BIBLIOTHÈQUE
CÉGEP DE L'ABITIBI-TÉMISCAMINGUE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC EN ABITIBI-TÉMISCAMINGUE

Mise en garde

La bibliothèque du Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue et de l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT) a obtenu l'autorisation de la personne autrice de ce document afin de diffuser, dans un but non lucratif, une copie de son œuvre dans Depositum, site d'archives numériques, gratuit et accessible à tous. L'autrice ou l'auteur conserve néanmoins ses droits de propriété intellectuelle, dont son droit d'auteur, sur cette œuvre.

Warning

The library of the Cégep de l'Abitibi-Témiscamingue and the Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT) obtained the permission of the author to use a copy of this document for nonprofit purposes in order to put it in the open archives Depositum, which is free and accessible to all. The author retains ownership of the copyright on this document.

Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue

CONCEPTION AMÉLIORÉE ET ÉTUDE DE FIABILITÉ DES POMPES SUBMERSIBLES À IMPULSEUR SEMI-OUVERT À GRANDE CAPACITÉ POUR EAU CHARGÉE : CONTEXTE MINIER

Mémoire
présenté
comme exigence partielle
de la Maîtrise en ingénierie

Par
MICHAEL LUBILANJI MULUMBA

Juin 2026

REMERCIEMENTS

Je tiens à exprimer ma sincère reconnaissance à mon directeur de recherche, le Professeur Guyh DITUBA NGOMA, pour son accompagnement constant tout au long de ce travail. Son sens critique, sa patience, la rigueur de ses conseils méthodologiques ainsi que le temps qu'il m'a consacré ont été déterminants dans la conduite et la réussite de ce projet.

J'adresse également mes remerciements à l'ensemble des professeurs de l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT) pour la qualité de leur enseignement et leur soutien tout au long de mon parcours en maîtrise en génie.

Je remercie chaleureusement mon épouse, Prisca BILONDA, ainsi que ma fille Zurielle MBUYI pour leur soutien émotionnel constant, leur patience et leur compréhension durant cette période exigeante.

Mes remerciements vont également à mes amis et collègues du laboratoire de Turbomachines, en particulier Théophile TSHIBANGU et Francis KIFUMBI, pour leur soutien moral et intellectuel, ainsi que pour les échanges scientifiques enrichissants qui ont contribué à l'aboutissement de ce travail.

Enfin, j'exprime ma profonde gratitude à mes parents, Bernard KANYAMA et Nicole MBUYI, pour leur soutien indéfectible, leurs encouragements et les valeurs qu'ils m'ont transmises.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS II
TABLE DES MATIÈRES III
LISTE DES FIGURES V
LISTE DES TABLEAUX X
LISTE DES SIGLES ET DES ABRÉVIATIONS XI
LISTE DES SYMBOLES ET DES UNITÉS XIII
RÉSUMÉ XVI
ABSTRACT XVII
INTRODUCTION 18
1. Contexte et problématique 18
2. Objectifs 19
2.1 Objectif général 19
2.2 Objectifs spécifiques 19
3. Méthodologie et démarche scientifique 20
3.1 Définition des paramètres et dimensionnement hydraulique 21
3.2 Modélisation géométrique et analyse hydraulique numérique 21
3.3 Validation des performances hydrauliques et optimisation 21
3.4 Calcul des efforts hydrauliques 21
3.5 Analyse structurelle 21
3.6 Analyse modale et vibratoire 22
4. Hypothèses 22
5. Originalité de la recherche 22
6. Structure du mémoire 23
CHAPITRE 1: REVUE DE LITTÉRATURE EN LIEN AVEC LA RECHERCHE 24
1.1 Conception de la pompe 24
1.2 Écoulement diphasique 26
1.3 Fiabilité de la pompe 27
CHAPITRE 2: APERÇU SUR LES POMPES SUBMERSIBLES À IMPULSEUR SEMI-OUVERT 30
2.1 Constitution d'une pompe submersible à impulseur semi-ouvert 30
2.2 Avantages et Principe de fonctionnement 31
CHAPITRE 3: MODÉLISATION DE L'ÉCOULEMENT DE FLUIDES CHARGÉS DANS LES POMPES SUBMERSIBLES 32
3.1 Hypothèses sur l'écoulement monophasique 32
3.2 Équations de continuité et de Navier-stockes 32
3.2.1 Équations de continuité 32
3.2.2 Équations de Navier-Stockes 32
3.3 Modèle de turbulence 33
3.4 Écoulements diphasiques : mélange eau-particules solides 34
3.4.1 Hypothèses de l'écoulement diphasique 34
3.4.2 Modèle mathématique 35
3.5 Caractérisation et rhéologie des fluides miniers 38

3.5.1 Granulométrie des particules 38
3.5.2 Fraction volumique des solides 39
3.5.3 Masse volumique du fluide chargé 39
3.5.4 Modèles rhéologiques des fluides chargés 39
CHAPITRE 4: CONCEPTION ET CALCUL DES PARAMÈTRES CARACTÉRISTIQUES DE LA POMPE SUBMERSIBLE 41
4.1 Paramètres de conception 41
4.2 Conception de l'impulseur 46
4.3 Conception hydraulique de la volute 48
4.4 Analyse mécanique : contraintes, déformations et forces hydrauliques 52
4.4.1 Équation d'équilibre 52
4.4.2 Relation contrainte-déformation [40] 52
4.4.3 Calcul des forces hydrauliques axiales et radiales 54
4.4.4 Relation déformation-déplacement 58
4.5 Analyse vibratoire des pompes 58
4.5.1 Équations de vibrations 59
4.5.2 Modes et fréquences propres 64
4.5.3 Réponse harmonique 65
4.5.4 Diagramme de Campbell [46] 67
CHAPITRE 5: RÉSULTATS ET DISCUSION 69
5.1 Paramètres géométriques 69
5.2 Modélisation de la pompe 71
5.2.1 Modélisation des domaines fluide et solide 71
5.2.2 Implémentation numérique 73
5.2.3 Simulation de l'écoulement interne à l'aide du logiciel ANSYS CFX 74
5.2.4 Analyse structurelle et vibratoire 78
5.3 Études des cas 85
5.3.1 Influence de la variation de la concentration des particules solides 86
5.3.2 Influence de la variation du diamètre moyen des particules solides 96
5.3.3 Influence de la variation de l'angle de sortie (β_2) 104
5.3.4 Influence de la variation du nombre d'aubes (Z) 113
5.3.5 Influence de la variation de l'angle d'inclinaison axiale (γ) 122
5.3.6 Influence de la variation de l'épaisseur des aubes (e) 133
5.3.7 Influence de la variation de la largeur d'aube (b_2) (sans la volute) 142
5.3.8 Réponse harmonique en termes d'amplitudes de déformation 152
5.3.9 Réponse harmonique en termes d'amplitudes de contraintes 153
5.3.10 Influence du fluide chargé sur la réponse harmonique en déformation et en contrainte. 154
CHAPITRE 6: VALIDATION DES RESULTATS 157
CONCLUSION ET PERSPECTIVES 168
RÉFÉRENCES 170
ANNEXE 173

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Démarche méthodologique 20
Figure 2: Pompe submersible KRS2-B6 [23]..... 30
Figure 3: Courbes de distribution granulométrique de la boue [31] 38
Figure 4 : Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de l'impulseur 41
Figure 5 : Rendement de la pompe en fonction de la vitesse spécifique [36] 43
Figure 6 : Diagramme de Cordier [36]..... 46
Figure 7 : Construction des aubes de l'impulseur [37]..... 47
Figure 8 : Paramètres géométriques principaux de l'impulseur 48
Figure 9 : Constante K_3, diamètre de base D_3 en fonction de la vitesse spécifique Ns [36]. 50
Figure 10 : Profil de section de volute [38]. 50
Figure 11 : Paramètres géométriques principaux de la volute..... 51
Figure 12 : Répartition des forces et des pressions sur l'impulseur..... 55
Figure 13 : Facteur d'amplification en fonction du rapport des fréquences et angle de phase en fonction du rapport des fréquences [43]. 64
Figure 14 : Fonction harmonique [43] 66
Figure 15 : Déplacement, vitesse et accélération vibratoire [45] 67
Figure 16 : Diagramme de Campbell illustrant l'évolution des fréquences propres et des fréquences d'excitation en fonction de la vitesse de rotation [46] 68
Figure 17 : Composants du domaine solide..... 72
Figure 18 : Composants du domaine fluide..... 72
Figure 19 : Modèle (a) solide (b) fluide..... 73
Figure 20 : Étapes de résolution numérique avec le logiciel ANSYS..... 74
Figure 21 : Maillage du volume fluide de la pompe 75
Figure 22 : Configuration sous CFX-Pre 76
Figure 23 : Répartition de la pression au sein de la pompe au débit de 91,12 m^3/h. 77
Figure 24 : Étapes de la simulation numérique de l'écoulement dans la pompe 78
Figure 25 : Maillage de la structure..... 79
Figure 26 : Distribution de : (a) contrainte de Von Mises (b) déformation (c) coefficient de sécurité 80
Figure 27 : Fréquence propre correspondant au mode de vibration..... 81
Figure 28 : Formes modales de l'impulseur et fréquences naturelles associées. 82
Figure 29 : Diagramme de Campbell 83
Figure 30 : Réponse fréquentielle du système: (a) amplitude et phase de déformation, (b) amplitude et phase de contrainte équivalente. 84
Figure 31 : Procédure d'analyse structurelle et vibratoire de l'impulseur de la pompe 85
Figure 32 : Hauteur en fonction du débit avec diamètre moyen des particules de d = 2 mm, C_v = 10 %; 20 %; 30 % 87
Figure 33 : Puissance à l'arbre en fonction du débit avec diamètre moyen des particules de d = 2 mm, C_v = 10 %; 20 %; 30 % 88

Figure 34 : Rendement en fonction du débit avec diamètre moyen des particules de d = 2 mm, C_v = 10 %; 20 %; 30 % 89
Figure 35 : Force Axiale en fonction du débit avec diamètre moyen des particules de d = 2 mm, C_v = 10 %; 20 %; 30 % 90
Figure 36 : Force Radiale en fonction du débit avec diamètre moyen des particules de d = 2 mm, C_v = 10 %; 20 %; 30 % 90
Figure 37 : Contrainte de Von Mises en fonction du débit avec diamètre moyen des particules de d = 2 mm, Cv = 10 %; 20 %; 30 % 92
Figure 38 : Déformation en fonction du débit avec diamètre moyen des particules de d = 2 mm, C_v = 10 %; 20 %; 30 % 92
Figure 39 : Distribution spatiale de fraction volumique des particules solides (a) et de l'eau (b) avec C_v = 10 % au débit Q_v = 91,12 m^3/h 93
Figure 40 : Distribution spatiale de fraction volumique des particules solides (a) et de l'eau (b) avec C_v = 20 % au débit Q_v = 91,12 m^3/h 93
Figure 41 : Distribution spatiale de fraction volumique des particules solides (a) et de l'eau (b) avec C_v = 30% au débit Q_v = 91,12 m^3/h 94
Figure 42 : Vitesse moyenne de l'eau et des particules solides en fonction du débit avec diamètre moyen des particules de d = 2 mm, C_v = 10 %; 20 %; 30 % 95
Figure 43 : Fraction volumique des particules solide, eau en fonction du débit avec d = 2 mm, C_v = 10 %; 20 %; 30 % 96
Figure 44 : Hauteur en fonction du débit avec diamètre moyen des particules avec d = [1 mm; 2 mm; 3 mm], C_v = 10% 97
Figure 45 : Puissance à l'arbre en fonction du débit avec diamètre moyen des particules avec d = [1 mm; 2 mm; 3 mm], C_v = 10 % 97
Figure 46 : Rendement en fonction du débit avec diamètre moyen des particules avec d = [1 mm; 2 mm; 3 mm], C_v = 10% 98
Figure 47 : Force Axiale en fonction du débit avec diamètre moyen des particules avec d = [1 mm; 2 mm; 3 mm], C_v =10% 99
Figure 48 : Force Radiale en fonction du débit avec diamètre moyen des particules avec d = [1 mm; 2 mm; 3 mm], C_v = 10% 100
Figure 49 : Contrainte de Von Mises en fonction du débit avec diamètre moyen des particules avec d = [1 mm; 2 mm; 3 mm], C_v = 10 % 101
Figure 50 : Déformation en fonction du débit avec diamètre moyen des particules avec d = [1 mm; 2 mm; 3 mm], C_v = 10 % 101
Figure 51 : Distribution spatiale de fraction volumique des particules solide (a) et de l'eau (b) avec d = 1 mm ; C_v = 10 % au débit Q_v = 91,12 m^3/h 102
Figure 52 : Distribution spatiale de fraction volumique des particules solide (a) et de l'eau (b) avec d = 2 mm ; C_v = 10 % au débit Q_v = 91,12 m^3/h 102
Figure 53 : Distribution spatiale de fraction volumique des particules solide (a) et de l'eau (b) avec d = 3 mm ; C_v = 10 % au débit Q_v = 91,12 m^3/h 103
Figure 54 : Vitesse moyenne de l'eau et des particules solides en fonction du débit avec d = [1 mm; 2 mm; 3 mm], C_v = 10 % 103
Figure 55 : Fraction volumique particules solides, eau en fonction du débit avec d = [1 mm ; 2 mm ; 3 mm], C_v = 10 %..... 104

Figure 56 : Hauteur manométrique en fonction du débit (variation de l'angle de sortie β_2)..... 105
Figure 57 : Puissance en fonction du débit (variation de l'angle de sortie β_2)..... 105
Figure 58 : Rendement en fonction du débit (variation de l'angle de sortie β_2)..... 106
Figure 59 : Contour de pression statique pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'angle de sortie β_2)..... 107
Figure 60 : Vecteur de vitesse moyenne pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'angle de sortie β_2)..... 107
Figure 61 : Force Axiale en fonction du débit (variation de l'angle de sortie β_2) 109
Figure 62 : Force Radiale en fonction du débit (variation de l'angle de sortie β_2).. 109
Figure 63 : Contrainte de Von Mises en fonction du débit (variation de l'angle de sortie β_2)..... 110
Figure 64 : Déformation en fonction du débit (variation de l'angle de sortie β_2)..... 111
Figure 65 : Contours de contraintes de Von Mises pour le débit de 91,12 m^3/h (variation de l'angle de sortie β_2) 112
Figure 66 : Contours de déformation pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'angle de sortie β_2)..... 113
Figure 67 : Hauteur en fonction du débit (variation du nombre d'aubes Z)..... 113
Figure 68 : Puissance en fonction du débit (variation du nombre d'aubes Z) 114
Figure 69 : Rendement en fonction du débit (variation du nombre d'aubes Z) 115
Figure 70 : Contour de pression pour un débit de 91,12 m^3/h (variation du nombre d'aubes Z)..... 116
Figure 71 : Contour de pression statique pour un débit de 91,12 m^3/h (variation du nombre d'aubes Z)..... 117
Figure 72 : Force Axiale en fonction du débit (variation du nombre d'aubes Z)..... 118
Figure 73 : Force Radiale en fonction du débit (variation du nombre d'aubes Z)... 118
Figure 74 : Contrainte de Von Mises en fonction du débit (variation du nombre d'aubes Z)..... 119
Figure 75 : Déformation en fonction du débit (variation du nombre d'aubes Z) 120
Figure 76 : Contours de contrainte de Von Mises pour un débit de 91,12 m^3/h (variation du nombre d'aubes Z) 121
Figure 77 : Contour de déformation pour un débit de 91,12 m^3/h (variation du nombre d'aubes Z)..... 121
Figure 78 : Représentation de la variation de l'angle d'inclinaison axiale des aubes dans l'impulseur γ_2 = 0° et γ_2 = 15°..... 122
Figure 79 : Représentation de la variation de l'angle d'inclinaison axiale des aubes dans l'impulseur γ_2 = -15° et γ_2 = -22°/ γ_1 = 22°..... 123
Figure 80 : Hauteur en fonction du débit (variation de l'angle d'inclinaison axiale γ) 124
Figure 81 : Puissance à l'arbre en fonction du débit (variation de l'angle d'inclinaison axiale γ) 125
Figure 82 : Rendement en fonction du débit (variation de l'angle d'inclinaison axiale γ)..... 126

Figure 83 : Contour de pression pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'angle d'inclinaison axiale de sortie γ) 127
Figure 84 : Contour de vitesse pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'angle d'inclinaison axiale γ) 128
Figure 85 : Force Axiale en fonction du débit (variation de l'angle d'inclinaison axiale de sortie γ)..... 129
Figure 86 : Force Radiale en fonction du débit (variation de l'angle d'inclinaison axiale γ) 129
Figure 87 : Contrainte de Von Mises en fonction du débit (variation de l'angle d'inclinaison axiale γ) 131
Figure 88 : Déformation en fonction du débit (variation de l'angle d'inclinaison axiale γ)..... 131
Figure 89 : Contour de contrainte Von Mises à un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'angle d'inclinaison axiale de sortie γ) 132
Figure 90 : Contour de déformation pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'angle d'inclinaison axiale de sortie γ) 133
Figure 91 : Hauteur en fonction du débit (variation de l'épaisseur des aubes e) ... 133
Figure 92 : Puissance à l'arbre en fonction du débit (variation de l'épaisseur des aubes e) 134
Figure 93 : Rendement en fonction du débit (variation de l'épaisseur des aubes e) 135
Figure 94 : Contour de la pression statique pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'épaisseur des aubes e)..... 136
Figure 95 : Contour de vitesse pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'épaisseur des aubes e)..... 137
Figure 96 : Force Axiale en fonction du débit (variation de l'épaisseur des aubes e) 138
Figure 97 : Force Radiale en fonction du débit (variation de l'épaisseur des aubes e) 138
Figure 98 : Contrainte de Von Mises en fonction du débit (variation de l'épaisseur des aubes e)..... 140
Figure 99 : Déformation en fonction du débit (variation de l'épaisseur des aubes e) 140
Figure 100 : Contours de contrainte de Von Mises pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'épaisseur des aubes e)..... 141
Figure 101 : Contour de déformation pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'épaisseur des aubes e)..... 142
Figure 102 : Hauteur en fonction du débit (variation de la largeur des aubes b_2) .. 143
Figure 103 : Puissance en fonction du débit (variation de la largeur des aubes b_2)143
Figure 104 : Rendement en fonction du débit (variation de la largeur des aubes b_2) 144
Figure 105 : Contours de pression statique pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de la largeur des aubes b_2)..... 145

Figure 106 : Contour de vitesse moyenne pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de la largeur des aubes b_2)..... 146
Figure 107 : Force Axiale en fonction du débit (variation de la largeur des aubes b_2) 147
Figure 108 : Force Radiale en fonction du débit (variation de la largeur des aubes b_2) 148
Figure 109 : Contrainte de Von Mises en fonction du débit (variation de la largeur des aubes b_2)..... 149
Figure 110 : Déformation en fonction du débit (variation de la largeur des aubes b_2) 150
Figure 111 : Contour de contrainte de Von Mises pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de la largeur des aubes b_2) 151
Figure 112 : Contour de déformation pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de la largeur des aubes b_2)..... 151
Figure 113 : Amplitude des déformations en fonction de la fréquence pour différents débits..... 153
Figure 114 : Amplitude des contraintes équivalentes en fonction de la fréquence pour différents débits. 154
Figure 115 : Amplitude des déformations en fonction de la fréquence pour différents débits (fluide chargé pour C_v=30 %) 156
Figure 116 : Amplitude des contraintes équivalentes en fonction de la fréquence pour différents débits (fluide chargé pour C_v=30 %)..... 156
Figure 117 : Hauteur manométrique en fonction débit 157
Figure 118 : Écarts relatifs de la hauteur en fonction des débits 158
Figure 119 : Puissance en fonction du Débit..... 158
Figure 120 : Écarts relatifs de la puissance en fonction du débit..... 159
Figure 121 : Rendement en fonction du débit 159
Figure 122 : Écarts relatifs du rendement en fonction des débits 160
Figure 123 : Forces axiales en fonction du débit..... 161
Figure 124 : Écarts relatifs des forces axiales en fonction des débits..... 161
Figure 125 : Force radiale en fonction du débit..... 162
Figure 126 : Écarts relatifs des forces radiales en fonction des débits 162
Figure 127 : Contrainte de Von Mises en fonction du débit..... 163
Figure 128 : Écarts relatifs des Contraintes de Von Mises 163
Figure 129 : Déformations en fonction du débit..... 164
Figure 130 : Écarts relatifs des déformations..... 164
Figure 131 : Fréquences propres et fréquence de passage des aubes (fpa correspondant au mode de vibration..... 165
Figure 132 : Écarts relatifs des fréquences..... 166
Figure 133 : Amplitude des déformations en fonction de la fréquence pour différents débits..... 167
Figure 134 : Écarts relatifs des amplitudes de déformations 167

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Formules théoriques pour le calcul des paramètres géométriques de l'impulseur de la pompe 44
Tableau 2 : Paramètres géométriques de l'impulseur 69
Tableau 3 : Paramètres géométriques de la volute 70
Tableau 4 : Propriétés mécaniques et physiques de l'acier utilisé 70
Tableau 5 : Propriétés physiques de l'eau 71
Tableau 6 : Propriétés physiques de l'eau chargée 71
Tableau 7 : Fréquences naturelles de la pompe 81

LISTE DES SIGLES ET DES ABRÉVIATIONS

Sigle / Abréviation	Signification
CFD	*Computational Fluid Dynamics* (Dynamique des fluides numérique)
MFN	Mécanique des fluides numérique
ANSYS	Logiciel de simulation numérique multi-physique
CFX	Module de mécanique des fluides du logiciel ANSYS
CFX-Pre	Module de prétraitement (conditions aux limites)
CFX-Solver	Solveur numérique ANSYS CFX
CFX-Post	Module de post-traitement des résultats
RNG	*Renormalization Group* (modèle de turbulence k-ε amélioré)
SST	*Shear Stress Transport* (modèle de turbulence k-ω)
k-ε	Modèle de turbulence basé sur l'énergie cinétique et sa dissipation
k-ω	Modèle de turbulence basé sur k et la fréquence spécifique
DEM	*Discrete Element Method* (Méthode des éléments discrets)
CFD–DEM	Computational Fluid Dynamics-Discrete Element Methode (Couplage dynamique des fluides et éléments discrets)
Euler–Euler	Modèle diphasique fluide–fluide
Euler–Lagrange	Modèle diphasique fluide–particules
Mixture	Modèle diphasique de mélange homogène

PES	Pompe électrique submersible
PSO	*Particle Swarm Optimization* (Optimisation par essaim de particules)
AG	Algorithme génétique
Ns	Vitesse spécifique (notation normalisée utilisée comme pseudo-sigle)
Cv	Fraction volumique des solides
Qv	Débit volumique
Hz	Hertz
rpm	*Révolutions per minute* (tr/min)

LISTE DES SYMBOLES ET DES UNITÉS

- Grandeurs liées à l'écoulement

Symbole	Désignation	Unité
Q, Q_v	Débit volumique	m³/h
H	Hauteur manométrique	m
P	Puissance à l'arbre	W
T	Couple	N.m
η	Rendement de la pompe	%
N	Vitesse de rotation	tr/min
ω	Vitesse angulaire	rad/s
N_s	Vitesse spécifique	$rpm(m^3/s)^{1/2}/m^{3/4}$
C_v	Fraction volumique des particules	%
$\vec{U}$	Vecteur vitesse	m/s
V_x, V_y, V_z	Composantes de vitesse	m/s
p	Pression	Pa
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
μ_{eff}	Viscosité effective	Pa.s
t	Temps	s
g	Accélération gravitationnelle	m/s²
$\vec{r}$	Vecteur position	m
S_M	Terme source (rotation)	N/m³

- Grandeurs mécaniques

Fa	Force axiale	N
Fr	Force radiale	N
σ	Contrainte normale	Pa
σ_{VM}	Contrainte de Von-Mises	Pa
τ	Contrainte de cisaillement	Pa
ε	Déformation	-
F_x, F_y, F_z	Forces volumique	N/m³
u	Déplacement	m
E	Module de Young	Pa
ν	Coefficient de Poisson	-
ρ	Masse volumique	kg/m³

- Turbulence

Symbole	Désignation	Unité
k	Énergie cinétique turbulente	m²/s²
μ_t	Viscosité turbulente	Pa.s
ε	Dissipation turbulente	m²/s³
σ_k	Coefficient de diffusion de k	-

- Dynamique et vibrations

f	Fréquence	Hz
f_n	Fréquence propre	Hz
f_e	Fréquence d'excitation	Hz
r	Rapport de fréquence	-
ω	Pulsation	rad/s
A	Amplitude vibratoire	m
ϕ	Phase	rad
M	Masse	kg
K	Raideur	N/m
C	Amortissement	N·s/m

- Géométrie de l'impulseur et de la volute

D_1, D_2	Diamètre d'entrée / de sortie	m
d_{sh}	Diamètre de l'arbre	m
b_2	Largeur de sortie des aubes	m
e	Épaisseur des aubes	m
Z	Nombre d'aubes	-
β_2	Angle de sortie des aubes	°
β_1	Angle d'entrée des aubes	°
γ	Angle d'inclinaison axiale	°
R_θ	Rayon de la volute à l'angle θ	m

- Écoulement diphasique

d	Diamètre des particules	m
d_{50}	Diamètre médian	m
d_{85}	Diamètre caractéristique (85%)	m
ρ_s	Masse volumique des solides	kg/m³
ρ_m	Masse volumique du mélange	kg/m³
ρ_l	Masse volumique liquide	kg/m³
V_l,V_s	Volumes phases	m³

- Indice

1 Entrée impulseur

2 Sortie impulseur

3 Sortie volute

RÉSUMÉ

Dans le contexte de l'exploitation minière, les pompes submersibles utilisées pour le pompage des fluides chargés sont soumises à des conditions sévères liées à la présence de particules solides. Ces conditions se traduisent par une dégradation des performances hydrauliques, une augmentation des sollicitations mécaniques ainsi que des risques accrus de défaillance. La complexité des écoulements diphasiques et les interactions entre phénomènes hydrauliques et mécaniques rendent nécessaire le recours à des approches globales. Dans ce cadre, le comportement global de ces systèmes a été analysé et amélioré à l'aide d'une approche numérique intégrée.

La démarche adoptée repose sur un couplage fluide–structure combinant la mécanique des fluides numérique, l'analyse structurelle et l'analyse vibratoire. À partir d'un modèle de pompe développé, l'écoulement interne en présence de particules solides a été étudié. L'influence de la concentration volumique des particules, de leur diamètre moyen ainsi que de plusieurs paramètres géométriques de l'impulseur, notamment l'angle de sortie, le nombre d'aubes, l'angle d'inclinaison axiale, l'épaisseur et la largeur des aubes, a été évaluée. Les performances ont été caractérisées à partir de la hauteur manométrique, du rendement et de la puissance à l'arbre, tandis que le comportement mécanique a été quantifié à travers les forces axiales et radiales, ainsi que les contraintes et les déformations.

Les résultats obtenus ont montré que l'augmentation de la concentration et de la taille des particules solides entraîne une diminution progressive de la hauteur manométrique et du rendement, accompagnée d'une augmentation de la puissance à l'arbre et des sollicitations mécaniques. Une influence significative des paramètres géométriques sur le comportement global a été mise en évidence, certaines configurations permettant d'améliorer l'écoulement interne et de limiter les pertes hydrauliques. Par ailleurs, des zones critiques de résonance ont été identifiées à partir de l'analyse vibratoire, soulignant l'importance des interactions fluide–structure.

Une comparaison avec les données du constructeur a été effectuée et a mis en évidence une concordance satisfaisante, avec des écarts relatifs généralement compris entre 0 % et 5 % pour la hauteur manométrique et les grandeurs issues de l'analyse structurelle. Des écarts plus importants ont été observés pour le rendement, la puissance à l'arbre ainsi que pour la réponse vibratoire, en raison des simplifications géométriques et des hypothèses de modélisation. Enfin, la pertinence de l'approche adoptée a été confirmée, et la démarche proposée constitue un outil d'aide à la décision pour une meilleure conception des pompes submersibles, tout en offrant une base solide pour des validations expérimentales futures.

Mots-clés : Pompes submersibles ; fluides chargés ; mécanique des fluides numérique (MFN) ; couplage fluide-structure ; analyse vibratoire ; fiabilité

ABSTRACT

In the context of mining operations, submersible pumps used for handling particle-laden fluids are subjected to severe operating conditions due to the presence of solid particles. These conditions result in a degradation of hydraulic performance, an increase in mechanical loads, and a higher risk of failure. The complexity of multiphase flows, along with the interactions between hydraulic and mechanical phenomena, necessitates the use of comprehensive approaches. In this context, the overall behavior of such systems has been analyzed and improved using an integrated numerical approach.

The adopted methodology is based on a fluid–structure interaction approach combining Computational Fluid Dynamics, structural analysis, and vibrational analysis. Starting from a developed pump model, the internal flow in the presence of solid particles has been investigated. The influence of particle volume concentration, mean particle diameter, and several impeller geometric parameters, including outlet blade angle, number of blades, axial inclination angle, blade thickness, and blade width, has been evaluated. Hydraulic performance has been characterized in terms of head, efficiency, and shaft power, while mechanical behavior has been assessed through axial and radial forces, as well as stresses and deformations.

The obtained results have shown that increasing particle concentration and size leads to a progressive decrease in head and efficiency, accompanied by an increase in shaft power and mechanical loads. A significant influence of geometric parameters on the overall behavior has been identified, with certain configurations improving internal flow and reducing hydraulic losses. Furthermore, critical resonance regions have been identified through vibrational analysis, highlighting the importance of fluid–structure interactions.

A comparison with manufacturer data has been carried out and has shown satisfactory agreement, with relative deviations generally ranging from 0% to 5% for head and structural quantities. Larger discrepancies have been observed for efficiency, shaft power, and vibrational response due to geometric simplifications and modeling assumptions. Finally, the relevance of the adopted approach has been confirmed, and the proposed methodology provides a decision-support tool for improved design of submersible pumps, while offering a solid basis for future experimental validations.

Keywords: Submersible pumps; particle-laden fluids; Computational Fluid Dynamics (CFD); fluid–structure interaction; vibrational analysis; reliability.

INTRODUCTION

Dans le contexte de l'exploitation minière souterraine, la gestion des boues produites lors des opérations de dénoyage représente un enjeu opérationnel majeur. L'accumulation progressive de ces boues peut entraîner des risques d'engorgement des infrastructures, compromettre la sécurité des installations et perturber la continuité des opérations minières. Pour prévenir ces situations, le recours à des systèmes de pompage adaptés est indispensable.

Les pompes submersibles constituent la solution la plus couramment adoptée pour l'évacuation de ces fluides chargés, en raison de leur capacité à fonctionner immergées et à traiter des mélanges complexes contenant des particules solides. Le choix du type d'impulseur joue un rôle déterminant dans les performances hydrauliques et la fiabilité de ces équipements. Les impulseurs peuvent généralement être classés en deux grandes catégories : les impulseurs fermés et semi-ouverts.

1. Contexte et problématique

La présente étude se concentre sur les pompes submersibles à impulseur semi-ouverte, dont l'utilisation est particulièrement recommandée dans les environnements exigeant des conditions d'exploitation flexibles et robustes. Ces pompes se distinguent par plusieurs avantages techniques. D'une part, leur masse réduite facilite leur manipulation, leur transport et leur installation, ce qui constitue un atout dans les opérations de maintenance préventive ou corrective. D'autre part, la configuration semi-ouverte de l'impulseur permet un ajustement aisé du jeu hydraulique, améliorant ainsi la performance hydraulique et prolongeant la durée de vie de l'équipement.

Ce type de pompe présente une faible sensibilité au colmatage lors du pompage de fluides contenant des particules solides. L'accès direct aux aubes facilite leur nettoyage et limite les risques d'obstruction. De plus, l'inspection des zones d'usure est simplifiée, permettant une détection précoce des dégradations et une réduction des coûts de maintenance. La possibilité de démonter la roue pour effectuer des opérations de reconditionnement constitue également un avantage significatif. Par ailleurs, ces configurations offrent une grande flexibilité d'utilisation sur une large plage de vitesses spécifiques, permettant leur adaptation à différents régimes hydrauliques. Cette polyvalence les rend particulièrement adaptées aux applications de pompage de boues, d'eaux chargées et de fluides industriels contenant des particules en suspension [1].

Cependant, l'augmentation de la viscosité du fluide pompé entraîne une élévation des pertes par frottement au sein de la roue, générant des pertes hydrauliques supplémentaires. Ces effets modifient le coefficient de glissement et réduisent le débit à travers la roue et la volute, affectant directement les performances globales. Ces phénomènes mettent en évidence la nécessité d'optimiser certains paramètres de conception afin de limiter les effets défavorables liés à l'écoulement visqueux.

Par ailleurs, la complexité des écoulements internes, combinée à celle des géométries des machines hydrauliques, rend encore difficile la compréhension complète des phénomènes en jeu. De nombreuses incertitudes subsistent quant à la description précise du comportement de l'écoulement dans ces systèmes. Dans ce contexte, le présent travail vise à développer une approche numérique fiable permettant d'analyser ces écoulements complexes et d'identifier les paramètres influençant les performances hydrauliques, notamment la hauteur manométrique, le rendement et la puissance, tout en intégrant l'analyse structurelle et dynamique afin d'améliorer la fiabilité globale de la pompe.

2. Objectifs

Les objectifs définis dans ce travail sont organisés en deux volets.

2.1 Objectif général

L'objectif général de ce travail est de concevoir et d'analyser une pompe submersible à impulseur semi-ouvert destinée au pompage de fluides chargés, en développant une approche numérique intégrée permettant d'évaluer l'influence des paramètres hydrauliques et géométriques sur ses performances, ainsi que d'améliorer sa fiabilité mécanique et vibratoire.

2.2 Objectifs spécifiques

Dans le cadre de ce travail, les objectifs spécifiques sont les suivants :

- Effectuer une revue de la littérature sur la conception, les performances et la fiabilité des pompes submersibles en milieux chargés;
- Modéliser en 3D un modèle de pompe de référence (TSURUMI KRS);
- Mettre en place une approche numérique pour analyser l'écoulement interne en présence de particules solides;
- Étudier l'influence des paramètres d'écoulement (concentration volumique et diamètre des particules);
- Analyser l'influence des paramètres géométriques de l'impulseur (angle de sortie, nombre d'aubes, angle d'inclinaison axiale, épaisseur et largeur);
- Évaluer les performances hydrauliques (hauteur manométrique, rendement, puissance à l'arbre) ;
- Réaliser les analyses structurelle et vibratoire afin d'évaluer les contraintes, les déformations et le comportement dynamique;
- Valider les résultats numériques et proposer des améliorations de conception pour optimiser les performances et la fiabilité.

3. Méthodologie et démarche scientifique

La démarche méthodologique adoptée pour atteindre les objectifs précédemment énoncés est synthétisée dans la figure 1.

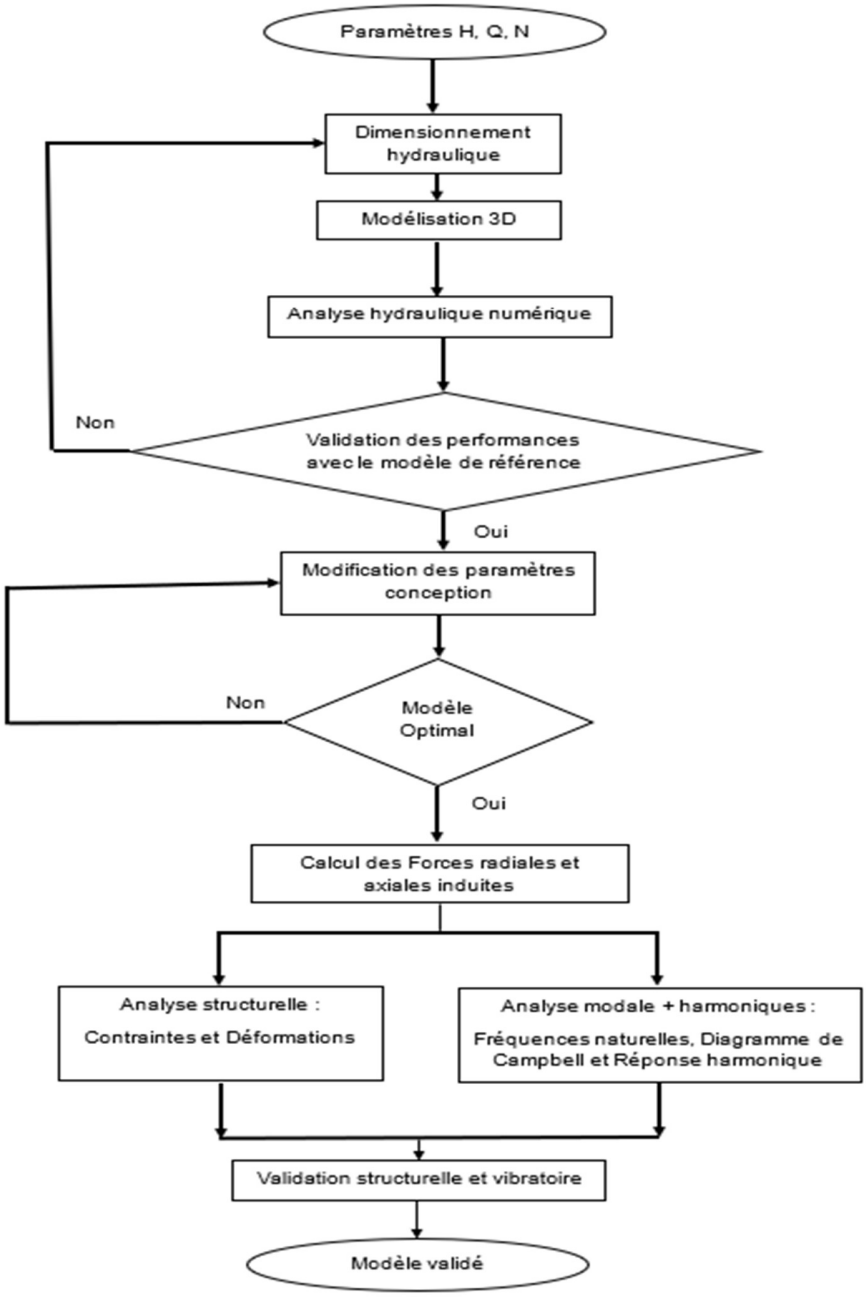


Figure 1 : Démarche méthodologique

3.1 Définition des paramètres et dimensionnement hydraulique

La démarche méthodologique débute par la définition des paramètres de fonctionnement de la pompe, notamment la hauteur manométrique (H), le débit (Q) et la vitesse de rotation (N). À partir de ces paramètres, un dimensionnement hydraulique est réalisé afin d'obtenir une première géométrie de référence de l'impulseur. Ce dimensionnement s'appuie sur les données expérimentales fournies par le constructeur, en particulier les courbes caractéristiques, permettant d'identifier le point de fonctionnement optimal correspondant au rendement maximal. La géométrie ainsi obtenue constitue le prototype initial sur lequel seront réalisées les différentes analyses numériques.

3.2 Modélisation géométrique et analyse hydraulique numérique

La modélisation géométrique de la pompe a été réalisée en trois dimensions à l'aide du logiciel Autodesk Inventor, en considérant les principaux composants hydrauliques, notamment l'impulseur et la volute. Le modèle obtenu a ensuite été utilisé dans le logiciel ANSYS CFX pour effectuer une analyse hydraulique numérique basée sur la résolution des équations de Navier-Stokes. Le domaine fluide a été discrétisé par un maillage adapté, avec un raffinement dans les zones critiques. Les équations de conservation ont été résolues en régime stationnaire à l'aide d'un modèle de turbulence approprié, et les résultats ont permis d'analyser les champs de pression et de vitesse ainsi que les performances hydrauliques.

3.3 Validation des performances hydrauliques et optimisation

La validation des performances hydrauliques est réalisée par comparaison des résultats numériques avec les données du modèle de référence. En cas d'écarts significatifs, les paramètres de conception, notamment la géométrie de l'impulseur, sont ajustés et une nouvelle analyse est effectuée. Ce processus itératif est poursuivi jusqu'à l'obtention d'un modèle optimal.

3.4 Calcul des efforts hydrauliques

Une fois le modèle optimal déterminé, les efforts hydrauliques exercés sur l'impulseur sont évalués. Ces efforts correspondent principalement aux forces radiales et axiales induites par l'écoulement du fluide. Ils constituent les conditions de chargement appliquées dans les analyses mécaniques ultérieures.

3.5 Analyse structurelle

L'analyse structurelle est réalisée afin d'évaluer la tenue mécanique de l'impulseur soumis aux efforts hydrauliques. Elle permet de déterminer les contraintes mécaniques, notamment les contraintes de Von Mises, ainsi que les déformations, et d'identifier les zones critiques susceptibles de présenter un risque de défaillance.

3.6 Analyse modale et vibratoire

L'analyse modale et vibratoire est réalisée afin de déterminer les fréquences naturelles de la structure et d'identifier les modes propres de vibration. Elle est complétée par une analyse harmonique permettant d'étudier la réponse dynamique de l'impulseur sous excitation, notamment l'identification des phénomènes de résonance, l'évaluation des amplitudes vibratoires et l'analyse du comportement du système à différentes fréquences. Le diagramme de Campbell est également utilisé pour analyser les interactions entre les fréquences d'excitation et les fréquences propres, afin d'identifier les vitesses critiques.

Au terme de cette démarche, le modèle obtenu est considéré comme validé, dans la mesure où il satisfait aux exigences de performance hydraulique ainsi qu'aux critères de résistance mécanique et de stabilité dynamique.

4. Hypothèses

Les hypothèses suivantes sont retenues pour la modélisation mécanique de la pompe :

- ✓ Le matériau est supposé linéaire, homogène et isotrope ;
- ✓ Le solide est assimilé à un milieu continu à faibles déformations ;
- ✓ Aucun changement d'état du matériau n'est considéré ;
- ✓ Les effets thermiques sont négligés.

Concernant le fluide pompé, les hypothèses suivantes sont adoptées :

- ✓ La boue est assimilée à un fluide non abrasif ;
- ✓ Les phénomènes d'usure et d'érosion sont négligés.

5. Originalité de la recherche

L'originalité de ce travail réside dans le développement d'une démarche numérique intégrée appliquée à l'étude des pompes submersibles à impulseur semi-ouvert destinées au pompage d'eaux chargées. Contrairement à la majorité des travaux rapportés dans la littérature, qui examinent généralement l'influence d'un paramètre géométrique de manière isolée, la présente étude propose une analyse conjointe de plusieurs paramètres de conception, notamment l'angle de sortie des aubes, le nombre d'aubes, l'angle d'inclinaison axiale, l'épaisseur des aubes et la largeur de sortie, en considérant simultanément leurs effets sur les performances hydrauliques (hauteur manométrique, rendement et puissance) ainsi que sur les sollicitations mécaniques (forces axiales, forces radiales, contraintes et déformations). L'influence des paramètres liés aux fluides chargés, en particulier la concentration volumique des particules et leur diamètre moyen, est également analysée en comparaison avec le cas de l'eau claire.

En outre, le couplage entre la modélisation MFN de l'écoulement, l'analyse structurelle et la validation par comparaison avec des données constructeur permet d'évaluer l'impact des modifications géométriques non seulement sur les performances, mais également sur la fiabilité de l'impulseur. Cette approche globale constitue une

contribution originale visant à orienter la conception vers des géométries offrant un compromis optimal entre performance hydraulique et tenue mécanique.

6. Structure du mémoire

Le présent mémoire est structuré en sept chapitres principaux, organisés de manière progressive afin de couvrir l'ensemble des aspects liés à la conception, à la modélisation, à l'analyse et à la validation d'une pompe submersible à impulseur semi-ouvert opérant en milieu chargé.

Le Chapitre 1 est consacré à la revue de la littérature. Il présente une synthèse des travaux existants portant sur la conception des pompes centrifuges, l'écoulement diphasique solide-liquide ainsi que la fiabilité et le comportement vibratoire des pompes, afin d'identifier les paramètres influents et les approches d'optimisation pertinentes.

Le Chapitre 2 introduit les pompes submersibles à impulseur semi-ouvert. Il décrit leur constitution, leur principe de fonctionnement ainsi que leurs spécificités dans le contexte du pompage de fluides chargés, en mettant en évidence leurs avantages et leurs domaines d'application.

Le Chapitre 3 présente la modélisation physique et mathématique de l'écoulement. Il expose les hypothèses de modélisation, les équations gouvernantes (continuité et Navier–Stokes), les modèles de turbulence ainsi que les approches de modélisation des écoulements diphasiques et les propriétés des fluides miniers.

Le Chapitre 4 est consacré à la conception et au dimensionnement de la pompe. Il présente le choix du point de fonctionnement, le calcul des paramètres caractéristiques, la conception de l'impulseur et de la volute, ainsi que l'évaluation des forces hydrauliques, des contraintes mécaniques et du comportement vibratoire.

Le Chapitre 5 présente les résultats des simulations numériques ainsi que leur analyse. Il met en évidence l'influence des principaux paramètres géométriques et des conditions d'écoulement sur les performances hydrauliques, les sollicitations mécaniques et la réponse vibratoire de la pompe.

Le Chapitre 6 est dédié à la validation des résultats. Il compare les résultats numériques aux données du constructeur et analyse les écarts observés afin d'évaluer la fiabilité et la pertinence de la méthodologie adoptée.

Enfin, la conclusion générale du mémoire, suivie des perspectives de recherche, synthétise les principaux résultats obtenus, met en évidence les contributions du travail et propose des axes d'amélioration et de développement futurs.

CHAPITRE 1: REVUE DE LITTÉRATURE EN LIEN AVEC LA RECHERCHE

La littérature scientifique propose diverses approches visant à améliorer les performances des pompes. Compte tenu de la complexité des phénomènes en jeu, ces approches sont étudiées sous différents angles. Dans ce cadre, une sélection de travaux pertinents est analysée à partir des contributions de plusieurs auteurs, afin d'identifier les paramètres influents et les méthodes d'optimisation adaptées.

1.1 Conception de la pompe

Le bon fonctionnement d'une pompe centrifuge dépend étroitement de la conception de son impulseur, qui constitue l'un des éléments clés influençant les performances hydrauliques de l'équipement. L'impulseur agit directement sur des paramètres essentiels tels que le débit, la hauteur manométrique et la vitesse de rotation. Ses caractéristiques géométriques, notamment le diamètre, jouent un rôle déterminant dans l'efficacité énergétique globale et la capacité hydraulique de la pompe. En fonction des conditions de service et de l'environnement d'utilisation, les impulseurs peuvent être fabriqués à partir de différents matériaux, tels que la fonte, l'acier, l'acier au carbone ou des alliages spéciaux, afin d'améliorer leur résistance à l'usure, à la corrosion et à l'abrasion [2].

Dans cette perspective, plusieurs travaux de recherche se sont orientés vers l'optimisation de la conception des turbomachines afin d'améliorer leurs performances. L'étude présentée s'inscrit dans cette démarche et propose une approche visant à déterminer une distribution optimale de la pression le long des aubes de l'impulseur. Cette approche permet de réduire les pertes hydrauliques et mécaniques, qui influencent directement les performances globales du système. L'objectif principal est d'améliorer la hauteur de refoulement de la pompe en minimisant ces pertes. Pour atteindre cet objectif, une optimisation de la géométrie est réalisée en tenant compte explicitement des phénomènes dissipatifs. Des méthodes d'optimisation mathématique de type évolutionnaire, telles que les algorithmes génétiques et l'optimisation par essaim de particules (PSO), sont utilisées. Fondées sur des modèles non linéaires, ces approches se distinguent par leur rapidité de convergence, leur précision et leur capacité à explorer efficacement des espaces de solutions complexes [3].

L'amélioration de l'efficacité énergétique des pompes hydrauliques constitue un enjeu majeur en ingénierie des fluides. Dans ce contexte, la mécanique des fluides numérique (MFN) est largement utilisée pour analyser et optimiser les performances des pompes centrifuges. Afin de garantir la fiabilité des résultats, des validations expérimentales sont généralement menées en parallèle des simulations. L'étude considérée s'intéresse notamment à l'influence de deux paramètres géométriques clés de la roue, à savoir la largeur de sortie et l'angle de sortie des aubes. L'impact de ces paramètres sur le rendement global de la pompe est évalué à l'aide d'un modèle MFN, dont les résultats sont confrontés aux données expérimentales.

Les simulations, réalisées sur une pompe à un étage, montrent que le rendement obtenu numériquement présente un écart d'environ 1,5 % par rapport aux mesures expérimentales. Ce faible écart atteste de la précision et de la fiabilité de la méthodologie MFN adoptée. Ces résultats confirment également la pertinence de l'approche numérique pour soutenir la phase de conception et orienter les modifications géométriques visant à améliorer les performances hydrauliques des pompes [4].

Dans le cadre de l'amélioration des performances hydrauliques des pompes électriques submersibles multi-étages à vitesse spécifique moyenne, une étude a été menée sur l'impact du profil méridien de la roue. Huit paramètres géométriques caractérisant ce profil ont été identifiés comme des facteurs influents majeurs. L'optimisation a été réalisée à l'aide de la méthode de Taguchi, en considérant 27 configurations distinctes, avec pour objectif de maximiser la hauteur de charge et le rendement global. Une analyse a permis de classer les paramètres selon leur niveau d'influence, distinguant les effets primaires et secondaires. Les résultats mettent en évidence le rôle déterminant de la ligne d'intersection entre les carénages avant et arrière dans le profil méridien, identifiée comme un levier majeur d'amélioration des performances. Le modèle optimisé a permis d'atteindre un gain de 3,5 % sur la hauteur de charge et de 6,1 % sur l'efficacité, comparativement au modèle de référence, confirmant la pertinence de l'approche adoptée pour la conception optimisée des pompes submersibles [5].

Par ailleurs, il a été montré que l'angle de sortie des aubes constitue un paramètre déterminant des performances hydrauliques d'une pompe, en particulier lorsque celle-ci fonctionne à son point nominal. Une étude menée sur une gamme de débits a révélé qu'une augmentation de l'angle de sortie de 20° à 50° permet d'obtenir un gain significatif de hauteur manométrique, supérieur à 6 %, accompagné d'une amélioration de l'efficacité hydraulique d'environ 4,5 %. Ces résultats soulignent l'importance d'un dimensionnement précis de l'angle de sortie des aubes dès la phase de conception, dans une perspective d'optimisation des performances énergétiques des pompes centrifuges [6].

Il a été mis en évidence que le nombre d'aubes de la roue influence significativement les performances hydrauliques des pompes centrifuges. Une augmentation du nombre d'aubes de 5 à 7 conduit à une amélioration notable du rendement hydraulique et des performances globales de la pompe. Cette évolution s'explique par la réduction des pertes internes, notamment les tourbillons et les phénomènes de décollement d'écoulement, ainsi que par une meilleure répartition de la charge hydraulique le long des canaux inter-aubes. Ces résultats confirment l'importance du nombre d'aubes comme paramètre clé dans la conception et l'optimisation des roues de pompe [7].

Par ailleurs, l'analyse des performances des pompes centrifuges repose largement sur des simulations numériques permettant d'identifier et de prédire les paramètres

géométriques influents. Plusieurs variables sont reconnus comme ayant un impact direct sur le rendement hydraulique et le bon fonctionnement de la pompe, notamment la largeur des aubes de l'impulseur, l'angle de sortie des aubes, l'épaisseur des aubes, le rayon de la volute, le diamètre de l'impulseur, le nombre d'aubes de l'impulseur, le nombre d'aubes du diffuseur ainsi que la largeur du diffuseur. L'étude combinée de ces paramètres à l'aide de la mécanique des fluides numérique permet d'orienter efficacement les choix de conception et d'optimisation afin d'améliorer les performances hydrauliques des pompes centrifuges [7-12].

Plutôt que de concevoir une nouvelle pompe, une approche de réingénierie a été adoptée sur une pompe submersible de drainage existante afin d'en améliorer les performances. La pompe a été entièrement démontée, puis modifiée au niveau de la géométrie transversale de l'impulseur. Cette modification a permis de réduire les phénomènes de séparation de l'écoulement et d'améliorer les distributions de vitesse et de pression à l'intérieur de la pompe, comme l'ont montré les simulations numériques réalisées sur la géométrie modifiée. L'analyse des caractéristiques d'écoulement et des performances hydrauliques a mis en évidence une diminution de la puissance absorbée, accompagnée d'une augmentation significative de l'efficacité. Par la suite, des essais expérimentaux ont été réalisés afin d'évaluer les performances réelles de la pompe modifiée, confirmant les tendances observées numériquement et validant ainsi l'efficacité de la démarche de réingénierie adoptée [13].

1.2 Écoulement diphasique

Les simulations eulériennes–eulériennes réalisées montrent que la sédimentation des particules solides dans un écoulement eau-sable est fortement influencée par les conditions d'écoulement. À faible vitesse et pour des concentrations volumiques élevées, une accumulation importante des particules est observée au fond de la conduite. À l'inverse, l'augmentation du débit favorise une meilleure homogénéisation du mélange diphasique, limitant ainsi les accumulations locales et réduisant les pertes hydrauliques [14].

Par ailleurs, l'influence de la concentration volumique solide sur les performances des pompes a été mise en évidence à l'aide de modèles diphasiques de mélange. L'augmentation de cette concentration entraîne une diminution progressive de la hauteur manométrique et du rendement, tandis que la puissance absorbée augmente de manière continue. Cette dégradation des performances est principalement attribuée à la modification du champ de pression en sortie, à l'intensification du glissement solide-liquide et à l'augmentation de la turbulence interne. De plus, les particules solides tendent à se concentrer préférentiellement sur les aubes de l'impulseur, notamment sur la face d'aspiration et dans les zones proches du bord d'attaque, ce qui favorise les mécanismes d'usure et de dégradation en raison de la forte concentration locale de particules [15].

Des analyses détaillées de l'écoulement diphasique solide-liquide turbulent dans les pompes centrifuges ont été réalisées à l'aide de modèles eulériens-eulériens couplés à des modèles de turbulence avancés. Les résultats montrent que l'augmentation de la fraction volumique solide et de la taille des particules entraîne une dégradation significative de la hauteur manométrique et du rendement, particulièrement marquée pour les particules fines. La présence de solides contribue également à une diminution des niveaux de pression dans l'impulseur, augmentant ainsi le risque de cavitation. Les zones critiques sont principalement localisées sur la face d'aspiration des aubes et à proximité du bord d'attaque. Par ailleurs, l'utilisation de géométries optimisées, telles que des aubes composites, permet d'améliorer l'uniformité du champ de vitesse et de réduire les pertes énergétiques, soulignant l'importance d'adapter la conception aux caractéristiques des écoulements chargés [16].

Par ailleurs, l'influence des propriétés des particules sur l'usure des pompes centrifuges a été étudiée à l'aide d'un couplage entre la mécanique des fluides numérique et la méthode des éléments discrets. Les résultats indiquent que l'usure est principalement localisée dans la volute et sur la face pression des aubes, et qu'elle augmente avec la densité, la concentration et la taille des particules. L'analyse des forces cumulées montre que l'usure est dominée par le glissement tangentiel plutôt que par l'impact normal. À forte concentration solide, une stabilisation de l'usure est observée, attribuée à l'effet d'écran entre particules. Ces observations mettent en évidence l'importance de la maîtrise des trajectoires solides et des interactions particules–parois pour améliorer la durabilité des pompes opérant en milieux chargés [17].

Enfin, des études basées sur une approche eulérienne–lagrangienne ont permis d'analyser la distribution des particules et les caractéristiques de l'écoulement dans des configurations complexes. Les résultats montrent que les particules se concentrent principalement loin des zones d'engrènement, tandis que celles présentes à proximité des jeux subissent des vitesses élevées sous l'effet des jets de fuite, constituant des zones critiques. Les particules de petite taille pénètrent plus facilement dans ces zones et sont transportées à grande vitesse, alors que l'augmentation de la pression différentielle intensifie les interactions avec les parois. Ces résultats confirment que la gestion des jets locaux et des zones de jeu constitue un facteur déterminant pour la fiabilité et les performances hydrauliques des machines opérant en régime chargé [18].

1.3 Fiabilité de la pompe

La fiabilité des pompes peut être évaluée selon différentes approches. Alors que les méthodes traditionnelles reposent principalement sur l'analyse statistique des défaillances observées en exploitation, plusieurs travaux récents privilégient une approche prédictive fondée sur l'évaluation des sollicitations hydrauliques, mécaniques et vibratoires susceptibles d'entraîner des défaillances. Cette approche

permet d'identifier les zones critiques de la structure ainsi que les conditions de fonctionnement pouvant compromettre la durée de vie des composants.

Les principaux mécanismes de défaillance observés dans les pompes comprennent l'usure abrasive des aubes, la fatigue mécanique de l'impulseur et de l'arbre, la dégradation des roulements sous l'effet des charges radiales et axiales, ainsi que les phénomènes vibratoires associés à la résonance. L'évaluation de ces mécanismes nécessite l'analyse simultanée des performances hydrauliques, des contraintes mécaniques et du comportement dynamique de la pompe.

Les études récentes montrent que les forces axiales et radiales, ainsi que les fluctuations de pression, dépendent fortement de la géométrie de l'impulseur et de la volute. Ces sollicitations peuvent être réduites par une optimisation des angles des aubes, des jeux internes et de la configuration hydraulique. De telles approches contribuent à améliorer la stabilité mécanique et la fiabilité globale des pompes [19].

Par ailleurs, il a été mis en évidence que la poussée axiale constitue la sollicitation dominante par rapport aux forces radiales dans certaines configurations, notamment en régime variable, et que ses fluctuations sont fortement liées à la vitesse de rotation. La maîtrise des déséquilibres hydrauliques apparaît ainsi essentielle pour garantir la stabilité mécanique, ce qui souligne l'importance d'une conception optimisée de l'impulseur afin de réduire les efforts mécaniques et d'améliorer la fiabilité de la pompe [20].

D'autres travaux montrent que les contraintes maximales se concentrent au pied des aubes, tandis que les déformations maximales apparaissent au niveau de la couronne. Ces sollicitations diminuent avec l'augmentation du débit, et les fréquences propres sont également influencées par la présence du fluide, en raison de l'effet de masse ajoutée. Ces résultats mettent en évidence la nécessité d'une conception adaptée pour limiter les concentrations de contraintes, réduire les déformations et améliorer la tenue mécanique et vibratoire des pompes [21].

En outre, l'analyse dynamique des rotors de pompes centrifuges met en évidence l'importance de la fréquence propre fondamentale et de la vitesse critique dans l'évaluation du comportement vibratoire. Il est montré que l'augmentation des charges liées au poids de l'impulseur influence davantage les déformations et les contraintes que la variation de la vitesse de rotation ou du couple. Ces résultats confirment l'intérêt d'optimiser la géométrie de l'impulseur afin de limiter les charges hydrauliques appliquées au rotor et d'améliorer la stabilité vibratoire [22].

De manière générale, les travaux recensés mettent en évidence des avancées significatives dans l'optimisation des performances hydrauliques et de la fiabilité des pompes, notamment par l'amélioration de la conception géométrique et l'utilisation de méthodes d'optimisation avancées. L'intégration des approches numériques, en particulier la mécanique des fluides numérique, combinée à des validations

expérimentales, permet aujourd'hui de mieux prédire le comportement des pompes et d'orienter les choix de conception.

Cependant, en présence d'écoulements diphasiques, la présence de particules solides entraîne une dégradation des performances hydrauliques, une augmentation des pertes énergétiques ainsi qu'une usure localisée des composants, notamment au niveau des aubes et de la volute. Du point de vue de la fiabilité, les contraintes mécaniques, les efforts hydrauliques et les phénomènes vibratoires sont fortement influencés par la géométrie de l'impulseur et les conditions de fonctionnement. Malgré ces avancées, un défi majeur réside dans l'intégration simultanée des performances hydrauliques, de la résistance à l'usure et du comportement vibratoire dans une approche globale de conception.

Dans ce contexte, le présent travail propose le développement d'une démarche intégrée visant à améliorer la conception d'un impulseur semi-ouvert capable de maintenir de bonnes performances en milieu chargé, tout en réduisant les contraintes mécaniques, les déformations et les risques de résonance, afin d'améliorer la fiabilité globale de la pompe.

CHAPITRE 2: APERÇU SUR LES POMPES SUBMERSIBLES À IMPULSEUR SEMI-OUVERT

Une pompe submersible est une machine centrifuge conçue pour fonctionner totalement immergée, intégrant le moteur et le système hydraulique dans un même carter étanche. Elle est largement utilisée pour le drainage, l'assèchement, le pompage de boues et d'eaux chargées, ainsi que dans les secteurs miniers, industriels et de la construction.

2.1 Constitution d'une pompe submersible à impulseur semi-ouvert

Une pompe submersible est constituée d'un moteur électrique entièrement immergé, qui fournit l'énergie mécanique nécessaire à la mise en rotation de l'impulseur. La géométrie de l'impulseur (semi-ouvert, fermé, semi-vortex ou vortex) est choisie en fonction de la nature du fluide pompé et de la teneur en particules solides. L'augmentation de pression est assurée au sein de la volute, qui canalise et transforme l'énergie cinétique en énergie de pression avant le refoulement. L'arbre de transmission, supporté par des roulements, garantit un fonctionnement stable et fiable de l'ensemble rotatif. La figure 2 présente la pompe submersible et ses principaux composants [23].

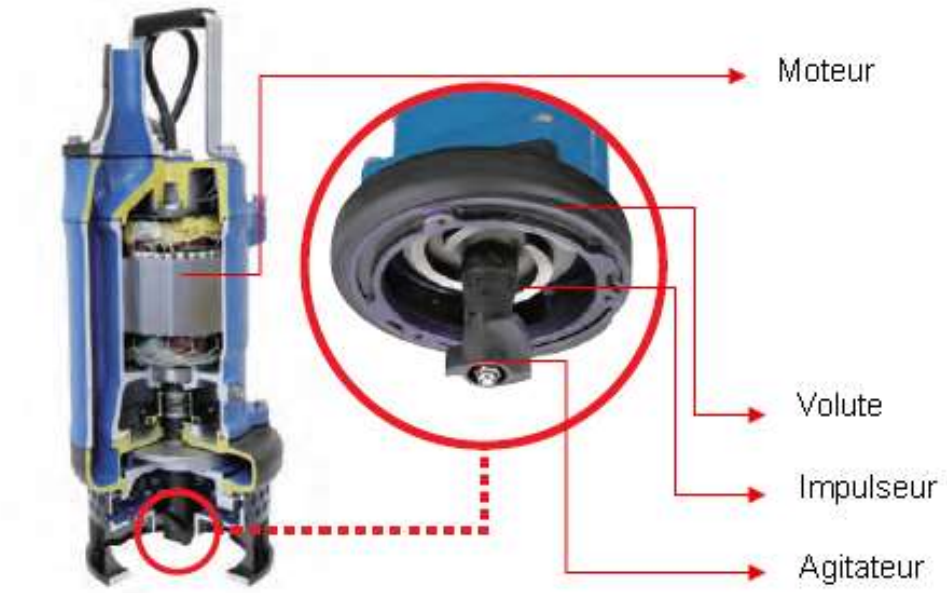


Figure 2: Pompe submersible KRS2-B6 [23].

2.2 Avantages et Principe de fonctionnement

Le moteur électrique entraîne l'arbre de transmission et met en rotation l'impulseur, qui transmet de l'énergie cinétique au fluide en l'accélérant radialement. Cette énergie cinétique est ensuite partiellement convertie en énergie de pression au sein de la volute ou du diffuseur, ce qui permet l'élévation du fluide vers la conduite de refoulement. Dans les pompes submersibles destinées au pompage de boues ou d'eaux chargées, un agitateur est généralement installé à l'extrémité inférieure de l'arbre. En rotation, cet agitateur crée un courant descendant qui remet en suspension les particules solides déposées au fond, limitant leur accumulation autour de l'entrée de la pompe et favorisant une aspiration homogène du mélange. Le fonctionnement immergé garantit par ailleurs un amorçage automatique, puisque la pompe est déjà noyée, ainsi qu'un refroidissement efficace du moteur grâce au contact direct avec le fluide pompé.

Les pompes submersibles à impulseur semi-ouvert présentent une excellente tolérance aux solides tout en conservant des performances hydrauliques satisfaisantes. Elles offrent un compromis optimal entre débit élevé et hauteur manométrique, ce qui les rend adaptées à une large gamme d'applications. Leur polyvalence et leur facilité de maintenance en font une solution privilégiée pour l'assèchement, les chantiers et le pompage d'eaux chargées [23, 24].

CHAPITRE 3: MODÉLISATION DE L'ÉCOULEMENT DE FLUIDES CHARGÉS DANS LES POMPES SUBMERSIBLES

Ce chapitre est consacré à la modélisation de l'écoulement des fluides chargés au sein des pompes submersibles. Il vise à établir le cadre théorique et les hypothèses nécessaires à la description du comportement de l'écoulement interne. Dans un premier temps, les hypothèses simplificatrices adoptées pour la modélisation du fluide sont présentées. Ensuite, les équations fondamentales régissant l'écoulement, notamment les équations de continuité et de Navier–Stokes, sont introduites. Enfin, les approches utilisées pour représenter les interactions entre le fluide et les particules solides sont décrites, afin de permettre une simulation fidèle des écoulements diphasiques.

3.1 Hypothèses sur l'écoulement monophasique

Dans le cadre de la modélisation de l'écoulement à l'intérieur de la pompe, les hypothèses suivantes sont retenues :

- ✓ Température constante : 25 °C ;
- ✓ Fluide newtonien : la viscosité dynamique est indépendante du taux de cisaillement (μ = constante) ;
- ✓ Fluide incompressible : la densité est constante (ρ = constante) ;
- ✓ L'écoulement est stationnaire : composantes indépendantes du temps ($\partial / \partial t = 0$);
- ✓ La turbulence de l'écoulement est modélisée à l'aide du modèle $k - \varepsilon$;
- ✓ L'équation de conservation d'énergie n'est pas prise en compte : la viscosité est supposée indépendante de la température.

3.2 Équations de continuité et de Navier-stockes

Les équations gouvernantes de l'écoulement sont l'équation de continuité et les équations de Navier-Stokes, exprimant respectivement la conservation de la masse et de la quantité de mouvement.

3.2.1 Équations de continuité

L'équation de continuité pour un fluide incompressible est donnée par :

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{U} \tag{1}$$

où :

$\vec{U}$: vecteur vitesse d'une particule fluide ayant pour composantes (Vx, Vy, Vz)

L'équation (1) devient :

$$\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} + \frac{\partial V_z}{\partial z} = 0 \tag{2}$$

3.2.2 Équations de Navier-Stockes

L'équation de Navier-Stockes est donnée par [25, 26] :

$$\rho \frac{D\vec{U}}{Dt} = \mu_{eff} \cdot \left(\nabla^2 \vec{U}\right) - \nabla p + \rho g + \vec{S}_M \tag{3}$$

où :

ρ : masse volumique ;

μ_{eff} : viscosité effective.

Le terme source $\vec{S}_M$ pour les fluides dans un repère en rotation à la vitesse angulaire $\vec{\omega}$ est donné par :

$$\vec{S}_M = -2\rho\vec{\omega} \times \vec{U} - \rho\left(\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})\right) \tag{4}$$

où :

$\vec{r}$: vecteur position ;

$-2\rho\vec{\omega} \times \vec{U}$: accélération de Coriolis

$-\rho\left(\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})\right)$: accélération centrifuge

Considérons que la rotation s'effectue suivant l'axe z, l'équation de Navier-Stokes (3) en coordonnées cartésiennes devient :

$$\begin{aligned}
\rho\left(v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z}\right) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_{eff}\left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2}\right) + \vec{S}_{Mx} \\
\rho\left(v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z}\right) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_{eff}\left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2}\right) + \vec{S}_{My} \\
\rho\left(v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z}\right) &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu_{eff}\left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2}\right) + \vec{S}_{Mz}
\end{aligned} \tag{5}$$

où :

$$\begin{aligned}
\vec{S}_{Mx} &= \rho\left(\omega_z^2 r_x + 2\omega_z v_y\right) \\
\vec{S}_{My} &= \rho\left(\omega_z^2 r_y - 2\omega_z v_x\right) \\
\vec{S}_{Mz} &= 0
\end{aligned} \tag{6}$$

3.3 Modèle de turbulence

Les modèles de turbulence permettent de représenter les effets turbulents dans les écoulements internes complexes. Dans le cadre de la mécanique des fluides numérique, plusieurs modèles de turbulence sont disponibles, et leur choix doit être effectué avec soin, car les résultats peuvent varier en fonction du modèle utilisé. Parmi les modèles couramment employés figurent les modèles: $k-\varepsilon$, $k-\omega$, RNG (Renormalization Group) ainsi que le modèle SST (Shear-Stress Transport) $k-\omega$ [27].

Le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ est l'un des modèles les plus utilisés car il offre une meilleure convergence. Il fournit une description générale de la turbulence grâce à

l'équation de l'énergie cinétique de la turbulence et de l'équation du taux de dissipation d'énergie cinétique turbulence [28].
L'équation d'énergie cinétique turbulente est donné par :

$$\rho\left(\nabla\left(U_k\right)\right)=\nabla\left(\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\nabla k\right)+p_k-\rho\varepsilon \tag{7}$$

où :

k : énergie cinétique turbulente ;

ε : dissipation turbulente ou le taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente.

L'équation du taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulente est donnée par :

$$\rho\left(\nabla\cdot(U\varepsilon)\right)-\nabla\cdot\left(\left(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\right)\nabla\varepsilon=\frac{\varepsilon}{k}(C_{\varepsilon 1}\,p_k-C_{\varepsilon 2}\,\rho\,\varepsilon) \tag{8}$$

où :

$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$: nombres de Prandtl turbulents associés à k et ε ;

$C_{\varepsilon 1}, C_{\varepsilon 2}$: constantes du modèle.

La viscosité dynamique effective est donnée par :

$$\mu_{eff}=\mu+\mu_t \tag{9}$$

où :

μ : viscosité moléculaire ;

μ_t : viscosité de turbulence.

La viscosité de turbulence est définie par :

$$\mu_t=\rho C_\mu\frac{K^2}{\varepsilon} \tag{10}$$

Les différentes constantes du modèle de turbulence $k-\varepsilon$ sont données par :
$C_{\varepsilon 1}$=1.44 ; $C_{\varepsilon 2}$=1.92 ; C_μ=0.09 ; σ_k=1 ; σ_ε=1.3

3.4 Écoulements diphasiques : mélange eau-particules solides

3.4.1 Hypothèses de l'écoulement diphasique

En complément des hypothèses établies pour le cas monophasique, les considérations suivantes sont retenues pour la modélisation de l'écoulement diphasique :

- Le mélange des deux phases est supposé hétérogène ;
- La phase solide est constituée de particules dispersées dans la phase continue ;
- Le transfert de masse n'est pas considéré entre les phases continue et dispersée ;
- Le transfert de chaleur n'est pas pris en compte entre les deux phases ;

- La cavitation n'est pas considérée car la prise en compte de ce phénomène conduirait à l'étude d'un écoulement triphasique, la troisième phase étant constituée de vapeur d'eau.

3.4.2 Modèle mathématique

a) Modèle de particule

La modélisation de l'écoulement diphasique est réalisée à l'aide d'un modèle de type Euler–Euler, permettant de représenter les interactions entre la phase liquide et la phase solide.
Le modèle particulaire utilisé pour décrire le transfert interfacial entre deux phases considère généralement qu'une phase est continue (phase α), tandis que l'autre est dispersée sous forme de particules (phase β) [29]. La surface d'échange interphasique est alors déterminée en supposant que la phase dispersée est constituée de particules sphériques de diamètre moyen d_β. Dans ce cadre, la surface interfaciale spécifique, c'est-à-dire la surface de contact par unité de volume, est donnée par la relation suivante :

$$A_{\alpha\beta} = \frac{6 r_\beta}{d_\beta} \tag{11}$$

Afin d'accroître la robustesse du modèle, il est modifié selon deux approches distinctes :

- r_β est limité à une fraction volumique minimale pour garantir que la densité surfacique ne tende pas exactement vers zéro.
- Pour les grands r_β (c'est-à-dire lorsque l'hypothèse selon laquelle β est dispersé est invalide), la densité surfacique est diminuée pour refléter le fait qu'elle devrait conduire à zéro lorsque r_β tend vers 1.

Avec ces modifications, la densité surfacique pour le modèle de particules est implémentée comme suit :

$$A_{\alpha\beta} = \frac{6 \tilde{r}_\beta}{d_\beta} \tag{12}$$

où:

$$\tilde{r}_\beta = \begin{cases} \max\left(r_\beta, r_{\min}\right) & si\ r_\beta < r_{\min} \\ \max\left(\dfrac{1-r_\beta}{1-r_{\max}} r_{\max}, r_{\min}\right) & si\ r_\beta > r_{\min} \end{cases} \tag{13}$$

Par défaut $r_{\max}$ et $r_{\min}$ sont compris entre 0.8 et 10^{-7}

b) Équation de continuité et de Navier-Stokes

L'équation de Naviers-Stokes est donné par :

$$\nabla\bullet\left[r_\alpha\left(\rho_\alpha U_\alpha\otimes U_\alpha\right)\right]=-r_\alpha\nabla p_\alpha+\nabla\bullet\left\{r_\alpha\mu_\alpha\left[\nabla U_\alpha+\left(\nabla U_\alpha\right)^T\right]\right\} \quad (14)$$
$$+\sum_{\beta=1}^{N_p}\left(\Gamma_{\alpha\beta}^{+}U_\beta-\Gamma_{\beta\alpha}^{+}U_\alpha\right)+S_{M\alpha}+M_\alpha$$

où :

$S_{M\alpha}$: sources de quantité de mouvement dues aux forces externes du corps et les sources de quantité de mouvement défini par l'utilisateur ;

M_α : force interfaciale qui agit sur la phase α due à la présence d'autres phases.

$\Gamma_{\alpha\beta}^{+}U_\beta-\Gamma_{\beta\alpha}^{+}U_\alpha$: Moment de transfert induit par la masse de transfert interphase (nul s'il n'y a pas transfert de masse

L'équation de continuité est donnée par :

$$\frac{\partial}{\partial t}\left(r_\alpha\rho_\alpha\right)+\nabla\bullet\left(r_\alpha\rho_\alpha U_\alpha\right)=S_{MS\alpha}+\sum_{\beta=1}^{N_p}\Gamma_{\alpha\beta} \quad (15)$$

où :

$S_{MS\alpha}$: source de masse spécifiée par l'utilisateur

$\Gamma_{\alpha\beta}$: débit par unité de volume de la phase β à la phase α

Équation de conservation de volume :

$$\sum_{\alpha=1}^{N_p}r_\alpha=1 \quad (16)$$

Cette équation stipule que la somme des fractions volumiques doit être égale à 1.

c) Écoulement multiphasique multi composant

Il s'agit des écoulements polyphasiques hétérogènes. La force totale exercée sur la phase α due à l'interaction avec les autres phases M_α est donnée par :

$$M_\alpha=\sum_{\beta\neq\alpha}M_{\alpha\beta} \quad (17)$$

où :

$M_{\alpha\beta}$: transfert d'impulsion interphasique dû aux forces interfaciales agissant sur chaque α, dû à l'interaction avec l'autre phase β.

Les forces interfaciales exercées entre deux phases sont égales en intensité et opposées en direction ; par conséquent, leur somme vectorielle est nulle :

$$\left(M_{\alpha\beta}=-M_{\beta\alpha}\right)\Rightarrow\sum_\alpha M_\alpha=0 \quad (18)$$

d) Équation du mouvement des particules (approche lagrangienne)

Pour que l'approche eulérienne–eulérienne soit fiable dans l'étude des écoulements diphasiques, il est indispensable de bien représenter l'interaction entre les phases solide et liquide [18]. Ainsi, la sélection d'un modèle de traînée adéquat constitue un élément déterminant pour obtenir une prédiction précise du comportement de l'écoulement.

Dans ANSYS-CFX, le suivi des trajectoires des particules est réalisé au moyen de la méthode de phase discrète (DPM). L'équation qui régit le modèle DPM décrivant le mouvement des particules peut être formulée comme suit :

$$m_P \frac{d\vec{U}_P}{dt} = \vec{F}_D + \vec{F}_P + \vec{F}_{TD,P} \quad (19)$$

où :

$\vec{U}_P$: vitesse de la particule ;

$\vec{F}_D$: force de trainée ;

$\vec{F}_P$: force de gradient de pression ;

$\vec{F}_{TD,P}$: force de dispersion turbulente.

e) Modèle de traînée (Schiller-Naumann)

La force de traînée interphase, traduisant les échanges de quantité de mouvement entre la phase liquide et la phase solide, a été modélisée à l'aide du modèle de Schiller–Naumann.L'expression de la force de traînée agissant sur une particule est donnée par :

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho_f A_F \left|\vec{U}_S\right| \vec{U}_S \quad (20)$$

où :

$$C_D = \frac{24}{R_{e_P}} \left(1 + 0.15 R_{e_P}^{0.687}\right) \quad pour\ R_{e_P} \prec 1000 \quad (21)$$

$$C_D = 0{,}44 \qquad pour\ \ R_{e_P} \geq 1000$$

$$\mathrm{Re}_P = \frac{d_P \rho_f \left|\vec{U}_s\right|}{\mu_f} \quad (22)$$

où :

C_D : coefficient de traîné pour une particule de sable de forme sphérique défini par le modèle de Schiller–Naumann ;

R_{e_P} : nombre de Reynolds relatif ;

A_F : surface de section efficace de la particule ;

d_P : diamètre des particules ;

$\vec{U}_S$: vitesse de glissement ;

μ_f : viscosité dynamique du fluide ;

ρ_f : masse volumique du fluide.

Le modèle de Schiller–Naumann est applicable aux particules sphériques et est généralement valide pour $Re_p < 1000$. Pour $Re_p \geq 1000$, le coefficient de traînée est supposé constant et égal à 0,44.

3.5 Caractérisation et rhéologie des fluides miniers

Dans les opérations minières, de grandes quantités de fluides chargés en particules solides sont générées lors des différentes étapes de l'extraction et du traitement du minerai. Ces fluides, souvent appelés boues minières, sont constitués d'eau mélangée à des particules issues du minerai ou des résidus de traitement. Ils contiennent généralement des minéraux tels que la silice, le quartz, les oxydes métalliques et les sulfures métalliques. En raison de leur forte dureté et de leur nature abrasive, ces particules peuvent provoquer une usure significative des composants hydrauliques des pompes, notamment l'impulseur et la volute, ce qui affecte la performance et la durée de vie des équipements [30] .

3.5.1 Granulométrie des particules

La granulométrie caractérise la distribution des tailles des particules solides dans un fluide chargé, généralement comprise entre quelques micromètres et plusieurs millimètres.
Les paramètres granulométriques les plus couramment utilisés pour décrire cette distribution sont notamment :

- d_{50} : diamètre médian des particules, correspondant à la taille pour laquelle 50 % des particules ont un diamètre inférieur ou égal à cette valeur. Ce paramètre est généralement utilisé comme indicateur représentatif de la taille moyenne des particules dans le mélange.
- d_{85} : diamètre caractéristique pour lequel 85 % des particules ont un diamètre inférieur ou égal à cette valeur. Ce paramètre permet de mieux représenter la présence de particules plus grossières susceptibles d'influencer le comportement d'écoulement et les phénomènes d'abrasion dans les systèmes de pompage.

La figure 3 montre la distribution granulométrique de la boue.

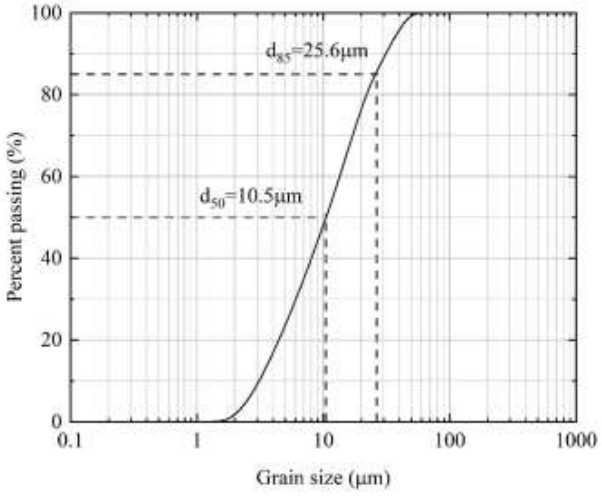


Figure 3: Courbes de distribution granulométrique de la boue [31]

3.5.2 Fraction volumique des solides

La fraction volumique des solides est la proportion de volume occupée par les particules solides dans le mélange. Elle constitue un paramètre clé influençant les propriétés de l'écoulement. Elle est définie par :

$$C_v = \frac{V_s}{V_s + V_l} \tag{23}$$

où :

C_v : fraction volumique des solides [%] ;

V_s : volume des particules solides [m³] ;

V_l : volume du liquide [m³].

3.5.3 Masse volumique du fluide chargé

La masse volumique d'un fluide chargé dépend de la contribution respective des particules solides et du fluide porteur. Elle peut être déterminée en fonction de la fraction volumique des solides et des masses volumiques des deux phases.
La masse volumique du mélange est donnée par :

$$\rho_m = C_v\ \rho_s + (1 - C_v)\,\rho_l \tag{24}$$

où :

ρ_m : masse volumique du fluide chargé ;

ρ_s : masse volumique des particules solides ;

ρ_l : masse volumique du fluide.

3.5.4 Modèles rhéologiques des fluides chargés

Les fluides chargés peuvent présenter un comportement non newtonien. Des modèles rhéologiques adaptés sont utilisés pour décrire leur comportement, notamment dans les cas de forte concentration en particules. Les principaux modèles utilisés pour décrire les fluides miniers sont les suivants :

a) Modèle newtonien [32]

Le modèle newtonien constitue le modèle rhéologique le plus simple et s'applique aux fluides dont la viscosité demeure constante indépendamment de la contrainte de cisaillement appliquée. Ce modèle est généralement applicable lorsque la concentration en particules solides est faible et que le fluide porteur est principalement constitué d'eau.
La relation entre la contrainte de cisaillement et le taux de cisaillement est exprimée par :

$$\tau = \mu\,\dot{\gamma} \tag{25}$$

où :

τ : contrainte de cisaillement ;

μ : viscosité dynamique ;

$\dot{\gamma}$: taux de cisaillement.

b) Modèle de Bingham [33]

Le modèle de Bingham plastique est largement utilisé pour décrire les fluides chargés miniers concentrés. Ce modèle suppose l'existence d'une contrainte seuil, en dessous de laquelle le fluide ne s'écoule pas. Une fois cette contrainte dépassée, le fluide se comporte comme un fluide visqueux.

La contrainte de cisaillement est donnée par :

$$\tau = \tau_y + \mu_p \dot{\gamma} \tag{26}$$

où :

τ_y : contrainte seuil;

μ_p : viscosité plastique.

c) Modèle de Herschel–Bulkley [34]

Le modèle de Herschel–Bulkley constitue une extension du modèle de Bingham et permet de décrire les fluides présentant à la fois une contrainte seuil et une viscosité non linéaire. Ce modèle est largement utilisé pour représenter le comportement des fluides miniers fortement concentrés et des pâtes minières.

La contrainte de cisaillement est donnée par :

$$\tau = \tau_y + k\,\dot{\gamma}^n \tag{27}$$

où :

τ_y : contrainte seuil;

k : coefficient de consistance.

L'indice d'écoulement n peut être :

- $n < 1$: fluide pseudo plastique
- $n = 1$: le modèle devient équivalent au fluide de Bingham
- $n > 1$: fluide dilatant

CHAPITRE 4: CONCEPTION ET CALCUL DES PARAMÈTRES CARACTÉRISTIQUES DE LA POMPE SUBMERSIBLE

Cette section présente les principaux paramètres de dimensionnement utilisés pour la conception de la pompe, notamment le débit, la hauteur manométrique et la vitesse de rotation, qui constituent les variables de base pour le calcul des dimensions caractéristiques.

4.1 Paramètres de conception

Connaître et bien comprendre les différents paramètres de fonctionnement des pompes submersibles sont très importants pour le dimensionnement des composants. La figure 4 représente les éléments d'un triangle des vitesses [35].

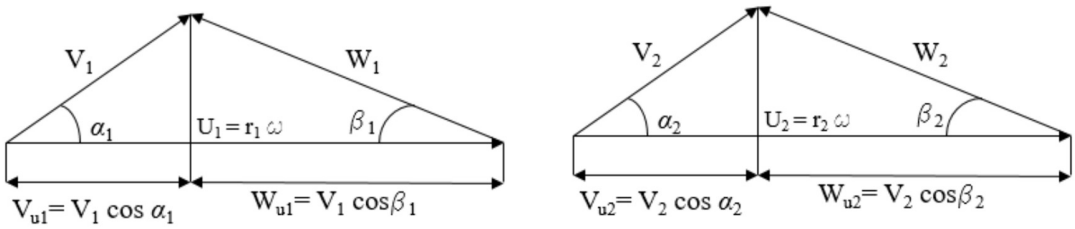


Figure 4 : Triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de l'impulseur

Pour la conception d'une pompe, les paramètres suivants sont pris en compte [36]:

- Hauteur manométrique : c'est la différence entre la hauteur d'aspiration et la hauteur de refoulement. Elle est donnée par :

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + (Z_2 - Z_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \tag{28}$$

où :

H : hauteur manométrique totale ;

Z_1 : élévation à l'entrée ;

Z_2 : élévation à la sortie ;

V_1 : vitesse absolue du fluide à l'entrée ;

V_2 : vitesse absolue du fluide à la sortie ;

- La puissance hydraulique de la pompe P_h, elle est définie par :

$$P_h = \rho g Q H \tag{29}$$

où :

Q : débit volumétrique

- La puissance disponible au niveau de l'arbre P_s, elle est définie par :

$$P_S = T \,.\, \omega \tag{30}$$

où :
T : couple fourni à l'arbre

- Le rendement global η est le rapport entre la puissance hydraulique et la puissance disponible au niveau de l'arbre. Il est donné par :

$$\eta = \frac{P_h}{P_s} \tag{31}$$

- Le rendement hydraulique η_h est défini par l'équation empirique :

$$\eta_h = 1 - \left(\frac{0.8}{Q}\right)^{1/4} \tag{32}$$

où :
Q : débit volumétrique [gpm]

- Le rendement mécanique η_m de la pompe est donné par :

$$\eta_m = \frac{P_s - P_m}{P_s} \tag{33}$$

où :
P_m : perte par frottement dues aux roulements et aux joints

- Le rendement volumétrique η_v est défini par :

$$\eta_v = \frac{Q}{Q + Q_L} \tag{34}$$

où :
Q_L : débit de fuite

- La vitesse spécifique N_S, est un paramètre dimensionnel pour caractériser la vitesse des turbomachines. Cette vitesse permet de prédire le type d'impulseur adapté pour un débit d'écoulement et une conception de hauteur hydraulique voulue par le constructeur. Elle est définie par :

$$N_S = \frac{N.Q^{1/2}}{H^{3/4}} \tag{35}$$

où :
N : vitesse de rotation;

Q : débit volumétrique;

H : hauteur manométrique;

N_S : vitesse spécifique.

La figure 5 représente la courbe du rendement de la pompe en fonction de la vitesse spécifique.

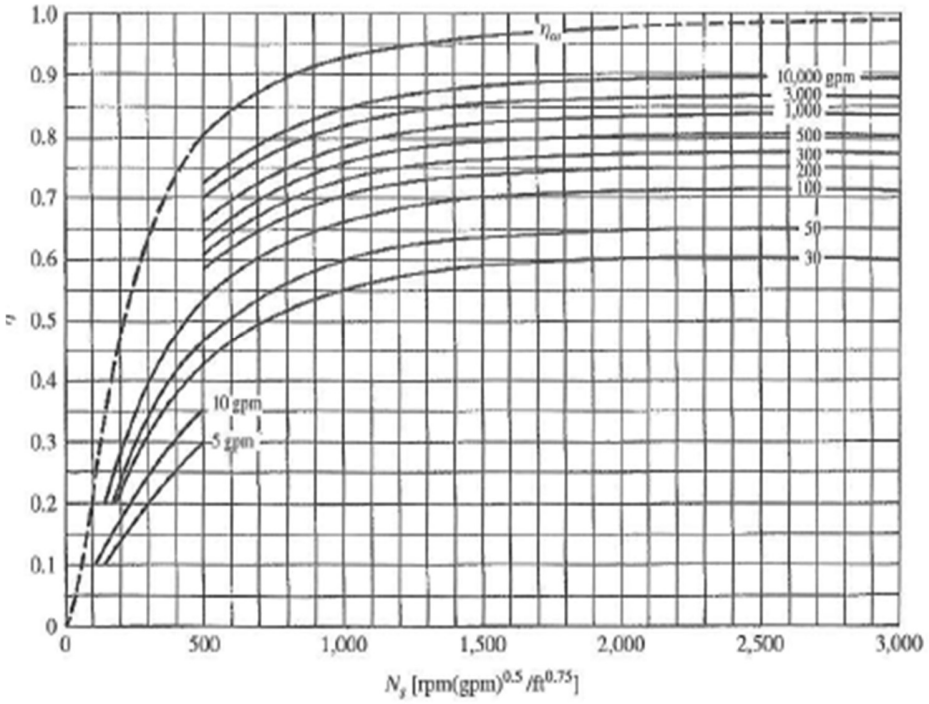


Figure 5 : Rendement de la pompe en fonction de la vitesse spécifique [36]

- Le diamètre de l'arbre d_{sh} est donné par :

$$d_{sh} = \left(\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau} \right)^{1/3} \tag{36}$$

où :

T : couple fourni à l'arbre;

τ : contrainte de cisaillement maximale.

Le tableau 1 présente les formules utilisées pour le calcul des paramètres géométriques de l'impulseur de la pompe.

Tableau 1 : Formules théoriques pour le calcul des paramètres géométriques de l'impulseur de la pompe

• Le diamètre de l'arbre D_{sh} :	$d_{sh} = \left(\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot \tau}\right)^{1/3}$	(37)
• Le diamètre du moyeu D_{h1} :	$D_{h1} = d_{sh} + \Delta D$	(38)
• Le diamètre de l'entrée de l'impulseur D_1 :	$D_1 = D_e = 2.\left(\frac{Q}{\varphi_e.\pi.\omega}\right)^{1/3}$	(39)
• La Vitesse absolue à l'entrée de l'œil de l'impulseur V_e :	$V_e = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_e^2}$	(40)
• L'Aire latérale à l'entrée de l'impulseur A_1 :	$A_1 = \frac{Q}{V_1}$	(41)
• La Hauteur du canal à l'entrée de l'impulseur b_1 :	$b_1 = b_2 = \frac{2.A_1}{(\varepsilon_1.\pi.D_1)}$	(42)
• La Vitesse d'entraînement U_1 :	$U_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot N}{60}$	(43)
• L'angle d'attaque β_{f1} :	$\beta_{f1} = \tan^{-1}\left(\frac{V_1}{U_1}\right)$	(44)
• L'angle d'attaque idéal β_{b1} :	$\beta_{b1} = \beta_{f1} + 3^0$	(45)
• Le diamètre de sortie de l'impulseur D_2 :	$D_2 = \frac{\Delta_s \cdot Q^{1/2}}{(g \cdot H)^{1/4}}$	(46)
• La vitesse spécifique (adimensionnelle) ω_s :	$\omega_s = \frac{\omega \cdot Q^{1/2}}{(g \cdot H)^{3/4}}$	(47)
• Le nombre théorique d'aubes Z_b :	$Z_b = 6.5 \cdot \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1}\right) \cdot \sin\left(\frac{\beta_{b1} + \beta_{b2}}{2}\right)$	(48)

• Le facteur de contraction à la sortie de l'impulseur ε_2 :	$\varepsilon_2 = 1 - \frac{Z_b \cdot e}{\pi \cdot D_2 \cdot \sin \beta_{b2}}$	(49)
• Facteur de glissement (adimensionnel) μ_s :	$\mu_S = 1 - \frac{\pi \cdot \sin \beta_{b2}}{Z_b}$	(50)
• Vitesse méridionale V_{m2} :	$V_{m2} = \left(U_2 - \left(\frac{g \cdot H}{\mu_s \cdot \eta_h \cdot U_2} \right) \right) \cdot \tan \beta_{b2}$	(51)
• Aire latérale à la sortie de l'impulseur A_2 :	$A_2 = \frac{Q}{V_{m2}}$	(52)

où :

τ : contrainte de cisaillement maximale;

Δ_s : diamètre spécifique adimensionnel;

e : épaisseur des aubes de l'impulseur.

Le diamètre spécifique Δ_s est déterminé à partir du diagramme de Cordier [36] présenté à la figure 6.

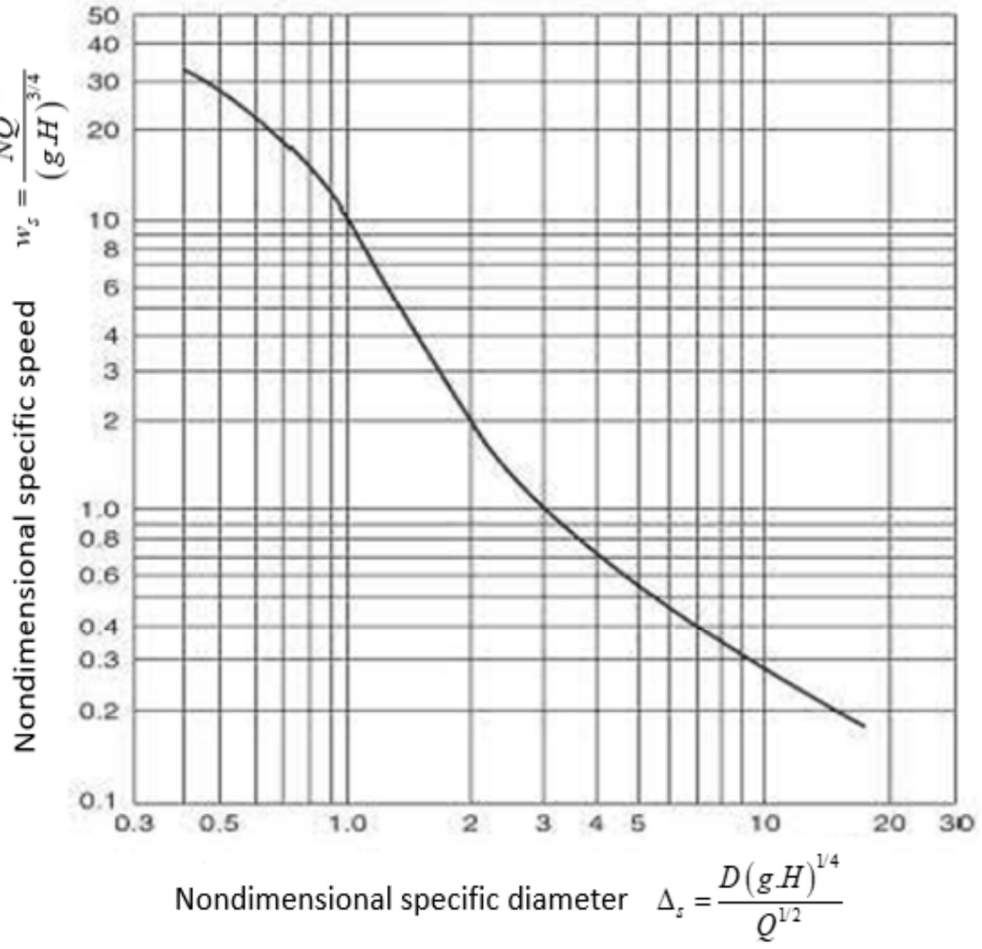


Figure 6 : Diagramme de Cordier [36].

4.2 Conception de l'impulseur

La conception de l'impulseur repose sur les principes de conservation de la quantité de mouvement et sur l'équation d'Euler appliquée aux turbomachines.

Il existe plusieurs méthodes utilisées pour tracer les esquisses des aubes (figure 7), la méthode qui a été utilisée est la suivante [37] :

- Tracer la ligne BW avec un angle égal à la somme de $\beta_{b_1} + \beta_{b_2}$ par rapport à la ligne WA;
- Tracer la ligne AE avec l'intersection AB;
- Tracer la ligne AM avec un angle de β_{b_2};
- Calculer le rayon r_{sc} à partir de:

$$r_{sch} = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2\left(r_2 \cos\beta_{b2} - r_1 \cos\beta_{b1}\right)} = CE \tag{53}$$

- L'angle formé par le le segment DGE est de 90^0;
- Le point G est situé à distance égale des extrémités E et A;
- Positionner ensuite le point M;
- Tracer MA;

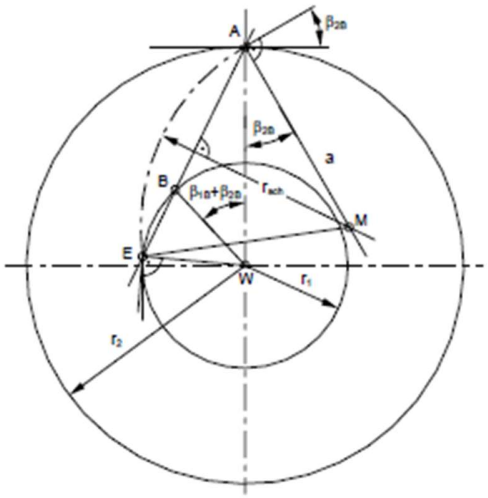


Figure 7 : Construction des aubes de l'impulseur [37].

Les paramètres principaux de l'impulseur sont représentés à la figure 8.

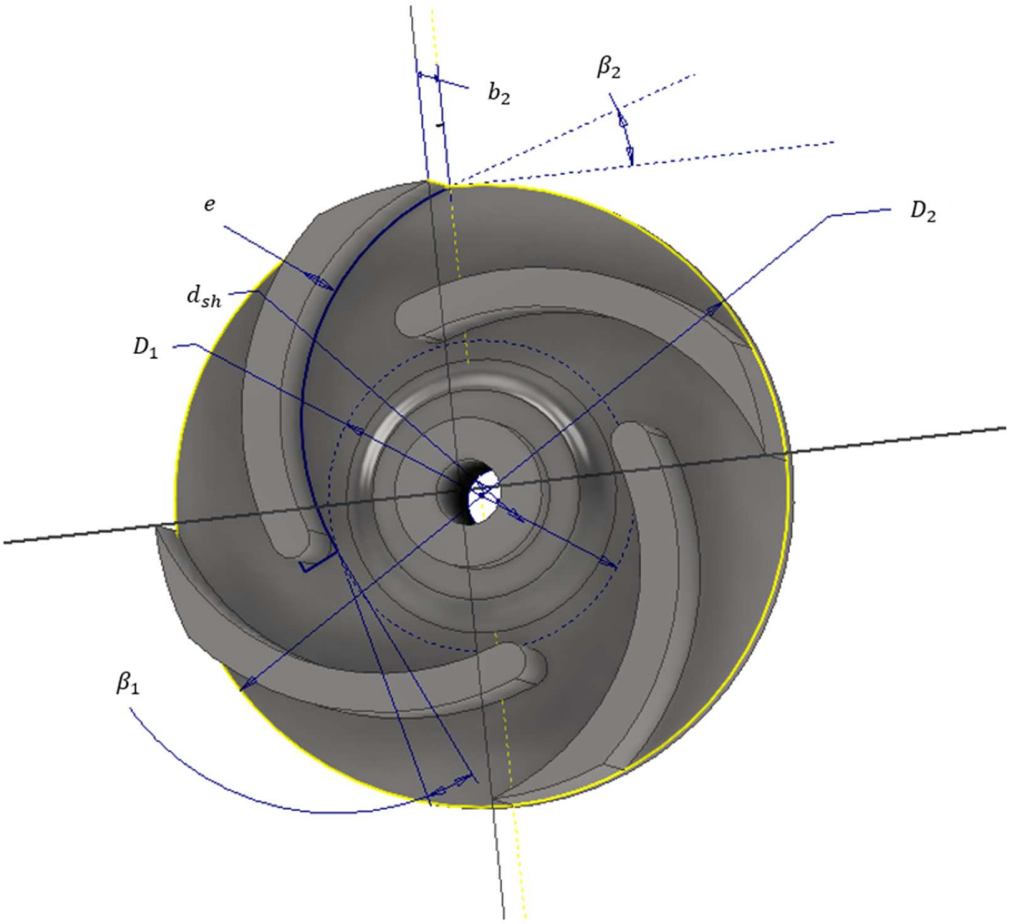


Figure 8 : Paramètres géométriques principaux de l'impulseur

4.3 Conception hydraulique de la volute

La volute joue un rôle essentiel dans la conversion de l'énergie cinétique en énergie de pression et dans la distribution uniforme du fluide vers la sortie.

La conception de la volute repose sur le principe de conservation du moment cinétique dans la volute :

$$M_\theta = r V_u = \text{constante} \tag{54}$$

où :

r : rayon local dans la volute;

V_u : composante tangentielle de la vitesse.

Le débit collecté par la volute entre l'angle 0 et θ vaut :

$$Q_\theta = \frac{\theta}{360} Q \tag{55}$$

où :

Q : débit de la pompe;

θ : angle polaire mesuré depuis le début de la spirale.

L'aire de la section correspondante est donnée par:

$$A_\theta = \frac{Q_\theta}{V_3} = \frac{\theta}{360} \frac{Q}{V_3} \tag{56}$$

La vitesse moyenne à la sortie de la volute V_3 est donnée par :

$$V_3 = K_3 \sqrt{2gH} \tag{57}$$

où :

H : hauteur manométrique;

g : accélération de la pesanteur;

K_3 : paramètre empirique en corrélation avec la vitesse spécifique.

Ainsi à partir des paramètres calculés, K_3 peut être déterminé à partir de la figure 9 en fonction de la vitesse spécifique.

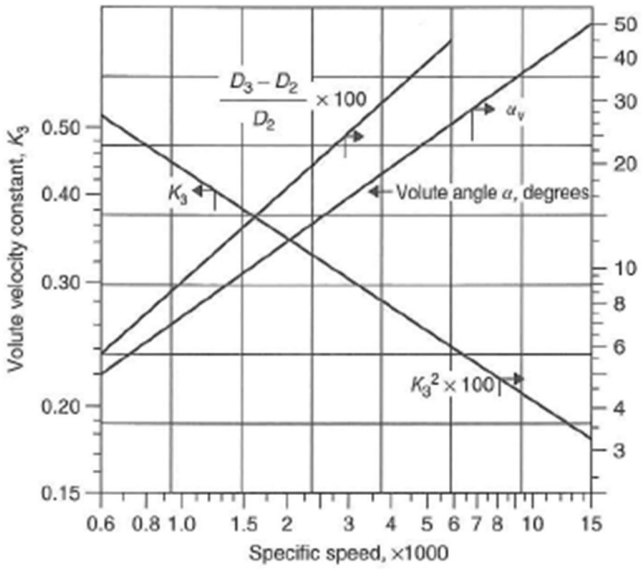


Figure 9 : Constante K_3, diamètre de base D_3 en fonction de la vitesse spécifique Ns [36].

Quant au profil de la section de la volute, la figure 10 [38] présente les formes de sections transversales de volute les plus fréquemment rencontrées. Les profils circulaires (a) et (b), trapézoïdal (c), ainsi que le profil rectangulaire (d) y sont illustrés. Parmi ces configurations, le profil rectangulaire (d) a été retenu pour la pompe dimensionnée dans le cadre de ce travail, dans la mesure où il présente des performances hydrauliques proches de celles de la section trapézoïdale, conformément aux résultats rapportés par Sunsheng Yang *et al.* (2011) [39].

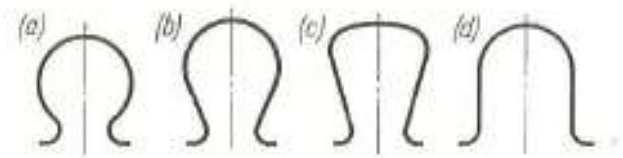


Figure 10 : Profil de section de volute [38].

Avec le profil rectangulaire, la section et donnée par :

$$A_\theta = b_\theta h_\theta \tag{58}$$

où :

h_θ : hauteur en fonction de θ ;

b_θ : largeur de la volute, dans ce cas, elle est constante quelle que soit θ , donc $b_\theta = b =$ constante

En considérant les expressions précédentes, h_θ devient :

$$h_\theta = \frac{1}{h}\frac{\theta}{360}\frac{Q}{V_3} \tag{59}$$

Le rayon de la volute est :

$$R_\theta = \frac{D_3}{2} + h_\theta \tag{60}$$

Le diamètre de sortie de la volute est donnée par :

$$d = \sqrt{\frac{4.Q}{\pi.V_3}} \tag{61}$$

Les paramètres principaux de la volute sont représentés à la figure 11.

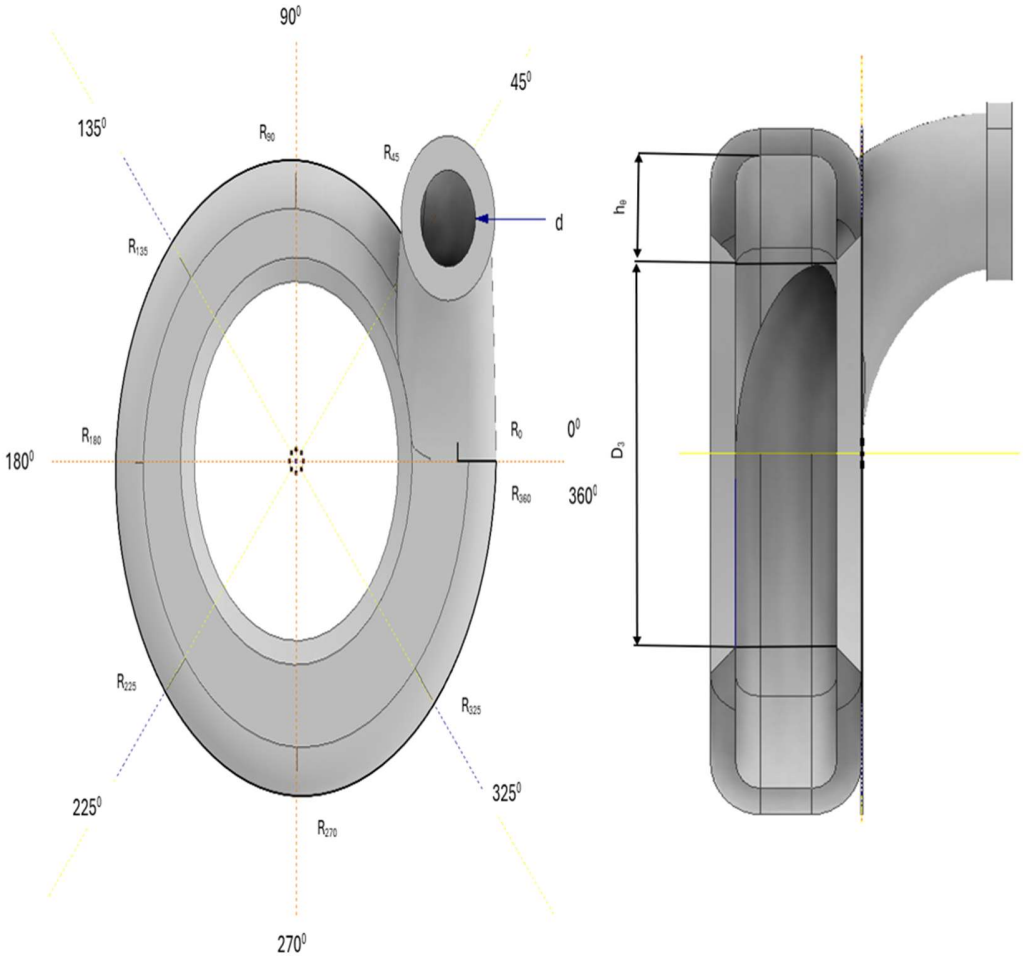


Figure 11 : Paramètres géométriques principaux de la volute

4.4 Analyse mécanique : contraintes, déformations et forces hydrauliques

4.4.1 Équation d'équilibre

L'équation d'équilibre mécanique permet de relier les contraintes internes aux forces appliquées sur la structure. Les équations d'équilibre en termes de contraintes normales et de cisaillement peuvent être exprimées par [40] :

$$\begin{aligned}
&\frac{\partial \sigma_x}{\partial x}+\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y}+\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial z}+F_x=0\\
&\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x}+\frac{\partial \sigma_y}{\partial y}+\frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z}+F_y=0\\
&\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x}+\frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y}+\frac{\partial \sigma_z}{\partial z}+F_z=0
\end{aligned} \tag{62}$$

où :

F_x, F_y, F_z : composantes des forces par unité de volume suivant l'axe x, y, z.

4.4.2 Relation contrainte-déformation [40]

Les relations linéaires entre la contrainte et la déformation sont données par l'équation :

$$\begin{aligned}
&\varepsilon_x=\frac{1}{E}\left[\sigma_x-\nu\left(\sigma_y+\sigma_z\right)\right]\\
&\varepsilon_y=\frac{1}{E}\left[\sigma_y-\nu\left(\sigma_z+\sigma_x\right)\right]\\
&\varepsilon_z=\frac{1}{E}\left[\sigma_z-\nu\left(\sigma_x+\sigma_y\right)\right]\\
&\gamma_{xy}=\frac{\tau_{xy}}{G}\\
&\gamma_{yz}=\frac{\tau_{yz}}{G}\\
&\gamma_{zx}=\frac{\tau_{zx}}{G}
\end{aligned} \tag{64}$$

où :

E : module de Young;

ν : coefficient de Poisson;

G : module cisaillement.

Le module de cisaillement se définit par :

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \tag{65}$$

La contrainte équivalente de Von Mises est définie par :

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2}\left((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2\right)} \tag{66}$$

où :

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$: contraintes principales

Les contraintes principales sont définies par :

$$\begin{aligned}
\sigma_1 &= \sigma_0 + 2\left(\left|\frac{J_2}{3}\right|\right)^{\frac{1}{2}} \cos\left(\frac{1}{3} arc\cos\left(-0,5 J_3 \left(\left|\frac{J_2}{3}\right|\right)^{-1,5}\right)\right) \\
\sigma_2 &= \sigma_0 - 2\left(\left|\frac{J_2}{3}\right|\right)^{\frac{1}{2}} \cos\left(\frac{1}{3} arc\cos\left(-0,5 J_3 \left(\left|\frac{J_2}{3}\right|\right)^{-1,5}\right) + \frac{\pi}{3}\right) \\
\sigma_3 &= \sigma_0 - 2\left(\left|\frac{J_2}{3}\right|\right)^{\frac{1}{2}} \cos\left(\frac{1}{3} arc\cos\left(-0,5 J_3 \left(\left|\frac{J_2}{3}\right|\right)^{-1,5}\right) - \frac{\pi}{3}\right)
\end{aligned} \tag{67}$$

où :

$$\begin{aligned}
\sigma_0 &= \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) \\
J_2 &= s_x s_y + s_y s_z + s_z s_x - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2 \\
J_3 &= -\left(s_x s_y s_z - s_x \tau_{yz}^2 - sy\tau_{zx}^2 - sz\tau_{xy}^2\right) \\
s_x &= \sigma_x - \sigma_0 \\
s_y &= \sigma_y - \sigma_0 \\
s_z &= \sigma_z - \sigma_0
\end{aligned} \tag{68}$$

où :

σ_0 : contrainte moyenne (ou hydrostatique);

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$: contraintes normales selon les axes x, y, z;

S_x, S_y, S_z : contraintes déviatoriques normales.

Le facteur de sécurité selon Von Mises est exprimé par :

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma_{VM}} \tag{69}$$

où :

S_y : limite élastique du matériau;

σ_{VM} : contrainte équivalente de Von Mises.

4.4.3 Calcul des forces hydrauliques axiales et radiales

L'écoulement du fluide au sein d'une pompe centrifuge génère des efforts hydrodynamiques axiaux et radiaux résultant des gradients de pression et de la distribution non uniforme des vitesses dans l'impulseur et la volute. Ces efforts influencent directement le dimensionnement mécanique de la pompe, la tenue des paliers ainsi que la fiabilité globale du système.

La figure 12 illustre la répartition schématique de ces efforts sur l'impulseur. Les différentes forces intervenant dans cet équilibre sont définies comme suit :

F_1 : force exercée sur le flasque arrière sous l'effet de la pression de refoulement ;

F_2 : force exercée sur le flasque avant due à la pression dans la zone d'aspiration ;

F_m : force liée au terme de quantité de mouvement du fluide à l'entrée de l'impulseur ;

F_r : force radiale résultant de l'asymétrie du champ de pression dans la volute et autour de l'impulseur.

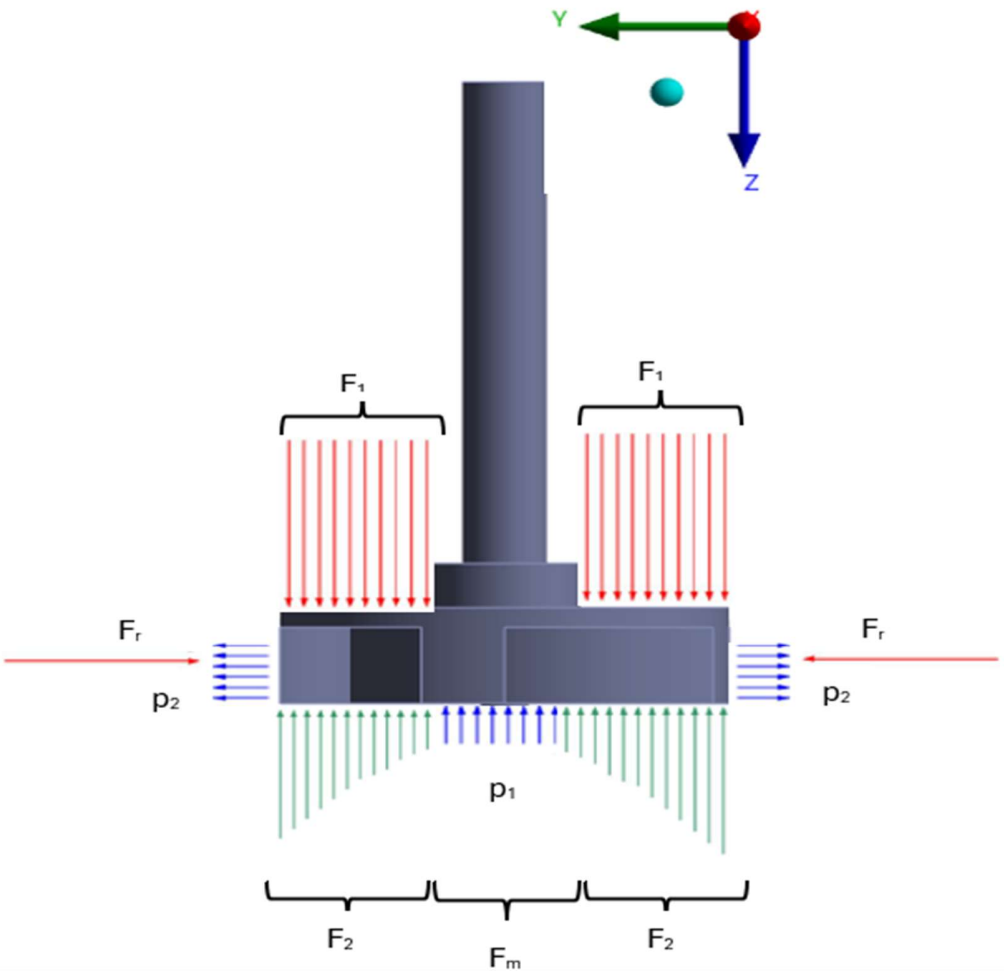


Figure 12 : Répartition des forces et des pressions sur l'impulseur

a) Force axiale [35]

La force axiale résulte principalement du déséquilibre de pression entre l'entrée et la sortie de l'impulseur, ainsi que de la contribution de la quantité de mouvement du fluide suivant l'axe de rotation. En adoptant la convention R_1 et R_2 comme rayons d'entrée et de sortie de l'impulseur, on définit les vitesses périphériques correspondantes par :

$$u_1 = \omega R_1$$
$$u_2 = \omega R_2 \qquad (70)$$

La surface active annulaire soumise à la pression est donnée par :

$$A_{eff} = \pi \left(R_2^2 - R_1^2 \right) \tag{71}$$

où :

u_1 : vitesse périphérique à l'entrée;

u_2 : vitesse périphérique à la sortie;

R_1 : rayon d'entrée;

R_2 : rayon de sortie;

A_{eff} : surface active annulaire.

La force axiale résultante peut alors être exprimée comme la différence entre la force exercée sur le flasque arrière, celle exercée sur le flasque avant, et le terme lié à la quantité de mouvement axiale :

$$F_a = F_1 - F_2 - F_m \tag{72}$$

La force exercée sur le flasque arrière est obtenue à partir de la loi de pression radiale dans un écoulement en rotation :

$$p(r) = p_1 + \frac{\rho \omega^2}{2} \left(r^2 - R_1^2 \right) \tag{73}$$

En intégrant cette pression sur la surface annulaire comprise entre R_1 et R_2, on obtient :

$$F_1 = \int_{R_1}^{R_2} p(r) 2 \pi r \, dr \tag{74}$$

Sous forme simplifiée, cette expression devient :

$$F_1 = A_{eff} \left(p_1 + \frac{\rho}{2} \left(u_2^2 - u_1^2 \right) \right) \tag{75}$$

En supposant une pression uniforme sur le flasque avant, la force correspondante s'écrit :

$$F_2 = A_{eff} \, p_2 \tag{76}$$

Par ailleurs, le terme de quantité de mouvement axial à l'entrée est donné par :

$$F_m = \rho Q V_e \tag{77}$$

où :

V_e : vitesse axiale moyenne à l'entrée de l'impulseur.

En remplaçant F_1, F_2 et F_m dans l'expression générale, la force axiale devient :

$$F_a = A_{eff}\left(p_1 + \frac{\rho}{2}\left(u_2^2 - u_1^2\right)\right) - A_{eff}\, p_2 - \rho Q V_e \tag{78}$$

Finalement, l'expression simplifiée de la force axiale résultante s'écrit :

$$F_a = A_{eff}\left[p_1 - p_2 + \frac{\rho}{2}\left(u_2^2 - u_1^2\right)\right] - \rho Q V_e \tag{79}$$

b) La force radiale [28]

La force radiale F_r est une force hydrodynamique qui agit perpendiculairement à l'axe de rotation de la pompe. Elle résulte principalement d'une répartition non uniforme de la pression autour de l'impulseur, notamment dans les pompes à volute simple où le champ de pression est asymétrique. La force radiale correspond à la résultante des forces de pression agissant sur l'impulseur dans le plan transversal et peut être déterminée à partir de ses composantes selon deux directions orthogonales :

$$\mathrm{F_r} = \sqrt{\left(\mathrm{F_x^2} + \mathrm{F_y^2}\right)} \tag{80}$$

où

F_x et F_y : composantes de la force radiale selon les axes orthogonaux du plan de rotation.

En général, pour une contribution de pression donnée, la force radiale s'écrit :

$$\mathrm{F_r} = \int_0^{2\pi} \mathrm{dF} = \frac{1}{2}\int_0^{2\pi} \mathrm{p}(\theta)\, \mathrm{b_2}\, \mathrm{D_2}\, \mathrm{d}\theta \tag{81}$$

En pratique, la force radiale est donnée par la formule empirique suivante :

$$\mathrm{F_r} = \mathrm{K}\, \rho\, \mathrm{g H D_2\, b_2} \tag{82}$$

où :

H : hauteur manométrique;

D_2 : diamètre extérieur de l'impulseur ;

b_2 : largeur des aubes;

ρ : masse volumique du fluide;

K : coefficient empirique dépendant du point de fonctionnement de la pompe.

Le coefficient K est généralement exprimé en fonction du débit de fonctionnement selon la relation :

$$K = C\left(1 - \left(\frac{Q}{Q_r}\right)^2\right) \tag{83}$$

où :

Q : débit de fonctionnement de la pompe;

Q_r : débit de référence, généralement pris au point de meilleur rendement;

C : constante empirique dépendant principalement de la géométrie de la volute et du type de pompe.

4.4.4 Relation déformation-déplacement

Les relations déformations-déplacement sont données par l'équation [40] :

$$\begin{aligned}
\varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} \\
\varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} \\
\varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} \\
\gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\
\gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\
\gamma_{zx} &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}
\end{aligned} \tag{63}$$

4.5 Analyse vibratoire des pompes

Les vibrations dans les pompes correspondent aux oscillations mécaniques de l'arbre, de l'impulseur et du carter, induites par des excitations hydrauliques, mécaniques et électromagnétiques. Elles constituent un indicateur clé de l'état de santé de la machine, car des niveaux vibratoires excessifs peuvent entraîner une fatigue

mécanique, une dégradation des paliers, l'apparition de fissures ainsi qu'une perte de performances hydrauliques [41].

4.5.1 Équations de vibrations

Le comportement vibratoire d'une pompe peut être modélisé par un système dynamique linéaire de type masse-ressort-amortisseur [42], représenté par l'équation dynamique matricielle suivante:

$$[\mathrm{M}]\{\ddot{\mathrm{x}}\}+[\mathrm{C}]\{\dot{\mathrm{x}}\}+[\mathrm{K}]\{\mathrm{x}\}=\{\mathrm{F(t)}\} \tag{84}$$

où :

$[\mathrm{M}]$: matrice de masse;

$[\mathrm{C}]$: matrice d'amortissement;

$[\mathrm{K}]$: matrice de raideur;

$\{\mathrm{x}\}$: vecteur déplacement vibratoire;

$\{\dot{\mathrm{x}}\}$: vecteur de vitesse;

$\{\ddot{\mathrm{x}}\}$: vecteur d'accélération ;

$\{\mathrm{F(t)}\}$: vecteur des forces d'excitation.

a) Détermination de la fréquence naturelle

Pour déterminer les fréquences naturelles, on considère les vibrations libres non amorties, ce qui implique : $[C]=0, \{F(t)\}=0$

L'équation (84) devient :

$$[\mathrm{M}]\{\ddot{\mathrm{x}}\}+[\mathrm{K}]\{\mathrm{x}\}=0 \tag{85}$$

En supposant une solution harmonique :

$$\{x(t)\}=\{\phi\}\, e^{i\omega t} \tag{86}$$

et en substituant dans l'équation précédente, on obtient :

$$\left([K]-\omega^2[M]\right)\{\phi\}=0 \tag{87}$$

Pour obtenir une solution non triviale, le déterminant du système doit être nul :

$$\det\left([K]-\omega^2[M]\right)=0 \tag{88}$$

La résolution de cette équation permet de déterminer les pulsations naturelles ω_n du système, avec les valeurs propres : $\omega_1^2, \omega_2^2, \omega_3^2, ..., \omega_n^2$

Les pulsations naturelles et les fréquences naturelles sont alors :

$$\omega_i = \sqrt{\omega_i^2} \qquad f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \tag{89}$$

Ainsi, chaque fréquence naturelle f_i est associé à un mode propre $\{\phi_i\}$.

b) Détermination de l'amplitude vibratoire et de l'angle de phase

La force d'excitation harmonique appliquée à la structure peut être défini par :

$$\{F(t)\} = \{F_0\} e^{j\omega t} \tag{90}$$

La réponse vibratoire peut être écrite sous la forme :

$$\{x(t)\} = \{X\} e^{j\omega t} \tag{91}$$

où :

$\{X\}$: vecteur complexe des amplitudes vibratoires.

En remplaçant (91) dans l'équation dynamique matricielle (84), on obtient :

$$\left([K] - \omega^2 [M] + j\omega [C]\right)\{X\} = \{F_0\} \tag{92}$$

Donc :

$$\{X\} = \left([K] - \omega^2 [M] + j\omega [C]\right)^{-1}\{F_0\} \tag{93}$$

L'amplitude réelle du déplacement au degré de liberté i est :

$$|X| = \sqrt{\mathrm{Re}(X_i)^2 + \mathrm{Im}(X_i)^2} \tag{94}$$

L'angle de phase correspondant est :

$$\varphi_i = \tan^{-1}\left(\frac{\mathrm{Im}(X_i)}{\mathrm{Re}(X_i)}\right) \tag{95}$$

où :

$\mathrm{Im}(X_i)$: partie imaginaire du déplacement X_i ;

$\mathrm{Re}(X_i)$: partie réelle du déplacement X_i.

c) Formulation des matrices du modèle vibratoire de la pompe

Dans le cas de la pompe submersible étudiée, les matrices [M], [C] et [K] sont obtenues par discrétisation éléments finis de la géométrie de l'impulseur. La matrice de masse [M] dépend de la densité du matériau et de la répartition de masse de la roue. La matrice de raideur [K] dépend du module d'élasticité, de la géométrie des aubes et des conditions d'encastrement. Le vecteur de force d'excitation $\{F_0\}$ proviennent des efforts hydrodynamiques calculés lors des simulations sur Ansys CFX à un débit considéré.

Les diverses matrices peuvent être défini de façon synthétique :

[M] : Masse de l'impulseur et de l'arbre ;

[K] : Rigidité des aubes, moyeu et arbre ;

[C] : Amortissement global (structurel et hydrodynamique) ;

$\{F_0\}$: Forces hydrodynamiques ;

$\{X\}$: Réponse vibratoire calculée.

Pour un débit donné, les matrices [M], [C] et [K], associées aux vecteur force hydrodynamique $\{F_0\}$, permettent de calculer les fréquences naturelles, les amplitudes vibratoires et les angles de phase de la pompe à partir de l'équation dynamique matricielle.

La matrice de masse élémentaire est donnée par :

$$[M_e] = \int_V \rho [N]^T [N] dV \tag{96}$$

où :

ρ : masse volumique du matériau ;

$[N]$: matrice fonctions de la forme ;

V : volume de l'élément fini.

La matrice globale de masse de la pompe est obtenue par assemblage de toutes les matrices élémentaires :

$$[M] = \sum_{e=1}^{n_e} [M_e] \tag{97}$$

La matrice de raideur élémentaire est donnée par :

$$[K_e] = \int_V [B]^T [D][B] dV \tag{98}$$

où :

$[B]$: matrice de déformation-déplacement ;

$[D]$: matrice constitutive du matériau.

La matrice globale de raideur est obtenue par :

$$[K] = \sum_{e=1}^{n_e} [K_e] \tag{99}$$

L'amortissement est représenté par un modèle de Rayleigh :

$$[C] = \alpha [M] + \beta [K] \tag{100}$$

où :

α : coefficient d'amortissement lié à la masse ;

β : coefficient d'amortissement lié à la rigidité.

Le vecteur des forces d'excitation peut s'écrire :

$$\{F_0\} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{Bmatrix} \tag{101}$$

où :

F_X : composante radiale ;

F_Y : composante tangentielle ;

F_Z : composante axiale.

Dans cette étude, les forces d'excitation $\{F_0\}$ varient avec le débit de fonctionnement, tandis que les matrices [M] et [K] restent pratiquement constantes puisque la géométrie et le matériau de la pompe demeurent inchangés.

d) Cas d'un système à un degré de liberté

Les équations suivantes correspondent au cas particulier d'un système à un seul degré de liberté et sont présentées à titre illustratif afin de faciliter l'interprétation physique de la réponse vibratoire.

Si la structure est soumise à une excitation harmonique :

$$F(t) = F_0 \sin(\omega t) \tag{102}$$

La réponse vibratoire peut être exprimée sous la forme :

$$x(t) = X \sin(\omega t - \phi) \tag{103}$$

où :

ϕ : angle de phase initial;

X : amplitude de vibration.

L'amplitude vibratoire est donnée par :

$$\mathrm{X} = \frac{\mathrm{F0}}{\sqrt{\left(\mathrm{K} - \mathrm{M}\omega^2\right)^2 + \left(\mathrm{C}\omega\right)^2}} \tag{104}$$

et l'angle de phase est exprimé par :

$$\phi = \tan^{-1} \frac{C\omega}{k - m\omega^2} \tag{105}$$

Pour analyser la réponse vibratoire, on introduit les paramètres suivants :

$$\begin{aligned} C_c &= 2m\omega_n = 2\sqrt{km} \\ \zeta &= \frac{C}{C_c} \\ r &= \frac{\omega}{\omega_n} \end{aligned} \tag{106}$$

où :

C_c : amortissement critique;

ζ : taux d'amortissement;

r : rapport de fréquence.

Le déplacement statique associé à la force appliquée est :

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{K} \tag{107}$$

Le facteur d'amplification dynamique est alors :

$$M = \frac{X}{\delta_{st}} \tag{108}$$

Dans ce cas d'une excitation harmonique, l'amplitude de la réponse vibratoire atteint un maximum lorsque la fréquence d'excitation se rapproche de la fréquence naturelle

du système. Cette condition correspond au phénomène de résonance, qui entraîne une amplification importante des vibrations.

La figure 13 montre la réponse fréquentielle typique d'un système vibratoire pour différents coefficients d'amortissement ζ .

La réponse fréquentielle dépend fortement du taux d'amortissement :

- Lorsque ζ =0 l'amplitude devient théoriquement infinie à la résonance ;
- Lorsque ζ augmente, l'amplitude maximale diminue ;
- Pour (ζ =1) correspondant à l'amortissement critique, les oscillations sont fortement atténuées.

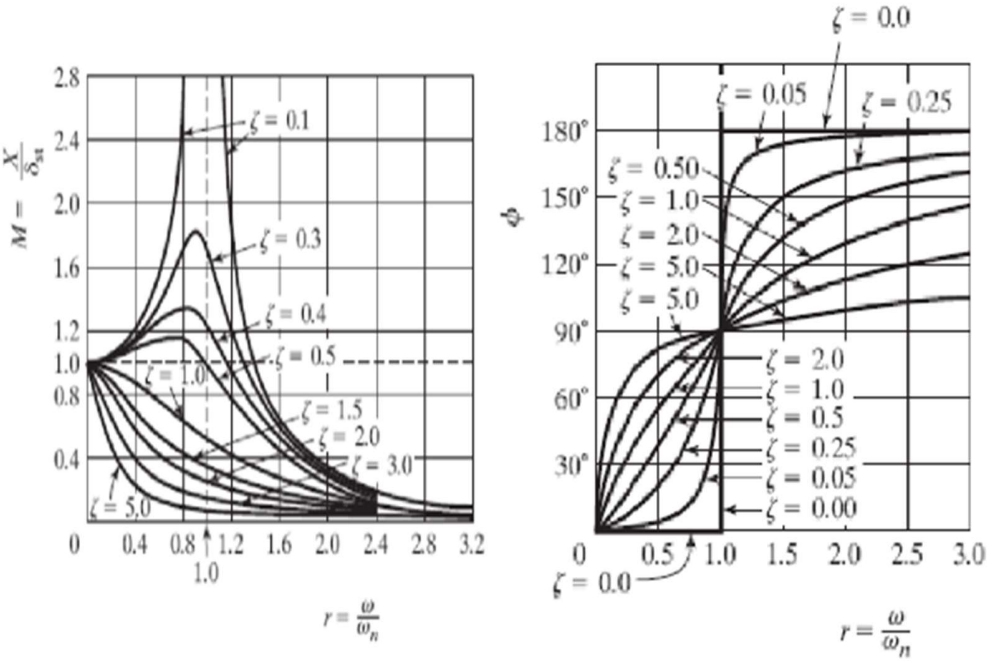


Figure 13 : Facteur d'amplification en fonction du rapport des fréquences et angle de phase en fonction du rapport des fréquences [43].

4.5.2 Modes et fréquences propres

La méthode des éléments finis est utilisée afin de prédire les contraintes stationnaires ainsi que les fréquences naturelles de vibration de la structure. Cette approche numérique permet d'évaluer le comportement mécanique du système sous l'effet des sollicitations appliquées. L'analyse modale consiste à déterminer les fréquences propres et les formes modales associées de la structure. L'identification de ces paramètres est essentielle pour comprendre le comportement vibratoire du système

et pour éviter les phénomènes de résonance susceptibles d'affecter la performance et la fiabilité de l'équipement [44].

Pour déterminer les modes propres et fréquences propres, on considère le cas de vibrations non amorties avec la force d'excitation extérieur et l'amortissement nul c'est-à-dire : $\{F(t)\}=\{0\},[C]=0$

L'équation du mouvement devient alors :

$$[\mathrm{M}]\{\ddot{\mathrm{x}}\}+[\mathrm{K}]\{\mathrm{x}\}=0 \tag{109}$$

Une solution harmonique est supposée sous la forme :

$$\{x(t)\}=\{\phi\}_m \cos(\omega_m t) \tag{110}$$

où :

$\{\phi\}_m$: vecteur modal ou mode propre du mode m;

ω_m : pulsation naturelle du mode m;

t : temps.

Les dérivées temporelles s'écrivent :

$$\begin{cases} \{\dot{x}(t)\} = -\omega_m \{\phi\}_m \sin(\omega_m t) \\ \{\ddot{x}(t)\} = -\omega_m^2 \{\phi\}_m \cos(\omega_m t) \end{cases} \tag{111}$$

En substituant ces expressions dans l'équation du mouvement, on obtient :

$$\left([K]-\omega_m^2 [M]\right)\{\phi\}_m = \{0\} \tag{112}$$

Pour qu'une solution non triviale existe, le déterminant du système doit être nul :

$$\det\left([\mathrm{K}]-\omega_{\mathrm{m}}^2 [\mathrm{M}]\right)=0 \tag{113}$$

La résolution de cette équation permet de déterminer les fréquences propres et les formes modales du système.

4.5.3 Réponse harmonique

Un mouvement vibratoire peut être représenté par une fonction sinusoïdale. Ce type de mouvement est appelé mouvement harmonique simple et s'exprime par :

$$y(t) = Y \sin(\omega t + \theta) \tag{114}$$

où :

$y(t)$: déplacement instantané;

Y : amplitude maximale du mouvement;

t : temps;

ω : pulsation angulaire (rad/s);

θ : angle de phase initial.

La pulsation ω, la fréquence f, la vitesse de rotation N et la période T sont liées par la relation :

$$\omega = 2\pi f$$
$$T = \frac{1}{f} \qquad (115)$$
$$f = \frac{N}{60}$$

La vitesse vibratoire est donnée par :

$$\dot{y}(t) = Y\ \omega \cos(\omega t + \theta) = Y\ \omega \sin\left(\omega t + \theta + \frac{\pi}{2}\right) \qquad (116)$$

Et l'accélération vibratoire :

$$\ddot{y}(t) = -Y\ \omega^2\ \sin(\omega t + \theta) \qquad (117)$$

La fonction harmonique est représentée par la figure 14

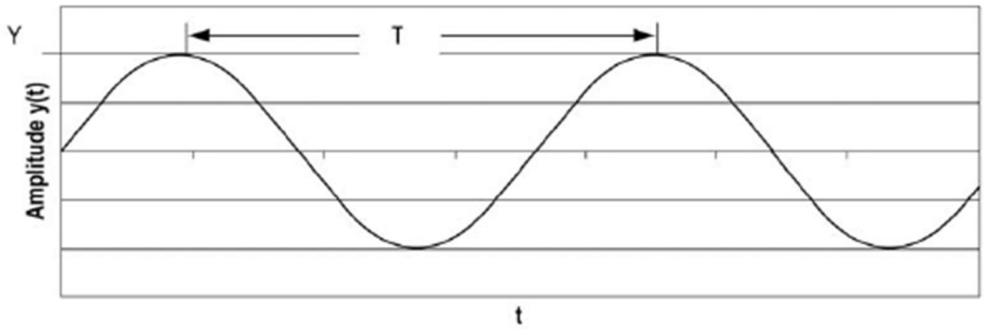


Figure 14 : Fonction harmonique [43]

Les courbes de déplacement, vitesse et accélération vibratoire sont représentées à la figure 15.

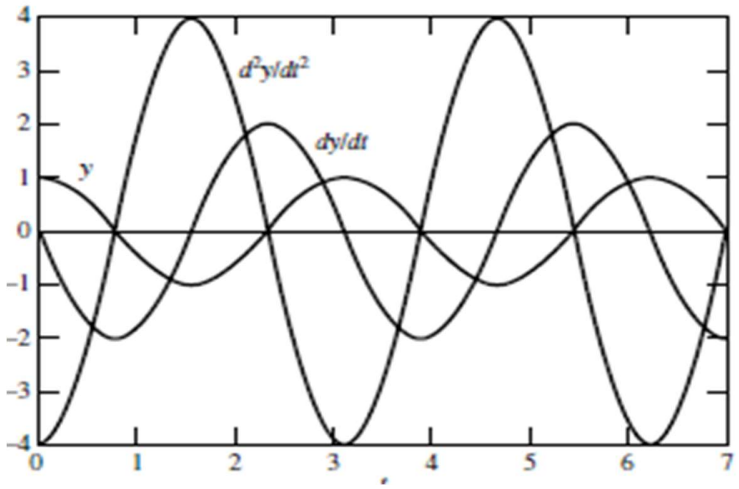


Figure 15 : Déplacement, vitesse et accélération vibratoire [45]

4.5.4 Diagramme de Campbell [46]

Le diagramme de Campbell constitue un outil fondamental d'analyse dynamique dans l'étude des vibrations des machines tournantes. Il consiste à représenter l'évolution des fréquences propres du système en fonction de la vitesse de rotation, puis à les comparer aux fréquences d'excitation associées au fonctionnement de la machine. Cette représentation permet d'identifier les zones potentielles de résonance correspondant à l'égalité entre une fréquence propre et une fréquence d'excitation. Ces conditions peuvent entraîner une amplification des vibrations et affecter l'intégrité mécanique du système.

La figure 16 présente le principe du diagramme de Campbell utilisé pour l'analyse vibratoire des machines tournantes. Les courbes horizontales correspondent aux fréquences propres de la structure tandis que les droites inclinées représentent les fréquences d'excitation liées à la rotation. L'intersection entre ces courbes indique l'apparition possible d'une résonance. L'analyse permet ainsi d'identifier les vitesses critiques et de vérifier la stabilité dynamique dans la plage de fonctionnement de la machine.

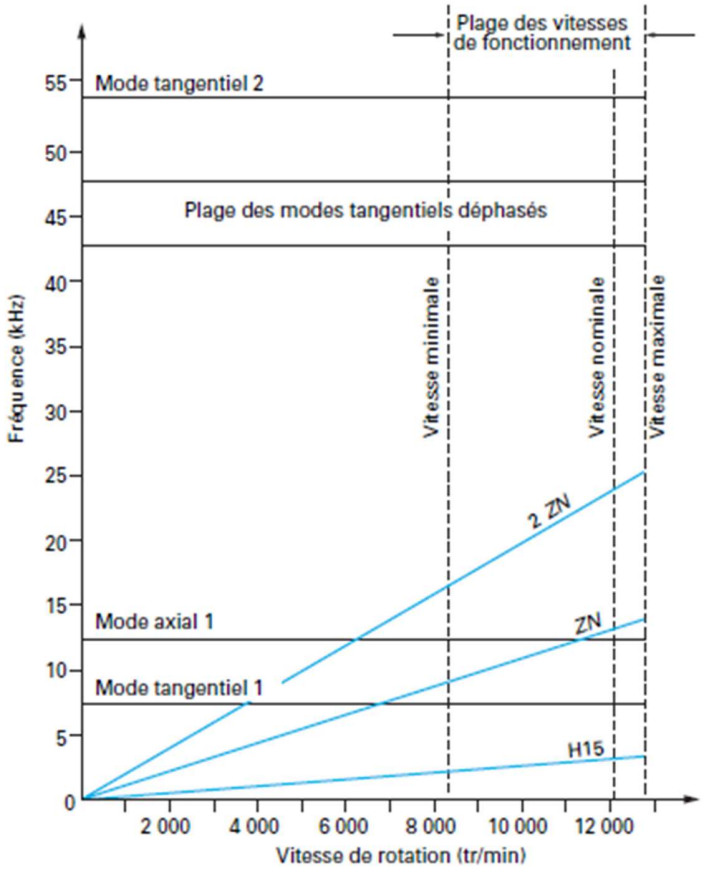


Figure 16 : Diagramme de Campbell illustrant l'évolution des fréquences propres et des fréquences d'excitation en fonction de la vitesse de rotation [46]

CHAPITRE 5: RÉSULTATS ET DISCUSION

Ce chapitre présente les résultats des simulations numériques de la pompe ainsi que leur analyse. Il met en évidence l'influence des paramètres géométriques et des conditions de fonctionnement sur les performances hydrauliques et le comportement mécanique du système.

5.1 Paramètres géométriques

Le dimensionnement hydraulique et mécanique de la pompe a été réalisé à partir du point de fonctionnement nominal, caractérisé par un débit de 122,65 m³/h, une hauteur manométrique de 14,94 m et une vitesse de rotation de 1735 tr/min. Sur la base de ces conditions opératoires, la méthodologie de conception adoptée permet de déterminer de manière systématique les caractéristiques géométriques de l'impulseur (tableau 2), les dimensions de la volute (tableau 3), ainsi que les principaux paramètres structurels de l'arbre.

Tableau 2 : Paramètres géométriques de l'impulseur

Paramètres géométriques	
Diamètre de l'arbre: D_{sh} (mm)	21,59
Hauteur du canal à l'entrée de l'impulseur: b_1 (mm)	40,64
Hauteur du canal à la sortie de l'impulseur: b_2 (mm)	40,64
Diamètre de l'entrée de l'impulseur: D_1 (mm)	101,6
Diamètre de la sortie de l'impulseur: D_2 (mm)	203,2
Épaisseur de l'aube: e (mm)	12,7
Nombre d'aubes: Z (-)	4
Angles d'attaque: β_{b1} (°)	11
Angle de fuite: β_{b2} (°)	18

Tableau 3 : Paramètres géométriques de la volute

Angle de la volute θ (^{0})	0	45	90	135	180	225	270	315	360
Rayon de la volute R_θ (mm)	167,62	172,04	176,49	180,9	185,34	189,78	194,21	198,65	203,1

Les propriétés mécaniques et physiques des matériaux constituant la pompe, ainsi que celles des fluides considérés, constituent des données essentielles pour la modélisation hydraulique, mécanique et numérique. À cet effet, le tableau 4 présente les propriétés mécaniques et physiques de l'acier S235, retenu pour la fabrication des principaux composants structuraux. Le tableau 5 regroupe les propriétés physiques de l'eau pure utilisée comme fluide de référence, tandis que le tableau 6 récapitule les propriétés de l'eau chargée en particules solides, incluant la densité, la viscosité, ainsi que les diamètres moyens et les concentrations des particules. Ces paramètres sont utilisés comme données d'entrée pour les calculs de dimensionnement et les simulations numériques.

Tableau 4 : Propriétés mécaniques et physiques de l'acier utilisé

Propriétés mécaniques et physiques	Acier S235
Module de Young E [Pa]	2×10^{11}
Coefficient de Poisson ν [-]	0,3
Module de compressibilité K [Pa]	$1,667 \times 10^{11}$
Module de cisaillement G [Pa]	$7,692 \times 10^{10}$
Coefficient de ductilité [-]	0,213
Limite d'élasticité Re [Pa]	$2,5 \times 10^{8}$
Limite à la rupture en traction Rm [Pa]	$4,6 \times 10^{8}$
Masse volumique [kg/m³]	7850

Tableau 5 : Propriétés physiques de l'eau

Masse Volumique [kg/m^3]	Masse molaire [kg/k mol]	Coefficient de dilatation Thermique [K^{-1}]	Viscosité cinématique [m^2/s]
997	18,02	$2{,}54\times10^{-4}$	$0{,}884\text{x}10^{-6}$

Tableau 6 : Propriétés physiques de l'eau chargée

Masse Volumique ρ [kg/m^3]	2991
Masse molaire [kg/k mol]	59,7
Coefficient de dilatation Thermique β [K^{-1}]	1×10^{-4}
Viscosité cinématique ν [m^2/s]	$1{,}17\text{x}10^{-6}$
Diamètres moyens des particules d_p [mm]	1; 2 ; 3
Concentration des particules C_v [%]	10; 20; 30

5.2 Modélisation de la pompe

5.2.1 Modélisation des domaines fluide et solide

L'analyse et l'évaluation approfondie des différents composants de la pompe sont réalisées à l'aide du logiciel ANSYS, qui permet de conduire conjointement les simulations hydrauliques et les analyses structurelles nécessaires à la validation de la conception. À cet effet, des modèles tridimensionnels solides ont d'abord été développés pour l'impulseur, la volute et l'ensemble de la pompe, comme illustré à la figure 17. Ces modèles constituent la base pour les analyses mécaniques, notamment l'évaluation des contraintes, des déformations et de la tenue structurelle. Par ailleurs, les domaines fluides correspondants ont été extraits à partir des géométries solides afin de générer les modèles numériques d'écoulement, présentés à la figure 18, pour l'impulseur, la volute et l'ensemble de la pompe. Cette approche assure une représentation fidèle des interactions fluide-structure et permet d'évaluer de manière fiable les performances hydrauliques et le comportement mécanique de la pompe. La figure 19 représente le modèle solide et fluide assemblés.

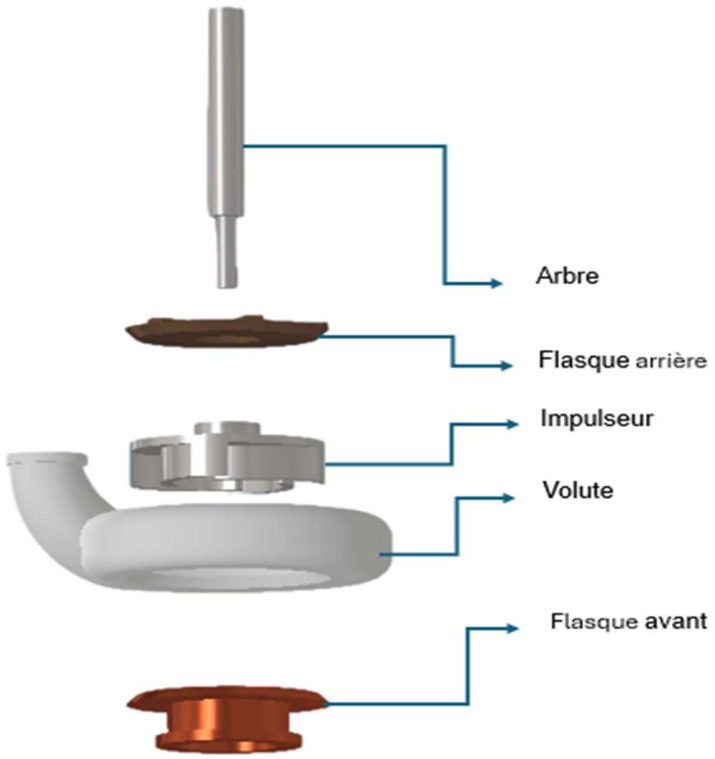


Figure 17 : Composants du domaine solide

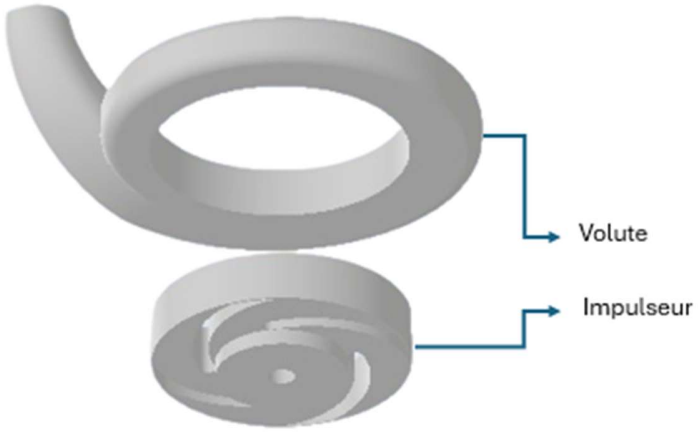


Figure 18 : Composants du domaine fluide



(a) (b)

Figure 19 : Modèle (a) solide (b) fluide

5.2.2 Implémentation numérique

Les équations différentielles issues de la modélisation de l'écoulement, notamment l'équation de continuité et les équations de Navier–Stokes, ainsi que le modèle de turbulence retenu, sont résolues numériquement à l'aide du logiciel ANSYS CFX, qui assure la discrétisation spatiale et temporelle du domaine fluide. Par la suite, l'analyse mécanique de l'impulseur est réalisée dans l'environnement du module ANSYS Mechanical, afin d'évaluer son comportement sous l'effet des sollicitations hydrauliques. Cette analyse comprend une analyse structurelle statique (Static Structural) pour déterminer les contraintes et les déformations, une analyse modale (Modal) pour identifier les fréquences propres de vibration, ainsi qu'une analyse de la réponse harmonique (Harmonic Response) permettant de caractériser la réponse dynamique de la structure. L'ensemble de ces étapes constitue une approche intégrée permettant d'évaluer de manière cohérente les performances hydrauliques et le comportement mécanique de la pompe. La figure 20 présente de manière synthétique les différentes étapes de la procédure de résolution numérique mise en œuvre avec le logiciel ANSYS.

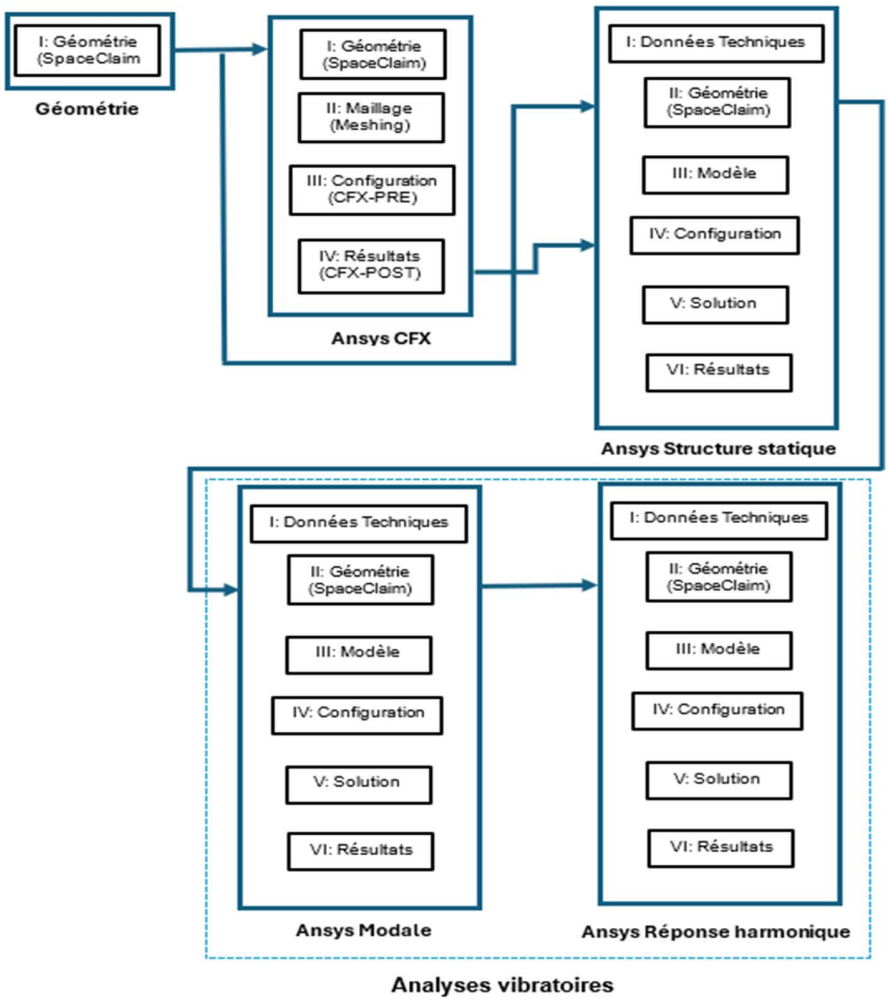


Figure 20 : Étapes de résolution numérique avec le logiciel ANSYS

5.2.3 Simulation de l'écoulement interne à l'aide du logiciel ANSYS CFX

La modélisation numérique de l'écoulement est réalisée à l'aide du code ANSYS CFX, lequel permet de résoudre les équations gouvernantes du fluide, à savoir l'équation de continuité, les équations de Navier-Stokes ainsi que le modèle de turbulence retenu, dans un cadre de discrétisation numérique avancé. L'architecture du solveur offre une grande stabilité dans le traitement des interfaces impulseur-volute et garantit une représentation fidèle des phénomènes hydrauliques se développant au sein de la pompe submersible.

a) Génération du maillage

Le maillage est constitué d'éléments tétraédriques non structurés, particulièrement adaptés à la complexité géométrique de l'impulseur et de la volute. Un raffinement

local a été appliqué au niveau du bord d'attaque et du bord de fuite ainsi que dans les canaux inter-aubes, afin d'améliorer la résolution des gradients de pression et de vitesse dans les zones critiques de l'écoulement interne. La figure 21 illustre la distribution globale du maillage de la pompe submersible, mettant en évidence les zones de raffinement mises en place pour assurer une précision numérique satisfaisante.



Figure 21 : Maillage du volume fluide de la pompe

b) Prétraitement (CFX-PRE)

Les paramètres suivants ont été pris en compte dans le module ANSYS CFX-Pre pour la préparation du cas de simulation :

- Les conditions aux limites, incluant une pression imposée à l'aspiration et un débit massique spécifié à la sortie ;
- Le modèle de turbulence k-ε, utilisé pour représenter les effets turbulents dans l'écoulement ;
- Le critère de convergence, basé sur une erreur RMS fixée à 10^{-4} ainsi que sur le contrôle du résidu maximal ;

- La définition du matériau, considéré comme un fluide liquide incompressible ;
- L'interface entre l'impulseur et la volute, modélisée à l'aide de la condition Frozen Rotor afin d'assurer la continuité de l'écoulement entre les domaines tournant et stationnaire ;
- La résolution des équations de continuité et de Navier-Stokes, garantissant la conservation de la masse et de la quantité de mouvement ;
- Le modèle de force de traînée Schiller-Naumann, appliqué pour représenter l'interaction entre les particules solides et le fluide dans le cas de l'écoulement chargé.

La figure 22 illustre la configuration du domaine de calcul sous ANSYS CFX-Pre, mettant en évidence les principales zones fonctionnelles de la pompe, à savoir l'entrée, l'impulseur, la volute, l'interface impulseur-volute ainsi que la sortie.

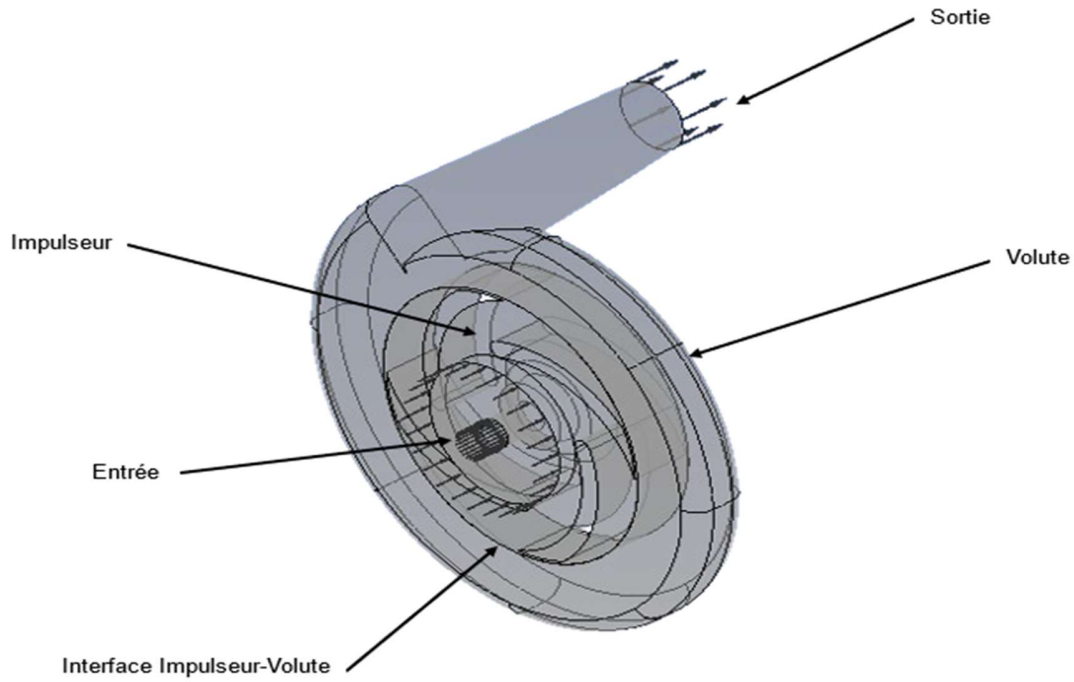


Figure 22 : Configuration sous CFX-Pre

c) Résolution numérique (CFX-Solver)

La résolution numérique des équations gouvernantes de l'écoulement est assurée par le module CFX-Solver, lequel procède à l'intégration itérative des équations de continuité, de quantité de mouvement et de turbulence jusqu'à l'atteinte des critères de convergence fixés.

d) Post-traitement (CFX-Post)

Le module CFX-Post permet de visualiser et d'analyser les résultats obtenus à l'issue du calcul numérique. Il offre différents outils de post-traitement pour représenter les champs de pression, de vitesse et les lignes d'écoulement. La figure 23 illustre la répartition de la pression dans la pompe submersible, représentée en coupe à travers de l'impulseur et de la volute.

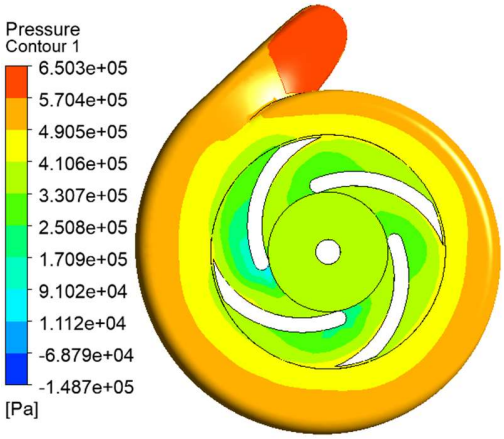


Figure 23 : Répartition de la pression au sein de la pompe au débit de 91,12 m^3/h.

La figure 24 présente la démarche numérique adoptée pour analyser l'écoulement dans la pompe centrifuge. Elle consiste d'abord à modéliser le volume occupé par le fluide à partir de la géométrie de la pompe, puis à discrétiser ce domaine en éléments finis afin de permettre la résolution numérique des équations gouvernantes de l'écoulement. Le modèle physique et les conditions de fonctionnement sont ensuite définis pour réaliser la simulation. Enfin, l'analyse des champs de pression, de vitesse et des lignes de courant permet d'interpréter le comportement de l'écoulement et d'évaluer les performances hydrauliques de la pompe.

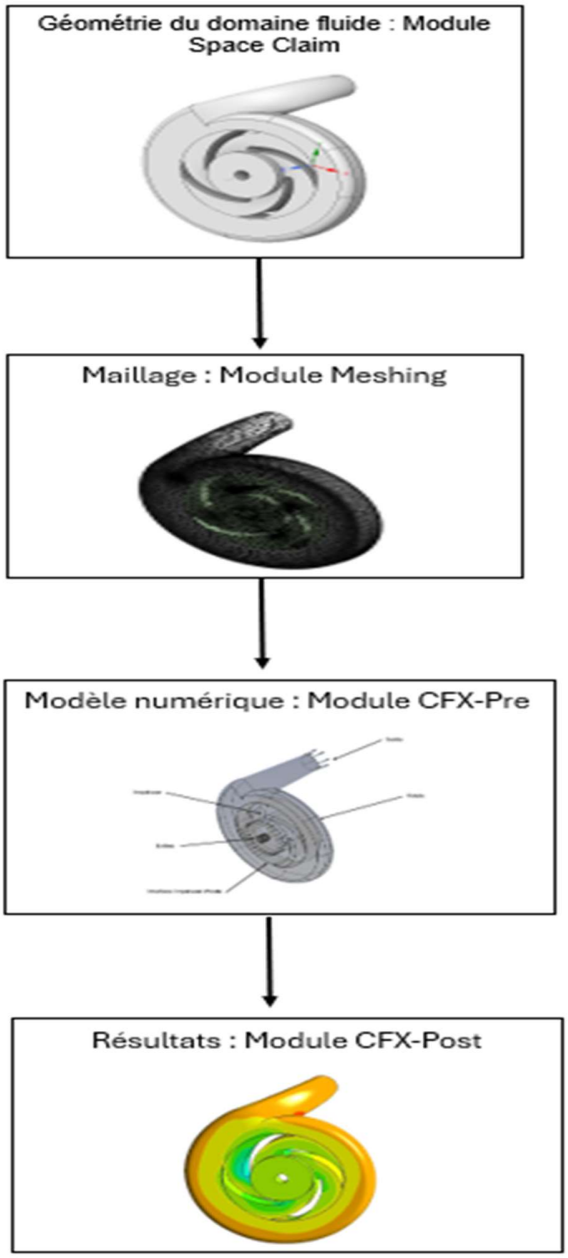


Figure 24 : Étapes de la simulation numérique de l'écoulement dans la pompe

5.2.4 Analyse structurelle et vibratoire

La modélisation de la géométrie de l'impulseur et de l'arbre à partir des dimensions issues de la conception a permis de représenter fidèlement la structure réelle de la

pompe et constitue la base du modèle numérique utilisé pour les analyses mécaniques et vibratoires.

a) Génération du maillage

La géométrie obtenue a ensuite été discrétisée en un ensemble d'éléments finis afin de permettre la résolution numérique des équations mécaniques (figure 25). Cette étape consiste à générer un maillage approprié permettant d'assurer un compromis entre la précision des résultats et le temps de calcul.

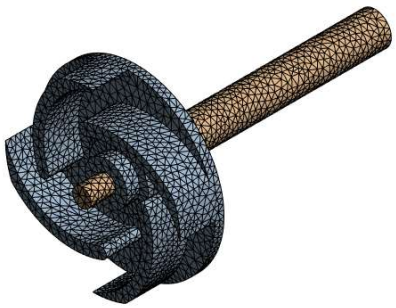


Figure 25 : Maillage de la structure

b) Analyse structurelle statique

La pression hydrodynamique obtenue à partir des simulations ANSYS CFX a été importée comme chargement dans le module d'analyse structurelle. Cette pression représente les sollicitations réelles exercées par le fluide sur l'impulseur en conditions de fonctionnement. Le calcul par éléments finis a ensuite permis de déterminer la distribution des contraintes, les déformations ainsi que le facteur de sécurité de la structure (figure 26).

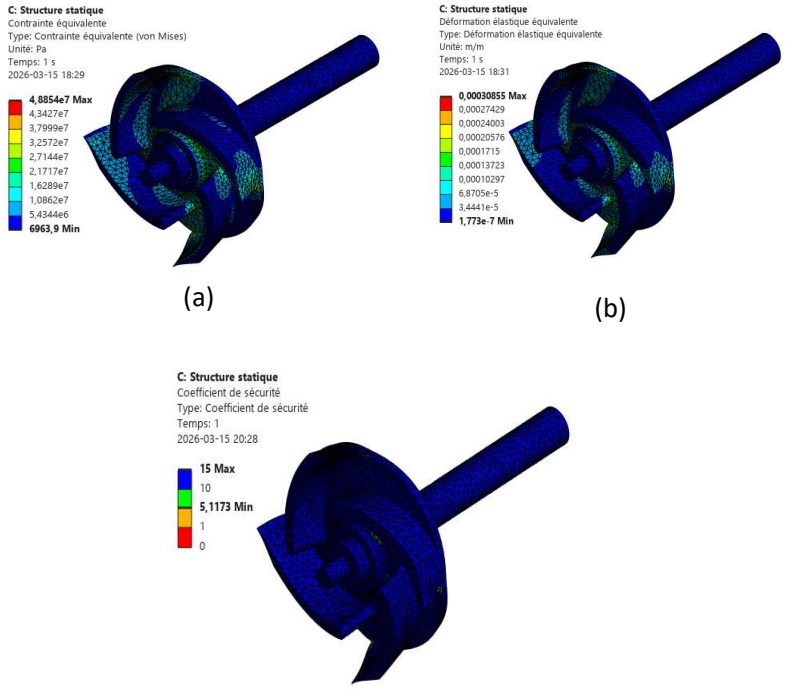


Figure 26 : Distribution de : (a) contrainte de Von Mises (b) déformation (c) coefficient de sécurité

c) Analyse modale

Après avoir déterminé les contraintes et les déformations de la pompe, l'analyse modale a été réalisée à l'aide du module ANSYS Modal. Cette étape a permis d'identifier les fréquences propres ainsi que les modes de vibration de la pompe. L'identification de ces paramètres clés offre une compréhension approfondie du comportement dynamique du système, contribuant ainsi à garantir une conception robuste face aux vibrations et aux sollicitations dynamiques.

Par ailleurs, l'analyse modale a également permis d'établir le diagramme de Campbell en vue d'identifier les vitesses critiques de la pompe. Ce diagramme met en évidence les interactions entre les fréquences propres du système et les fréquences d'excitation associées à la rotation. Une telle analyse est essentielle pour anticiper les risques de résonance et assurer un fonctionnement stable et fiable sur l'ensemble de la plage de vitesses de fonctionnement.

La fréquence naturelle et les formes de modes de la pompe sont représentées au tableau 7.

Tableau 7 : Fréquences naturelles de la pompe

Mode	Fréquence (Hz)
1	235,3
2	1002,4
3	1011,4
4	1495
5	1604,6
6	1617,2

Les six premiers modes propres sont présentés à la figure 27. Ils sont associés aux fréquences propres de référence du système étudié.

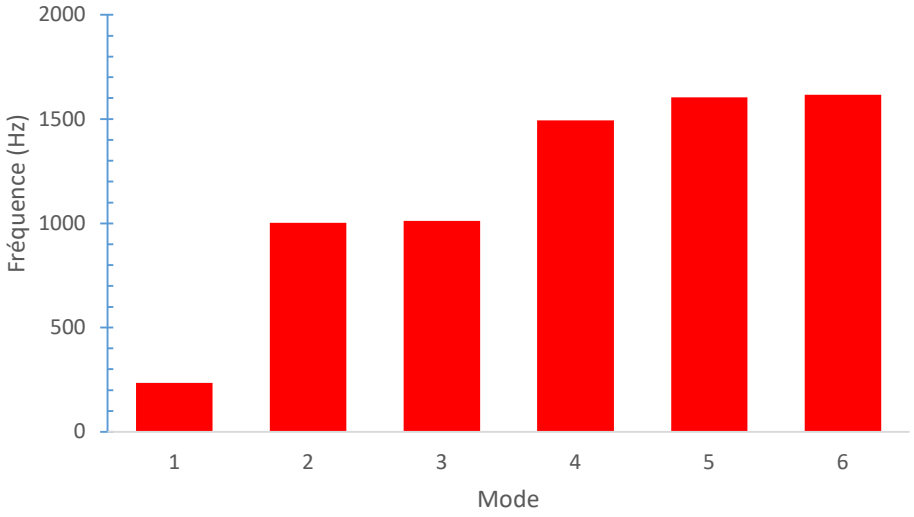


Figure 27 : Fréquence propre correspondant au mode de vibration

Les premiers modes sont généralement associés à des déformations globales de la structure, tandis que les modes d'ordre plus élevé correspondent à des déformations plus localisées, en particulier au niveau des zones de concentration de contraintes (figure 28).

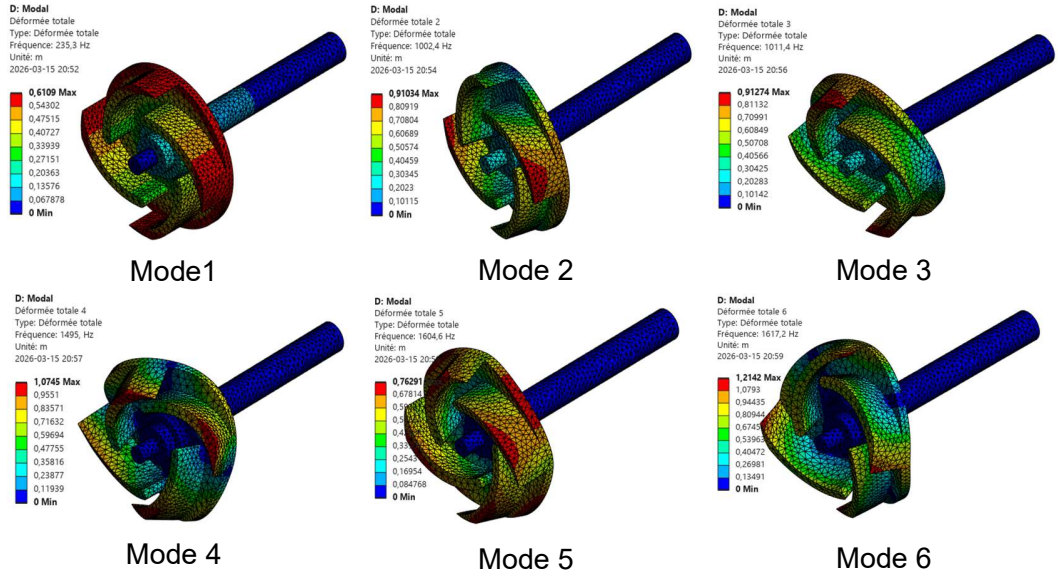


Figure 28 : Formes modales de l'impulseur et fréquences naturelles associées.

Les différentes courbes (figure 29) représentent les fréquences modales de l'impulseur, tandis que les lignes représentants les fréquences d'excitations de rotation permettent d'identifier les intersections correspondant aux vitesses critiques. L'analyse montre que, dans la plage de vitesses de fonctionnement considérée, aucune intersection n'apparaît entre les fréquences d'excitation et les fréquences propres. Cela indique que la structure de l'impulseur fonctionne en dehors des zones de résonance, garantissant ainsi un comportement dynamique stable et une bonne fiabilité mécanique. L'absence d'intersection entre les fréquences d'excitation (vitesse de rotation et fréquence de passage des aubes) et les fréquences propres de la structure indique que la pompe fonctionne hors des zones de résonance. Cette

condition est essentielle pour garantir la fiabilité dynamique de la machine et limiter les risques de défaillance par fatigue vibratoire.

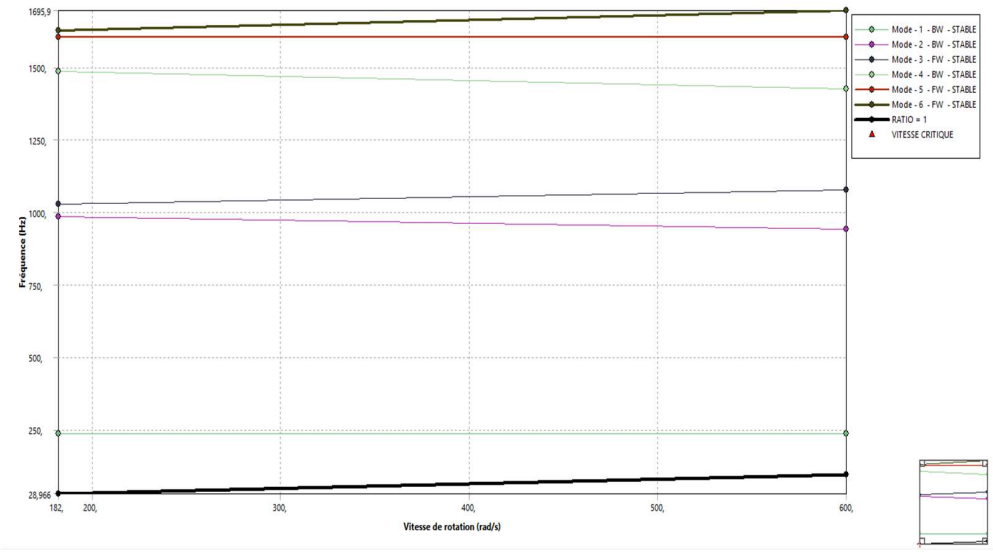
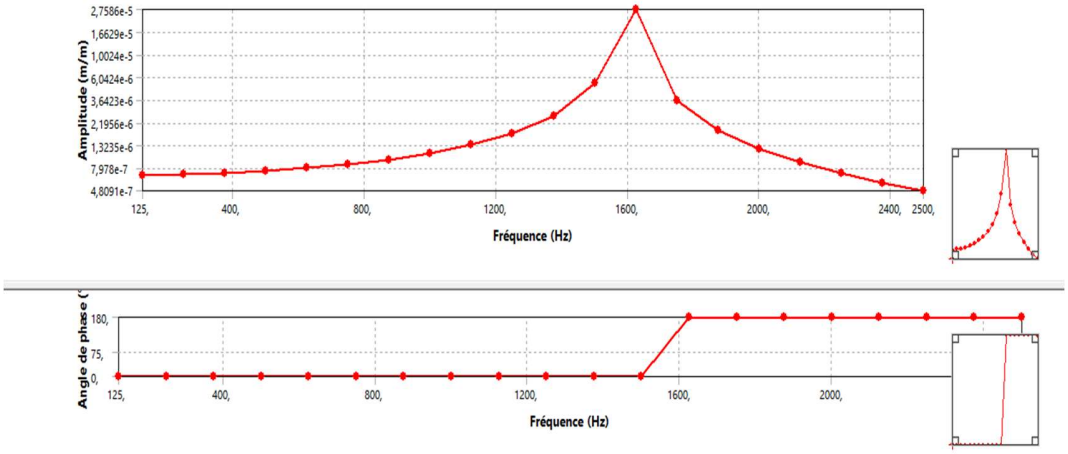


Figure 29 : Diagramme de Campbell

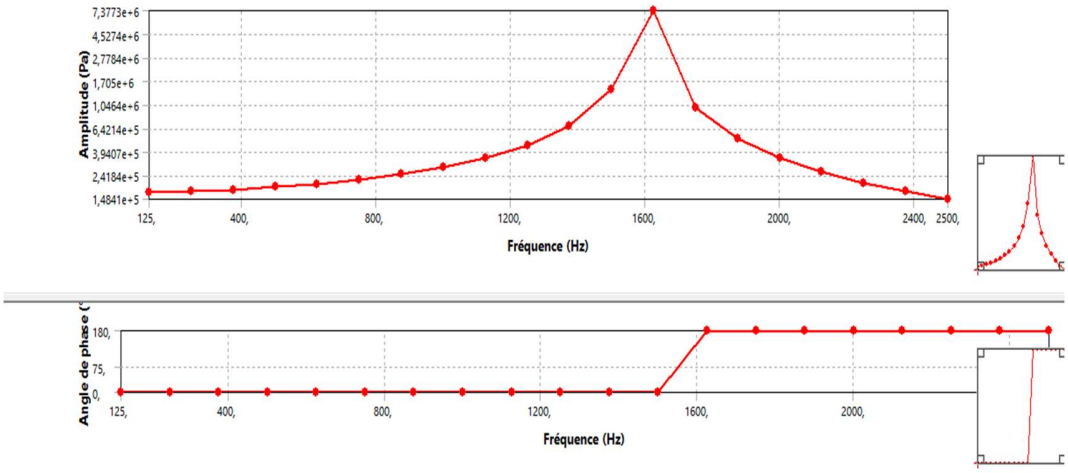
d) Analyse de la réponse harmonique

La réponse harmonique a permis d'évaluer le comportement vibratoire de l'impulseur sous excitation dynamique en fonction de la fréquence (figure 30). L'évolution de l'amplitude montre une augmentation progressive jusqu'à atteindre un maximum autour de 1625 Hz, correspondant à une zone d'amplification dynamique associée à la fréquence propre proche de la fréquence d'excitation. Le saut de phase observé dans cette zone confirme ce phénomène de résonance et traduit la transition du régime dynamique de la structure. Au-delà de cette fréquence, l'amplitude diminue progressivement, indiquant un retour à un comportement vibratoire stable.

Les amplitudes vibratoires obtenues demeurent limitées sur la plage de fonctionnement étudiée, ce qui réduit les risques d'endommagement des roulements, des joints mécaniques et des composants structurels. Ces résultats confirment la bonne fiabilité dynamique de la conception proposée.



(a)



(b)

Figure 30 : Réponse fréquentielle du système: (a) amplitude et phase de déformation, (b) amplitude et phase de contrainte équivalente.

La procédure d'analyse a reposé sur une approche par éléments finis visant à évaluer le comportement mécanique et dynamique de l'impulseur, décrite à la figure 31. Elle a consisté d'abord à modéliser la structure, puis à discrétiser le domaine solide afin de permettre la résolution numérique du problème. À partir de ce modèle, une étude statique a été réalisée pour déterminer les contraintes et les déformations sous l'effet des sollicitations appliquées. Une analyse dynamique a ensuite été effectuée afin d'identifier les fréquences naturelles et les modes de vibration, ainsi que d'analyser la réponse vibratoire du système soumis à une excitation périodique.

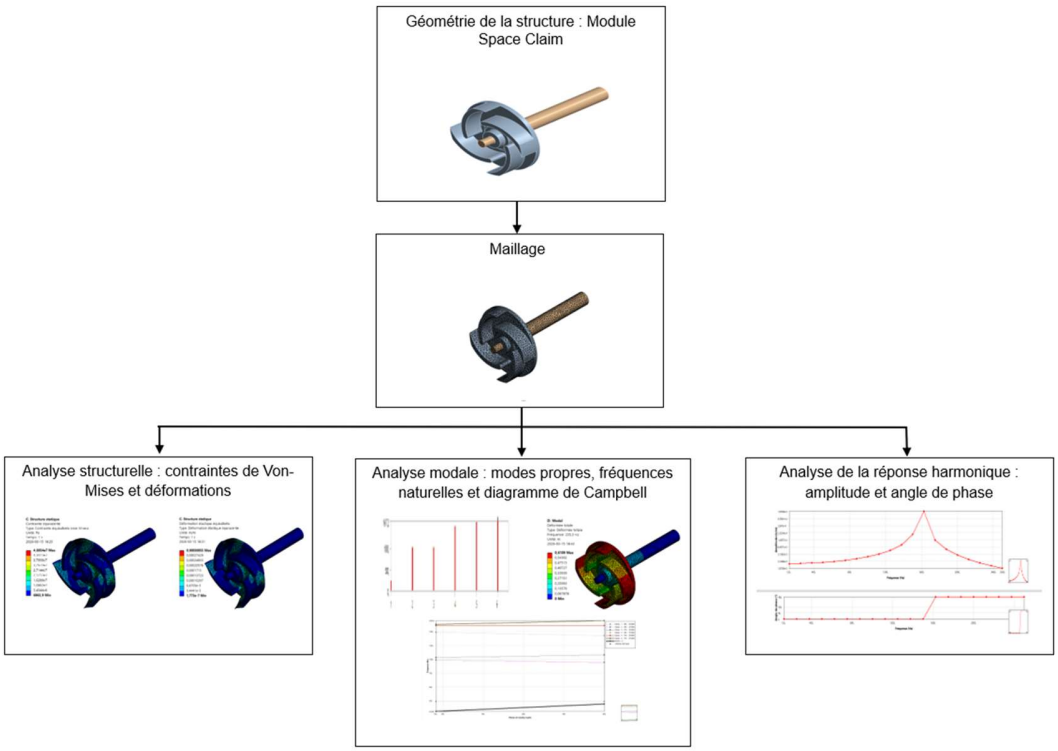


Figure 31 : Procédure d'analyse structurelle et vibratoire de l'impulseur de la pompe

5.3 Études des cas

Cette section présente les principaux résultats issus des simulations numériques réalisées sur la pompe submersible conçue. Les performances hydrauliques, notamment la hauteur manométrique, le rendement et la puissance absorbée, ainsi que l'évolution des forces axiales et radiales, sont analysées. Par ailleurs, le comportement mécanique de l'impulseur est étudié à travers l'évaluation des contraintes et des déformations afin d'apprécier la fiabilité et la tenue structurelle de la conception.

Dans le cadre de ce travail, une attention particulière est portée à l'influence de l'écoulement diphasique sur les performances de la pompe. À cet effet, l'étude porte notamment sur les cas suivants:

- ✓ Influence de la variation de la concentration des particules solides;
- ✓ Influence de la variation du diamètre moyen des particules solides.

Par ailleurs, dans l'objectif d'améliorer la conception et d'évaluer la fiabilité des pompes submersibles à impulseur semi-ouvert, une série d'analyses paramétriques a été menée afin d'identifier les paramètres géométriques ayant l'influence la plus significative possible sur les performances hydrauliques et la robustesse mécanique de la pompe. Ces analyses permettent d'évaluer l'impact de plusieurs paramètres de

conception sur la hauteur manométrique, le rendement, la puissance absorbée ainsi que sur les efforts hydrodynamiques (forces axiales et radiales) agissant sur l'impulseur.

Les investigations réalisées en écoulement monophasique (eau claire) concernent les cas d'étude suivants :

- ✓ Influence de la variation de l'angle de sortie des aubes (β_2) ;
- ✓ Influence de la variation du nombre d'aubes (Z) ;
- ✓ Influence de la variation de l'angle d'inclinaison axiale (γ) ;
- ✓ Influence de la variation de l'épaisseur des aubes (e) ;
- ✓ Influence de la variation de la largeur de sortie des aubes (b_2).

Toutefois, les choix géométriques proposés visent à améliorer la tolérance de la pompe aux sollicitations susceptibles d'être rencontrées lors du pompage de fluides chargés.

Enfin, concernant les vibrations, une analyse de la réponse fréquentielle est réalisée afin d'identifier les fréquences de résonance et d'évaluer le comportement dynamique de la structure. Cette analyse porte sur les cas suivants :

- ✓ Réponse harmonique en termes d'amplitudes de déformation ;
- ✓ Réponse harmonique en termes d'amplitudes de contraintes ;
- ✓ Influence du fluide chargé sur la réponse harmonique en déformation et en contrainte.

5.3.1 Influence de la variation de la concentration des particules solides

Les résultats présentés à la figure 32 montrent que l'augmentation de la concentration volumique des particules entraîne une diminution progressive de la hauteur manométrique développée par la pompe. Cette tendance s'explique principalement par l'intensification des frottements ainsi que par les interactions particule–fluide, qui augmentent les pertes hydrauliques dans l'écoulement. Toutefois, pour une concentration volumique de C_v=30%, l'écoulement devient plus énergétique, favorisant l'homogénéisation du mélange et limitant certains phénomènes d'accumulation locale.

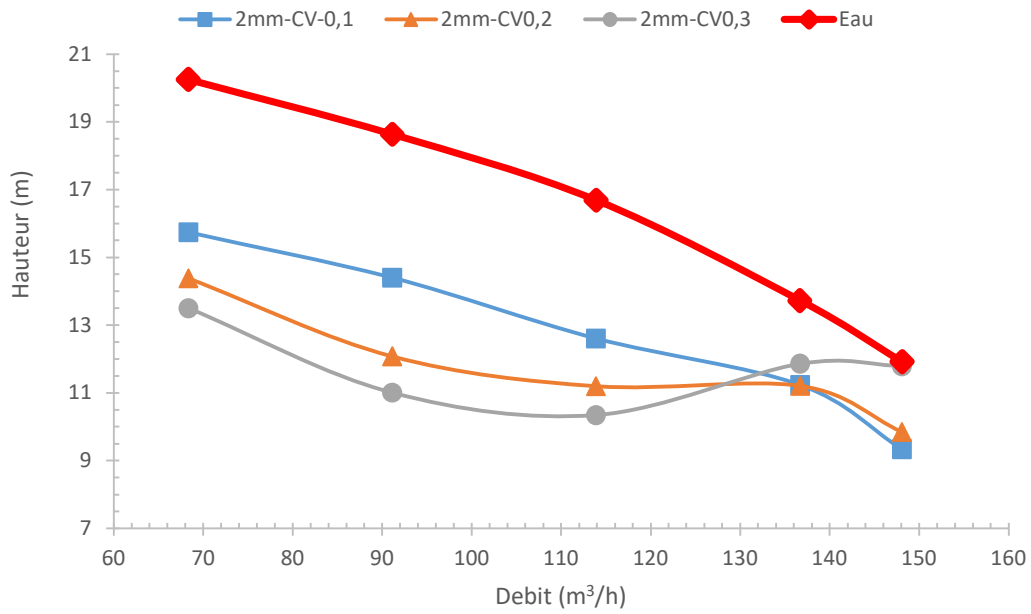


Figure 32 : Hauteur en fonction du débit avec diamètre moyen des particules de d = 2 mm, C_v = 10 %; 20 %; 30 %

En outre, la figure 33 met en évidence l'influence de la concentration volumique des particules sur la puissance à l'arbre. L'augmentation de la teneur en particules solides accroît la résistance du mélange et intensifie les phénomènes dissipatifs, ce qui entraîne une élévation notable de la puissance requise. Toutefois, à fort débit, l'augmentation de C_v s'accompagne d'un écoulement plus homogène, ce qui se traduit par un rapprochement des courbes. Malgré cette tendance, la puissance à l'arbre demeure supérieure à celle du cas eau claire, indiquant que le pompage de fluides chargés engendre un coût énergétique plus élevé.

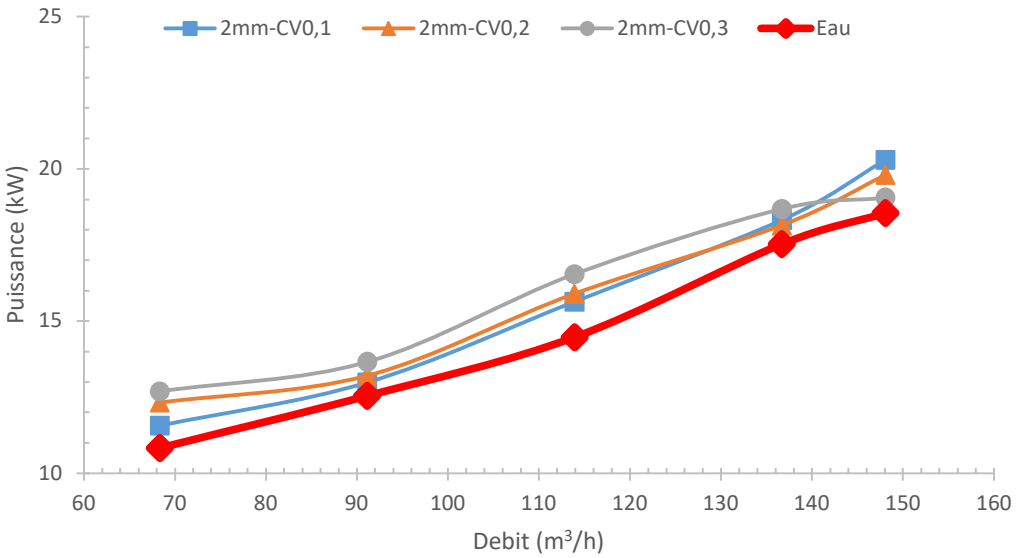


Figure 33 : Puissance à l'arbre en fonction du débit avec diamètre moyen des particules de d = 2 mm, C_v = 10 %; 20 %; 30 %

De plus, les résultats de la figure 34 mettent en évidence que l'augmentation de la concentration volumique des particules accroît les pertes hydrauliques et dégrade le rendement de la pompe, en particulier aux faibles et moyens débits. À fort débit, l'augmentation observée du rendement pour C_v=30% suggère que l'écoulement favorise l'homogénéisation du mélange et améliore le transport des particules. Cette évolution se traduit par un déplacement du point de meilleur rendement vers des débits plus élevés. Malgré cela, le rendement demeure systématiquement inférieur à celui obtenu en eau claire.

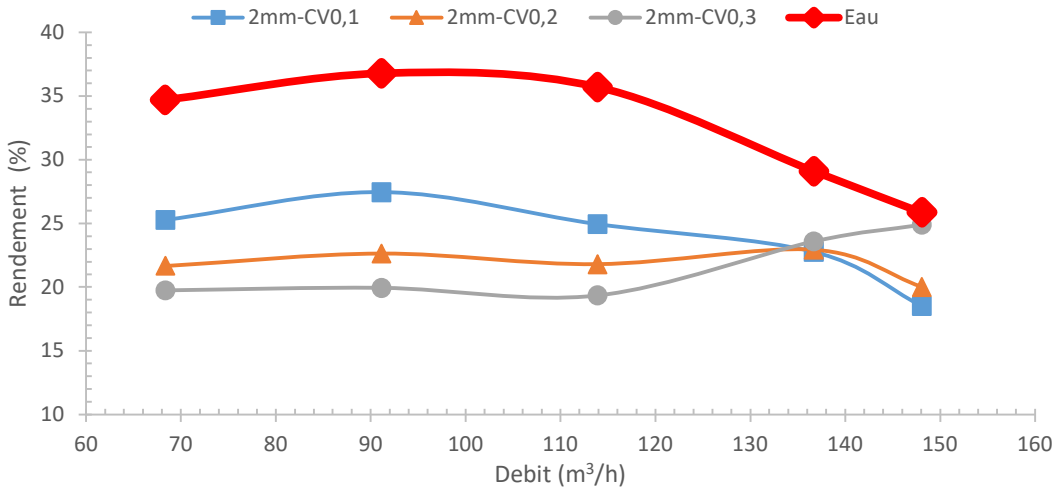


Figure 34 : Rendement en fonction du débit avec diamètre moyen des particules de d = 2 mm, C_v = 10 %; 20 %; 30 %

Additionnellement, les résultats présentés aux figures 35 et 36 mettent en évidence que l'introduction de particules solides dans l'écoulement modifie de manière significative les sollicitations hydrodynamiques exercées sur l'impulseur. La diminution progressive des forces axiales et radiales avec l'augmentation de la concentration volumique traduit une redistribution du champ de pression et une atténuation des déséquilibres dans la volute, liée à une dissipation plus importante de l'énergie hydraulique en régime diphasique. Par ailleurs, les courbes montrent que les forces axiales et radiales augmentent avec le débit. À faible débit (70 m³/h), les sollicitations demeurent relativement faibles en raison des vitesses d'écoulement réduites, bien que cette condition puisse favoriser certains phénomènes de recirculation et d'instabilité hydraulique. Au voisinage du débit de référence de 91,12 m³/h, correspondant à la zone de fonctionnement optimale de la pompe, les efforts hydrodynamiques restent modérés et l'écoulement apparaît plus stable. En revanche, à fort débit (145 m³/h), l'augmentation des vitesses d'écoulement entraîne une hausse des forces appliquées à l'impulseur, particulièrement pour l'eau claire et les faibles concentrations solides, ce qui accroît les charges transmises à l'arbre, aux roulements et aux aubes. Ainsi, bien que la réduction des forces observée avec l'augmentation de la concentration volumique soit favorable du point de vue mécanique, elle est obtenue au prix d'une dégradation des performances hydrauliques, mettant en évidence un compromis entre réduction des sollicitations structurelles et efficacité énergétique lors du pompage de fluides chargés.

Du point de vue de la fiabilité, la diminution des forces axiales et radiales observée lorsque la concentration volumique augmente est favorable à la durée de vie des roulements, de l'arbre et des éléments tournants. En réduisant les charges

dynamiques transmises à la structure, elle contribue à limiter les risques de vibrations excessives, de désalignement et de fatigue mécanique. Toutefois, l'augmentation des efforts observée à fort débit (145 m³/h) indique que le fonctionnement prolongé loin du point de meilleur rendement peut accélérer l'usure des composants mécaniques. À l'inverse, le fonctionnement autour de 91,12 m³/h constitue le meilleur compromis entre performances hydrauliques et sollicitations mécaniques, favorisant ainsi une meilleure stabilité opérationnelle et une amélioration de la fiabilité globale de la pompe.

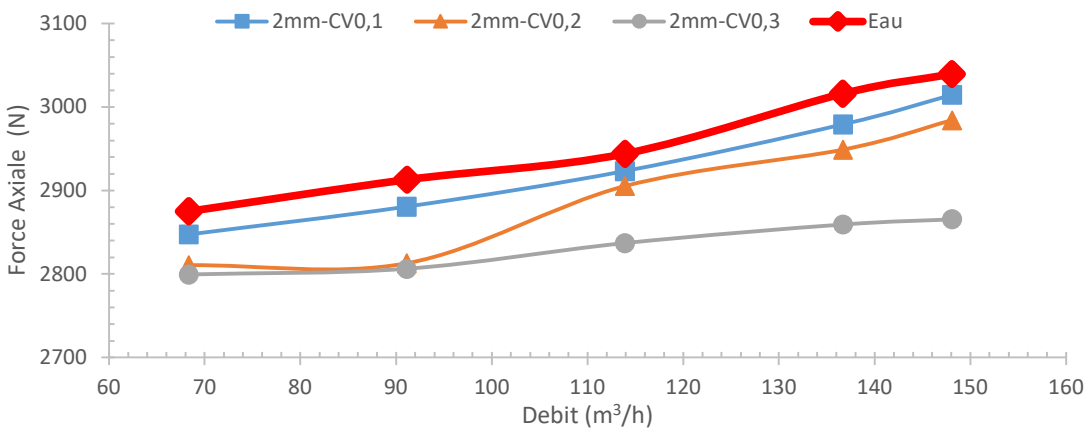


Figure 35 : Force Axiale en fonction du débit avec diamètre moyen des particules de d = 2 mm, C_v = 10 %; 20 %; 30 %

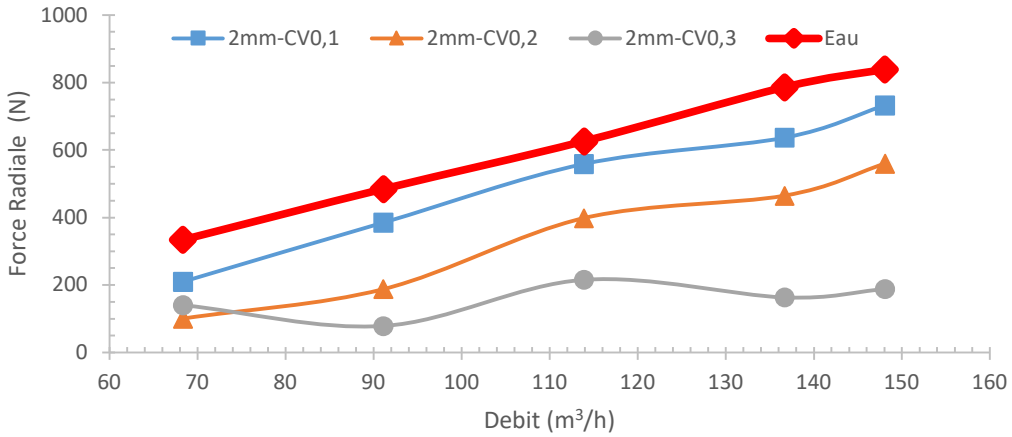


Figure 36 : Force Radiale en fonction du débit avec diamètre moyen des particules de d = 2 mm, C_v = 10 %; 20 %; 30 %

Finalement, les résultats présentés aux figures 37 et 38 mettent en évidence que l'introduction de particules solides dans l'écoulement modifie sensiblement la réponse mécanique de l'impulseur. La diminution progressive des contraintes de Von Mises et des déformations avec l'augmentation de la concentration volumique traduit une

réduction des sollicitations mécaniques appliquées à la structure. Par ailleurs, les courbes montrent que les contraintes et les déformations diminuent également lorsque le débit augmente. À faible débit (70 m³/h), les contraintes et les déformations atteignent leurs valeurs les plus élevées en raison des déséquilibres hydrauliques plus marqués et des fluctuations de pression associées. Au voisinage du débit de référence de 91,12 m³/h, correspondant à la zone de fonctionnement optimale de la pompe, les sollicitations mécaniques sont plus modérées et la structure présente un comportement plus stable. À fort débit (145 m³/h), les contraintes et les déformations atteignent leurs niveaux les plus faibles, traduisant une meilleure répartition des charges hydrauliques sur l'impulseur. Ainsi, bien que la diminution des contraintes et des déformations observées avec l'augmentation de la concentration volumique et du débit soit favorable du point de vue mécanique, elle s'accompagne d'une dégradation des performances hydrauliques, mettant en évidence un compromis entre robustesse structurelle et efficacité énergétique lors du pompage de fluides chargés.

Du point de vue de la fiabilité, cette évolution est favorable puisqu'elle réduit les risques d'amorçage de fissures de fatigue et ralentit l'accumulation des dommages mécaniques sous chargements cycliques. Les configurations à forte concentration présentent ainsi une meilleure tenue structurelle à court terme. Toutefois, cette amélioration mécanique s'accompagne d'une dégradation des performances hydrauliques, ce qui met en évidence un compromis entre fiabilité structurelle et efficacité énergétique. De plus, les résultats montrent que le fonctionnement à faible débit (70 m³/h) constitue la condition la plus critique du point de vue mécanique en raison des niveaux plus élevés de contraintes et de déformations, tandis que le fonctionnement autour du débit de référence de 91,12 m³/h offre un compromis plus équilibré entre performance hydraulique, stabilité mécanique et durée de vie des composants. À l'inverse, les faibles sollicitations observées à fort débit (145 m³/h) sont favorables à la tenue structurelle de l'impulseur, mais doivent être analysées conjointement avec les performances hydrauliques afin d'identifier la plage de fonctionnement optimale de la pompe.

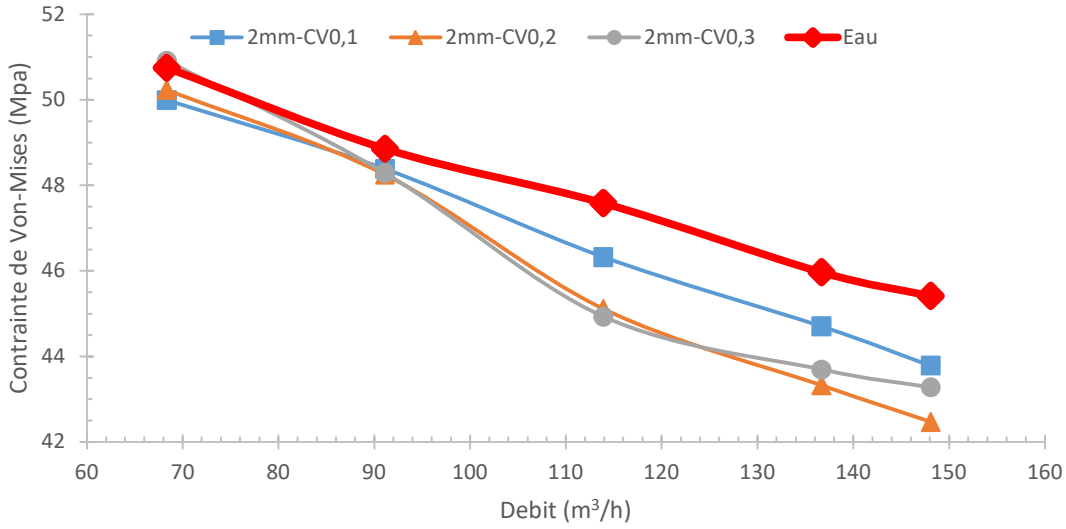


Figure 37 : Contrainte de Von Mises en fonction du débit avec diamètre moyen des particules de d = 2 mm, Cv = 10 %; 20 %; 30 %

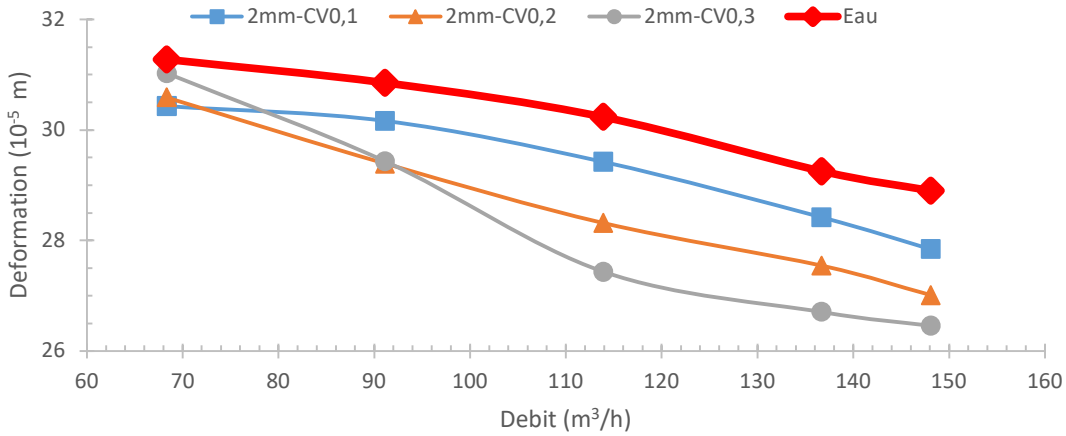
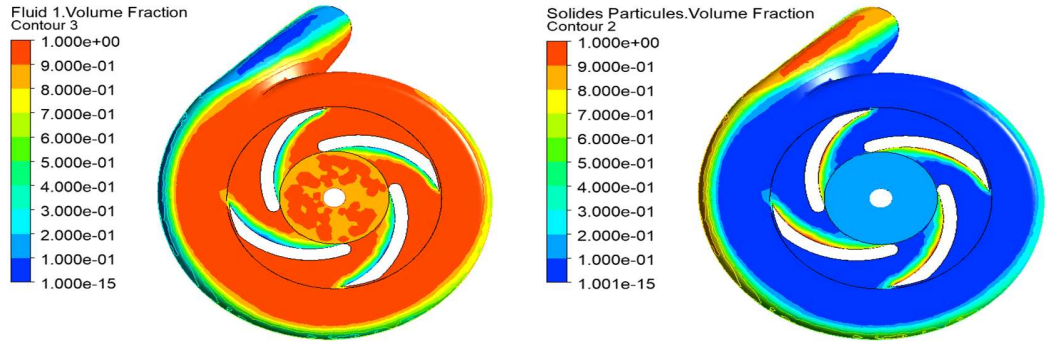


Figure 38 : Déformation en fonction du débit avec diamètre moyen des particules de d = 2 mm, C_v = 10 %; 20 %; 30 %

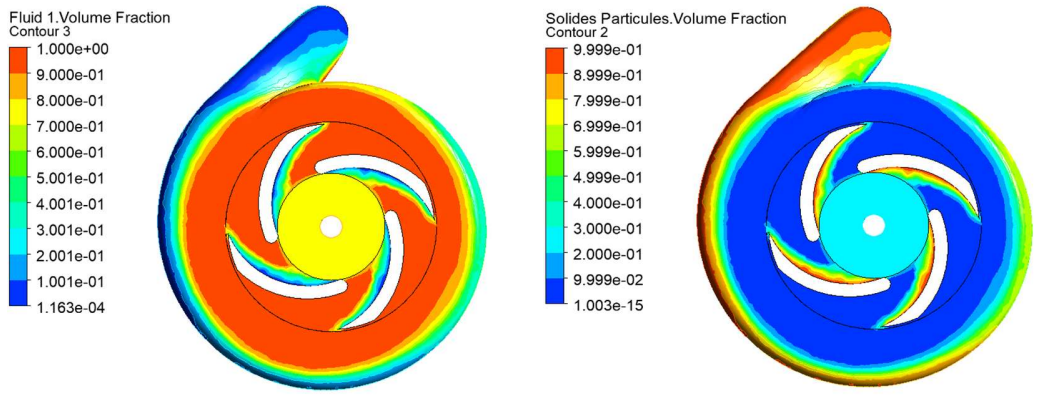
Les figures 39, 40 et 41 mettent en évidence plusieurs zones critiques localisées principalement à la sortie de la volute, au niveau du bord de fuite des aubes (extrados) ainsi que le long de la paroi externe de la volute. L'accumulation locale de particules solides dans ces régions devient plus prononcée avec l'augmentation de la concentration volumique (C_v), traduisant une hétérogénéité croissante de l'écoulement diphasique. Cette concentration préférentielle favorise l'intensification des interactions particules-paroi et accroît les risques d'usure abrasive, d'érosion localisée et de colmatage.

Du point de vue de la fiabilité, ces zones correspondent aux régions les plus vulnérables de la pompe. L'érosion progressive des surfaces hydrauliques peut entraîner une modification de la géométrie de l'impulseur et de la volute, provoquant une dégradation des performances hydrauliques, une augmentation des pertes énergétiques et une réduction de la durée de vie des composants. Ces résultats soulignent l'importance de prendre en compte la distribution spatiale des particules lors de l'optimisation de la conception, afin de limiter les mécanismes de dégradation, d'améliorer la fiabilité opérationnelle des pompes submersibles destinées au transport de fluides chargés et d'orienter les choix de conception vers une meilleure résistance à l'usure dans les zones les plus sollicitées.



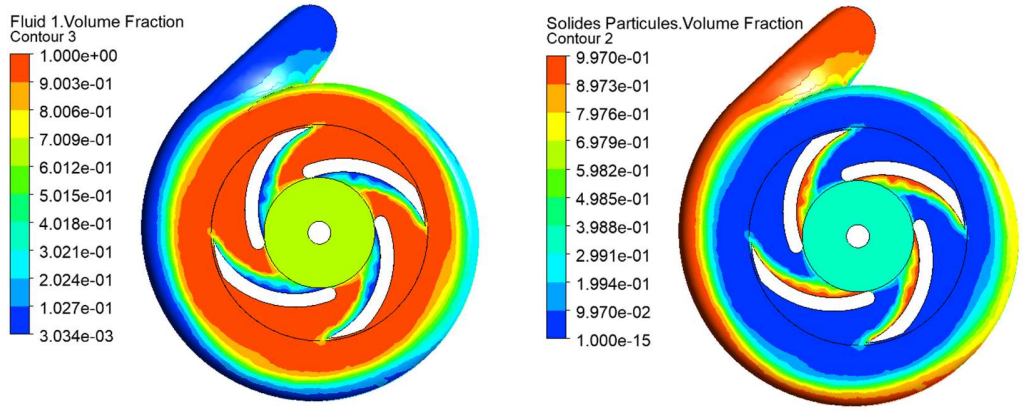
(a) (b)

Figure 39 : Distribution spatiale de fraction volumique des particules solides (a) et de l'eau (b) avec C_v = 10 % au débit Q_v = 91,12 m^3/h



(a) (b)

Figure 40 : Distribution spatiale de fraction volumique des particules solides (a) et de l'eau (b) avec C_v = 20 % au débit Q_v = 91,12 m^3/h



(a) (b)

Figure 41 : Distribution spatiale de fraction volumique des particules solides (a) et de l'eau (b) avec C_v = 30% au débit Q_v = 91,12 m^3/h

Par ailleurs, les résultats de la figure 42 mettent en évidence l'influence déterminante de la concentration volumique sur la cinématique des particules solides. L'augmentation de la concentration volumique entraîne une diminution de la vitesse moyenne des particules pour un débit donné, en raison de l'intensification des collisions, des frottements et des interactions particule–fluide. Ces résultats soulignent l'importance du contrôle de la concentration volumique afin d'assurer un transport

efficace des solides et de préserver les performances hydrauliques de la pompe [47]
.

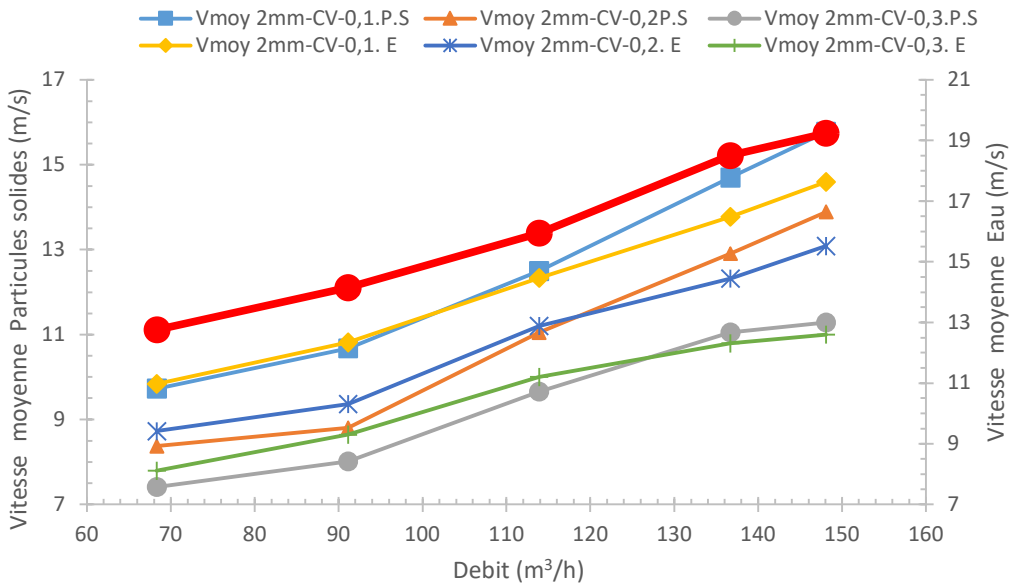


Figure 42 : Vitesse moyenne de l'eau et des particules solides en fonction du débit avec diamètre moyen des particules de d = 2 mm, C_v = 10 %; 20 %; 30 %

Finalement, les résultats de la figure 43 montrent qu'aux faibles et moyens débits l'écoulement diphasique est hétérogène, caractérisé par un glissement solide–liquide et des accumulations locales de particules. L'augmentation du débit favorise la mise en suspension des particules et conduit à une homogénéisation progressive de l'écoulement, améliorant ainsi le transport solide. Ce comportement s'explique par le fait que, lorsque le débit augmente, l'énergie cinétique du mélange devient suffisante pour maintenir les particules en suspension.

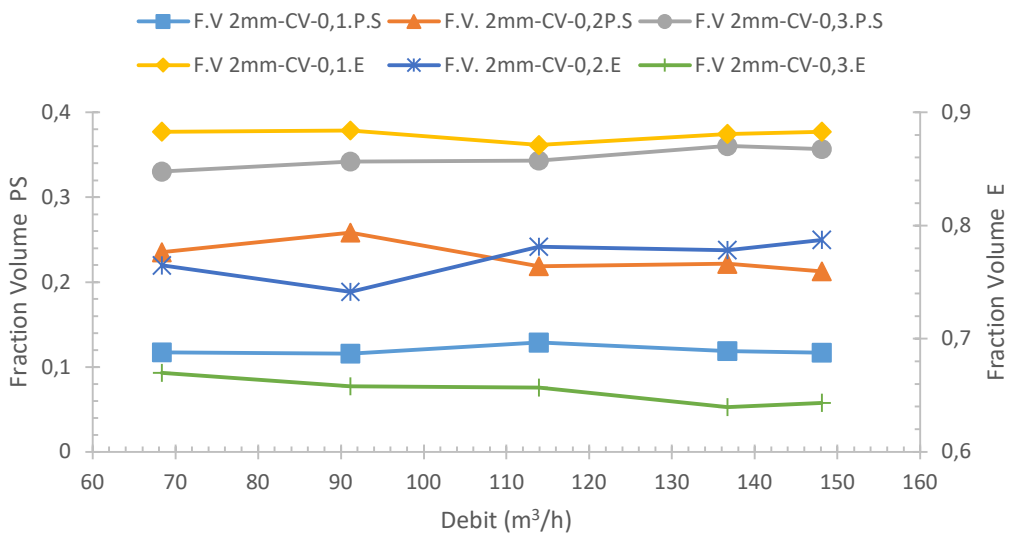


Figure 43 : Fraction volumique des particules solide, eau en fonction du débit avec d = 2 mm, C_v = 10 %; 20 %; 30 %

5.3.2 Influence de la variation du diamètre moyen des particules solides

Les résultats de la figure 44 mettent en évidence l'influence significative du diamètre des particules sur les performances hydrauliques de la pompe à concentration volumique constante. L'augmentation de la taille des particules accroît leur inertie et réduit leur aptitude à suivre les lignes de courant, ce qui intensifie le glissement solide–liquide ainsi que les interactions particule-paroi, et conduit à une augmentation des pertes hydrauliques. Cette tendance souligne l'importance de prendre en compte la granulométrie des solides lors du dimensionnement des pompes destinées au transport de fluides chargés.

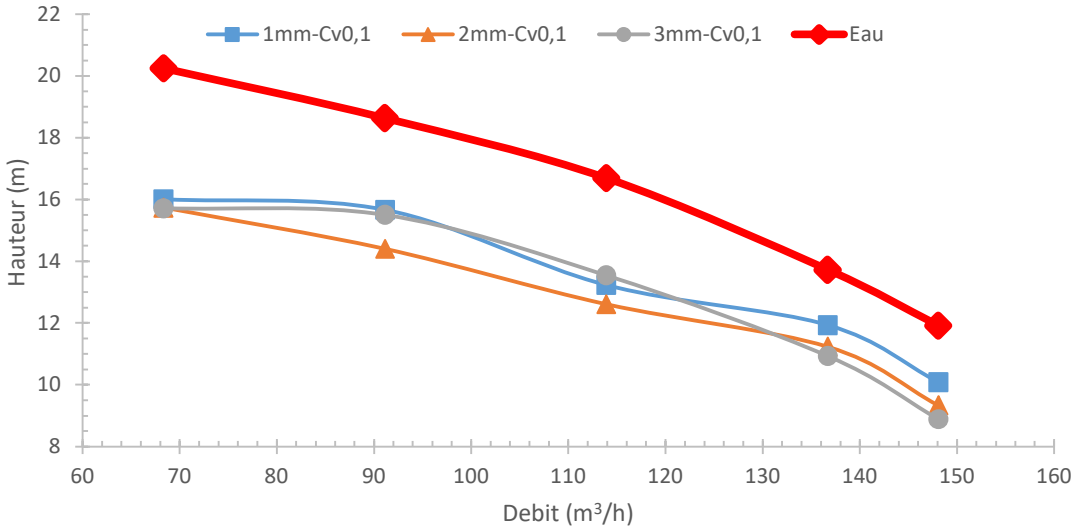


Figure 44 : Hauteur en fonction du débit avec diamètre moyen des particules avec d = [1 mm; 2 mm; 3 mm], C_v = 10%

Les résultats de la figure 45 montrent que l'augmentation du diamètre des particules conduit à une élévation très légère, voire quasi négligeable, de la puissance à l'arbre.

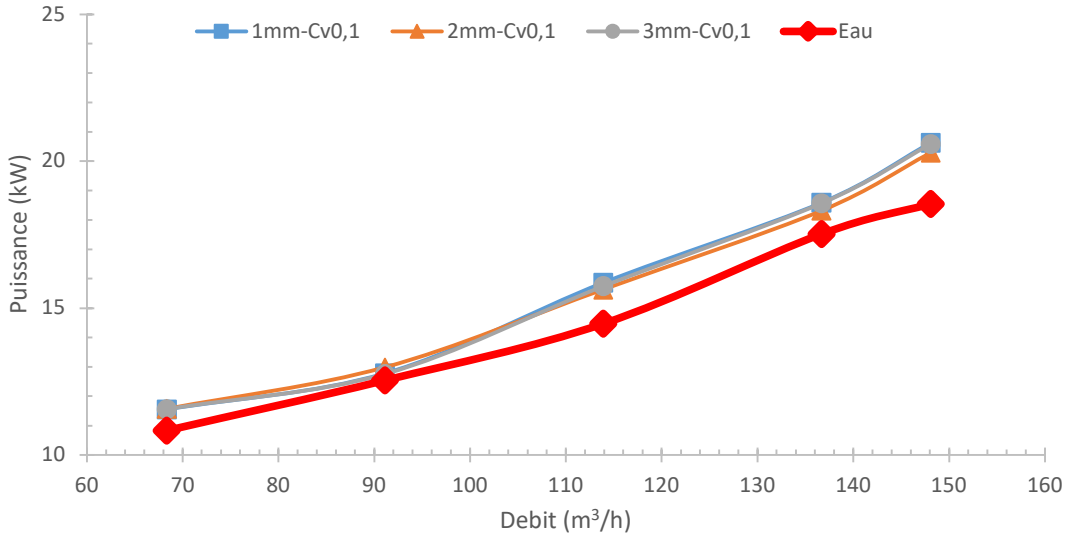


Figure 45 : Puissance à l'arbre en fonction du débit avec diamètre moyen des particules avec d = [1 mm; 2 mm; 3 mm], C_v = 10 %

Les résultats de la figure 46 montrent que l'augmentation du diamètre des particules accroît leur inertie et réduit leur aptitude à suivre les lignes de courant. Ces

mécanismes conduisent à une augmentation des pertes hydrauliques et se traduisent par une dégradation du rendement.

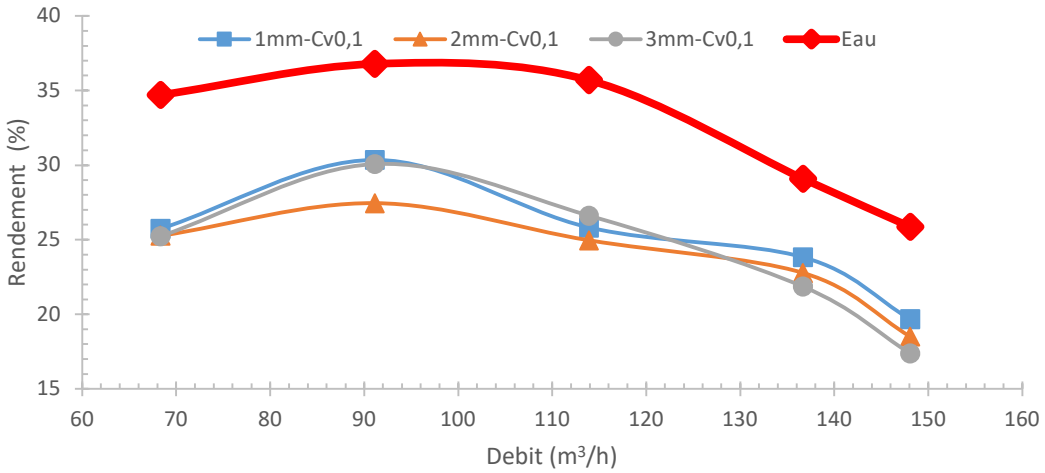


Figure 46 : Rendement en fonction du débit avec diamètre moyen des particules avec d = [1 mm; 2 mm; 3 mm], C_v = 10%

Les résultats présentés aux figures 47 et 48 montrent que le diamètre moyen des particules solides n'est pas le paramètre prépondérant dans l'évolution des forces axiales et radiales, lesquelles demeurent principalement influencées par le débit. Cette tendance est observée sur l'ensemble de la plage de fonctionnement étudiée, notamment aux débits de 70 m³/h, 91,12 m³/h et 145 m³/h. Les courbes indiquent que les forces axiales et radiales augmentent progressivement avec le débit, quelle que soit la taille des particules considérée. À faible débit (70 m³/h), les efforts hydrodynamiques demeurent relativement faibles, bien que l'écoulement puisse être davantage affecté par des phénomènes de recirculation et des déséquilibres locaux. Au voisinage du débit de référence de 91,12 m³/h, les sollicitations restent modérées et le comportement hydraulique apparaît plus stable. À fort débit (145 m³/h), l'augmentation des vitesses d'écoulement entraîne une hausse significative des forces axiales et radiales, traduisant un accroissement des charges appliquées à l'impulseur. L'écoulement diphasique conduit néanmoins à une légère réduction globale de ces efforts par rapport au cas de l'eau claire, indépendamment du diamètre des particules. Si cette diminution peut être considérée comme favorable du point de vue mécanique, elle s'accompagne toutefois d'une dégradation des performances hydrauliques.

Du point de vue de la fiabilité, la légère diminution des forces axiales et radiales observée en présence des particules solides est favorable aux roulements, à l'arbre de transmission et aux composants rotatifs, puisqu'elle réduit les charges hydrodynamiques appliquées à la structure. Toutefois, l'augmentation des efforts observée lorsque le débit passe de 70 m³/h à 145 m³/h indique que le fonctionnement

à fort débit demeure plus sollicitant pour les composants mécaniques. À l'inverse, le fonctionnement autour du débit de référence de 91,12 m³/h constitue un compromis plus équilibré entre stabilité hydraulique, sollicitations mécaniques et durée de vie des composants. Néanmoins, cette amélioration apparente de la tenue mécanique doit être nuancée par la présence des mécanismes d'usure abrasive induits par les particules solides, susceptibles de dégrader progressivement les surfaces hydrauliques de la pompe et d'affecter sa fiabilité à long terme.

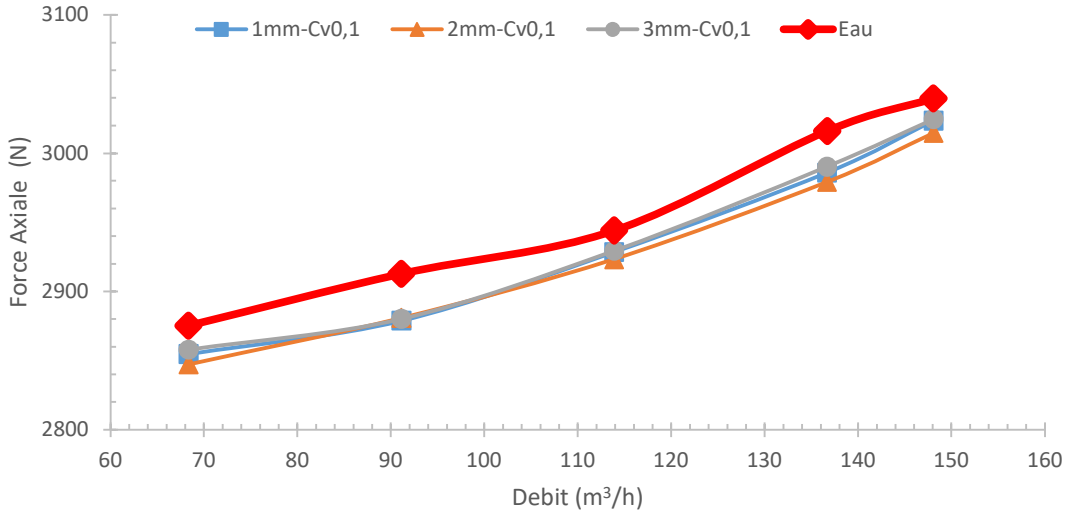


Figure 47 : Force Axiale en fonction du débit avec diamètre moyen des particules avec d = [1 mm; 2 mm; 3 mm], C_v =10%

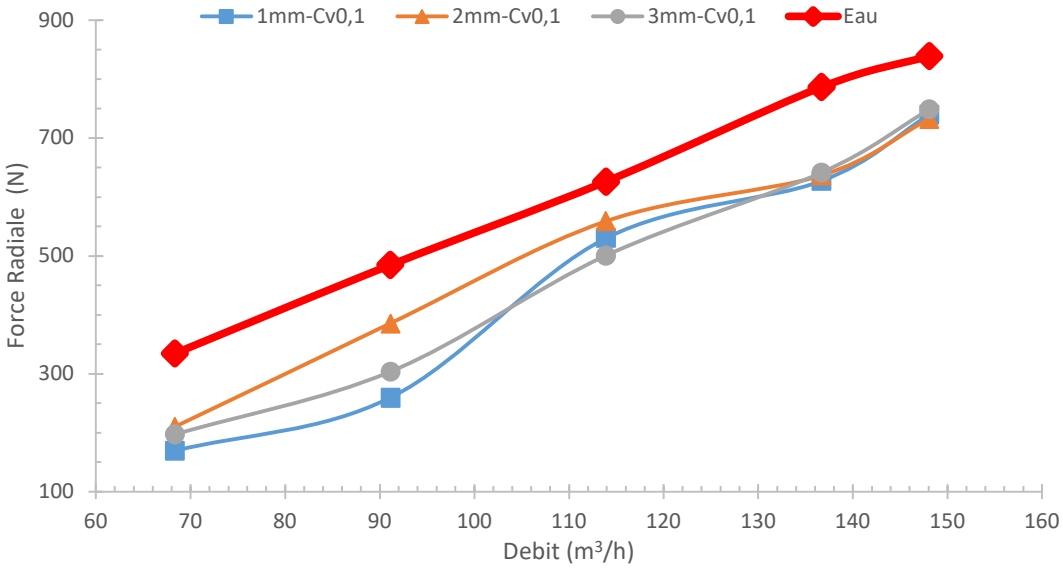


Figure 48 : Force Radiale en fonction du débit avec diamètre moyen des particules avec d = [1 mm; 2 mm; 3 mm], C_v = 10%

Les figures 49 et 50 montrent que la granulométrie des particules solides n'est pas le paramètre déterminant dans l'évolution des contraintes et des déformations de l'impulseur, celles-ci étant essentiellement contrôlées par le débit. L'écoulement diphasique conduit néanmoins à une diminution globale des sollicitations mécaniques par rapport au cas eau claire. Si cette évolution peut être considérée comme favorable du point de vue de la tenue mécanique, elle est obtenue au détriment des performances hydrauliques.

Les contraintes de Von Mises et les déformations demeurent relativement peu sensibles à la variation du diamètre des particules. Cette observation indique que la granulométrie n'influence pas significativement la résistance mécanique instantanée de l'impulseur. Cependant, la fiabilité globale de la pompe ne dépend pas uniquement des contraintes structurelles, mais également de la dégradation progressive des composants hydrauliques sous l'effet des interactions répétées entre les particules solides et les parois.

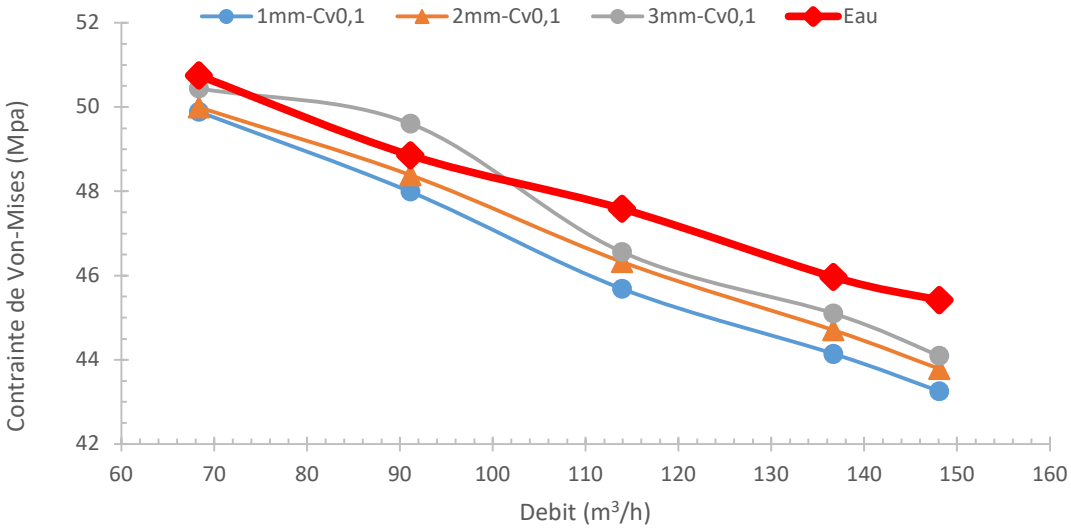


Figure 49 : Contrainte de Von Mises en fonction du débit avec diamètre moyen des particules avec d = [1 mm; 2 mm; 3 mm], C_v = 10 %

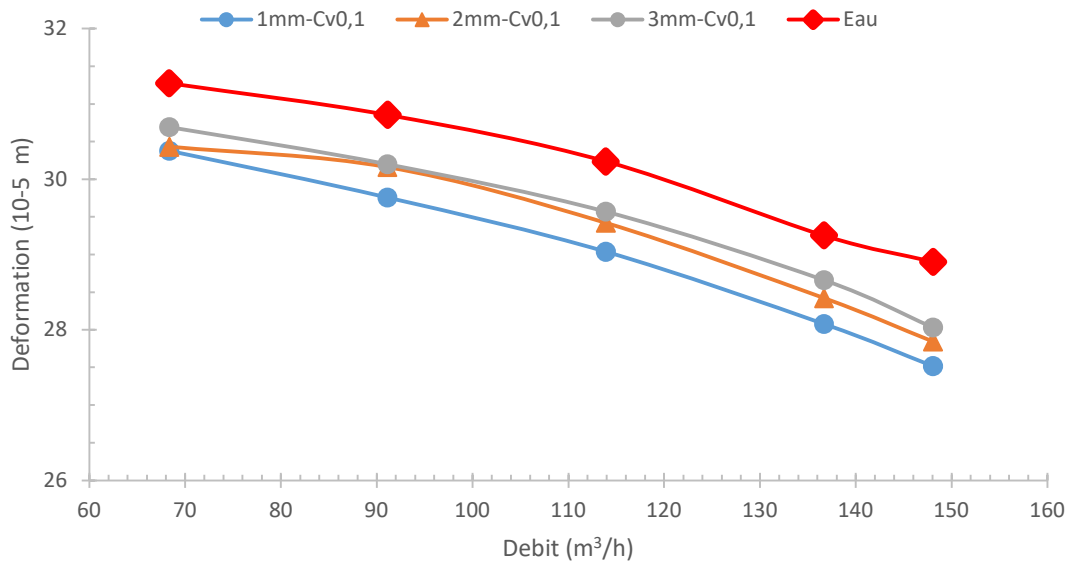
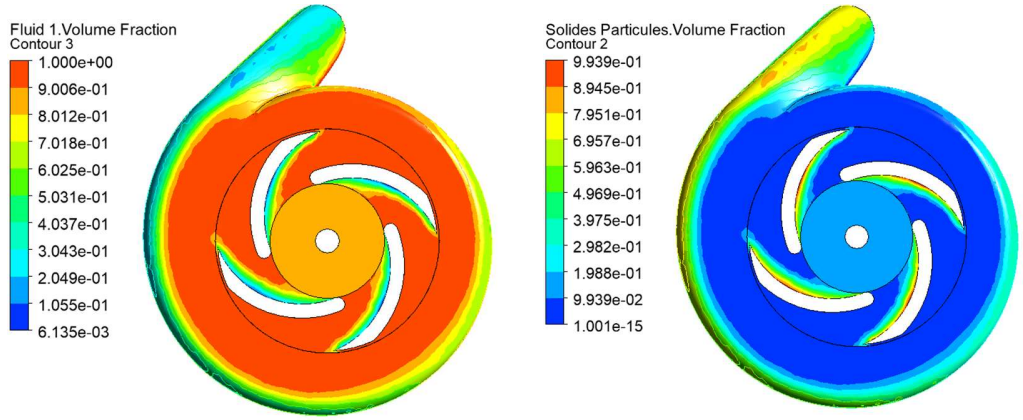


Figure 50 : Déformation en fonction du débit avec diamètre moyen des particules avec d = [1 mm; 2 mm; 3 mm], C_v = 10 %

Les résultats présentés aux figures 51, 52 et 53 mettent en évidence que, à concentration volumique constante, la granulométrie des particules influence fortement la structuration de l'écoulement diphasique. Les particules de faible

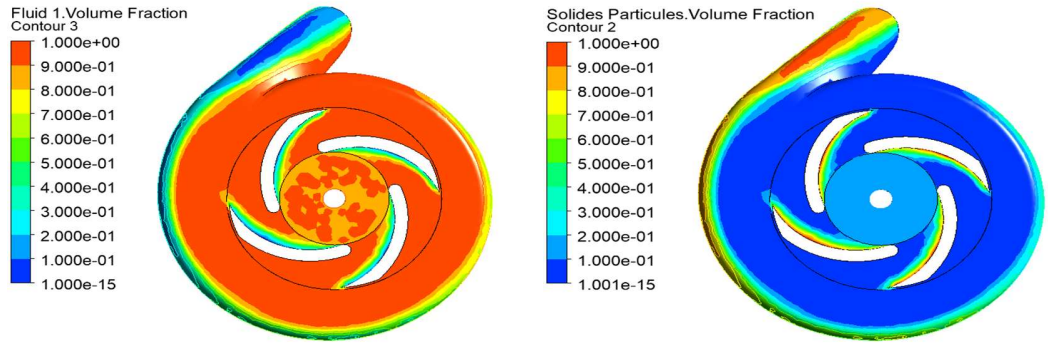
diamètre présentent une meilleure capacité à suivre les lignes de courant, ce qui favorise une répartition plus homogène dans la pompe. En revanche, l'augmentation du diamètre accroît l'inertie des particules et limite leur aptitude à épouser les trajectoires du fluide, conduisant à des accumulations préférentielles dans les zones de faible vitesse et de forte courbure. Ces mécanismes expliquent l'augmentation des hétérogénéités observées et soulignent les risques accrus d'érosion des surfaces et de colmatage, aspects qui doivent être pris en compte lors de l'optimisation de la conception de l'impulseur.

Les accumulations préférentielles observées pour les particules de plus grande taille constituent des zones potentielles de colmatage et d'érosion localisée. Ces phénomènes sont susceptibles d'augmenter la fréquence des interventions de maintenance et de réduire la durée de vie utile des composants hydrauliques ce qui aura de l'impact sur la fiabilité de la pompe.



(a) (b)

Figure 51 : Distribution spatiale de fraction volumique des particules solide (a) et de l'eau (b) avec d = 1 mm ; C_v = 10 % au débit Q_v = 91,12 m^3/h



(a) (b)

Figure 52 : Distribution spatiale de fraction volumique des particules solide (a) et de l'eau (b) avec d = 2 mm ; C_v = 10 % au débit Q_v = 91,12 m^3/h

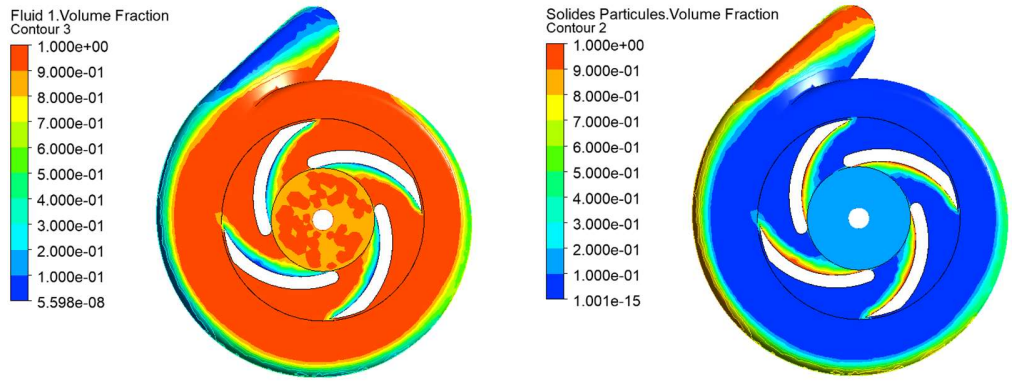


Figure 53 : Distribution spatiale de fraction volumique des particules solide (a) et de l'eau (b) avec d = 3 mm ; C_v = 10 % au débit Q_v = 91,12 m^3/h

Les résultats de la figure 54 mettent en évidence l'existence d'un glissement solide-liquide significatif, la vitesse moyenne des particules à la sortie demeurant inférieure à celle du fluide sur l'ensemble de la plage de débits étudiée. Ce comportement est principalement lié à l'inertie des particules. Aux faibles débits, l'influence de la granulométrie est plus marquée : les particules de plus grand diamètre présentent des vitesses plus faibles. Lorsque le débit augmente, l'énergie cinétique du mélange devient suffisante pour améliorer la mise en suspension des particules, ce qui réduit le glissement solide–liquide et favorise un transport plus homogène de la phase solide.

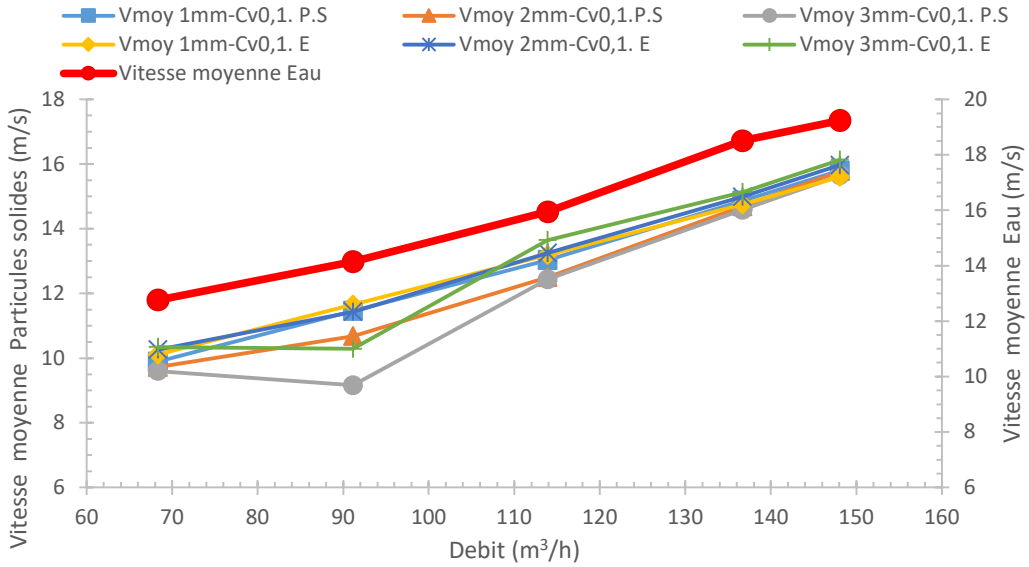


Figure 54 : Vitesse moyenne de l'eau et des particules solides en fonction du débit avec d = [1 mm; 2 mm; 3 mm], C_v = 10 %

Les résultats de la figure 55 montrent que l'augmentation du diamètre des particules accentue l'hétérogénéité de la répartition des phases aux faibles et moyens débits. En revanche, l'augmentation du débit favorise la mise en suspension des particules et conduit à une homogénéisation progressive de l'écoulement diphasique.

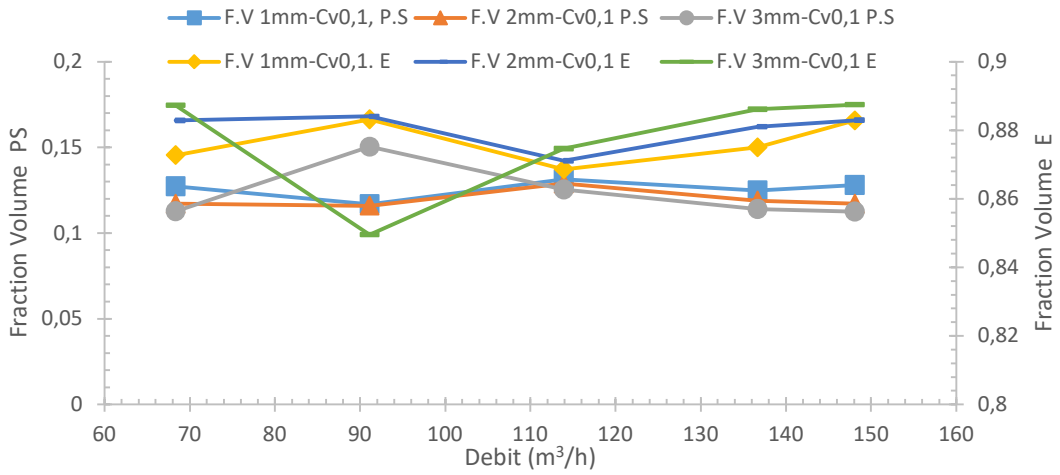


Figure 55 : Fraction volumique particules solides, eau en fonction du débit avec d = [1 mm ; 2 mm ; 3 mm], C_v = 10 %

5.3.3 Influence de la variation de l'angle de sortie (β_2)

La comparaison des courbes hauteur manométrique-débit présenté à la figure 56, met en évidence que la diminution de l'angle de sortie des pales conduit à une amélioration significative de la hauteur manométrique. À l'inverse, un angle de sortie trop ouvert réduit la capacité de l'impulseur à convertir efficacement l'énergie cinétique en énergie de pression. Ce comportement s'explique par l'augmentation de la composante tangentielle de la vitesse absolue à la sortie de la roue, qui accentue les pertes hydrauliques ainsi que les déséquilibres d'écoulement, en particulier à fort débit. Par ailleurs, l'augmentation de l'angle de sortie accroît le volume de fluide circulant dans les canaux inter-aubes, intensifiant les phénomènes de frottement fluide-paroi et favorisant une diffusion prématurée de l'écoulement, ce qui se traduit par des pertes de charge supplémentaires.

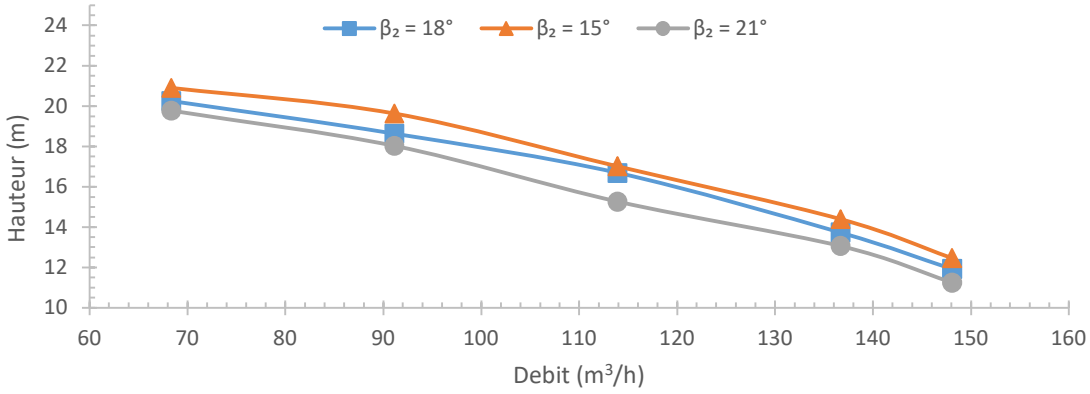


Figure 56 : Hauteur manométrique en fonction du débit (variation de l'angle de sortie β_2)

Par ailleurs, l'augmentation de l'angle de sortie des pales entraîne une hausse significative de la puissance à l'arbre, en particulier à fort débit comme illustré à la figure 57. Ce comportement s'explique par l'augmentation du volume de fluide circulant dans les canaux inter-aubes, qui intensifie les frottements et les pertes hydrauliques, générant un couple résistant plus élevé. Ainsi, bien que les angles ouverts réduisent la hauteur manométrique, ils conduisent paradoxalement à une consommation énergétique accrue.

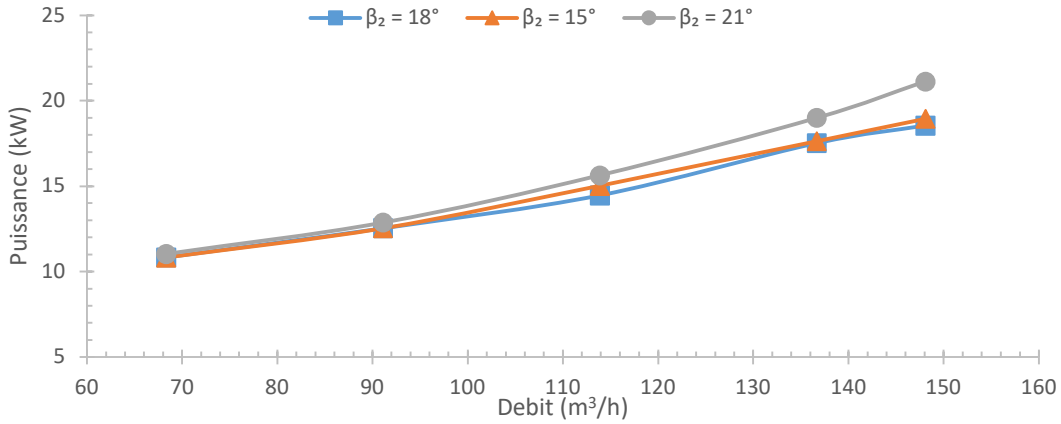


Figure 57 : Puissance en fonction du débit (variation de l'angle de sortie β_2)

Toutefois, l'analyse des courbes rendement-débit montre que la diminution de l'angle de sortie des pales améliore significativement le rendement global de la pompe, en particulier autour du débit nominal, comme le montre la figure 58. Pour la configuration $\beta_2 = 18°$, le rendement maximal atteint au débit nominal est d'environ 37 %, soit une diminution d'environ 2 % par rapport au cas $\beta_2 = 15°$. Une baisse du même ordre de grandeur est également observé pour la configuration $\beta_2 = 21°$.

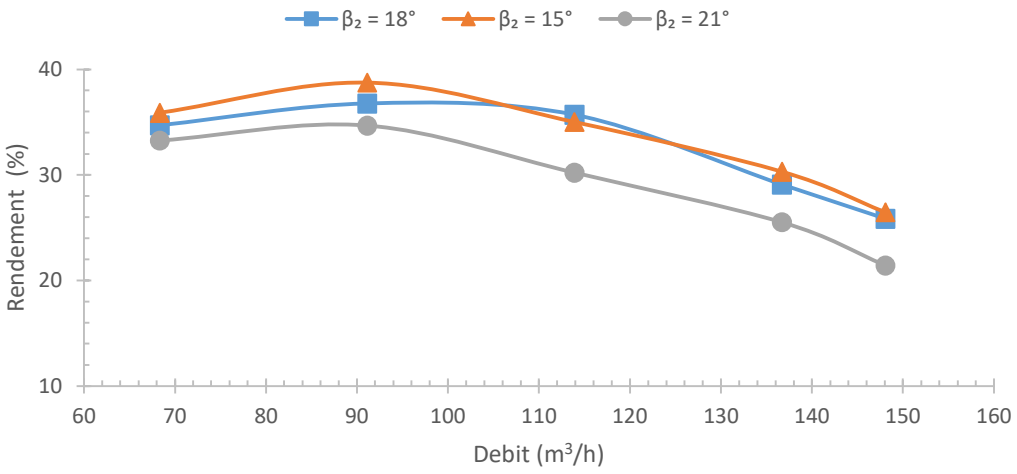
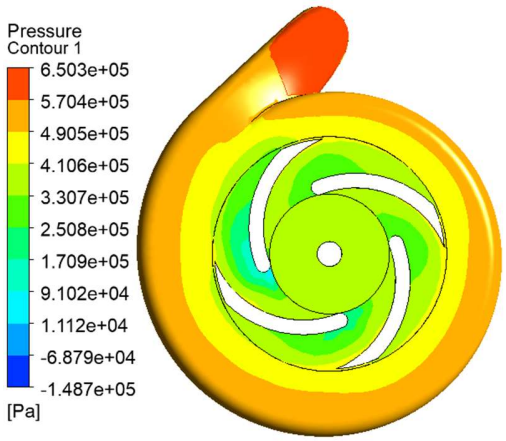
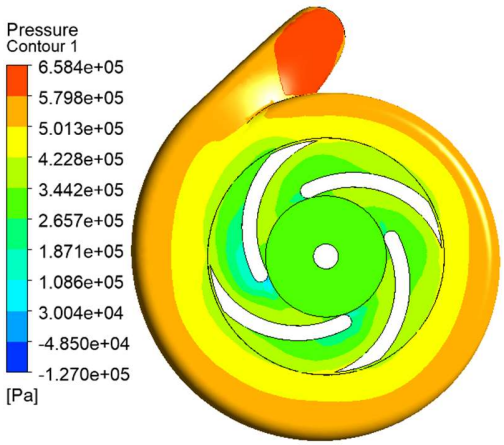


Figure 58 : Rendement en fonction du débit (variation de l'angle de sortie β_2)

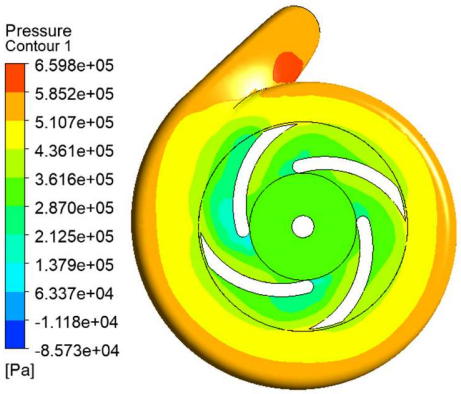
Dans le prolongement de l'analyse, les contours de pression statique et les champs de vecteurs de vitesse moyenne, présentés respectivement aux figures 59 et 60 pour un débit de 91,12 m³/h, montrent que l'angle de sortie des pales influence fortement l'orientation et l'organisation de l'écoulement à la sortie de l'impulseur. La configuration intermédiaire $\beta_2 = 15°$ présente la différence de pression la plus élevée ainsi que les niveaux de vitesse les plus faibles, traduisant une conversion plus efficace de l'énergie cinétique en énergie de pression.



(a) $\beta_2 = 18°$; $\Delta P = 186668$ [Pa]

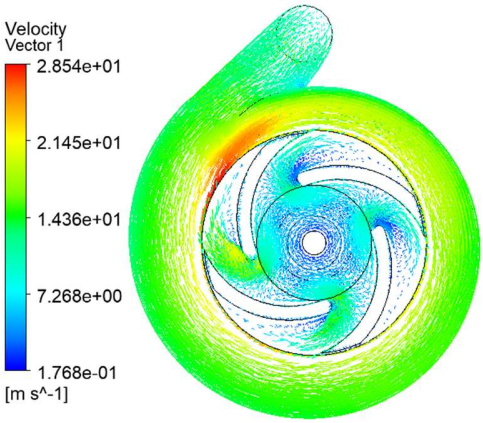


(b) $\beta_2 = 15°$; $\Delta P = 191790$ [Pa]

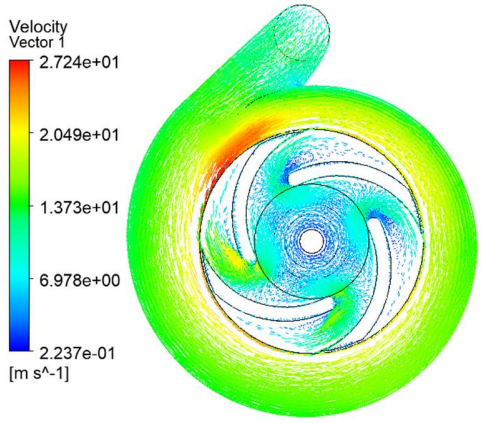


(c) β_2 = 21°; ΔP= 186923 [Pa]

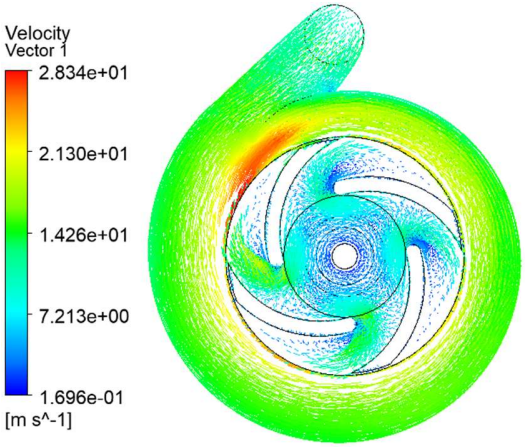
Figure 59 : Contour de pression statique pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'angle de sortie β_2)



(a) β_2 = 18°; V_{moy}= 14,1497 [m/s]



(b) β_2 = 15°; V_{moy}= 14,1522[m/s]



(c) β_2 = 21°; V_{moy}= 14,1638 [m/s]

Figure 60 : Vecteur de vitesse moyenne pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'angle de sortie β_2)

Par ailleurs, l'analyse des forces axiales et radiales (figures 61 et 62) montre une augmentation de ces sollicitations avec le débit, liée au renforcement des déséquilibres d'écoulement. À faible débit (70 m³/h), les forces axiales et radiales demeurent relativement faibles pour les trois configurations étudiées, bien que l'écoulement puisse être davantage affecté par des phénomènes de recirculation et des fluctuations locales de pression. Au voisinage du débit de référence de 91,12 m³/h, les efforts hydrodynamiques restent modérés et le comportement de l'écoulement apparaît plus stable. À fort débit (145 m³/h), l'augmentation des vitesses d'écoulement entraîne une hausse marquée des forces appliquées à l'impulseur, particulièrement pour la configuration $\beta_2 = 21°$, qui génère les forces radiales les plus élevées en raison d'un champ de pression plus asymétrique. À l'inverse, la configuration $\beta_2 = 15°$ présente les plus faibles niveaux de forces radiales sur l'ensemble de la plage de fonctionnement, tandis que les forces axiales demeurent légèrement inférieures à celles obtenues pour $\beta_2 = 18°$ et $\beta_2 = 21°$. Ces résultats mettent en évidence le compromis nécessaire entre performances hydrauliques et sollicitations mécaniques dans le choix de l'angle de sortie.

Du point de vue de la fiabilité, les forces radiales représentent l'une des principales sources d'excitation dynamique de l'ensemble tournant. Leur augmentation provoque une élévation des charges dynamiques appliquées aux roulements, favorise les phénomènes vibratoires et accélère l'usure des composants mécaniques. Les résultats montrent que le fonctionnement à fort débit (145 m³/h) est le plus contraignant pour la tenue mécanique de la pompe en raison des niveaux élevés de forces radiales observés, particulièrement pour $\beta_2 = 21°$. À l'inverse, le fonctionnement autour du débit de référence de 91,12 m³/h constitue un compromis plus favorable entre stabilité hydraulique, sollicitations mécaniques et durée de vie des composants. La configuration $\beta_2 = 15°$ présente les plus faibles niveaux de force radiale sur

l'ensemble de la plage de fonctionnement, ce qui contribue à améliorer la stabilité dynamique de la pompe et à prolonger la durée de vie des roulements.

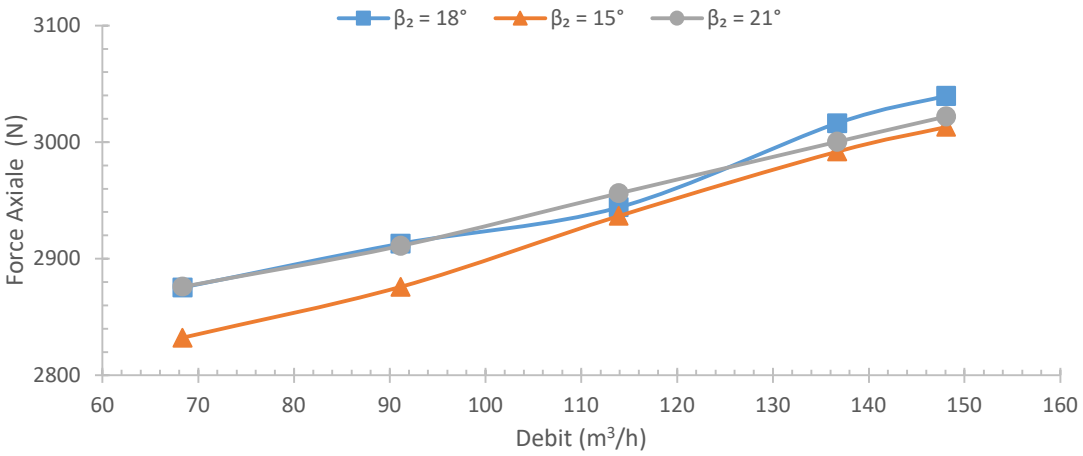


Figure 61 : Force Axiale en fonction du débit (variation de l'angle de sortie β_2)

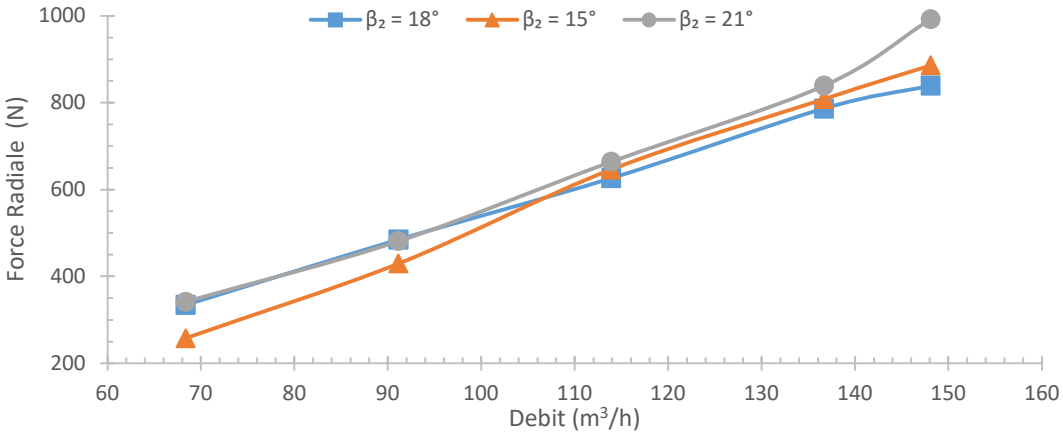


Figure 62 : Force Radiale en fonction du débit (variation de l'angle de sortie β_2)

Toutefois, les résultats des figures 63 et 64 montrent une diminution globale des contraintes de Von Mises et des déformations avec l'augmentation du débit, traduisant une répartition plus homogène des charges hydrauliques au sein de l'impulseur. À faible débit (70 m³/h), les contraintes et les déformations atteignent leurs valeurs les plus élevées pour les trois configurations considérées, en raison d'une répartition moins uniforme du champ de pression et de déséquilibres hydrauliques plus marqués. Au voisinage du débit de référence de 91,12 m³/h, les sollicitations mécaniques diminuent et la structure présente un comportement plus stable. À fort débit (145

m³/h), les contraintes et les déformations atteignent leurs niveaux les plus faibles, traduisant une meilleure répartition des charges appliquées à l'impulseur. La configuration β_2 = 21° présente systématiquement les sollicitations mécaniques les plus élevées en raison des forces radiales plus importantes et d'un champ de pression plus asymétrique. À l'inverse, la configuration β_2 = 15° induit les plus faibles niveaux de contraintes et de déformations sur l'ensemble de la plage de fonctionnement, indiquant une meilleure tenue structurelle de l'impulseur.

Les contraintes équivalentes de Von Mises et les déformations constituent des indicateurs directs de la fiabilité structurelle de l'impulseur. Une diminution de ces grandeurs réduit le risque d'accumulation de dommages sous chargements cycliques et retarde l'apparition des phénomènes de fatigue mécanique. Les résultats montrent également que le fonctionnement à faible débit (70 m³/h) représente la condition la plus critique du point de vue de la tenue mécanique, alors que le fonctionnement autour du débit de référence de 91,12 m³/h offre un compromis plus favorable entre performances hydrauliques et sollicitations structurelles. La configuration β_2 = 15° présente systématiquement les niveaux de contraintes et de déformations les plus faibles, ce qui traduit une meilleure résistance à la fatigue et une durée de vie potentiellement plus élevée de l'impulseur. À l'inverse, les niveaux plus élevés observés pour β_2 = 21° peuvent favoriser l'apparition de dommages mécaniques à long terme et réduire la durée de vie des composants soumis à des chargements répétés.

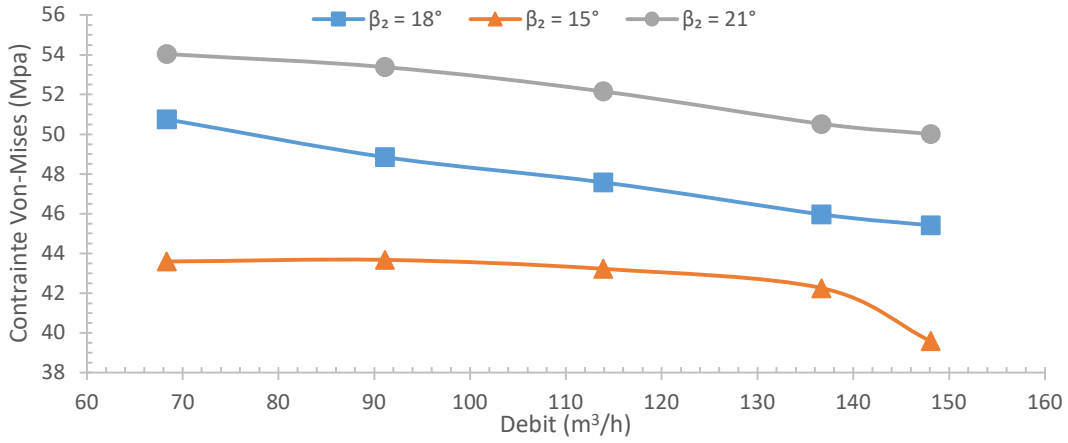


Figure 63 : Contrainte de Von Mises en fonction du débit (variation de l'angle de sortie β_2)

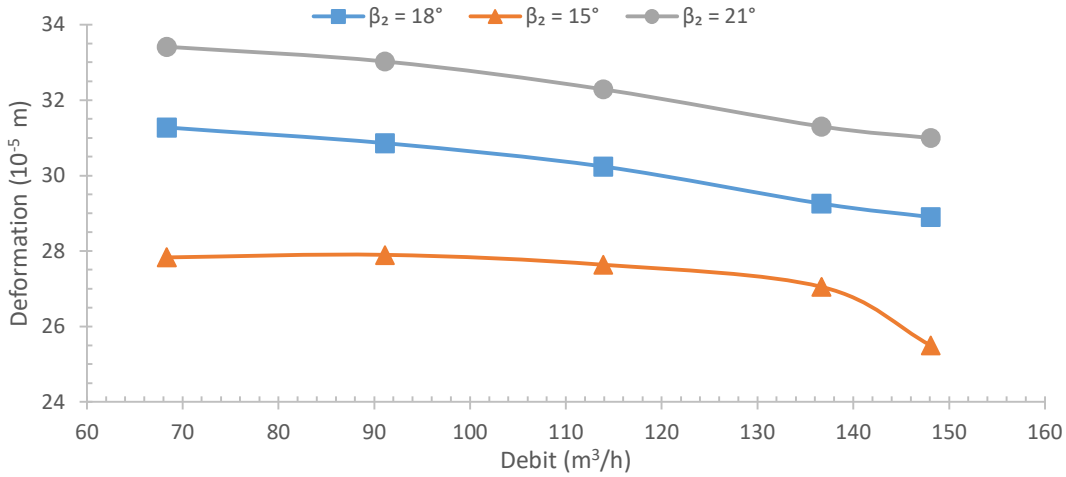
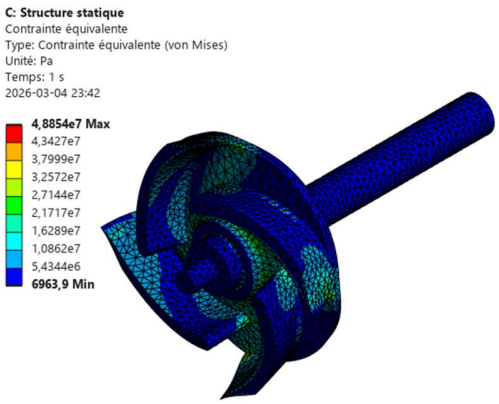


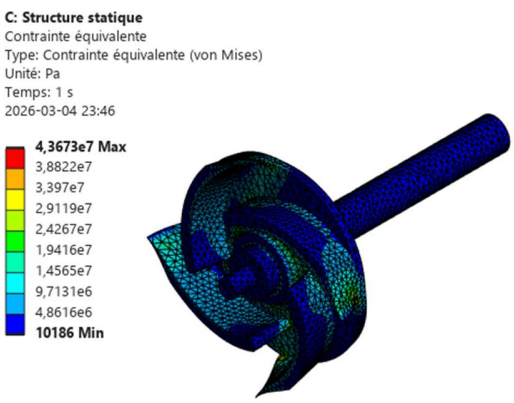
Figure 64 : Déformation en fonction du débit (variation de l'angle de sortie β_2)

Finalement, les contours de contraintes et de déformations présentés aux figures 65 et 66 pour un débit de 91,12 m³/h montrent que les zones critiques sont principalement localisées au pied des pales, à proximité de la jonction aube-moyeu, correspondant à la zone d'encastrement. Ces concentrations résultent de la combinaison des efforts de flexion induits par les charges hydrauliques et de la pression exercée sur les aubes. Ces régions constituent ainsi les zones les plus sollicitées mécaniquement et apparaissent comme les plus sensibles aux phénomènes de fatigue et à l'initiation de fissures, en particulier lorsque le fonctionnement s'éloigne des conditions optimales.

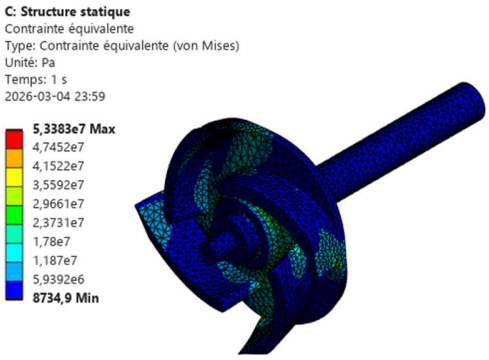
Les concentrations de contraintes observées à la jonction aube–moyeu correspondent aux emplacements les plus critiques du point de vue de la fiabilité. Ces zones sont particulièrement sensibles à l'amorçage de fissures de fatigue sous l'effet des chargements cycliques induits par la rotation de l'impulseur.



(a) β_2 = 18°; σ_{max}= 48,85x10⁶ [Pa]

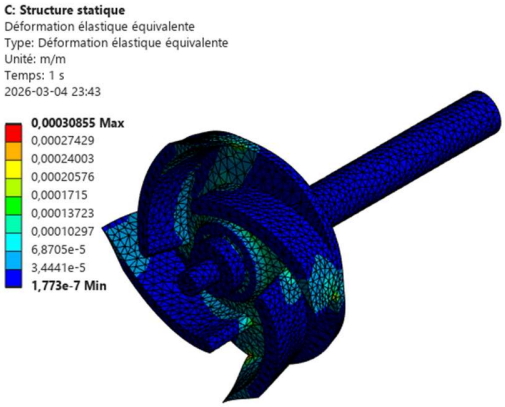


(b) β_2 = 15°; σ_{max}= 43,67x10⁶[Pa]

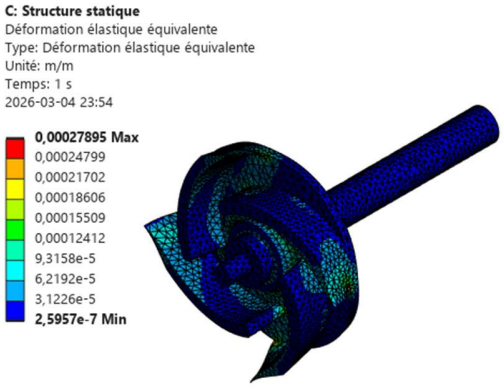


(c) β_2 = 21°; σ_{max}= 53,38x10^6 [Pa]

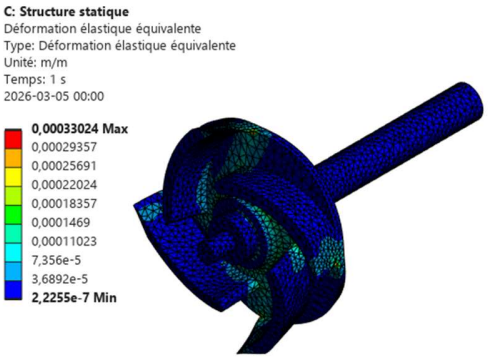
Figure 65 : Contours de contraintes de Von Mises pour le débit de 91,12 m^3/h (variation de l'angle de sortie β_2)



(a) β_2 =18°; ε_{max}= 30,85x10^{-5} [m/m]



(b) β_2 = 15°; ε_{max}=27,89x10^{-5} [m/m]



(c) β_2 =21°; ε_{max}=33,02x10^{-5} [m/m]

Figure 66 : Contours de déformation pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'angle de sortie β_2)

5.3.4 Influence de la variation du nombre d'aubes (Z)

L'augmentation du nombre de aubes (figure 67) améliore la hauteur manométrique en renforçant le guidage de l'écoulement et en réduisant le glissement. Pour Z = 3, le guidage insuffisant favorise la séparation précoce et des pertes hydrauliques élevées, entraînant une chute rapide de la hauteur, surtout à fort débit. En revanche, l'augmentation de Z au-delà de 4 n'apporte qu'un gain marginal en raison de l'effet de blocage et des pertes par frottement accrues. La proximité des courbes pour Z = 4 et Z = 5 révèle ainsi l'existence d'un nombre optimal d'aubes.

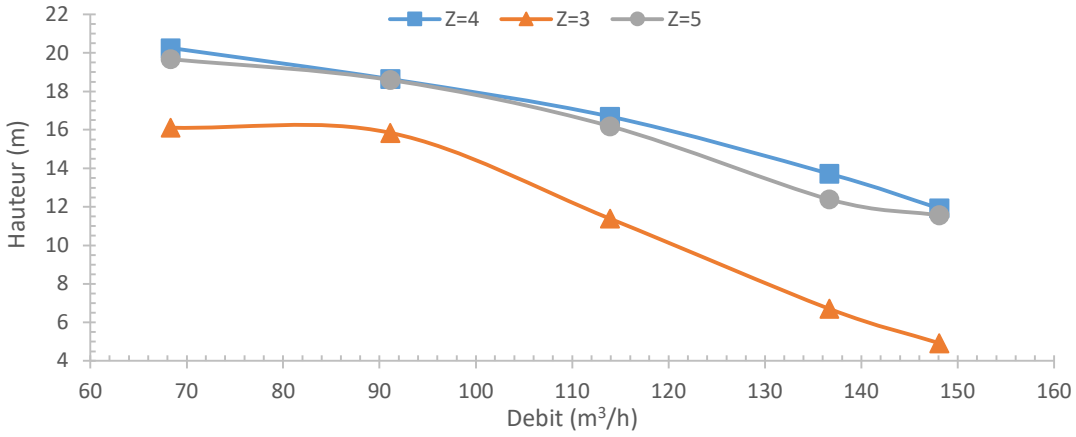


Figure 67 : Hauteur en fonction du débit (variation du nombre d'aubes Z)

Par ailleurs, l'analyse de la puissance mécanique absorbée à l'arbre (figure 68) met en évidence l'influence marquée du nombre d'aubes sur le comportement énergétique de la pompe. La configuration à faible nombre d'aubes (Z = 3) se distingue par une surconsommation significative, principalement due à des pertes hydrauliques internes

élevées liées à un écoulement insuffisamment guidé, avec un écart de puissance d'au moins ΔP = 2,49 kW observé au débit de 91,12 m³/h. En revanche, le passage à Z = 5 n'apporte qu'un gain énergétique marginal, de l'ordre de ΔP ≈ 0,53 kW au débit de 113,9 m³/h, insuffisant pour compenser l'accroissement des pertes par frottement pariétal et la complexité géométrique accrue de l'impulseur.

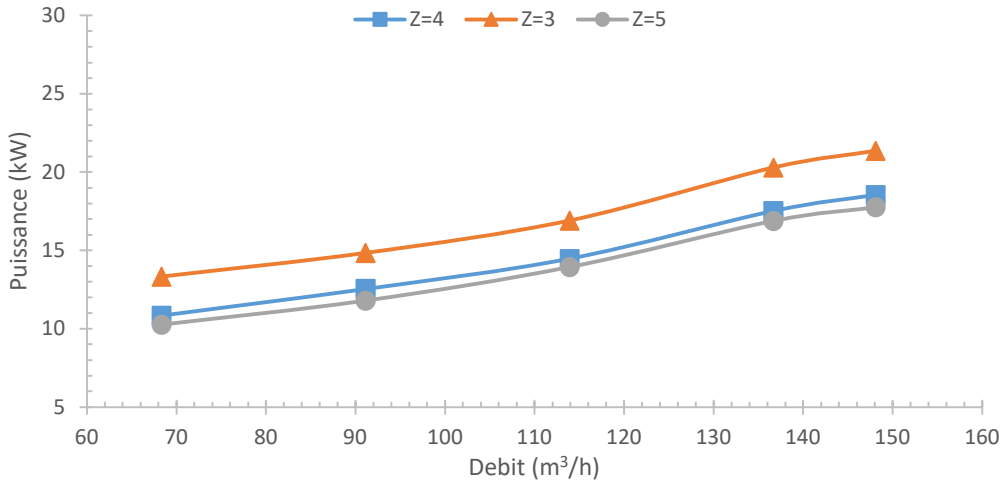


Figure 68 : Puissance en fonction du débit (variation du nombre d'aubes Z)

Toutefois, la configuration à Z = 3 engendre un glissement et des recirculations importants, conduisant à de fortes pertes énergétiques et à un rendement maximal limité à environ 26 %. À l'inverse, une augmentation excessive du nombre de pales (Z = 5) n'apporte qu'un gain marginal du rendement maximal (≈ 39 %) et dégrade les performances aux forts débits en raison de l'accroissement des pertes par frottement et de l'effet de blocage. La configuration intermédiaire à Z = 4, bien que présentant un rendement maximal légèrement inférieur (≈ 37 %), offre le meilleur compromis entre l'amélioration du guidage de l'écoulement et la limitation des pertes. Elle se caractérise par un rendement élevé et relativement stable sur une large plage de fonctionnement, comme illustré à la figure 69.

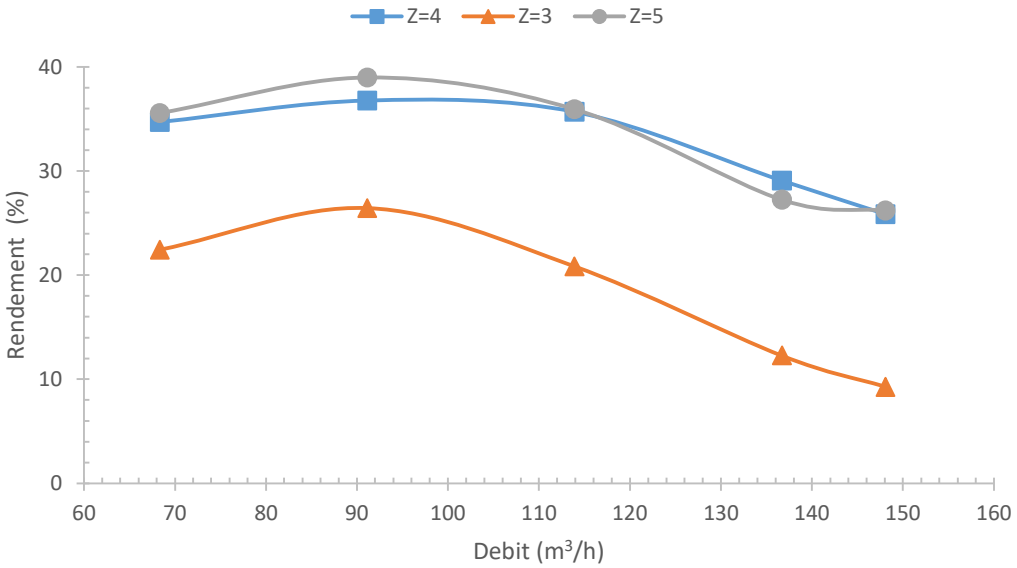
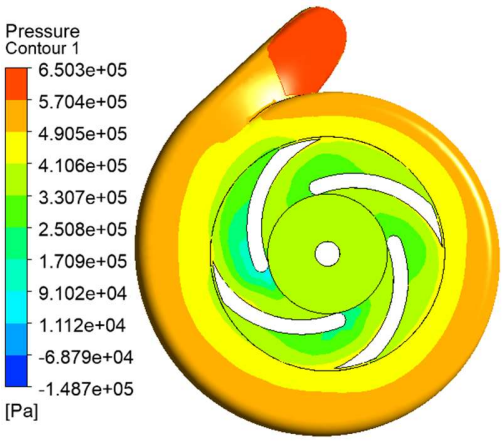
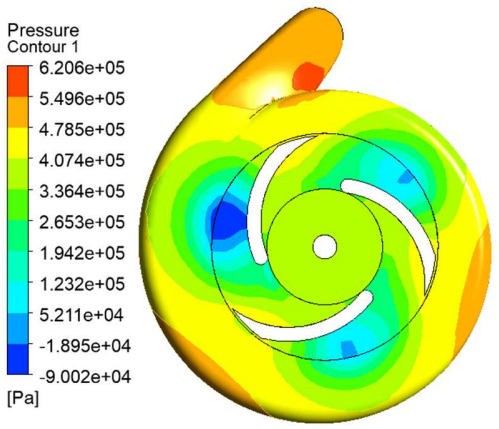


Figure 69 : Rendement en fonction du débit (variation du nombre d'aubes Z)

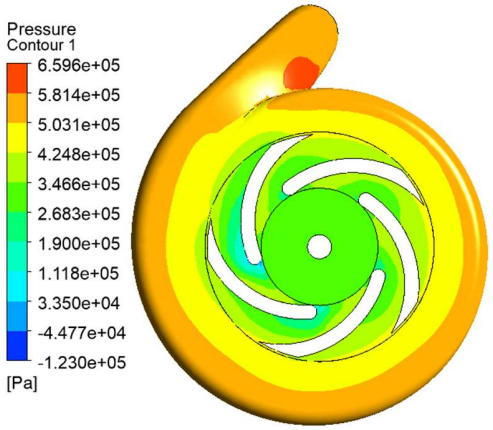
Dans le prolongement de l'analyse, les figures 70 et 71 illustrent respectivement les contours de pression moyenne et les champs de vecteurs de vitesse en fonction de la variation du nombre d'aubes. Il en ressort que la configuration Z = 4 présente un gain significatif de pression associé à des vitesses de sortie relativement modérées, traduisant un transfert d'énergie efficace et un écoulement bien canalisé. À l'inverse, la configuration Z = 5 se caractérise par des vitesses locales plus élevées à la sortie, accompagnées d'un gain de pression plus limité, en raison de l'augmentation des pertes par frottement et de l'effet de blocage dans les canaux inter-aubes.



(a) Z = 4; ΔP= 186668 [Pa]

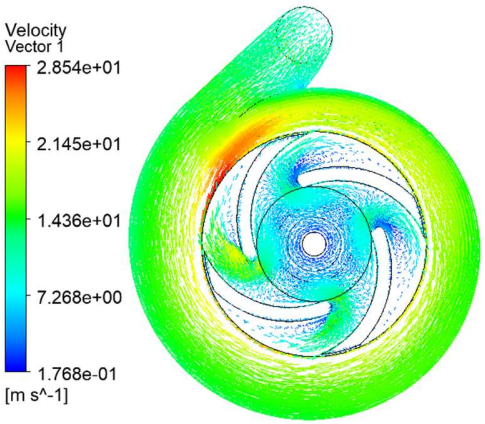


(b) Z = 3; ΔP= 149798 [Pa]

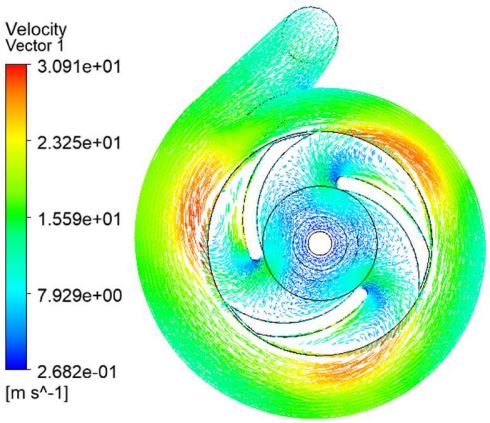


(c) Z = 5; ΔP= 181441 [Pa]

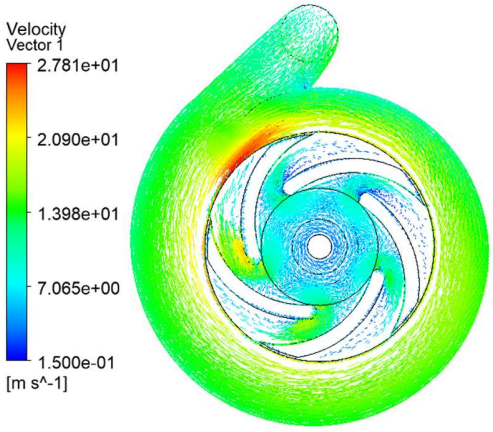
Figure 70 : Contour de pression pour un débit de 91,12 m^3/h (variation du nombre d'aubes Z)



(a) Z = 4; V_{moy}= 14,1497 [m/s]



(b) Z = 3; V_{moy}= 14,1652 [m/s]



(c) Z = 5; V_{moy}= 14,2568 [m/s]

Figure 71 : Contour de pression statique pour un débit de 91,12 m^3/h (variation du nombre d'aubes Z)

Toutefois, l'analyse conjointe des forces axiales et radiales (figures 72 et 73) met en évidence que l'augmentation du nombre d'aubes influence directement les sollicitations hydrodynamiques exercées sur l'impulseur. À faible débit (70 m^3/h), les efforts demeurent relativement modérés pour les trois configurations étudiées. Au voisinage du débit de référence de 91,12 m^3/h, les sollicitations restent modérées et la répartition des charges apparaît plus uniforme. À fort débit (145 m^3/h), les forces atteignent leurs niveaux les plus élevés, particulièrement pour la force radiale. La configuration Z = 3 présente alors une augmentation marquée de la force radiale, tandis que les configurations Z = 4 et Z = 5 maintiennent des niveaux plus modérés. Par ailleurs, l'augmentation du nombre d'aubes se traduit par une élévation de la force axiale pour Z = 4 et Z = 5 par rapport à Z = 3. La configuration Z = 4 offre ainsi le meilleur compromis entre une force axiale maîtrisable et une force radiale modérée, garantissant à la fois de bonnes performances hydrauliques et une stabilité mécanique accrue.

Du point de vue de la fiabilité, les forces radiales constituent l'un des principaux mécanismes de dégradation des composants rotatifs. Leur augmentation accroît les charges dynamiques supportées par les roulements, favorise les phénomènes vibratoires et peut entraîner le désalignement de l'arbre ainsi qu'une usure prématurée des composants mécaniques. Les résultats montrent que le fonctionnement à fort débit (145 m^3/h) est le plus critique en raison des niveaux élevés de force radiale observés, particulièrement pour la configuration Z = 3. À l'inverse, le fonctionnement autour du débit de référence de 91,12 m^3/h offre un meilleur équilibre entre stabilité hydraulique et sollicitations mécaniques. La configuration Z = 4 présente les niveaux de force radiale les plus équilibrés sur l'ensemble de la plage de fonctionnement, réduisant ainsi les sollicitations susceptibles d'affecter la durée de vie des roulements et contribuant à améliorer la fiabilité opérationnelle de la pompe.

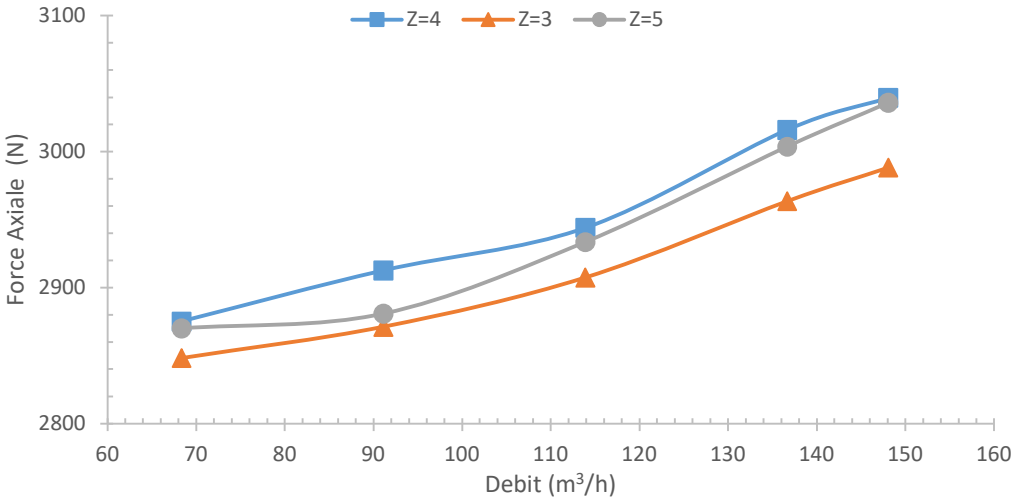


Figure 72 : Force Axiale en fonction du débit (variation du nombre d'aubes Z)

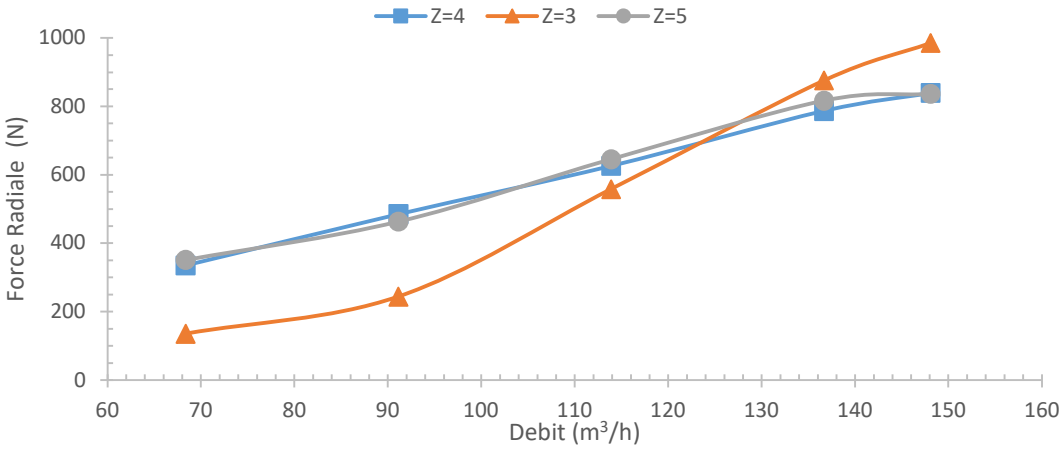


Figure 73 : Force Radiale en fonction du débit (variation du nombre d'aubes Z)

Par ailleurs, l'analyse des contraintes de Von Mises et des déformations (figures 74 et 75) montre que les sollicitations structurelles de la roue demeurent modérées et diminuent légèrement avec l'augmentation du débit. À faible débit (70 m³/h), les contraintes et les déformations atteignent leurs valeurs les plus élevées pour les trois configurations considérées, traduisant une répartition moins uniforme des charges hydrauliques au sein de l'impulseur. Au voisinage du débit de référence de 91,12 m³/h, les sollicitations mécaniques diminuent progressivement et la structure présente un comportement plus stable. À fort débit (145 m³/h), les contraintes et les déformations atteignent leurs niveaux les plus faibles, indiquant une meilleure répartition des efforts

hydrauliques. La configuration Z = 4 présente systématiquement les niveaux de contraintes et de déformations les plus élevés par rapport aux configurations Z = 3 et Z = 5, en cohérence avec ses performances hydrauliques supérieures. Toutefois, ces valeurs demeurent largement inférieures aux limites admissibles du matériau. À l'inverse, la configuration Z = 3, bien que mécaniquement moins sollicitée, se caractérise par des performances hydrauliques dégradées, tandis que la configuration Z = 5 présente un comportement intermédiaire.

Les contraintes de Von Mises et les déformations constituent des indicateurs directs de la résistance à la fatigue de l'impulseur. Une diminution de ces grandeurs réduit les risques d'accumulation de dommages sous chargements cycliques et retarde l'apparition des phénomènes de fatigue mécanique. Les résultats montrent également que le fonctionnement à faible débit (70 m³/h) représente la condition la plus critique du point de vue structurel, alors que le fonctionnement autour du débit de référence de 91,12 m³/h offre un meilleur compromis entre performances hydrauliques et sollicitations mécaniques. Bien que la configuration Z = 4 génère les sollicitations les plus élevées, celles-ci demeurent largement inférieures aux limites admissibles du matériau et aucun risque de plastification n'est observé. Toutefois, l'augmentation des contraintes peut accélérer l'accumulation des dommages en fatigue lors des cycles répétés de fonctionnement. La durée de vie de l'impulseur dépend donc du compromis entre les performances hydrauliques obtenues et le niveau des sollicitations mécaniques générées, la configuration Z = 4 offrant globalement le meilleur équilibre entre efficacité hydraulique, stabilité mécanique et fiabilité opérationnelle.

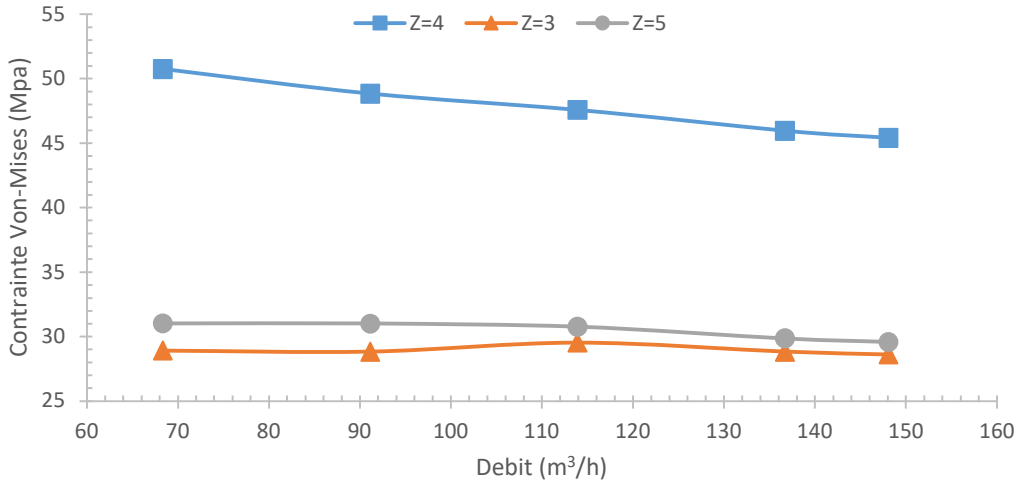


Figure 74 : Contrainte de Von Mises en fonction du débit (variation du nombre d'aubes Z)

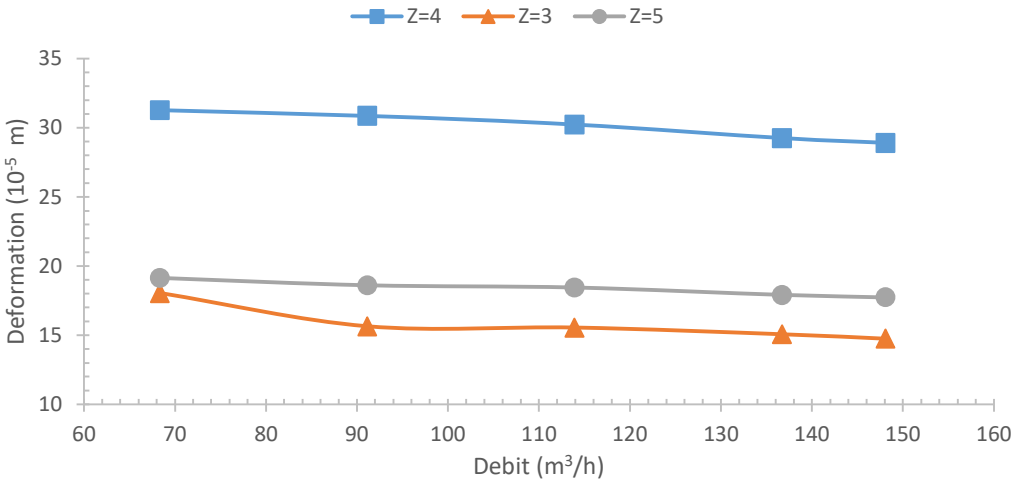
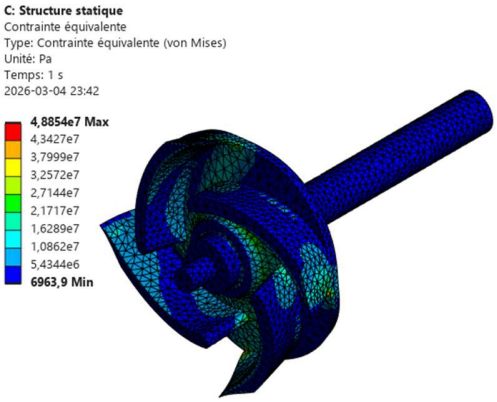
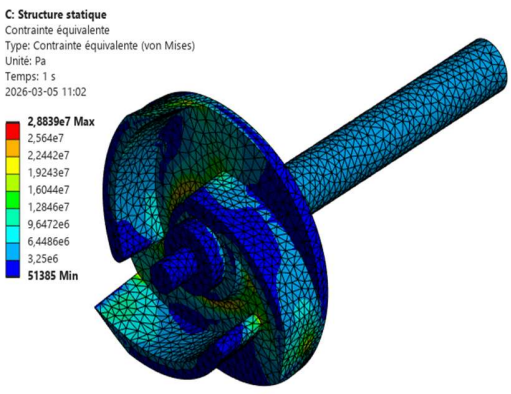


Figure 75 : Déformation en fonction du débit (variation du nombre d'aubes Z)

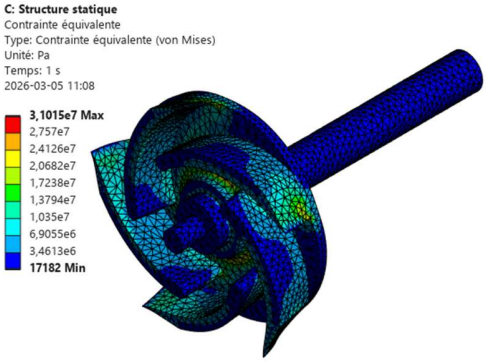
Finalement, les figures 76 et 77 mettent en évidence l'effet du nombre d'aubes sur la réponse mécanique de l'impulseur, notamment en termes de contraintes et de déformations, pour un débit de Q_v = 91,12 m³/h. La configuration Z = 4 présente les valeurs maximales de contrainte et de déformation, ce qui confirme que l'augmentation des performances hydrauliques s'accompagne d'une légère augmentation des sollicitations structurelles, sans toutefois compromettre l'intégrité mécanique de la roue. Les zones critiques de contraintes et de déformations sont principalement localisées au pied des aubes, au niveau du moyeu et de la jonction aube–disque, où les gradients de pression et de vitesse sont les plus élevés.



(a) Z = 4;σ_{max}= 48,85x10^6 [Pa]

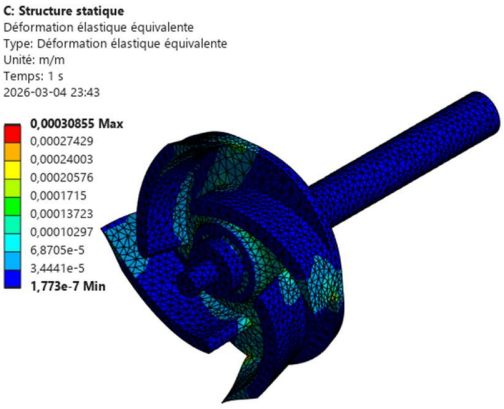


(b) Z = 3; σ_{max}= 28,83x10^6[Pa]

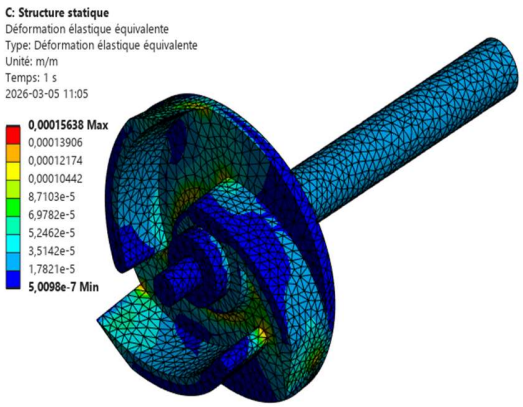


(c) Z = 5; σ_{max}= 31,01x10^{6} [Pa]

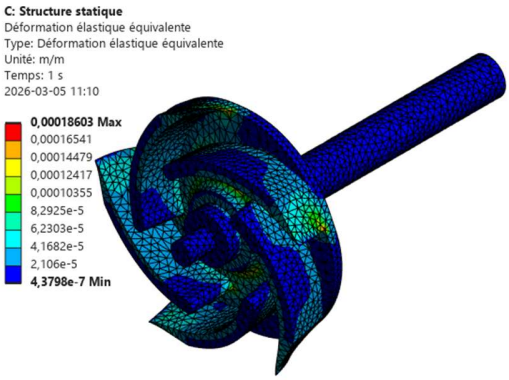
Figure 76 : Contours de contrainte de Von Mises pour un débit de 91,12 m^3/h (variation du nombre d'aubes Z)



(d) Z = 4;ε_{max}= 30,85x10^{-5} [m/m]



(e) Z = 3; ε_{max}=15,63x10^{-5} [m/m]



(f) Z = 5;ε_{max}=18,60x10^{-5} [m/m]

Figure 77 : Contour de déformation pour un débit de 91,12 m^3/h (variation du nombre d'aubes Z)

5.3.5 Influence de la variation de l'angle d'inclinaison axiale (γ)

L'angle d'inclinaison axiale γ_2 est l'angle formé entre la direction de l'aube et le plan radial de l'impulseur, mesuré suivant la direction de l'axe de rotation. Il caractérise l'inclinaison de l'aube dans le sens axial et influence la trajectoire de l'écoulement à travers l'impulseur (figure 78 et 79).

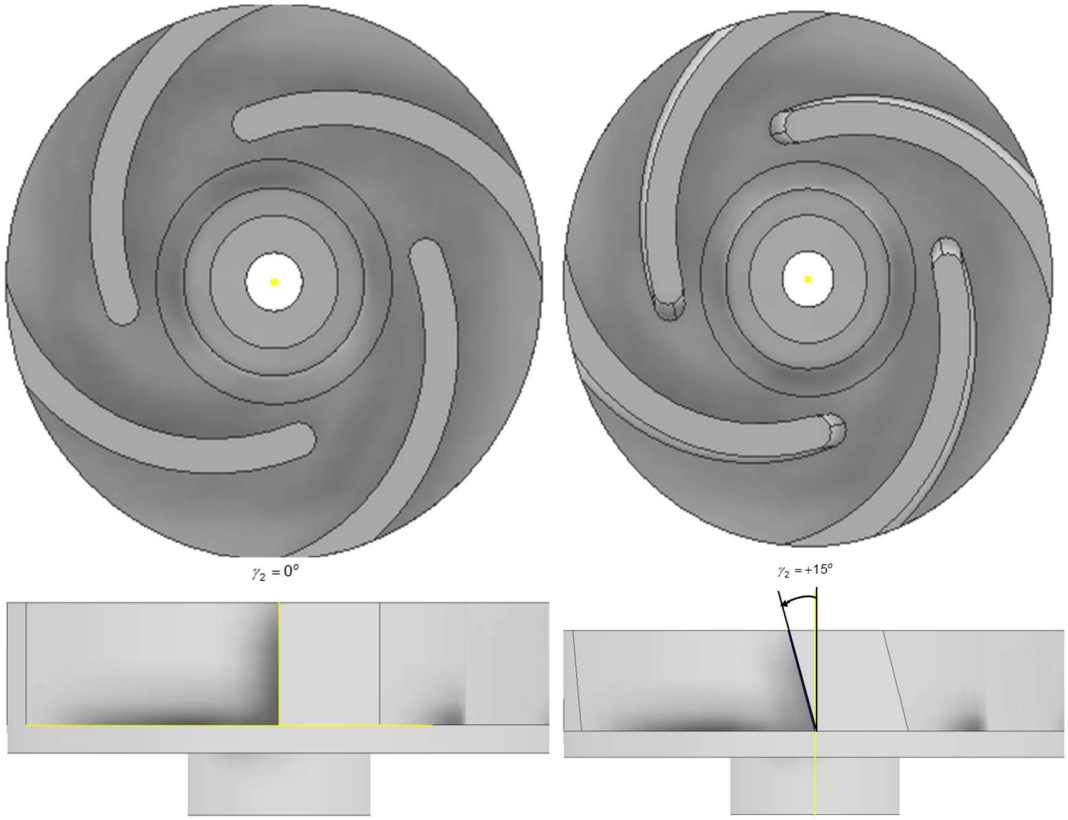


Figure 78 : Représentation de la variation de l'angle d'inclinaison axiale des aubes dans l'impulseur γ_2 = 0° et γ_2 = 15°

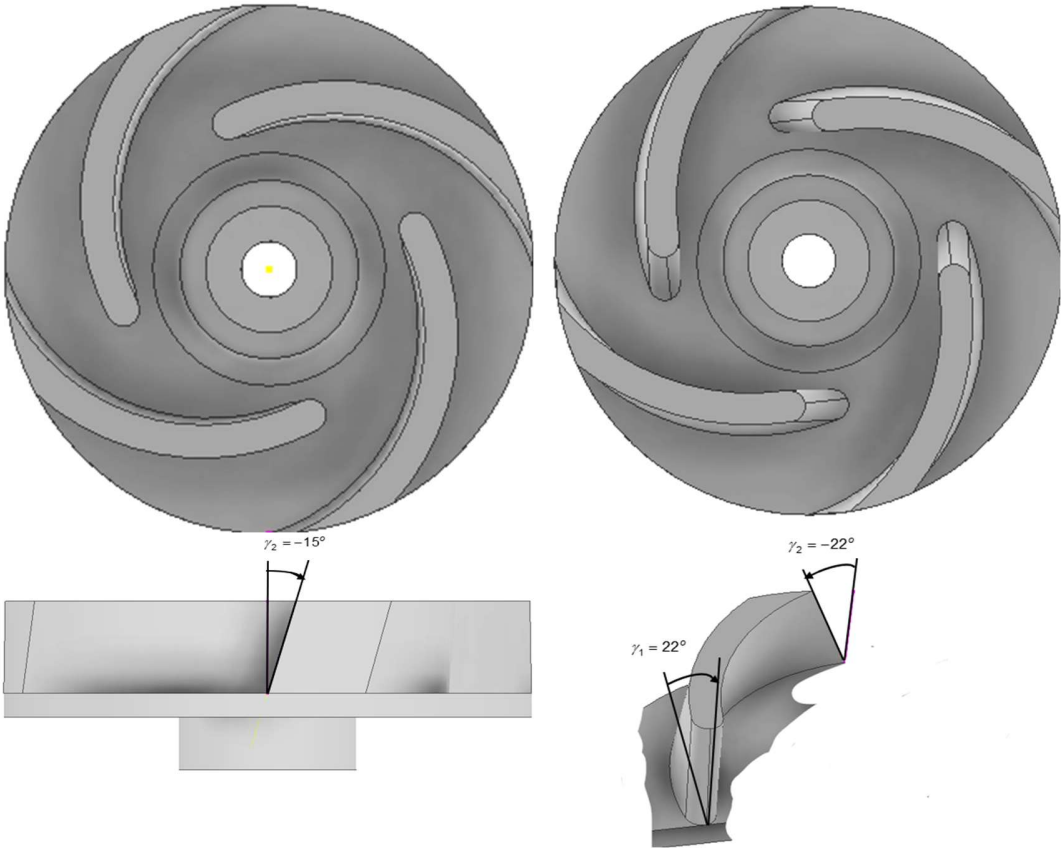


Figure 79 : Représentation de la variation de l'angle d'inclinaison axiale des aubes dans l'impulseur γ_2 = -15° et γ_2 = -22°/ γ_1 = 22°

La figure 80 met en évidence que la variation de l'angle d'inclinaison axiale de sortie γ_2 exerce une influence limitée sur la hauteur manométrique aux faibles débits. En revanche, son impact devient marqué aux débits intermédiaires et élevés. Une inclinaison négative de sortie (γ_2 = −15°) permet de mieux maintenir la hauteur manométrique par rapport à la configuration γ_2 = 0°, traduisant une réduction des pertes hydrauliques et une meilleure stabilité de l'écoulement en sortie de l'impulseur. À l'inverse, une inclinaison positive (γ_2 = +15°) accentue les déséquilibres de l'écoulement, ce qui se traduit par une chute plus rapide de la hauteur manométrique lorsque le débit augmente. La configuration combinée γ_1 = 22°/ γ_2 = −22° présente la meilleure tenue de la hauteur à fort débit, révélant une répartition plus homogène de la charge hydraulique et une robustesse hydraulique globale améliorée.

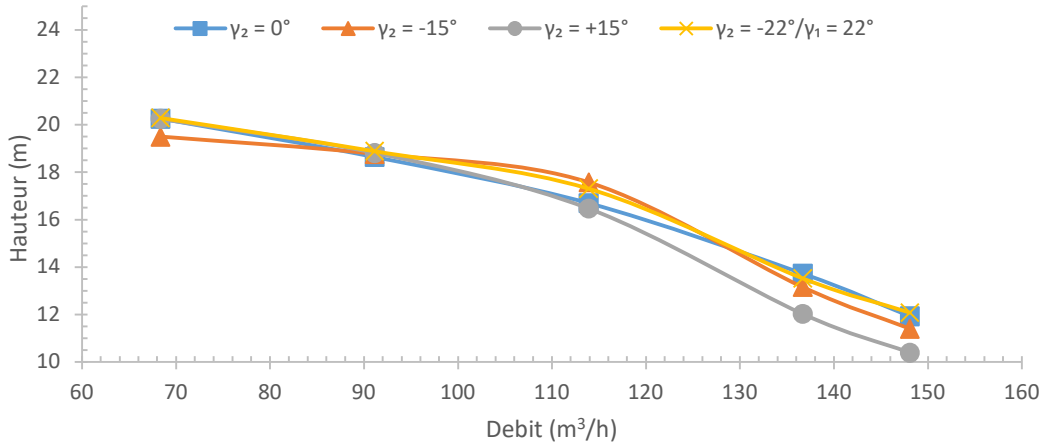


Figure 80 : Hauteur en fonction du débit (variation de l'angle d'inclinaison axiale γ)

Par ailleurs, la puissance absorbée croît avec le débit pour l'ensemble des configurations, conformément au comportement d'une pompe centrifuge. L'influence de l'angle d'inclinaison axiale de sortie γ_2 reste limitée à faible débit, mais devient significative aux débits élevés (figure 81). Une inclinaison positive (γ_2 = +15°) entraîne une augmentation plus marquée de la puissance absorbée, en raison de pertes hydrauliques accrues et de déséquilibres d'écoulement. À l'inverse, les configurations γ_2 = 0° et γ_2 = −15° présentent des niveaux de puissance plus modérés, traduisant une meilleure efficacité énergétique. La configuration combinée γ_1 = 22° / γ_2 = −22° constitue un compromis pertinent entre puissance absorbée et tenue hydraulique à fort débit.

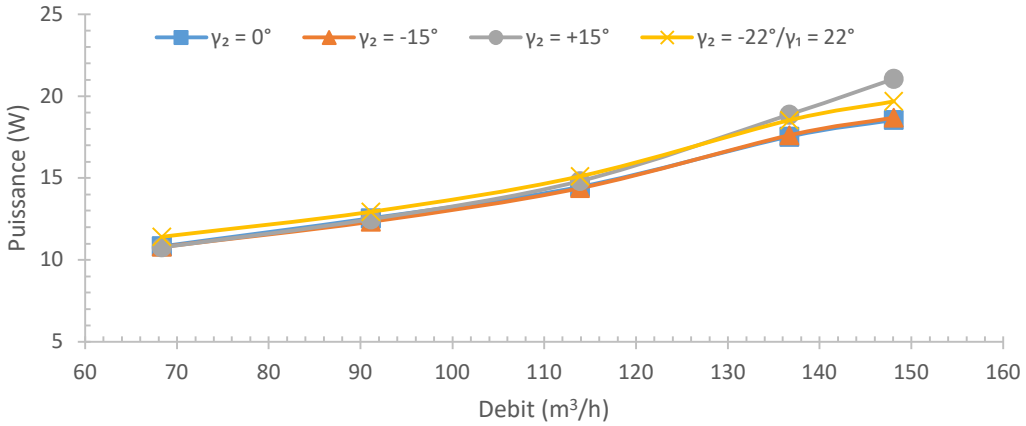


Figure 81 : Puissance à l'arbre en fonction du débit (variation de l'angle d'inclinaison axiale γ)

Toutefois, le rendement augmente avec le débit jusqu'à atteindre un maximum situé dans la zone de fonctionnement nominal, puis décroît aux forts débits pour l'ensemble des configurations considérées (figure 82). L'influence de l'angle d'inclinaison axiale de sortie γ_2 demeure limitée à faible débit, où les valeurs de rendement sont proches. À débit intermédiaire, la configuration $\gamma_2 = -15°$ présente le rendement maximal, traduisant une meilleure orientation de l'écoulement et une réduction des pertes internes. En revanche, une inclinaison axiale positive de sortie ($\gamma_2 = +15°$) conduit à une dégradation marquée du rendement à fort débit, en raison de pertes hydrauliques accrues et de déséquilibres d'écoulement. La configuration combinée $\gamma_1 = 22° / \gamma_2 = -22°$ offre un compromis satisfaisant, avec un rendement légèrement inférieur au maximum, mais une meilleure robustesse sur une large plage de débits.

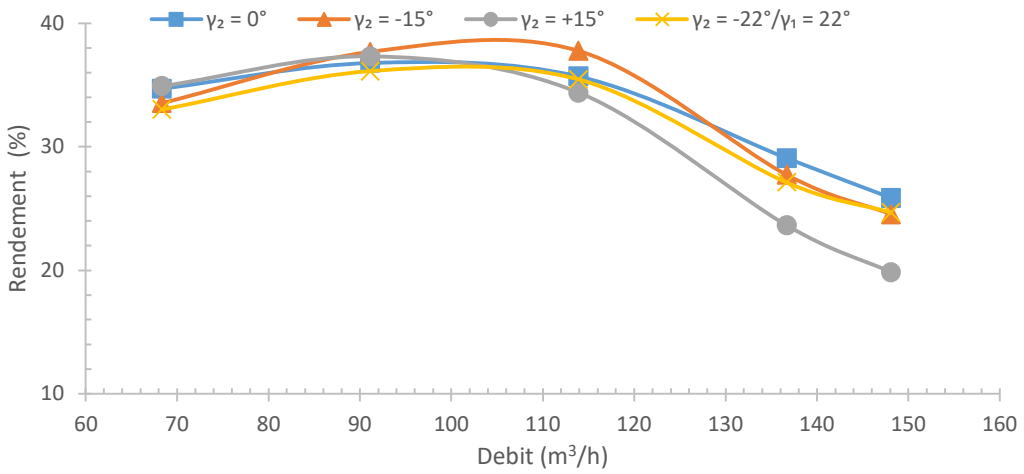
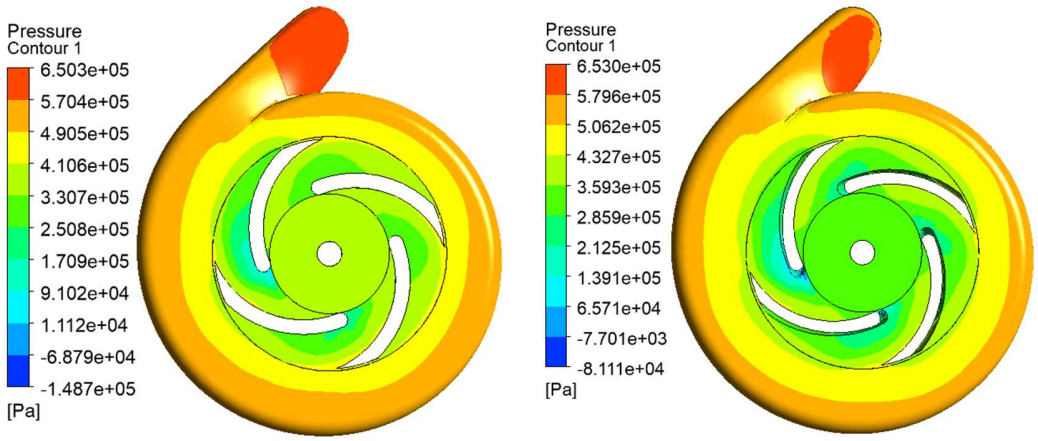
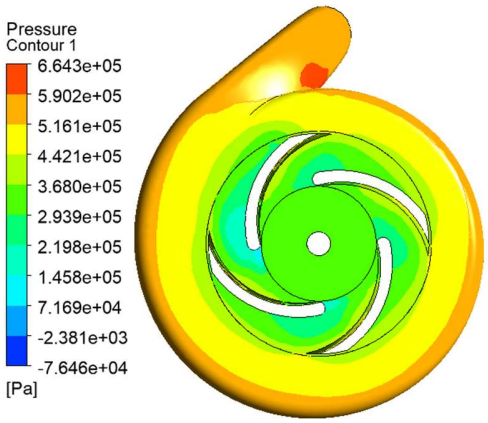


Figure 82 : Rendement en fonction du débit (variation de l'angle d'inclinaison axiale γ)

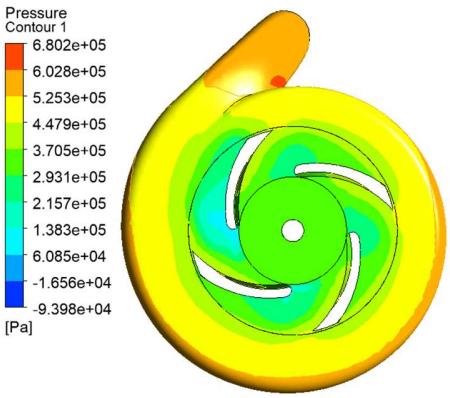
Dans le prolongement de l'analyse précédente, les figures 83 et 84 illustrent respectivement les contours de pression et de vitesse pour un même débit de fonctionnement (Q = 91,12 m³/h). L'examen des champs de pression et de vitesse confirme que l'inclinaison axiale négative de sortie γ_2 = −15° favorise une répartition plus homogène de la charge hydraulique et une meilleure stabilité de l'écoulement, ce qui explique les gains observés en hauteur manométrique et en rendement. À l'inverse, une inclinaison axiale positive γ_2 = +15° accentue les pertes hydrauliques et les déséquilibres d'écoulement, conduisant à une dégradation des performances hydrauliques.



(a) γ_2 = 0°; ΔP= 186668 [Pa]



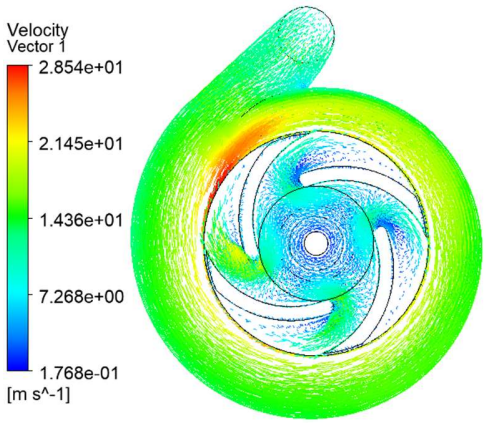
(b) γ_2 = -15°; ΔP= 187114 [Pa]



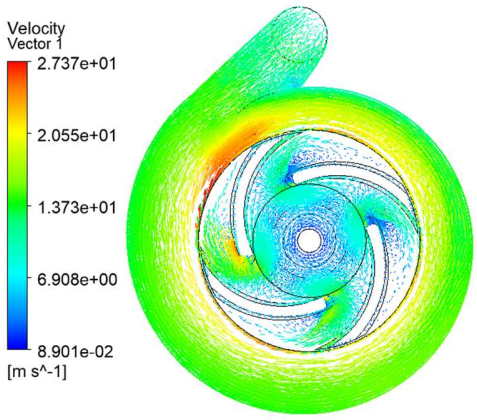
(c) γ_2 = 15°; ΔP= 186909 [Pa]

(d) γ_2 = -22°/ γ_1 = 22°; ΔP= 169234 [Pa]

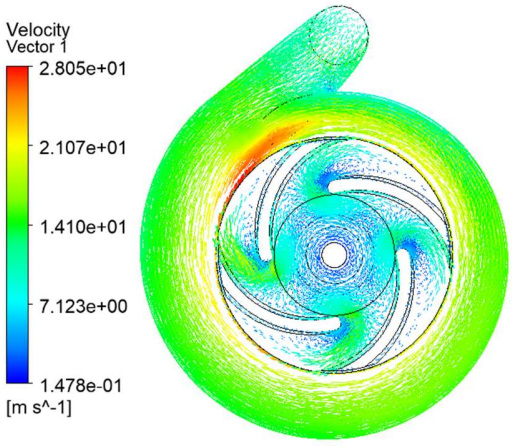
Figure 83 : Contour de pression pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'angle d'inclinaison axiale de sortie γ)



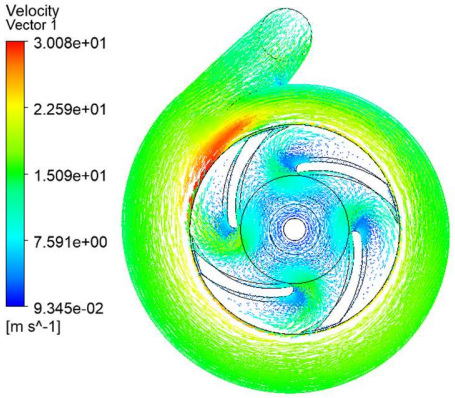
(a) γ_2 = 0°; V_{moy}= 14,1497 [m/s]



(b) γ_2 = -15°; V_{moy}= 14,1606 [m/s]



(c) γ_2 = 15°; V_{moy}= 14,1825 [m/s]



(d) γ_2 = -22°/ γ_1 = 22°; V_{moy}= 15,98 [m/s]

Figure 84 : Contour de vitesse pour un débit de 91,12 m³/h (variation de l'angle d'inclinaison axiale γ)

Par ailleurs, les figures 85 et 86 montrent que les forces axiales et radiales augmentent avec le débit pour l'ensemble des configurations étudiées. À faible débit (70 m³/h), les forces axiales et radiales demeurent relativement faibles pour toutes les configurations, bien que l'écoulement puisse être davantage affecté par des recirculations et des déséquilibres hydrauliques locaux. Au voisinage du débit de référence de 91,12 m³/h, les sollicitations restent modérées et la répartition des charges apparaît plus uniforme. À fort débit (145 m³/h), les efforts hydrodynamiques atteignent leurs niveaux les plus élevés sous l'effet de l'augmentation des vitesses d'écoulement et des gradients de pression. L'inclinaison axiale négative γ_2 = −15° conduit aux plus faibles forces radiales et favorise une meilleure répartition des charges hydrauliques, tandis que l'inclinaison positive γ_2 = +15° accentue les déséquilibres d'écoulement et génère les plus fortes forces radiales, particulièrement à fort débit. La configuration combinée γ_1 = 22° / γ_2 = −22° présente les forces axiales les plus élevées sur l'ensemble de la plage de fonctionnement, en cohérence avec sa meilleure capacité à maintenir la hauteur manométrique. Ces résultats mettent en évidence le compromis nécessaire entre performances hydrauliques et sollicitations mécaniques dans le choix de l'angle d'inclinaison axiale.

Du point de vue de la fiabilité, les forces axiales et radiales constituent des sollicitations majeures pour les roulements et l'arbre de transmission. Leur augmentation accroît les charges dynamiques appliquées aux composants rotatifs, favorise les phénomènes vibratoires et peut accélérer leur usure. Les résultats montrent que le fonctionnement à fort débit (145 m³/h) est le plus contraignant du point de vue mécanique en raison des niveaux élevés de forces observés, particulièrement pour la configuration γ_2 = +15°. À l'inverse, le fonctionnement autour du débit de référence de 91,12 m³/h offre un meilleur compromis entre stabilité hydraulique et sollicitations mécaniques. Les inclinaisons axiales (γ_2 = −15° et γ_1 = 22° / γ_2 = −22°)

permettent une meilleure répartition des charges hydrodynamiques et limitent les déséquilibres de l'écoulement, ce qui contribue à réduire les risques de vibrations excessives, de désalignement de l'arbre et d'usure prématurée des roulements, améliorant ainsi la durée de vie potentielle des composants rotatifs.

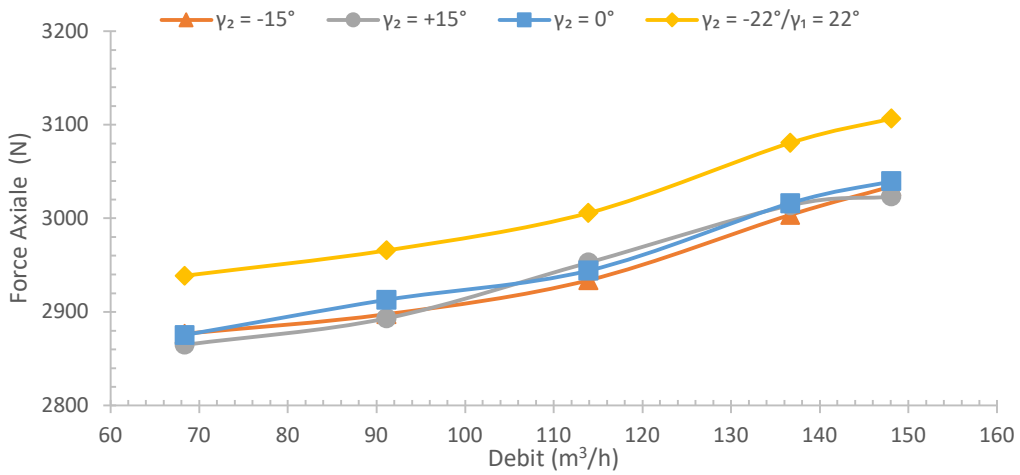


Figure 85 : Force Axiale en fonction du débit (variation de l'angle d'inclinaison axiale de sortie γ)

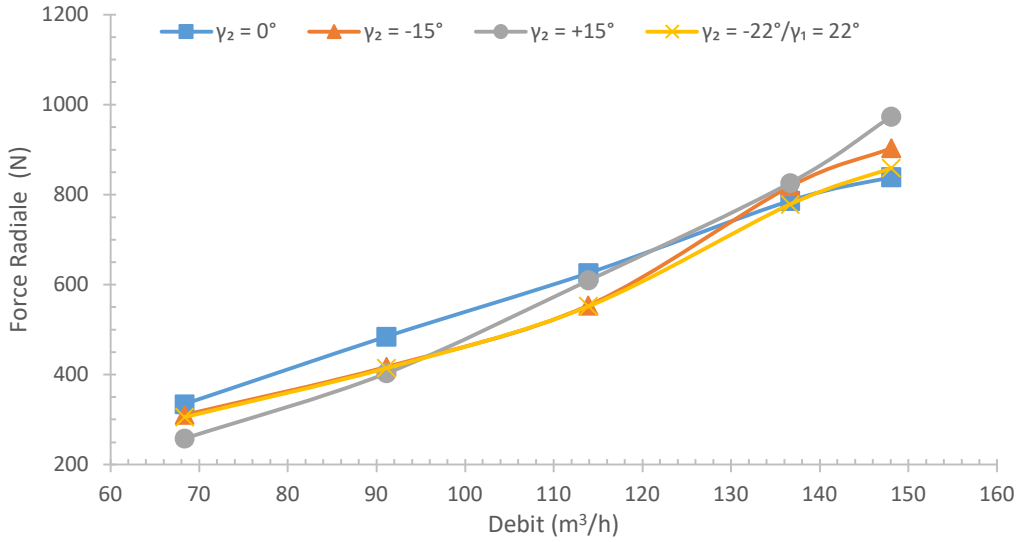


Figure 86 : Force Radiale en fonction du débit (variation de l'angle d'inclinaison axiale γ)

De plus, les figures 87 et 88 montrent que les contraintes équivalentes de Von Mises et les déformations diminuent globalement avec l'augmentation du débit pour l'ensemble des configurations étudiées. Cette tendance est observée sur toute la

plage de fonctionnement, notamment aux débits de 70 m³/h, 91,12 m³/h et 145 m³/h. À faible débit (70 m³/h), les contraintes et les déformations atteignent leurs niveaux les plus élevés en raison d'une répartition moins homogène des charges hydrauliques et de déséquilibres d'écoulement plus marqués. Au voisinage du débit de référence de 91,12 m³/h, les sollicitations mécaniques diminuent progressivement et la structure présente un comportement plus stable. À fort débit (145 m³/h), les contraintes et les déformations atteignent leurs valeurs les plus faibles, traduisant une meilleure répartition des efforts hydrauliques appliqués à l'impulseur. La configuration $\gamma_2 = 0°$ présente systématiquement les sollicitations mécaniques les plus élevées, tandis que les inclinaisons axiales $\gamma_2 = -15°$ et $\gamma_1 = 22°$ / $\gamma_2 = -22°$ conduisent à une réduction significative des contraintes et des déformations. La configuration $\gamma_2 = +15°$ présente les plus faibles contraintes de Von Mises sur l'ensemble de la plage de fonctionnement, tandis que $\gamma_2 = -15°$ génère les plus faibles déformations. Ces résultats montrent que l'introduction d'une inclinaison axiale modifie favorablement la répartition des charges mécaniques au sein de l'impulseur, tout en mettant en évidence le compromis existant entre tenue mécanique et performances hydrauliques.

Les contraintes de Von Mises et les déformations constituent des indicateurs directs de la tenue mécanique et de la résistance à la fatigue de l'impulseur. Une diminution de ces grandeurs réduit les risques d'accumulation de dommages sous chargements cycliques et retarde l'apparition des phénomènes de fatigue mécanique. Les résultats montrent également que le fonctionnement à faible débit (70 m³/h) représente la condition la plus critique du point de vue structurel, alors que le fonctionnement autour du débit de référence de 91,12 m³/h offre un meilleur compromis entre performances hydrauliques et sollicitations mécaniques. Cette réduction des sollicitations observée pour les configurations à inclinaison axiale négative contribue à limiter les risques d'amorçage de fissures et à prolonger la durée de vie en fatigue de l'impulseur. Toutefois, l'évaluation de la fiabilité ne peut être dissociée des performances hydrauliques obtenues. À cet égard, la configuration $\gamma_2 = -15°$ apparaît comme le meilleur compromis global, puisqu'elle combine de faibles niveaux de contraintes et de déformations avec des performances hydrauliques supérieures, favorisant ainsi une meilleure durabilité de la pompe.

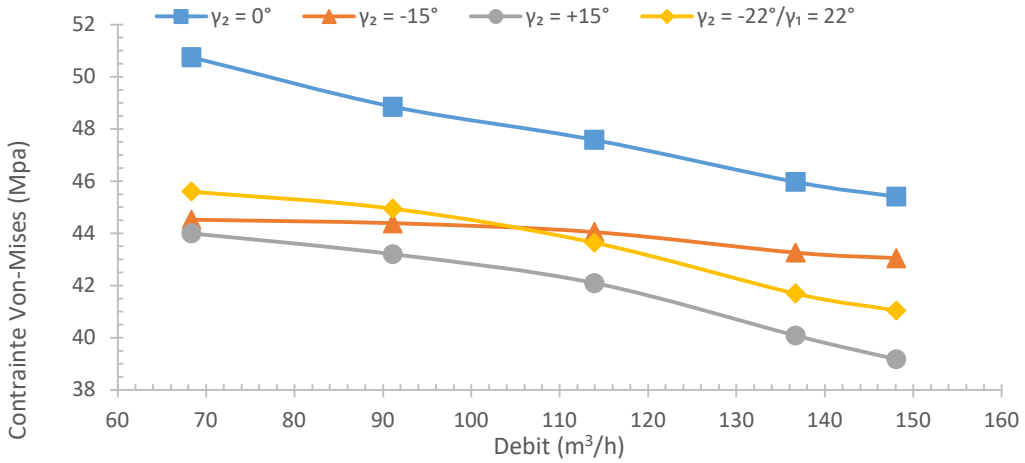


Figure 87 : Contrainte de Von Mises en fonction du débit (variation de l'angle d'inclinaison axiale γ)

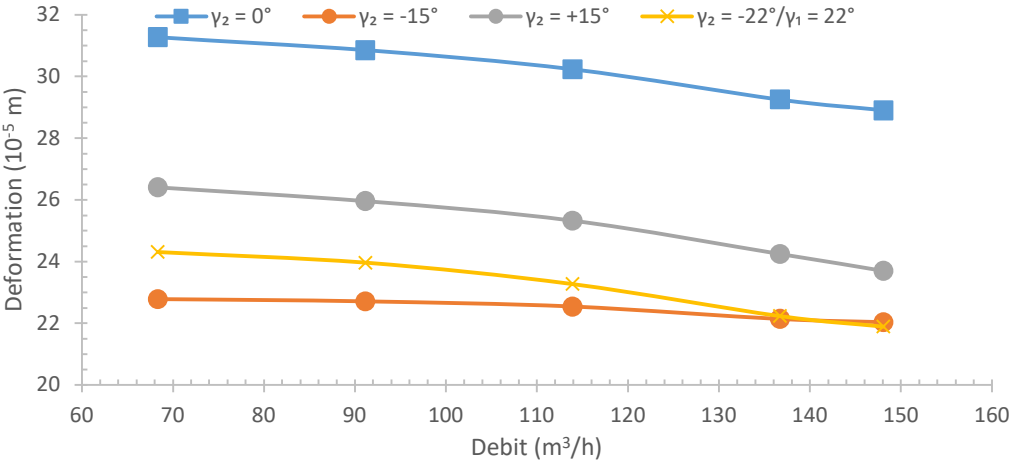
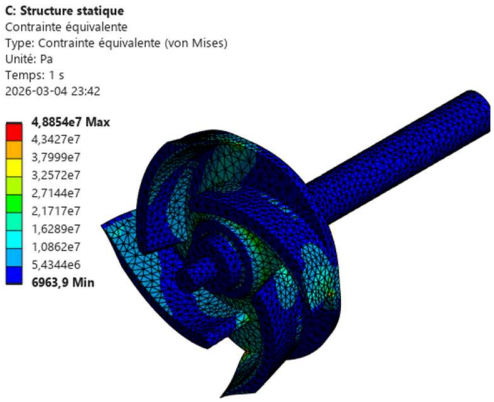
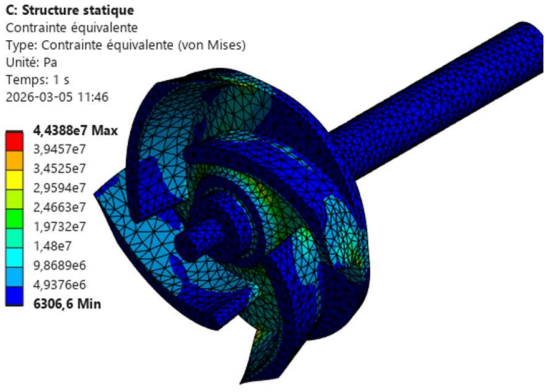


Figure 88 : Déformation en fonction du débit (variation de l'angle d'inclinaison axiale γ)

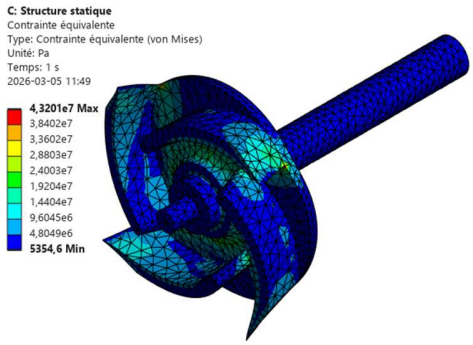
Finalement, les figures 89 et 90 montrent que les contraintes et les déformations maximales sont principalement localisées au pied des aubes, au niveau de la jonction aube–moyeu. La configuration $\gamma_2 = 0°$ génère les sollicitations mécaniques les plus élevées, tandis qu'une inclinaison axiale négative de sortie ($\gamma_2 = -15°$) permet de réduire significativement les niveaux de contraintes et de déformations. Le cas $\gamma_2 = +15°$ apparaît mécaniquement favorable, mais hydrauliquement pénalisant. En revanche, la configuration combinée $\gamma_1 = 22° / \gamma_2 = -22°$ constitue un compromis satisfaisant entre tenue mécanique et performances hydrauliques globales.



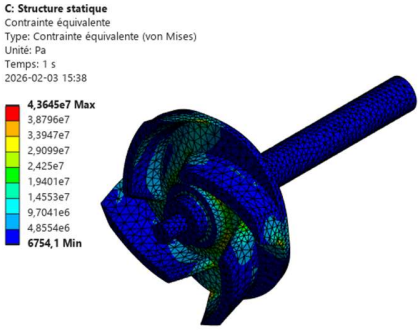
(a) γ_2 = 0°; σ_{max}= 48,85x10^6 [Pa]



(b) γ_2 = -15°; σ_{max}= 44,38x10^6 [Pa]

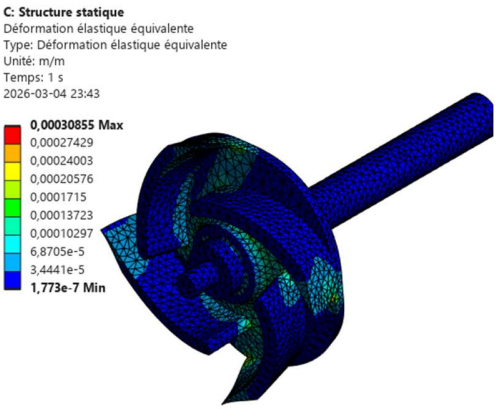


(c) γ_2 = 15°; σ_{max}= 43,20x10^6 [Pa]

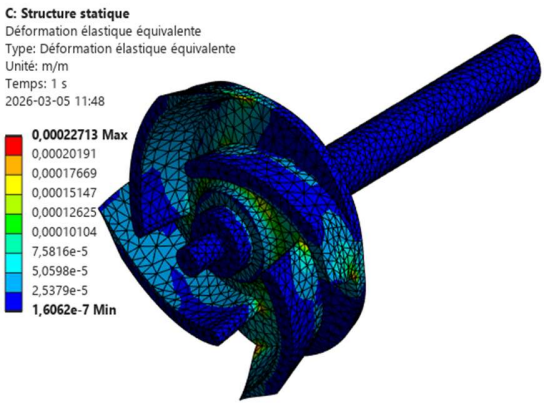


(d) γ_2 = -22°/ γ_1 = 22°; σ_{max} = 43,64x10^6 [Pa]

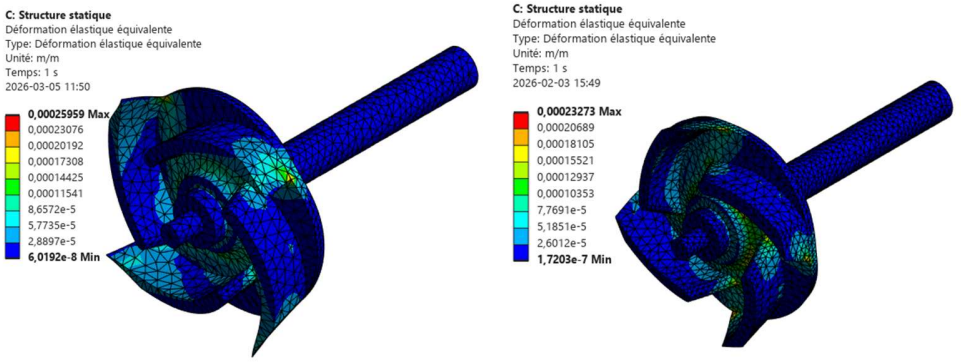
Figure 89 : Contour de contrainte Von Mises à un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'angle d'inclinaison axiale de sortie γ)



(a) γ_2 = 0°;ε_{max}= 30,85x10^{-5} [m/m]



(b) γ_2 = -15°; ε_{max}= 22,71x10^{-5} [m/m]



(c) γ_2 = 15°; ε_{max}= 25,95x10^{-5} [m/m]

(d) γ_2 = -22°/ γ_1 = 22°; ε_{max} = 23,27x10^{-5} [m/m]

Figure 90 : Contour de déformation pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'angle d'inclinaison axiale de sortie γ)

5.3.6 Influence de la variation de l'épaisseur des aubes (e)

L'augmentation de l'épaisseur des aubes améliore globalement la hauteur manométrique sur l'ensemble de la plage de fonctionnement (figure 91), en particulier aux forts débits, en raison d'un meilleur guidage de l'écoulement et d'une réduction du glissement hydraulique. Toutefois, des aubes excessivement épaisses diminuent la section de passage inter-aubes, ce qui entraîne une augmentation des vitesses relatives et, par conséquent, une intensification des pertes hydrauliques par frottement. À l'inverse, des aubes trop minces assurent un guidage insuffisant du fluide, favorisant l'apparition précoce de recirculations internes et conduisant à une dégradation rapide des performances hydrauliques.

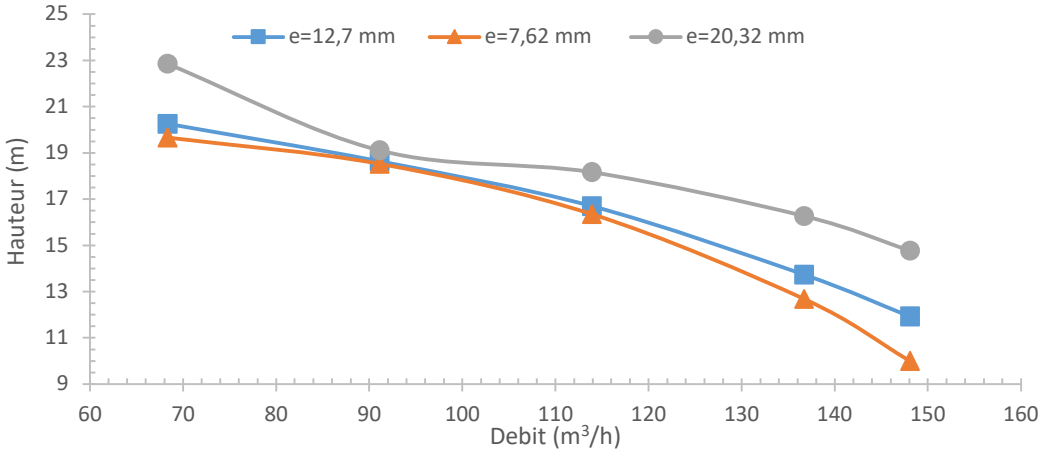


Figure 91 : Hauteur en fonction du débit (variation de l'épaisseur des aubes e)

De plus, la figure 92 met en évidence l'influence de l'épaisseur des aubes sur la puissance absorbée à l'arbre. Les aubes trop minces, comme dans le cas de *e = 7,62 mm*, induisent une surconsommation énergétique, principalement due à un guidage insuffisant de l'écoulement et à l'intensification des phénomènes de glissement et de recirculation interne. À l'inverse, une épaisseur intermédiaire (*e = 12,7 mm*) permet de minimiser la puissance à l'arbre, en assurant un compromis optimal entre la qualité du guidage de l'écoulement et la limitation des pertes internes. Il existe ainsi une épaisseur optimale des aubes pour laquelle la puissance absorbée est minimale : en deçà de cette valeur, les pertes liées au glissement et aux instabilités d'écoulement dominent, tandis qu'au-delà, les pertes visqueuses et les effets de blocage deviennent prépondérants.

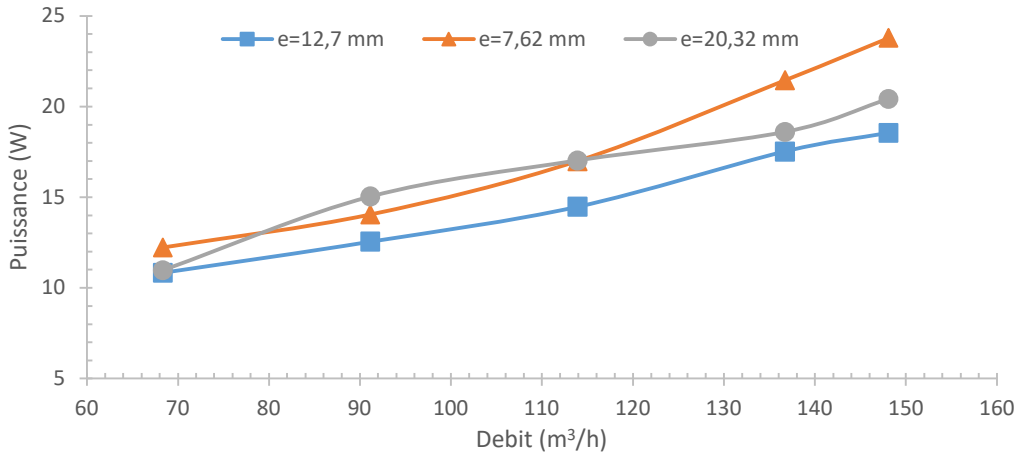


Figure 92 : Puissance à l'arbre en fonction du débit (variation de l'épaisseur des aubes e)

Par ailleurs, la figure 93 met en évidence l'influence de l'épaisseur des aubes sur l'évolution du rendement en fonction du débit. La configuration à épaisseur intermédiaire (*e = 12,7 mm*) présente le rendement maximal le plus élevé ainsi qu'une plage de fonctionnement relativement stable autour du point de meilleur rendement, atteignant environ 37 %. À l'inverse, les aubes trop minces (*e = 7,62 mm*) affichent des rendements plus faibles sur l'ensemble de la plage de fonctionnement, avec un rendement maximal limité à environ 33 %. Les aubes plus épaisses (*e = 20,32 mm*) permettent d'atteindre des niveaux de rendement comparables à ceux des aubes minces, mais avec un déplacement du point de meilleur rendement vers des débits plus élevés. Ces résultats confirment l'existence d'une épaisseur optimale des aubes maximisant le rendement global de la pompe.

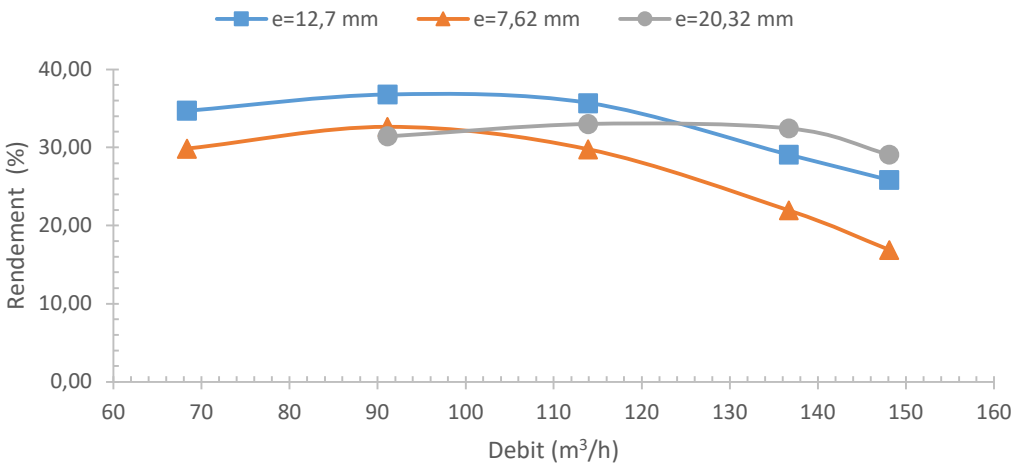
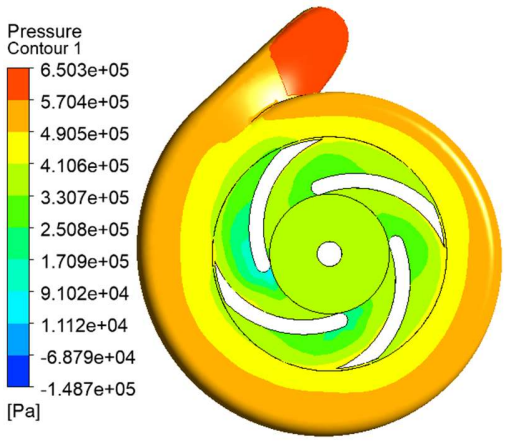
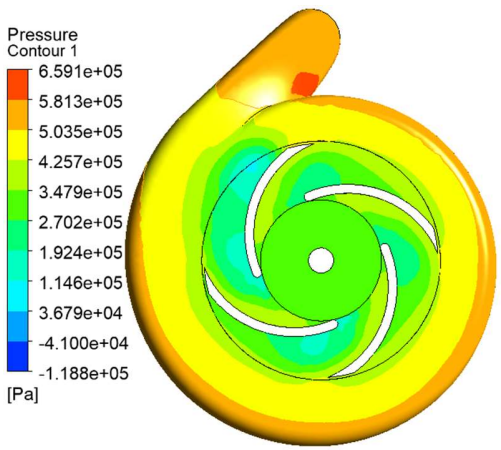


Figure 93 : Rendement en fonction du débit (variation de l'épaisseur des aubes e)

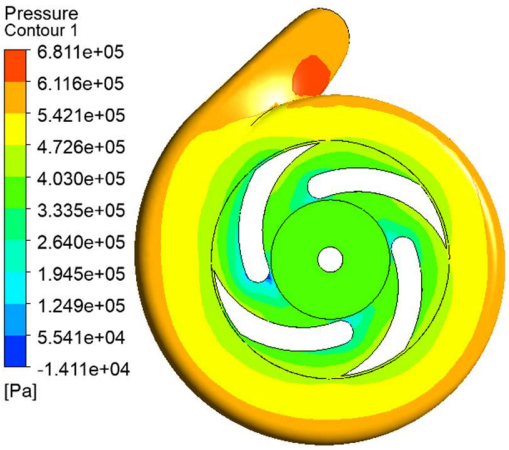
Dans le prolongement de l'analyse, les figures 94 et 95 montrent que l'épaisseur intermédiaire (e = 12,7 mm) assure une répartition plus homogène de la pression ainsi que des champs de vitesse plus réguliers. Les aubes trop minces favorisent l'apparition de gradients de pression élevés et de recirculations internes, tandis que les aubes plus épaisses induisent des vitesses locales accrues en raison de l'effet de blocage. Ces comportements expliquent les écarts observés au niveau de la hauteur manométrique, de la puissance absorbée et du rendement.



(a) e = 12,7mm; ΔP= 186668 [Pa]

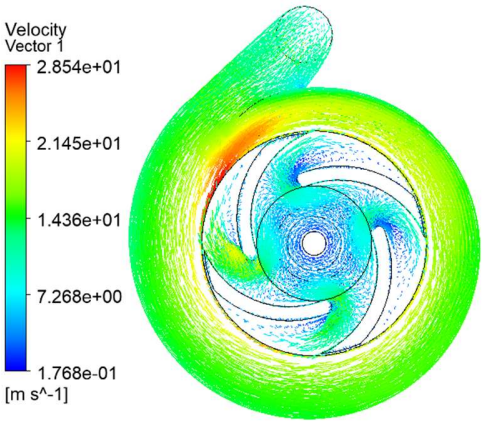


(b) e = 7,62mm; ΔP= 178193 [Pa]

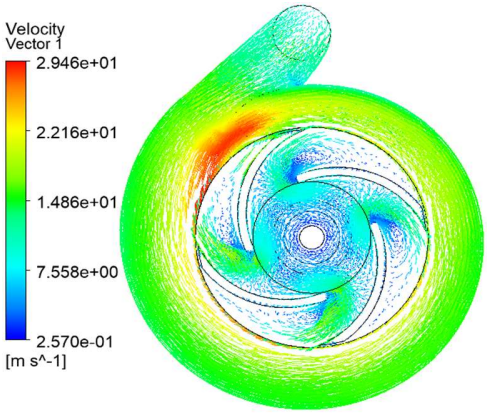


(c) e = 20,32mm; ΔP= 193895 [Pa]

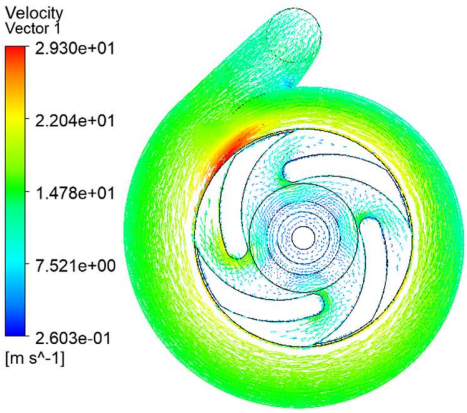
Figure 94 : Contour de la pression statique pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'épaisseur des aubes e)



(a) e = 12,7mm; V_{moy}= 14,1497 [m/s]



(b) e = 7,62mm; V_{moy}= 14,1896 [m/s]



(c) e = 20,32mm; V_{moy}= 14,8881 [m/s]

Figure 95 : Contour de vitesse pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'épaisseur des aubes e)

Par ailleurs, les figures 96 et 97 montrent que les forces axiale et radiale augmentent globalement avec le débit pour l'ensemble des configurations étudiées. À faible débit (70 m³/h), les efforts hydrodynamiques demeurent relativement modérés pour les trois épaisseurs d'aubes considérées. Au voisinage du débit de référence de 91,12 m³/h, les différences entre les configurations deviennent plus marquées en raison de l'influence de l'épaisseur sur la répartition des pressions et des vitesses dans les canaux inter-aubes. À fort débit (145 m³/h), les forces atteignent leurs niveaux les plus élevés sous l'effet de l'augmentation des charges hydrauliques appliquées à l'impulseur. L'épaisseur intermédiaire (e = 12,7 mm) génère les forces axiales les plus élevées tout en limitant les forces radiales, grâce à une meilleure homogénéité de l'écoulement à l'intérieur de l'impulseur. Les aubes plus minces (e = 7,62 mm) favorisent quant à elles une augmentation marquée des forces radiales aux forts débits, tandis que les aubes plus épaisses (e = 20,32 mm) réduisent les forces axiales mais produisent des forces radiales plus élevées, notamment autour du débit nominal. Ces résultats mettent en évidence le compromis existant entre performances hydrauliques et sollicitations mécaniques dans le choix de l'épaisseur des aubes.

Du point de vue de la fiabilité, les forces axiales et radiales constituent des sollicitations critiques pour les roulements et l'arbre de transmission. Leur augmentation accroît les charges dynamiques supportées par les composants rotatifs, favorise les phénomènes vibratoires et peut accélérer leur usure. Les résultats montrent également que le fonctionnement à fort débit (145 m³/h) est le plus contraignant du point de vue mécanique en raison des niveaux élevés de forces observés, particulièrement pour la configuration e = 7,62 mm qui présente les forces radiales les plus importantes. À l'inverse, le fonctionnement autour du débit de référence de 91,12 m³/h offre un meilleur compromis entre performances hydrauliques

et sollicitations mécaniques. La configuration intermédiaire (e = 12,7 mm), bien qu'associée à une force axiale légèrement plus élevée, présente les niveaux de force radiale les plus faibles sur la majeure partie de la plage de fonctionnement, ce qui contribue à améliorer la stabilité dynamique de l'ensemble tournant, à réduire les risques de vibrations excessives et à prolonger la durée de vie des roulements et des composants mécaniques de la pompe.

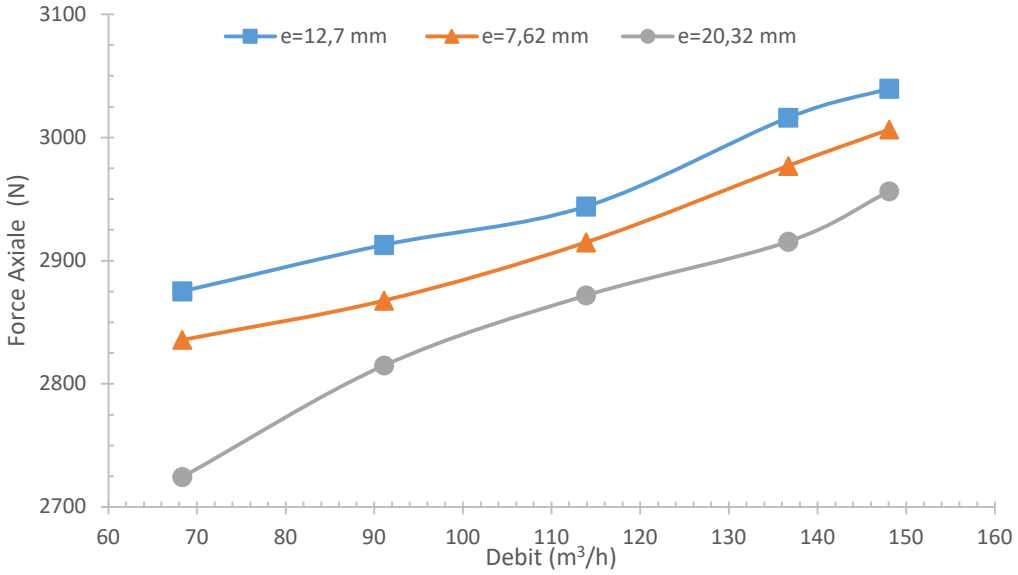


Figure 96 : Force Axiale en fonction du débit (variation de l'épaisseur des aubes e)

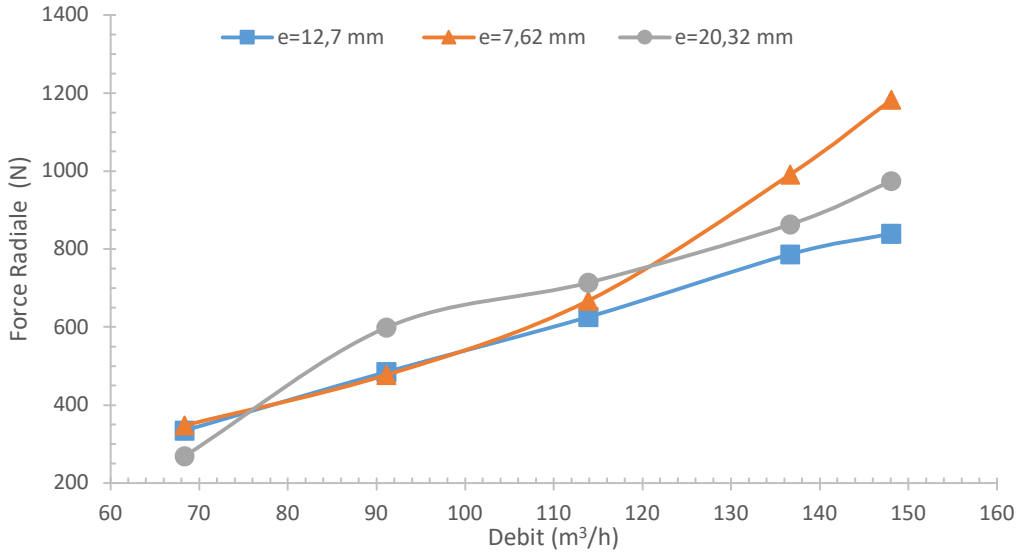


Figure 97 : Force Radiale en fonction du débit (variation de l'épaisseur des aubes e)

De plus, les figures 98 et 99 montrent que les contraintes équivalentes de Von Mises et les déformations diminuent globalement avec l'augmentation du débit pour l'ensemble des configurations étudiées. Cette tendance est observée sur toute la plage de fonctionnement, notamment aux débits de 70 m³/h, 91,12 m³/h et 145 m³/h. À faible débit (70 m³/h), les contraintes et les déformations atteignent leurs valeurs les plus élevées, traduisant une répartition moins uniforme des charges hydrauliques et des déséquilibres d'écoulement plus importants. Au voisinage du débit de référence de 91,12 m³/h, les sollicitations mécaniques diminuent progressivement et la structure présente un comportement plus stable. À fort débit (145 m³/h), les contraintes et les déformations atteignent leurs niveaux les plus faibles, indiquant une meilleure répartition des efforts hydrauliques au sein de l'impulseur. La configuration à épaisseur intermédiaire (e = 12,7 mm) présente les sollicitations structurelles les plus élevées, en cohérence avec ses performances hydrauliques supérieures et la charge utile plus importante transmise au fluide. Toutefois, ces niveaux de sollicitation demeurent nettement inférieurs aux limites admissibles du matériau, confirmant que la roue fonctionne dans le domaine élastique. À l'inverse, les configurations à aubes plus minces (e = 7,62 mm) ou plus épaisses (e = 20,32 mm) génèrent des contraintes et des déformations plus faibles, respectivement en raison d'une production de pression réduite ou d'une dissipation accrue de l'énergie par pertes visqueuses et effet de blocage.

Les contraintes de Von Mises et les déformations constituent des indicateurs directs de la tenue mécanique et de la durée de vie en fatigue de l'impulseur. Une diminution de ces grandeurs réduit les risques d'accumulation de dommages sous chargements cycliques et retarde l'apparition des phénomènes de fatigue mécanique. Les résultats montrent également que le fonctionnement à faible débit (70 m³/h) représente la condition la plus critique du point de vue structurel, alors que le fonctionnement autour du débit de référence de 91,12 m³/h offre un meilleur compromis entre performances hydrauliques et sollicitations mécaniques. Bien que la configuration e = 12,7 mm présente les contraintes et déformations les plus élevées, celles-ci demeurent largement inférieures aux limites admissibles du matériau et aucun risque de plastification n'est observé. Toutefois, des niveaux de contraintes plus élevés peuvent accélérer l'accumulation des dommages en fatigue lors des cycles répétés de fonctionnement. En considérant simultanément les performances hydrauliques, les forces hydrodynamiques et les sollicitations structurelles, la configuration e = 12,7 mm apparaît comme le meilleur compromis global, offrant une efficacité hydraulique supérieure tout en conservant un niveau de fiabilité mécanique compatible avec une exploitation durable de la pompe.

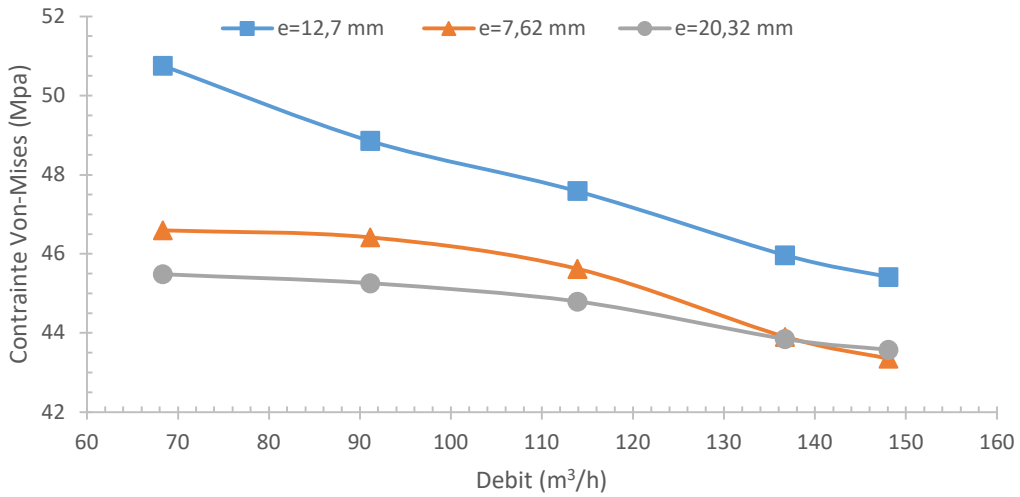


Figure 98 : Contrainte de Von Mises en fonction du débit (variation de l'épaisseur des aubes e)

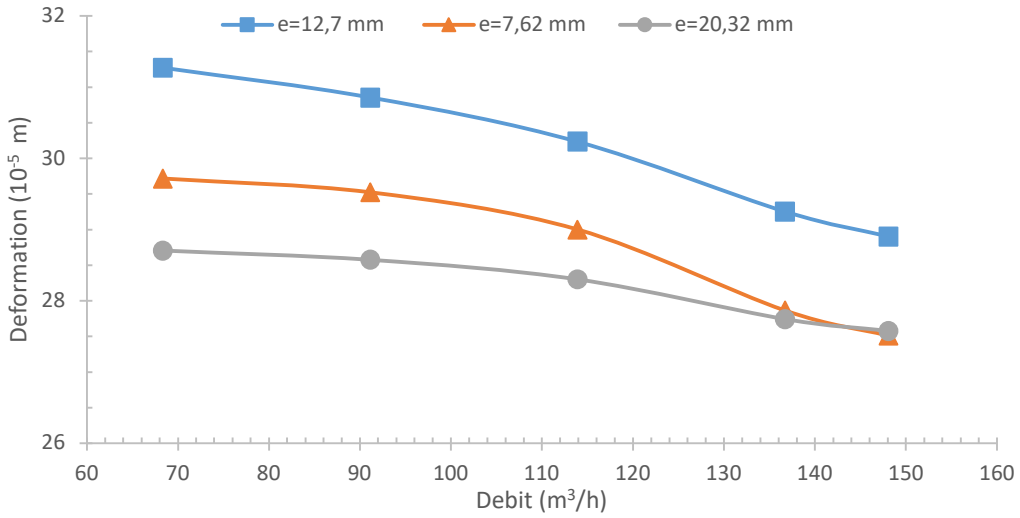
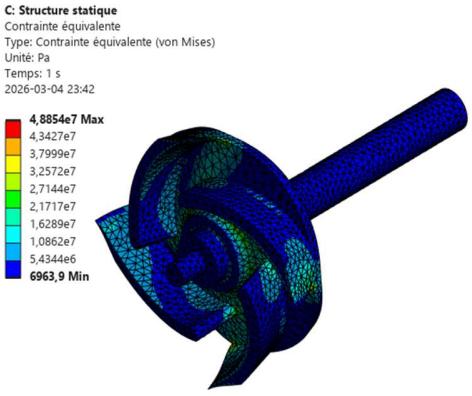
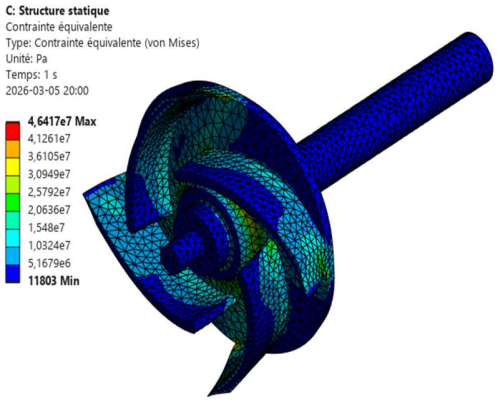


Figure 99 : Déformation en fonction du débit (variation de l'épaisseur des aubes e)

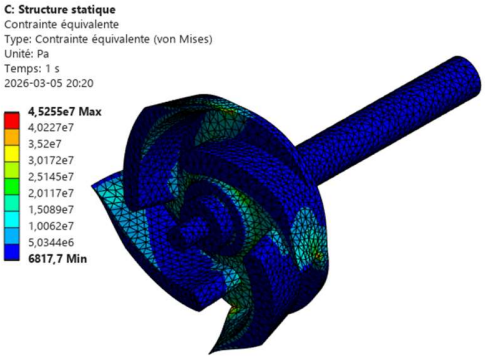
Finalement, les contours de contraintes et de déformations présentés aux figures 100 et 101, pour un débit de 91,12 m³/h, montrent que la zone critique est systématiquement localisée au pied des aubes, à proximité immédiate de la jonction aube–moyeu. Cette concentration résulte de la superposition des efforts de flexion induits par les charges hydrauliques et des contraintes de liaison liées à l'encastrement structural. Quelle que soit l'épaisseur des aubes considérée, ces régions apparaissent comme les plus sollicitées mécaniquement et constituent les zones les plus sensibles aux phénomènes de fatigue et à l'initiation de fissures.



(a) e = 12,7mm;σ_{max}= 48,85x10^6 [Pa]

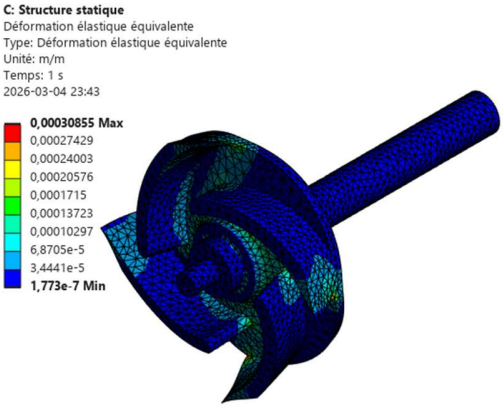


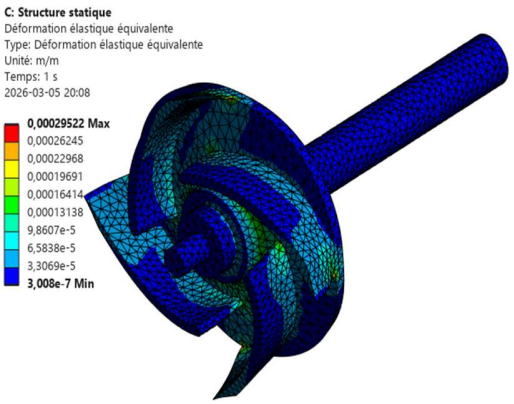
(b) e =7,62mm;σ_{max}= 46,41x10^6 [Pa]



(c) e =20,32 mm; σ_{max}= 45,25x10^6 [Pa]

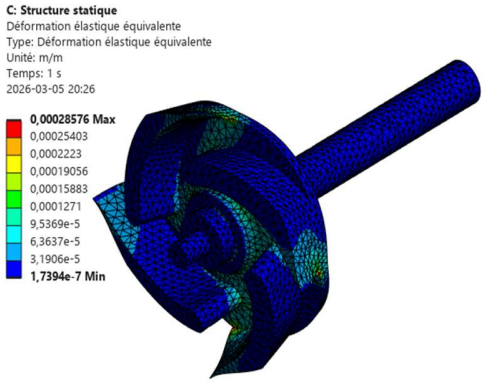
Figure 100 : Contours de contrainte de Von Mises pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'épaisseur des aubes e)





(a) e= 12,7 mm;ε_{max}= 30,85x10^{-5} [m/m]

(b) e =7,62 mm; ε_{max}=29,52x10^{-5} [m/m]



(c) e =20,32 mm;ε_{max}=28,57x10^{-5} [m/m]

Figure 101 : Contour de déformation pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de l'épaisseur des aubes e)

5.3.7 Influence de la variation de la largeur d'aube (b_2) (sans la volute)

Dans cette section, les résultats sont établis en considérant l'impulseur seul, sans prise en compte de la volute. L'augmentation de la largeur de sortie des aubes b_2 entraîne une hausse globale de la hauteur manométrique sur l'ensemble de la plage de fonctionnement, comme le montre la figure 102. Ce comportement s'explique par l'accroissement de la section d'écoulement à la sortie de l'impulseur, induisant une diminution de la vitesse méridionale. Cette réduction contribue à la limitation des pertes hydrauliques internes, en particulier celles liées aux gradients de vitesse élevés, et favorise une meilleure conversion de l'énergie cinétique en énergie de pression.

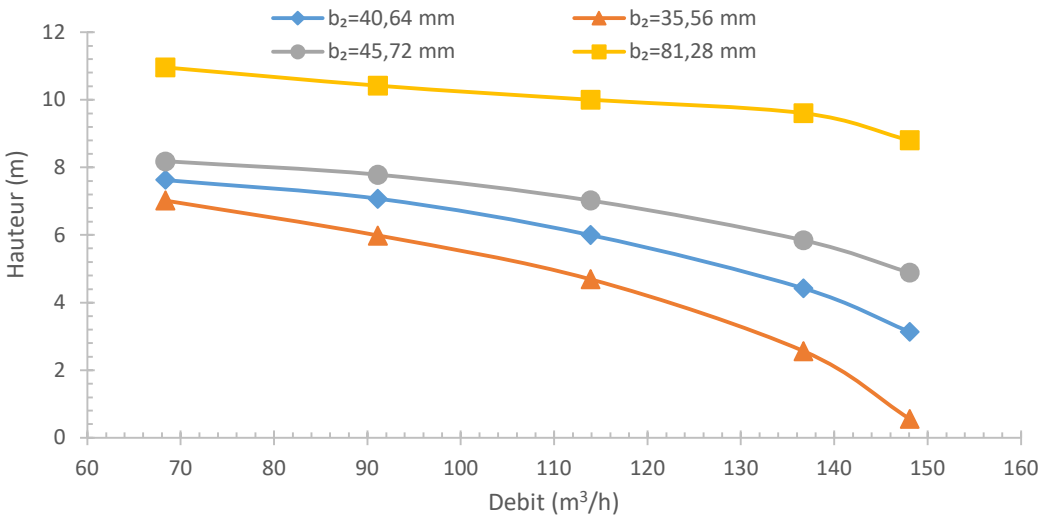


Figure 102 : Hauteur en fonction du débit (variation de la largeur des aubes b_2)

De plus, l'augmentation de la largeur de sortie des aubes $b_2$entraîne une légère diminution de la puissance absorbée à l'arbre, comme l'illustre la figure 103. La configuration associée à la largeur la plus élevée (b_2= 81,28 mm) présente ainsi les valeurs de puissance à l'arbre les plus faibles sur une grande partie de la plage de fonctionnement, traduisant une réduction des efforts énergétiques requis pour le transfert de l'énergie au fluide. Toutefois, à fort débit, cette largeur excessive peut conduire à une augmentation non linéaire de la puissance absorbée, conséquence d'un écoulement moins stable à la sortie de l'impulseur.

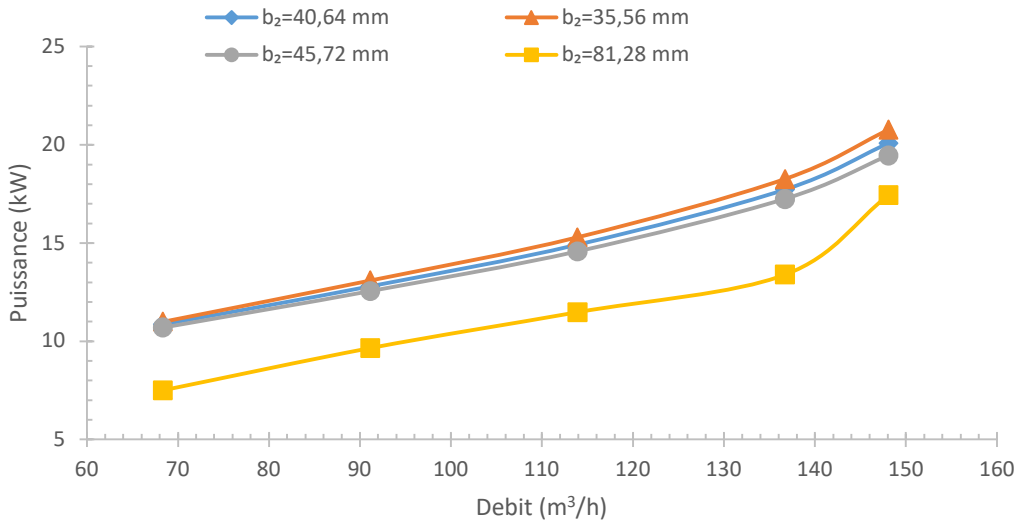


Figure 103 : Puissance en fonction du débit (variation de la largeur des aubes b_2)

Par ailleurs, les résultats de la figure 104 indiquent que l'augmentation de la largeur de sortie des aubes b_2 s'accompagne d'une hausse du rendement sur une large plage de débits. La configuration (b_2 =81,28 mm) se distingue par des niveaux de rendement supérieurs, reflétant une diminution des mécanismes dissipatifs internes et une transmission plus efficace de l'énergie au fluide. Néanmoins, aux débits élevés, cette largeur importante engendre une dégradation du rendement, traduisant un écoulement moins maîtrisé à la sortie de l'impulseur, marqué par des recirculations et une augmentation des pertes secondaires.

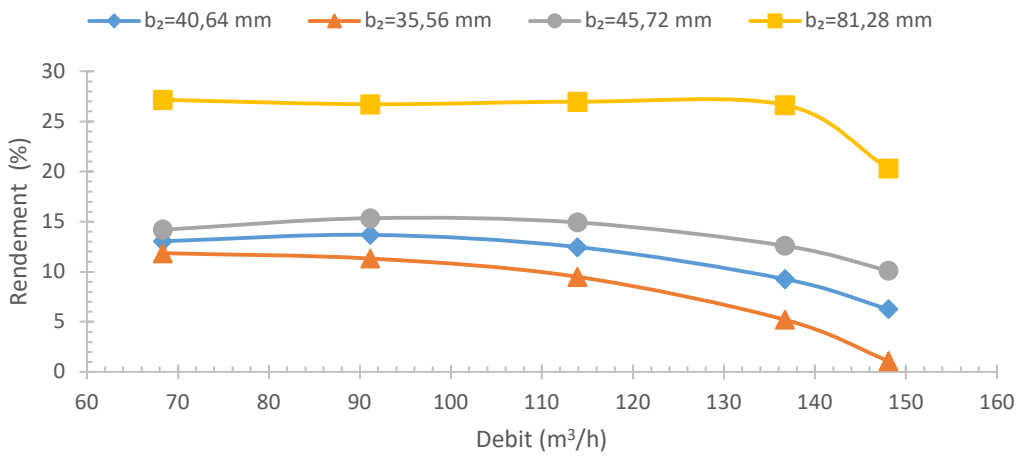
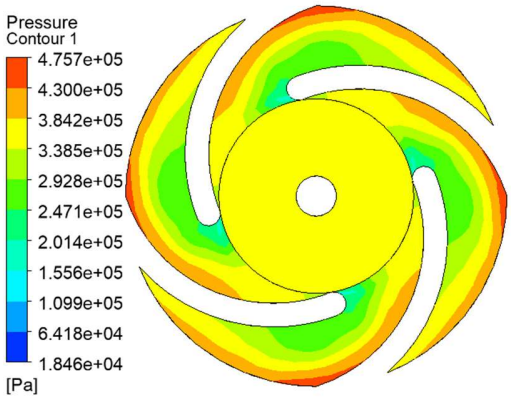
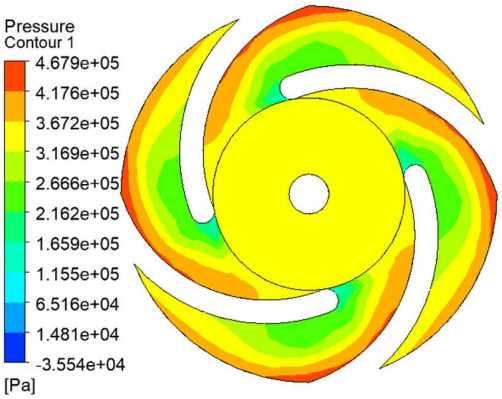


Figure 104 : Rendement en fonction du débit (variation de la largeur des aubes b_2)

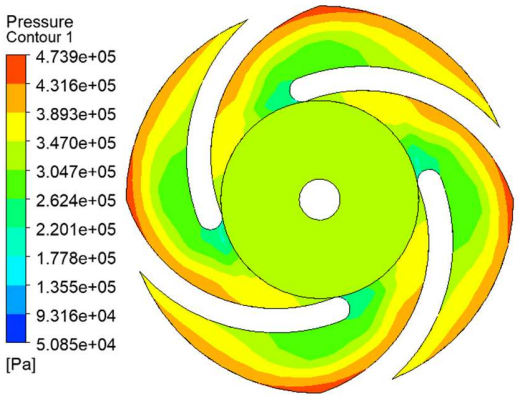
Dans le prolongement de l'analyse, l'augmentation de la largeur de sortie des aubes b_2 favorise le développement du gradient de pression et la réduction des vitesses moyennes en sortie (figures 105 et 106), ce qui améliore la conversion énergétique et les performances hydrauliques aux débits faibles et intermédiaires**.** En revanche, une largeur excessive altère la structuration de l'écoulement**,** intensifie les recirculations et les pertes secondaires**,** limitant ainsi les gains de rendement et de hauteur manométrique aux forts débits**.**



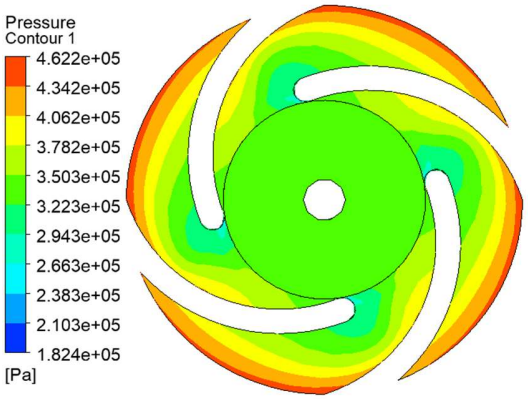
(a) b_2=40,64 mm; ΔP= 69174 [Pa]



(b) b_2=35,56 mm ; ΔP= 58522 [Pa]

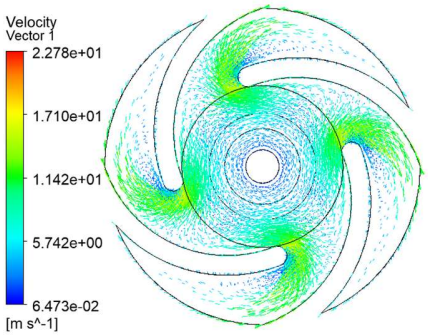


(c) b_2=45,72 mm; ΔP= 76116 [Pa]

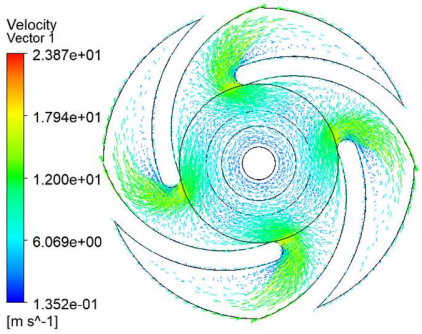


(d) b_2=81,28 mm; ΔP= 101890 [Pa]

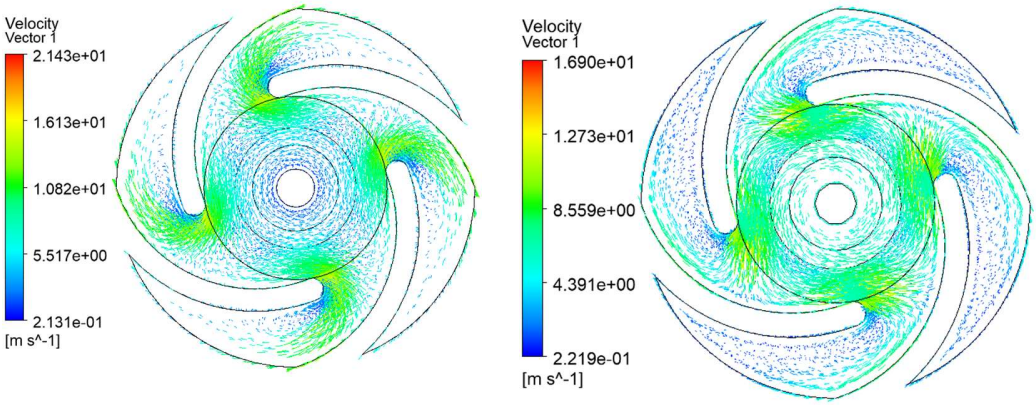
Figure 105 : Contours de pression statique pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de la largeur des aubes b_2)



(a) b_2=40,64 mm; V_{moy}= 6,90034 [m/s]



(b) b_2=35,56 mm; V_{moy}=7,63024 [m/s]



(c) b_2=45,72 mm; V_{moy}= 6,38525 [m/s]

(d) b_2=81,28 mm; V_{moy}= 2,77048 [m/s]

Figure 106 : Contour de vitesse moyenne pour un débit de 91,12 m³/h (variation de la largeur des aubes b_2)

De plus, les figures 107 et 108 mettent en évidence l'influence de la largeur de sortie des aubes b_2 sur les forces axiale et radiale exercées sur l'impulseur en fonction du débit. Cette tendance est observée sur l'ensemble de la plage de fonctionnement étudiée, notamment aux débits de 70 m³/h, 91,12 m³/h et 145 m³/h. Les courbes montrent que la force axiale augmente globalement avec le débit pour toutes les configurations, sous l'effet de l'accroissement des charges hydrauliques appliquées à l'impulseur. À faible débit (70 m³/h), les différences entre les configurations demeurent limitées, tandis qu'au voisinage du débit de référence de 91,12 m³/h, l'influence de la largeur des aubes devient plus marquée. À fort débit (145 m³/h), les forces axiales atteignent leurs niveaux les plus élevés. La largeur intermédiaire b_2 = 45,72 mm génère les forces axiales les plus importantes sur l'ensemble de la plage de fonctionnement, alors que la largeur maximale b_2 = 81,28 mm conduit à des valeurs légèrement plus faibles, traduisant un effet de redistribution des charges hydrauliques dans les canaux inter-aubes. En revanche, le comportement de la force radiale apparaît fortement dépendant de la largeur des aubes et du régime d'écoulement. La configuration b_2 = 40,64 mm présente les niveaux de force radiale les plus élevés, particulièrement autour des débits intermédiaires et à proximité du débit nominal, révélant une asymétrie plus marquée du champ de pression et un écoulement moins équilibré au sein de l'impulseur. À l'inverse, les configurations b_2 = 45,72 mm et b_2 = 81,28 mm maintiennent des niveaux de force radiale plus faibles et plus réguliers sur l'ensemble de la plage de fonctionnement.

Du point de vue de la fiabilité, les forces hydrodynamiques constituent une source importante de sollicitation des roulements et de l'arbre de transmission. Leur augmentation accroît les charges dynamiques supportées par les composants rotatifs, favorise les phénomènes vibratoires et peut accélérer leur usure. Les résultats

montrent également que le fonctionnement à fort débit (145 m³/h) demeure le plus contraignant du point de vue des forces axiales, alors que les débits intermédiaires autour de 91,12 m³/h sont particulièrement sensibles à l'apparition de forces radiales élevées pour certaines configurations. Les largeurs d'aubes associées à des forces radiales importantes, notamment b_2 = 40,64 mm, sont susceptibles de provoquer un déséquilibre accru de l'ensemble tournant, favorisant l'apparition de vibrations, l'usure prématurée des roulements et l'accumulation de dommages en fatigue. À l'inverse, les configurations b_2 = 45,72 mm et b_2 = 81,28 mm présentent des forces radiales plus faibles et plus stables, ce qui contribue à améliorer la stabilité dynamique de la pompe, à réduire les risques de défaillance des composants rotatifs et à accroître la fiabilité opérationnelle de l'équipement.

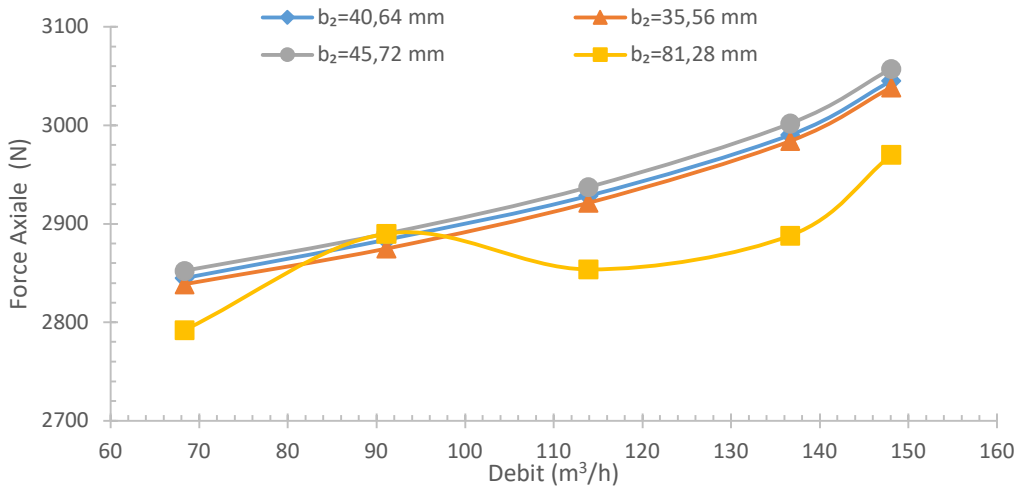


Figure 107 : Force Axiale en fonction du débit (variation de la largeur des aubes b_2)

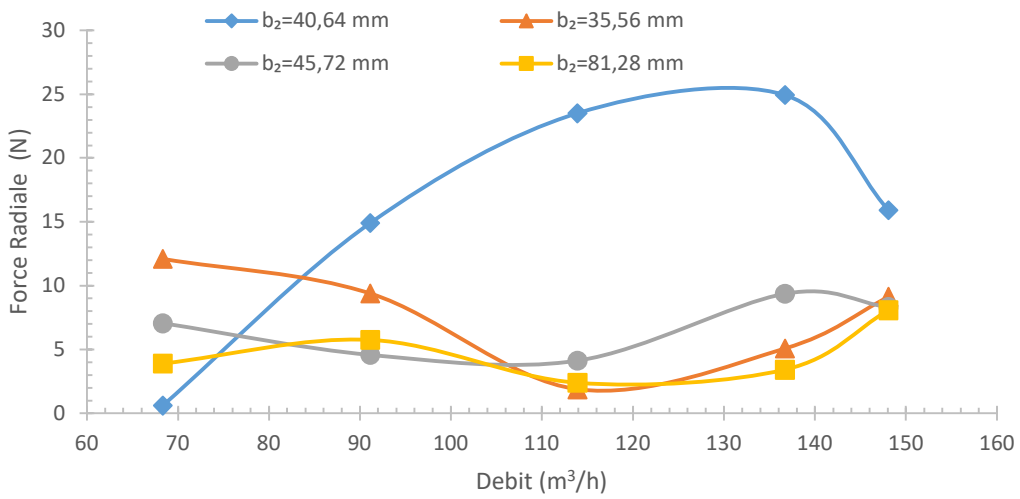


Figure 108 : Force Radiale en fonction du débit (variation de la largeur des aubes b_2)

Par ailleurs, les figures 109 et 110 présentent l'évolution des contraintes de Von Mises et des déformations maximales de l'impulseur en fonction du débit pour différentes largeurs de sortie des aubes b_2. Les résultats montrent que les contraintes et les déformations augmentent globalement avec le débit pour l'ensemble des configurations étudiées, contrairement aux tendances observées pour les autres paramètres géométriques. Cette évolution est observée sur toute la plage de fonctionnement, notamment aux débits de 70 m³/h, 91,12 m³/h et 145 m³/h. À faible débit (70 m³/h), les niveaux de contraintes et de déformations demeurent relativement modérés pour toutes les largeurs étudiées. Au voisinage du débit de référence de 91,12 m³/h, les écarts entre les configurations deviennent plus marqués, traduisant l'influence croissante de la largeur des aubes sur la répartition des charges hydrauliques. À fort débit (145 m³/h), les contraintes et les déformations atteignent leurs valeurs maximales. L'augmentation de la largeur de sortie des aubes accroît progressivement les sollicitations structurelles de l'impulseur. En particulier, la configuration b_2 = 81,28 mm présente les contraintes de Von Mises et les déformations les plus élevées sur l'ensemble de la plage de fonctionnement. Cette tendance s'explique par une surface de passage plus importante qui favorise le transfert d'énergie au fluide, mais qui engendre également des efforts hydrodynamiques plus élevés et une augmentation des moments de flexion appliqués aux aubes. À l'inverse, la configuration b_2 = 45,72 mm présente les plus faibles niveaux de contraintes et de déformations, traduisant une meilleure répartition des charges mécaniques au sein de la structure.

Les contraintes de Von Mises et les déformations constituent des indicateurs importants de la fiabilité structurelle et de la résistance à la fatigue de l'impulseur. Leur augmentation accroît les risques d'accumulation de dommages sous chargements

cycliques et peut favoriser l'amorçage de fissures dans les zones les plus sollicitées. Les résultats montrent également que le fonctionnement à fort débit (145 m³/h) représente la condition la plus critique du point de vue structurel, tandis que le fonctionnement autour du débit de référence de 91,12 m³/h offre un meilleur compromis entre performances hydrauliques et sollicitations mécaniques. Bien que la configuration b_2 = 81,28 mm permette d'obtenir de bonnes performances hydrauliques, elle présente les niveaux de contraintes et de déformations les plus élevés, ce qui peut réduire la durée de vie en fatigue de l'impulseur lors d'un fonctionnement prolongé. À l'inverse, la configuration b_2 = 45,72 mm combine les plus faibles sollicitations mécaniques avec de bonnes performances hydrauliques, ce qui favorise une meilleure tenue structurelle et une fiabilité accrue de la pompe à long terme.

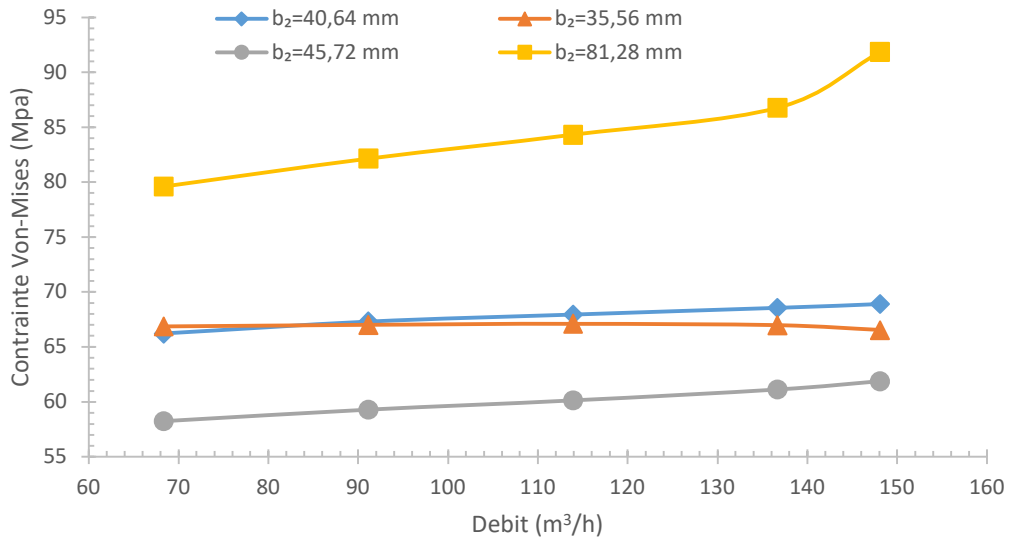


Figure 109 : Contrainte de Von Mises en fonction du débit (variation de la largeur des aubes b_2)

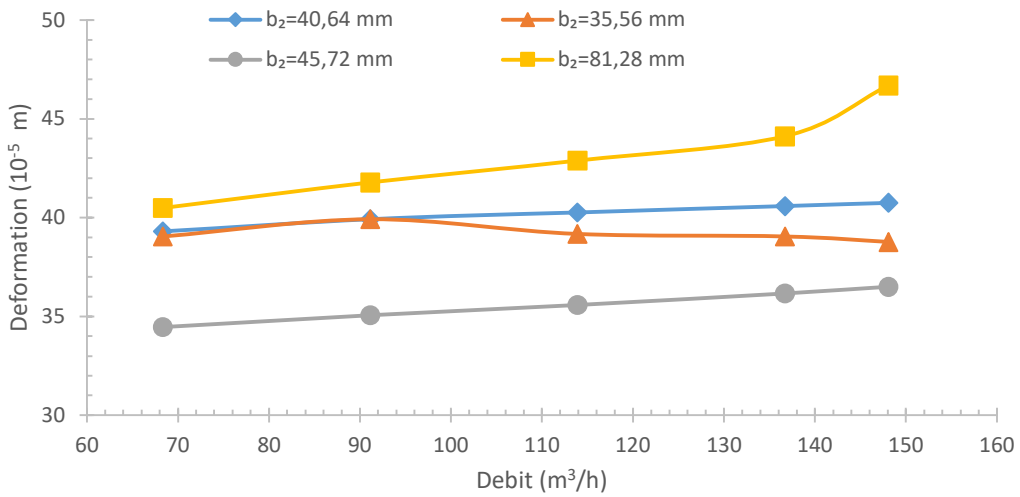
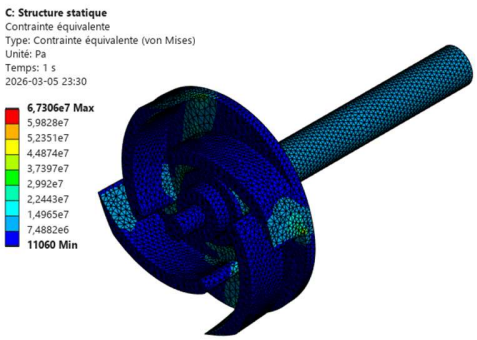
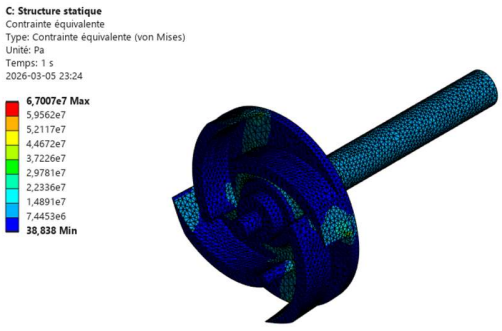


Figure 110 : Déformation en fonction du débit (variation de la largeur des aubes b_2)

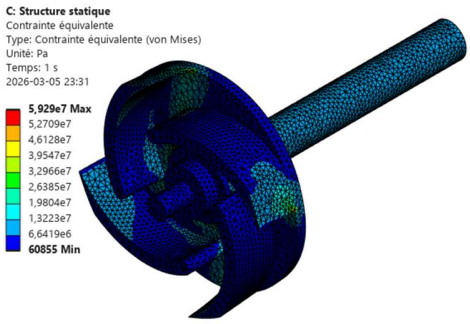
Finalement, les contours de contraintes de Von Mises et de déformations présentés aux figures 111 et 112, pour un débit de $Q = 91{,}12\ m^3/h$, mettent en évidence des zones critiques de sollicitation mécanique localisées principalement au pied des aubes, au niveau de la jonction aube–moyeu, ainsi qu'à proximité du raccordement avec le disque de l'impulseur. Ces régions correspondent aux zones d'encastrement structural, où se concentrent les efforts hydrodynamiques combinés de flexion et de traction.



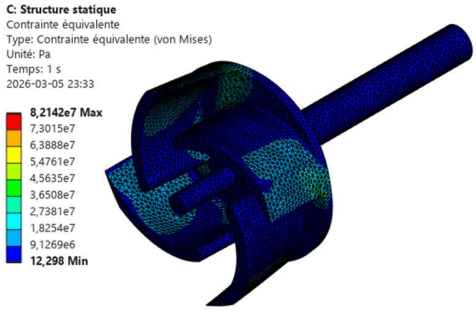
(a) b_2=40,64 mm; σ_{max}= 67,31x10^6 [Pa]



(b) b_2=35,56 mm ; σ_{max}= 67,01x10^6 [Pa]

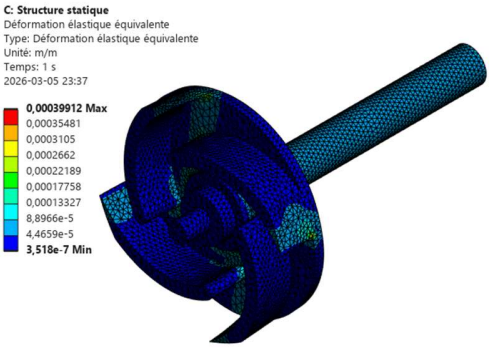


(c) b_2=45,72 mm; σ_{max}= 59,29x10^6 [Pa]

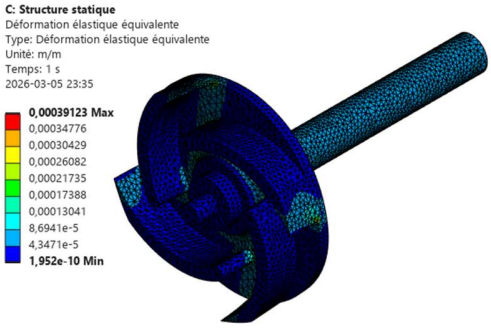


(d) b_2=81,28 mm ; σ_{max}= 82,14x10^6 [Pa]

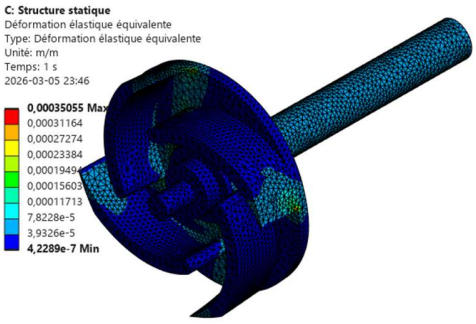
Figure 111 : Contour de contrainte de Von Mises pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de la largeur des aubes b_2)



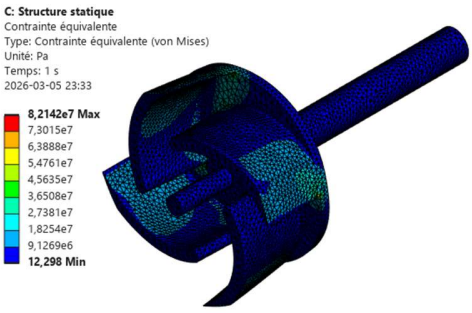
(a) b_2=40,64 mm;ε_{max}= 39,91x10^{-5} [m/m]



(b) b_2=35,56 mm; ε_{max}= 39,12x10^{-5} [m/m]



(c) b_2=45,72 mm; ε_{max}= 35,05x10^{-5} [m/m]



(d) b_2=81,28 mm; ε_{max}= 82,14x10^{-5} [m/m]

Figure 112 : Contour de déformation pour un débit de 91,12 m^3/h (variation de la largeur des aubes b_2)

5.3.8 Réponse harmonique en termes d'amplitudes de déformation

La figure 113 présente l'évolution de l'amplitude de déformation en fonction de la fréquence pour différents débits. Un pic de résonance prononcé est observé autour de la fréquence de 1625 Hz, correspondant à une fréquence propre de la structure pour laquelle la réponse vibratoire atteint son maximum. Cette fréquence demeure pratiquement inchangée quel que soit le débit, ce qui indique que les caractéristiques dynamiques globales de l'impulseur restent peu influencées par les variations de débit dans la plage étudiée. En revanche, l'amplitude maximale varie sensiblement avec le débit. À faible débit, autour de 70 m³/h (68,34 m³/h), l'amplitude atteint sa valeur la plus élevée, de l'ordre de 3×10^{-5} m, traduisant une plus forte sensibilité de la structure aux sollicitations vibratoires. Au voisinage du débit de référence de 91,12 m³/h, l'amplitude de résonance diminue légèrement, ce qui témoigne d'un meilleur équilibre entre les sollicitations hydrauliques et la réponse dynamique de l'impulseur. À fort débit, autour de 145 m³/h (148,08 m³/h), l'amplitude atteint sa valeur minimale, voisine de $2{,}1 \times 10^{-5}$ m. Cette diminution progressive des amplitudes avec l'augmentation du débit s'explique par une meilleure répartition des charges hydrauliques et une réduction relative des fluctuations de pression agissant sur la structure. En dehors de la zone de résonance, les amplitudes restent faibles, de l'ordre de 10^{-6} m, indiquant un comportement globalement stable de la structure sur l'ensemble de la plage de fonctionnement.

Du point de vue de la fiabilité, les amplitudes vibratoires observées à la résonance constituent un indicateur important des sollicitations dynamiques subies par les composants critiques de la pompe. Les niveaux les plus élevés observés à faible débit, autour de 70 m³/h, peuvent favoriser l'apparition de phénomènes de fatigue vibratoire au niveau des aubes, des roulements, des garnitures mécaniques et des zones de concentration de contraintes. À l'inverse, les faibles amplitudes enregistrées à fort débit, autour de 145 m³/h, traduisent une meilleure stabilité dynamique de l'ensemble tournant. Toutefois, le fonctionnement à proximité du débit de référence de 91,12 m³/h demeure le compromis le plus favorable, puisqu'il permet de maintenir des amplitudes vibratoires modérées tout en assurant simultanément de bonnes performances hydrauliques, une stabilité mécanique satisfaisante et une réduction des risques de défaillance à long terme.

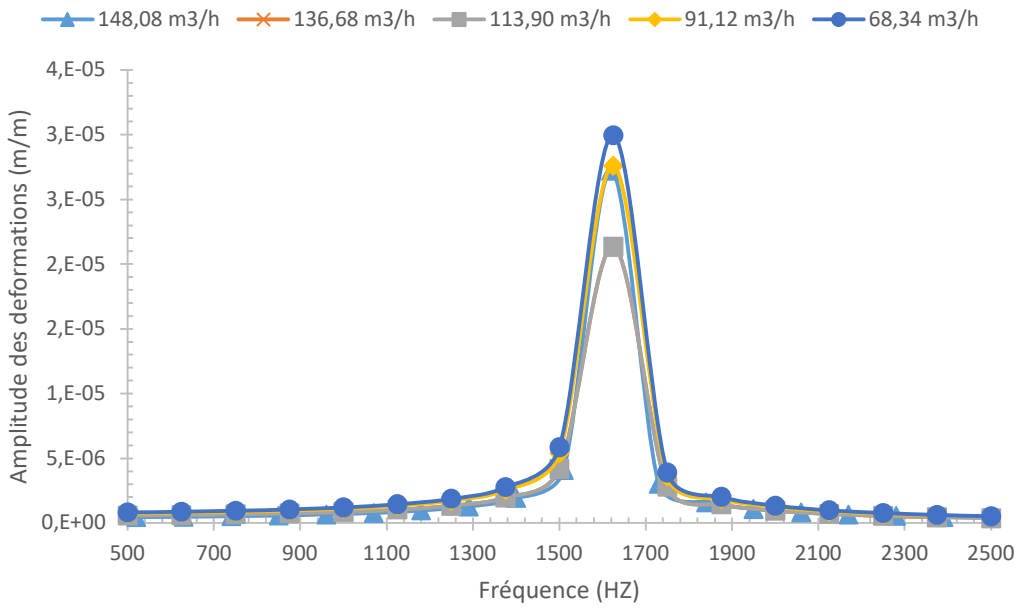


Figure 113 : Amplitude des déformations en fonction de la fréquence pour différents débits.

5.3.9 Réponse harmonique en termes d'amplitudes de contraintes

La figure 114 montre l'évolution de l'amplitude des contraintes équivalentes en fonction de la fréquence pour différents débits. Un pic marqué apparaît autour de 1625 Hz, correspondant à une fréquence propre de la structure pour laquelle la réponse dynamique atteint son maximum. Cette fréquence de résonance demeure pratiquement inchangée quelle que soit la condition de fonctionnement, ce qui indique que les caractéristiques dynamiques globales de l'impulseur sont peu affectées par les variations de débit. En revanche, l'amplitude maximale des contraintes varie sensiblement avec le débit. À faible débit, autour de 70 m³/h (68,34 m³/h), l'amplitude atteint sa valeur la plus élevée, de l'ordre de 8 × 10⁶ Pa, traduisant une plus forte sollicitation dynamique de la structure. Au voisinage du débit de référence de 91,12 m³/h, l'amplitude diminue légèrement, indiquant une meilleure stabilité vibratoire et un équilibre plus favorable entre les excitations hydrauliques et la réponse mécanique de l'impulseur. À fort débit, autour de 145 m³/h (148,08 m³/h), l'amplitude atteint sa valeur minimale, voisine de 5,8 × 10⁶ Pa. Cette diminution progressive des amplitudes avec l'augmentation du débit est cohérente avec les résultats obtenus pour les déformations et s'explique par une meilleure répartition des charges hydrauliques ainsi qu'une réduction relative des fluctuations de pression appliquées à la structure. En dehors de la zone de résonance, les amplitudes de contraintes demeurent faibles sur l'ensemble du domaine fréquentiel étudié.

Du point de vue de la fiabilité, les amplitudes de contraintes observées à la résonance constituent un indicateur important du risque d'endommagement en fatigue des composants critiques de la pompe. Les niveaux les plus élevés observés à faible débit, autour de 70 m³/h, favorisent l'accumulation de dommages cycliques au niveau des aubes, de l'arbre et des zones de concentration de contraintes, augmentant ainsi le risque d'amorçage de fissures à long terme. À l'inverse, les amplitudes plus faibles enregistrées à fort débit, autour de 145 m³/h, traduisent une meilleure stabilité dynamique de la structure. Toutefois, le fonctionnement autour du débit de référence de 91,12 m³/h demeure le compromis le plus favorable, puisqu'il permet de maintenir des amplitudes de contraintes modérées tout en conservant de bonnes performances hydrauliques et une stabilité mécanique satisfaisante. Bien que les contraintes maximales observées à la résonance restent largement inférieures à la limite d'élasticité de l'acier S235 (250 MPa), un suivi vibratoire régulier demeure recommandé afin de prévenir toute dégradation progressive liée à la fatigue mécanique lors d'une exploitation prolongée.

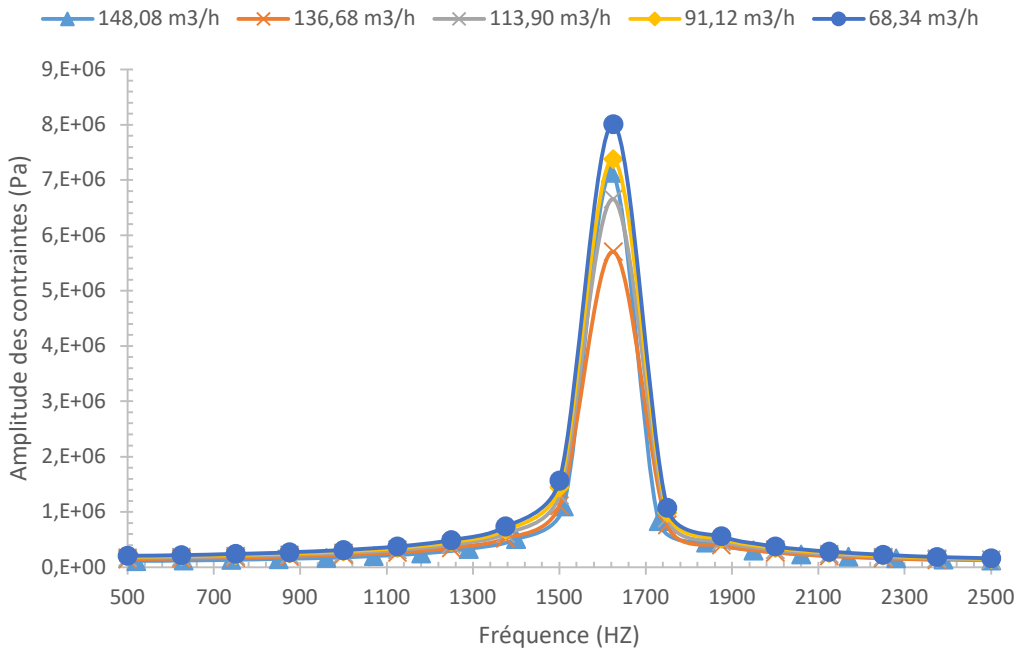


Figure 114 : Amplitude des contraintes équivalentes en fonction de la fréquence pour différents débits.

5.3.10 Influence du fluide chargé sur la réponse harmonique en déformation et en contrainte.

L'introduction d'un fluide chargé (C_v = 30 %) modifie sensiblement la réponse harmonique du système (figures 115 et 116). Les résultats montrent que les

amplitudes de déformation et de contrainte restent dominées par un pic de résonance situé autour de 1600 Hz, dont la position demeure globalement inchangée quelle que soit la condition de fonctionnement, traduisant une faible influence du fluide sur les propriétés dynamiques globales de l'ensemble. En revanche, une atténuation des amplitudes est observée pour tous les débits étudiés par rapport au cas de l'eau claire, en raison des effets dissipatifs induits par la présence des particules solides. À faible débit, autour de 70 m³/h (68,34 m³/h), les amplitudes de déformation et de contrainte atteignent leurs valeurs maximales, ce qui traduit une plus forte sensibilité de la structure aux sollicitations vibratoires. Au voisinage du débit de référence de 91,12 m³/h, les amplitudes diminuent légèrement, indiquant un meilleur équilibre entre les excitations hydrauliques et la réponse dynamique de l'impulseur. À fort débit, autour de 145 m³/h (148,08 m³/h), les amplitudes atteignent leurs valeurs les plus faibles, avec des maximas d'environ $2{,}2 \times 10^{-5}$ m pour la déformation et $5{,}5 \times 10^{6}$ Pa pour la contrainte. Cette réduction progressive des amplitudes avec l'augmentation du débit s'explique par une meilleure répartition des charges hydrauliques ainsi que par l'effet amortissant apporté par les particules solides. Ainsi, bien que le fluide chargé contribue à limiter la réponse vibratoire globale du système, les fréquences de résonance demeurent inchangées et restent des zones critiques de fonctionnement.

Du point de vue de la fiabilité, les amplitudes de déformation et de contrainte observées à la résonance constituent des indicateurs importants des sollicitations dynamiques appliquées aux composants de la pompe. Les niveaux les plus élevés observés à faible débit, autour de 70 m³/h, sont les plus susceptibles d'accélérer l'accumulation des dommages en fatigue au niveau des aubes, de l'arbre, des roulements et des zones de concentration de contraintes. À l'inverse, les faibles amplitudes enregistrées à fort débit, autour de 145 m³/h, traduisent une meilleure stabilité dynamique de l'ensemble tournant. Toutefois, le fonctionnement autour du débit de référence de 91,12 m³/h demeure le compromis le plus favorable puisqu'il permet de maintenir des amplitudes vibratoires modérées tout en conservant de bonnes performances hydrauliques. Malgré les pics observés à la résonance, les amplitudes de contraintes restent largement inférieures à la limite d'élasticité de l'acier S235 (250×10^{6} Pa), indiquant que la structure fonctionne dans le domaine élastique sans risque immédiat de plastification. Néanmoins, les sollicitations répétées à proximité de cette fréquence peuvent accélérer l'endommagement par fatigue, ce qui justifie un suivi vibratoire régulier afin de prévenir toute dégradation progressive et de préserver la durabilité des composants.

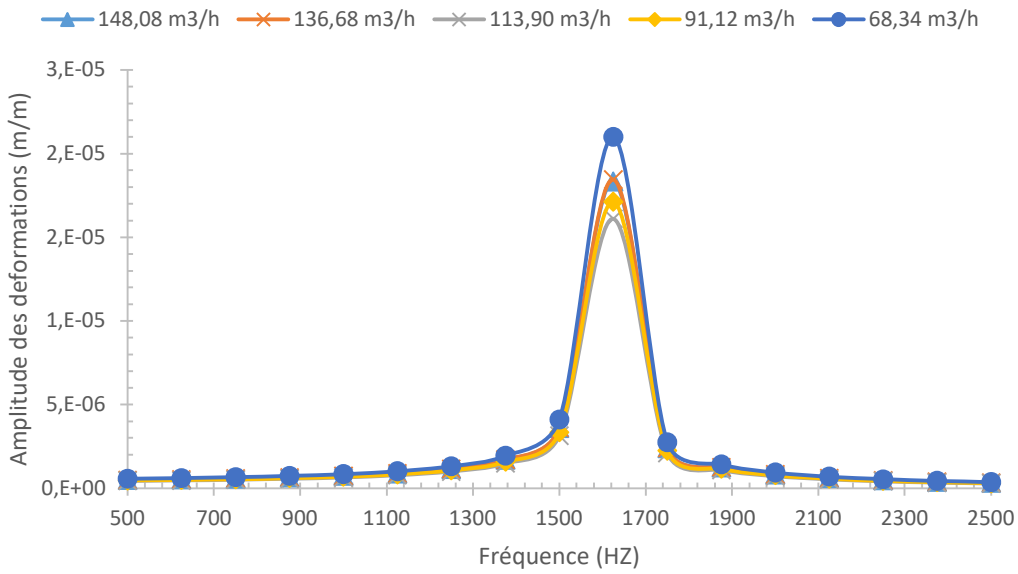


Figure 115 : Amplitude des déformations en fonction de la fréquence pour différents débits (fluide chargé pour C_v=30 %)

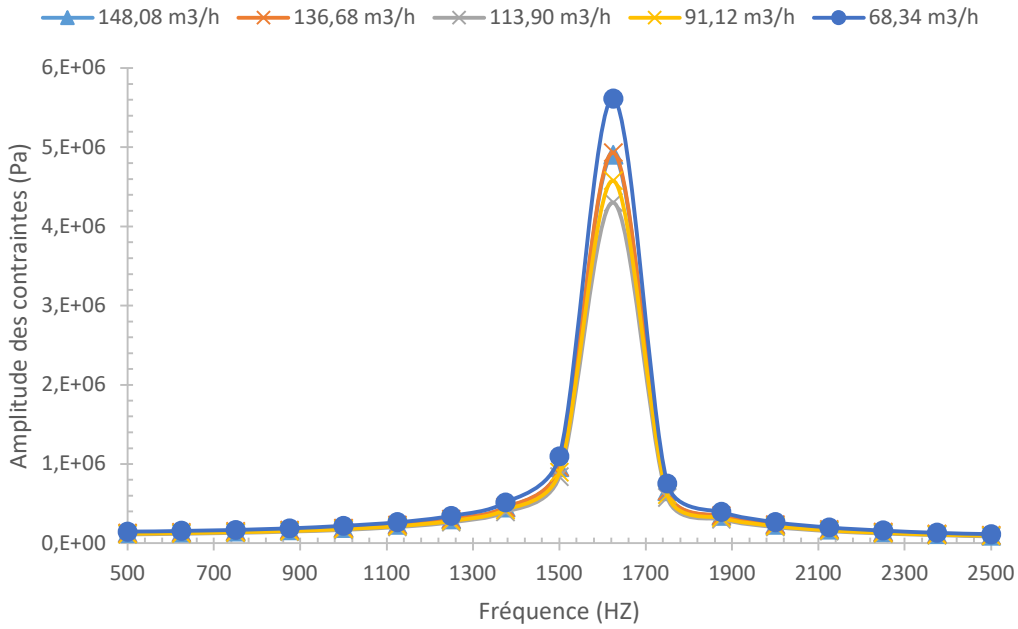


Figure 116 : Amplitude des contraintes équivalentes en fonction de la fréquence pour différents débits (fluide chargé pour C_v=30 %)

CHAPITRE 6: VALIDATION DES RESULTATS

La comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques montre que la hauteur manométrique présente une très bonne concordance (Figure 117 et 118), avec des écarts faibles compris entre 0 % et 5 %, ce qui confirme la capacité du modèle numérique à reproduire correctement le transfert d'énergie hydraulique dans la pompe. En revanche, des écarts plus importants sont observés pour la puissance (Figures 119 et 120) et le rendement (Figures 121 et 122), avec des valeurs variantes respectivement entre 27 % et 36 % pour la puissance et 22 % et 47 % pour le rendement. Ces différences s'expliquent principalement par la sensibilité de ces grandeurs aux pertes hydrauliques, mécaniques et volumétriques, qui sont difficilement représentées avec précision dans la simulation numérique, ainsi que par les hypothèses associées aux modèles de turbulence et aux simplifications de la modélisation. Par ailleurs, l'écart peut également être lié à la complexité géométrique de la volute de la pompe du constructeur utilisée pour générer la courbe expérimentale, dont les dimensions et la forme exacte ne sont pas entièrement connues. L'approche de conception adoptée dans cette étude repose sur des relations de dimensionnement hydraulique, ce qui ne permet pas d'obtenir une géométrie parfaitement identique à celle de la pompe originale. Ainsi, malgré les écarts observés pour la puissance et le rendement, la bonne concordance obtenue pour la hauteur manométrique indique que la conception hydraulique de la pompe peut être considérée comme globalement validée, tandis que la prédiction des pertes énergétiques demeure partiellement validée.

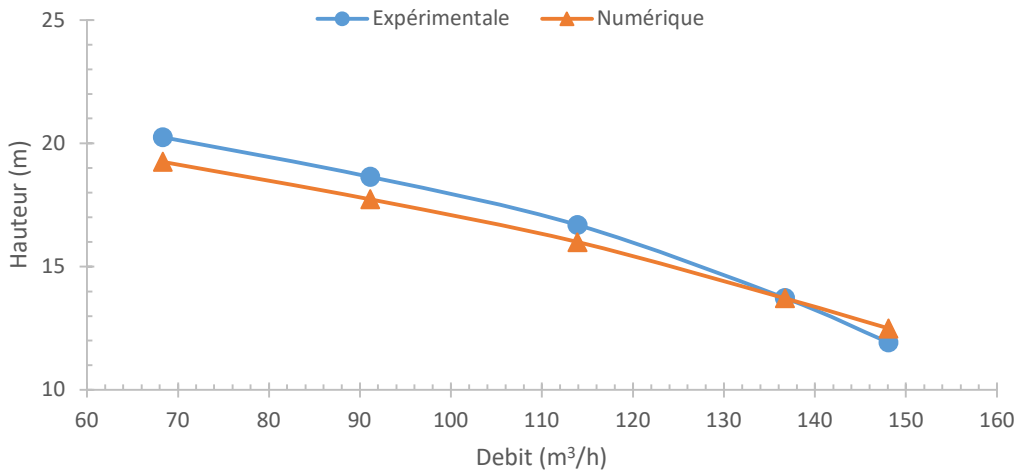


Figure 117 : Hauteur manométrique en fonction débit

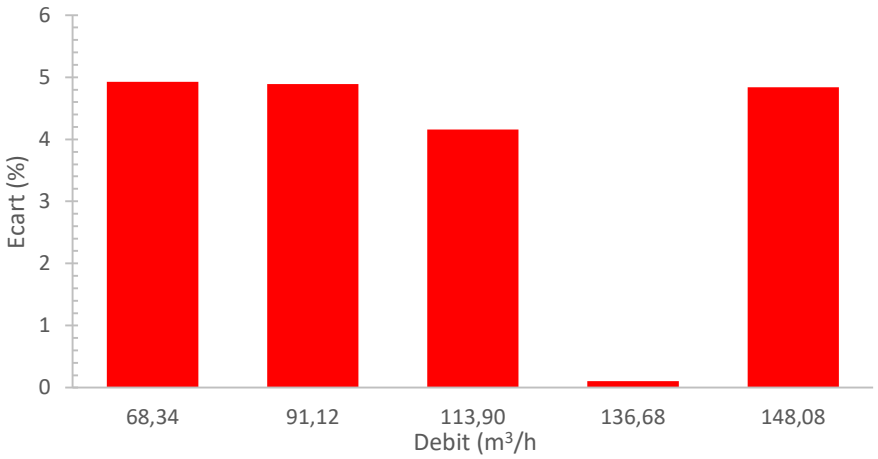


Figure 118 : Écarts relatifs de la hauteur en fonction des débits

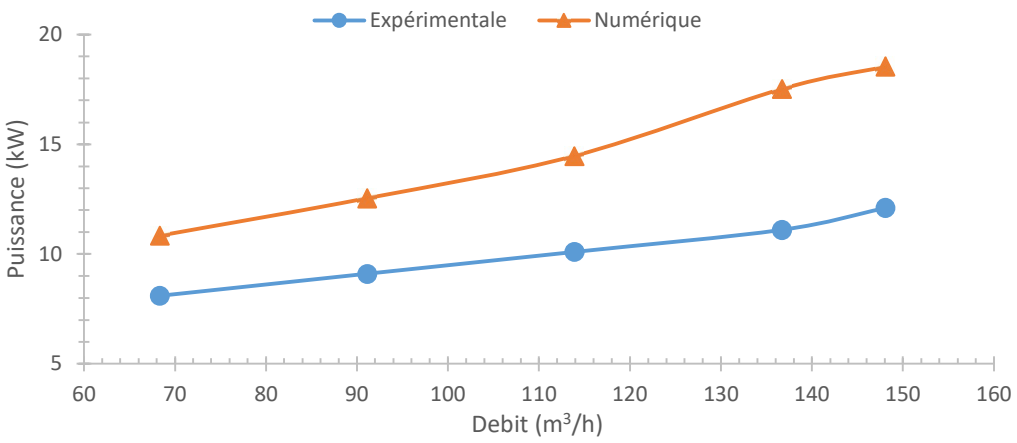


Figure 119 : Puissance en fonction du Débit

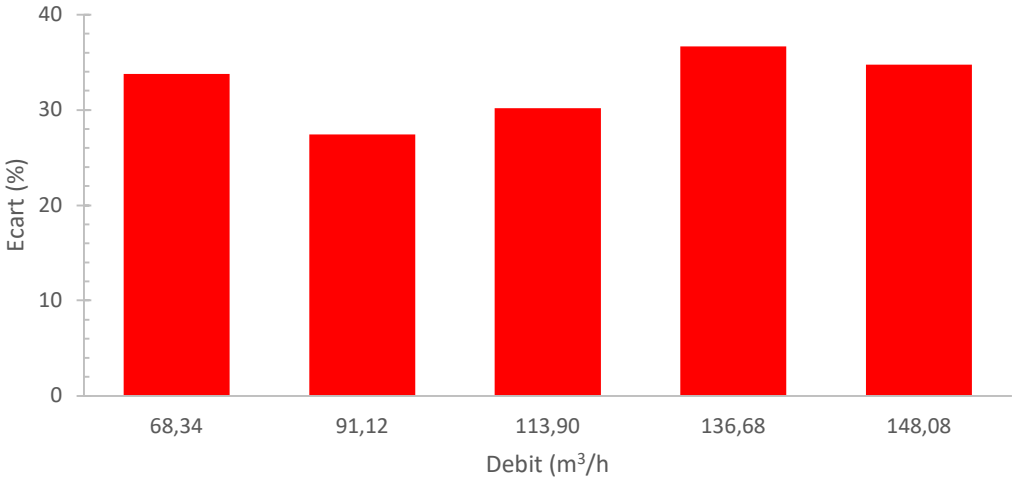


Figure 120 : Écarts relatifs de la puissance en fonction du débit

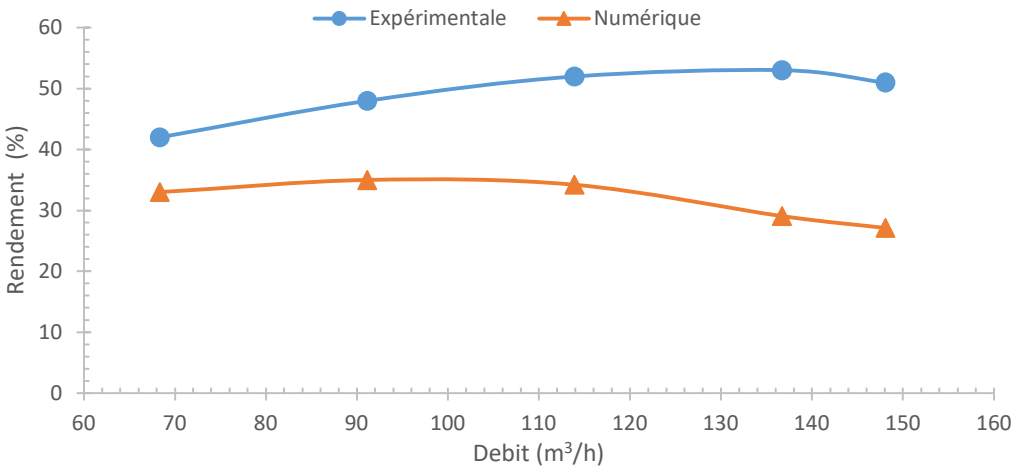


Figure 121 : Rendement en fonction du débit

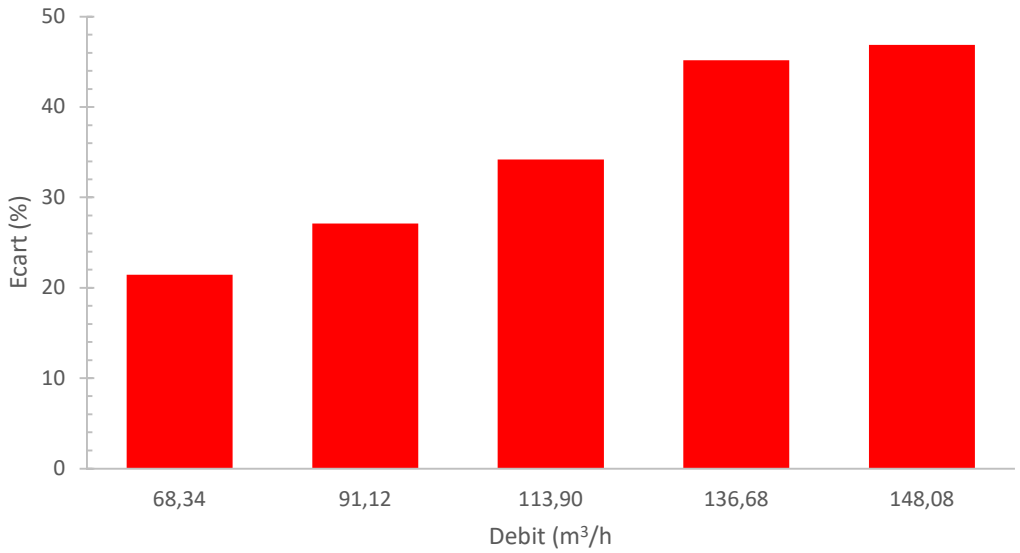


Figure 122 : Écarts relatifs du rendement en fonction des débits

La validation structurelle de la pompe a été réalisée en comparant les résultats obtenus par l'approche analytique classique et ceux issus de la simulation numérique pour les forces axiales, les forces radiales et les contraintes équivalentes de Von-Mises. Les résultats présentés aux Figures 123 à 128 montrent une très bonne concordance entre les deux approches. En effet, les forces axiales (Figures 123 et 124) présentent des écarts relativement faibles compris entre 3 % et 5 %, tandis que les forces radiales (Figures 125 et 126) montrent des écarts similaires variant approximativement entre 3 % et 4,7 %. De même, la comparaison des contraintes de Von-Mises (Figures 127 et 128) révèle des écarts du même ordre de grandeur, compris entre 3,6 % et 5 %. Ces faibles différences peuvent être attribuées aux simplifications introduites dans les modèles analytiques, aux hypothèses associées aux conditions de chargement et aux approximations liées à la discrétisation numérique dans l'analyse par éléments finis. Malgré ces légères différences, la bonne concordance observée pour l'ensemble des grandeurs mécaniques étudiées confirme la validité de l'approche de dimensionnement structurel adoptée et indique que la conception mécanique de la pompe peut être considérée comme structurellement validée, les contraintes calculées restant dans des limites cohérentes entre les deux méthodes d'analyse.

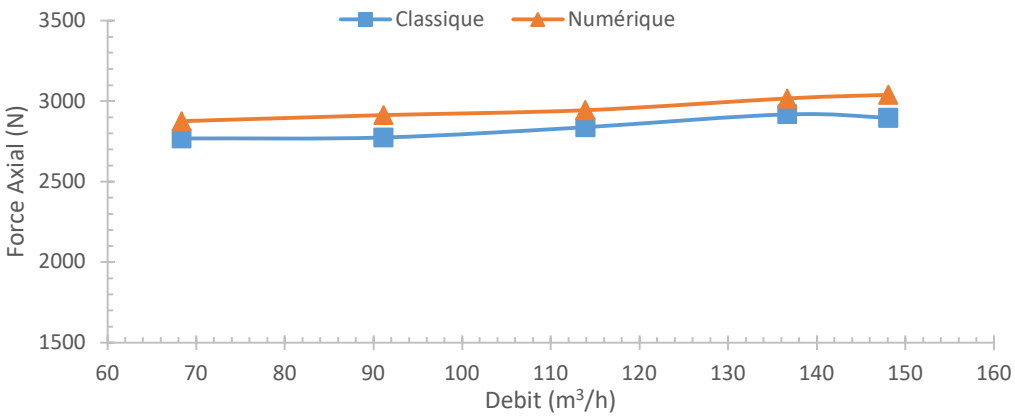


Figure 123 : Forces axiales en fonction du débit

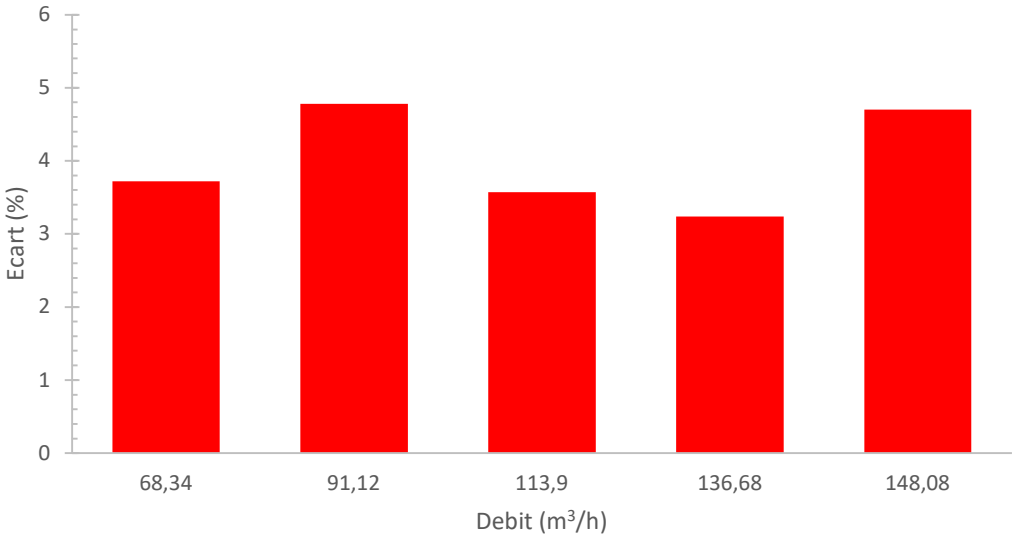


Figure 124 : Écarts relatifs des forces axiales en fonction des débits

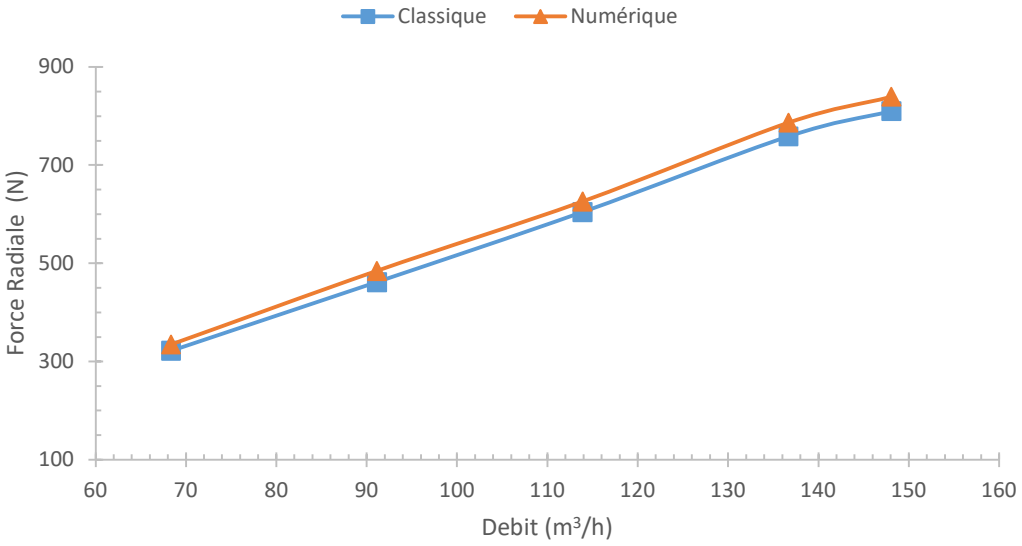


Figure 125 : Force radiale en fonction du débit

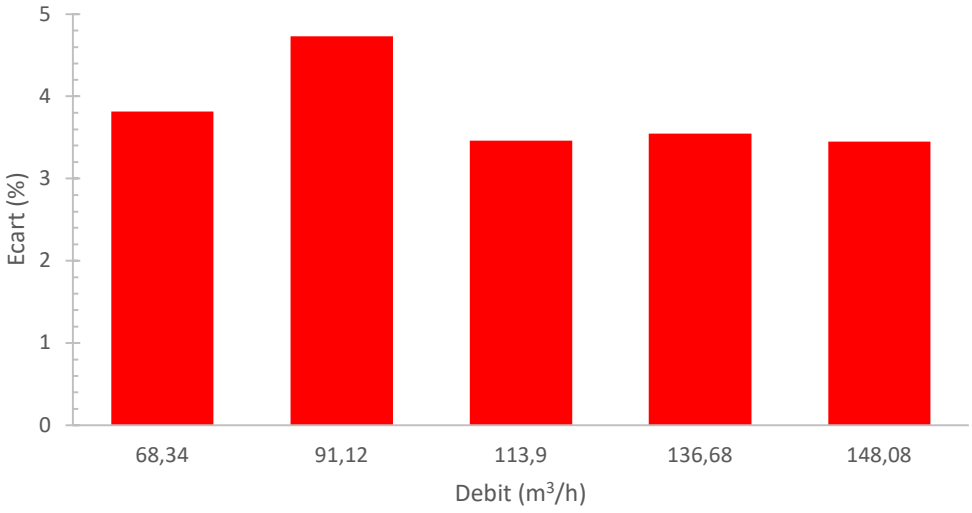


Figure 126 : Écarts relatifs des forces radiales en fonction des débits

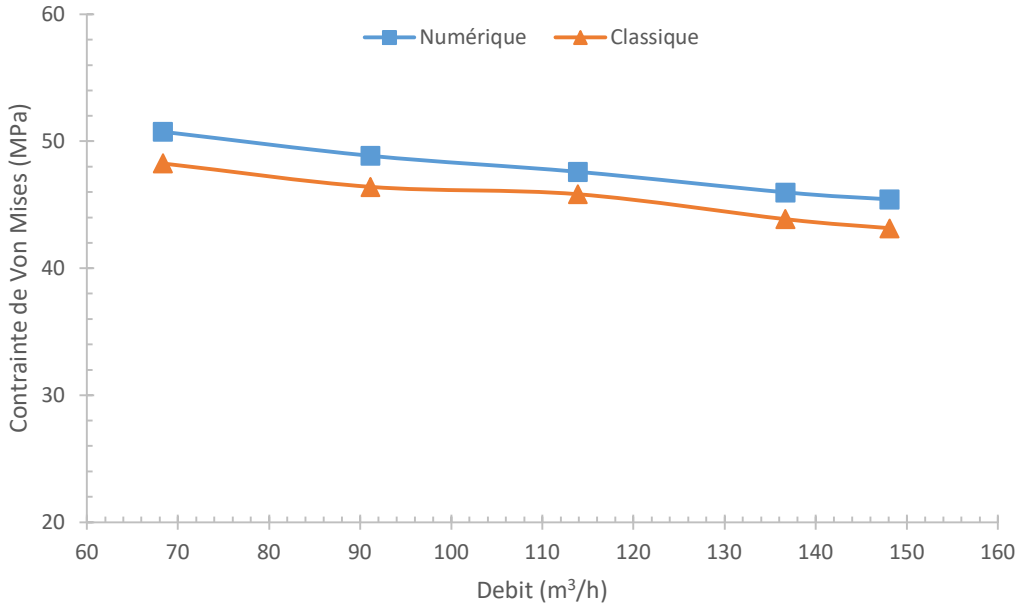


Figure 127 : Contrainte de Von Mises en fonction du débit

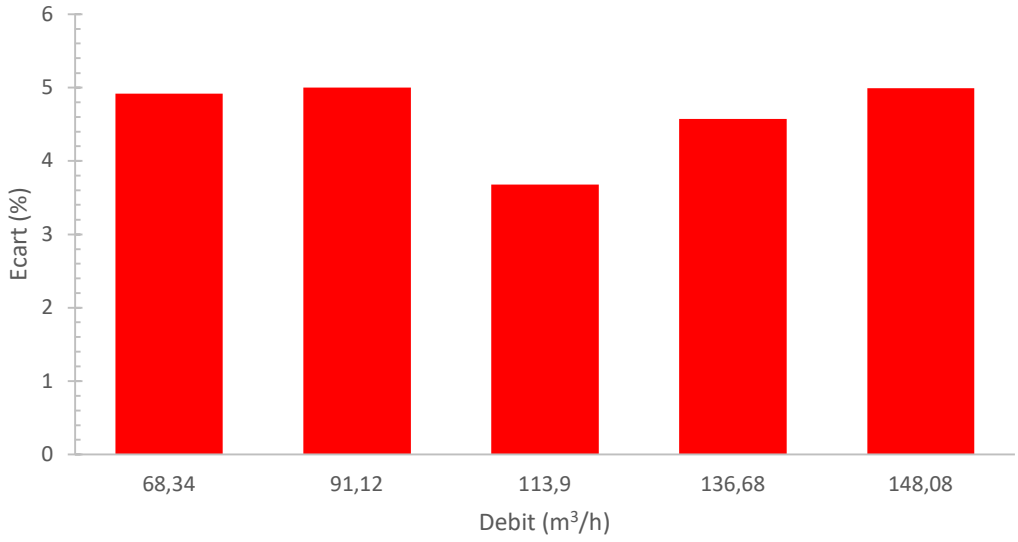


Figure 128 : Écarts relatifs des Contraintes de Von Mises

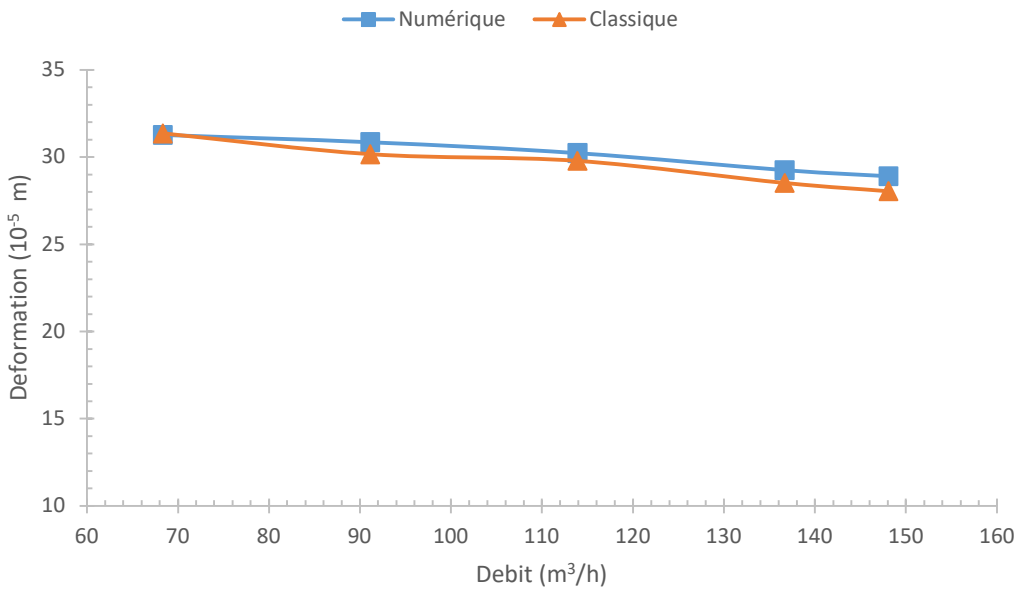


Figure 129 : Déformations en fonction du débit

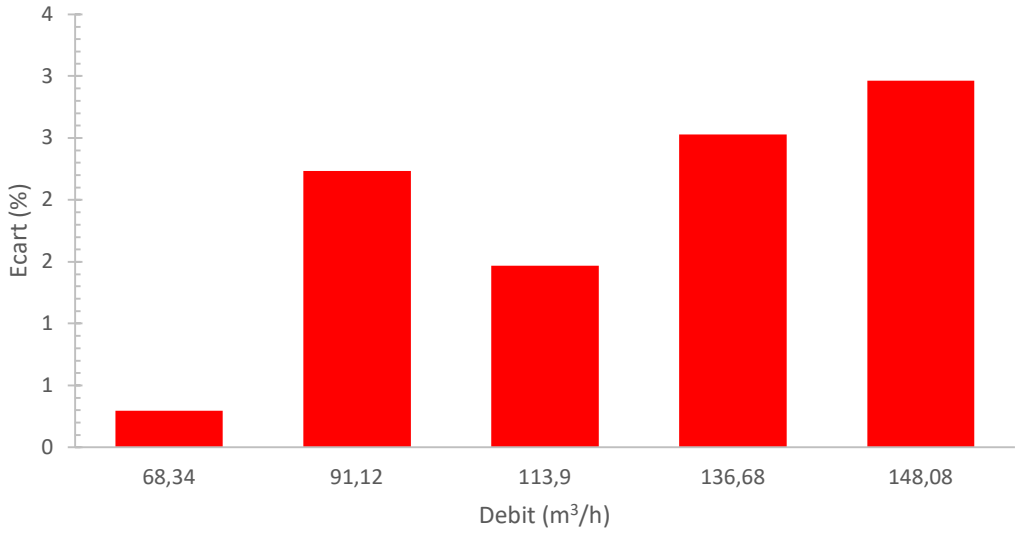


Figure 130 : Écarts relatifs des déformations

La validation des fréquences propres a été effectuée en comparant les résultats issus de l'analyse modale aux fréquences d'excitation générées par le fonctionnement de la pompe, en particulier la fréquence de passage des aubes (fpa) et ses harmoniques (figures 131). Les résultats obtenus mettent en évidence une bonne concordance entre les fréquences naturelles et les fréquences d'excitation correspondantes pour l'ensemble des modes étudiés. Les écarts relatifs observés (figure 132) varient entre 0,1 % et 3,7 %, valeurs nettement inférieures au seuil de 5 % généralement admis pour une validation fréquentielle satisfaisante. Les modes 4, 5 et 6 présentent les plus faibles écarts, inférieurs à 1 %, traduisant une très forte proximité entre les fréquences propres et les harmoniques associées de la fpa. Cette concordance confirme la capacité du modèle numérique à reproduire fidèlement le comportement dynamique de la structure. Elle indique également que les caractéristiques mécaniques et géométriques de l'impulseur sont correctement prises en compte dans la modélisation.

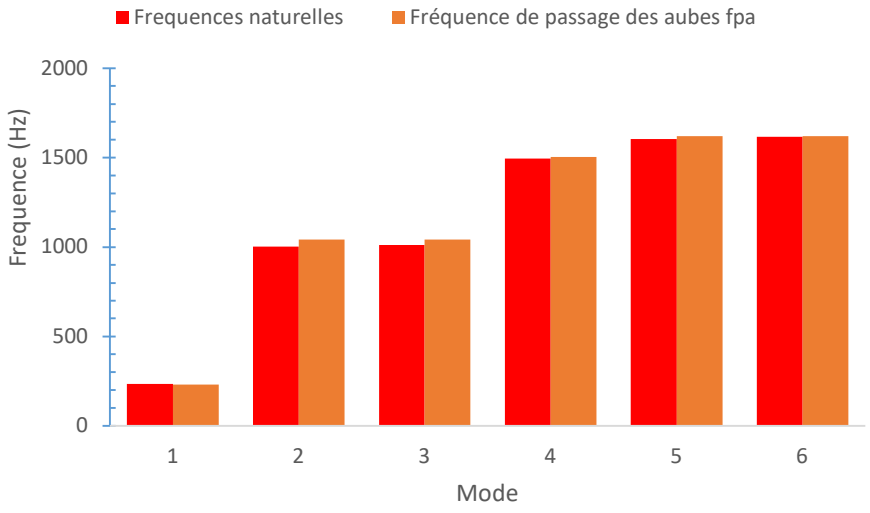


Figure 131 : Fréquences propres et fréquence de passage des aubes (fpa correspondant au mode de vibration

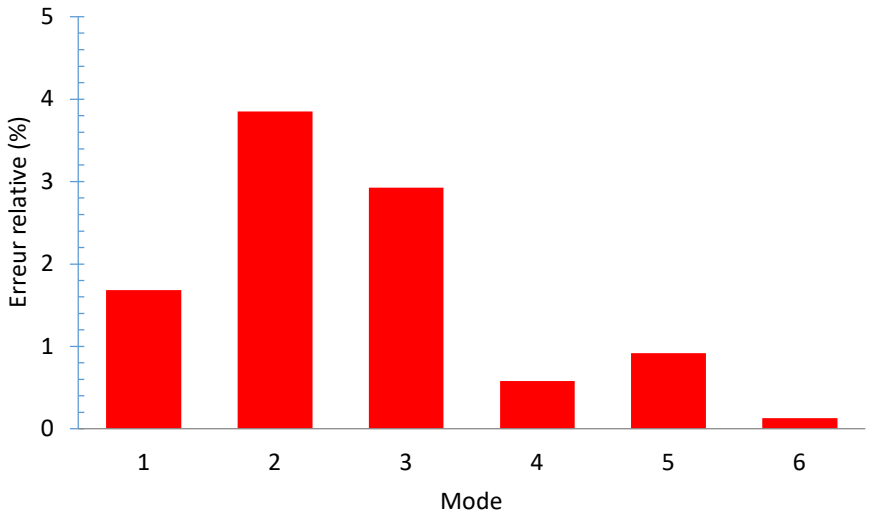


Figure **132** : Écarts relatifs des fréquences

La comparaison entre la réponse vibratoire analytique et les résultats issus de la simulation numérique montre une très bonne concordance globale (figure 133). La fréquence de résonance est correctement prédite, avec un pic situé autour de 1625 Hz dans les deux cas, ce qui confirme la validité de l'approche analytique pour l'estimation des fréquences propres. La forme de la courbe amplitude–fréquence est également bien reproduite, avec une augmentation progressive de l'amplitude, un pic marqué à la résonance, puis une décroissance caractéristique d'un système faiblement amorti. Un écart modéré d'amplitude, de l'ordre de 9 à 21 % (figure 134), est toutefois observé, le modèle analytique conduisant à des valeurs légèrement supérieures. Cette différence s'explique par une dissipation d'énergie plus importante et une rigidité globale plus élevée prises en compte dans la simulation numérique, ce qui réduit la réponse vibratoire. Ainsi, la validation peut être considérée comme partielle, dans la mesure où les aspects fréquentiels et le comportement global sont correctement reproduits, tandis que l'amplitude présente des écarts liés à la représentation simplifiée du système dans le modèle analytique.

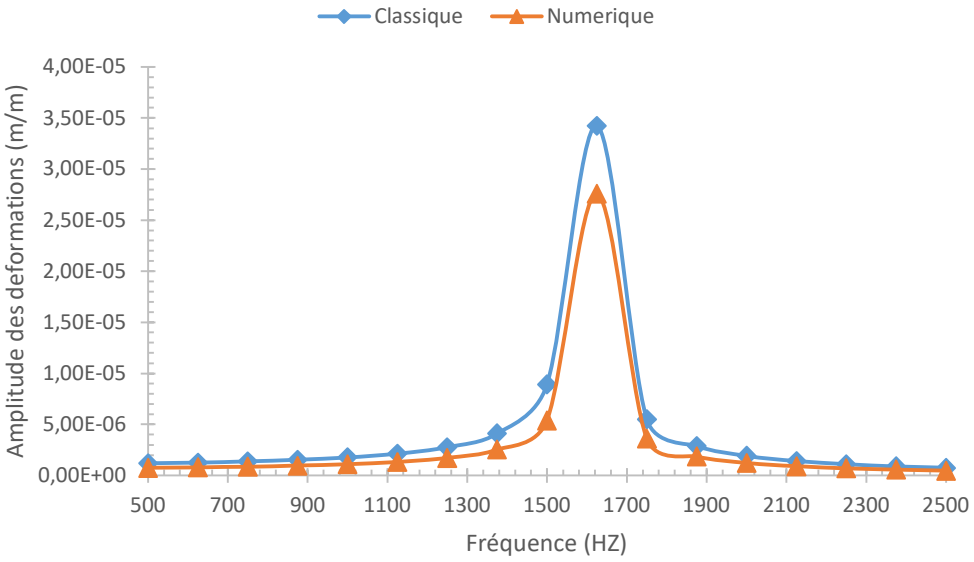


Figure 133 : Amplitude des déformations en fonction de la fréquence pour différents débits

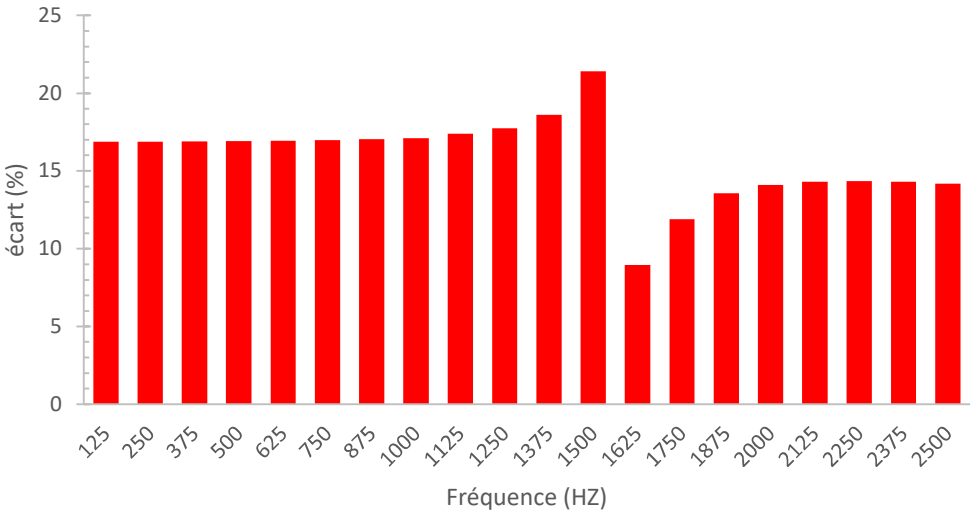


Figure 134 : Écarts relatifs des amplitudes de déformations

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Le pompage des fluides chargés en milieu minier impose des conditions sévères caractérisées par une dégradation progressive des performances hydrauliques et une augmentation des sollicitations mécaniques et vibratoires, ce qui affecte directement la durabilité des pompes submersibles. Dans ce cadre, ce travail a permis de proposer une approche globale visant à mieux comprendre et à améliorer le comportement d'une pompe à impulseur semi-ouvert soumise à ce type d'écoulement.

L'étude s'est appuyée sur une analyse conjointe de l'écoulement interne et du comportement mécanique de l'impulseur, en considérant l'influence des propriétés du fluide chargé ainsi que des paramètres géométriques clés. Parmi ces derniers, une attention particulière a été portée à l'angle de sortie des aubes, au nombre d'aubes, à l'angle d'inclinaison axiale, à l'épaisseur des aubes et à la largeur de sortie.

Les résultats obtenus ont montré que l'augmentation de la concentration volumique et du diamètre des particules solides entraîne une diminution de la hauteur manométrique et du rendement, accompagnée d'une augmentation de la puissance absorbée et des pertes hydrauliques. Les simulations ont également mis en évidence des zones préférentielles d'accumulation de particules, susceptibles de favoriser les phénomènes d'usure abrasive. Sur le plan géométrique, l'optimisation de l'angle de sortie des aubes a permis d'améliorer la hauteur générée et de stabiliser l'écoulement, tandis que l'augmentation du nombre d'aubes a contribué à une meilleure répartition du flux et à une réduction des pertes internes. L'ajustement de l'angle d'inclinaison axiale a influencé significativement la distribution des vitesses et des pressions, permettant de limiter certaines zones de recirculation. Par ailleurs, la variation de l'épaisseur et de la largeur des aubes a mis en évidence l'existence d'un compromis entre performances hydrauliques et contraintes mécaniques, certaines configurations permettant de réduire les concentrations de contraintes tout en maintenant un rendement satisfaisant.

L'évaluation du comportement mécanique et dynamique a mis en évidence des zones critiques localisées principalement au pied des aubes et à la jonction aube–moyeu, où les concentrations de contraintes sont les plus élevées. Les analyses modales, le diagramme de Campbell et la réponse harmonique ont permis de vérifier que les fréquences d'excitation associées au fonctionnement de la pompe demeurent éloignées des fréquences propres de la structure, limitant ainsi les risques de résonance dans la plage normale de fonctionnement. La concordance globale entre les résultats numériques et les données de référence confirme la pertinence de l'approche adoptée ainsi que la capacité du modèle à représenter de manière réaliste le comportement de la pompe.

Du point de vue de la fiabilité, les analyses hydrauliques, structurelles et dynamiques ont permis d'identifier plusieurs mécanismes potentiels de défaillance susceptibles d'affecter la durée de vie de la pompe. Parmi ceux-ci figurent l'usure abrasive induite

par le transport des particules solides, les phénomènes de fatigue mécanique associés aux concentrations de contraintes au pied des aubes et à la jonction aube-moyeu, ainsi que les sollicitations vibratoires résultant des charges hydrodynamiques. Les résultats montrent que la configuration optimale retenue permet de réduire les contraintes de Von Mises, les déformations et les efforts radiaux, tout en maintenant un fonctionnement éloigné des zones de résonance. Ces éléments contribuent à améliorer la robustesse de la conception et constituent des indicateurs favorables de la fiabilité et de la durée de vie de la pompe dans les conditions d'exploitation minière.

En définitive, ce travail met en évidence l'importance d'une approche intégrée prenant en compte simultanément les aspects hydrauliques, mécaniques et de fiabilité dans la conception des pompes submersibles opérant en milieu chargé. Il montre que l'optimisation des paramètres géométriques de l'impulseur constitue un levier essentiel pour améliorer les performances tout en renforçant la robustesse et la durée de vie du système. Les résultats obtenus ouvrent également la voie à des travaux futurs portant sur l'intégration de modèles d'usure, d'analyses de fatigue et de stratégies de maintenance prédictive afin d'améliorer davantage la fiabilité des pompes submersibles destinées aux environnements miniers sévères

Plusieurs recommandations peuvent être formulées à l'issue de cette étude:

La mise en place d'une validation expérimentale, à travers un banc d'essai, permettrait de comparer les résultats numériques aux mesures réelles en termes de performances hydrauliques, de vibrations et de contraintes, tout en réduisant les incertitudes liées aux hypothèses de modélisation.

L'amélioration de la modélisation des fluides chargés constitue également une perspective importante. L'intégration de modèles multiphasiques avancés, associée à une meilleure prise en compte de la granulométrie et des interactions particules-parois, permettrait de mieux représenter les phénomènes de dissipation, de sédimentation et d'usure. La prise en compte de la dégradation progressive des matériaux permettrait en outre d'évaluer l'évolution des performances et du comportement mécanique à long terme.

Par ailleurs, l'intégration d'algorithmes d'optimisation avancés, tels que les algorithmes génétiques, le PSO ou le NSGA-II, combinée aux techniques d'intelligence artificielle comme les réseaux de neurones, constitue une voie prometteuse pour optimiser simultanément les performances hydrauliques, mécaniques et vibratoires tout en réduisant les coûts de calcul.

Enfin, l'intégration d'approches de fiabilité et de maintenance prédictive, ainsi que l'étude d'autres configurations et conditions de fonctionnement, permettrait de renforcer la généralisation et l'applicabilité des résultats obtenus.

RÉFÉRENCES

[1] A. F. Ayad, H. M. Abdalla, and A. A. El-Azm Aly, "Effect of semi-open impeller side clearance on the centrifugal pump performance using CFD," *Aerospace Science and Technology,* vol. 47, pp. 247-255, 2015, doi: 10.1016/j.ast.2015.09.033.

[2] M. Matlakala, D. Kallon, K. Mogapi, I. Mabelane, and D. Makgopa, "Influence of Impeller Diameter on the Performance of Centrifugal pumps," in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2019, vol. 655, no. 1: IOP Publishing, p. 012009.

[3] A. J. Ajay, S. E. A. Stephen, and D. R. Smart, "Shape optimization of submersible pump impeller design," in *2017 First International Conference on Recent Advances in Aerospace Engineering (ICRAAE)*, 2017: IEEE, pp. 1-6.

[4] Z. A. Firatoglu and M. N. Alihanoglu, "Experimental and numerical investigation of some impeller geometric parameters of an industrial electric submersible pump," 2020.

[5] L. Bai, Y. Yang, L. Zhou, Y. Li, Y. Xiao, and W. Shi, "Optimal design and performance improvement of an electric submersible pump impeller based on Taguchi approach," *Energy,* vol. 252, p. 124032, 2022.

[6] E. Bacharoudis, A. Filios, M. Mentzos, and D. Margaris, "Parametric study of a centrifugal pump impeller by varying the outlet blade angle," *Open mechanical engineering journal,* vol. 2, no. 5, pp. 75-83, 2008.

[7] G. R. A. Elyamin, M. A. Bassily, K. Y. Khalil, and M. S. Gomaa, "Effect of impeller blades number on the performance of a centrifugal pump," *Alexandria Engineering Journal,* vol. 58, no. 1, pp. 39-48, 2019.

[8] !!! INVALID CITATION !!! [8-11].

[9] Y. Tao, S. Yuan, J. Liu, F. Zhang, and J. Tao, "Influence of blade thickness on transient flow characteristics of centrifugal slurry pump with semi-open impeller," *Chinese Journal of Mechanical Engineering,* vol. 29, no. 6, pp. 1209-1217, 2016, doi: 10.3901/CJME.2016.0824.098.

[10] G. Boitel, D. Fedala, and N. Myon, "Tip clearance effects on loads and performances of semi-open impeller centrifugal pumps at different specific speeds," in *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2016, vol. 49, no. 3: IOP Publishing, p. 032013.

[11] S. Rajendran and K. Purushothaman, "Analysis of a centrifugal pump impeller using ANSYS-CFX," *International Journal of Engineering Research & Technology,* vol. 1, no. 3, pp. 1-6, 2012.

[12] E. Deepak, S. Sankar, T. Thomas, and K. Sreejith, "Analysis of centrifugal pump impeller using ansys," *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology,* vol. 7, no. 5, pp. 5021-5026, 2018.

[13] M. Rakibuzzaman, S.-H. Suh, H.-W. Roh, K. H. Song, K. C. Song, and L. Zhou, "Hydraulic performance optimization of a submersible drainage pump," *Computation,* vol. 12, no. 1, p. 12, 2024.

[14] R. Sapkota, H. B. Dura, and L. Poudel, "Multiphase Flow Analysis between Sand and Water in Horizontal Pipe," in *Proceedings of IOE Graduate Conference*, 2019.

[15] X. Li, Y.-l. ZHANG, J.-p. YU, and Z.-z. ZHOU, "Calculation of the influence of solid-phase concentration on sewage pumps based on mixture model," *Int. J. Eng. Adv. Res. Technol.(IJEART),* vol. 3, pp. 12-20, 2017.
[16] B. Shi, S. Zhang, L. Shi, and Z. Hu, "Computational Fluid Dynamics Analysis of a Centrifugal Pump Based on Solid–Liquid Two-Phase Turbulence," *ACS omega,* vol. 10, no. 14, pp. 14031-14041, 2025. [Online]. Available: https://pmc.ncbi.nlm.nih.gov/articles/PMC12004171/.
[17] X. Shi, W. Ding, C. Xu, F. Xie, and Z. Tian, "Numerical investigation of particle effect on wear characteristic of centrifugal slurry pump based on CFD-DEM coupling," *Engineering Computations,* vol. 40, no. 9/10, pp. 2386-2408, 2023.
[18] Z. Wang, S. Sun, and P. Wu, "Particle distribution and two-phase flow characteristics of twin-screw pump during solid-liquid transfer," in *Journal of Physics: Conference Series*, 2024, vol. 2707, no. 1: IOP Publishing, p. 012049.
[19] J. Singh and A. W. Hashmi, "Review on fluid forces and their action on centrifugal pump impeller," *International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM),* vol. 19, no. 3, pp. 1611-1631, 2025.
[20] L. Wang, S. Yu, L. Shang, J. Cao, Z. Wang, and X. Liu, "Study of axial hydraulic thrust and radial force characteristics of a variable speed pump-turbine unit," in *Journal of Physics: Conference Series*, 2024, vol. 2752, no. 1: IOP Publishing, p. 012052.
[21] J. Li, Y. Jin, X. Song, Y. Zhang, H. Chen, and D. Ni, "Analysis of static stress and vibration characteristics of the impeller in a tubular pump," in *Journal of Physics: Conference Series*, 2024, vol. 2854, no. 1: IOP Publishing, p. 012039.
[22] F. Ç. Bolat, S. Güngör, and N. Alujevic, "Numerical Vibration Analysis of a High-Pressure Multi-Stage Centrifugal Pump Rotor System," in *Proceedings of International Conference*, 2024, p. 25.
[23] "Technosub." 'www.technosub.net (accessed 29/01/2026, 2026).
[24] G. Takacs, *Electrical submersible pumps manual: design, operations, and maintenance*. Gulf professional publishing, 2017.
[25] R. B. Bird, "Transport phenomena," *Applied Mechanics Reviews,* vol. 55, no. 1, pp. R1-R4, 2002.
[26] H. Stel, T. Sirino, F. J. Ponce, S. Chiva, and R. Morales, "Numerical investigation of the flow in a multistage electric submersible pump," *Journal of Petroleum Science and Engineering,* vol. 136, pp. 41-54, 2015.
[27] S. Kaewnai, M. Chamaoot, and S. Wongwises, "Predicting performance of radial flow type impeller of centrifugal pump using CFD," *Journal of mechanical science and technology,* vol. 23, no. 6, pp. 1620-1627, 2009.
[28] A. Mohand Amokrane, "Étude des contraintes, vibrations, poussées axiales et radiales induites par des écoulements des liquides complexes dans une pompe centrifuge multi-étage à grande pression et puissance," Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue, 2018.
[29] *ANSYS*. (2011). ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, USA.
[30] A. Varghese, S. Martins, E. Lessing, G. Hassan, and A. Karrech, "A systematic review on the sustainability of slurry pumps in the mining industry," *Minerals Engineering,* vol. 234, p. 109731, 2025.

[31] Y. Chen *et al.*, "Visualization of the microscopic mechanism of slurry infiltration and filter cake formation for slurry shield tunneling in saturated sand: A microfluidic chip experiment," *Transportation Geotechnics,* vol. 51, p. 101529, 2025.
[32] J. Richardson, *Non-Newtonian flow and applied rheology*. Butterworth-Heinemann, 2011.
[33] Q. D. Nguyen, T. Akroyd, D. C. D. Kee, and L. Zhu, "Yield stress measurements in suspensions: an inter-laboratory study," *Korea-Australia Rheology Journal,* vol. 18, no. 1, pp. 15-24, 2006.
[34] P. Slatter, "The hydraulic transportation of thickened sludges," *Water Sa,* vol. 30, no. 5, pp. 66-68, 2004.
[35] H. M. Badr and W. H. Ahmed, *Pumping machinery theory and practice*. John Wiley & Sons, 2015.
[36] W. W. Peng, *Fundamentals of turbomachinery*. John Wiley & Sons, 2007.
[37] A. J. Stepanoff, "Centrifugal and axial flow pumps," *Theory, design, and application,* 1957.
[38] S. Lazarkiewicz and A. T. Troskolanski, "Impeller pumps," *(No Title),* 1965.
[39] S. Yang, F. Kong, and B. Chen, "Research on pump volute design method using CFD," *International Journal of Rotating Machinery,* vol. 2011, no. 1, p. 137860, 2011.
[40] A. Bazergui, B.-Q. Thang, A. Biron, G. McIntyre, and C. Laberge, *Résistance des matériaux*. Presses inter Polytechnique, 2002.
[41] J. M. Vance, *Rotordynamics of turbomachinery*. John Wiley & Sons, 1991.
[42] J. M. Vance, F. Y. Zeidan, and B. G. Murphy, *Machinery vibration and rotordynamics*. John Wiley & Sons, 2010.
[43] M. Thomas and F. Laville, "Simulation des vibrations mécaniques par Matlab," *Simulink et Ansys,* 2007.
[44] B. Balachandran and E. B. Magrab, *Vibrations*. Cambridge University Press, 2018.
[45] W. J. Palm, *Mechanical vibration*. John Wiley Hoboken, NJ, 2007.
[46] M. NAUDIN and J.-M. PUGNET, "Vibrations et contraintes alternées dans les turbomachines," 1999.
[47] H. MOMENI and M. DOMAGAŁA, "CFD SIMULATION OF TRANSPORT SOLID PARTICLES BY JET PUMPS SYMULACJA CFD TRANSPORTU CZĄSTEK STAŁYCH W POMPACH STRUMIENICOWYCH," *Editorial Board Mechanics,* p. 185, 2015.

ANNEXE

Courbe de performance de la pompe de référence [23]

