8 \log \left[ \left( \frac{\varepsilon}{3.7} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{Re} \right] \right\}^{-2} \quad \text{Eq. 9.20}$$

Cette relation est valable pour  $4000 < Re < 10^8$  et  $0.000001 < \varepsilon < 0.05$

- Enfin lorsque  $2000 < Re < 4000$ , l'écoulement est dit transitoire, il est difficile de modéliser le coefficient, du fait des instabilités de l'écoulement. Il peut être déterminé à partir de l'abaque de Moody (Figure 9-2)



**Figure 9-2 Diagramme de Moody (wikipedia)**

Dans notre cas on utilisera la formule de Blasius valable pour  $2300 < Re < 10^5$  pour les conduites lisses ;

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{\frac{1}{4}}} \quad \text{Eq. 9.21}$$

### 9.2.2 Pertes de charges singulières

Les pertes de charges singulières sont dues aux éléments singuliers présents dans le circuit tels que les vannes, capteurs, amortisseurs, ainsi que les changements de géométrie dans les conduites tels que les convergents, divergent coudes.

Les pertes de charges singulières sont modélisées par l'équation Eq. 9.22

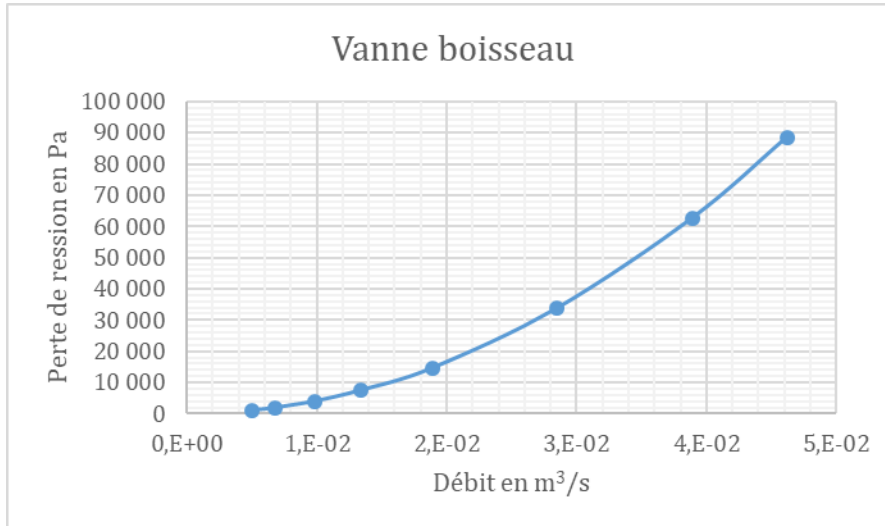
$$\Delta H^{sing} = K \frac{v^2}{2g} \quad \text{Eq. 9.22}$$

Où K est le coefficient de pertes de charges singulières et son expression est détaillée dans les parties suivantes pour chacun des éléments du système.



a. *Vanne a boisseau sphérique*

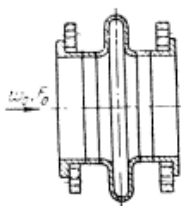
Les vannes à boisseau manuelles sont présentes dans chaque circuit avant et après chaque pompe. Cependant, dans le circuit RV, des vannes commandées sont présentes afin de diriger l'écoulement au cours du fonctionnement du système. Les pertes de charges induites par ces vannes sont fournies par le constructeur.



**Figure 9-3 Pertes de charges de la vanne à boisseau en fonction du débit**

b. *Amortisseur (manchons compensateurs)*

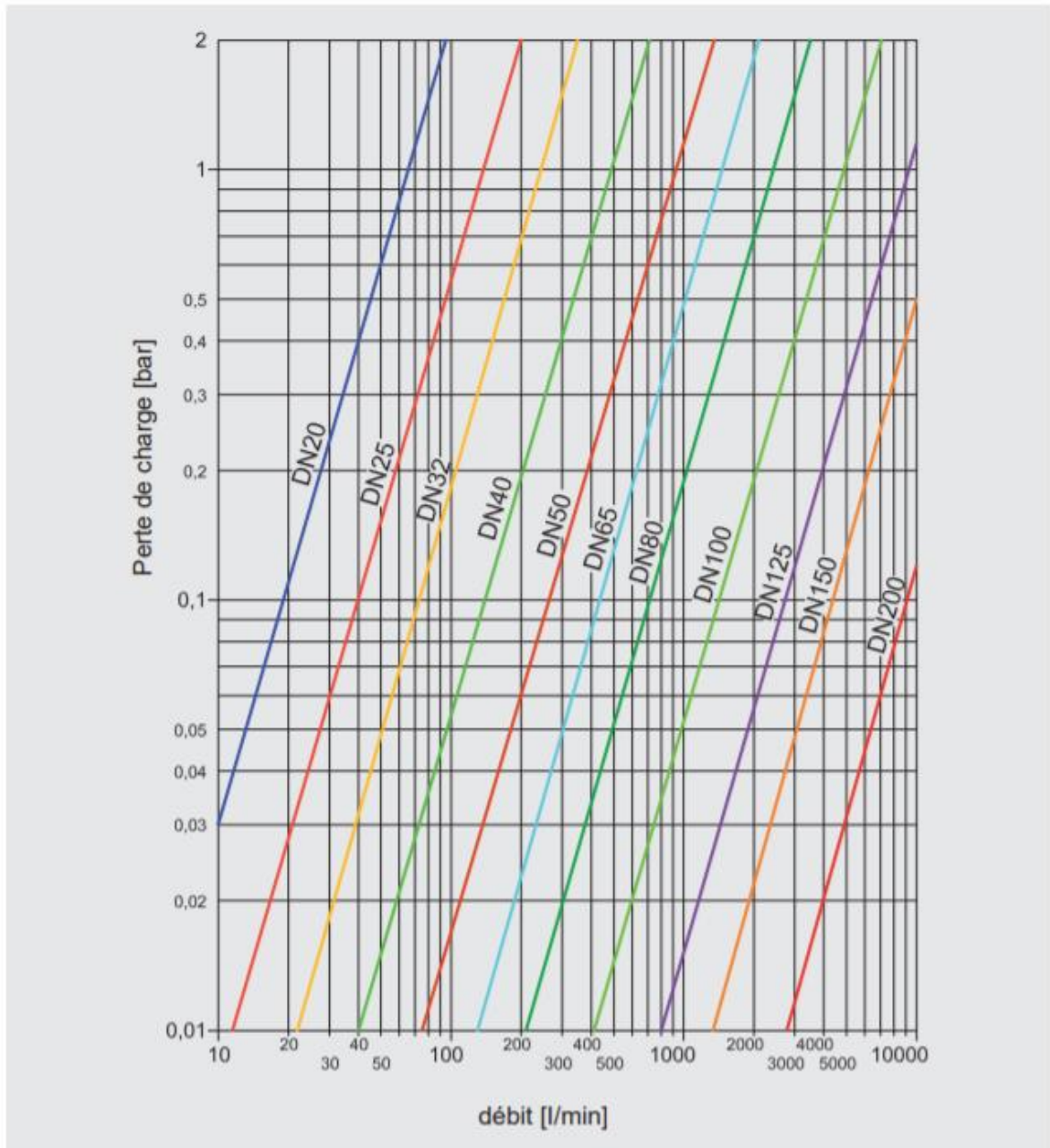
Des compensateurs sont installés dans le circuit afin d'absorber les vibrations induites par la pompe ou ouvertures et fermetures de vannes dans le système. Différents modèles ont été utilisés pour cet organe. Dans le livre de IDELCIK (Idelchik, 1960), un tableau donne le coefficient de résistance associé à un compensateur ondulé. La Figure 9-4 résume ces données.



$D_o$ (mm)	50	100	200	300	400	500
$K$	1,7	1,6	1,6	1,8	2,1	2,3

**Figure 9-4 Valeurs du coefficients de pertes de charge en fonction du diamètre (Idelchik, 1960)**

On retrouve des manchons de même type chez un autre constructeur fournissant les pertes de charges en fonction du débit (Figure 9-5).



**Figure 9-5 Pertes de charge de l'amortisseur en fonction du débit (WILLBRANDT Gummitechnik)**

Enfin les pertes de charges des amortisseurs sont déterminées à l'aide des essais expérimentaux. En effet, un amortisseur est présent en amont des pompes. Les pertes de charges fournies par les manchons sont alors obtenues à l'aide du théorème de Bernoulli entre le réservoir et le capteur à l'amont de la pompe BP.

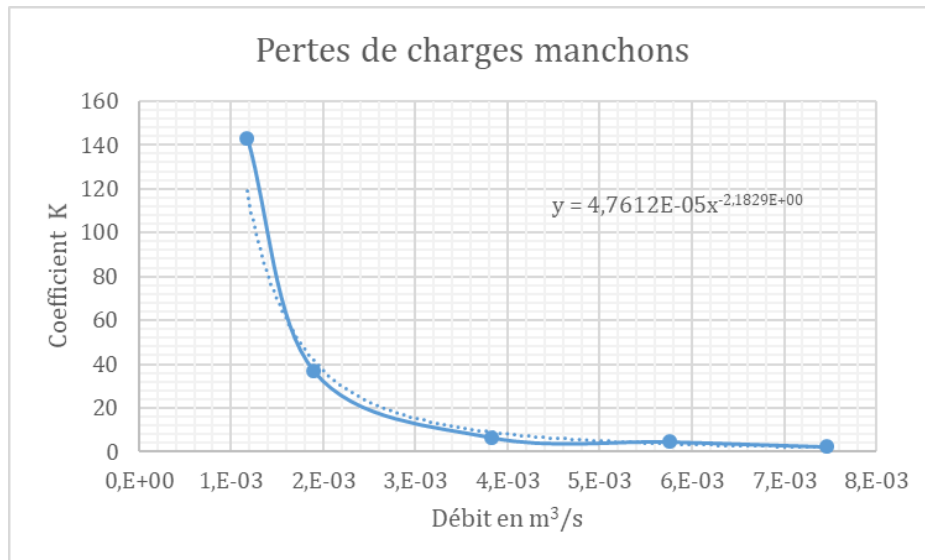


Figure 9-6 Evolution du coefficient K en fonction du débit

c. Débitmètre

Un débitmètre électromagnétique est présent dans chaque circuit du système. Le constructeur donne les pertes de charges induites en fonction du débit de l'écoulement (Figure 9-7).

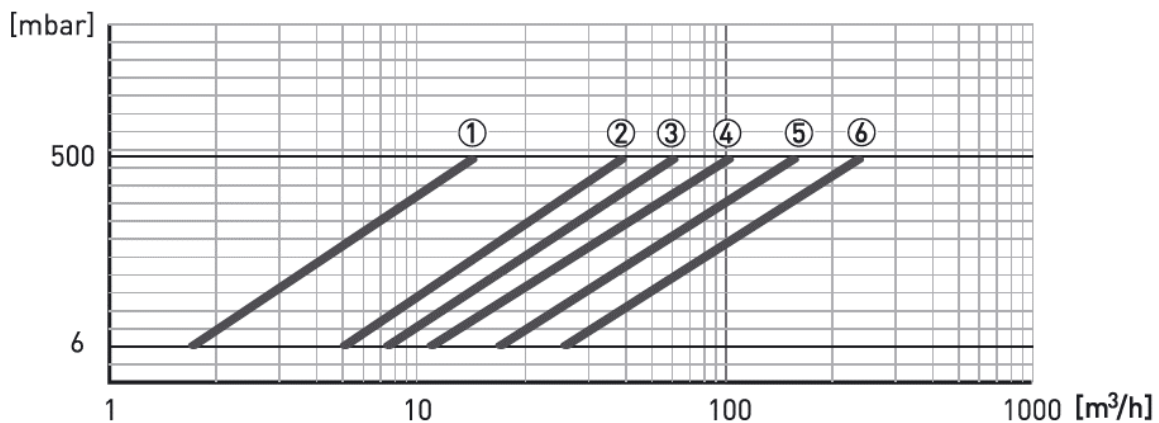


Figure 9-7 Pertes de charges du débitmètre en fonction du débit

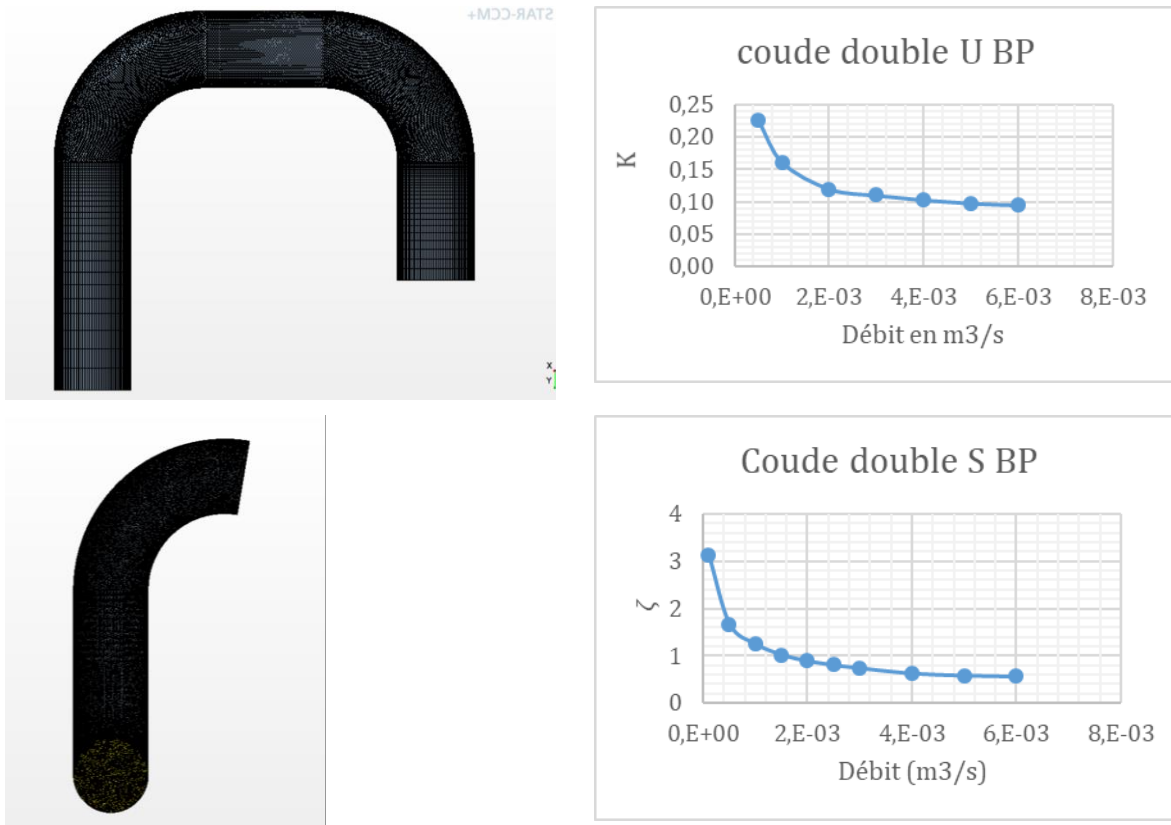
d. Coude

Le coude est un élément de la conduite permettant de dévier l'écoulement. Les coudes présents dans le système ODYSEA sont des coudes arrondis à 90°. Dans la littérature, on retrouve la formule de Weisbach pour les coudes arrondis :

$$K_{coude} = \frac{\delta}{90} \left( 0.131 + 1.847 \left( \frac{D}{2r_c} \right)^{3.5} \right) \quad \text{Eq. 9.23}$$

Avec  $r_c$  le rayon de courbure du coude.

Les coudes doubles en U et en S ont également été modélisés sur star CCM+ (Figure 9-8).



**Figure 9-8 Géométrie des coudes en S et U et Lois de coefficient obtenues**

*e. Sortie réservoir*

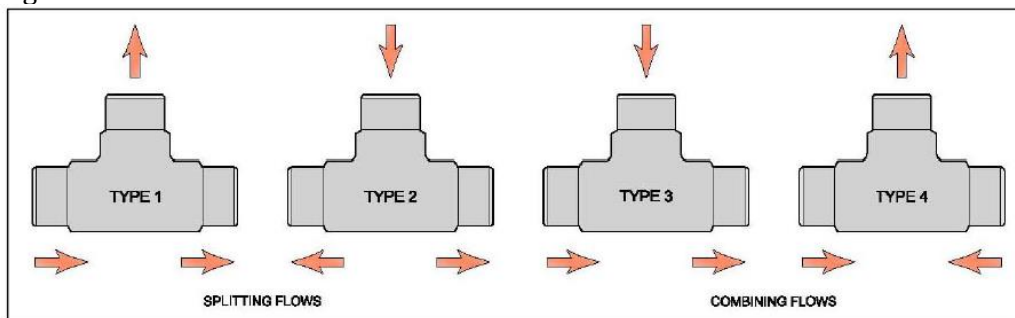
Lorsque l'écoulement passe du réservoir d'eau au circuit BP, HP ou RV, une perte de charge est générée par l'entrée brusque dans une canalisation.

Dans notre cas on prend  $K_{sortie\ reservoir} = 0,5$ .

*f. Té*

Une revue de modèles des pertes de charges induits par un branchement Té est détaillée par Michalos dans (Michalos, 2011). Plusieurs configurations de direction de l'écoulement sont possibles dans les branchements T (Cf Figure 9-9).

Dans notre cas, dans un premier temps, les modèles de Miller (Miller, D. S., 1990) sont utilisés pour modéliser les pertes pour les configurations de type 1 en mode stockage et de type 3 en mode déstockage.



**Figure 9-9 Configurations d'écoulement dans une jonction T (Michalos, 2011)**

Type 1 :

$$K_{32} = 0.03(1 - q)^2 + 0.35q^2 - 0.2q(1 - q) \quad \text{Eq. 9.24}$$

$$K_{31} = 0.95(1 - q)^2 + q^2 \left[ \left( 1.3 \tan \frac{\Phi}{2} - 0.3 + \frac{0.4 - 0.1a}{a^2} \right) \left( 1 - 0.9 \left( \frac{r}{a} \right)^{\frac{1}{2}} \right) \right] + 0.4q \left( \frac{1 + a}{a} \tan \frac{\Phi}{2} \right) \quad \text{Eq. 9.25}$$

Type 2 :

$$K_{31} = 0.92(1 - q)^2 + q^2(1.2 - r^{0.5}) \left( \frac{\cos \theta}{a} - 1 \right) + 0.8q^2 \left( \frac{1}{a} - 1 \right) \cos \theta + q(2 - a)(1 - q) \quad \text{Eq. 9.26}$$

$$K_{23} = 0.03(1 - q)^2 + q^2 \left[ 1 + (1.62 - r^{0.5}) \left( \frac{\cos \theta}{a} - 1 \right) - 0.38(1 - a) \right] + q(2 - a)(1 - q) \quad \text{Eq. 9.27}$$

Où

$$\Phi = \pi - \theta ; \theta = 90^\circ ; a = \frac{A_1}{A_3} ; q = \frac{Q_1}{Q_3} ; r = \frac{R_1}{R_3}$$

Les indices 3 et 2 désignent les deux côtés de la branche principale, l'indice 1 désigne la branche secondaire.

### 9.3 ANNEXE C : Courbes caractéristiques expérimentales

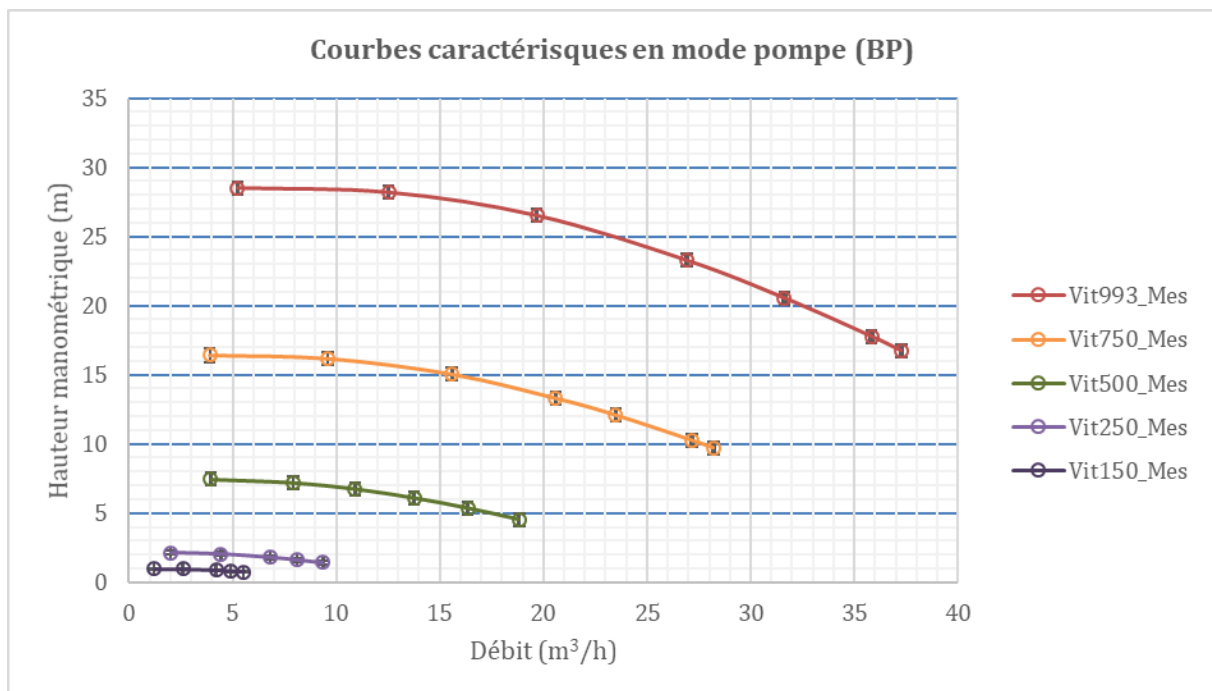
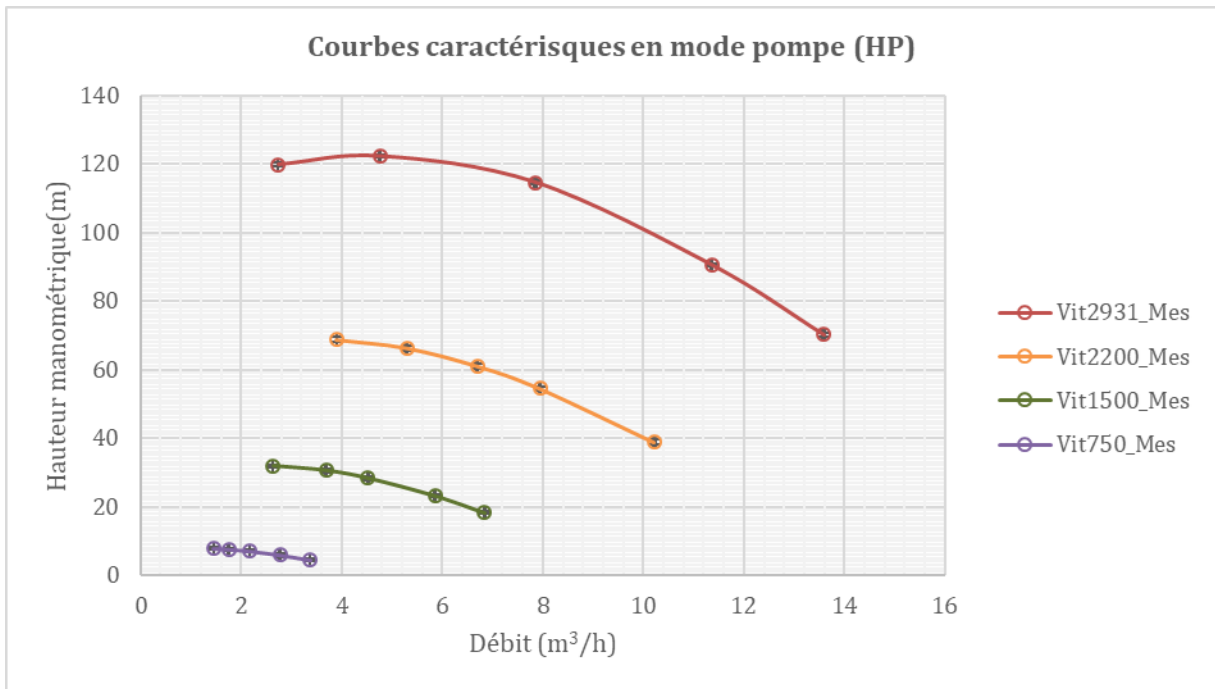
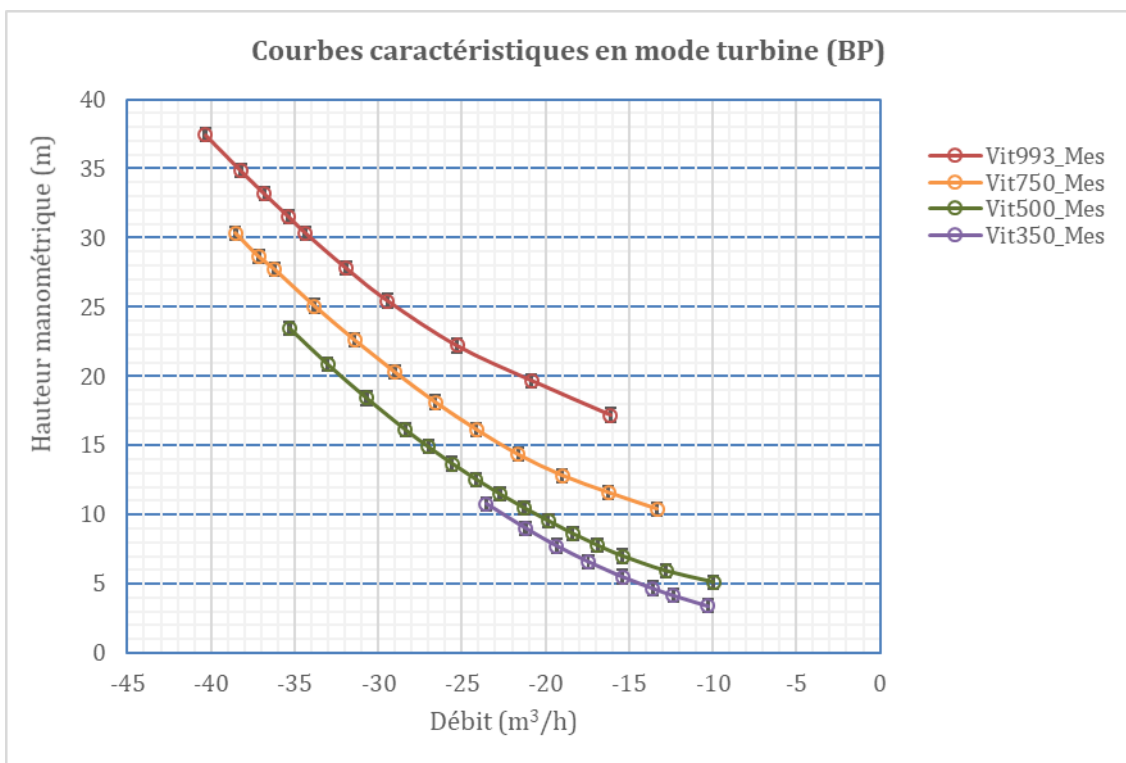


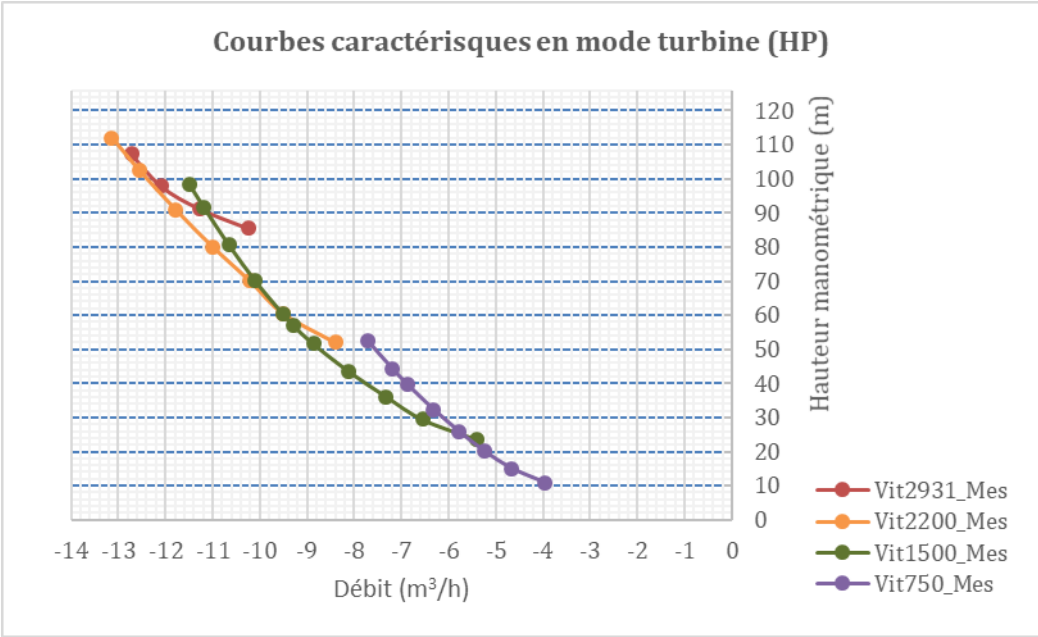
Figure 9-10 Courbes caractéristiques en mode pompe (BP)



**Figure 9-11 Courbes caractéristiques en mode pompe (HP)**



**Figure 9-12 Courbes caractéristiques en mode turbine (BP)**



**Figure 9-13 Courbes caractéristiques en mode turbine (HP)**

Résumé : Une nouvelle méthode de stockage d'énergie par air comprimé basé en mer développé par l'entreprise Segula technologies est présentée. REMORA est un système de stockage basé sur la compression de l'air de manière quasi isotherme effectuée par des pistons liquides dans des chambres de compression. Ces dernières sont alimentées par des pompes centrifuges réversibles qui vont également travailler en mode récepteur en assumant le rôle de turbines. Le système global est composé d'éléments formant une cascade d'énergie réversible pouvant stocker de l'énergie sous forme d'air comprimé dans les réservoirs sous-marins ou de restituer l'énergie sous forme d'électricité dans le réseau électrique. Le principe de fonctionnement de REMORA est de toujours travailler au point de fonctionnement nominal des pompes. C'est pourquoi, les pompes fonctionnent à vitesse variable pour se rapprocher de manière continue de son point de fonctionnement nominal. Pour optimiser la plage de fonctionnement, une pompe basse pression et une pompe haute pression vont devoir se relayer pour alimenter les chambres de compression. De plus, des vannes hydrauliques sont présentes à l'entrée de chaque chambre de compression et sont reliées à chaque pompe par des conduites. Ces vannes s'ouvrent et se ferment successivement sur un temps très court en fonction de l'état de compression ou de détente de l'air dans chaque chambre. Ces commutations de vannes se produisent en même temps que des accélérations et des décélérations rapides de la vitesse de rotation des pompes pouvant induire l'apparition d'un écoulement transitoire dans le système. Le démonstrateur ODySEA du projet REMORA, d'une puissance de quelques kilowatts, a été construit. Son objectif est d'analyser et de simuler les différents fonctionnements du circuit en mode instationnaire. Les résultats expérimentaux sont analysés afin de d'observer les phénomènes instationnaires liés à la dynamique rapide du système, de vérifier la fiabilité du concept REMORA, de détecter les éventuels problèmes et de lever les verrous technologiques. Une modélisation CFD de la pompe BP est faite à l'aide du code de calcul STAR CCM+ dans le but d'analyser finement l'écoulement du fluide dans la pompe dans les deux modes (pompe et turbine). Le modèle CFD permet de mettre en place un modèle de pompe élaboré prenant en compte les différentes pertes dans la pompe destinée au modèle Bond Graph. Enfin un modèle dynamique du fonctionnement du circuit hydraulique de ODySEA, à l'aide du code Bond Graph, est proposé. Un modèle partiel, construit sur un circuit simplifié comprenant deux pompes et deux pistons a été élaboré et validé à l'aide des résultats expérimentaux.

Mots-clefs : CFD, Instationnaire, Modélisation, Air comprimé, Turbomachines

Abstract: A new method of compressed air energy storage at sea developed by SEGULA technologies is presented. REMORA is a storage system based on the quasi isothermal compression of air carried out by liquid pistons in the compression chambers. The latter are supplied by reversible centrifugal pumps, which also act as turbines. The global system consists of elements forming a reversible energy cascade that can store energy in the form of compressed air in the underwater reservoirs or to return energy in the form of electricity in the electricity grid. To optimize the operating range, a low-pressure pump and a high-pressure pump will have to take turns to supply the compression chambers. In addition, the pumps operate at variable speed to continually approach its rated operating point. Hydraulic valves are present at the inlet of each compression chamber and are connected to each pump by pipes. These valves open and close successively over a very short time depending on the state of compression or expansion of the air in each chamber. These valve switching events occur at the same time as rapid accelerations and decelerations of pump rotation speed that can induce transient flow into the system. ODySEA, a laboratory demonstrator of this storage system with a few kW average power was constructed. An analysis of the experimental results is carried out in order to observe transient phenomena. CFD modelling of the BP pump is performed on STAR CCM+ to predict pump behaviour in both modes. Finally, a transient model of ODySEA hydraulic system is developed on 20-sim with Bond Graph method. The results will allow to know the flow's behaviour and to optimize system's operation especially during transient period.

Keywords: compressed air, Turbomachinery, Unsteady, Modelling, CFD