



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 l'auteur 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'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

**ÉTUDE PARAMÉTRIQUE DES PERFORMANCES D'UN
VENTILATEUR MINIER AXIAL**

MÉMOIRE
PRÉSENTÉ
COMME EXIGENCE PARTIELLE
DE LA MAÎTRISE EN INGÉNIERIE

PAR
JABEUR MSAHLI

OCTOBRE 2023

DÉDICACE

Je dédie ce travail

À l'âme de mon père, source d'inspiration perpétuelle dans ma vie. Même si sa mort a été une grande perte pour moi, les caractères et les conseils qu'il m'a transmis depuis mon enfance restent gravés en moi et continuent de guider mes pas.

À ma maman, source de vie et d'amour et qui m'a soutenu durant mes années d'études.

À mon frère, mes sœurs, sources de joie et de bonheur, ils m'ont chaleureusement supporté et encouragé dans tous mon parcours d'études.

À toute ma famille et mes proches, source d'espoir

À tous ceux que j'aime.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin au succès de mon mémoire et qui m'ont apporté leur soutien lors de la rédaction de ce rapport.

Tout d'abord, je tiens à exprimer ma reconnaissance envers mes directeurs de recherche, le Professeur Hatem MRAD et la Professeure Neila KHABOU MASMOUDI, pour leurs patiences, leurs disponibilités et surtout leurs précieux conseils qui ont grandement enrichi ma réflexion. Je souhaite leur exprimer ma profonde gratitude pour toute l'assistance qu'ils m'ont apportée, leur encadrement attentif et le temps précieux qu'ils ont consacré pour fournir les outils méthodologiques essentiels à la réalisation de cette recherche.

Je tiens également à exprimer ma gratitude envers toute l'équipe pédagogique de l'UQAT et l'intervenant professionnel responsable de la formation de maîtrise en ingénierie, pour la qualité exceptionnelle de leur enseignement et de leur formation.

Également, je souhaite adresser mes remerciements au responsable de HYPERFLO, pour nous avoir accordé l'accès aux documents nécessaires à l'élaboration de ce travail.

J'adresse mes vifs remerciements aux membres du jury pour avoir consacré leur précieux temps à l'évaluation de ce travail.

Enfin, je dédie ce mémoire de maîtrise à ma famille, pour leur amour, leur soutien inconditionnel et les sacrifices qu'ils ont consentis pour me permettre d'atteindre mes objectifs académiques. Leur encouragement constant et leur confiance en moi ont été une source d'inspiration et de motivation essentielle tout au long de ce parcours.

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE	i
REMERCIEMENTS	ii
TABLE DES MATIÈRES	iii
LISTE DES FIGURES	vi
LISTE DES TABLEAUX	ix
LISTE DES ABRÉVIATIONS ET SYMBOLES	x
RÉSUMÉ	xii
ABSTRACT	xiii
Chapitre 1 INTRODUCTION GÉNÉRALE	1
1.1 Contexte de l'étude	1
1.2 Introduction	1
1.3 Objectifs	3
1.3.1 Objectif général	3
1.3.2 Objectif spécifique	3
1.4 Méthodologie	4
1.5 Originalité de la recherche	5
Chapitre 2 REVUE DE LITTÉRATURE	7
2.1 Mise en contexte	7
2.2 Cadre théorique	8
2.3 Étude théorique et élaboration des paramètres de calcul	11
2.4 Établissement de la loi de similitude	12
2.5 Détermination de la vitesse de rotation optimale du ventilateur	13
2.6 Élaboration des équations du calcul du rendement énergétique	15
2.7 Modélisation de la turbulence	17

2.7.1 Introduction.....	17
2.7.2 Notion de turbulence.....	17
2.7.3 Principaux aspects de la turbulence.....	18
2.7.4 Origines de la turbulence.....	19
2.7.5 Turbulence : Méthodes d'approche et modèles de turbulence.....	19
Chapitre 3 ÉTUDE PRÉLIMINAIRE.....	27
3.1 Méthodes.....	28
3.1.1 Effet de l'angle d'attaque sur les paramètres d'écoulement.....	29
3.1.2 Effet du jeu pales-tube :.....	30
3.1.3 Origine des pertes aérodynamiques.....	31
3.2 Résultats et discussion.....	31
3.2.1 Détermination de l'angle d'attaque d'une pale.....	31
3.2.2 Détermination du jeu admissible.....	35
Chapitre 4 CARACTÉRISATION DES PERFORMANCES : COURBES CARACTÉRISTIQUES ET DOMAINE DE STABILITÉ EN FONCTION DES PARAMÈTRES DU VENTILATEUR MINIER AXIAL.....	39
4.1 Étude aérodynamique.....	39
4.1.1 Réglages et hypothèses de calculs.....	39
4.1.2 Équations gouvernantes.....	40
4.1.3 Géométrie et maillage.....	42
4.2 Cas d'études.....	48
4.3 Résultats et discussion.....	50
4.3.1 Courbes caractéristiques et limite de stabilité.....	50
4.3.2 Étude de l'effet de l'angle de pas des pales.....	54
4.3.3 Effet de l'angle de torsion.....	57

4.3.4 Étude de l'effet du jeu pales/tube sur la pression totale du ventilateur	60
4.3.5 Effet de la fréquence de rotation	63
4.3.6 Écoulement moyen et fluctuation : force et couple en régime transitoire : régime instationnaire	65
Chapitre 5 CARACTÉRISATION MÉCANIQUE : ÉTUDE STATIQUE ET MODALE	73
5.1 Étude Statique	73
5.1.1 Modélisation par éléments finis	73
5.1.2 Modélisation géométrique et caractéristique du modèle	74
5.1.3 Analyse de réduction cyclique du ventilateur : Validation de la méthode de périodicité	75
5.1.4 Caractéristique mécanique en fonction de l'angle de pas et la vitesse de rotation	79
5.2 Analyse modale	90
5.2.1 Équations gouvernantes	90
5.2.2 Résultats et discussion	91
Chapitre 6 GÉNÉRATION DE LA CARTE DE PERFORMANCE DE LA GAMME DE VENTILATEUR MINIER AXIAL 42 PO	96
Chapitre 7 CONCLUSION ET PERSPECTIVES	99
ANNEXES	103
RÉFÉRENCES	113

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Ventilateur minier axial de type chinook [1].....	7
Figure 2 : Ventilateur minier axial chinook. (a) modèle CAO, (b) modèle réel ...	29
Figure 3 : Forces agissant sur un profil aérodynamique d'une pale de ventilateur axial (Frank P 1997) [2].....	30
Figure 4 : Une vue du jeu pales-tube	30
Figure 5 : Variations des coefficients de pertes d'énergie en fonction de l'angle d'entrée du flux (Pluviôse et Perilhon 2002) [34].....	31
Figure 6 : Répartition de la pression sur les deux facettes de la pale (a) 1ère facette et (b) 2ème facette de la pale.....	32
Figure 7 : Variations de la différence de pression du ventilateur en fonction de l'angle d'attaque.....	33
Figure 8 : Variations des coefficients aérodynamiques du ventilateur en fonction de l'angle d'attaque : (a) portance, (b) traînée et (c) rapport L/D.....	33
Figure 9 : Variations des forces du flux d'air en fonction de l'angle d'attaque : (a) Fx, (b) Fy, (c) Fz	34
Figure 10 : Variations des paramètres de turbulence du ventilateur en fonction de l'angle d'attaque. (a) intensité turbulente ; (b) énergie turbulente ; (c) dissipation turbulente.....	34
Figure 11 : Variations de la pression moyenne du flux en fonction de l'angle d'attaque.....	35
Figure 12 : Variations de la pression exercée sur le tube du ventilateur en fonction du jeu.....	36
Figure 13 : Effets du jeu sur le (a) coefficient de portance, le (b) coefficient de traînée et le (c) rapport Cl/Cd.....	37
Figure 14 : Variations des paramètres de turbulence en fonction du jeu. (a) Intensité, (b) énergie et (c) dissipation.....	37
Figure 15 : Répartition des lignes de courant : Vitesse d'écoulement le long du domaine d'étude	38
Figure 16 : Modèle géométrique du ventilateur axial	42

Figure 17 : Modèle simplifié du ventilateur axial.....	43
Figure 18 : Modèle périodique proposé.....	43
Figure 19 : Variation de la pression totale en fonction du nombre de nœuds de maillage.....	44
Figure 20 : Variation de la puissance en fonction du nombre de nœuds de maillage.....	45
Figure 21 : Détails du maillage cas du rotor.....	46
Figure 22 : Détails du maillage cas du stator.....	46
Figure 23 : Visualisation des domaines numérique.....	48
Figure 24 : Écoulement pour le cas 1.....	49
Figure 25 : Écoulement pour le cas 2.....	49
Figure 26 : Pression totale (Totale-To-Static) en fonction du débit volumique pour un angle de pas de 58.5°.....	51
Figure 27 : Angle Beta en fonction du débit sous un angle de pas de 43,5°.....	52
Figure 28 : Lignes du champ du flux du cas 1.....	53
Figure 29 : Lignes du champ du flux du cas 2.....	53
Figure 30 : Phase opératoire des courbes caractéristiques pour différentes valeurs d'angle de pas.....	54
Figure 31 : Courbe comparative des résultats de simulation et ceux du partenaire industriel.....	55
Figure 32 : Pression totale en fonction du débit d'air.....	56
Figure 33 : Variation du rendement total en fonction du débit volumique.....	57
Figure 34 : Géométrie de pale en fonction de l'angle de torsion.....	59
Figure 35 : Courbes caractéristiques en fonction de l'angle de torsion de la pale.....	59
Figure 36 : Courbes caractéristiques pour différents jeu fonctionnels.....	61
Figure 37 : Phénomène de décrochage pour un débit de la zone de décrochage..	62
Figure 38 : Écoulement du jeu pour : a) J = 1 mm et b) J = 7 mm.....	63
Figure 39 : Courbes caractéristiques pour différentes fréquences de rotation.....	64
Figure 40 : Points choisis pour déterminer la marge de sécurité.....	66
Figure 41 : Fluctuations de pression en différents points de calculs.....	66
Figure 42 : Forces selon la direction radiale x.....	67

Figure 43 : Forces selon la direction radiale y	68
Figure 44 : Forces selon la direction axiale z	68
Figure 45 : Couples selon la direction radiale x	69
Figure 46 : Couples selon la direction radiale y	69
Figure 47 : Couples selon la direction axiale z	70
Figure 48 : Points choisis pour déterminer la marge de sécurité	71
Figure 49 : Transformation géométrique du modèle de ventilateur	74
Figure 50 : Déplacements de la structure dans le modèle complet (à gauche) et périodique (à droite)	77
Figure 51 : Contraintes de Von-Mises dans le modèle complet et périodique	77
Figure 52 : Pales réelles endommagées	79
Figure 53 : Modèle périodique simplifié	80
Figure 54 : Modèle périodique et leurs conditions limites	81
Figure 55 : Maillage tétraédrique complet du modèle périodique	84
Figure 56 : Modèle similaire de pale d'un ventilateur de 60 po	87
Figure 57 : Zone de concentration des contraintes	88
Figure 58 : Distribution des contraintes (MPa) sous 1800 tr/min	88
Figure 59 : Distribution des contraintes (MPa) sous 2700 tr/min	89
Figure 60 : Distribution des contraintes (MPa) sous 3600 tr/min	89
Figure 61 : Modes de déplacement pour la vitesse 1800 tr/min	93
Figure 62 : Modes de contrainte pour la vitesse 1800 tr/min	94
Figure 63 : Carte de performance du ventilateur minier axial 42 po	97
Figure 64 : Caractéristique de l'acier	105
Figure 65 : Caractéristiques de l'aluminium A356	106
Figure 66 : Caractéristique de l'aluminium A713	107
Figure 67 : Modes de déplacement	108
Figure 68 : Modes de contrainte	109
Figure 69 : Modes de déplacement	110
Figure 70 : Modes de contrainte	111

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Caractéristiques des ventilateurs : axial et centrifuge.....	8
Tableau 2 : Les données proposées.....	15
Tableau 3 : Conditions aux limites.....	28
Tableau 4 : Plage de variation des paramètres.....	28
Tableau 5 : Réglages et hypothèse de calculs.....	40
Tableau 6 : Constantes du modèle choisi K-epsilon.....	42
Tableau 7 : Résultats du test de la validation cyclique.....	76
Tableau 8 : Choix des matériaux.....	84
Tableau 9 : Sensibilité aux maillages : étape1.....	84
Tableau 10 : Sensibilité aux maillages : étape2.....	85
Tableau 11 : Sensibilité du maillage à l'angle de pas (50°).....	85
Tableau 12 : Sensibilité du maillage à la vitesse de rotation (2700 tr/min).....	86
Tableau 13 : Contraintes et déplacements en fonction de l'angle de pas à 1800 tr/min.....	86
Tableau 14 : Contraintes et déplacements en fonction de l'angle de pas à 2700 tr/min.....	86
Tableau 15 : Contraintes et déplacements en fonction de l'angle de pas à 3600 tr/min.....	86
Tableau 16 : Analyse structurelle du modèle de pale à 1800 tr/min.....	88
Tableau 17 : Modes propres pour les 3 vitesses de rotation : 1800, 2700 et 3600 tr/min.....	91
Tableau 18 : Modes naturelles du ventilateur de la gamme 60 po à 1800 tr/min.....	92

LISTE DES ABRÉVIATIONS ET SYMBOLES

Symbole	Unité	Définition
P_{tot}	Pa	Pression totale
P_s	Pa	Pression statique
P_v	Pa	Pression dynamique
ρ, ρ_0	Kg/m^3	Masse volumique du fluide
V	m/s	Vitesse du flux d'air
P_{vent}	Pa	Pression générée par le ventilateur
$P_{entrée}, P_{sortie}$	Pa	Pression d'entrée et de sortie du ventilateur
Q_v, Q_{v0}	m^3/s	Débit volumique
P, P_0	Pa	Élévation de pression
P_u, P_{u0}	W	Puissance aéraulique utile
L_w, L_{w0}	dB	Niveau globale de puissance acoustique
N, N_0	tr/min	Vitesse de rotation
D, D_0	m	Diamètre du ventilateur (Diamètre de la roue du ventilateur)
d_{min}	po	Diamètre du moyeu du ventilateur
P_{hyd}	W	Puissance hydraulique
$P_{arbre-moteur}$	W	Puissance à l'arbre moteur
n	-	Nombre d'éléments de maillage à la surface de la pale
V_i	m/s	Vitesse absolue de l'élément i
F_i	N	Force exercée par la pression sur la surface de la pale
τ	N.m	Couple à l'arbre moteur
η	%	Rendement énergétique
ψ	-	Fonction d'écoulement
Ψ	-	Variable d'écoulement moyenne
ψ'	-	Variable d'écoulement fluctuante
\bar{U}_i, \bar{U}_j	m/s	Variable moyenne de la vitesse
u_i, u_j	m/s	Variable fluctuante de la vitesse
τ_{ij}	-	Tenseur de contraintes
$\rho \bar{U}_i \bar{U}_j$	-	Tenseur de viscosité turbulente
p'	Pa	Pression modifiée
μ_t	$Kg/m.s$	Viscosité turbulente
κ	m^2/s^2	Énergie cinétique turbulente
ε	m^2/s^3	Dissipation turbulente
C_d	-	Coefficient de trainé
C_l	-	Coefficient de portance
I_t	%	Intensité turbulente
D_t	m^2/s^3	Dissipation turbulente

E_t	m^2/s^2	Energie turbulente
F_x	N	Force selon la direction x
F_y	N	Force selon la direction y
F_z	N	Force selon la direction z
P_{diff}	Pa	Différence de pression
P_{max}, P_{min}	Pa	Pression maximale et pression minimale
A	m^2	La surface de la pale
α	degré	Angle d'attaque
β, β_a	degré	Angle d'entrée du flux au rotor
ζ	-	Coefficient d'énergie cinétique
J	mm	Jeu pales-Tube
S_M	$Kg/m^2.s^2$	Contrainte totale
μ_{eff}	$Kg/m.s$	Viscosité effective
T	Kelvin (K)	Température
$K_r, K_e, K_G,$ et K_R	-	Matrices des raideurs (globale, rigidité, géométrique, centrifuge)
M	-	Matrice de masse globale
C	-	Matrice d'amortissement
F	-	Vecteur de force globale

Remarque : La liste des abréviations et symboles est faite dans leurs ordres d'apparition dans le mémoire.

RÉSUMÉ

La ventilation efficace des galeries souterraines est une exigence durant toute la durée de vie des mines. L'objectif de base de tout système de ventilation réside dans l'obtention d'une atmosphère aérée et sécurisée pour les travailleurs. Plusieurs technologies de ventilateurs existent dans l'industrie avec des tailles et performances assez variables. La technologie de ventilateurs axiaux reste la plus efficace, et ce, selon les caractéristiques environnementales des mines de grandes et de moyennes tailles. Actuellement, les réseaux de ventilation sont le processus le plus énergivore dans une mine, ce qui présente l'un des défis majeurs à surmonter. Ainsi les phases de réglage et de conception du ventilateur axial restent les plus importantes afin d'améliorer les performances aérodynamiques et par conséquent énergétiques. Lors de ces phases, il est possible de modifier n'importe quel paramètre (opérateur, matériel, géométrique) pour obtenir un impact positif sur la diminution de la consommation énergétique.

Plusieurs paramètres dimensionnels influencent le comportement aérodynamique du ventilateur tels que l'angle d'attaque des pales, l'angle de pas des pales, l'angle de torsion et le jeu pales/tube, ainsi que les paramètres d'acquisitions tel le cas de la vitesse de rotation. Une étude paramétrique est proposée pour l'étude de performance d'un ventilateur minier axial 42 po. Deux étapes sont adoptées. Une première étape correspond à une étude préliminaire, elle a été réalisée pour étudier l'effet des deux paramètres : l'angle d'attaque et le jeu pales-tube sur les paramètres du flux d'air. La seconde étape prend en considération l'étude de la performance et la stabilité du ventilateur ainsi que la génération de la carte de performance pour ce modèle de 42 po. Les aspects mécaniques sont aussi considérés, à travers la validation d'un modèle mécanique, conçu pour l'estimation des ordres de grandeur des contraintes, des déplacements et les fréquences naturelles du modèle.

Des simulations numériques ont été réalisées pour analyser l'effet des paramètres géométrique et d'acquisition sur la performance et la stabilité du ventilateur en se basant sur les courbes caractéristiques. La puissance à l'arbre moteur et la pression totale ont été comparées avec les résultats du partenaire industriel. Une très bonne tendance a été observée. De plus, l'analyse des contraintes, des déformations et la détermination des fréquences propres ont été effectuées. Enfin une carte de performance de ce type de ventilateur a été élaborée sous une vitesse de rotation de 1800 tr/min.

Mots clés : Ventilation, CFD, angle d'attaque, angle de pas, angle de torsion, jeu pales-tube, performances et turbulence.

ABSTRACT

Efficient ventilation of underground tunnels is a requirement throughout the lifespan of mines. The primary objective of any ventilation system is to achieve a well-ventilated and safe atmosphere for workers. Various fan technologies exist in the industry, with different sizes and performance capabilities. Axial fan technology remains the most effective, particularly considering the environmental characteristics of large and medium-sized mines. Currently, ventilation networks are the most energy-consuming process in a mine, presenting one of the significant challenges to overcome. Therefore, the adjustment and design phases of the axial fan are crucial in improving aerodynamics and, consequently, energy performance. During these phases, any parameter (operational, material, geometric) can be modified to have a positive impact on reducing energy consumption.

Several dimensional parameters influence the aerodynamic behavior of the fan, such as the blade angle of attack, blade pitch angle, blade/tube clearance, and acquisition parameters like the rotational speed. A parametric study is proposed to investigate the performance of a 42-inch axial mining fan. Two steps are adopted. The first step involves a preliminary study to examine the effect of two parameters, blade angle of attack and blade/tube clearance, on the airflow characteristics. The second step considers the performance and stability study of the fan as well as the generation of a performance map for this 42-inch model. Mechanical aspects are also considered by validating a mechanical model designed to estimate stress and displacement magnitudes.

Numerical simulations were performed to analyze the effect of geometric and acquisition parameters on the fan's performance and stability based on characteristic curves. The power at the motor shaft and total pressure were compared with the results of the industrial partner. An excellent trend was observed. Additionally, stress analysis, deformation assessment, and determination of natural frequencies were performed. Finally, a performance map for this type of fan was developed at a rotation speed of 1800 RPM.

Keywords: Ventilation, CFD, angle of attack, angle of Pitch, twist angle, blade-tube clearance, performance, and turbulence.

Chapitre 1 INTRODUCTION GÉNÉRALE

1.1 Contexte de l'étude

Le présent travail est inscrit dans le cadre d'une programmation de recherche visant à optimiser le modèle du ventilateur minier axial conçu et fabriqué par la compagnie Hyperflo (Rouyn Noranda) [1]. Cette programmation comprend trois mandats, dont l'un est attribué à ce projet de maîtrise intitulé « Étude paramétrique des performances d'un Ventilateur minier axial ». Les deux autres mandats sont attribués à deux projets de doctorat. Les travaux des trois mandats sont interdépendants et complémentaires au sens qu'ils approfondissent l'analyse du modèle de ventilateur et explorent des aspects plus spécifiques de la conception et des performances. Ensemble, les trois projets contribuent à une compréhension plus complète et approfondie du ventilateur minier axial et de ses performances. En somme, les résultats obtenus dans ce projet de maîtrise seront utilisés pour soutenir les travaux de recherche des deux autres mandats.

1.2 Introduction

L'industrie minière est l'un des secteurs responsables au développement de l'économie de plusieurs pays dans le monde. L'économie mondiale a connu un essor grâce à l'interconnexion des échanges de matières premières entre nations. Ce secteur stratégique ne cesse de croître en raison de l'augmentation de la demande en matières premières. Cette croissance des besoins en matières premières s'accompagne d'une exploitation intensive des ressources souterraines. Actuellement, la recherche de matières premières peut s'étendre sur plusieurs kilomètres sous terre. L'exploitation intensive des ressources profondes conduit à une utilisation croissante et intensive des systèmes de ventilation.

La ventilation des milieux miniers reste une exigence durant toute la vie des mines. L'objectif de base de tout système de ventilation réside dans l'obtention d'un milieu

aéré et sécurisé pour les travailleurs. Plusieurs types de ventilateurs existent avec différentes tailles. Selon les caractéristiques environnementales de grandes et moyennes mines souterraines, les ventilateurs axiaux restent les plus efficaces.

Les mines souterraines et les systèmes de ventilation adéquats sont fonctionnels en continu et sans arrêt tous les jours. Ceci amène les constructeurs de ces systèmes à penser aux effets des pannes brusques de ces derniers.

Alors, les constructeurs s'intéressent à étudier l'effet de la conception, des éléments de fixation, du couple mécanique appliqué et des matériaux choisis... etc., sur la performance du ventilateur axial.

Suite à la demande agressive de ventilation dans les mines souterraines, un second problème est évoqué aux constructeurs des ventilateurs axiaux qui est la consommation importante en énergie électrique. Par conséquent, ces constructeurs ont cherché à réduire la consommation et son impact sur le coût d'utilisation à travers l'optimisation des performances lors de la conception de ce type de ventilateur.

Si l'on note que le rendement énergétique est strictement lié aux variables de flux qui sont la pression et le débit. Ainsi, la consommation de l'énergie est strictement liée au rendement du ventilateur, alors l'optimisation des performances est possible à la suite de la modification des paramètres géométriques et dimensionnels (exemples : forme, nombre et orientation des pales, jeu fonctionnel pales-tube,...) ou les paramètres d'acquisition comme la fréquence de rotation (en tr/min), qui ont un impact sur les variables caractérisant la ventilation qui sont essentiellement: la pression, le débit et la vitesse d'écoulement d'air.

1.3 Objectifs

1.3.1 Objectif général

L'objectif global du projet de recherche est l'étude de la performance et la stabilité d'un ventilateur minier axial à travers une étude numérique. À plus long terme, la recherche proposée consiste à :

- Analyser la performance aérodynamique et mécanique d'un ventilateur minier axial.
- Chercher les paramètres qui pourraient améliorer la performance et la stabilité du ventilateur.
- Réduire les risques des pannes brusques est donc chercher les zones d'opérations les plus stables.

1.3.2 Objectif spécifique

L'objectif dans ce présent travail est l'étude paramétrique des performances d'un ventilateur minier axial 42 po. Dans le cadre d'un programme d'innovation et à la suite de la proposition d'une nouvelle géométrie de pale pour ces ventilateurs, cette étude cherche à :

1. Concevoir un modèle numérique permettant de simuler le fonctionnement du ventilateur minier axial.
2. Faire des simulations à l'aide du modèle numérique développé.
3. Valider le modèle numérique obtenu.
4. Réaliser une étude paramétrique des performances d'un ventilateur minier axial
5. Établir la courbe caractéristique du ventilateur minier axial de la pression en fonction du débit en fonction des paramètres géométriques et d'acquisition.
6. Étudier l'effet de l'angle d'attaque, l'angle de pas ou encore l'angle d'orientation des pales (Pitch angle), l'angle de torsion (twist angle), le jeu

pales-tube et la fréquence de rotation sur la performance aérodynamique et sur le comportement statique et dynamique du ventilateur minier axial de 42 po.

7. Génération de la carte de performance du ventilateur minier axial de 42 po.

1.4 Méthodologie

Pour atteindre les objectifs visés et étudier les performances souhaitées :

- Une analyse aérodynamique “Computational Fluid Dynamics” (CFD) est proposée en deux étapes : Une première étape, qui consiste en une étude préliminaire avec “Solidworks” et qui permet d’avoir une idée générale sur l’influence des deux paramètres, l’angle d’attaque et le jeu Pales/Tube, sur les variables de l’écoulement du flux. Durant cette étape, le progiciel SolidWorks est utilisé comme outil de calcul des solutions. Une seconde étape qui s’intéresse à une étude approfondie utilisant ANSYS, afin de tracer les courbes caractéristiques de ce type de ventilateur tout en considérant l’influence de la variation de quatre principaux paramètres du rotor de type géométriques (l’angle de pas des pales (Pitch angle), l’angle de torsion de la pale (Twist angle) et le jeu pales/tube) et d’acquisition (la fréquence de rotation). À partir de ces courbes, il est intéressant de déterminer la stabilité de ce type de ventilateur en fonctions des paramètres étudiées. Le progiciel ANSYS CFX est utilisé comme outil de calcul. Le modèle de turbulence, k-epsilon, est adopté pour analyser le champ d’écoulement dans les différents passages du ventilateur.
- Une analyse mécanique par éléments finis a comme objet de concevoir un modèle géométrique réduit, pour simuler la performance de ce type de ventilateur Elle comprend : une analyse statique afin de tester la performance du modèle ainsi que les matériaux choisis, puis une analyse modale qui caractérise la plage fréquentielle assurant la fiabilité de la structure du ventilateur. Les deux modules d’Ansys, basés sur la méthode des éléments finis,

“Structural static” et “Modal”, sont utilisés respectivement pour l’analyse structurelle et modale.

Cette étude proposée comporte six chapitres :

Un premier chapitre est consacré à une introduction générale

Un second chapitre s’intéresse à une étude bibliographique qui présente l’état de l’art sur les ventilateurs (géométries, les paramètres et les problèmes) et les outils analytiques numériques et expérimentaux utilisés dans ce domaine des turbomachines.

Un troisième chapitre est consacré à la présentation de la démarche et les résultats de l’étude préliminaire proposée.

Un quatrième chapitre présente l’étude approfondie par Ansys pour la caractérisation des performances du ventilateur.

Un cinquième chapitre est accordé à la caractérisation mécanique.

Le sixième chapitre est dédié à la génération de la carte de performance de la gamme du ventilateur minier axial 42 po.

1.5 Originalité de la recherche

Dans ce travail, l’étude de la performance d’un ventilateur minier axial est explorée. Dans l’état actuel des simulations numériques, il y a peu de recherches spécifiquement axées sur les ventilateurs miniers axiaux. Bien que des études aient été menées sur des pompes axiales et des compresseurs, cette étude se distingue par son originalité, car elle se concentre sur les performances d’un ventilateur minier axial déjà installé sur un site minier. De plus, ce travail est mené en collaboration avec un partenaire industriel cherchant à étudier et caractériser le fonctionnement du ventilateur dans le but de minimiser ces problèmes lors de son fonctionnement.

Dans cette étude, l'aspect innovant réside dans la compréhension du fonctionnement du ventilateur axial dans un environnement minier réel. Il a été possible d'examiner l'effet des paramètres géométriques et d'acquisition sur les performances, en particulier en ce qui concerne l'apparition de phénomènes instables, tels que le phénomène de décrochage. Les facteurs influençant la performance et la stabilité du ventilateur permettent de prédire les mesures correctives et les stratégies d'optimisation.

En conclusion, cette recherche se distingue par son caractère innovant et son importance pour l'industrie minière ainsi que pour le secteur des ventilateurs axiaux. La caractérisation des performances du ventilateur permet de mieux comprendre son fonctionnement, ce qui permet d'améliorer la sécurité et l'efficacité du système de ventilation.

Chapitre 2 REVUE DE LITTÉRATURE

2.1 Mise en contexte

De nos jours, l'exploitation des mines sous terrains ne cesse de s'accroître vu la croissance du besoin en matières premières. Sur site, cette exploitation peut aller sur quelques kilomètres sous terre. Pour ce fait, pour répondre aux exigences d'un milieu sécurisé et tolérable aux travailleurs, l'aération doit être efficace que possible pour éviter les effets de toxicité, de poussière, etc.

Cette aération se fait à travers les ventilateurs miniers qui ne cessent d'évoluer. Plusieurs types de ventilateurs existent qui ont des caractéristiques particulières. On peut citer les ventilateurs axiaux et les ventilateurs centrifuges. Un exemple de ventilateur minier axial est présenté dans la Figure 1.



Figure 1 : Ventilateur minier axial de type chinook [1]

Le Tableau 1 présente une brève comparaison entre les ventilateurs axiaux et centrifuges permettant de mettre en évidence les différences clés entre les deux types de ventilateurs [2].

Tableau 1 : Caractéristiques des ventilateurs : axial et centrifuge

	Ventilateur axial	Ventilateur centrifuge
Structure et performance	<p>-Le ventilateur à écoulement axial présente l'avantage d'une plus grande compacité et d'une installation plus facile que le ventilateur centrifuge.</p> <p>- L'amélioration des performances grâce aux pales à profil aérodynamique est plus marquée dans le cas du ventilateur axial que dans celui du ventilateur centrifuge.</p>	<p>- Le ventilateur centrifuge demande une grande zone d'installation en raison de son volume.</p> <p>- Les ventilateurs centrifuges produisent généralement une pression statique plus élevée que les ventilateurs à écoulement axial de même diamètre de roue et de même vitesse de fonctionnement.</p> <p>- Dans le cas du ventilateur centrifuge, la majeure partie de la pression générée provient de la force centrifuge, tandis qu'une petite partie provient de la force de portance du profil aérodynamique.</p>
Champ d'application	<p>-Ce type de ventilateur convient généralement aux applications nécessitant des débits d'air élevés.</p>	<p>- Ce type de ventilateur convient généralement aux applications nécessitant des pressions statiques élevées.</p>

2.2 Cadre théorique

L'industrie minière se développe de plus en plus au cours des dernières années. Les conditions atmosphériques néfastes de l'exploitation des sites miniers à des niveaux souterrains assez profonds entraînent une grande demande en ventilation. Les fabricants des machines tournantes en particulier les ventilateurs sont rentrés en concurrence pour concevoir les ventilateurs les plus performants énergétiquement et les plus silencieux. Plusieurs types de ventilateurs existent, dont les ventilateurs radiaux, centrifuges et axiaux. Ces derniers font l'objet de cette étude. Ils sont formés généralement par une rangée de pales rotative, appelée rotor et une rangée de pales fixes, appelée stator. D'autres configurations existent comme les ventilateurs à rotor

contrarotatifs où le rotor est composé de deux rangées de pales qui tournent dans deux sens de rotations opposées.

La performance d'un ventilateur dépend de plusieurs paramètres de procédé, de réglage et de géométrie tels que : le jeu pale/tube du ventilateur, l'angle d'installation de pale (angle de pas) sur le moyeu et la fréquence de rotation. La présence de plusieurs angles d'installation sur un même ventilateur engendre des modifications importantes sur les courbes de performance. L'écoulement, qui traverse le jeu (écoulement du jeu), influence la nature de l'écoulement et donc le régime de fonctionnement du ventilateur. Les ventilateurs à technologie axiale sont caractérisés par des courbes présentant l'évolution des paramètres de fonctionnement et de la stabilité pour chaque phase opératoire. Particulièrement, la courbe de variation de la pression en fonction du débit met en évidence le comportement aérodynamique et les différents domaines opératoires et de décrochage [3].

Le phénomène de décrochage se présente comme une source d'instabilité majeure dans le fonctionnement des ventilateurs. Les recherches actuelles se concentrent sur l'étude de ce phénomène.

Le décrochage aérodynamique est une cause potentielle importante de défaillance mécanique dans les ventilateurs axiaux [4]. Le décrochage rotatif est l'une des causes de l'endommagement des pales. Un ventilateur en état de décrochage entraînera des fissures, de l'usure et même une fracture de la pale [5]. Comme l'exemple de l'endommagement des pales du moteur Whittle. [6]. La naissance des vortex peut être causée soit par les conditions limites instables ou par les paramètres de la conception (angle de pale, jeu Pales/Tube,). Les vortex qui prennent naissance dans le jeu fonctionnel, induit par l'écoulement du jeu, sont comptés parmi les causes principales du déclenchement du phénomène de décrochages rotatif et de l'apparition des ondes choquantes au niveau des pales rotatives et stationnaires., [7], [8]. Il était alors évident

que les ruptures de pales auparavant inexplicées sont probablement causées par des contraintes vibratoires induites par un décrochage rotatif. [6],[9].

Plusieurs autres travaux se sont concentrés sur l'augmentation des écoulements fluidiques (air), la réduction du bruit et l'optimisation de la forme des pales de l'hélice du ventilateur. Zhang et al. [5] ont mené une étude numérique sur les caractéristiques statique et dynamique des pales en alliage d'aluminium (ZL101) d'un ventilateur axial. Ils ont étudié l'effet de l'angle de déflexion des pales $\pm 9^\circ$ sur la distribution de la pression statique d'aspiration/refoulement, les déformations et les lignes de courant du champ de vitesse sous une fréquence de 1490 tr/min. Lei et al. [10] ont réalisé une étude numérique et expérimentale sur l'effet de l'angle d'inclinaison des pales (0° à 27°) avec ou sans système de propulsion tip-jet sur les performances aérodynamiques, le nombre de Mach et le contour des pressions autour des pales sous une rotation allant jusqu'à 3700 tr/min. Salunkhe [11] a appliqué le transformé en ondelettes de Morlet pour étudier le processus de décrochage (stall inception) lors de démarrage d'un ventilateur axial à un étage dans des conditions de débit d'entrée laminaire et turbulent. Dazin [12] a caractérisé expérimentalement la variation du nombre de cellules de décrochage en fonction de la diminution du débit. En effet, la grande variation cyclique du débit d'air est synonyme à des sollicitations dynamiques et à de hautes pressions qui entraînent des dommages mécaniques aux pales et des chutes de performance [13]. Le choix des matériaux les plus performants et l'étude de l'endommagement des pales ont fait l'objet de quelques autres travaux [14,15]. D'autres travaux ont été menés sur la modélisation du bruit généré par les pales [16], le couplage fluide-structure [17], la modélisation et l'optimisation des structures mécaniques par éléments finis [18]. Khadir et Mrad [19] ont étudié la performance aérodynamique d'une éolienne de type Darrieus. Le modèle numérique proposé est basé sur l'application des principes de calcul dynamique des fluides (CFD) sur une nouvelle conception d'éolienne à axe vertical à effet Magnus. Les techniques de CFD sont également utilisées pour étudier les performances d'une turbine axiale hydraulique de type turboforeuse [20], [21], [22].

La caractérisation des performances d'un ventilateur axial est également étudiée à l'aide de calculs CFD et validée expérimentalement selon les normes AMCA [23].

Haupt et Abdelhamid [24] ont montré que l'instabilité du débit entraîne non seulement une détérioration des performances du compresseur, mais également des dommages mécaniques dus à des excitations dynamiques, en particulier dans les applications à haute pression et à débit massique élevé. Li et al [25] ont simulé l'effet de réglage de la roue sur le rendement d'un ventilateur à flux axial, ils ont investigué aussi l'effet de la variation du jeu sur la performance. He et al. [26] ont étudié l'influence de l'angle d'installations des pales sur le rendement des ventilateurs axiaux. Mohamed et Shaaban. [27] ont proposé deux géométries aérodynamiques différentes pour améliorer l'efficacité aérodynamique des turbines en optimisant l'angle de pas des pales. Li et al. [28] ont étudié l'effet de la déviation de l'angle de pale sur la performance et le bruit du ventilateur.

D'après les travaux de recherche présentés ci-dessus, il est montré que la CFD présente un outil de calcul intéressant pour étudier le champ d'écoulement et les courbes de performance des ventilateurs.

2.3 Étude théorique et élaboration des paramètres de calcul

Établissement de l'équation de la pression totale :

$$P_{tot} = P_s + P_v \quad (1)$$

Où : P_{tot} : c'est la pression totale

P_v : c'est la pression dynamique résulte du mouvement du flux d'air

$$P_v = \frac{1}{2} \rho \times v^2 \quad (2)$$

En effet, la pression dynamique est déterminée à partir du théorème de Bernoulli et elle représente l'énergie cinétique nécessaire à la circulation d'air dans le ventilateur. Toute variation d'un champ de flux engendre une variation de la pression sous l'effet de la variation de la vitesse.

P_s : C'est la pression statique : elle se définit comme étant la pression, exercée perpendiculairement au flux d'air, sur les parois du ventilateur.

ρ : Masse volumique du fluide

La pression dynamique dépend toujours de la vitesse d'écoulement et elle augmente avec l'augmentation de la vitesse donc de l'énergie transférée.

La pression totale est la somme de la pression statique qui est constante et la pression dynamique ce qui implique que la pression totale augmente avec l'augmentation de la pression dynamique sous l'effet de la croissance de la vitesse.

Pression générée par le ventilateur : appelée encore gain de pression totale : représente la différence de pression totale entre la sortie et l'entrée.

$$P_{vent} = P_{sortie} - P_{entrée} \quad (3)$$

Où : $P_{entrée}$: c'est la pression d'entrée aspirée par le ventilateur directement de l'atmosphère. En relatif, cette pression est nulle.

P_{sortie} : C'est la pression de sortie générée

2.4 Établissement de la loi de similitude

Pour prévoir des changements de débit, de pression ou même de la puissance aéraulique utile (P_u) et la puissance acoustique (L_w), il existe des lois a exploité notées sous le nom « des lois de similitude » [2]. Cette loi est exploitable dans le cas où il existe des changements dans les paramètres suivants :

- La taille du ventilateur (représentée par le diamètre D de la roue)
- La vitesse de rotation (N)
- La masse volumique du fluide (ρ)

En effet s'il existe une étude faite sur un ventilateur de paramètres initiaux D_0 et N_0 . Pour un ventilateur supposé homothétique au premier alors ces deux ventilateurs ont le même rendement et les différents autres paramètres : le débit, la pression et les différentes formes de puissances sont déterminés à partir des équations suivantes :

➤ Débit :

$$Q_v = Q_{v0} \times \left(\frac{N}{N_0}\right) \times \left(\frac{D}{D_0}\right)^3 \quad (4)$$

➤ Élévation de la pression

$$P = P_0 \times \left(\frac{N}{N_0}\right)^2 \times \left(\frac{D}{D_0}\right)^2 \times \frac{\rho}{\rho_0} \quad (5)$$

➤ Puissance aéraulique :

$$Pu = Pu_0 \times \left(\frac{N}{N_0}\right)^3 \times \left(\frac{D}{D_0}\right)^5 \times \frac{\rho}{\rho_0} \quad (6)$$

➤ Puissance acoustique :

$$Lw = Lw_0 + 50 \log \left(\frac{N}{N_0}\right) + 70 \log \left(\frac{D}{D_0}\right) \quad (7)$$

Où :

- Q_v : Débit volumique (m³/s)
- P : Élévation de pression (Pa)
- Pu : Puissance aéraulique utile (W)
- Lw : Niveau global de puissance acoustique (dB)
- N : Vitesse de rotation en (tr/min)
- D : Diamètre de la roue du ventilateur (m)
- ρ : Masse volumique du fluide (kg/m³)

2.5 Détermination de la vitesse de rotation optimale du ventilateur

Selon les dimensions du modèle proposé et selon les conditions opératoires, il est possible d'estimer la vitesse de rotation optimale.

En effet, la vitesse de rotation du ventilateur peut être déterminée à partir de la loi empirique [2], présentée par l'équation suivante :

$$d_{min} = 19\,000 \times \frac{\sqrt{P_s}}{N} \quad (8)$$

Où : d_{min} : diamètre minimal du moyeu (po)
 N : vitesse de rotation de l'arbre moteur (tr/min)

P_s : Pression statique (po H₂O)

Exemple de calcul

Hypothèse : on suppose que la pression statique est : $P_s = 4$ po H₂O (996 Pa) et le diamètre minimal du moyeu $d_{\min} = 21$ po.

Donc, à partir de l'équation, (8), La fréquence de rotation peut s'écrire comme suit :

$$N = 19\,000 \times \frac{\sqrt{P_s}}{d_{\min}} = 1809.52 \text{ tr/min} \quad \text{soit } N=1800 \text{ tr/min}$$

Détermination de la pression totale pour cet exemple de pression statique :

Selon l'expression de la pression dynamique :

$$P_v = \frac{1}{2} \times \rho \times V^2 \quad (9)$$

On exprime le débit volumique en fonction de la vitesse selon l'équation suivante :

$$Q = A \times V \quad (10)$$

Où : Q : débit volumique

A : la surface traversée par le flux d'air (disque de diamètre 60 po)

Le but dans ce cas est de déterminer la pression dynamique à travers la détermination de la vitesse V puis on l'injecte dans la relation (9). Enfin, la pression dynamique s'exprime comme suit :

$$P_v = \frac{1}{2} \times \rho \times \left(\frac{Q}{A}\right)^2 \quad (11)$$

Durant les calculs on utilise les unités suivantes :

ρ : kg/m³

Q : m³/s

A : m²

Ainsi, selon les données proposées dans le Tableau 2:

Tableau 2 : Les données proposées

Débit volumique Q	200 000 CFM (94,4 m ³ /s)
Diamètre D	60 po (1,524 m)
Masse volumique ρ	ρ = 1,201 kg/m ³

$$Q = 200\,000 \text{ CFM} = 94,4 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A = 3,14 \times (30 \times 25,4 \times 10^{-3})^2 = 3,14 \times (0,762)^2 = 1,82322216 \text{ m}^2$$

$$\text{Alors : } P_v = 1609,83 \text{ Pa} = 6,463 \text{ po H}_2\text{O}$$

$$\text{D'où la pression totale est : } P_t = P_s + P_v = 6,463 + 4 = 10,463 \text{ po H}_2\text{O}$$

Donc pour un diamètre du moyeu égal à 21 po avec une pression statique égale 4 po H₂O, la vitesse de rotation optimale est N = 1800 tr/min.

Classement des installations aérauliques :

Généralement les systèmes aérauliques sont classés en fonction de leur valeur de pression selon la classification suivante :

- Basse pression : $P_t < 1000 \text{ Pa}$
- Moyenne pression : $1000 \text{ Pa} < P_t < 5000 \text{ Pa}$
- Haute pression : $P_t > 5000 \text{ Pa}$

Pour ce cas on a la pression totale $P_t = 10,463 \text{ po H}_2\text{O} = 2605,287 \text{ Pa}$ alors c'est un ventilateur a moyenne pression ce qui justifie le domaine d'emploi de ce type de ventilateur.

2.6 Élaboration des équations du calcul du rendement énergétique

Calcul de l'énergie mécanique captée par le fluide :

Cette énergie représente la puissance hydraulique transmise par le ventilateur au fluide (air). Elle s'exprime comme suit :

$$P_{hyd} = Q \times P_{tot} \quad (12)$$

Où : P_{hyd} : c'est la puissance hydraulique (W)

Q : c'est le débit volumique (m^3/s)

P_{tot} : c'est la pression totale du ventilateur appelée aussi « hauteur manométrique ». (Pa)

Calcul de la puissance à l'arbre moteur :

La puissance à l'arbre moteur représente la puissance nécessaire pour faire tourner les pales autour de l'axe de rotation. Cette puissance peut être se calculer par deux façons : soit par une formule en fonctions les vitesses dans les trois directions, ou soit en fonction du moment de la pale autour de l'axe de rotation. Ces deux formules sont montrées respectivement dans les deux équations suivantes :

Formule 1 :

$$P_{arbre-moteur} = \sum_{i=1}^n (\vec{V}_i * \vec{F}_i) \quad (13)$$

Où : n : représente le nombre d'éléments de maillage à la surface de la pale

V_i : est la vitesse absolue de l'élément

F_i : est la force exercée par la pression sur la surface de la pale

Formule 2 :

$$P_{arbre-moteur} = \text{Couple} \tau (\text{axe de rotation } z) * \text{Vitesse de rotation } \Omega \quad (14)$$

Les résultats des deux formules ont une différence qui ne dépasse pas 5%.

Indication : La formule adoptée dans la présente étude est la deuxième formule.

Calcul du rendement énergétique :

Le rendement énergétique est égal au rapport de la puissance aéraulique par la puissance a l'arbre moteur comme montré dans la formule suivante :

$$\eta = \frac{P_{hyd}}{P_{arbre-moteur}} \quad (15)$$

2.7 Modélisation de la turbulence

2.7.1 Introduction

La turbulence est un phénomène complexe et omniprésent dans notre monde. Elle se manifeste dans de nombreux domaines tels que la météorologie, l'aéronautique, l'océanographie, l'énergétique et la thermique, et joue un rôle crucial dans de nombreux processus naturels et industriels. En mécanique des fluides, la turbulence est définie comme un écoulement désordonné dans le temps et dans l'espace, caractérisé par des structures cohérentes en mouvement ou des mouvements complètement désordonnés. Elle est imprévisible et peut rendre toute prédiction déterministe de son évolution impossible. Malgré sa complexité, la turbulence est un domaine de recherche actif et crucial pour de nombreux domaines scientifiques et techniques. La modélisation de la turbulence est l'un des principaux défis de la mécanique des fluides, car elle vise à décrire ces phénomènes complexes à l'aide de mécanismes relativement simples. Dans ce paragraphe, nous allons explorer les principaux aspects de la turbulence, son origine, ses caractéristiques et son importance dans divers domaines scientifiques et industriels.

2.7.2 Notion de turbulence

La turbulence peut être définie comme un état d'écoulement fluide caractérisé par une agitation désordonnée, chaotique et non linéaire. Elle se manifeste par des fluctuations aléatoires de la vitesse, de la pression et de la densité du fluide, qui se traduisent par la formation de tourbillons de différentes tailles et formes. Ces tourbillons peuvent interagir et se mélanger de manière complexe, entraînant une dispersion rapide et efficace des particules dans le fluide.

La turbulence est un phénomène complexe et multidimensionnel, qui peut être difficile à modéliser et à comprendre. La compréhension de la turbulence et de son comportement est essentielle pour la conception et l'optimisation de nombreux systèmes industriels, tels que les turbines, les échangeurs de chaleur, etc.

2.7.3 Principaux aspects de la turbulence

La turbulence est un phénomène complexe et multi-échelle qui présente plusieurs aspects importants [29]. En voici quelques-uns :

- ✓ Fluctuations aléatoires : La turbulence est caractérisée par des fluctuations aléatoires de la vitesse et de la pression, qui se produisent à toutes les échelles de temps et d'espace. Ces fluctuations sont difficiles à prévoir, car elles sont imprévisibles et chaotiques.
- ✓ Échelles spatiales et temporelles variées : La turbulence implique des structures à grande échelle, telles que les tourbillons, ainsi que des structures à petite échelle, telles que les mouvements chaotiques des particules fluides individuelles. Ces structures peuvent varier en taille et en temps, ce qui rend la modélisation de la turbulence très difficile.
- ✓ Caractère non-linéaire : La turbulence est un phénomène non-linéaire, ce qui signifie que les effets ne sont pas proportionnels aux causes. Les interactions entre les différentes échelles de la turbulence rendent le comportement global du système difficile à prévoir.
- ✓ Importance dans divers domaines : La turbulence est omniprésente dans notre monde et joue un rôle crucial dans de nombreux processus naturels et industriels, tels que la météorologie, l'aéronautique, l'océanographie, l'énergétique et la thermique. Comprendre et modéliser la turbulence est donc un enjeu majeur pour ces différents domaines.
- ✓ Défis de la modélisation : La modélisation de la turbulence est l'un des principaux défis en mécanique des fluides, car elle implique la description d'un phénomène complexe et chaotique à l'aide de mécanismes relativement simples. Les techniques de modélisation de la turbulence sont en constante évolution pour améliorer la précision des prévisions et réduire les coûts de simulation.

2.7.4 Origines de la turbulence

Les origines de la turbulence sont complexes et dépendent des conditions environnementales et des propriétés du fluide en mouvement. Cependant, plusieurs facteurs qui peuvent contribuer à l'apparition de la turbulence [29] :

- ✓ Les perturbations : La turbulence peut être initiée par des perturbations externes, telles que les irrégularités de la surface d'un corps, les changements de pression, ou les mouvements des parois. Ces perturbations peuvent entraîner la formation de tourbillons, qui se développent en turbulence.
- ✓ L'instabilité : Un écoulement peut devenir instable lorsque les forces de traînée et les forces d'inertie sont comparables. Cette instabilité peut entraîner la formation de tourbillons et la transition vers la turbulence.
- ✓ Les gradients de vitesse : Les gradients de vitesse dans un écoulement peuvent également contribuer à la formation de la turbulence. Les différences de vitesse entre les différentes couches de fluide peuvent entraîner la création de tourbillons qui se développent en turbulence.
- ✓ Les effets visqueux : Les effets visqueux du fluide peuvent jouer un rôle dans l'apparition de la turbulence. Les frictions entre les différentes couches de fluide peuvent générer des gradients de vitesse qui entraînent la formation de tourbillons.

En résumé, la turbulence peut être initiée par des perturbations externes, l'instabilité, les gradients de vitesse, ou les effets visqueux du fluide en mouvement. La complexité de la turbulence rend sa modélisation et sa compréhension difficiles, mais les recherches en la matière continuent d'avancer.

2.7.5 Turbulence : Méthodes d'approche et modèles de turbulence

La turbulence est un phénomène complexe, qui font partie de la vie courante et caractérise le fonctionnement de plusieurs domaines d'applications industriels, dont la mécanique des fluides constitue la science qui s'intéresse à l'étude de ces

caractéristiques. Les turbomachines sont parmi les applications majoritaires affectées par ce phénomène. Les dégâts résultants de ce phénomène sont multiples, mais ils sont en général liés toujours aux performances. En effet, dans les turbomachines, l'écoulement de fluide subit des variations de vitesse, de pression et de direction, ce qui peut entraîner l'apparition des tourbillons, d'instabilités et de perturbations dans le champ de l'écoulement.

Le phénomène de turbulence a un impact significatif sur les performances des turbomachines, en particulier les ventilateurs axiaux. La turbulence peut en effet affecter la formation de la couche limite, la répartition des vitesses et des pressions dans l'écoulement, ainsi que la génération de bruit et de vibrations. La turbulence peut également influencer la consommation d'énergie et la durée de vie des composants de la machine.

La modélisation de la turbulence est une étape clé dans la simulation numérique des écoulements turbulents en mécanique des fluides. En effet, la turbulence est un phénomène complexe caractérisée par des fluctuations de vitesse, de pression et de température à différentes échelles spatiales et temporelles. Ils existent plusieurs méthodes d'approches pour modéliser la turbulence, dont les principaux sont montrés dans le paragraphe suivant :

Méthodes d'approches pour la turbulence :

Les modèles de description de la turbulence vont de la Simulation Numérique Directe (DNS), qui est la seule méthode capable de prendre en compte toutes les échelles de l'écoulement, jusqu'aux méthodes statistiques stationnaires basées sur des moyennes spatiales et temporelles. Ces méthodes sont appelées Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS). Les modèles de Simulation des Grandes Échelles (Large Eddy Simulation - LES) se situent quant à eux entre ces deux approches, en ce qui concerne la représentation explicite des échelles [30].

Malgré les nombreuses recherches menées depuis plus de cent ans, la modélisation des écoulements turbulents est un défi de taille à relever. Les chercheurs se concentrent principalement sur trois approches différentes. La première, appelée DNS (Direct Numerical Simulation), est une méthode déterministe de résolution numérique. La seconde est appelée : LES (large Eddy Simulation). C'est une méthode semi-déterministe. Enfin, la troisième approche, appelée RANS (Reynolds Average Navier-Stokes), est une méthode statistique plus ancienne qui a connu un développement important. Les objectifs de ces trois méthodes sont différents et elles nécessitent des coûts de calcul variés. Ces différentes méthodes peuvent être classées comme suit :

Méthode 1 :

Les méthodes DNS (Direct Numerical Simulation) : Cette méthode résout directement toutes les équations de Navier-Stokes sans aucune simplification. Elle permet de simuler l'écoulement avec une très haute résolution spatiale et temporelle, mais elle est très coûteuse en termes de puissance de calcul.

Méthode 2 :

Les méthodes LES (large Eddy Simulation) : Cette méthode divise l'écoulement en une partie résolue (grands tourbillons) et une partie non résolue (petits tourbillons). Elle permet de calculer les effets de la turbulence de petite échelle sur la partie résolue.

Méthode 3 :

Les méthodes RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) : Cette méthode considère que les propriétés de l'écoulement (vitesse, pression, température) peuvent être séparées en une partie moyenne et une partie fluctuante. Elle permet de calculer la moyenne statistique des fluctuations de l'écoulement turbulent.

Méthode 4 :

Les méthodes hybrides : Cette méthode combine les avantages des deux méthodes : LES et RANS, en utilisant une transition progressive entre les deux. Cela permet de réduire les coûts de calcul tout en améliorant la précision des résultats.

Chacune de ces méthodes présente des avantages et des inconvénients en termes de coût de calcul, de précision et de complexité de mise en œuvre. Le choix de la méthode dépendra de l'objectif de la simulation, des ressources disponibles et du niveau de précision requis.

Modèles de turbulences

Il existe plusieurs types de modèles de turbulences, dont les plus courants sont [30] :

- ✓ **Le modèle k-epsilon** : est l'un des plus courants et considérés comme un modèle de base pour les méthodes RANS. Il se base sur l'hypothèse de l'équilibre de la turbulence, et consiste en deux équations pour le taux de dissipation turbulente et la viscosité turbulente.
- ✓ **Le modèle k-omega** : est une variante du modèle k-epsilon qui se concentre davantage sur les écoulements à fort cisaillement et permet une résolution plus précise des zones de cisaillement élevé.
- ✓ **Le modèle Reynolds Stress (RSM)** : est un modèle plus avancé qui utilise une équation pour chaque composante de la tension de Reynolds. Il est plus précis que les modèles à deux équations, mais nécessite une discrétisation fine du maillage et une résolution numérique plus précise, ce qui le rend plus coûteux en temps de calcul.
- ✓ **Il existe également des modèles hybrides**, qui combinent des aspects des modèles à deux équations et des modèles RSM. Par exemple, le modèle SST (Shear Stress Transport) combine les avantages du modèle k-epsilon et du modèle k-omega pour améliorer la prédiction des écoulements à fort cisaillement.

Il est important de noter que le choix du modèle de turbulence dépend du type d'écoulement considéré, de la complexité de la géométrie et de la précision souhaitée. En général, le choix d'un modèle de turbulence approprié est crucial pour obtenir des résultats précis et fiables dans la résolution numérique des écoulements turbulents. Les

équations du modèle de turbulence choisi vont être développées dans la suite de cette étude.

L'approche de Reynolds pour l'écriture des équations de Navier-Stokes

Pour l'analyse de l'écoulement des fluides de l'ensemble de la turbine axiale, l'équation de continuité et l'équation de Navier-Stokes moyennée de Reynolds pour un écoulement incompressible ont été utilisées.

Les méthodes RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes) sont largement utilisées pour la résolution numérique des écoulements turbulents. Pour cela, il est nécessaire d'utiliser des modèles de turbulence pour calculer les grandeurs statistiques du champ de turbulence. Les modèles de turbulence les plus couramment utilisés dans les méthodes RANS sont les modèles à deux équations, qui décrivent l'évolution de la turbulence par deux équations supplémentaires pour les quantités scalaires appelées la dissipation turbulente et la longueur de mélange.

L'approche de Reynolds :

D'une manière générale, un flux ou une fonction d'écoulement (ψ) est composé par une fonction ou variable moyenne (Ψ) et une variable fluctuante ($\psi'(t)$) avec :

$$\psi = \Psi + \psi'(t) \quad (16)$$

Donc, selon cette définition, les modèles de turbulence résolvent les équations de transport par l'introduction de ces nouvelles variables moyennes et fluctuantes, plus loin, la variable vitesse (plus utilisé) est divisée en deux composantes : la variable moyenne \bar{U}_i et la variable fluctuante u_i .

Avec \bar{U}_i est calculé comme suit :

$$\bar{U}_i = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} U_i dt \quad (17)$$

Où : Δt : c'est le pas de temps, elle est reliée à la fluctuation de la turbulence.

Il ne faut pas confondre ce pas de temps au pas de temps, auxquelles les équations sont résolues.

En général, le flux à l'intérieur des turbomachines est toujours turbulent. Par conséquent, le champ d'écoulement (vitesse-pression) est calculé sur la base des équations Reynolds Average Navier-Stokes (RANS). Ces équations sont obtenues en considérant les composantes de moyenne de temps et de fluctuation. Après avoir substitué des équations de moyenne, nous obtenons les équations d'écoulement suivantes (en notation de tenseur) :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j) = 0 \quad (18)$$

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} [\tau_{ij} - \rho \overline{U_i U_j}] + S_M \quad (19)$$

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \delta_{ij} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \quad (20)$$

Où :

τ_{ij} : C'est le tenseur de contraintes moléculaire (y compris les composants normaux et de cisaillement de la contrainte).

$\rho \overline{U_i U_j}$: C'est "le tenseur de viscosité turbulente"

L'équation de continuité n'a pas été modifiée, mais les équations de mouvement et de transport scalaire contiennent des termes de flux turbulents en plus des flux diffusifs moléculaires : ce sont les contraintes de Reynolds.

Définition : le tenseur de viscosité turbulente : modèle de viscosité de Foucault

Une proposition suggère que la turbulence consiste en de petits tourbillons qui se forment et se dissipent continuellement, et dans lesquels les contraintes de Reynolds sont supposées être proportionnelles aux gradients de vitesse moyenne. Ceci définit un "modèle de viscosité de Foucault. L'hypothèse de viscosité de Foucault suppose que les contraintes de Reynolds peuvent être liées aux gradients de vitesse moyenne et à la

viscosité turbulente par l'hypothèse de diffusion de gradient, d'une manière analogue à la relation entre les contraintes et les tenseurs de contrainte dans l'écoulement newtonien laminaire. Cette définition constitue ce qu'on appelle l'hypothèse de Boussinesq. Cette relation est définie comme suit :

$$-\rho \overline{U_i U_j} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \left(\mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} - \rho k \right) \quad (21)$$

L'objet de la modélisation de la turbulence dans ce cadre est d'avoir une relation entre μ_t et les autres inconnues du problème afin de fermer le système d'équations à résoudre. Alors on a :

$$\tau_{ij} - \overline{\rho u_i' u_j'} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho \delta_{ij} k \right) \quad (22)$$

L'équation de transport devient :

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \quad (23)$$

Avec :

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

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{\kappa^2}{\varepsilon}$$

$$p' = p + \frac{2}{3} \left(\mu_{eff} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right)$$

- p' : C'est la pression modifiée

- μ_t : C'est la viscosité turbulente

- κ : C'est l'énergie cinétique turbulente

- ε : C'est la dissipation turbulente

Les équations de Reynolds deviennent dans le cas d'un fluide newtonien incompressible et stationnaire :

$$\frac{\partial U_j}{\partial x_j} = 0 \quad (24)$$

$$\rho U_i \frac{\partial U_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \quad (25)$$

Durant cette partie une introduction sur les ventilateurs axiaux est faite en premier. Le cadre théorique est illustré présentant plusieurs travaux de recherche traitant la performance et les causes de sa dégradation. Les phénomènes et les causes principaux qui affectent la performance du ventilateur sont présentés, principalement on cite le phénomène de décrochage. Les paramètres qui peuvent améliorer ou influencer la performance sont aussi cités. Ce chapitre couvre aussi la notion de la turbulence : sa définition, ces aspects, ces méthodes de résolutions ainsi que les modèles permettant de résoudre les problèmes liés à ce phénomène.

Chapitre 3 ÉTUDE PRÉLIMINAIRE

Le réseau de ventilation dans les mines souterraines est actuellement le processus le plus énergivore compte tenu du besoin constant d'air frais. Les principaux indicateurs de performance d'un ventilateur minier à technologie axiale sont la pression, le débit d'air et la consommation électrique. Un fonctionnement optimal de ces ventilateurs nécessite un meilleur compromis entre ces variables en fonction à la fois de leur état technique et des besoins de ventilation (Acuña et al. 2014) [31]. Un tel compromis est nécessaire, car les débits et les pressions souhaités sont obtenus grâce à des processus à forte consommation d'énergie. De plus, ces indicateurs de performance varient différemment selon les paramètres de configuration. Habituellement, leur évaluation est basée sur des simulations CFD paramétriques. Aussi l'augmentation des performances passe également par un choix optimal des conditions de fonctionnement comme la vitesse de rotation du moteur et le couple de serrage des pales. En plus de ces paramètres de fonctionnement, l'angle d'attaque des pales et le jeu entre les pales et le tube du ventilateur ont un effet significatif sur l'état d'écoulement, et en particulier sur ses forces de portance et de traînée. Les variations de ces paramètres ont un impact direct sur le rendement énergétique du ventilateur. Un impact de cette étape est la détermination d'un intervalle admissible à la fois du dégagement et de l'angle d'attaque. Elle est obtenue en étudiant plusieurs indicateurs tels que ceux liés à la fois aux turbulences et aux pressions comme le coefficient de traînée (C_d), qui contribue à la baisse des performances aérodynamiques du ventilateur, le coefficient de portance (C_l), les paramètres de la turbulence (I_t , D_t), les forces du flux généré F_x , F_y et F_z et la différence de pression (P_{diff}) entre les deux facettes des pales. Ces indicateurs sont décrits plus en détail comme suit.

C_d est utilisé dans la modélisation de la résistance au débit d'air.

C_l est un indicateur de la force de pression générée par la pale.

I_t et D_t contribuent à la baisse des performances aérodynamiques du ventilateur.

F_x est la force axiale responsable pour une augmentation du débit, cette variable doit être augmentée.

F_y et F_z sont les forces responsables de la dissipation vers le tube. Ils proviennent des interactions structure/fluide, et doivent être minimisés.

P_{diff} indique le gradient de pression, qui peut être atteint en aval des pales.

3.1 Méthodes

La méthodologie adoptée est basée sur une approche paramétrique numérique, permettant une variation automatisée des deux variables et qui sont : le jeu pale-tube et l'angle d'attaque. Les conditions aux limites appliquées pour les différentes simulations sont résumées dans le Tableau 3. Les simulations aérodynamiques sont notamment réalisées à l'aide du logiciel SOLIDWORKS. Les intervalles du jeu Pales/Tube et les variations d'angle d'attaque sont présentés dans le Tableau 4.

Tableau 3 : Conditions aux limites

Conditions aux limites de débit d'entrée	
Vitesse d'entrée du flux	$V=15$ m/s
Paramètres thermodynamiques	Température : $T=293,2$ K
	Pression : $P=101\ 325$ Pa
Paramètres de turbulence	Intensité de turbulence : $I=2\%$
	Longueur d'intensité : $L=0,018$ m

Tableau 4 : Plage de variation des paramètres

Angle d'attaque (deg) Jeu fixe	$\alpha = [20 ; 29 ; 38 ; 47 ; 56 ; 65]$
Jeu (m) Angle fixe	$J = [0,0148 ; 0,0178 ; 0,0208 ; 0,0238 ; 0,0268 ; 0,0275]$

La conception des différentes composantes du ventilateur est faite selon les dimensions réelles du système de ventilation émises par Hyperflo, une entreprise basée à Rouyn-Noranda, Québec [1]. Le modèle assemblé est illustré à la Figure 2.

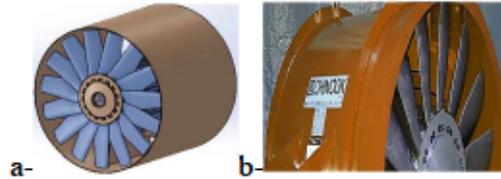


Figure 2 : Ventilateur minier axial chinook. (a) modèle CAO, (b) modèle réel

3.1.1 Effet de l'angle d'attaque sur les paramètres d'écoulement

D'après la littérature sur les ventilateurs, une augmentation de la force de portance du flux à fréquence de rotation constante est obtenue par une augmentation du nombre de pales (Frank P 1997), [2]. Cependant, cette approche n'est ni rentable ni économe en énergie. En effet, une augmentation du nombre des pales du ventilateur induit également une augmentation de la force de traînée. Le schéma des forces est illustré dans la Figure 3. De plus, les forces de portance, développées lors de la rotation du ventilateur, génèrent une surpression due à la réaction dynamique avec le flux d'air (Charan et Prasad 2014) [32]. Une évaluation des performances des pales implique le calcul des coefficients de traînée et de portance sur la base des équations 26 et 27 suivantes.

$$C_d = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} \quad (26)$$

$$C_l = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho V^2 A} \quad (27)$$

Où L , est la force de portance, D est la force de traînée, ρ est la densité de l'air, V est la vitesse du flux d'air et A est la surface de la pale.

Le rapport entre les deux coefficients $C_l/C_d = L/D$ varie linéairement avec l'incidence (Frank P 1997) [2]. Par conséquent, une évaluation des performances aérodynamiques du ventilateur implique une étude des effets de l'angle d'attaque sur différents paramètres d'écoulement (Zhang et al 2019, Li et al 2019, Li et al 2016,) [5, 10,33].

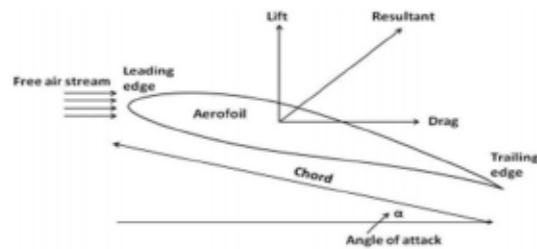


Figure 3 : Forces agissant sur un profil aérodynamique d'une pale de ventilateur axial (Frank P 1997) [2].

3.1.2 Effet du jeu pales-tube :

Afin de diminuer le risque de défaillance ou d'usure des pales pendant le fonctionnement du ventilateur, le jeu pale-tube doit être constamment vérifié. La configuration du ventilateur et du tube utilisés dans les travaux en cours est illustrée dans la Figure 4. Le jeu le plus approprié peut être calculé en fonction des déformations des aubes et du tube. Ce jeu aube-tube a un effet direct sur les paramètres d'écoulement, notamment la pression appliquée sur le tube, les coefficients de traînée et de portance, les forces moyennes du flux d'air et les paramètres de turbulence.

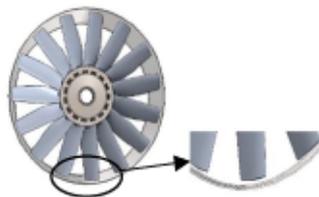


Figure 4 : Une vue du jeu pales-tube

L'angle aérodynamique d'une pale est composé de deux composantes qui sont l'angle d'attaque α et l'angle d'entrée du flux d'air β , qui peut être calculé à partir du profil de

vitesse (Li et al 2016) [33]. L'angle d'une pale est égal à la somme de ces deux angles $\alpha + \beta$. Toute modification de l'un de ces deux angles influence les paramètres d'écoulement.

3.1.3 Origine des pertes aérodynamiques

Les pertes aérodynamiques peuvent être approximées par la fraction ξ de l'énergie cinétique comme montré dans l'équation suivante) :

$$\Delta_{losses} = \xi * \frac{V^2}{2} \text{ (Pluviôse et Périlhon 2002) [34].} \quad (28)$$

Cette fraction présente une sensibilité à l'angle d'entrée du flux d'air β dans lequel il existe un angle optimal β_a (dit aussi angle d'adaptation) montré dans la Figure 5. De part et d'autre de cet angle, les pertes augmentent de manière asymétrique.

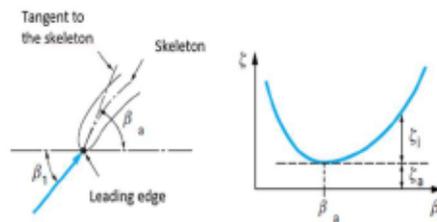


Figure 5 : Variations des coefficients de pertes d'énergie en fonction de l'angle d'entrée du flux (Pluviôse et Perilhon 2002) [34].

3.2 Résultats et discussion

3.2.1 Détermination de l'angle d'attaque d'une pale

La force de poussée créée par une différence de pression entre les deux facettes est représentée sur les figures : Figure 6a et Figure 6b. Les valeurs sont réparties entre 101223 et 101414 Pa. Le défi consiste à trouver l'angle d'attaque qui donne la différence de pression la plus élevée. Celle-ci peut être calculée par la différence entre la pression maximale de la première facette et la pression minimale de la deuxième facette. Cette différence est modélisée par l'équation suivante.

$$P_{diff} = P_{max}(facet1) - P_{min}(facet2) \quad (29)$$

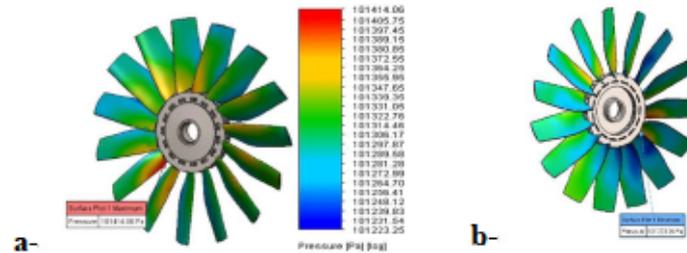


Figure 6 : Répartition de la pression sur les deux facettes de la pale (a) 1ère facette et (b) 2ème facette de la pale

Il est pratiquement impossible d'obtenir les configurations avec une orientation des pales à 0° ou à 90° . Par conséquent, ces deux angles sont éliminés lors du processus de simulation. Lors du montage des pales, un inter-espace est nécessaire pour éviter tout croisement des pales avec le tube. Ainsi, le montage et la rotation des pales se font sans aucun risque d'interférence pour un angle pris entre 20° et 65° . Dans cet intervalle, la différence de pression maximale augmente en fonction de l'angle d'attaque, comme indiqué dans la Figure 7.

L'analyse des données de la Figure 7, Figure 8b, Figure 9a et la Figure 10a, b, c montrent respectivement que la différence de pression P_{diff} , le coefficient de traînée C_d , la force axiale de l'écoulement F_x , l'intensité turbulente, l'énergie turbulente I_t et E_t , ainsi que la dissipation turbulente D_t , augmentent avec l'angle d'attaque α . Pendant ce temps, la pression moyenne du flux d'air diminue avec l'angle d'attaque, comme indiqué dans la Figure 11.

De la même manière, en se basant sur la Figure 8a, c et la Figure 9b, c respectivement, les paramètres restants et qui sont le coefficient de portance C_l et le rapport L/D d'une part ainsi que les forces d'écoulement F_y et F_z d'autre part, présentent des variations instables avec l'angle d'attaque.

Donc le choix de l'angle est fait de manière à trouver un compromis entre les différents paramètres de façon à avoir, selon la possibilité, de faibles valeurs d'intensité

turbulente, moins de dissipation d'énergie, plus de force axiale du flux (F_x), un rapport $\frac{L}{D}$ élevé, des forces faibles selon y et z, moins de chutes de pression moyenne du flux.

Alors le choix de l'angle d'attaque est $\alpha = 29^\circ$, pour lequel le compromis décrit précédemment est respecté sauf que la force F_z présente une valeur élevée. En général, on ne peut pas avoir un état où tous les paramètres sont dans leurs états optimaux. Donc, le compromis précédent doit être fait sur le choix des paramètres de réglages, en fonction de l'objectif de performance visé.

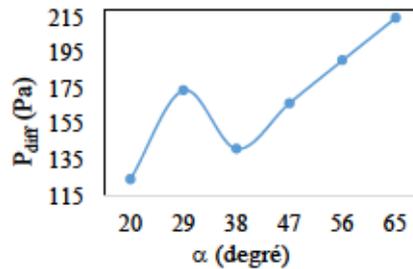


Figure 7 : Variations de la différence de pression du ventilateur en fonction de l'angle d'attaque

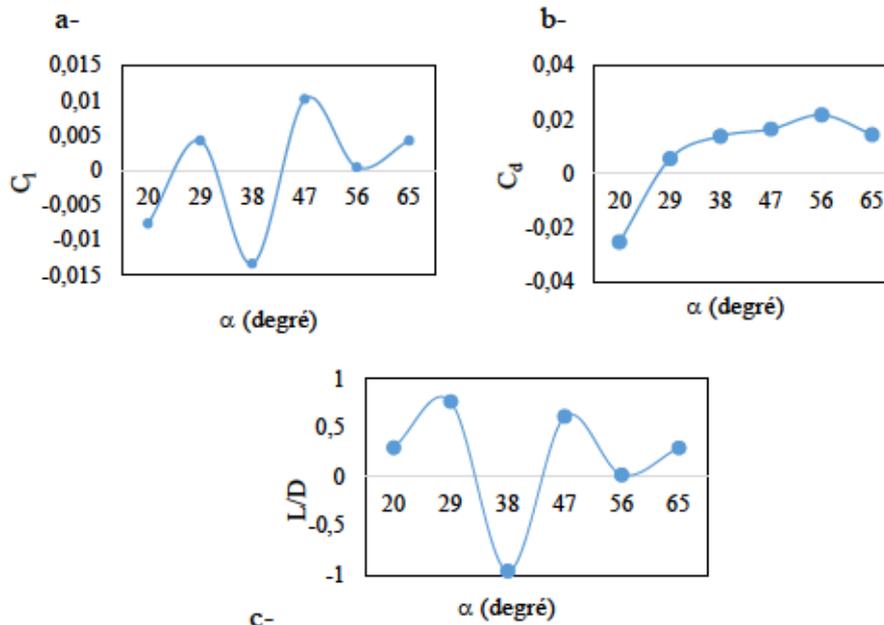


Figure 8 : Variations des coefficients aérodynamiques du ventilateur en fonction de l'angle d'attaque : (a) portance, (b) traînée et (c) rapport L/D

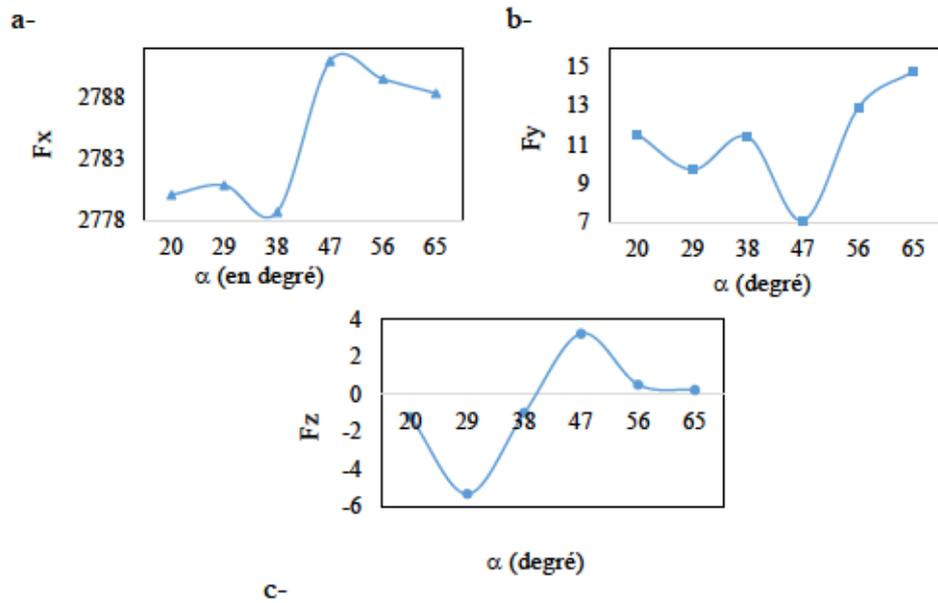


Figure 9 : Variations des forces du flux d'air en fonction de l'angle d'attaque : (a) F_x , (b) F_y , (c) F_z

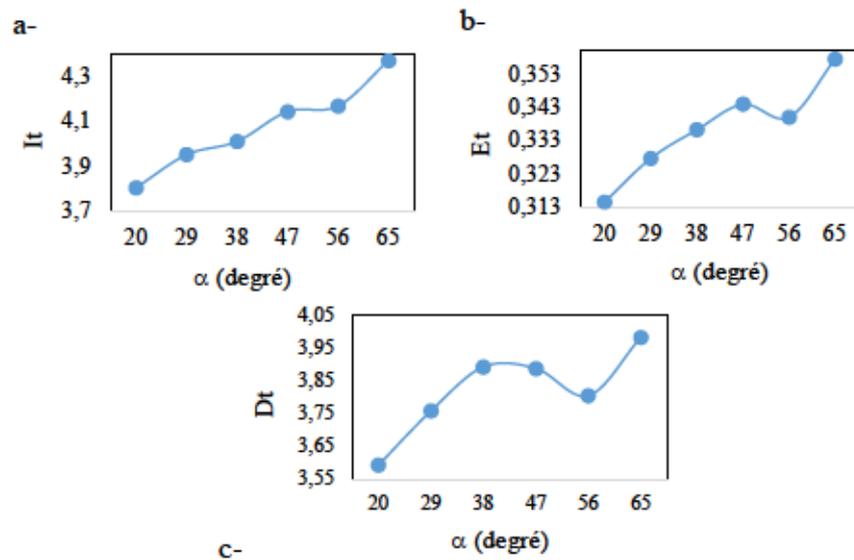


Figure 10 : Variations des paramètres de turbulence du ventilateur en fonction de l'angle d'attaque. (a) intensité turbulente ; (b) énergie turbulente ; (c) dissipation turbulente

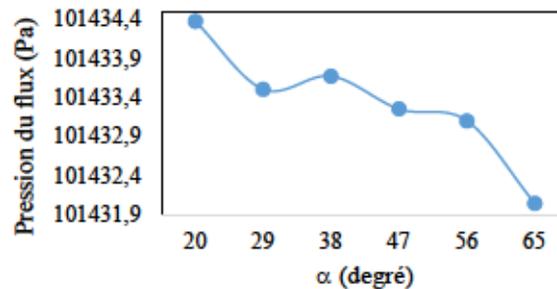


Figure 11 : Variations de la pression moyenne du flux en fonction de l'angle d'attaque

3.2.2 Détermination du jeu admissible

Cette section se concentre sur l'effet du jeu sur certains paramètres tels que la pression maximale exercée sur le tube du ventilateur, les coefficients de traînée et de portance respectivement C_d et C_l , leur rapport et les paramètres de flux tels que l'intensité turbulente moyenne, l'énergie turbulente moyenne et la dissipation turbulente moyenne.

Effet du jeu sur la pression exercée sur le tube :

L'effet du jeu sur la pression exercée sur le tube est montré dans la Figure 12. La pression exercée sur le tube résulte des interactions entre le fluide et la surface interne du tube. L'abaissement de cette pression aurait pour effet de diminuer les pertes d'énergie. Cette pression diminue avec l'augmentation du jeu jusqu'à se stabiliser à une valeur de jeu de 0,0238 m. La valeur de jeu appropriée est choisie là où la pression exercée sur le tube est minimale, bien qu'elle dépende d'autres paramètres. Selon la Figure 12, un jeu pris dans l'intervalle [0,0208 ; 0,0275] est le mieux adapté, car c'est la section où la pression exercée sur le tube est minimale.

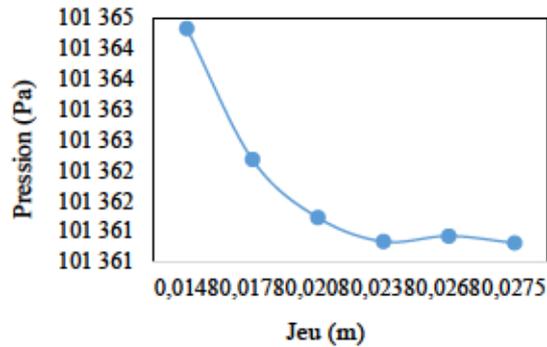


Figure 12 : Variations de la pression exercée sur le tube du ventilateur en fonction du jeu

Effet du jeu sur les paramètres de l'écoulement :

Les effets du jeu sur les paramètres de l'écoulement du ventilateur sont illustrés dans la Figure 13 et la Figure 14. Les variations du coefficient de portance, du coefficient de traînée et leur rapport $C_l/C_d=L/D$ indiqués respectivement dans la Figure 13a, b et c indiquent l'existence d'un jeu convenable qui optimise tous ces paramètres. En d'autres termes, C_L et L/D atteignent leurs valeurs maximales et C_d leurs valeurs minimales. Les variations sont dissymétriques de part et d'autre de ce jeu. Ceci implique que le jeu optimal correspond à l'angle d'entrée du flux β optimale. Lorsque le jeu est choisi autour de la valeur $J = 0,0208$ m, C_l et L/D atteignent leurs valeurs maximales tandis que C_d est minimal.

La Figure 14 montre que la dissipation turbulente, l'intensité turbulente et l'énergie turbulente diminuent presque linéairement par rapport au jeu. De plus, ils présentent des variations très similaires. Un dégagement choisi au-dessus de la valeur $J = 0,02$ m garantit de faibles turbulences et de hautes performances de ventilation tout en évitant le problème d'interférence entre les pales et le tube.

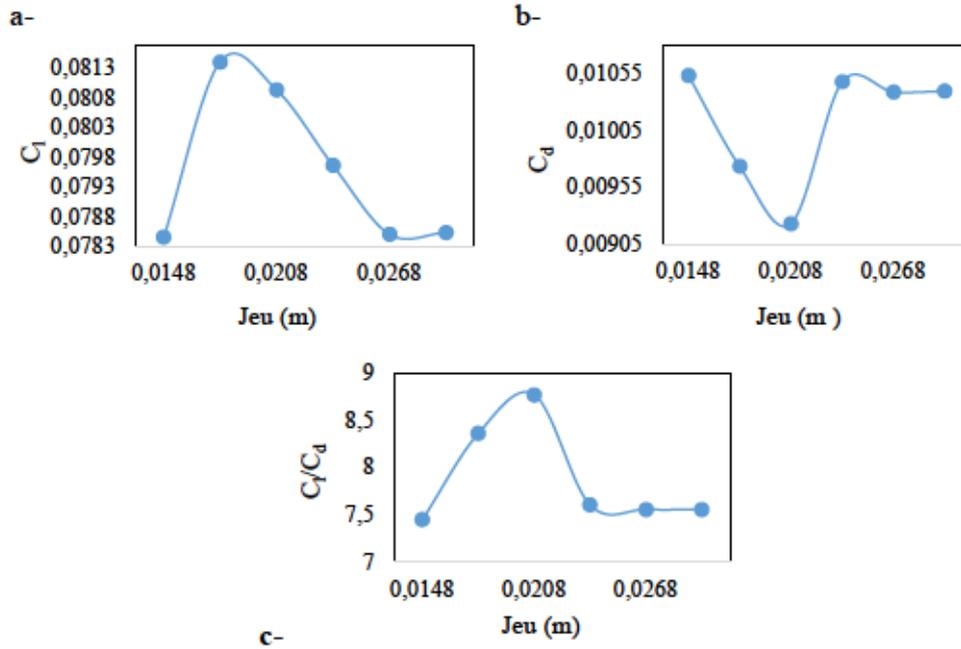


Figure 13 : Effets du jeu sur le (a) coefficient de portance, le (b) coefficient de traînée et le (c) rapport C_l/C_d

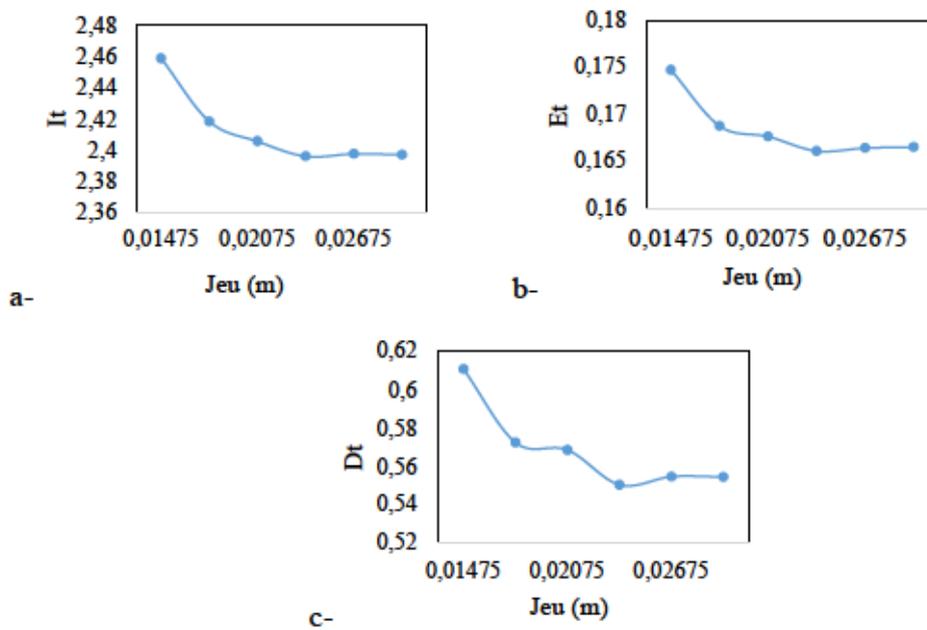


Figure 14 : Variations des paramètres de turbulence en fonction du jeu. (a) Intensité, (b) énergie et (c) dissipation

Les tourbillons se forment par le mécanisme suivant. Du fait de l'existence d'un gradient de pression entre les facettes des pales, le fluide s'écoule de la zone de plus haute pression vers la zone de plus basse pression. Un flux de fuite dans le jeu fonctionnel du ventilateur se développe alors.

Cet écoulement est à l'origine de la formation d'une couche tourbillonnaire. Ces tourbillons génèrent des pertes importantes d'énergie utile sous forme de travail. La Figure 15 montre en outre qu'à la sortie des tubes, les lignes de courant qui parcourent le jeu ont des vitesses inférieures à celles qui parcourent les pales. Lorsque tous les indicateurs sont considérés, un jeu admissible doit être choisi dans l'intervalle $J = [0,0178 ; 0,0208]$.

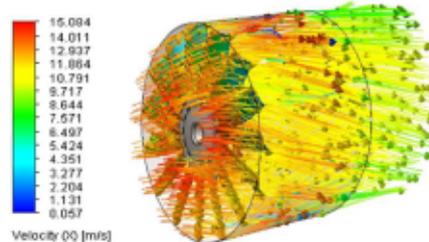


Figure 15 : Répartition des lignes de courant : Vitesse d'écoulement le long du domaine d'étude

Les performances aérodynamiques d'un ventilateur minier axial ont été étudiées dans cette étude basée sur la dynamique des fluides computationnelle (CFD) avec le progiciel SOLIDWORKS. Il a été montré qu'un compromis entre les caractéristiques du flux et les paramètres de configuration tels que l'angle d'attaque et le jeu fonctionnel pale/tube est essentiel pour une performance optimale du ventilateur. Le choix des paramètres dépend des objectifs fixés en termes d'efficacité, de durée de vie et des besoins de ventilation des mines souterraines. Les résultats ont montré que les angles d'attaque appropriés, qui se situent dans une plage de 20° à 65° et les jeux fonctionnels, ont à la fois un effet direct sur les paramètres d'écoulement du flux d'air et un effet indirect sur les performances du ventilateur minier. Enfin, les résultats préliminaires indiquent qu'un angle d'attaque de 29° et un dégagement de 0.0208 m peuvent être acceptés.

Chapitre 4 CARACTÉRISATION DES PERFORMANCES : COURBES CARACTÉRISTIQUES ET DOMAINE DE STABILITÉ EN FONCTION DES PARAMÈTRES DU VENTILATEUR MINIER AXIAL

Le but de ce chapitre est d'évaluer la performance et la stabilité du ventilateur minier axial de 42 po. Pour y parvenir, une étude numérique basée sur la CFD est proposée pour tracer les courbes caractéristiques du ventilateur. Les effets de trois paramètres principaux du rotor, géométriques (l'angle de pas des pales (Pitch angle), l'angle de torsion de la pale (Twist angle) et le jeu pales/tube et d'acquisition (fréquence de rotation) sont considérés dans l'analyse.

4.1 Étude aérodynamique

4.1.1 Réglages et hypothèses de calculs

Le Tableau 5 résume les conditions de réglage ainsi que les hypothèses qui sont nécessaires pour la réalisation de l'étude aérodynamique du système proposé.

La résolution des équations algébriques (équations gouvernantes), présentées dans ce paragraphe, est faite avec un maillage du type hexaédrique relativement fin et ceci dans le but d'avoir plus de précision dans les résultats trouvés. Ce calcul demande beaucoup de ressource puisque la résolution des points de calculs génère une grande quantité de données. L'utilisation des nœuds de calcul du comput Canada [35] plus précisément les nœuds Graham présentent une solution pour diminuer le temps de calcul qui est relativement très grand sur les simples ordinateurs. En effet, tous les résultats de la présente étude ont été obtenus en utilisant principalement les clusters de calcul Québec, en particulier les nœuds de calcul Graham. Les configurations des simulations sont définies sur les serveurs de l'UQAT, puis soumises aux clusters distants via des commandes SSH à l'aide d'un script Python. Un exemple de script Python est mentionné dans l'annexe 4.

Tableau 5 : Réglages et hypothèse de calculs

Modèle de calcul	RANS
Type de gaz	Air : gaz parfait
Type de la simulation	Stationnaire, "steady state" (Régime permanent)
Type de conduite	Conduite annulaire : surfaces lisses
Résidus (adimensionnel)	10 ⁻⁶
Système de résolution et de visualisation	-Le calcul est fait avec les nœuds de calcul du compute Canada (Graham) -Le traitement des résultats est fait sur les serveurs de l'UQAT

4.1.2 Équations gouvernantes

Généralement, le flux à l'intérieur des turbomachines est toujours turbulent. Par conséquent, le champ d'écoulement (vitesse-pression) est calculé sur la base des équations "Reynolds Average Navier-Stokes" (RANS).

Le modèle de turbulence k-epsilon introduit en fait deux nouvelles variables dans le système à deux équations qui sont montrées comme suit [36] :

-L'équation de continuité :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0 \quad (30)$$

-L'équation de transport :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_i U_j) = -\frac{\partial p'}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right] + S_M \quad (31)$$

Où :

S_M : C'est la contrainte totale

μ_{eff} : c'est la viscosité effective (qui tient compte de la viscosité turbulente)

$-p'$: c'est la pression modifiée

Les valeurs de l'énergie cinétique turbulente et la dissipation turbulente moyenne proviennent des deux équations suivantes :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho K) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j K) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_K} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_K - \rho \varepsilon + P_{K_b} \quad (32)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon_1} P_k - C_{\varepsilon_2} \rho \varepsilon + C_{\varepsilon_1} P_{\varepsilon_b}) \quad (33)$$

Avec :

$$P_K = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial U_k}{\partial x_k} \left(3\mu_t \frac{\partial U_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \quad (34)$$

Remarque :

Pour un fluide incompressible $\frac{\partial U}{\partial x_k}$ est très faible par rapport au terme $\mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j}$, pour ce fait on peut le négliger, ainsi P_K devient :

$$P_K = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial x_j} \quad (35)$$

De même, le "Buoyancy turbulence" n'est pas pris en charge, donc, P_{K_b} et P_{ε_b} sont ignorés dans les deux équations (n'est pas prises en charge). Ces équations deviennent :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho K) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j K) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_K} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_K - \rho \varepsilon \quad (36)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon_1} P_k - C_{\varepsilon_2} \rho \varepsilon) \quad (37)$$

Dans le cas d'une étude en régime permanent, les équations de turbulence correspondent donc aux équations de Reynolds (le régime est permanent et la viscosité est constante).

Les équations qui correspondent à cette étude sont donc :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j K) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_K} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_K - \rho \varepsilon \quad (38)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon_1} P_k - C_{\varepsilon_2} \rho \varepsilon) \quad (39)$$

Enfin les constantes du modèle par défaut sont données par le Tableau 6, [36], [37] :

Tableau 6 : Constantes du modèle choisi K-epsilon

Paramètre	C_{ε_1}	C_{ε_2}	σ_k	C_μ	C_ε
Valeur	1.44	1.92	1.0	0.09	1.3

4.1.3 Géométrie et maillage

Modèle géométrique du ventilateur

Le modèle géométrique du ventilateur est composé par une rangée de pales du rotor et une rangée de pales du stator. 16 pales sont installées sur le contour du rotor, mais 17 pales sont uniformément réparties sur le contour du stator. Les Figure 16a et 16b montrent respectivement le modèle géométrique complet du ventilateur et le modèle exempté du tube extérieur. Dans le but de simplifier l'étude de la performance de ce type de ventilateur, un modèle géométrique simplifié est proposé dans la Figure 17. Ce dernier reste complexe, mais il est composé de plusieurs modèles périodiques uniformément répartis sur le contour. Pour des raisons de simplification des calculs, la simulation est faite sur un seul modèle périodique qui est donné dans la Figure 18.

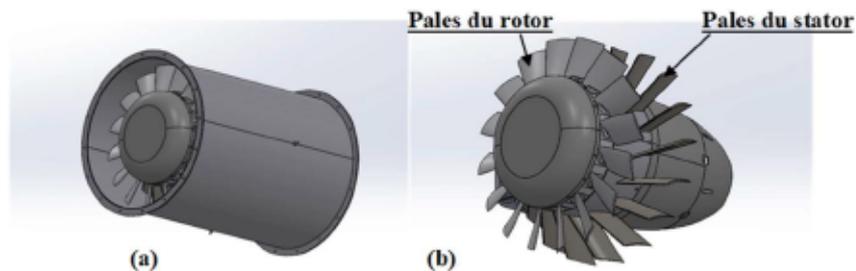


Figure 16 : Modèle géométrique du ventilateur axial

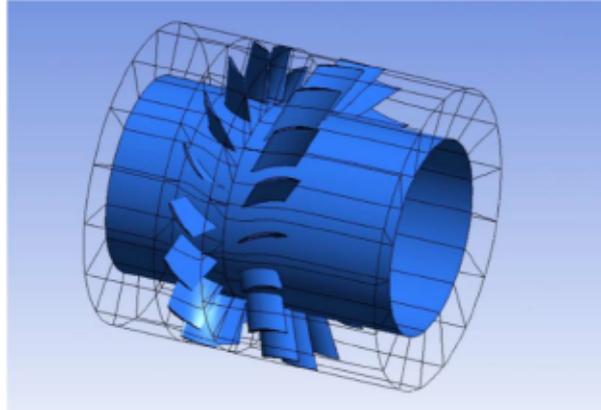


Figure 17 : Modèle simplifié du ventilateur axial

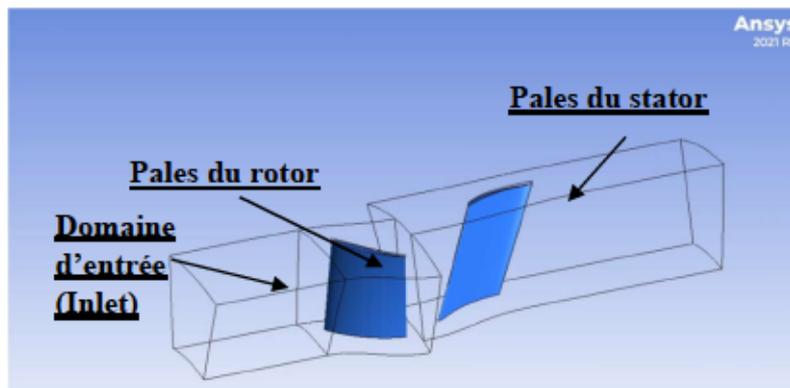


Figure 18 : Modèle périodique proposé

Dans toutes les simulations CFD, un test de dépendance de maillage est important afin de vérifier la convergence du calcul par rapport à la résolution spatiale.

Processus de discrétisation : Étude de la sensibilité du maillage

Préparation du maillage :

Dans la CFD tridimensionnelle, il existe le plus souvent des maillages volumiques de type tétraédriques (maillage non structuré) ou hexaédriques (maillage structuré). En transférant le modèle périodique proposé vers TURBOGRID du logiciel de simulation ANSYS, le maillage du type hexaédrique structuré est donc proposé. Ceci s'explique par le fait que le modèle est de géométrie complexe et aussi de révolution.

Étude de la sensibilité du maillage :

La vérification de la convergence des résultats de la simulation est faite en fonction des deux paramètres : la pression totale du ventilateur et la puissance à l'arbre moteur (puissance d'entrée). Les résultats des simulations sont présentés respectivement dans la Figure 19 et la Figure 20.

Pour la pression totale, il est montré d'après la Figure 19 que la convergence prend naissance à partir du nombre de nœuds de maillage supérieur ou égale à 3 363 194. Par contre pour la puissance d'entrée, la convergence est obtenue à partir d'un nombre de nœuds total égal à 2366504 comme le montre la Figure 20.

Dans le but d'avoir plus de précision dans les calculs, le nombre de nœuds de maillage choisi pour la suite est égal à 3444336.

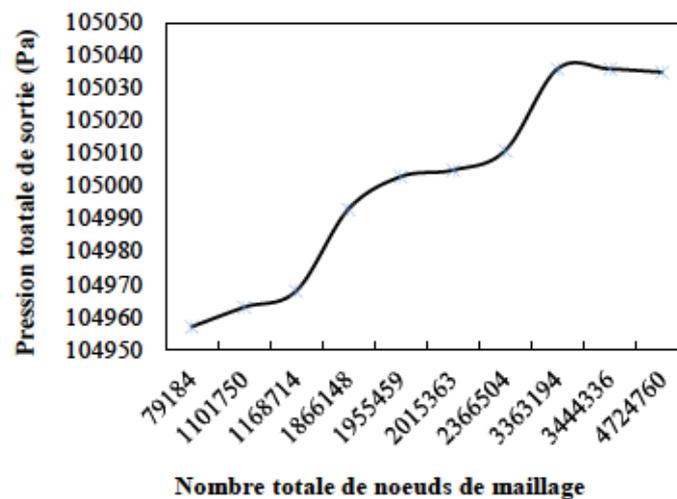


Figure 19 : Variation de la pression totale en fonction du nombre de nœuds de maillage

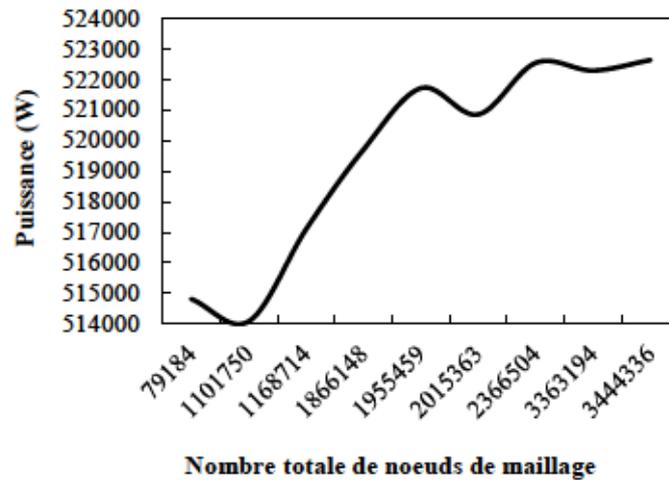


Figure 20 : Variation de la puissance en fonction du nombre de nœuds de maillage

L'essai de dépendance du maillage est effectué en affinant le maillage. La Figure 21 et la Figure 22 montrent respectivement la configuration finale du rotor et du stator. L'évaluation des résultats est faite en fonction du nombre total de nœuds (rotor+stator).

La Figure 21-a résume le maillage complet du rotor, la première couche du maillage au niveau du moyeu et de même le jeu pales/tube. La Figure 22-a montre le maillage complet du stator, la première couche du maillage au niveau du moyeu. La Figure 21-b montre que le maillage est raffiné davantage au niveau des bords des pales du rotor et principalement au niveau du bord d'attaque et du bord de fuite de la pale. Ce raffinement de maillage dans ces bords est choisi pour augmenter le nombre de nœuds et donner plus de points de contact fluide-structure et donc plus de précision lors de la simulation numérique. De même pour le stator (Figure 22-b).

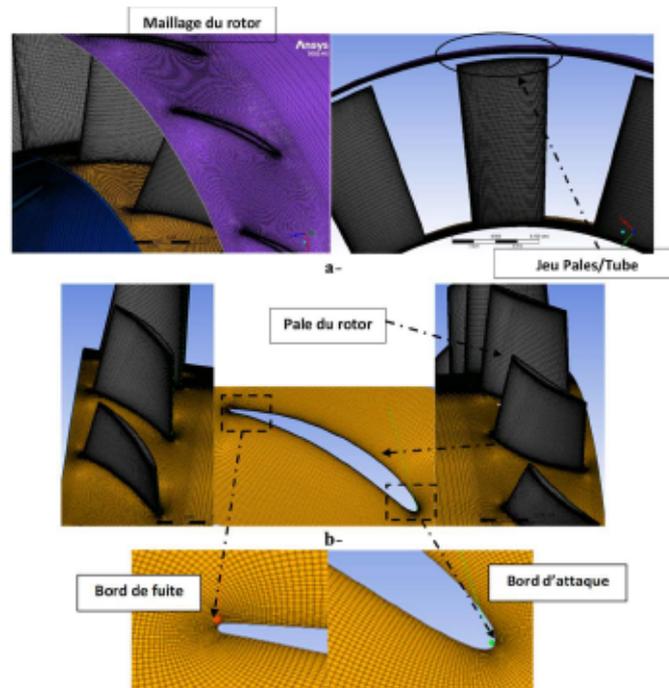


Figure 21 : Détails du maillage cas du rotor

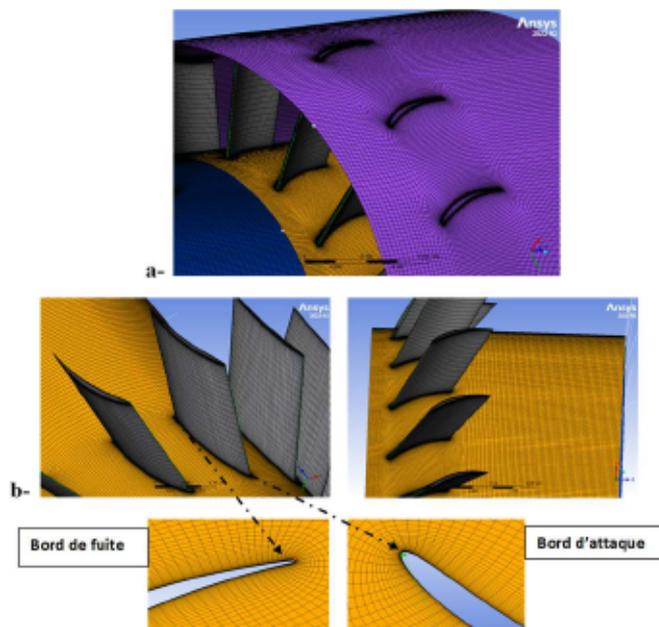


Figure 22 : Détails du maillage cas du stator

Conditions aux limites

La résolution du problème nécessite la définition d'un point de fonctionnement. Pour résoudre le problème, il est nécessaire de définir les conditions aux limites à chaque point de calcul. Les conditions aux limites pour les composantes de la pression à l'entrée et le débit à la sortie sont décrits ci-dessous. Le modèle numérique est configuré avec le module CFX-Pre. Étant donné que l'écoulement est considéré comme étant à l'état stationnaire, tous les calculs mentionnés dans cette partie sont de type stationnaire. À l'entrée, les conditions aux limites sont définies par une pression et une température totale, respectivement $P = 101325 \text{ Pa}$ et $T = 298.15 \text{ K}$. À la sortie, le débit massique est variable afin d'obtenir les caractéristiques du ventilateur.

Les domaines d'entrée et de stator sont fixes, tandis que le domaine du rotor tourne à une vitesse de 1800 tr/min. L'interface entre les domaines est de type "Mixing plane" pour lequel la pression totale est moyennée circonférentiellement, permettant uniquement le passage des gradients de ce paramètre. Les interfaces latérales modélisant l'axisymétrie du passage sont de type "Rotational periodicity", permettant simplement de répéter par symétrie tous les paramètres de l'écoulement. Toutes les autres surfaces physiques sont sélectionnées de manière à être définies comme "No slip wall" (paroi sans glissement) et "Adiabatic" (adiabatique). En effet, la sélection de l'option "Adiabatic" rend le processus adiabatique, parce qu'il n'y a pas d'échange de chaleur avec l'extérieur. L'option "No slip wall" permet aux particules du flux d'assumer leurs vitesses à côté des murs. Le modèle de turbulence sélectionné utilise le modèle K-epsilon ($k-\epsilon$). Les différentes zones et leurs conditions aux limites sont illustrées dans la Figure 23.

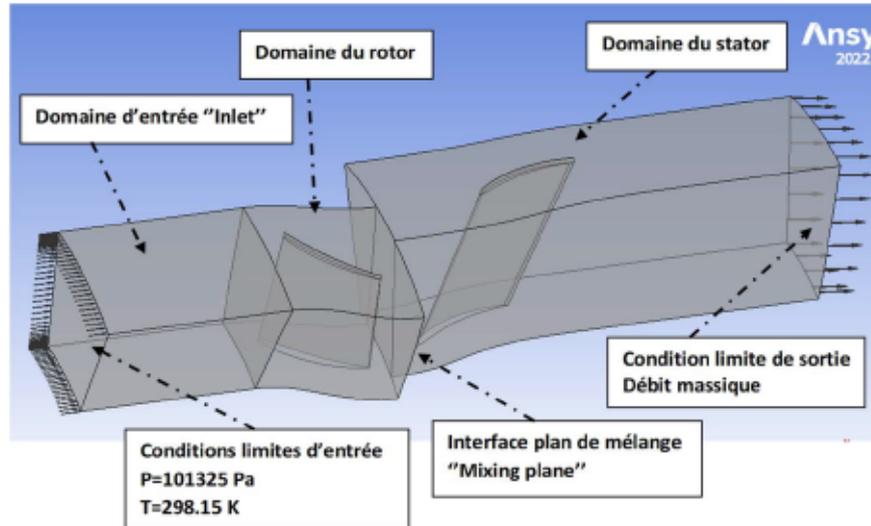


Figure 23 : Visualisation des domaines numériques

4.2 Cas d'études

Afin de contrôler le fonctionnement du ventilateur à basse et à haut débit d'air, deux cas d'études sont réalisés. Un premier cas à faible débit et un second cas à débit élevé sont testés pour un angle de pas égal à 58.5° .

Pour le premier cas, les résultats de la simulation présentés dans la Figure 24, montrent que le flux d'air est perturbé avant d'atteindre le rotor (au niveau du domaine d'entrée ou de l'Inlet), bien que la condition limite à l'entrée soit stable et que l'angle d'incidence du flux est nul. Ceci confirme l'hypothèse qui prononce que « le mouvement des particules d'air peut devenir non stationnaire même lorsque les conditions aux limites sont stationnaires » [38]. Les caractéristiques de l'écoulement varient donc d'une manière aléatoire et le régime d'écoulement du fluide est appelé régime turbulent. Les lignes de courant se séparent et n'arrivent pas à joindre les surfaces des pales et le ventilateur se décroche.

Pour le second cas, le flux d'entrée reste relativement axial jusqu'à son arrivée au niveau du rotor comme la montre la Figure 25. Il est remarquable l'absence de la

turbulence à l'entrée et même au niveau du rotor, mais il y a une légère turbulence au niveau du jeu pales-tube. Le ventilateur est dit stable dans ce cas.

En effet, à partir des deux cas étudiés, on affirme que le fonctionnement du ventilateur est caractérisé par la valeur du débit. Il est donc intéressant de détecter la valeur du débit critique (D_{crit}) qui permet de passer d'un fonctionnement non stable (phase de décrochage) à un fonctionnement stable (phase opératoire) du ventilateur.

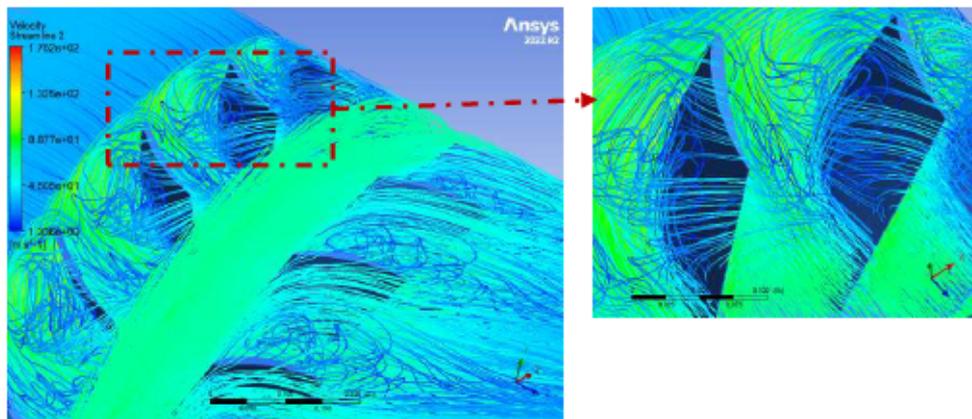


Figure 24 : Écoulement pour le cas 1

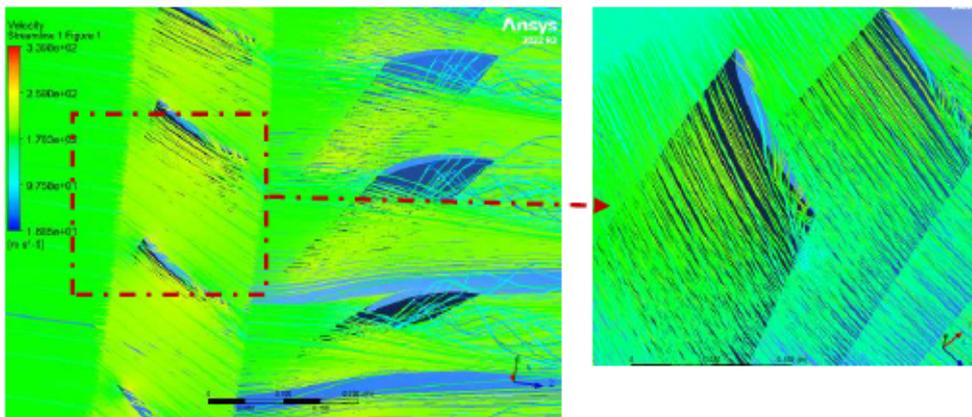


Figure 25 : Écoulement pour le cas 2

Pour trouver la valeur du débit critique correspondant au type et aux dimensions des ventilateurs axiaux étudiés, on propose de tracer des courbes caractéristiques qui représentent la variation de la pression en fonction du débit d'air. Ces courbes permettent de déterminer les limites de la stabilité et de distinguer les phases stables de celles de décrochage. Cette proposition est basée principalement sur le travail de recherche réalisé par Fan-Handbook [2] qui est basé sur des normes ISO comme la norme AMCA, et qui met en évidence plusieurs cas d'études, pour plusieurs catégories de ventilateur tel le cas des ventilateurs axiaux. Fan-Handbook a montré que la variation et le changement des paramètres géométriques (l'orientation des pales sur le rotor (angle de pas), le jeu pales/tube) et du paramètre d'acquisition (fréquence de rotation), influencent la stabilité et le rendement total donc la performance du ventilateur.

Dans ce cas d'étude, on s'intéresse alors à faire varier l'angle de pas (Pitch angle), l'angle de torsion de la pale (Twist angle), le jeu pales/tube et la fréquence de rotation pour étudier leur effet sur les courbes caractéristiques des ventilateurs axiaux étudiés.

4.3 Résultats et discussion

4.3.1 Courbes caractéristiques et limite de stabilité

Phase opératoire, phase de décrochage et point critique :

Une fois, les paramètres de maillage et les conditions limites sont définis sur le modèle périodique proposé, la simulation numérique est réalisée. La Figure 26 montre une courbe caractéristique complète qui décrit l'évolution de la pression totale (Totale-To-Static) en fonction du débit volumique (CFM) pour un angle de pas égale à 58.5° . L'allure prononcée par cette courbe caractéristique complète montre la présence de deux phases remarquables. Une phase turbulente ou phase de décrochage (le nom vient du comportement de l'air tourbillonnant) et une phase opératoire où le flux d'air est stable.

Dans la phase de décrochage, la pente est positive et la pression totale augmente en augmentant le débit de l'air ce qui est contradictoire au fonctionnement normal du ventilateur. C'est le phénomène de décrochage. Dans la phase opératoire, la pression totale diminue lorsque le débit augmente et c'est le cas réel de fonctionnement avec du gaz parfait. Ces phases sont séparées par le point appelé point critique. Le débit correspondant à ce point est appelé débit critique.

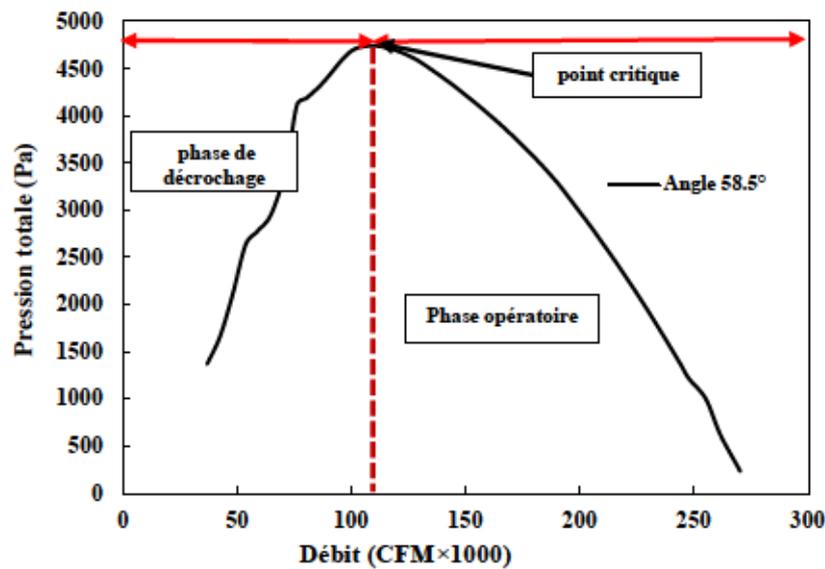


Figure 26 : Pression totale (Totale-To-Static) en fonction du débit volumique pour un angle de pas de 58.5°

Dans la plage d'opération, la vitesse de l'air axial diminue également lorsque le volume d'air diminue progressivement. En conséquence, l'angle d'attaque (angle d'orientation du vecteur vitesse par rapport à la ligne de corde de la pale) et le coefficient de portance augmentent. Cette augmentation du coefficient de portance est la raison pour laquelle la pression statique augmente lorsque le volume d'air diminue.

Lorsque le coefficient de portance maximal est atteint, l'angle d'attaque devient si grand que le flux d'air n'est plus capable de suivre le contour supérieur de la pale, et il se détache de ce contour supérieur de la pale pour qui finalement se décroche.

L'angle circonférentiel relatif à l'entrée du flux du rotor peut être exprimé en fonction de l'angle d'attaque. Ils constituent une relation non linéaire, mais ont les mêmes tendances. Ainsi, cela peut être utilisé pour justifier les analyses précédentes.

La Figure 27 montre l'évolution de l'angle (Beta) d'entrée du flux du rotor en fonction de la variation du débit d'air. En effet, lorsque le débit diminue, l'angle (Beta) augmente en valeur absolue et donc le phénomène de décrochage est favorable.

La Figure 28 et la Figure 29 montrent les lignes de courant de l'écoulement d'air pour les cas 1 et 2, étudiés au paragraphe 3, lorsqu'elles passent à travers les surfaces des pales. En effet, dans le cas où le débit volumique est faible, l'angle circonférentiel relatif à l'entrée du flux du rotor est élevé ; c'est pourquoi la Figure 28 montre que certaines lignes de courant ne parviennent pas à rejoindre la surface de la pale, tandis que d'autres sont inversées dans le flux de la rangée adjacente pour finalement former un reflux.

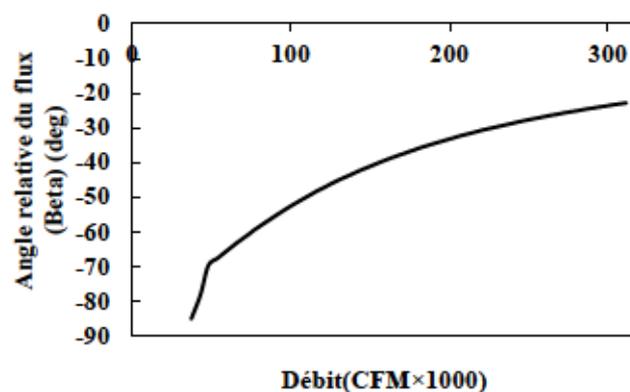


Figure 27 : Angle Beta en fonction du débit sous un angle de pas de $43,5^\circ$

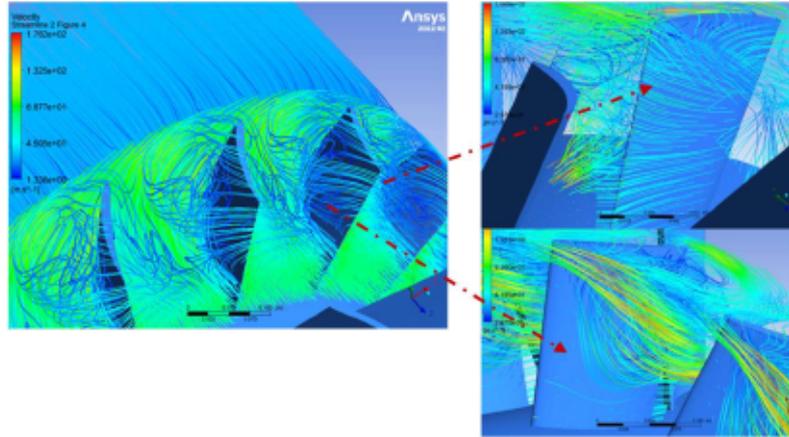


Figure 28 : Lignes du champ du flux du cas 1

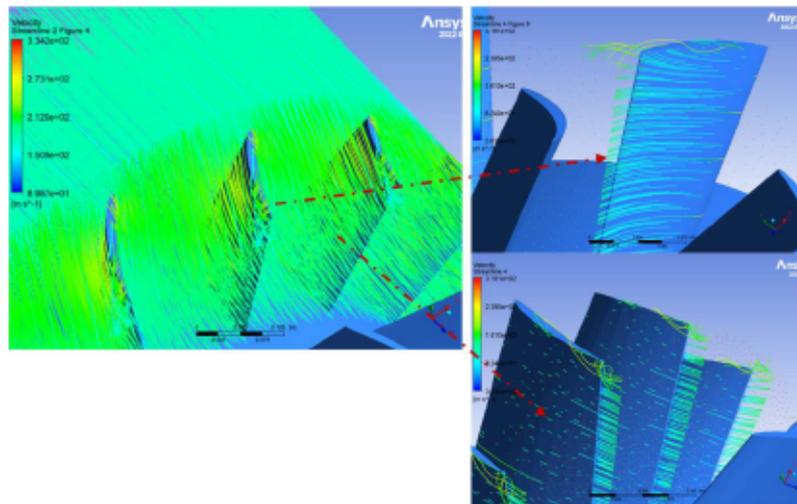


Figure 29 : Lignes du champ du flux du cas 2

Ces résultats justifient le fait que les courbes caractéristiques qui sont présentées par la majorité des fabricants des ventilateurs sont limitées à la présentation de la phase opératoire stable.

Dans la suite, pour minimiser le temps des simulations, seule la phase opératoire avec quelques points de la phase de décrochage est présentée.

4.3.2 Étude de l'effet de l'angle de pas des pales

La simulation numérique est réalisée sur le modèle périodique proposé, tout en variant l'angle de pas de 35° à 60° avec un pas de 5° . Le choix de ces valeurs d'angles est fait en se référant aux valeurs proposées par le partenaire industriel. Les résultats de ces simulations ont permis de tracer la phase opératoire des courbes caractéristiques pour chaque angle de pas proposé comme montré dans la Figure 30.

On constate d'abord que l'angle de pas influe davantage sur la plage de fonctionnement de ce type de ventilateur, ensuite, plus que la valeur de l'angle de pas de pale est élevée, plus les débits d'air de fonctionnement augmentent.

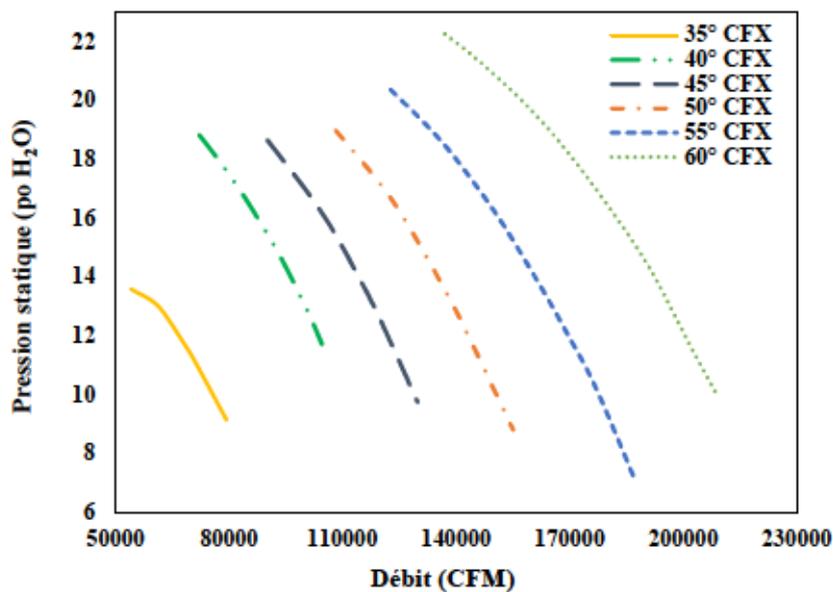


Figure 30 : Phase opératoire des courbes caractéristiques pour différentes valeurs d'angle de pas

Validation des résultats

La vérification de l'exactitude de la méthode de simulation adoptée est importante, il est intéressant de passer en premier par la validation des résultats obtenus. Une

confrontation entre les résultats de simulation proposée et ceux fournis par le partenaire industriel est présentée dans la Figure 31. Il est montré que les courbes de simulations numériques obtenues présentent une forme analogue à ceux fournis par l'industriel. La différence entre les deux courbes est due essentiellement à la différence de certains paramètres géométriques et environnementaux, on peut citer : la longueur de la pale, la distance entre l'entrée et la sortie (Inlet/Outlet) et les conditions limites.

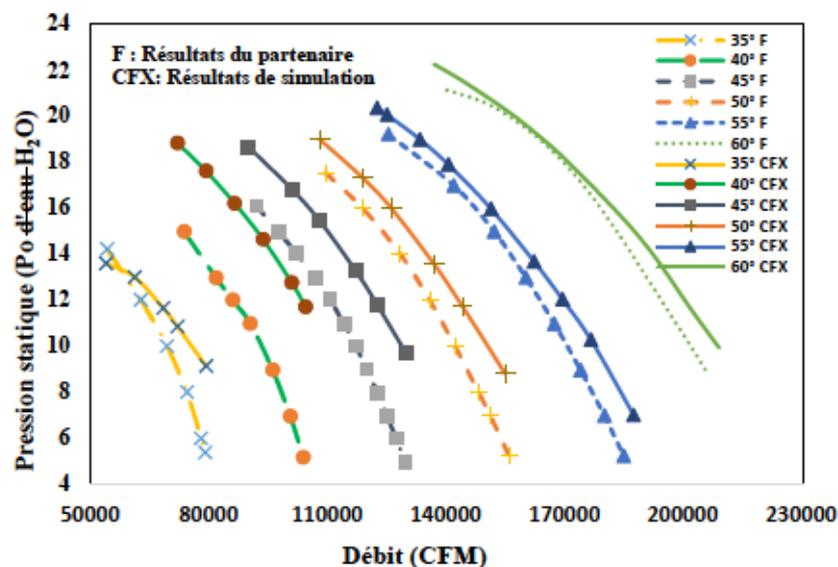


Figure 31 : Courbe comparative des résultats de simulation et ceux du partenaire industriel

La validation des résultats de la simulation a permis de caractériser, dans la suite de cette étude, le fonctionnement du ventilateur pour d'autres valeurs d'angle de pas de pale.

Influence de l'angle de pas de pale sur la limite de stabilité

La courbe caractéristique pour l'intervalle d'angle de pas (33.5° à 58.5°) est représentée dans la Figure 32. Il est remarquable que l'augmentation de l'angle de pas entraîne l'augmentation des valeurs du débit critique (crête) et de sa pression correspondante.

Ceci engendre la translation de la limite de stabilité pour des débits plus grands. Un angle de pas relativement élevé implique un élargissement du domaine de fonctionnement du ventilateur. Mais l'augmentation du débit est associée à une consommation importante du courant par le moteur et par conséquent, l'effet de l'augmentation du débit sous la variation de l'angle de pas va être limité. Cette limite est déterminée à travers l'analyse de la courbe de variation du rendement du ventilateur en fonction du débit de l'air.

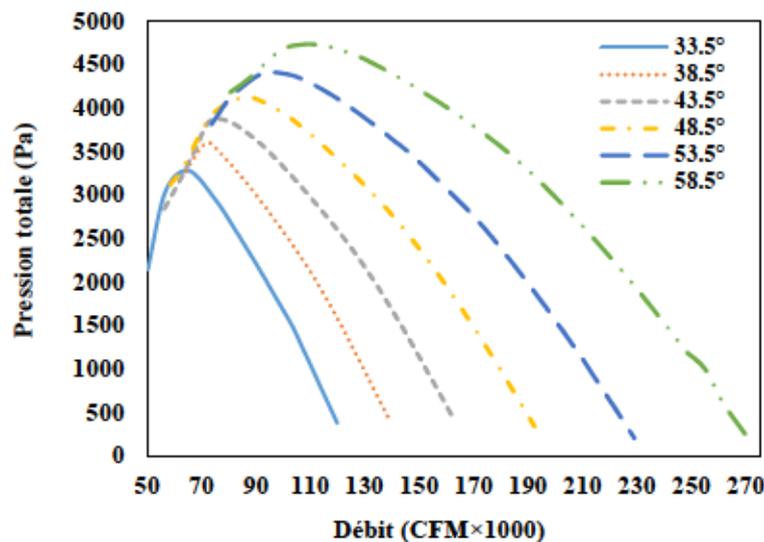


Figure 32 : Pression totale en fonction du débit d'air

Évolution du rendement total en fonction de l'angle de pas

Selon la Figure 33, l'évolution du rendement en fonction de l'angle de pas montre deux comportements : pour un certain angle, le rendement augmente en fonction du débit volumique, pour certains autres, elle augmente jusqu'à atteindre une valeur maximale puis, il tend à décroître. Cela indique qu'à partir d'un certain angle de pas, le rendement en fonction du débit présente un point optimal (rendement maximal), de part et d'autre de ce point, le rendement diminue d'une manière dissymétrique. Ceci signifie que le débit maximal autorisé est fixé par le rendement prévu par le constructeur.

Pour le modèle proposé et en se référant à la Figure 33, on constate que pour les forts débits, l'angle de pas qui est situé entre 48.5° et 53.5° garantit un rendement relativement proportionnel au débit.

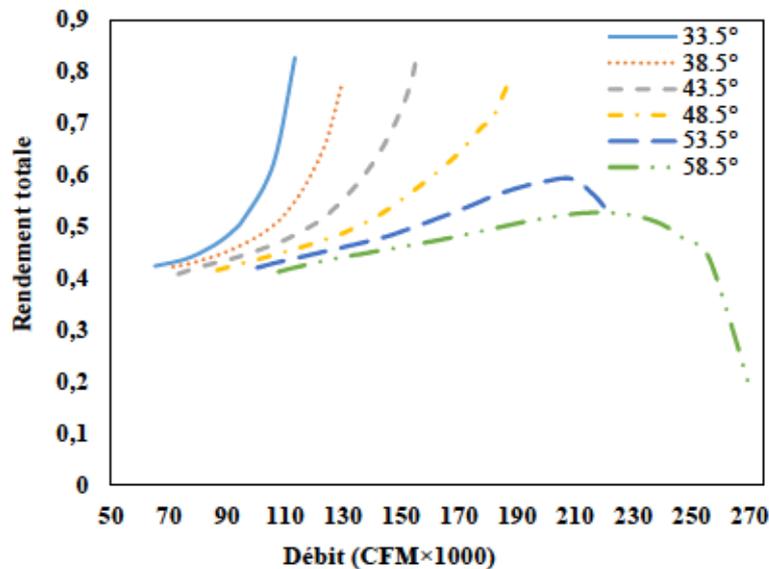


Figure 33 : Variation du rendement total en fonction du débit volumique

Après avoir étudié l'effet de l'angle de pas, nous allons maintenant nous intéresser à la recherche de certains paramètres géométriques intrinsèques à la pale qui ont un impact direct sur la performance aérodynamique du ventilateur. Parmi ces paramètres, l'angle de torsion de la pale qui joue un rôle crucial et sera donc le prochain paramètre à étudier en détail.

4.3.3 Effet de l'angle de torsion

L'angle de torsion de la pale d'un ventilateur axial détermine la différence d'orientation entre la base de la pale et son extrémité. Cette torsion permet d'optimiser le flux d'air généré par le ventilateur, en veillant à ce que chaque partie de la pale contribue de manière efficace à la circulation de l'air.

En général, l'angle de torsion de la pale d'un ventilateur axial est conçu en fonction des exigences spécifiques de l'application. Il peut varier en fonction de facteurs tels que la taille du ventilateur, la vitesse de rotation, le débit d'air souhaité, et d'autres considérations techniques. L'objectif principal de l'angle de torsion de la pale est d'assurer un flux d'air homogène et efficace à travers le ventilateur axial. Ici on va étudier l'effet de ce paramètre sur la performance aérodynamique, la courbe caractéristique sera donc le moyen le plus approprié pour mener cette étude. Cela nous permettra de comprendre comment l'angle de torsion de la pale peut être optimisé pour améliorer la performance globale du ventilateur et atteindre les objectifs recherchés.

Pour atteindre cet objectif, 5 variétés sont à tester. On prend le cas actuel comme état de référence, puis on commence à modifier la géométrie de la pale en modifiant son angle de torsion. Toutes les configurations sont présentées dans la Figure 34.

La Figure 35 montre que par rapport au cas de référence, la performance aérodynamique, résumée par la courbe caractéristique, est sensible à l'angle de torsion de la pale. Cela confirme clairement l'importance de ce paramètre dans la procédure d'optimisation de la performance de ce type de ventilateur. Ainsi, la détermination du cas le plus idéal doit prendre en considération de manières approfondies l'influence de cet angle sur d'autres aspects de performance, tels que l'aspect sonore et la résistance mécanique.

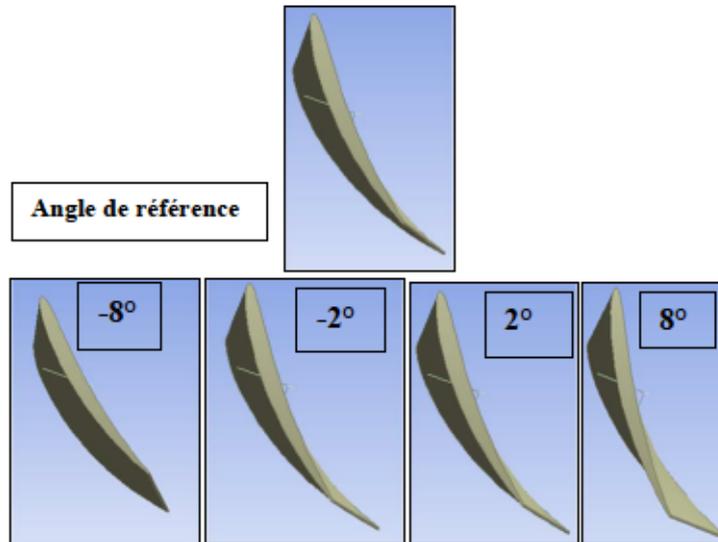


Figure 34 : Géométrie de pale en fonction de l'angle de torsion

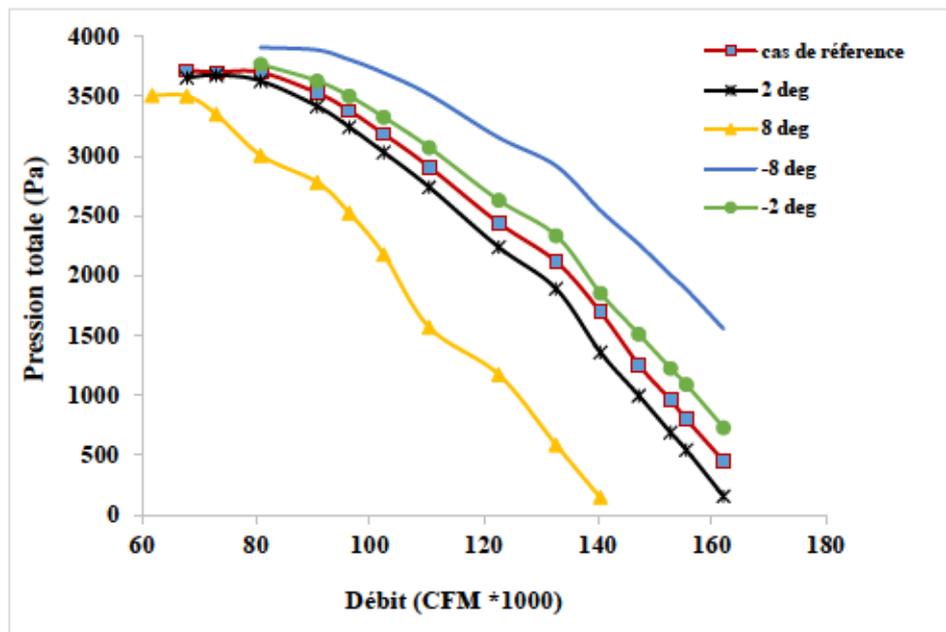


Figure 35 : Courbes caractéristiques en fonction de l'angle de torsion de la pale

4.3.4 Étude de l'effet du jeu pales/tube sur la pression totale du ventilateur

Suite à une étude antérieure [39] focalisée sur l'étude de l'effet du jeu sur les paramètres de l'écoulement du flux, il est montré l'impact de ce paramètre sur la performance aérodynamique du ventilateur.

Dans ce paragraphe on va percevoir l'effet du jeu pales/tube sur la courbe caractéristique. L'angle de pas est fixé à 43.5° . Deux valeurs du jeu sont considérées ($J=1\text{mm}$ et $J=7\text{mm}$). Les courbes résultantes sont mentionnées dans la Figure 36.

On constate, dans cette figure, la forte influence du jeu pales/tube sur la courbe caractéristique. Si le jeu augmente, la pression totale diminue. Ceci peut être expliqué par le fait que la dissipation de l'énergie dans l'écoulement du jeu est proportionnelle à son épaisseur.

En effet, au niveau des jeux les plus grands, il existe un débit de fuite qui se caractérise par la présence des tourbillons à des vitesses d'écoulement importantes et qui se propage vers le stator, ces tourbillons vont finir par se dégrader sous l'effet de la viscosité jusqu'à l'annulation de ces vitesses. « La solution pour la vitesse de propagation du décrochage indique que la vitesse augmente avec la longueur d'onde de la cellule de décrochage, tendant vers une valeur limite pour les très grandes cellules de décrochage » [6].

Ainsi, la différence de vitesse de l'écoulement du jeu est convertie en pression statique dans le cas du jeu le plus petit d'où le résultat des courbes caractéristiques (la courbe du jeu $J=1\text{ mm}$ se situe en dessus de la courbe du jeu $J=7\text{ mm}$).

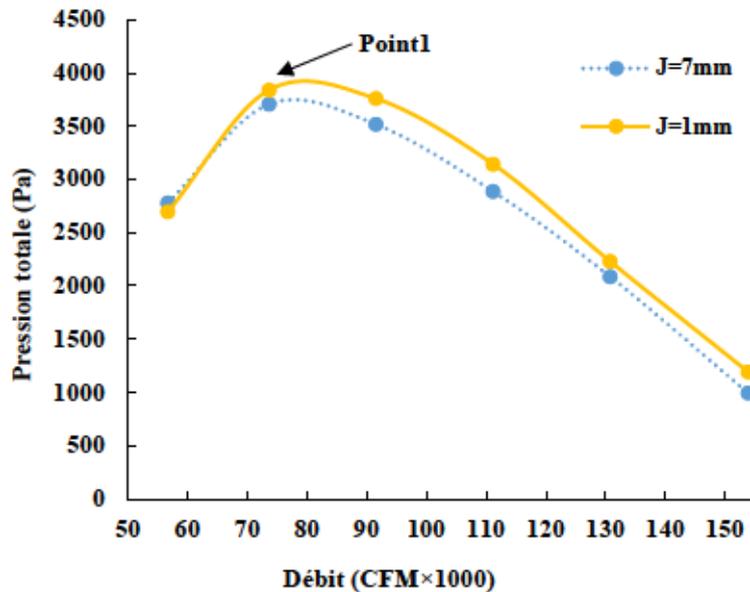


Figure 36 : Courbes caractéristiques pour différentes jeu fonctionnels

Le décrochage rotatif : Origine du décrochage rotatif :

Deux causes pour le décrochage rotatif, soit suite à une perturbation à une grande longueur d'onde ou à une petite perturbation. Pour le cas actuel, le phénomène de décrochage peut être le résultat des perturbations de l'écoulement du jeu fonctionnel.

Le décrochage tournant est l'une des causes d'instabilités du ventilateur. Le flux décroché tourne avec le rotor à une fréquence de rotation proportionnel à la fréquence du moteur. Au cours de ce phénomène, le flux se sépare de l'extrados des pales à cause des grands angles d'incidence du flux. En effet, lorsque le débit diminue, l'angle d'incidence du flux sur les pales augmente, comme montré à la Figure 27 : . Dès que cet angle atteint une certaine valeur critique, le phénomène de décrochage rotatif prend naissance (comme montré dans la Figure 37).

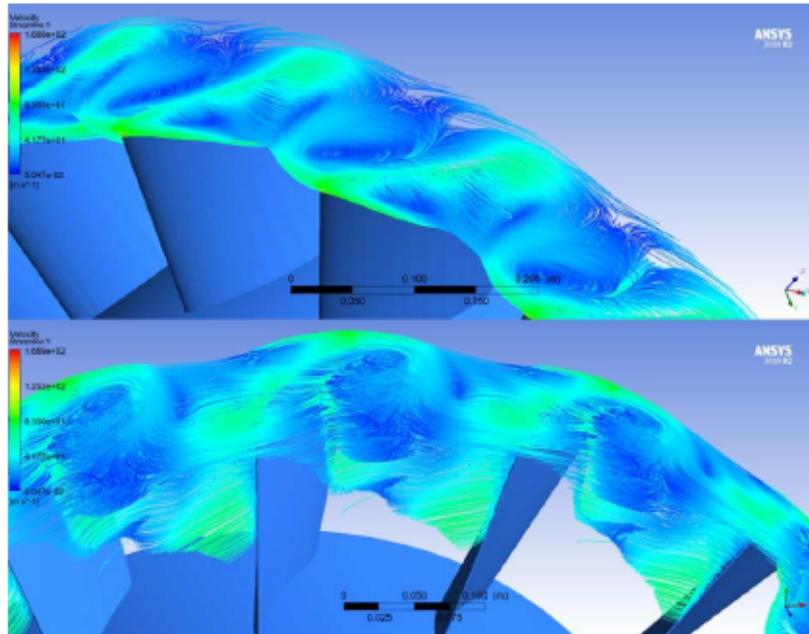


Figure 37 : Phénomène de décrochage pour un débit de la zone de décrochage

Effet du jeu sur la limite de stabilité :

En se référant à la Figure 36, la limite de décrochage est située au point où la pression totale est maximale (c'est-à-dire le point où la pente de la courbe devient nulle). Approximativement, pour un angle de pas égal à 43.5° et un Jeu $J=1\text{mm}$, ce point correspond au débit égal presque à 80000 CFM. À partir de la Figure 36, on remarque bien le décalage des points critiques. Selon ce résultat, il est déduit que la réduction du jeu peut relativement retarder l'apparition du phénomène de décrochage rotatif. En effet, on remarque bien que les lignes de courant du flux d'air formées par l'écoulement du jeu (écoulement correspond au débit associé au point 1 indiqué dans la Figure 36), se déplacent vers l'amont pour aboutir au bord d'attaque pour former enfin le tourbillon qui va tourner au tour du moyeu à une vitesse proportionnelle à la vitesse du rotor. Ceci se développe et devient plus clair dans le cas du jeu le plus grand comme montré dans les Figure 38-a et b ce qui est très en accord avec les résultats de la courbe caractéristique résumée dans la Figure 36. Bien que ce point appartienne au domaine de décrochage, mais pour un jeu = 1mm, la Figure 38-a, montre que les lignes de

courant du tourbillon du jeu n'arrivent pas encore à s'attacher à la surface de la pale adjacente ce qui n'est pas, le même cas pour le jeu $J = 7 \text{ mm}$, comme indiqué dans la Figure 38-b.

Ce qui implique que la réduction du jeu fonctionnel peut réduire et retarder l'apparition du phénomène de décrochage rotatif, donc agrandir le domaine de stabilité. Dans ce cas, si la courbe caractéristique de la charge du système passe par ou au voisin du point critique de la courbe caractéristique du ventilateur, la stabilité de l'ensemble du système peut être maintenue fiable.

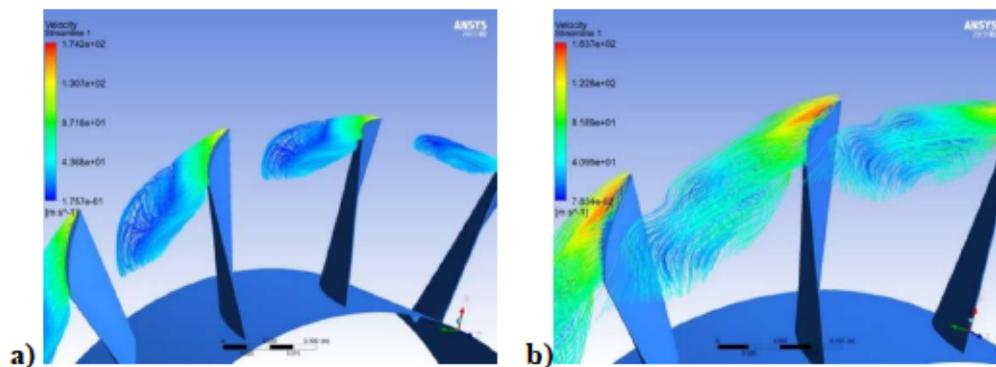


Figure 38 : Écoulement du jeu pour : a) $J = 1 \text{ mm}$ et b) $J = 7 \text{ mm}$

La limite de stabilité des courbes caractéristiques montre que ces dernières sont influencées par les paramètres géométriques : l'angle de pas, l'angle de torsion et le jeu pales/tube. D'autres paramètres peuvent être changés lors du fonctionnement du ventilateur, spécifiquement la fréquence de rotation.

4.3.5 Effet de la fréquence de rotation

Les mêmes conditions que dans le cas du jeu pales/tube, sont appliquées pour étudier l'effet de la fréquence de rotation. Les résultats des simulations sont présentés dans la courbe de la Figure 39.

Trois fréquences sont choisies pour établir la courbe de la limite de stabilité représentée par la courbe noire. Il est très clair que la pression totale et le débit des points critiques augmentent avec l'augmentation de la fréquence de rotation. À la base de ces points critiques, on peut connaître les limites de stabilité.

Enfin on peut conclure que, pour chaque angle de pas donné, il existe deux régions, l'une caractérisant la région de fonctionnement stable et l'autre le régime non stable (zone de décrochage), ces deux régions sont délimitées par une courbe appelée la courbe de la limite de stabilité comme montrée à la Figure 39.

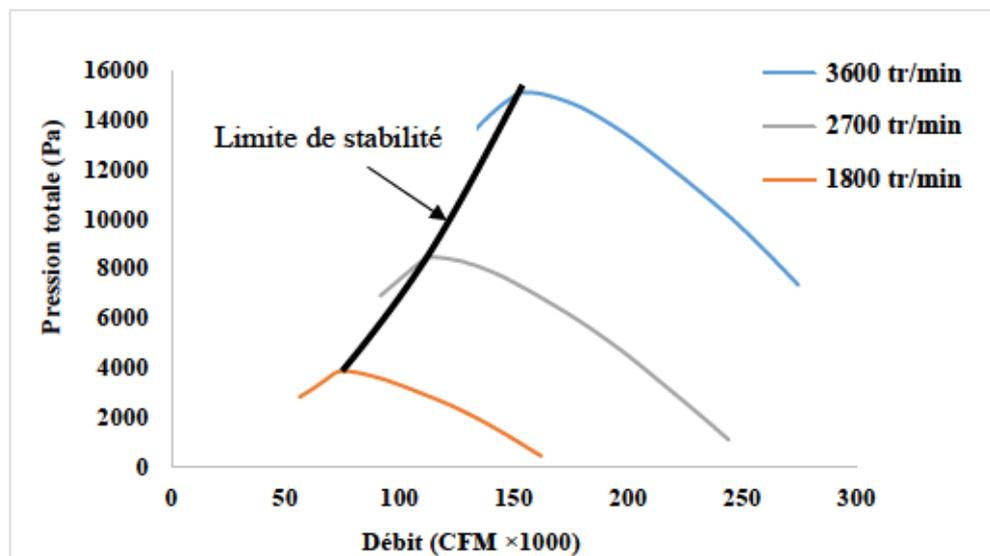


Figure 39 : Courbes caractéristiques pour différentes fréquences de rotation

Le phénomène de décrochage prend naissance dépendamment de l'angle d'incidence du flux qui à son tour dépend du débit d'air. L'angle d'incidence de la pale du ventilateur dépend essentiellement de : l'angle de fixation de la pale (angle de pas), l'angle de torsion de la pale, la vitesse de l'air (débit volumique) et la fréquence de rotation du rotor. Le domaine stable opératoire du ventilateur est déterminé selon le domaine de variation de l'angle de pas, de l'angle de torsion et de la fréquence de rotation du rotor.

4.3.6 Écoulement moyen et fluctuation : force et couple en régime transitoire : régime instationnaire

Dans cette partie, on essaie de modéliser l'écoulement en régime transitoire afin de dégager le comportement du flux à chaque zone de fonctionnement du ventilateur : phase turbulente et phase opératoire. Ceci permet également de confirmer les principales causes de l'endommagement de la pale lors du fonctionnement dans la plage de fonctionnement instable.

En effet, les ventilateurs axiaux peuvent être sujets à des problèmes de vibration et de fissuration des pales en raison de fluctuations de pression. Pour éviter ces problèmes, il est important de sélectionner un domaine de fonctionnement stable en se basant sur la courbe caractéristique du ventilateur. Cette courbe représente la relation entre le débit d'air et la pression pour chaque point de fonctionnement. Le point de fonctionnement doit être choisi dans la plage de fonctionnement recommandée par le fabricant et être suffisamment éloigné de la zone de fonctionnement instable du ventilateur pour laisser une marge de stabilité. En respectant ces principes, il est possible de minimiser les risques de vibration excessive et de fissuration des pales.

Avec le même angle de pas, qui est égal à $43,5^\circ$, choisi pour l'étude de l'effet de l'angle de torsion, du jeu pales/tube et de la vitesse de rotation, nous avons modélisé l'écoulement du fluide en régime transitoire pour 8 valeurs de débit, dont 3 points se situent dans le domaine instable (phase turbulente) et 5 points dans la phase stable comme la montre la Figure 40.

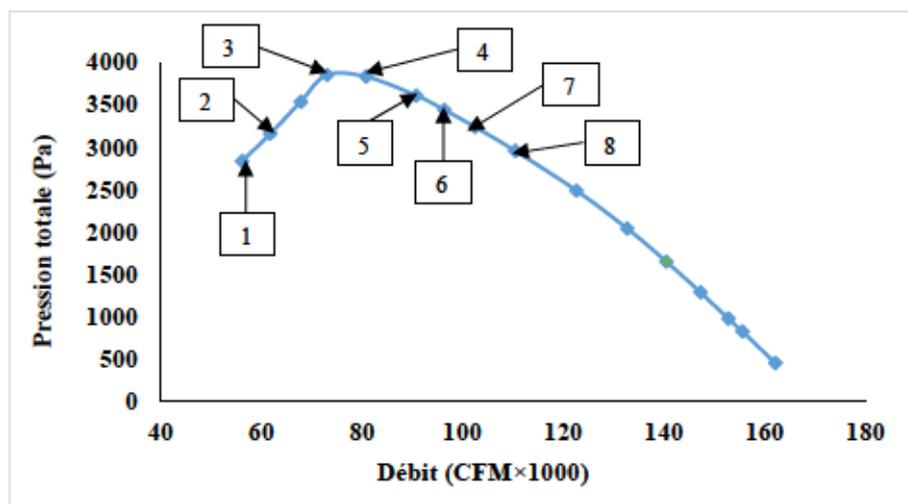


Figure 40 : Points choisis pour déterminer la marge de sécurité

Les résultats de calculs en ces points sont mentionnés dans les figures ci-dessous.

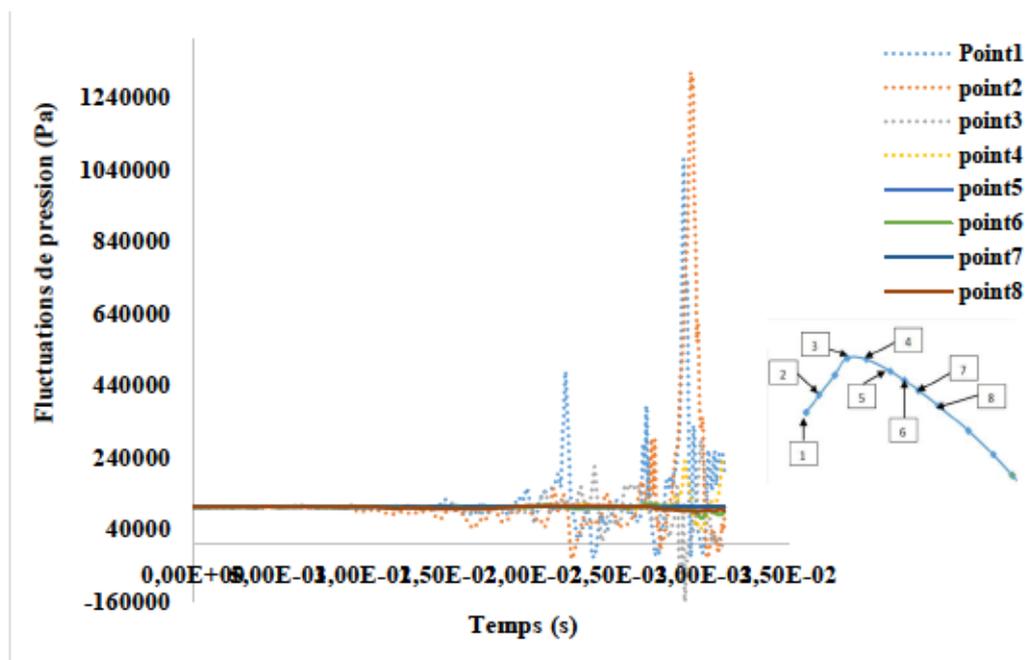


Figure 41 : Fluctuations de pression en différents points de calculs

Ici la pression est mesurée en un point très adjacent de la surface de la pale (surface d'aspiration, "suction side") et très proche du tip de la pale, afin de voir la variation de pression exercée sur la surface de la pale, puisque leurs fluctuations sont à l'origine de la vibration de la pale.

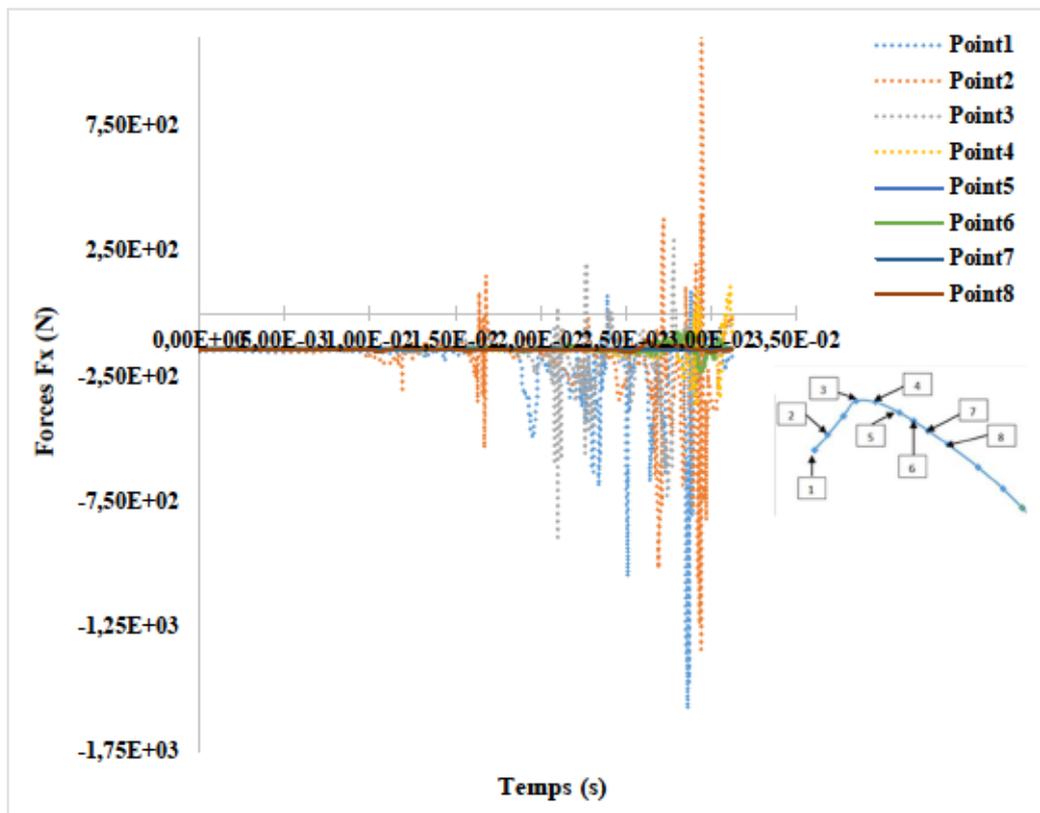


Figure 42 : Forces selon la direction radiale x

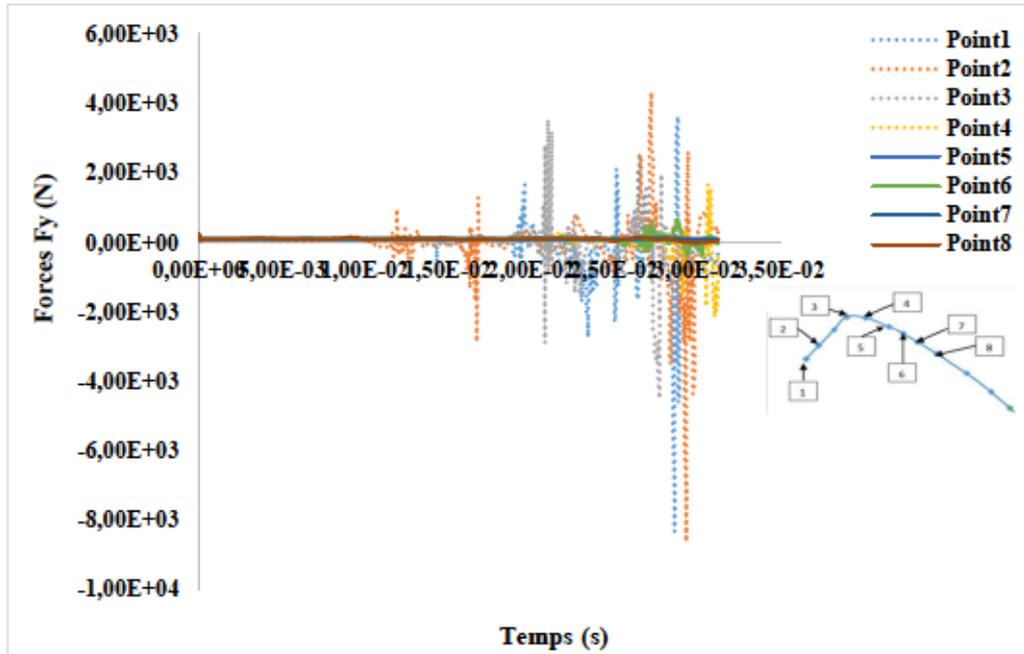


Figure 43 : Forces selon la direction radiale y

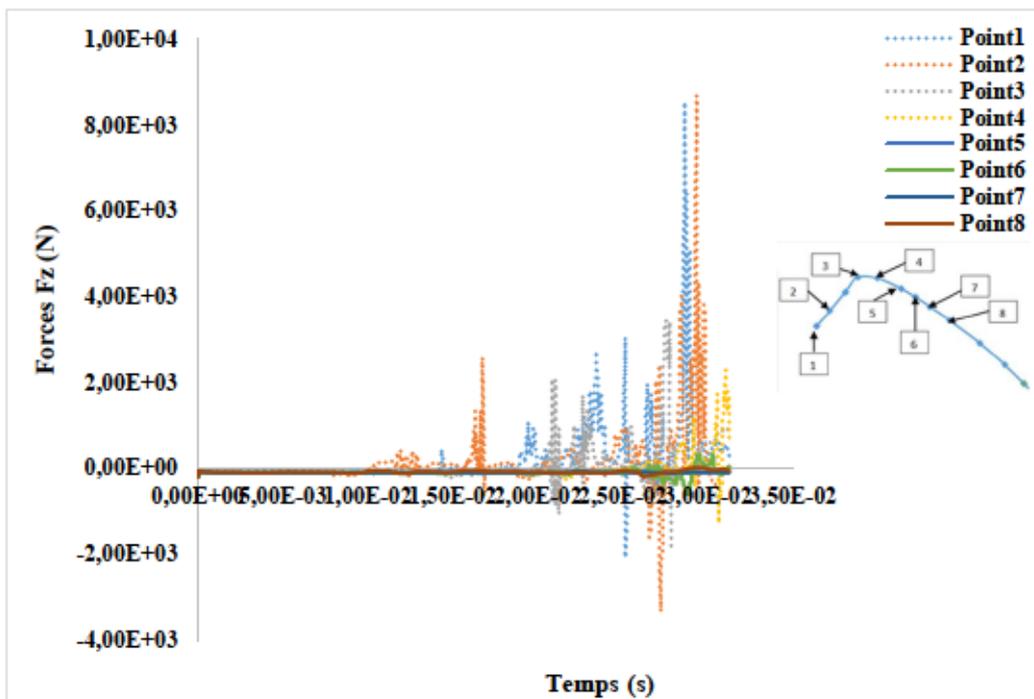


Figure 44 : Forces selon la direction axiale z

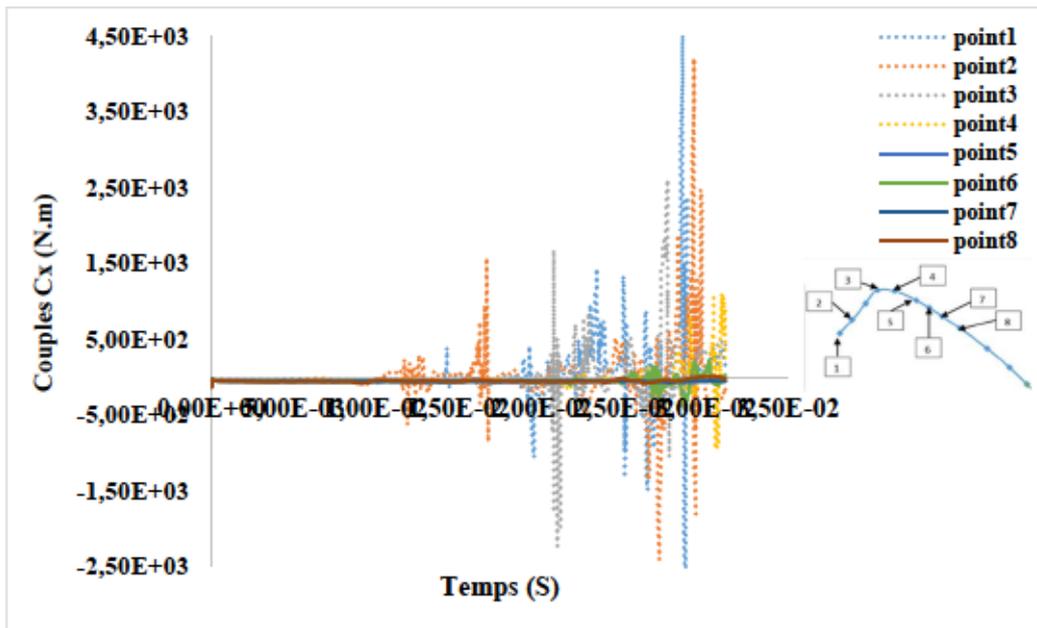


Figure 45 : Couples selon la direction radiale x

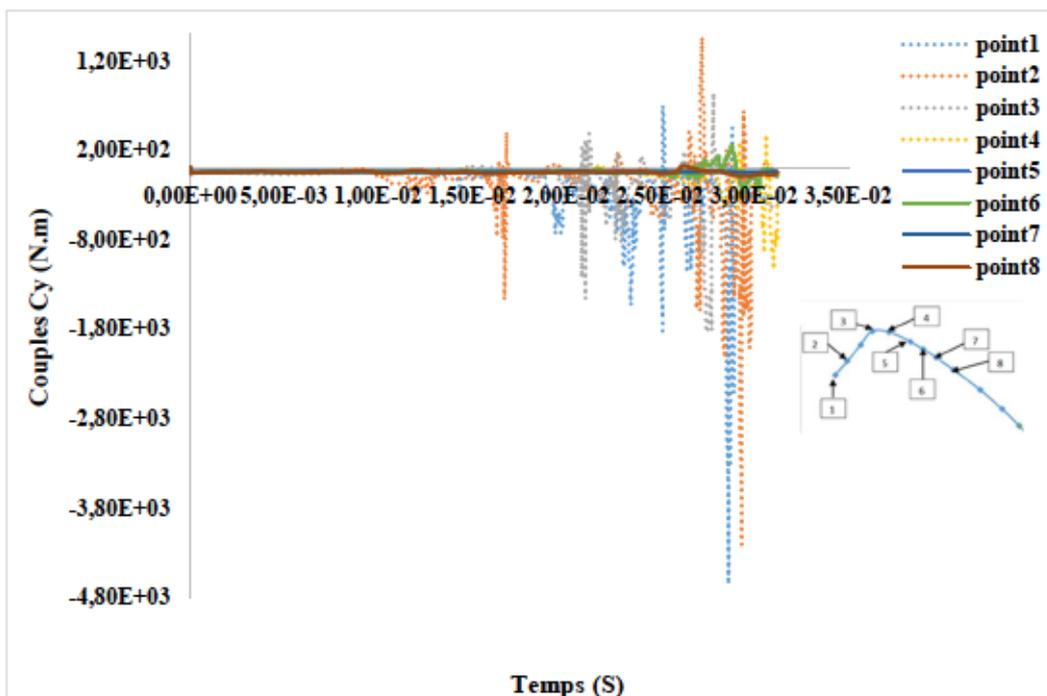


Figure 46 : Couples selon la direction radiale y

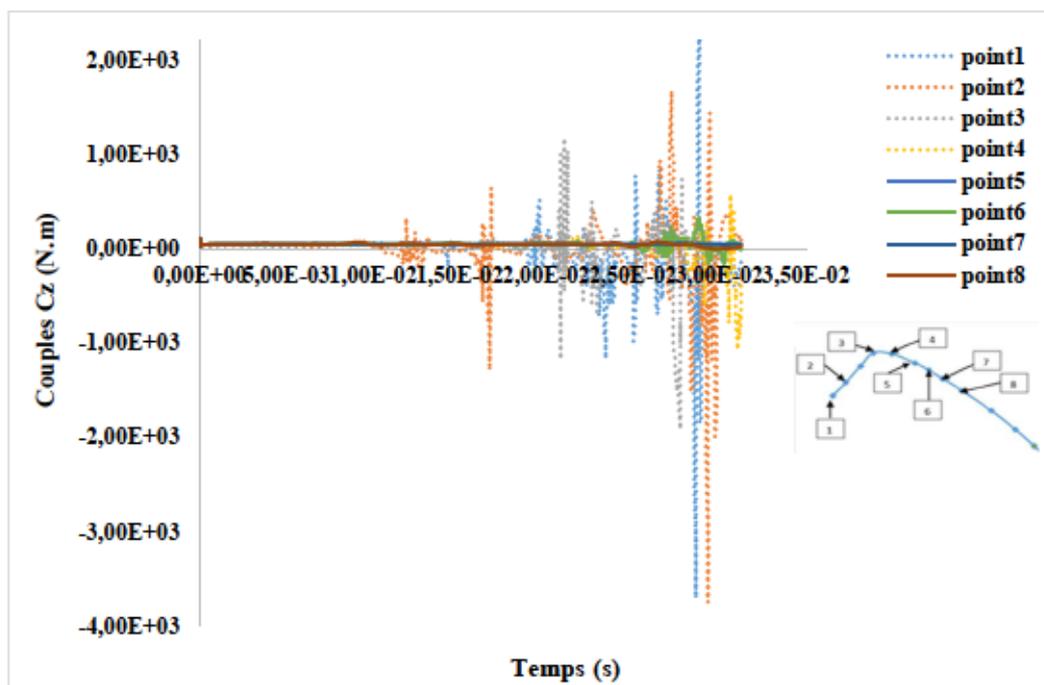


Figure 47 : Couples selon la direction axiale z

Selon les courbes présentées dans les Figure 41 à Figure 47, il est clair que ces résultats concordent bien avec les interprétations des courbes caractéristiques. La nouvelle idée dans cette partie est de vérifier la variation des paramètres clés de l'analyse du ventilateur dans la zone stable. Bien que cette zone soit considérée stable, il est évident à partir des courbes présentées dans la figure qu'il existe des points proches du point critique qui présentent des perturbations (fluctuations des paramètres) malgré leur appartenance à la partie stable. L'idée ici est que le fonctionnement dans cette zone reste toujours critique, car toute perturbation extérieure peut amplifier ces fluctuations en augmentant leur amplitude.

La détermination de la largeur de cette marge dépend de plusieurs facteurs, principalement les valeurs critiques des paramètres clés tels que la valeur critique de l'amplitude de la fluctuation cyclique de la pression, les forces et les couples normaux appliqués sur les pales.

À partir des Figure 41 à Figure 47, on peut dire qu'à partir du point 5, la fluctuation de la pression, les forces et les couples normaux, sont minimales. C'est selon ce raisonnement, que le choix de la marge de sécurité est effectué.

Selon les figures ci-dessus et les analyses préliminaires, la marge de sécurité proposée est présentée dans la Figure 48.

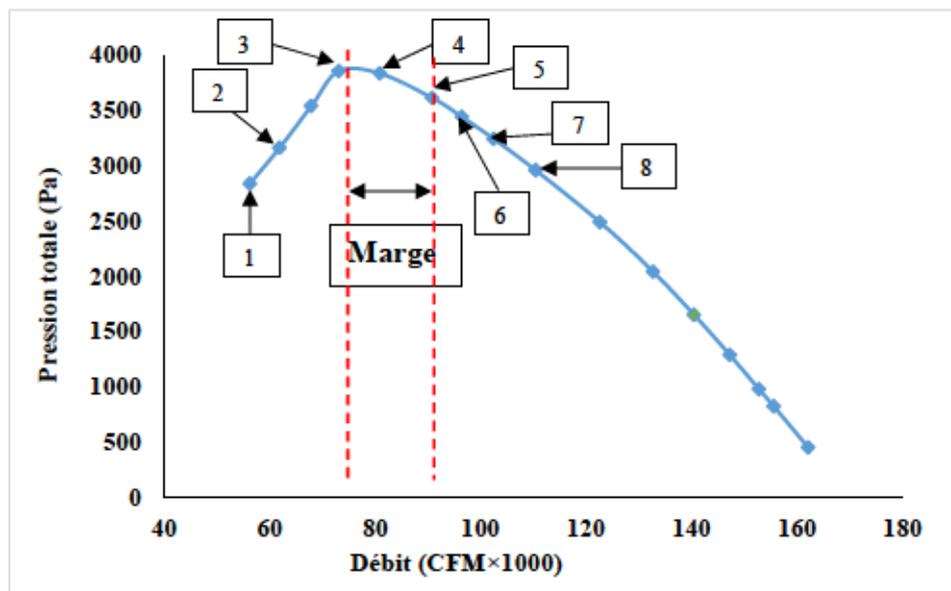


Figure 48 : Points choisis pour déterminer la marge de sécurité

Il est donc très utile d'investir dans cette étude, car la sécurité et la durée de vie du ventilateur sont parmi les objectifs principaux du présent projet.

À partir de l'étude présentée dans ce chapitre il est déduit que la performance du ventilateur minier axial dépend de plusieurs paramètres géométriques, essentiellement l'angle de pas de pale, l'angle de torsion de la pale et le jeu pales-tube, et d'acquisition la vitesse de rotation.

L'étude de l'effet de chaque paramètre a été faite à travers une étude numérique. Les principaux paramètres de performances ont été calculés en fonction des paramètres

géométriques et d'acquisition. Les résultats ont été ensuite validés par rapport aux données fournies par le partenaire industriel pour la même géométrie que le modèle étudié. Il a été constaté que les résultats des simulations numériques et les résultats fournis par le partenaire industriel concordent très bien. En conséquence, différents termes ont été étudiés, principalement : la courbe caractéristique de la pression en fonction du débit, la courbe du rendement et la puissance à l'arbre moteur. D'autres phénomènes sont aussi investigués principalement, le phénomène du décrochage. Il a été possible de déterminer la limite de stabilité du ventilateur, et même le phénomène du décrochage rotatif, à partir des courbes caractéristiques de variation de pression totale en fonction du débit d'air pour différents angles de pas, jeu pales/tubes et la fréquence de rotation, de plus, les courbes du rendement ont également été déduites.

Ces résultats ont permis d'évaluer l'influence de chaque paramètre étudié sur la performance et la stabilité du ventilateur. Enfin le choix du point d'opération dépend fortement du besoin en ventilation et la fiabilité du point choisit en termes de stabilité et performance.

Chapitre 5 CARACTÉRISATION MÉCANIQUE : ÉTUDE STATIQUE ET MODALE

Ce chapitre couvre l'analyse structurelle et modale du modèle de ventilateur minier axial. Les objectifs de cette étude comprennent le calcul des contraintes, des déplacements et la détermination des fréquences naturelles de la structure. La méthode des éléments finis est celle qui est appliquée pour le calcul de la solution numérique. La définition de la modélisation géométrique est une étape clé pour la validation des résultats trouvés. Les différentes étapes de calcul sont bien définies et expliquées. Enfin, ce chapitre est divisé en deux sous-titres : une étude statique et une étude modale.

5.1 Étude Statique

5.1.1 Modélisation par éléments finis

L'analyse par éléments finis (FEA) est une méthode de représentation mathématique d'un système physique complexe qui comprend une pièce ou un assemblage, des propriétés de matériaux et des conditions aux limites. Dans certains cas, le comportement d'un produit ne peut pas être approximé par des calculs manuels simples. La FEA est une méthode pratique pour modéliser des comportements complexes en capturant précisément les phénomènes physiques à l'aide d'équations aux dérivées partielles. Elle permet de simuler des comportements complexes tels que la rupture, les vibrations et les phénomènes de couplage, et d'optimiser les designs en fournissant une évaluation précise des performances et une analyse des défaillances potentielles. Cependant, la MEF nécessite une expertise approfondie en analyse numérique et en mécanique des solides pour garantir des résultats précis et fiables. En outre, la résolution de modèles de grande taille et de haute complexité peut nécessiter des ressources informatiques importantes. La MEF a plusieurs avantages, tels que la prédiction du comportement des structures sous des conditions de chargement

différentes, à fournir des informations sur les contraintes et les déformations de la structure, qui est l'objectif principal de cette étude.

5.1.2 Modélisation géométrique et caractéristique du modèle

Le rotor du ventilateur possède 16 pales, qui est un nombre assez grand. Simuler ce modèle nécessite beaucoup de temps, du en fait au grand nombre de nœuds et d'éléments générés par le maillage. Les pales sont disposées d'une manière cyclique autour d'un axe concentrique au moyeu. On utilise alors cette caractéristique pour réduire la taille du modèle de simulation. Le modèle réduit ne comporte qu'une seule pale et le 1/16 du moyeu ainsi que les éléments de fixation de la pale comme le U-Bolt et la vis de serrage et la rondelle. Cette structure est encastrée au niveau de la surface inférieure du moyeu dans le but de simuler l'effet de serrage du moyeu sur l'arbre de transmission du moteur.

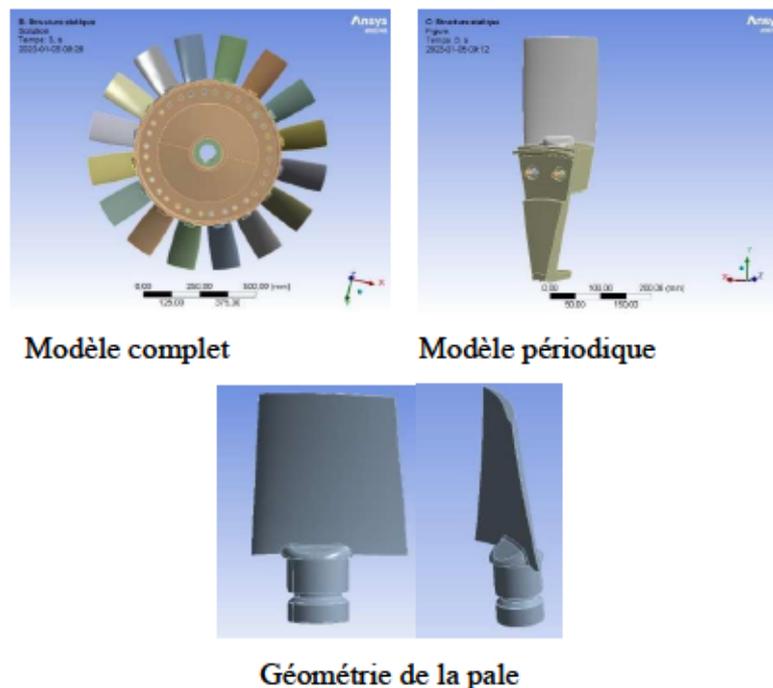


Figure 49 : Transformation géométrique du modèle de ventilateur

5.1.3 Analyse de réduction cyclique du ventilateur : Validation de la méthode de périodicité

À ce niveau, on s'intéresse à valider la symétrie cyclique à travers des simulations mécaniques statiques (Structural-Static). On procède donc par une analyse comparative des deux modèles avec ANSYS Workbench.

Les paramètres d'analyse des résultats sont essentiellement : le déplacement maximal et la contrainte maximale. Les autres paramètres montrant les profits de cette méthode sont le temps d'exécution et la capacité de mémoire utilisée durant le calcul.

Conditions limites et chargements :

Les différentes conditions limites appliquées sur les deux modèles géométriques afin de reproduire le modèle physique réel sont :

- Une vitesse de rotation de 1800 rpm.
- Une symétrie cyclique, afin de simuler le comportement de 16 pales, en ne simulant qu'une seule pale, dans le cas du modèle périodique.
- Fixation de la partie inférieure du moyeu qui a pour effet de simuler l'effet de son montage sur l'arbre du moteur.

Les schémas de modélisations sont présentés comme montré dans la Figure 49.

Indication :

Lorsqu'on conçoit un système mécanique, il est important de s'assurer qu'il est capable de résister aux forces et aux contraintes auxquelles il sera soumis. Pour ce faire, on utilise souvent des modèles mécaniques périodiques pour prédire le comportement du système dans différentes conditions. L'idée ici est que le choix du matériau n'est pas essentiel pour valider le modèle mécanique périodique. En effet, le modèle peut être validé en utilisant des données provenant de tests effectués sur des matériaux similaires. Cela permet de s'assurer que le modèle est fiable et peut être utilisé pour

prédire le comportement du système dans différentes conditions de charge et de contrainte. Une fois que le modèle mécanique périodique est validé, on peut alors passer aux simulations avec le matériau utilisé par le constructeur. Selon cette hypothèse, l'acier étant choisi comme matériau pour la validation de la périodicité.

Résultats et discussion :

On procède par une analyse comparative des deux modèles simulés à travers ANSYS. Le Tableau 7 présente les résultats des calculs statiques effectués avec l'outil ANSYS. De même la distribution des déplacements et des contraintes est montrée respectivement dans la Figure 50 et la Figure 51.

Tableau 7 : Résultats du test de la validation cyclique

Cas	Nombre d'éléments de maillage	Temps de calcul (s)	Mémoire utilisée (GB)	Déplacement maximale (mm)		Contrainte maximale (MPa)	
				Sur la structure	Sur la pale	Sur la structure	Sur la pale
Modèle complet	3046803	1140	20,1	0,48	0,48	295,48	149,71
Modèle périodique	195372	70	13,1	0,49	0,49	280,38	149,2
Écart	16 fois	16 fois	7	1,1%	1,1%	5,4%	0,34%

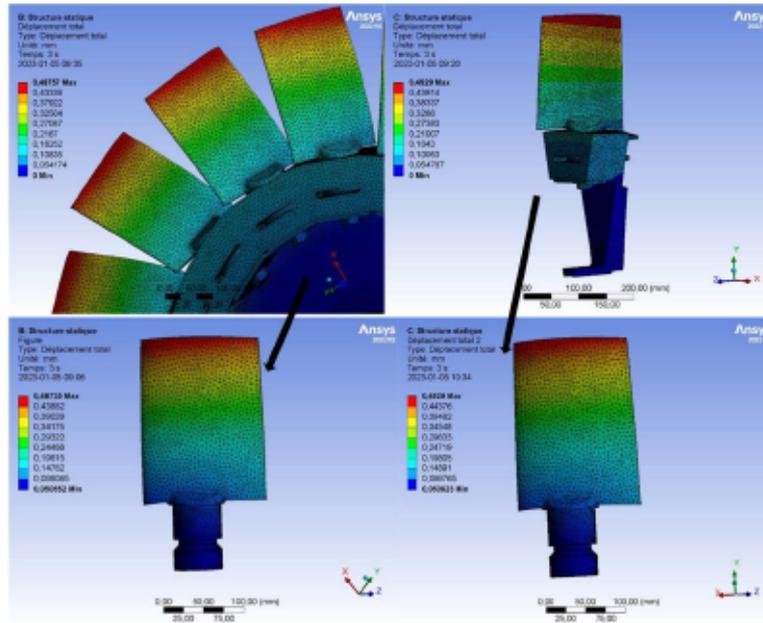


Figure 50 : Déplacements de la structure dans le modèle complet (à gauche) et périodique (à droite)

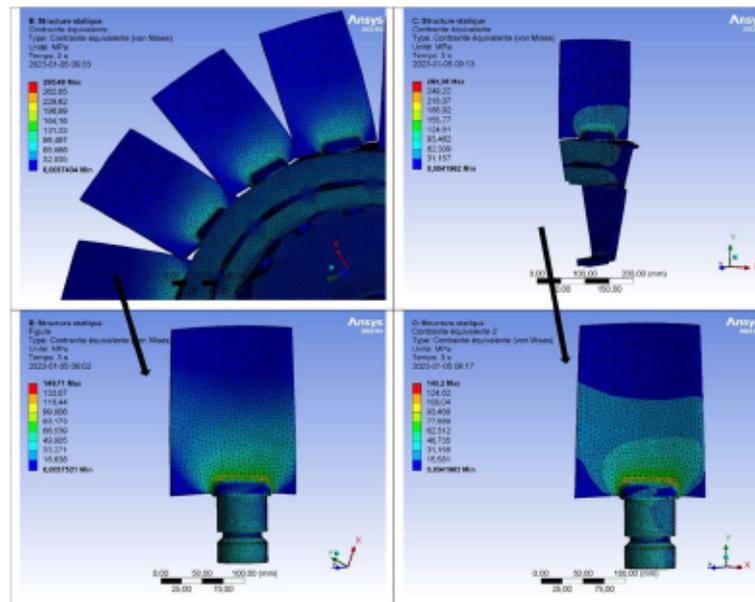


Figure 51 : Contraintes de Von-Mises dans le modèle complet et périodique

Il est constaté que le temps de calcul est réduit 16 fois. Ces résultats montrent également des écarts négligeables pour les contraintes maximales et les déplacements maximaux.

Le temps ici durant la validation de la cyclicité, apparait comme un intervalle de temps réduit, cela est dû en fait, de la simplification du modèle et des conditions de contacts, etc. Encore, il y a un gain de mémoire réservé sur le serveur durant le calcul de la solution.

Le résultat obtenu valide ainsi la réduction cyclique avec le code ANSYS avec une réduction conséquente des tailles des modèles. Cette réduction sera très utile lors de l'étude des caractéristiques mécaniques du ventilateur.

Après la validation de la cyclicité, passant maintenant à l'étude de la convergence du maillage puis l'élaboration des différentes simulations aboutissant à l'analyse des performances du ventilateur.

Cas de validation :

Dans le contexte des analyses mécaniques du ventilateur minier axial, l'étude de la littérature prouve que les contraintes maximales sont situées au niveau de la zone de l'intersection entre la pale et la racine. En effet, cette zone représente la région critique au bout de laquelle se produit la fissure puis le dommage de la pale. Ceci est confirmé par les figures des pales endommagées, de même type que la pale étudiée, provenant d'un site minier.

Des résultats réels sont présentés à la Figure 52. Cette figure indique la position de la coupure ou la position de début de la fissure, elle concorde bien avec les résultats trouvés par simulation numérique avec Ansys.



Figure 52 : Pales réelles endommagées

5.1.4 Caractéristique mécanique en fonction de l'angle de pas et la vitesse de rotation

Modèle de la pale avec ANSYS

Durant cette étude, la préparation de la géométrie présente une étape primordiale dans le processus de simulation de la structure. Initialement on dispose d'une géométrie complète du ventilateur, dont son rotor possède 16 pales. Pour alléger les calculs, on assiste à introduire la notion de périodicité de nouveau. Ainsi une seule pale est importée dans le modelleur géométrique d'ANSYS Workbench R2022.

Modèle de calcul :

En se basant sur la littérature, le modèle d'analyse structurelle statique intégré à ANSYS R2022 est le plus approprié pour la résolution du problème posé. Ce modèle permet en fait de déterminer : les contraintes, les déplacements et les forces sur les structures. Tout le calcul se fait sous l'hypothèse d'un problème axisymétrique. Donc uniquement le 1/16 du rotor du ventilateur est schématisé. D'autre part, une seule pale est schématisée c'est à dire le 1/16 de la roue comme expliquée précédemment. Ainsi le couplage cyclique sera un élément central du modèle de calcul vu la principale hypothèse de géométrie axisymétrique.

Durant cette partie, une simplification du modèle est faite dans le but de faciliter les tâches des simulations et alléger le temps de calcul. Ainsi, uniquement la pale et le moyeu sont modélisés. Le modèle est simplifié de plus, le U-Bolt n'est pas modélisé. Le modèle simplifier est présenté par la Figure 53.



Figure 53 : Modèle périodique simplifié

Conditions limites et chargements :

Les différentes conditions limites appliquées sur la structure afin de reproduire le modèle physique réel sont :

- Une vitesse de rotation en tr/min.

- Une symétrie cyclique, afin de simuler le comportement de 16 pales, en ne simulant qu'une seule pale.
- Fixation de la partie inférieure du moyeu qui a pour effet de simuler l'effet de son montage sur l'arbre du moteur.
- Le U-Bolt n'est pas modélisé, à des fins de simplification du temps d'exécution et de convergence des résultats. En effet, la non modélisation du U-Bolt réduit le nombre de contacts (contact entre le U-Bolt et la pale et le U-Bolt et le moyeu, ainsi que le U-Bolt et son écrou de serrage)
- Les charges aérodynamiques ne sont pas modélisées (le couplage FSI n'est pas requis dans cette étude).
- Les contacts sont définis dans la Figure 54
- Les coefficients de frottement sont définis comme suit : $Alu/Alu=1$; $Alu/Acier= 0.61$

Le schéma de modélisation est présenté comme montré dans la Figure 54.

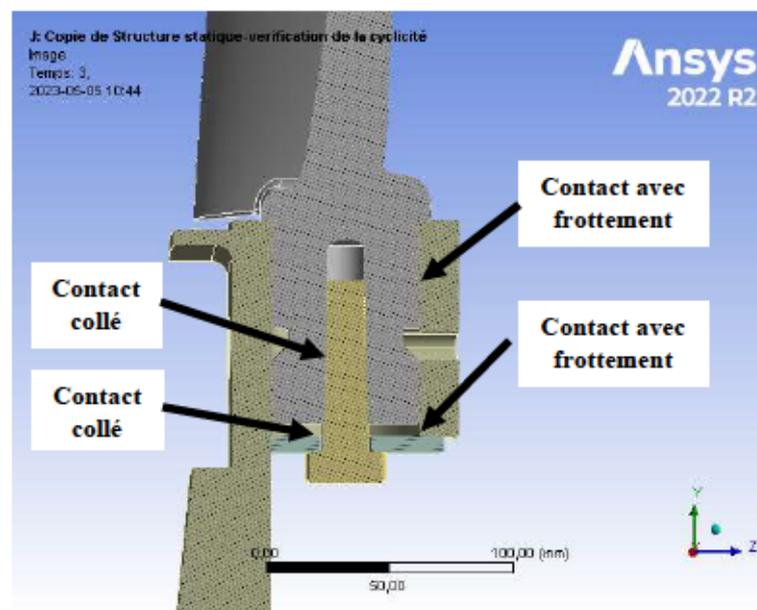


Figure 54 : Modèle périodique et leurs conditions limites

Éléments, coques et éléments 3D :

Le choix entre un modèle coque (Shell élément) et un modèle 3D est basé initialement sur la nature de la complexité du modèle. En effet, les éléments de coque sont des approximations 2D de la géométrie 3D. Le modèle coque est utilisé principalement pour les structures minces (les structures dont la longueur est suffisamment grande par rapport à l'épaisseur du corps comme l'exemple d'une tôle). L'utilisation correcte de la fonctionnalité de la coque dans Ansys Mechanical permet de réduire la taille du maillage et donc le coût du calcul ainsi que la qualité des résultats.

Cette fonctionnalité est-elle valable dans le cas de la présente étude ?

Dans le cas d'une géométrie complexe, l'utilisation des structures à parois minces peut entraîner des maillages de mauvaise qualité, ce qui peut affecter les résultats obtenus. Ainsi, le cas étudié est constitué principalement par un moyeu, des éléments de serrage puis une pale. La pale est la partie la plus complexe, vu ces angles de déviation ainsi que son épaisseur variable le long du bord d'attaque et du bord de fuite. L'utilisation des éléments coques ne peut plus donc améliorer la qualité des résultats, bien qu'il puisse réduire le coût du calcul.

L'utilisation des éléments tridimensionnels est donc indispensable pour le cheminement des prochaines simulations.

Maillage : Étude de convergence du maillage

Selon les ressources et les règles générales, le maillage le plus adapté est celui hexaédrique, puisque le maillage hexaédrique donne toujours des résultats plus précis avec un nombre d'éléments inférieur à celui des éléments tétraédriques. Ceci ne peut être confirmé qu'après l'exécution d'un test avec des mailles hexaédrique et voir la qualité du maillage, s'ils apparaissent des irrégularités du maillage, dans ce cas il est obligatoire de passer au maillage tétraédrique.

Une analyse de convergence est effectuée en fonction du type du maillage (tétraédrique ou hexaédrique), de l'ordre du maillage (Linéaire ou quadratique) ainsi que la taille des éléments.

L'exécution des cas tests de maillage sur la structure prouve que le maillage hexaédrique est incapable de mailler toute la structure, des défauts apparaissent malgré les modifications de la taille et de l'ordre de la maille.

En outre, la pale est la pièce fondamentale qu'intéresse cette étude, l'élaboration de l'étude de convergence sera donc basée sur la convergence des résultats de calcul sur cette structure. D'où, seulement le maillage tétraédrique est acquis pour la pale, vu son adaptabilité avec sa complexité géométrique.

Cette analyse n'est effectuée que pour le modèle 1/16 du moyeu avec symétrie cyclique. Pour que le modèle réduit simule le comportement du modèle au complet (16 pales), il faut que la symétrie cyclique impose que les degrés de liberté des faces latérales libres du moyeu soient liés entre eux. Ainsi tout déplacement d'un nœud de la face maître implique un déplacement identique du nœud correspondant de la face esclave.

En réalité, afin d'assurer la convergence et de réduire le temps de calcul, deux grandes étapes sont mises en place. Tout d'abord, lors de la première étape, un maillage ordinaire est utilisé exclusivement. L'objectif de convergence est atteint à ce stade. Ensuite, lors de la deuxième étape, il est prévu d'adopter la méthode de maillage conforme à la surface paramétrique (Patch Conforming Method). De plus, un maillage plus fin est appliqué dans la zone ciblée, qui est la plus sollicitée. Un raffinement d'ordre 2 est appliqué dans cette zone. Cette décision est basée sur les résultats de validation du modèle cyclique, qui ont permis d'identifier la partie de pale la plus sollicitée. Par conséquent, un raffinement supplémentaire est réalisé dans cette zone afin d'obtenir une convergence optimale des résultats de simulation, étant donné que c'est dans cette zone que la première fissure se forme. Tous les résultats mentionnés

sont calculés spécifiquement dans cette partie. La Figure 55 montre le maillage complet du modèle périodique simplifié.

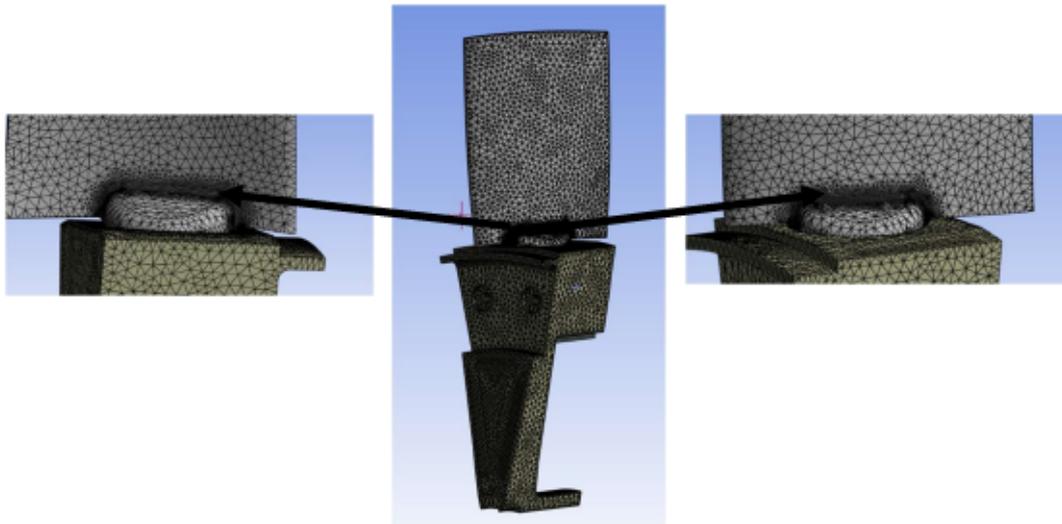


Figure 55 : Maillage tétraédrique complet du modèle périodique

Les matériaux choisis sont classés dans le tableau ci-dessous, de même les caractéristiques de chaque matériau sont indiquées dans la partie annexe.

Tableau 8 : Choix des matériaux

Structure	Rondelle	Vis	Pale	Moyeu
Matériaux	Acier	Acier	Aluminium A-356.0	Aluminium A-713

Les résultats sont mentionnés dans les tableaux présentés ci-dessous.

Tableau 9 : Sensibilité aux maillages : étape1

Maillage (Nombre de nœuds)	12965	188519	217880	264964
Déplacement (mm)	0,24	0,24	0,24	0,24
Contrainte (MPa)	45,5	40,08	40,6	41,64

Tableau 10 : Sensibilité aux maillages : étape2

Maillage (Nombre de nœuds)	243088	274969	335535	437566
Déplacement (mm)	0,24	0,24	0,23	0,24
Contrainte (MPa)	48,69	48,53	49,07	49,72

À partir des résultats des deux tableaux : Tableau 9 et Tableau 10, le maillage adapté est celui à 243088 nœuds.

La deuxième étape consiste à vérifier la convergence du modèle par rapport à l'angle de pas. Cette étape fait suite à l'étude de la sensibilité des résultats par rapport aux maillages dans la première étape. L'objectif est de s'assurer que le maillage convergent pour le premier angle est également convergent pour les autres angles, sous le même intervalle de maillage. Si les conditions de convergence sont satisfaites pour la deuxième valeur d'angle (50 degrés : choisie arbitrairement), cela confirme la stabilité du maillage convergent aux variations de l'angle de pas. La stabilité des résultats obtenus confirme ainsi la stabilité du modèle maillé et sa sensibilité aux variations des paramètres géométriques (angle de pas). Les résultats sont récapitulés dans le Tableau 11.

Tableau 11 : Sensibilité du maillage à l'angle de pas (50°)

Maillage (Nombre de nœuds)	243088	274969	335535	437566
Déplacement (mm)	0,24	0,24	0,24	0,24
Contrainte (MPa)	47,65	47,47	48,05	48,70

La même étape que précédemment est effectuée, mais cette fois-ci, elle concerne la sensibilité des résultats à la vitesse de rotation. Le tableau récapitulatif est présenté ci-dessous.

Tableau 12 : Sensibilité du maillage à la vitesse de rotation (2700 tr/min)

Maillage (Nombre de nœuds)	243088	274969	335535	437566
Déplacement (mm)	0,59	0,59	58,79	0,59
Contrainte (MPa)	106,71	106,16	104,72	109,26

On peut conclure que la convergence du maillage est insensible aux changements de l'angle et de la vitesse. En d'autres termes, nous pouvons affirmer qu'il est possible de mener des analyses paramétriques sur l'angle de pas et la vitesse de rotation sans compromettre la convergence des résultats, car il a été conclu que la modification de ces paramètres n'affecte pas la convergence du maillage obtenu.

Résultats et discussion

Tableau 13 : Contraintes et déplacements en fonction de l'angle de pas à 1800 tr/min

Angle(degré)	33,5	38,5	43,5	48,5	53,5	58,5
Déplacement (mm)	0,24	0,24	0,245	0,24	0,246	0,246
Contraintes (MPa)	48,88	48,88	48,55	47,907	48,09	48,99

Tableau 14 : Contraintes et déplacements en fonction de l'angle de pas à 2700 tr/min

Angle(degré)	33,5	38,5	43,5	48,5	53,5	58,5
Déplacement (mm)	0,58	0,59	0,59	0,59	0,59	0,59
Contraintes (MPa)	108,86	109,03	108,49	107,22	106,19	107,9

Tableau 15 : Contraintes et déplacements en fonction de l'angle de pas à 3600 tr/min.

Angle(degré)	33,5	38,5	43,5	48,5	53,5	58,5
Déplacement (mm)	1,10	1,10	1,12	1,11	1,11	1,11
Contraintes (MPa)	192,04	192,34	191,43	189,29	189,28	192,07

Les résultats des tableaux : Tableau 13, Tableau 14 et Tableau 15 ont permis de constater que le déplacement et la contrainte sont légèrement influencés par la variation de l'angle de pas, mais qu'ils dépendent de la vitesse de rotation. En effet, la force

centrifuge, qui est générée lorsque l'on tourne un objet autour d'un axe, est proportionnelle à la vitesse de rotation. Ainsi, plus la vitesse de rotation est élevée, plus la force centrifuge est importante, ce qui peut avoir un impact sur les déplacements et les contraintes de la structure.

Validation des résultats :

Un cas de test réalisé sur une autre pale, présenté à la Figure 56, est exploité pour valider les résultats obtenus. En effet, ces deux modèles de pale ont la même jonction entre la pale et sa racine, appartenant au même type de ventilateurs axiaux. Ces informations constituent donc une base solide pour valider les résultats obtenus. Cette validation est effectuée pour une vitesse de rotation de 1800 tr/min.

Le Tableau 16 présente les résultats de l'analyse structurelle de la géométrie de pale présentée à la Figure 56. Ces résultats montrent une contrainte maximale sur le long congé égale à 65 MPa. Malgré la différence de géométrie des deux pales, ces résultats de l'analyse structurelle peuvent être utilisés comme outil de validation. En effet, il s'agit de la même problématique, des mêmes conditions de fonctionnement ainsi que de deux géométries qui se ressemblent.

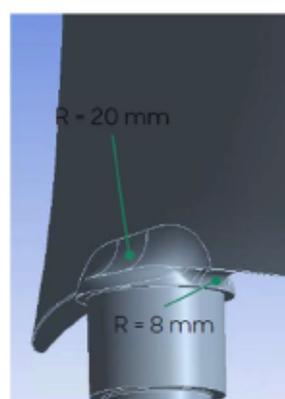


Figure 56 : Modèle similaire de pale d'un ventilateur de 60 po

Tableau 16 : Analyse structurelle du modèle de pale à 1800 tr/min

	Rayon (mm)	Contrainte Max (MPa)
Congé court	8	57
Congé long	20	65

Les résultats de la distribution des contraintes, sous un angle de pas de 33.5° , pour les trois vitesses de rotation en tr/min [1800 ; 2700 ; 3600], sont montrés dans la Figure 58, la Figure 59 et la Figure 60. Toutes les contraintes sont calculées dans la zone de concentration des contraintes, comme expliquer précédemment. Cette zone est spécifiée dans la Figure 57.

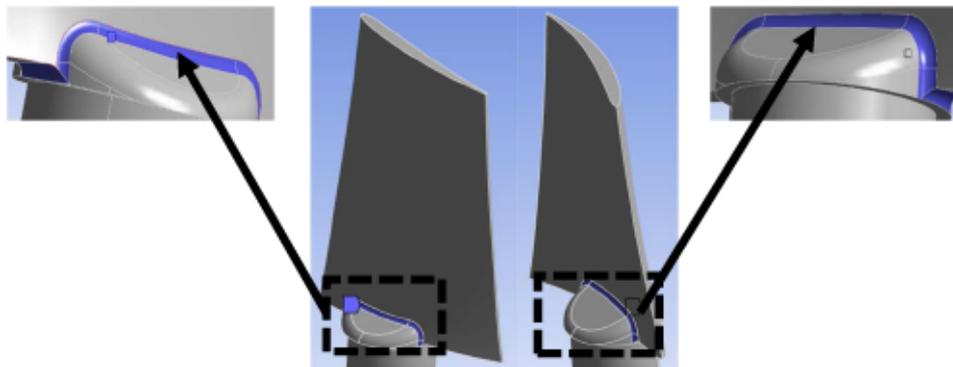


Figure 57 : Zone de concentration des contraintes

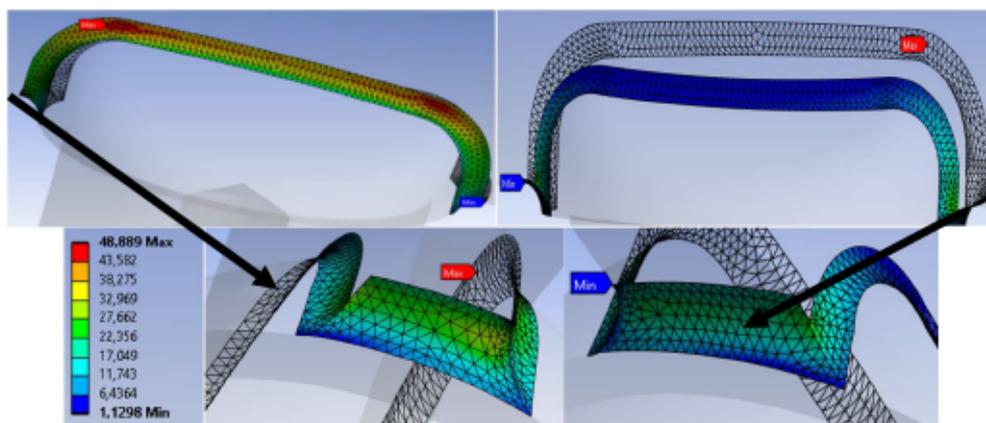


Figure 58 : Distribution des contraintes (MPa) sous 1800 tr/min

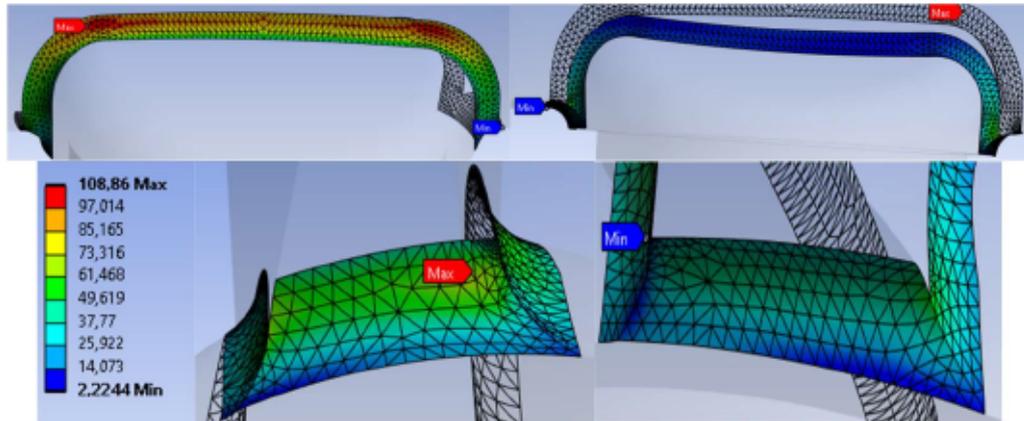


Figure 59 : Distribution des contraintes (MPa) sous 2700 tr/min

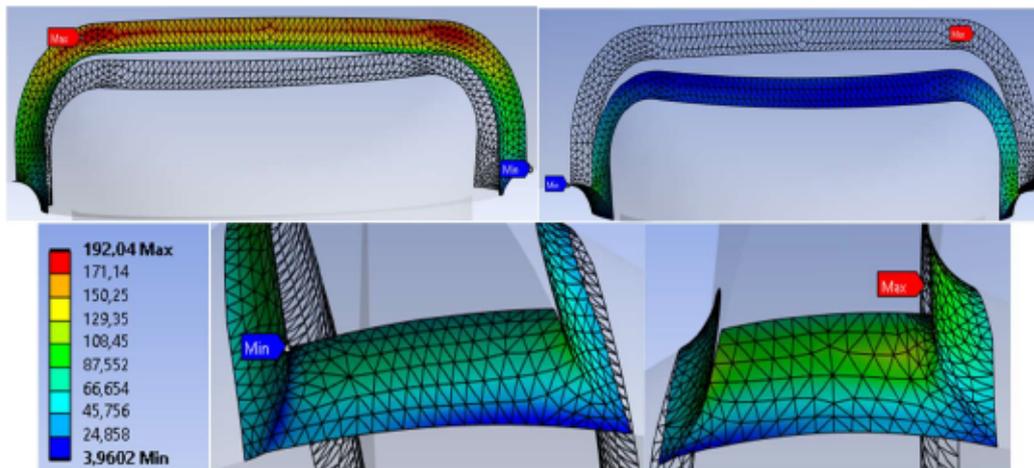


Figure 60 : Distribution des contraintes (MPa) sous 3600 tr/min

La détermination de la vitesse de rotation maximale dépend du coefficient de sécurité que l'on souhaite atteindre. En effet, si l'on vise un coefficient de sécurité élevé, cela signifie que l'on souhaite réduire les risques de défaillance ou d'endommagement de l'objet. Ainsi, pour une vitesse de rotation de 3600 tr/min, le coefficient de sécurité devient inférieur à 1, ce qui signifie que cette vitesse est considérée comme non désirée.

En fixant un coefficient de sécurité optimal, il est possible d'optimiser la vitesse de rotation en fonction de l'objectif étudié. Cela permet de trouver un équilibre entre la

performance et la sécurité de l'objet. En somme, la détermination du coefficient de sécurité est une étape clé pour la conception d'un objet soumis à des contraintes.

Amélioration possible :

Cette étude démontre la possibilité d'évaluer le comportement mécanique d'une pale de ventilateur minier axial par des méthodes numériques, tout en validant les outils numériques utilisés. Les travaux futurs, conscients de cette réalité, pourront enrichir et élargir le champ d'application de cette étude. Plusieurs améliorations peuvent être envisagées dans cette perspective, notamment : l'utilisation de ce modèle mécanique périodique pour réaliser :

- Étude de couplage fluide-structure ;
- Étude de fatigue ;
- Étude d'optimisation structurelle, etc.

5.2 Analyse modale

L'analyse modale consiste à déterminer les modes de vibration naturels d'une structure et leurs fréquences associées en utilisant des équations de la théorie des vibrations. Les modes de vibration naturels décrivent la forme et la fréquence de vibration d'une structure lorsqu'elle est soumise à des excitations externes ou des perturbations.

5.2.1 Équations gouvernantes

Dans cette étude, le modèle périodique du ventilateur, est discrétisé avec des éléments tétraédriques, en prend en considération le vecteur vitesse de rotation ainsi que la non-linéarité des éléments géométriques (la non-linéarité de la matière). L'équation non linéaire résultante du mouvement est présentée dans l'équation suivante :

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + K_r x = F \quad (40)$$

Où : $K_r = K_e + K_G + K_R$

Avec : M , C , K_e , K_G , K_R et F sont respectivement la matrice de masse globale, la matrice d'amortissement, la matrice de rigidité, la matrice de raideur géométrique qui représente le terme non linéaire dans l'équation de mouvement, la matrice de raideur centrifuge et le vecteur de force global.

Les équations utilisées dans l'analyse modale non linéaire prennent en compte les effets de la non-linéarité des matériaux, les grandes déformations, les contacts et les frottements.

Les différentes fréquences propres du modèle du ventilateur minier axial, de même les différentes formes des modes sont présentées ci-dessous.

5.2.2 Résultats et discussion

Pour l'étude modale, uniquement les modes propres sont déterminés ainsi que leurs formes. Ceci permet de prédire les fréquences naturelles pour chaque vitesse de rotation.

Tous les résultats sont présentés dans le Tableau 17.

Tableau 17 : Modes propres pour les 3 vitesses de rotation : 1800, 2700 et 3600 tr/min

	Vitesse (tr/min)	1800	2700	3600
Mode propre (Hz)	1	84,32	74,17	64,7
	2	107,2	107,51	107,66
	3	344,07	331,1	314,43
	4	489,95	515,16	530,91
	5	603,83	632,44	680,66
	6	957,26	1024,4	1112,8

Parmi les moyens de validation, nous disposons de certains résultats, montrés dans le Tableau 18, provenant des analyses antérieures effectuées pour la gamme de ventilateur de 60 po. Ces résultats servent de moyen de vérification concernant l'ordre de grandeur des fréquences obtenues par calcul.

Tableau 18 : Modes naturelles du ventilateur de la gamme 60 po à 1800 tr/min

Mode	Fréquences de résonance de la pale (Hz)
1	91.8
2	310
3	569

Les modes de déplacement, pour une vitesse de 1800 tr/min, sont présentés dans la Figure 61, ceux qui correspondent à 2700 tr/min et 3600 tr/min sont présentés dans la partie annexe. De même, les modes de contrainte de Von Mises pour une vitesse de 1800 tr/min, sont présentés dans la Figure 62.

Après avoir analysé les formes des modes, nous constatons les points suivants : les modes de déplacement révèlent que la flexion devient plus prononcée à partir du troisième mode. De même, les modes de contrainte indiquent que la contrainte au niveau de la jonction entre la pale et sa racine augmente à partir du troisième mode. Comme mentionné précédemment, cette jonction est l'endroit où la fissuration de la pale se produit. Le troisième mode correspond à une fréquence naturelle de 344 Hz, ce qui est presque dix fois la fréquence de rotation (30 Hz). Tous les modes présentés sont défavorables au bon fonctionnement du ventilateur, car lorsqu'il est excité à l'une de ces fréquences, il commence à résonner. Cependant, à partir du troisième mode, le fonctionnement devient le plus grave.

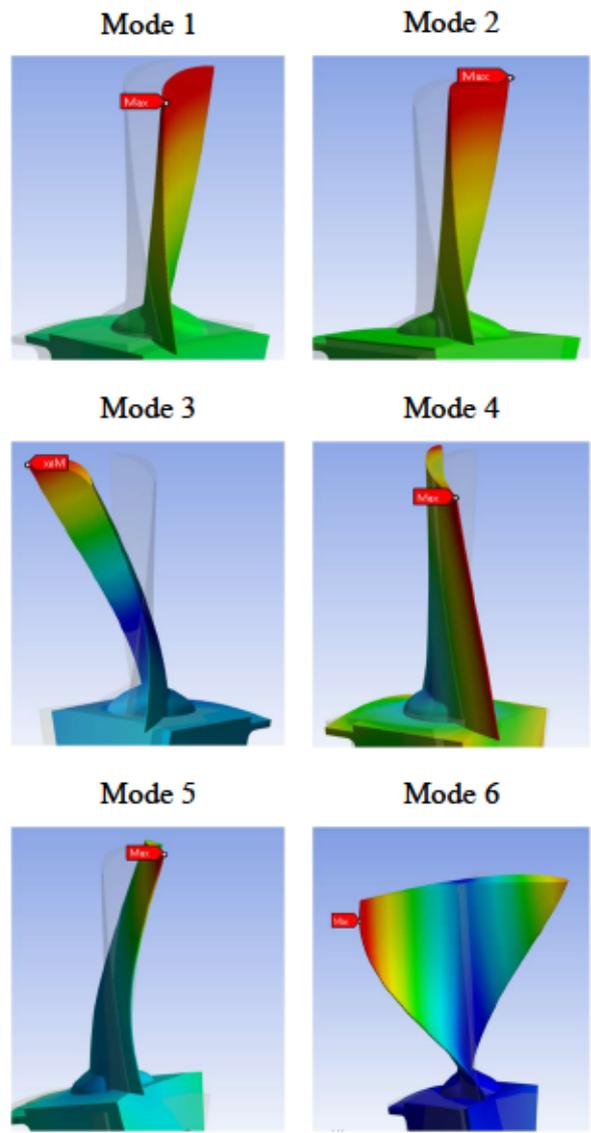


Figure 61 : Modes de déplacement pour la vitesse 1800 tr/min

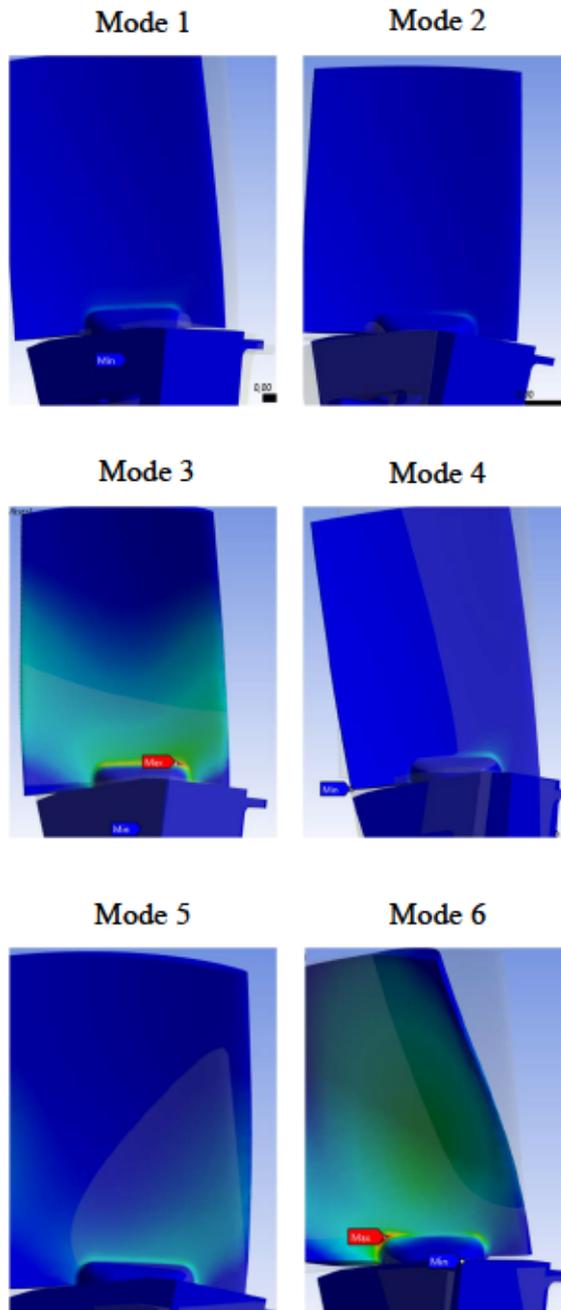


Figure 62 : Modes de contrainte pour la vitesse 1800 tr/min

La validation du modèle mécanique périodique permet d'évaluer le comportement mécanique (contraintes et déplacements) du modèle périodique du ventilateur.

Cette validation permet aussi d'estimer l'ordre des grandeurs des contraintes et des déplacements maximales du modèle sous différentes conditions limites. Les fréquences naturelles du modèle sont également déterminées. Ceci rend possible l'optimisation des différents paramètres étudiés tel le cas de la vitesse de rotation, etc.

Au niveau de la résolution, la réduction du modèle réel permet de réduire le coût de calcul. Un gain important au niveau du temps de calcul ainsi que la mémoire de résolution.

Par guise de conclusion, ce chapitre a été consacré à l'analyse structurelle et modale du modèle de ventilateur minier axial. La géométrie du ventilateur est réduite par hypothèse d'axisymétrie qu'a été validé à travers des simulations mécaniques statiques (Structural-Static). Cette périodicité a permis de faciliter les tâches des simulations et d'alléger le temps de résolution. Le calcul des contraintes, des déplacements et la détermination des fréquences naturelles de la structure sont les objectifs visés durant cette étude. Le même progiciel Ansys que l'étude aérodynamique est utilisée pour atteindre ces objectifs. La validation des résultats numériques a été aussi faite. Les résultats de cette étude mécanique constituent une base solide pour des travaux futurs.

Chapitre 6 GÉNÉRATION DE LA CARTE DE PERFORMANCE DE LA GAMME DE VENTILATEUR MINIER AXIAL 42 PO

Habituellement, pour la gamme de ventilateurs de 42 po, le partenaire industriel utilise un moteur tournant à 1800 tr/min. Cependant, après des discussions et en tenant compte de l'échéancier des tâches et des objectifs à réaliser, il a été décidé de générer uniquement la carte de performance à 1800 tr/min.

Cette carte décrit exactement la courbe caractéristique de la pression totale en fonction de débit superposé avec la courbe du rendement total (%), puis la courbe de la puissance a l'arbre moteur en fonction du débit.

Cette carte est basée sur les résultats des simulations du modèle numérique conçues et elle est présentée sous une forme analogue à celle des cartes de performances utilisées par le partenaire industriel Hyperflo. Les résultats de ces cartes constituent l'objectif principal du partenaire industriel. La courbe obtenue est présentée dans la Figure 63.

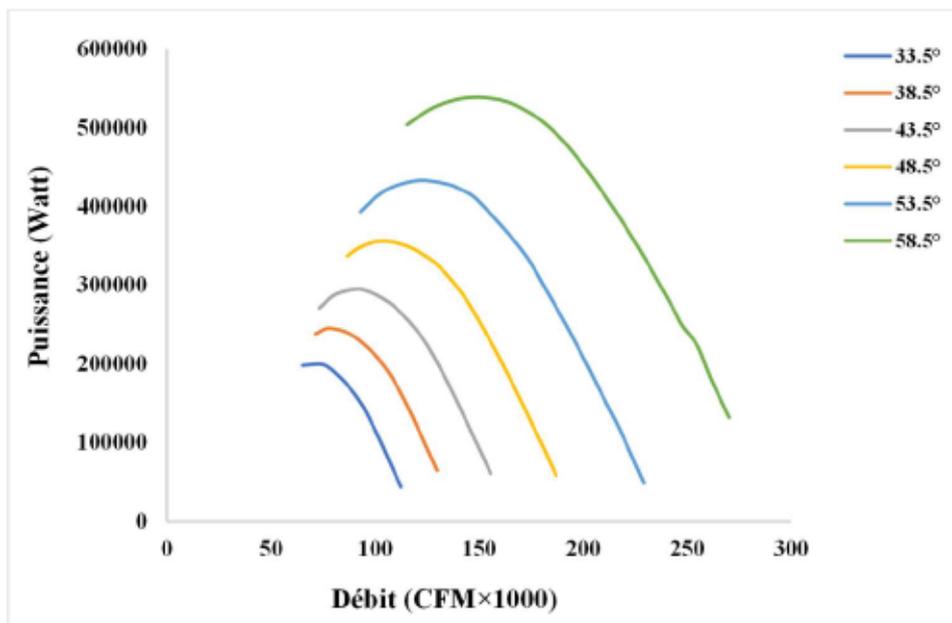
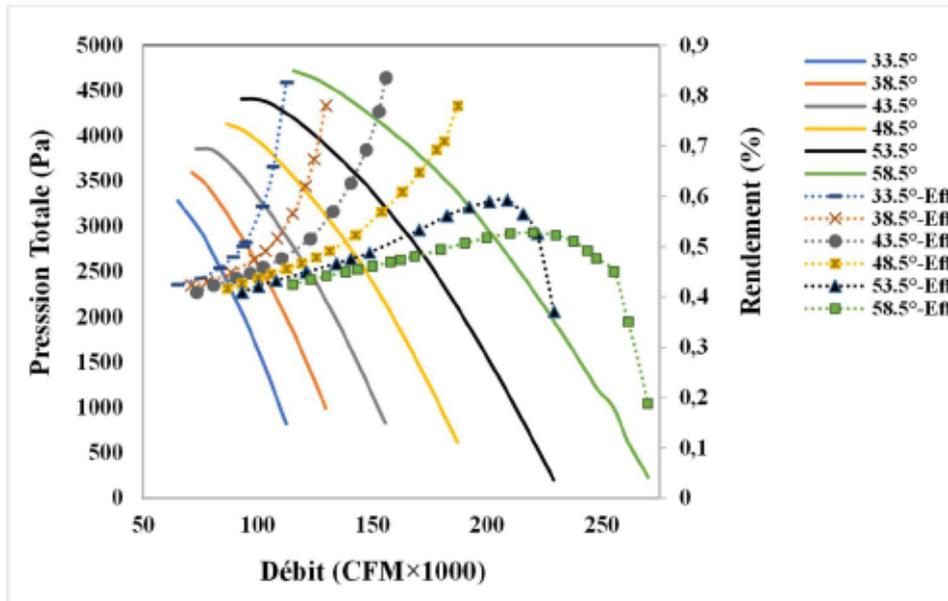


Figure 63 : Carte de performance du ventilateur minier axial 42 po

En guise de conclusion, la carte de performance s'avère être un outil efficace pour évaluer les points d'opérations d'un ventilateur minier axial. Elle présente généralement les caractéristiques de performances clés du ventilateur à savoir La pression, le rendement et la puissance consommée par le moteur en fonction du débit d'air. Cette dernière permet d'estimer la performance du ventilateur selon les conditions opératoires désirées en termes de débit volumique et de sa pression correspondante. En résumé, la carte de performance constitue un moyen essentiel pour choisir les points de fonctionnement les plus adéquats, en termes de sécurité et de rendement énergétique, répondant ainsi aux besoins en ventilations des mines souterraines.

Chapitre 7 CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Conclusion

La stabilité et la performance d'un ventilateur sont deux critères essentiels pour une opération optimale dans une mine. Avec la demande croissante en ventilation souterraine, l'efficacité énergétique est primordiale. L'équilibre entre une ventilation efficace, une consommation d'énergie optimisée et une conformité aux réglementations est essentiel pour garantir la sécurité des travailleurs et la productivité des opérations. Les avancées continues dans la conception des ventilateurs et dans les technologies de ventilation contribuent à répondre à ces défis, permettant ainsi de créer un environnement de travail plus sûr et plus performant dans les mines souterraines.

La caractérisation du fonctionnement des ventilateurs axiaux est l'une des grandes étapes de calculs qui sont faits pour déterminer les points de fonctionnement adéquats. La recherche des configurations les plus performantes met les compagnies industrielles ainsi que les chercheurs en concurrence pour concevoir et fabriquer les géométries de ventilateur les plus optimales.

Dans ce mémoire une modélisation numérique a été réalisée. Pour ce faire, le travail s'est appuyé sur les logiciels de simulation SolidWorks et Ansys Workbench. En résumé, ce projet de recherche a permis de déterminer les facteurs influençant la performance et la stabilité du ventilateur minier axial. L'objectif du projet de recherche a été d'étudier l'effet des paramètres géométriques et d'acquisition sur la performance et la stabilité du ventilateur minier axial. La génération de la carte de performance du ventilateur minier axial de 42 po était l'objectif principal du partenaire industriel.

Pour atteindre ces objectifs, une étude paramétrique est proposée. Cette étude paramétrique s'est passée par deux étapes :

La première étape consiste en une étude préliminaire dans le but d'avoir une idée générale sur l'influence des paramètres proposés (angle d'attaque des pales, et le jeu

pales-tube) sur les variables de l'écoulement du flux. Durant cette première étape, une étude aérodynamique est faite à travers des simulations CFD avec SOLIDWORKS « FLOW SIMULATION »

À partir des résultats des simulations dégagés de l'étude préliminaire, on peut conclure que :

- Les simulations aérodynamiques montrent que l'angle d'attaque d'une pale a un grand effet sur la performance aérodynamique du ventilateur.
- L'étude du jeu montre ses effets sur les paramètres de l'écoulement, un jeu optimal peut être déterminé selon l'objectif visé.

Cette étape montre aussi que selon les conditions d'optimisations de la performance du ventilateur, il existe un compromis entre les différents paramètres du flux.

La seconde étape est consacrée pour une étude plus approfondie, comme indiqué précédemment, avec le logiciel ANSYS. Durant cette étape, un type de géométrie du ventilateur réel a été étudié à travers des simulations CFD. Cet outil est utilisé précisément pour déterminer la performance ainsi que le comportement du flux d'air et ces caractéristiques pour chaque point de fonctionnement du ventilateur. La modélisation et le calcul par élément fini sont aussi parmi les objectifs ciblés de cette étude.

Les résultats des simulations numériques ont été rapportés avec différents angles de pas (Pitch angle), angle de Torsion (Twist angle), jeu pales/tube et la fréquence de rotation sous différent débit massique.

Il est constaté que les résultats des simulations numériques obtenus et les résultats fournis par le partenaire industriel concordent très bien. À partir des courbes caractéristiques de la variation de la pression totale en fonction du débit de l'air pour différents angles de pas, Jeux pales/tube et fréquences de rotation, il est possible de déterminer la limite de stabilité du ventilateur, voir même d'identifier le phénomène de décrochage rotatif.

Dans le même cadre, en ce qui concerne l'analyse mécanique, la validation du modèle périodique permet d'estimer l'ordre des grandeurs des contraintes et des déplacements maximales ainsi que les fréquences naturelles du modèle du ventilateur minier axial.

Les résultats de simulation ont montré que la performance du ventilateur dépend fortement des paramètres géométriques et d'acquisition. Enfin, ces paramètres sont ceux qui déterminent la limite de stabilité et qui garantissent la fiabilité du ventilateur.

Perspectives

L'utilisation de l'outil CFD dans ce travail permet de calculer la performance et la génération des courbes caractéristiques. Cet outil peut être utilisé pour résoudre des problèmes d'optimisation impliquant simultanément les aspects structurels, aérodynamiques et énergétiques d'un système tel le cas d'Interaction Fluide-Structure (FSI). Plusieurs autres phénomènes, influençant le fonctionnement du ventilateur, peuvent être investigués. D'autres modèles de turbulence existent dans l'art des simulations numériques peuvent être aussi utilisées en fonction de la précision requise ainsi que du phénomène cherché. Aussi, il est possible de mener des nouvelles conceptions et géométries visant une meilleure performance.

Donc comme perspective, plusieurs objectifs peuvent être visés tels que :

- Analyse de l'écoulement non stationnaire : Il est possible de réaliser des simulations CFD qui modélisent des écoulements transitoires. À travers cette étude il est possible de comprendre la réaction ou la réponse du système de l'écoulement du flux aux changements des conditions, c'est le cas par exemple de l'étude de l'effet d'une perturbation externe sur la performance du ventilateur.
- Réalisation des plans d'expériences : La réalisation d'un plan d'expérience est pour objectif de faire une optimisation multi-objectif. Il est possible de réaliser des simulations numériques afin de résoudre des problèmes d'optimisation

impliquant simultanément la recherche de plusieurs critères en même temps. La performance aérodynamique, la résistance mécanique de la structure et le rendement énergétique peuvent être un exemple d'un problème d'optimisation multi-objectif pour le cas d'étude des performances d'un ventilateur minier axial.

- Validation expérimentale des résultats numériques : pour prendre une décision pour choisir les valeurs des variables affectant la performance du ventilateur, il est crucial dans ce cas de valider les résultats des simulations numériques à travers des mesures expérimentales.

ANNEXES

Annexel : Méthodologie de simulation avec ANSYS CFX

Dans ce présent travail, l'outil de simulation sur lequel est basé ce travail est celui d'ANSYS CFX. Ce dernier permet de faire la partie CFD, elle est constituée par une partie pré-processing, la résolution et le post-processing.

Structure du code ANSYS CFX :

Pré-processing : CFX-Pre

CFX pré-processing, c'est l'outil de configuration et de préparation des données du problème à savoir : lire le maillage (variété de source), les conditions aux limites du ventilateur, les propriétés physiques du fluide utilisé, le modèle de simulation ou de turbulence utilisé, configuration des différentes interfaces limites du modèle géométrique ainsi maillé.

Après que tout le problème est défini, CFX-Pre peut exporter un fichier de définition avec l'extension (*.def), ce fichier est exécuté après par CFX-Solver.

La résolution : CFX-Solver

Après avoir terminé le pré-processing, on passe à la résolution des équations du problème par une méthode numérique déjà spécifiée dans l'étape de pré-processing. Toutes les informations de cette définition sont spécifiées dans un fichier créé dans le répertoire du projet WORKBENCH.

L'outil de résolution est appelé CFX-Solver : cet outil permet d'initialiser la solution et la résolution des équations du schéma numérique des équations gouvernantes. Ainsi un schéma de monitor présente l'évolution des différentes variable et expression implémenter, la convergence est détectée soit à partir des résidus déjà implémenter automatiquement dans le solveur (RMS : Résiduel Means Square) ou on peut la

spécifié par un critère de convergence bien spécifique, le calcul s'arrête lorsque ces critères de convergence atteignent une limite de convergence ciblée. Enfin les résultats obtenus sont exportés vers un fichier avec une extension (*.res).

Post processing : CFX-Post

C'est l'outil graphique qui permet la visualisation des résultats de la simulation à savoir : le domaine de calcul et son maillage, l'extraction des diagrammes et des courbes des différents paramètres en s'aidant de l'option turbo-mode, génération des surfaces de réponses, les contours de pression, les lignes de courant, les vecteurs vitesse, exportation des différentes variables, figure et rapport de performance, et enfin la visualisation des différents paramètres et expressions définies par l'utilisateur.

Annexe2 : Caractéristiques des matériaux choisis

Remarque : les caractéristiques des différents matériaux sont prises à partir de la bibliothèque du logiciels ANSYS.

Acier :

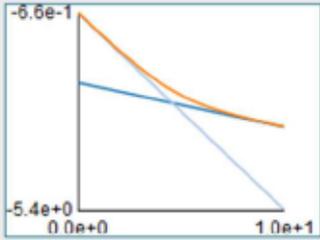
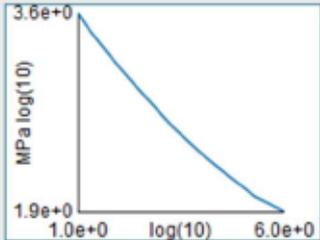
Structure ▼	
▼ Elasticité isotrope	
▼ Elasticité	
Dériver de	Module de Young et coefficient de Poisson
Module de Young	2e+05 MPa
Coefficient de Poisson	0,30000
Module de Compression	1,6667e+05 MPa
Module de cisaillement	76923 MPa
▼ Coefficient isotrope sécant de dilatation thermique	
Coefficient de dilatation thermique	1,2e-05 1/°C
Résistance ultime à la compression	0 MPa
Limite d'élasticité en compression	250,00 MPa
Paramètres de fatigue basée sur les déformations	
Courbe S-N	
Limite à la rupture en traction	460,00 MPa
Limite élastique en traction	250,00 MPa

Figure 64 : Caractéristique de l'acier

Aluminium A356

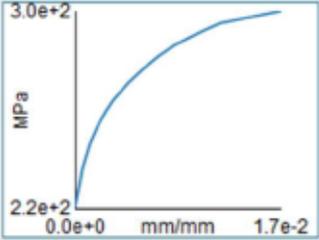
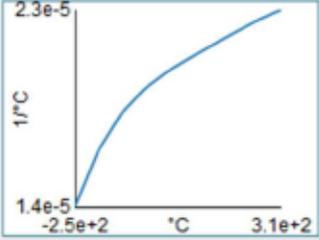
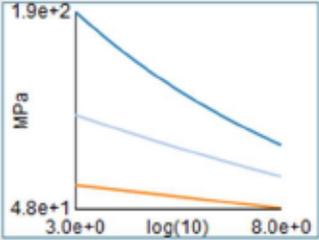
<p>▼ Elasticité isotrope</p> <p>Elasticité</p>	
<p>▼ Ecrouissage isotrope multilinéaire</p> <p>Ecrouissage Isotrope</p>	
<p>▼ Coefficient isotrope sécant de dilatation thermique</p> <p>Coefficient de dilatation thermique</p>	
<p>Température de référence de déformation thermique zéro</p>	<p>20,000 °C</p>
<p>Courbe S-N</p>	
<p>Limite à la rupture en traction</p>	<p>294,50 MPa</p>
<p>Limite élastique en traction</p>	<p>252,10 MPa</p>

Figure 65 : Caractéristiques de l'aluminium A356

Aluminium A713

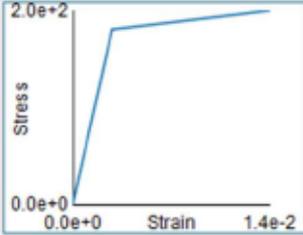
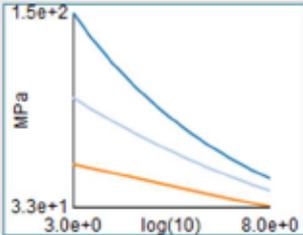
Structure	
▼Elasticité isotrope	
▼Elasticité	
Dériver de	Module de Young et coefficient de Poisson
Module de Young	66990 MPa
Coefficient de Poisson	0,32990
Module de Compression	65638 MPa
Module de cisaillement	25186 MPa
Ecrouissage isotrope bilinéaire	
▼Coefficient isotrope sécant de dilatation thermique	
Coefficient de dilatation thermique	2,389e-05 1/°C
Courbe S-N	
Limite à la rupture en traction	288,40 MPa
Limite élastique en traction	184,80 MPa

Figure 66 : Caractéristique de l'aluminium A713

Annexe3 : Les Modes naturels

Les modes naturels pour la vitesse 2700 tr/min

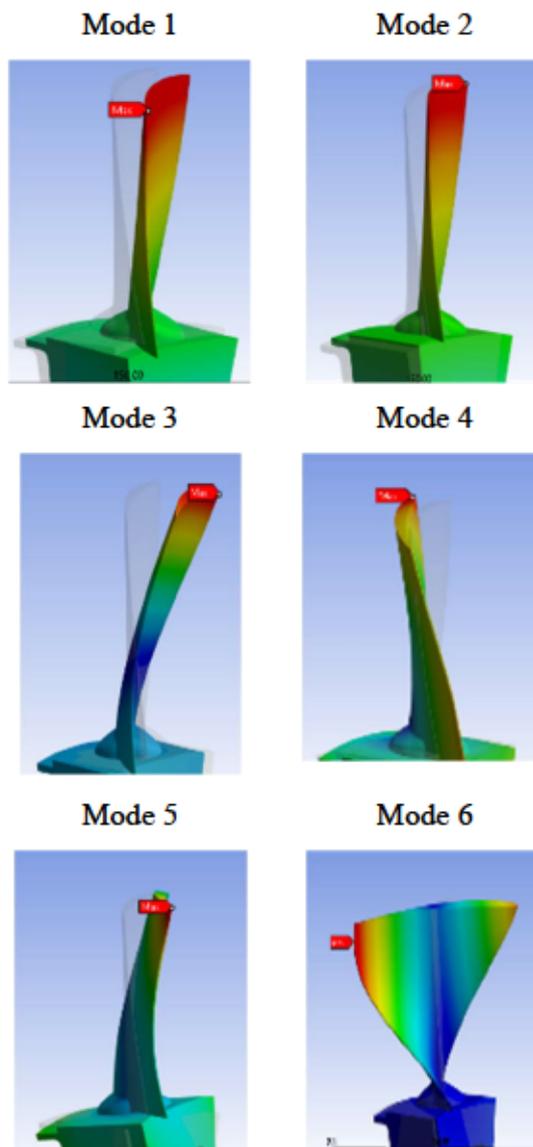


Figure 67 : Modes de déplacement

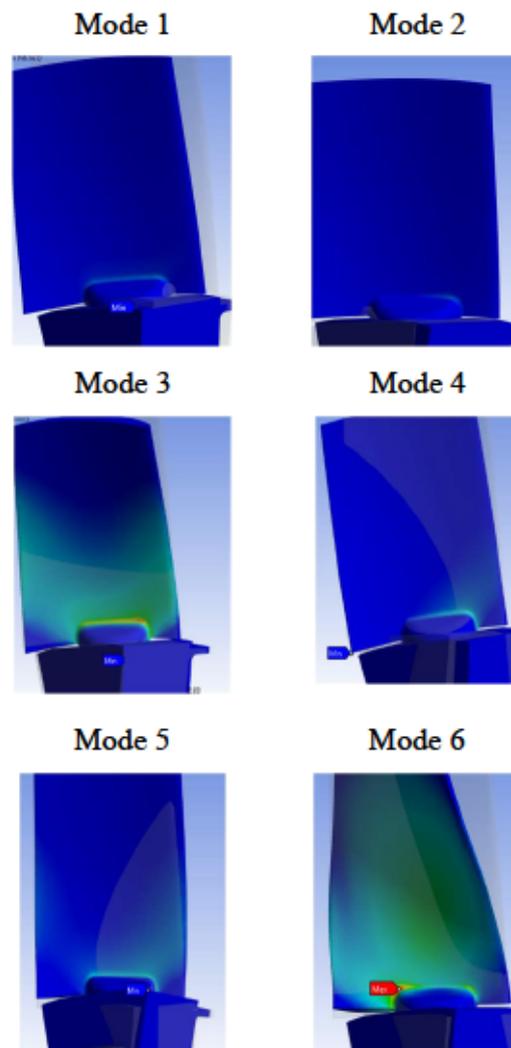


Figure 68 : Modes de contrainte

Les modes naturels pour la vitesse 3600 tr/min

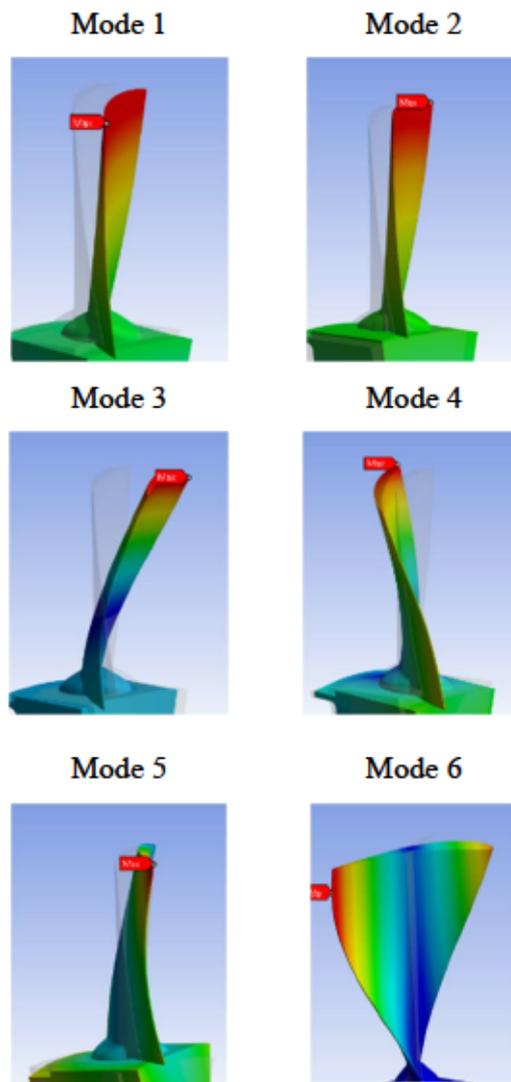


Figure 69 : Modes de déplacement

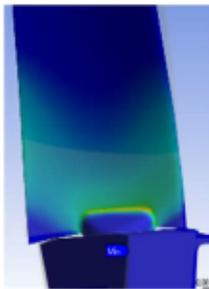
Mode 1



Mode 2



Mode 3



Mode 4



Mode 5



Mode 6

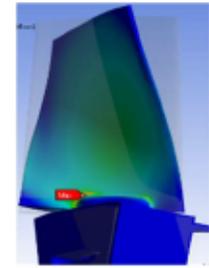


Figure 70 : Modes de contrainte

Annexe4 : Exemple de code python pour la soumission des travaux aux clusters de calcul Québec [35]

```
#!/bin/bash
#SBATCH --account= account name # Specify account name
#SBATCH --time=00-01:00 # Specify time limit dd-hh:mm
#SBATCH --nodes=1 # Specify number compute nodes (1 or more)
#SBATCH --cpus-per-task=32 # Specify number cores per node (graham 32 or 44, cedar 32 or 48,
beluga 40)
#SBATCH --mem=0 # Do not change (allocate all memory per compute node)
#SBATCH --ntasks-per-node=1 # Do not change
#module load StdEnv/2016 # Applies to: graham, cedar, beluga
#module load ansys/2020R2 # Or older module versions
module load StdEnv/2020 # Applies to: graham, cedar, beluga, narval
module load ansys/2021R1 # Or newer module versions
NNODES=$(slurm_h12h1.py --format ANSYS-CFX)
# other options maybe appended to the following command line as needed
cfx5solve -def file.def -start-method "Intel MPI Distributed Parallel" -par-dist $NNODES
```

RÉFÉRENCES

-
- [1] La compagnie Hyperflo : <https://www.hyperflo.ca>
- [2] Frank P. Bleier (1997), "Fan handbook" McGraw-Hill.
- [3] M. Vahdati, A. Sayma, C. Freeman, and M. Imregun, "On the use of atmospheric boundary conditions for axial-flow compressor stall simulations," 2005.
- [4] AG. Sheard, A. Corsini, and S. Bianchi, "Detection of Stall Regions in a Low-Speed Axial Fan: Part II—Stall Warning by Visualisation of Sound Signals," in ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air, 2010, vol. Volume 3: Controls, Diagnostics and Instrumentation; Cycle Innovations; Marine, pp. 181-190
- [5] L. Zhang, R. He, X. Wang, Q. Zhang, and S. Wang, "Study on static and dynamic characteristics of an axial fan with abnormal blade under rotating stall conditions," *Energy*, vol. 170, pp. 305-325, 2019.
- [6] AH. Stenning, "Stall propagation in axial compressors," Massachusetts Institute of Technology, 1955.
- [7] RV. Chima, "Calculation of tip clearance effects in a transonic compressor rotor," 1998.
- [8] RV. Chima, Calculation of tip clearance effects in a transonic compressor rotor. American Society of Mechanical Engineers, 1996.
- [9] H. Emmons, C. Pearson, and H. Grant, "Compressor surge and stall propagation," *Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, vol. 77, no. 4, pp. 455-467, 1955.
- [10] L. Li, G. Huang, J. Chen, "Aerodynamic characteristics of a tip-jet fan with a large blade pas angle", *Aerospace Science and Technology* Volume 91, August 2019, Pages 49-58.
- [11] PB. Salunkhe, A. Pradeep. Stall inception mechanism in an axial flow fan under clean and distorted inflows. *J Fluid Eng* 2010 ;132(12):121102.
- [12] A. Dazin, G. Cavazzini, G. Pavesi, P. Dupont, S. Coudert, G. Ardizzone, et al. Highspeed stereoscopic PIV study of rotating instabilities in a radial vaneless diffuser. *Exp Fluid* 2011;51(1):83e93.
- [13] D. Yanhui, Wu. Wenhua, P. Zhang, "Performance improvement of optimization solutions by POD-based data mining", *Chinese Journal of Aeronautics* Volume 32, Issue 4, April 2019, Pages 826-838.
- [14] P. Dhurvey, NK. Pathak, S. Soni, A. Pandey, "Aerodynamic and Structural Analysis of Ceiling Fan for Different Blade Materials", *materials today: proceedings* Volume 5, Issue 9, Part 3, 2018, Pages 19604-19613.
- [15] Y. Wang, JI. Zhe, Y Cui, C. Cui, S. Zhi. Failure analysis of air fan blades. *J China Univ Min Technol* 2008; 18:466-9.

-
- [16] F. Erchiqui , M. Souli. (2014). Investigation on the application of 3D variational indirect BEM method for acoustic radiation pressure produced by vertical-axis wind turbine. *International Journal of Multiphysics*. 8(4): 421-436.
- [17] F. Erchiqui, M. Souli., T. Kanit.,A. Imad., A. El Moumen . (2015). Characterization of polymeric membrane under large deformations using fluid-structure coupling. *International Journal of Applied Mechanics*. 7(5)
- [18] M. Bouazara., H. Banitalebi., K. Ragab., H. Mrad. On the characteristics of automotive low arm suspension system parts made of aluminum casting alloys. *International Journal of Cast Metals Research*, 29(3) 2016.
- [19] L. Khadir, H. Mrad (2016). Numerical investigation of aerodynamic performance of darrieus wind turbine based on the magnus effect. *The International Journal of Multiphysics* 9 (4).
- [20] K. Sahnoune, A Benbrik., AS. Mansour., O. Rekik. "Flow simulation and performance analysis of a drilling turbine." *Journal of Engineering Research* 8(3).
- [21] A. Benbrik, AS. Mansour, M. Moderres. "Influence of the flow characteristics and Mud physical properties on the performance of a drilling turbine". *Petroleum and coal*, Vol. 63 issue 3, (2021).
- [22] A. Mokaramian et al. (2012). CFD Simulation of Turbodrill Performance with Asymmetric Stator and Rotor Blades Configuration, Deep Exploration Technologies Cooperative Research Centre.
- [23] HM. Hashim., et al. (2015). An investigation into performance characteristics of an axial flow Fan using CFD for electronic devices. *International Electronic Packaging Technical Conference and Exhibition, American Society of Mechanical Engineers*.
- [24] U. Haupt, A. Abdelhamid, N. Kaemmer, and M. Rautenberg, "Excitation of blade vibration by flow instability in centrifugal compressors," in *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 1986, vol. 79283: American Society of Mechanical Engineers, p. V001T01A115.
- [25] C. Li, X. Li, P. Li, and X. Ye, "Numerical investigation of impeller trimming effect on performance of an axial flow fan," *Energy*, vol. 75, pp. 534-548, 2014.
- [26] W. He, Y. Dai, S. Zhu, D. Han, C. Yue, and W. Pu, "Influence from the blade installation angle of the windward axial fans on the performance of an air-cooled power plant," *Energy*, vol. 60, pp. 416-425, 2013.
- [27] M. Mohamed and S. Shaaban, "Optimization of blade pas angle of an axial turbine used for wave energy conversion," *Energy*, vol. 56, pp. 229-239, 2013.
- [28] C. Li, Q. Lin, X. Ding, and X. Ye, "Performance, aeroacoustics and feature extraction of an axial flow fan with abnormal blade angle," *Energy*, vol. 103, pp. 322-339, 2016.
- [29] Kebir. Farouk, Investigation numérique de l'influence des surfaces rainurées sur l'efficacité de refroidissement par film.
- [30] Ansys CFX-Solver guide.

-
- [31] EI. Acuña, RA. Alvarez, SG. Hardcastle. (2014). "A theoretical comparison of ventilation on demand strategies for auxiliary mine ventilation systems", 10th International Mine Ventilation Congress.
- [32] DC. Panigrahi, DP. Mishra, "CFD Simulations for the Selection of an Appropriate Blade Profile for Improving Energy Efficiency in Axial Flow Mine Ventilation Fans", Journal of Sustainable Mining Volume 13, Issue 1, 2014, Pages 15-21.
- [33] C. Li, Q. Lin, X. Ding (2016), "Performance, aeroacoustics and feature extraction of an axial flow fan with abnormal blade angle ", Energy Volume 103, Pages 322-339.
- [34] M. Pluiose and C. Perilhon, "Bilan énergétique et applications" Techniques de l'ingénieur, 2002.
- [35] Alliance Canadienne de recherche numérique : <https://alliancecan.ca>
- [36] A. CFX-Solver, "Theory guide," Release 11, 2006.
- [37] K. Nassim and F. Youcef, "Analyse de Fluide et Performance d'un Ventilateur axial à l'aide de CFD."
- [38] S. Sahnoun, "Contribution à l'étude d'une Turbine Axiale Hydraulique par une Approche Multi-Physiques".
- [39] J. Msahli, H. Mrad, F. Masmoudi, N. Khabou, and E. Esharkawi, "On the Improvement of the Performance of an Axial Mining Fan: Parametric Study," in International Conference Design and Modeling of Mechanical Systems, 2023: Springer, pp. 342-352.