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

Mise en garde

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

Warning

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

Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue

CONCEPTION D'UN BANC D'ESSAI POUR L'ANALYSE DES PERFORMANCES DES VENTILATEURS MINIERS AXIAUX SELON LA NORME AMCA

MÉMOIRE PRÉSENTÉ COMME EXIGENCE PARTIELLE DE LA MAÎTRISE EN INGÉNIERIE

Par
Sana KHALIFA

Août 2026

REMERCIEMENTS

Je souhaite tout d'abord exprimer ma sincère gratitude à mon directeur de maîtrise, Hatem Mrad, professeur à l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT), pour son accompagnement tout au long de ce projet, son enseignement précieux et son soutien inestimable. Je lui suis profondément reconnaissante pour son dévouement, sa patience et sa bienveillance.

Mes remerciements vont aussi à toute personne qui a contribué de près ou de loin à l'avancement de ce projet de maîtrise et qui m'a apporté de l'aide au niveau des travaux de recherche.

J'exprime également ma gratitude envers les membres du jury qui ont accepté d'évaluer ce travail de recherche.

Enfin, je souhaite exprimer ma profonde gratitude envers mes chers parents Mongi et Hnia, mes sœurs Mariem et Imen, pour leur soutien constant tout au long de mon parcours universitaire et de mon projet de maîtrise. Un remerciement sincère à mon époux Foued qui a contribué par sa patience, son amour, son encouragement et sa bienveillance efficacement à l'aboutissement de ce projet, me donnant ainsi énergie et motivation.

AVANT-PROPOS

Cette recherche est réalisée en partenariat avec la compagnie Hyperflo à Rouyn-Noranda, supervisé par le professeur Hatem Mrad.

La rédaction de ce rapport suit les normes classiques de présentation relatives aux programmes d'études supérieures en génie de l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT). Ce rapport est structuré en trois chapitres qui sont les suivants : le premier chapitre présente la mise en contexte du projet, le deuxième chapitre est consacré à l'étude bibliographique et le troisième chapitre présente les étapes de conception d'un banc d'essai de performance selon la norme AMCA.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS II
AVANT-PROPOS III
TABLE DES MATIÈRES IV
LISTE DES FIGURES VII
LISTE DES TABLEAUX IX
LISTE DES ABRÉVIATIONS X
RÉSUMÉ XI
ABSTRACT XII
INTRODUCTION 1
1. MISE EN CONTEXTE DU PROJET 2
1.1 Contexte de l'étude 2
1.2 Problématique 2
1.3 Objectifs 4
1.3.1 Objectif général 4
1.3.2 Objectifs spécifiques 5
1.4 Hypothèses de la recherche 5
1.5 Originalité de la recherche 6
1.6 Méthodologie 7
2. ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE 9
2.1 Introduction aux systèmes de ventilation 9
2.2 Classification des ventilateurs 9
2.2.1 Classification selon la direction du flux 9
2.2.2 Classification selon la pression 11
2.2.3 Classification selon la fonction 12
2.2.4 Défaillances potentielles des ventilateurs axiaux 14
2.3 Norme AMCA 15
2.3.1 Types d'Installation 16

2.3.2 Évaluation des performances : Lois de similitude 17
3. MISE EN PLACE D'UN BANC D'ESSAI DE PERFORMANCE AMCA 20
3.1 Introduction 20
3.2 Ventilateurs de test 20
3.2.1 Ventilateurs CHINOOK 20
3.2.2 Ventilateurs VTX 21
3.3 Choix initial de la configuration du banc d'essai de performance 22
3.3.1 Composants de banc de test 22
3.3.2 Formules de performances 23
3.3.3 Exemples de courbes de performance 26
3.4 Conception préliminaire : banc d'essai en conduit étanche fermé 27
3.4.1 Aménagement du bâtiment 28
3.4.2 Configuration en série 28
3.4.3 Configuration en parallèle 29
3.4.4 Composants mécaniques 29
3.5 Conception préliminaire : banc d'essai à l'intérieur du bâtiment ouvert 31
3.5.1 Conception 3D du bâtiment de test et prototype du banc d'essai 31
3.5.2 Exigences normatives et limites d'installation 32
3.6 Conception finale du banc d'essai 35
3.6.1 Composants du banc de test 35
3.6.2 Formules de performances 36
3.6.3 Conception préliminaire de la solution finale 40
3.6.4 Contraintes logistiques et limites normatives 41
3.6.5 Extension extérieure du bâtiment 46
3.7 Raffinement de la conception finale du banc d'essai 46
3.7.1 Pièces mécaniques 47
3.7.2 Choix de la tuyauterie optimale 51
3.7.3 Dossier technique 51
3.8 Déploiement optimal des instruments de mesure 52

3.8.1 Étude comparative des travaux de recherche antérieurs 52
3.8.2 Méthodologie 54
3.8.3 Résultats et discussions 59
CONCLUSION ET PERSPECTIVES 70
LISTE DE RÉFÉRENCES 74
ANNEXE 1 – DESSINS D'ENSEMBLE DU BANC D'ESSAI AMCA-DIAGRAMME 16 77
ANNEXE 2 – DESSINS DE DÉFINITION DE LA PIÈCE DE TRANSITION....78
ANNEXE 3 – DESSIN DE DÉFINITION DU REDRESSEUR DE CELLULE ...79

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Résumé de la méthodologie du projet 8
Figure 2 : Parcours du flux d'air d'un ventilateur centrifuge[5] 10
Figure 3 : Parcours du flux d'air d'un ventilateur axial[6] 11
Figure 4 : Configuration des ventilateurs axiaux : (a) verticale, (b) horizontale avec sortie horizontale, (c) horizontal avec sortie verticale[1]. 13
Figure 5 : Types d'installation de ventilateurs standard[11] 16
Figure 6 : Ventilateur CHINOOK 21
Figure 7 : Ventilateur VTX 21
Figure 8 : Configuration du conduit de sortie – buses multiples dans la chambre avec redresseur de cellules (Diagramme 10A de la norme AMCA[10]) 22
Figure 9 : Formules de performances du diagramme 10A de la norme AMCA 23
Figure 10 : Courbe de performance du ventilateur Chinook 42DI (résultats fournis par le partenaire) 26
Figure 11 : Courbe de performance du ventilateur VTX 42DI (résultats fournis par le partenaire) 27
Figure 12 : Espace dédié à l'installation du banc d'essai (plan fourni par le partenaire) 28
Figure 13 : Banc de test : Montage de ventilateurs en série 29
Figure 14 : Banc de test : Montage de ventilateurs en parallèle 29
Figure 15 : Vue d'ensemble de banc d'essai de performances 30
Figure 16 : Bâtiment d'installation du banc de test 31
Figure 17 : Modélisation 3D du bâtiment de test 32
Figure 18 : Diagramme 10A de la norme AMCA : paramètres de calcul 33
Figure 19 : Diagramme 16 de la norme AMCA « Configuration du conduit d'entrée – traversée Pitot dans le conduit d'entrée » 35
Figure 20 : Formules de performances du diagramme 16 de la norme AMCA 37

Figure 21 : Vue d'ensemble de la conception du diagramme 16 à l'intérieur de la chambre d'essais 41
Figure 22 : Géométrie normalisée de la buse d'entrée (nozzle) [10]. 42
Figure 23 : Schéma dimensionnel des pièces de transition (section convergente) selon la norme AMCA [10]. 43
Figure 24 : Vue d'ensemble de la conception finale 47
Figure 25 : Dispositif d'étranglement d'air 48
Figure 26 : Conduit de mesure 49
Figure 27 : Pièce de transition 49
Figure 28 : Redresseur de type cellules 50
Figure 29 : Domaine de calcul périodique 56
Figure 30 : Détails du maillage numérique 56
Figure 31 : Mesures expérimentales comparées aux résultats numériques pour différents angles de calage des pales[20]. 58
Figure 32 : Caractéristiques de performance d'un ventilateur de 1,37 m de diamètre pour un angle de pale de 45° 60
Figure 33 : Profils de la pression totale selon l'axe longitudinal 61
Figure 34 : Indicateurs CFD de décrochage du ventilateur 63
Figure 35 : Disposition CFD des capteurs aux plans 0,2 m, 1,5 m et 12–13 66

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Classification des ventilateurs selon la pression[1] 11
Tableau 2 : Guide de sélection 17
Tableau 3 : Nomenclature de variables des lois de similitude 19
Tableau 4 : Composants du banc de test AMCA (10A) – Description et Fonctions ... 23
Tableau 5 : Description des composants mécaniques de banc de test 30
Tableau 6 : Composants du banc de test AMCA (16) – Description et Fonctions 36
Tableau 7 : Dimensions des composants du banc de test AMCA pour le calcul de sa longueur totale avec X = 54'' 44
Tableau 8 : Dimensions des composants du banc de test AMCA pour le calcul de sa longueur totale avec X = 60'' 45
Tableau 9 : Dimensions des composants du banc de test AMCA pour le calcul de sa longueur totale avec X = 84'' 46
Tableau 10 : Pièces mécaniques nécessaires 50
Tableau 11 : Comparaison technico-économique 51
Tableau 12 : Emplacement des capteurs virtuels 67
Tableau 13 : Résumé des données de la zone d'alerte de décrochage 68

LISTE DES ABRÉVIATIONS

UQAT : Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue.

AMCA: Air Movement and Control Association International.

ANSI: American National Standards Institute.

ASHRAE: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

VOD : Ventilation On Demand (Ventilation à la demande).

IoT: Internet of Things

RANS: Reynolds-averaged Navier-Stokes

SST: Shear Stress Transport.

CFD: Computational Fluid Dynamics.

IA: Intelligence Artificielle.

TBD: To Be Determined.

RÉSUMÉ

Dans l'industrie minière, les ventilateurs axiaux jouent un rôle essentiel en assurant la ventilation des galeries afin de protéger la santé et la sécurité des travailleurs. Soumis à des conditions souterraines sévères, ces équipements doivent être robustes, fiables et conformes aux normes industrielles. Ce projet de maîtrise vise la conception et la mise en place d'un banc d'essai destiné à évaluer les performances des ventilateurs miniers axiaux produits par l'entreprise Hyperflo de Rouyn-Noranda, conformément à la norme internationale AMCA 210-16. La problématique principale réside dans le besoin d'un dispositif d'essai normalisé permettant de mesurer de façon précise et reproductible les performances des ventilateurs avant leur déploiement dans les mines souterraines. La conception d'un banc d'essai conforme à la catégorie D de la norme AMCA 210-16 présente plusieurs défis liés au dimensionnement des conduits, au contrôle des pertes de charge et à l'exactitude métrologique des mesures, afin de reproduire des conditions d'installation contrôlées tout en assurant des mesures normalisées.

La fabrication du banc d'essai nécessite des choix techniques rigoureux, notamment pour le dimensionnement, l'implantation logistique et la sélection des instruments de mesure. Un déploiement optimal des capteurs, basé sur une étude CFD, permet de comparer les résultats numériques aux données collectées dans des conditions normalisées afin de valider le choix des capteurs IoT ainsi que leur positionnement dans les zones de variation des performances aérodynamiques. Le but est de permettre l'exploitation de tests conformes aux normes AMCA dans le cadre d'une potentielle certification des ventilateurs. Ce projet favorise une meilleure caractérisation des performances grâce à un protocole d'essai structuré, à un choix justifié des instruments de mesure et à une stratégie de déploiement des capteurs validée par la simulation CFD.

Mots clés : Norme AMCA, Banc d'essai, Ventilateurs miniers axiaux, Performances aérodynamiques, Instrumentation, détection des défaillances.

ABSTRACT

In the mining industry, axial fans play a vital role in ventilating mine tunnels to protect workers' health and safety. Subject to harsh underground conditions, this equipment must be robust, reliable, and compliant with industry standards. This master's thesis project aims to design and implement a test bench to evaluate the performance of axial mining fans manufactured by Hyperflo in Rouyn-Noranda, in accordance with the international standard AMCA 210-16. The main challenge lies in the need for a standardized test setup capable of accurately and reproducibly measuring the performance of the fans before their deployment in underground mines. Designing a test bench compliant with Category D of the AMCA 210-16 standard presents several challenges related to duct sizing, pressure drop control, and the metrological accuracy of measurements, to replicate controlled installation conditions while ensuring standardized measurements.

The construction of the test bench requires rigorous technical decisions, particularly regarding sizing, logistical layout, and the selection of measurement instruments. An optimal sensor layout, based on a CFD study, allows for the comparison of numerical results with data collected under standardized conditions to validate the selection of IoT sensors as well as their positioning in areas where aerodynamic performance varies. The goal is to enable testing in accordance with AMCA requirements with a view to potential fan certification. This project facilitates better performance characterization through a structured test protocol, a well-founded selection of measurement instruments, and a sensor deployment strategy validated by CFD simulation.

Keywords: AMCA standard, Test bench, Axial mining fans, Aerodynamic performance, Instrumentation, failures detection.

INTRODUCTION

L'aérage minier vise à assurer, dans l'ensemble des chantiers souterrains, un renouvellement d'air suffisant afin de garantir des conditions d'hygiène et de sécurité conformes aux exigences réglementaires et opérationnelles. Une ventilation performante est essentielle pour prévenir la formation de mélanges explosifs d'air et de méthane, évacuer les fumées toxiques générées par les tirs et les moteurs thermiques des équipements, et maintenir des températures acceptables dans les zones où la chaleur est excessive. Par ailleurs, elle permet de limiter efficacement la concentration de poussières produites par les différentes opérations d'exploitation et d'en assurer l'extraction. Ainsi, la ventilation joue un rôle déterminant, tant pour le bon déroulement des activités minières que pour la gestion des situations d'urgence, occupant de ce fait une place stratégique dans la sécurité et la performance des exploitations souterraines[1].

Le partenaire industriel, spécialisé dans la fabrication de ventilateurs miniers axiaux à Rouyn-Noranda, fait face au défi constant d'améliorer la performance, l'ergonomie et la rentabilité de ses produits. Dans cette optique, un projet de maîtrise a été lancé en partenariat avec l'Université du Québec en Abitibi-Témiscamingue (UQAT), visant à concevoir un banc d'essai pour la caractérisation des performances aérodynamiques d'un ventilateur minier axial, conformément aux exigences de la norme internationale AMCA (Air Movement and Control Association). Reconnue comme une référence dans le domaine de la ventilation industrielle, cette norme établit des protocoles rigoureux pour la mesure du débit d'air, de la pression statique et de la puissance consommée, assurant ainsi la fiabilité et la comparabilité des résultats.

La mise en place d'un tel banc d'essai répond à un double objectif : d'une part, mesurer les performances de ventilateurs miniers axiaux dans des conditions normalisées et contrôlées, et d'autre part, permettre la réalisation d'essais conformes aux exigences AMCA en vue d'une éventuelle certification des ventilateurs.

1. MISE EN CONTEXTE DU PROJET

1.1 Contexte de l'étude

Dans un contexte industriel où l'efficacité énergétique, la sécurité des travailleurs et la conformité aux normes internationales sont devenues des priorités incontournables, l'évaluation rigoureuse des équipements de ventilation s'impose comme un enjeu stratégique pour les exploitations minières souterraines. Les ventilateurs miniers jouent un rôle majeur en permettant le renouvellement constant de l'air, l'évacuation efficace des gaz nocifs et le maintien d'un environnement de travail sain dans des conditions d'exploitation souvent extrêmes. Afin de répondre à ces exigences, les fabricants de ventilateurs doivent soumettre leurs équipements à des méthodes d'évaluation fiables et standardisées.

C'est précisément dans cette optique que s'inscrit le présent projet, mené en collaboration avec la compagnie Hyperflo, qui vise à développer un banc d'essai destiné à la caractérisation aérodynamique des ventilateurs miniers axiaux, conformément aux standards de la norme internationale AMCA. Ce banc permettra d'évaluer rigoureusement les performances des ventilateurs et de contribuer ainsi à l'amélioration continue des systèmes de ventilation en milieu minier.

1.2 Problématique

La ventilation constitue un élément essentiel au fonctionnement sécuritaire et efficace des exploitations minières souterraines. Elle permet d'assurer l'apport d'air frais et de maintenir des conditions de travail sécuritaires pour les travailleurs. Dans un contexte où les mines deviennent plus profondes, plus complexes et davantage automatisées, les systèmes de ventilation doivent être capables de fournir les débits d'air requis tout en limitant leur consommation énergétique. Dans un réseau de ventilation minière, les ventilateurs principaux et auxiliaires jouent ainsi un rôle déterminant dans la capacité du système à fournir les conditions d'écoulement nécessaires. Une caractérisation

précise des performances des ventilateurs constitue donc une étape importante pour assurer la fiabilité des modèles de réseau de ventilation.

Les fabricants de ventilateurs réalisent déjà différents essais avant la mise en service ou la commercialisation de leurs produits. Cependant, ces essais ne sont pas nécessairement réalisés dans des conditions expérimentales contrôlées et normalisées permettant de comparer de manière rigoureuse les performances des différents ventilateurs. L'absence d'une méthodologie normalisée peut ainsi limiter la reproductibilité des résultats et rendre plus difficile la validation des performances annoncées par rapport aux performances réellement obtenues. Dans ce contexte, l'application d'une méthodologie fondée sur les exigences de la norme AMCA 210-16 permet d'établir des conditions d'essai contrôlées et une procédure de mesure structurée pour évaluer des paramètres essentiels au fonctionnement des ventilateurs, tels que le débit d'air, la pression, la vitesse de rotation, la puissance ou le couple ainsi que les conditions thermiques et environnementales. La mesure précise et répétable de ces grandeurs permet également d'identifier des écarts entre le comportement attendu et le comportement réel de l'équipement. De tels écarts peuvent être associés à une dégradation des performances, à des problèmes mécaniques ou aérodynamiques, à des conditions d'installation défavorables ou encore à l'apparition d'anomalies pouvant affecter la fiabilité du ventilateur.

L'intégration d'une instrumentation précise et d'une acquisition de données structurée constitue ainsi un avantage important par rapport aux méthodes d'essai utilisées antérieurement. En plus de permettre la construction de courbes de performance plus représentatives, la mesure simultanée de plusieurs paramètres peut contribuer à détecter plus rapidement des comportements anormaux. Les données recueillies lors des essais peuvent alors constituer une base pour le suivi de l'état des équipements et, à plus long terme, pour le développement d'une approche de maintenance prédictive.

La problématique ne se limite donc pas uniquement à la caractérisation individuelle des ventilateurs. L'amélioration de la qualité et de la fiabilité des données expérimentales peut également contribuer à une meilleure surveillance des réseaux de ventilation minière. Cette approche ouvre également la voie à l'intégration de méthodes de surveillance des réseaux de ventilation capables de détecter les écarts de fonctionnement et d'identifier plus rapidement les situations anormales.

Dans ce contexte, la conception et la réalisation d'un banc d'essai permettant de caractériser les performances des ventilateurs dans des conditions contrôlées et selon une méthodologie conforme aux exigences de la norme AMCA 201-16 représentent un enjeu à la fois scientifique et industriel. Une telle installation doit permettre d'obtenir des mesures fiables, répétables et suffisamment précises pour caractériser le comportement des ventilateurs et établir une base de données exploitable pour leur évaluation. L'apport de cette nouvelle méthodologie réside ainsi dans le passage d'essais principalement orientés vers la vérification du fonctionnement à une caractérisation expérimentale plus complète, normalisée et instrumentée des performances des ventilateurs.

1.3 Objectifs

1.3.1 Objectif général

Ce projet vise essentiellement à mettre en place un banc d'essai pour évaluer les performances aérodynamiques des ventilateurs miniers axiaux, conformément à la norme internationale ANSI/AMCA 210. Cette initiative a pour objectif de fournir à l'entreprise un système d'essai fiable afin de vérifier ses produits avant leur mise en œuvre dans les mines souterraines. Ceci leur procurera une certification internationale selon la norme AMCA, améliorant ainsi la compétitivité de leurs produits sur le marché tout en assurant une qualité et une fiabilité supérieures.

1.3.2 Objectifs spécifiques

Étude bibliographique de la Norme AMCA : Analyser les exigences techniques de la norme ANSI/AMCA 210-16 afin d'identifier les conditions expérimentales du fonctionnement stable et instable des ventilateurs miniers axiaux, les paramètres de performance à mesurer et les configurations normalisées pertinentes pour une évaluation fiable.

Analyse comparative des bancs d'essai : Réaliser une étude comparative des bancs d'essai proposés par la norme, en se basant sur des références scientifiques et industrielles.

Mise en place d'un banc d'essai AMCA : Concevoir une configuration de banc d'essai conforme à la norme AMCA, appropriée aux besoins de notre partenaire industriel et compatible avec ses produits, intégrant un conduit d'essai adapté, une chambre d'entrée calibrée et des sections de mesure assurant des conditions d'écoulement stables et reproductibles.

Instrumentation avancée : Sélectionner et dimensionner les instruments de mesure nécessaires (capteurs de pression, de température, débitmètres, tube de Pitot, wattmètres, etc.), en assurant leur précision, leur compatibilité avec les ventilateurs à tester et leur intégration dans le banc d'essai pour collecter en temps réel des données diversifiées telles que les vibrations, la température, la pression, etc.

1.4 Hypothèses de la recherche

Dans le cadre de cette recherche, plusieurs hypothèses ont été formulées afin de guider la conception, l'instrumentation et l'évaluation du banc d'essai des ventilateurs miniers axiaux :

- **Hypothèse 1 :** Il est supposé que la mise en place d'un banc d'essai conforme à la norme ANSI/AMCA 210 permettra de reproduire, dans un environnement contrôlé, des conditions d'écoulement représentatives des applications minières réelles.

Cette hypothèse repose sur l'idée que l'application rigoureuse des protocoles de la norme permet d'éliminer les incertitudes liées aux essais en conditions industrielles peu maîtrisées, garantissant ainsi la fiabilité et la reproductibilité des mesures.

- **Hypothèse 2 :** Le choix d'une instrumentation métrologique adaptée, incluant des capteurs de pression, de température, de vibrations et de puissance, permettrait d'obtenir des données précises et complètes sur les performances aérauliques et énergétiques des ventilateurs miniers. Une instrumentation métrologique soigneusement sélectionnée selon les spécificités des produits contribuera à une évaluation fine et rigoureuse des performances.
- **Hypothèse 3 :** L'analyse des données recueillies lors des essais devrait permettre de déterminer avec exactitude les points de fonctionnement optimaux des ventilateurs. Elle devrait également permettre de détecter d'éventuelles anomalies ou pertes de performance, notamment les indices d'un début de décrochage associés à des vibrations excessives. Cette hypothèse vise à démontrer que le banc d'essai ne sert pas uniquement à valider des performances de base, mais qu'il peut également soutenir une démarche d'amélioration continue du produit.

1.5 Originalité de la recherche

Cette étude se distingue par son approche novatrice qui vise à élaborer un banc d'essai spécifique pour évaluer les performances aérodynamiques des ventilateurs miniers axiaux, en respectant la norme ANSI/AMCA 210. Contrairement aux approches traditionnelles, souvent limitées à des tests dans des conditions industrielles peu contrôlées.

L'originalité de cette recherche réside dans la mise en place d'un outil de test avancé et précis pour vérifier et surveiller les performances des ventilateurs avant leur utilisation dans des environnements souterrains, ainsi que dans l'intégration d'une instrumentation adaptée aux caractéristiques des ventilateurs, tout en tenant compte des contraintes logistiques de ce partenaire industriel. Ce travail ouvre la voie à une

meilleure compréhension du comportement aéraulique des ventilateurs et à l'optimisation de leur conception, dans une perspective d'amélioration des performances, de la fiabilité et de l'innovation.

1.6 Méthodologie

La méthodologie suivie dans ce projet de maîtrise est présentée à la Figure 1 ci-dessous. Elle regroupe les principales étapes qui ont permis de concevoir un banc d'essai conforme à la norme ANSI/AMCA 210-16, adapté aux ventilateurs miniers développés par notre partenaire industriel.

Dans un premier temps, une étude de la norme AMCA a été réalisée afin de mieux comprendre les différents types d'installation, les exigences liées aux essais de performance et les paramètres à mesurer. Cette analyse a permis de comparer les configurations possibles et de choisir celle qui répond le mieux aux besoins du partenaire, tout en tenant compte des contraintes imposées par l'espace disponible dans le bâtiment de test.

Ensuite, le banc d'essai a été conçu à l'aide du logiciel SolidWorks. La modélisation a permis de représenter les différentes parties de l'installation, de vérifier l'encombrement des conduites et de s'assurer que la solution proposée pouvait être intégrée dans le bâtiment dédié. Cette étape a aussi servi à ajuster progressivement la conception selon les contraintes techniques et logistiques rencontrées.
Le choix de la tuyauterie a ensuite été étudié à partir des dimensions nécessaires, des matériaux possibles et des contraintes de fabrication. Une étude technico-économique a été menée afin de comparer les solutions disponibles et de retenir l'option la plus adaptée au projet.

Une attention particulière a aussi été accordée à l'instrumentation du banc d'essai. En plus des mesures classiques de performance, une proposition d'instrumentation avancée a été développée à partir d'une étude CFD. Cette analyse a permis d'identifier

les zones les plus pertinentes pour le positionnement des capteurs et d'améliorer la fiabilité des mesures prévues.

Après la conception, les étapes de fabrication, d'assemblage et d'installation du banc d'essai sont prévues. Une fois le banc installé, des essais expérimentaux pourront être réalisés afin de mesurer les paramètres de performance des ventilateurs, notamment le débit, la pression, la puissance et le rendement.

Les données obtenues permettront ensuite d'établir les courbes caractéristiques des ventilateurs testés et de les comparer aux courbes du fabricant. Enfin, cette démarche pourra servir de base pour préparer le processus de certification AMCA.

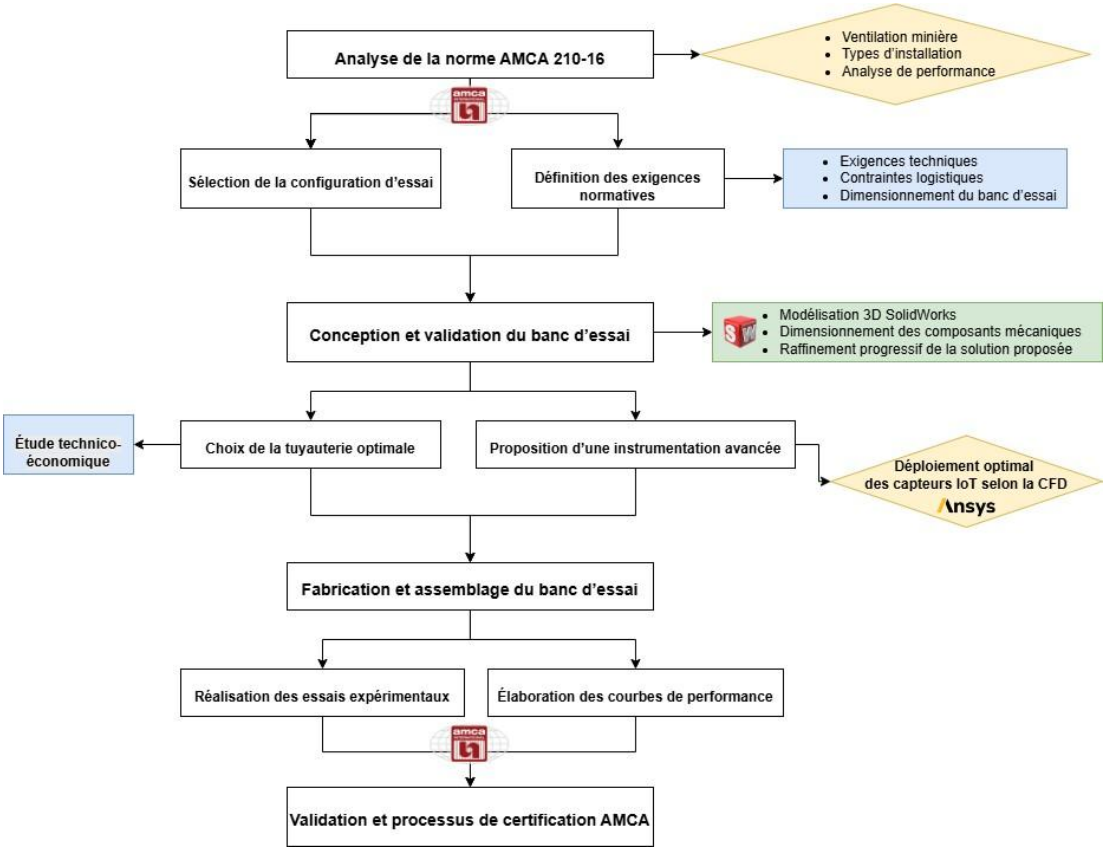


Figure 1 : Résumé de la méthodologie du projet

2. ÉTUDE BIBLIOGRAPHIQUE

2.1 Introduction aux systèmes de ventilation

La ventilation est essentielle pour assurer la sécurité des travailleurs et le bon fonctionnement des équipements dans les mines souterraines. Elle permet de fournir de l'air frais, d'évacuer les gaz nocifs tels que le monoxyde de carbone, le dioxyde de soufre ou le méthane, de réguler la température et de contrôler l'humidité. Une ventilation adéquate est donc importante pour maintenir un environnement de travail sain et sécurisé.

Les systèmes de ventilation minière se composent généralement de ventilateurs principaux, de conduits d'air, de régulateurs de débit et de ventilateurs auxiliaires. Les ventilateurs principaux assurent le renouvellement de l'air dans l'ensemble de la mine, tandis que les ventilateurs auxiliaires dirigent l'air frais vers des zones spécifiques, notamment les chantiers éloignés[2].

2.2 Classification des ventilateurs

2.2.1 Classification selon la direction du flux

Un ventilateur est une machine rotative dans laquelle l'air est continuellement aspiré à une certaine pression et refoulé à une pression plus élevée, c'est-à-dire que l'énergie mécanique transmise au ventilateur est convertie en énergie potentielle (pression) et en énergie cinétique (vitesse) par le ventilateur. Cette pression est nécessaire pour vaincre la résistance du réseau de conduits ou de la mine dans laquelle le ventilateur est en fonctionnement[3].

On distingue principalement deux catégories de ventilateurs : les ventilateurs centrifuges et les ventilateurs axiaux. On caractérise ces types par le parcours du courant d'air à travers le ventilateur.

- Les ventilateurs centrifuges se servent d'une roue tournante pour amplifier la vitesse d'un courant d'air. Quand l'air se dirige du centre de la roue vers la pointe des pales, comme l'illustre la Figure 2 ci-dessous, il gagne en énergie cinétique. Cette énergie cinétique est par la suite transformée en une hausse de

pression statique lorsqu'il y a ralentissement de l'air avant son passage dans la décharge. Les ventilateurs centrifuges ont la capacité de produire des pressions assez hautes. On les utilise souvent dans des courants d'air « pollués » (riches en humidité et en particules), dans des applications de manipulation et dans des systèmes à haute température[4].

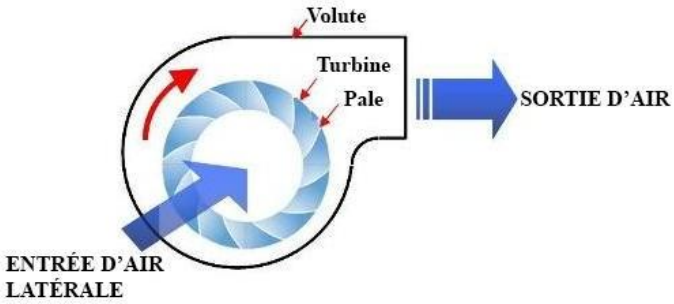


Figure 2 : Parcours du flux d'air d'un ventilateur centrifuge[5]

- Les ventilateurs axiaux, comme leur appellation le suggère, déplacent un courant d'air en suivant l'axe du ventilateur comme montré dans la Figure 3 ci-dessous. L'air est comprimé par la force aérodynamique produite par les pales du ventilateur, de la même manière qu'une hélice ou une aile d'avion. Même s'ils peuvent parfois être confondus avec les ventilateurs centrifuges, les ventilateurs axiaux trouvent généralement leur utilisation dans des applications à « air pur », basse pression et grand volume. Les ventilateurs axiaux possèdent une masse en rotation plus faible et sont plus compacts comparativement aux ventilateurs centrifuges de taille équivalente. De plus, les ventilateurs axiaux ont généralement des vitesses de rotation supérieures et produisent un peu plus de bruit que les ventilateurs centrifuges en ligne de capacité équivalente ; néanmoins, ce bruit a souvent tendance à être dominé par les fréquences élevées, qui sont généralement plus simples à atténuer[4].

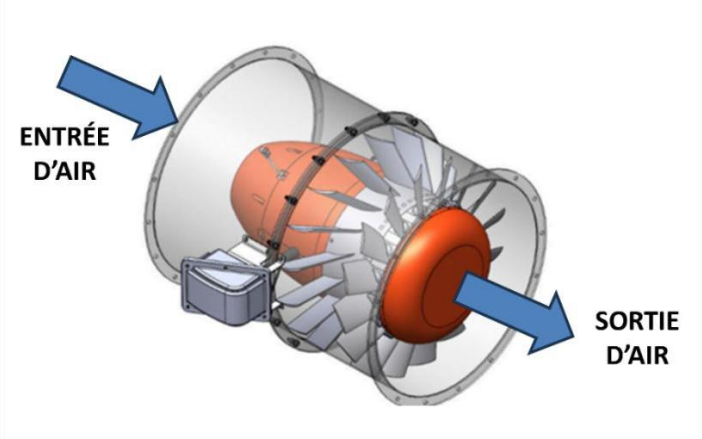


Figure 3 : Parcours du flux d'air d'un ventilateur axial[6]

Il est d'usage de dire que ce projet de recherche porte sur la validation des performances de ventilateurs miniers axiaux fabriqués par notre partenaire industriel.

2.2.2 Classification selon la pression

Les ventilateurs sont classés en fonction de leur pression différentielle ΔP, mesurée dans des conditions standardisées pour de l'air à 20 °C comme l'illustre le Tableau 1 :

Tableau 1 : Classification des ventilateurs selon la pression[1]

Classification	Pression différentielle	Remarques
Basse **P**ression	$\Delta P < 732\ Pa$	Utilisés pour les applications à faible résistance (ventilation générale, locaux techniques).
Moyenne **P**ression	732 Pa $< \Delta P <$ 3660 Pa	Adaptés aux systèmes avec des pertes modérées (conduits longs, filtres, échangeurs).
Haute **P**ression	3660 Pa $< \Delta P <$ 30000 Pa	Recommandés pour les applications industrielles sévères (mines, procédés thermiques, filtration dense).

Dans le cadre de ce projet de recherche, nous étudions des ventilateurs conçus pour des environnements industriels exigeants, caractérisés par des besoins en haute pression, tels que ceux rencontrés dans les secteurs minier ou extractif.

2.2.3 Classification selon la fonction

a) Ventilateurs principaux

Dans les mines, les grands ventilateurs jouent un rôle essentiel : ils assurent la ventilation de l'ensemble du site. La solution la plus courante consiste à les installer en surface, à l'air libre. Ce choix s'explique notamment par la facilité d'accès, la simplicité de maintenance et la possibilité d'intervention rapide en cas d'urgence. Toutefois, certaines contraintes comme l'absence d'électricité, la difficulté d'accès à la zone où la nécessité de respecter des exigences environnementales peuvent conduire à une implantation souterraine. Cette dernière, bien que parfois inévitable, complique considérablement le redémarrage du système de ventilation après un incident majeur, comme une explosion.

Les ventilateurs principaux utilisés peuvent être de type centrifuge ou axial. Pour les ventilateurs axiaux, plusieurs configurations existent comme l'illustre la Figure 4 ci-dessous : en position verticale (a), horizontale avec une sortie horizontale (b), ou horizontale avec une sortie verticale (c). Historiquement, la configuration horizontale était privilégiée, car elle facilitait l'installation en évitant d'avoir à suspendre le ventilateur au-dessus du puits. Cependant, la configuration verticale est de plus en plus répandue aujourd'hui, car elle permet de réduire les pertes de charge dues aux coudes, ce qui se traduit par une consommation énergétique plus faible[1].

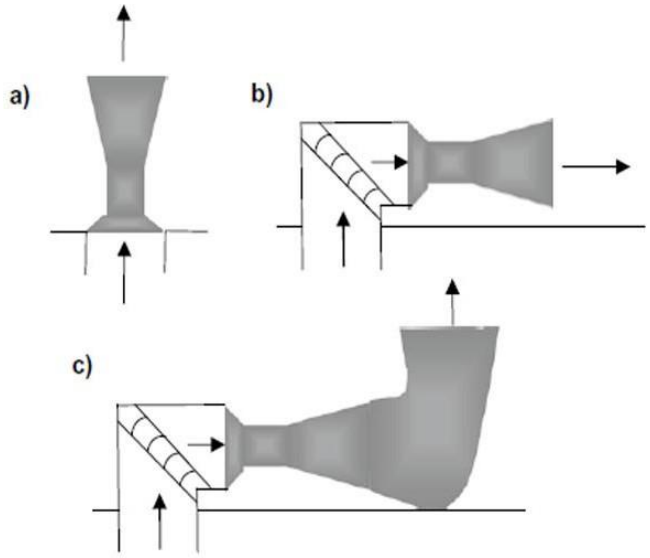


Figure 4 : Configuration des ventilateurs axiaux : (a) verticale, (b) horizontale avec sortie horizontale, (c) horizontal avec sortie verticale[1].

Une évolution notable dans ce domaine est l'introduction du système de transfert « **roll-out** ». Ce dispositif innovant permet d'installer le ventilateur à l'écart de l'axe vertical du puits et de le déplacer facilement pour effectuer des réparations, sans interrompre durablement la ventilation. Grâce à ces avancées technologiques, de nombreuses mines optent désormais pour des ventilateurs axiaux plutôt que centrifuges pour assurer la ventilation principale, en raison de leur performance et de leur efficacité énergétique accrues.

b) Ventilateurs auxiliaires

Les ventilateurs auxiliaires sont essentiels pour garantir une ventilation adéquate dans les zones actives de développement où des travaux d'excavation sont en cours. Contrairement aux ventilateurs principaux qui assurent le renouvellement de l'air dans toute la mine, ces ventilateurs secondaires sont spécialement conçus pour transporter de l'air frais dans les zones les plus éloignées, souvent mal desservies par la circulation naturelle. Leur rôle principal est de concentrer le flux d'air là où il est le plus nécessaire,

en particulier vers le front de taille, afin de garantir à la fois la sécurité des travailleurs et l'élimination des gaz nocifs produits par les équipements ou les explosions minières. Leur installation, souvent mobile, doit être adaptée en fonction de l'évolution des tunnels, ce qui nécessite une gestion souple et stricte du système de ventilation souterraine.

2.2.4 Défaillances potentielles des ventilateurs axiaux

Dans le contexte industriel, notamment dans des environnements exigeants comme les mines souterraines, les ventilateurs axiaux peuvent être exposés à différentes formes de défaillances. Comprendre ces pannes possibles est essentiel pour concevoir un banc d'essai capable d'évaluer efficacement la fiabilité et les performances de ces équipements.

Parmi les problèmes les plus fréquents, on retrouve d'abord les vibrations excessives. Elles peuvent être causées par un déséquilibre du rotor, une usure des roulements ou encore un défaut d'alignement. Ce type de vibration, s'il n'est pas détecté à temps, peut provoquer des fissures sur l'arbre, une dégradation des composants internes, voire des arrêts imprévus[7].

Un autre point critique concerne les roulements, qui sont essentiels au bon fonctionnement du ventilateur. Un manque de lubrification, une contamination ou simplement une fatigue liée à une utilisation prolongée peuvent entraîner une surchauffe, une usure accélérée et, à terme, une panne mécanique.

Les ventilateurs axiaux sont également sensibles au phénomène de décrochage. Celui-ci se manifeste généralement lorsque le débit d'air chute en dessous d'un certain seuil. L'écoulement autour des pales devient alors instable, ce qui génère du bruit, des pertes de performance, des fortes pressions et jumelées à des vibrations soudaines qui peuvent endommager l'appareil [8].

Dans certaines configurations, notamment en cas de mauvaise interaction entre le ventilateur et le réseau de conduits, il peut aussi y avoir des phénomènes de surge. Ce sont des fluctuations cycliques du débit et de la pression, qui rendent le fonctionnement instable et usent prématurément les composants.

Les pales elles-mêmes ne sont pas à l'abri. Exposées à l'air chargé de poussières ou à des conditions humides, elles peuvent subir de l'érosion, de la corrosion ou une accumulation de dépôts. Ces détériorations, en modifiant le profil aérodynamique, affectent directement la performance du ventilateur[9].

Parfois, les problèmes commencent dès l'installation : un mauvais montage, un jeu excessif entre les composants ou un mauvais calage angulaire des pales peuvent être à l'origine de déséquilibres et de dégradations progressives.

2.3 Norme AMCA

La norme AMCA 210-16, aussi diffusée sous l'appellation ANSI/ASHRAE 51-16, représente un standard international majeur pour l'évaluation des performances aérodynamiques des ventilateurs.

Ce standard, élaboré en partenariat entre l'Air Movement and Control Association (AMCA) International et l'ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers), vise à établir des procédures de test uniformisées en laboratoire pour évaluer les ventilateurs sur la base du débit d'air, de la pression générée, de la consommation d'énergie, de la densité de l'air, de la vitesse de rotation et du rendement total.

Le but primordial de cette norme est d'assurer que les performances déclarées par les producteurs sont basées sur des tests stricts et comparables, ce qui permet aux utilisateurs finaux de choisir des appareils appropriés à leurs exigences spécifiques en termes de ventilation industrielle ou minière[10].

2.3.1 Types d'Installation

La norme AMCA 210-16 présente 16 configurations de bancs de test qui sont conçus pour évaluer les performances des ventilateurs dans des environnements de laboratoire. Chaque diagramme peut combiner des éléments tels que des conduits d'entrée/sortie, des chambres de mesure, des dispositifs d'ajustement de flux, des capteurs, etc. Il existe quatre catégories de test standard (A, B, C et D) comme le montre la Figure 5 ci-dessous, qui tentent de représenter la gamme des applications de ventilation de base, correspondant à différentes conditions d'entrée et de sortie d'air.

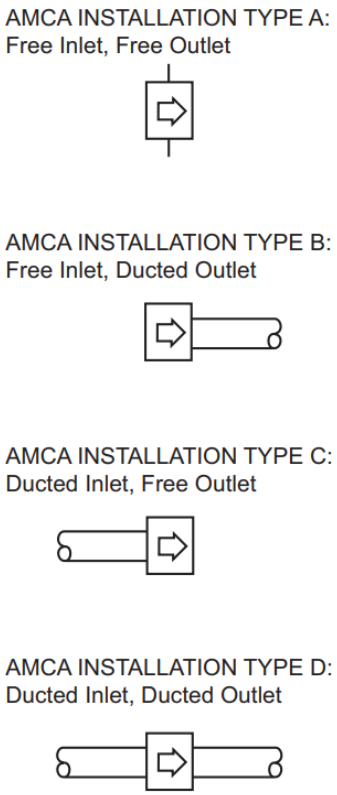


Figure 5 : Types d'installation de ventilateurs standard[11]

Les ventilateurs sont testés dans des configurations qui simulent des installations réelles. Les quatre types d'installation standard sont :

- Type A : Entrée libre, Sortie libre.
- Type B : Entrée libre, Sortie avec conduit.
- Type C : Entrée avec conduit, Sortie libre.
- Type D : Entrée avec conduit, Sortie avec conduit.

La norme AMCA met à disposition un guide pour choisir la configuration de banc d'essai la mieux adaptée à chaque type de test comme le montre le Tableau 2 suivant :

Tableau 2 : Guide de sélection

	Types d'installations			
Diagrammes de test	**A**	**B**	**C**	**D**
7A, 7B, 8A, 8B, 9A, 9B, 9C, 10A, 10B, 10C		NS		NS[1]
11, 12, 13, 14 ou 15	Y[2]	Y[3]	Y[1,4]	Y[1,3]
16			Y	Y[3]

Avec:

- NS = Non adapté aux ventilateurs avec un tourbillon important (swirl).
- Y = Conviens à tous les types de ventilateurs.

Et :

1. Un conduit d'entrée simulé peut être utilisé.
2. Il est interdit d'utiliser une cloche d'entrée auxiliaire ou un conduit de sortie.
3. Un conduit de sortie, ou un conduit de sortie court peut être utilisé.
4. Aucun conduit de sortie ne peut être utilisé.

2.3.2 Évaluation des performances : Lois de similitude

Les lois de similitude aérauliques et acoustiques présentent plusieurs avantages. Ces lois autorisent l'estimation des caractéristiques d'un ventilateur spécifié en termes de vitesse de rotation et diamètre de roue à partir de mesures effectuées sous différentes conditions de vitesse et diamètre[12].

Ainsi, cela permet de diminuer considérablement le nombre d'essais nécessaires pour évaluer les performances d'une certaine série de ventilateurs. Les producteurs s'en servent pour établir leur catalogue, mais aussi pour anticiper les courbes de débit pression, ou même le niveau de bruit des ventilateurs à l'échelle réelle, basés sur des tests effectués sur maquette.

On considère certaines relations élémentaires entre le débit, la pression, la vitesse et la puissance d'un ventilateur comme étant les principes de similitude aérauliques des ventilateurs. Les équations **(1)** à **(7)** ci-dessous sont présentées sous forme de ratios, où la variable non indexée représente la valeur initiale (test) et la variable indexée « c » la valeur convertie souhaitée[11]. Vous trouverez la nomenclature des variables dans le Tableau 3 ci-dessous :

$$Q_c = Q \times \left(\frac{D_c}{D}\right)^3 \times \left(\frac{N_c}{N}\right) \times \left(\frac{K_p}{K_{pc}}\right) \quad \textbf{(1)}$$

$$P_{tc} = P_t \times \left(\frac{D_c}{D}\right)^2 \times \left(\frac{N_c}{N}\right)^2 \times \left(\frac{\rho_c}{\rho}\right) \times \left(\frac{K_p}{K_{pc}}\right) \quad \textbf{(2)}$$

$$P_{vc} = P_v \times \left(\frac{D_c}{D}\right)^2 \times \left(\frac{N_c}{N}\right)^2 \times \left(\frac{\rho_c}{\rho}\right) \quad \textbf{(3)}$$

$$P_{sc} = P_{tc} - P_{vc} \quad \textbf{(4)}$$

$$H_c = H \times \left(\frac{D_c}{D}\right)^5 \times \left(\frac{N_c}{N}\right)^3 \times \left(\frac{\rho_c}{\rho}\right) \times \left(\frac{K_p}{K_{pc}}\right) \quad \textbf{(5)}$$

$$\eta_{tc} = \frac{(Q_c \times P_{tc} \times K_p)}{H_c} \quad \textbf{(6)}$$

$$\eta_{sc} = \eta_{tc} \times \left(\frac{P_{sc}}{P_{tc}}\right) \quad \textbf{(7)}$$

Tableau 3 : Nomenclature de variables des lois de similitude

Variable	Initiale	Convertie
Débit volumique (m^3/s)	Q	Q_c
Diamètre de la roue du ventilateur (m)	D	D_c
Vitesse de rotation en (tr/s)	N	N_c
Pression totale (Pa)	P_t	P_{tc}
Pression dynamique (Pa)	P_v	P_{vc}
Pression statique (Pa)	P_s	P_{sc}
Puissance absorbée (W)	H	H_c
Masse volumique du fluide (kg/m^3)	ρ	ρ_c
Coefficients de compressibilité	K_p	K_{pc}
Rendements total et statique	• η_t • η_s	• η_{tc} • η_{sc}

3. MISE EN PLACE D'UN BANC D'ESSAI DE PERFORMANCE AMCA

3.1 Introduction

Nous examinerons dans ce chapitre les différentes étapes de mise en place du banc de test des ventilateurs miniers axiaux, conformément à la norme AMCA. Nous y présenterons le diagramme de test sélectionné, ses composants, les formules de performances, ainsi que des propositions de configurations 3D adaptées au plan d'aménagement de l'entreprise. Nous exposerons ensuite les contraintes logistiques et normatives de la solution proposée, qui ont entraîné une modification du diagramme de banc et l'adoption d'une nouvelle configuration. Ce chapitre présentera également une étude complémentaire portant sur le déploiement optimal des instruments de mesure virtuels à l'aide de la CFD, issue d'un travail de recherche publié, afin d'identifier les emplacements les plus pertinents pour la mesure des paramètres aérodynamiques et l'analyse des performances du ventilateur.

3.2 Ventilateurs de test

La compagnie fabrique deux modèles de ventilateurs axiaux : les ventilateurs CHINOOK et les ventilateurs VTX. Nous allons concevoir un banc de test capable de tester ces différents modèles et de valider leurs performances aérodynamiques avant leur déploiement dans les mines souterraines.

3.2.1 Ventilateurs CHINOOK

Les ventilateurs Chinook (Figure 6) sont des ventilateurs miniers robustes. Ils sont conçus pour assurer un débit d'air élevé dans les environnements souterrains. Grâce à leur conception axiale optimisée, ils permettent une ventilation fiable et efficace[13]. Cette gamme est disponible en plusieurs diamètres, allant de 19 po à 84 po.



Figure 6 : Ventilateur CHINOOK

3.2.2 Ventilateurs VTX

Les ventilateurs VTX (Figure 7) correspondent à une gamme de ventilateurs axiaux avec de nouveaux profils de pales. Grâce à l'optimisation de leurs pales, ces ventilateurs permettent généralement d'atteindre de meilleures performances aérodynamiques, notamment en termes de débit, de pression et de rendement. Cette gamme est disponible en plusieurs diamètres, allant de 42 po à 84 po [6].

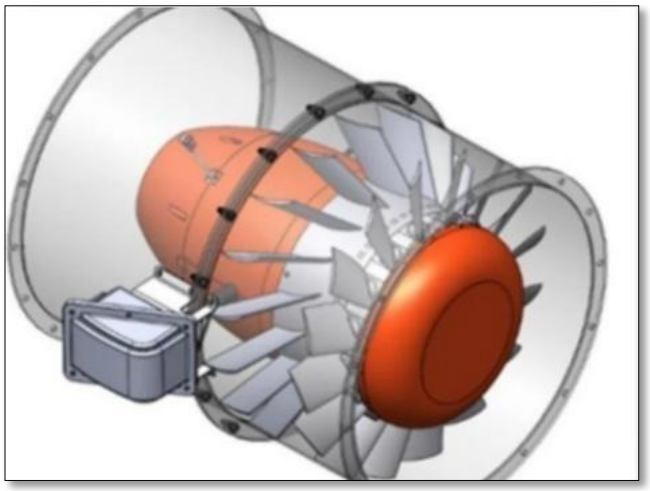


Figure 7 : Ventilateur VTX

3.3 Choix initial de la configuration du banc d'essai de performance

Dans le cadre de cette recherche, une première orientation a été établie concernant la sélection de la configuration du banc d'essai. Les configurations 10A, 10B ou 10C selon la norme AMCA sont de type D, donc avec entrée et sortie par conduit, imitant des conditions semblables à l'usage des ventilateurs dans les applications liées aux mines. Cela permettra d'évaluer les ventilateurs dans un environnement où l'air est canalisé, avec l'option d'ajouter des mécanismes de régulation du flux d'air (tels que des clapets, réducteurs, etc.). À ce sujet, le schéma de l'unité d'essai, diagramme 10A, était notre premier choix pour réaliser cette étude, il est déterminé en conformité avec l'AMCA 210-16 et présenté dans la Figure 8.

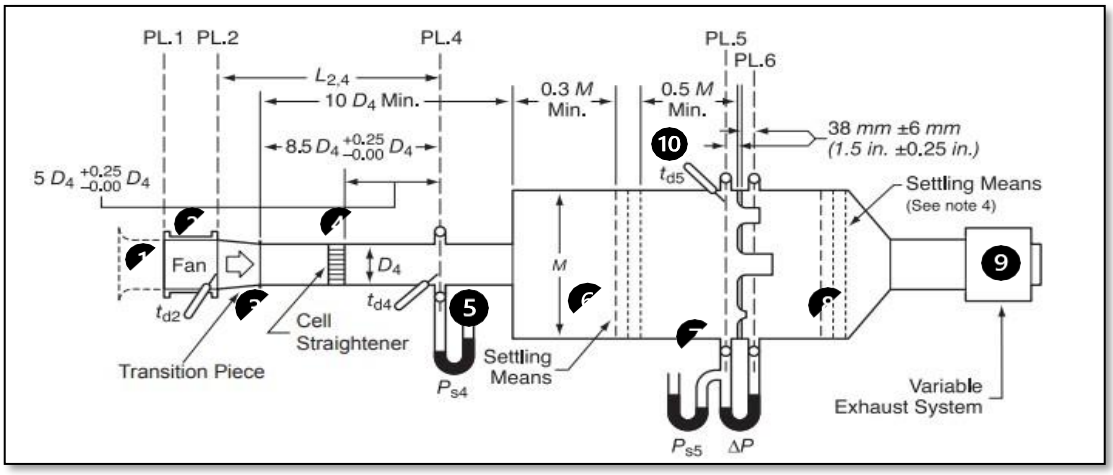


Figure 8 : Configuration du conduit de sortie – buses multiples dans la chambre avec redresseur de cellules (Diagramme 10A de la norme AMCA[10]).

3.3.1 Composants de banc de test

Selon le schéma présenté ci-dessus, le dispositif de test comprend divers systèmes de mesure et équipements, comme le montre le Tableau 4. Les plans PL.1 à PL.6 représentent différents emplacements où des mesures de pression et d'autres paramètres peuvent être effectuées le long du banc d'essai.

Tableau 4 : Composants du banc de test AMCA (10A) – Description et Fonctions

N°	Composant	Fonction principale
1	**Conduit d'entrée**	Guide l'air vers le ventilateur en minimisant les perturbations.
2	**Ventilateur de test**	Appareil à tester pour mesurer ses performances (pression, débit, puissance, etc.).
3	**Pièce de transition**	Adapte le diamètre du conduit avec le diamètre du ventilateur pour un écoulement fluide.
4	**Redresseur de cellules**	Réduit les tourbillons et aligne le flux d'air.
5	**Tube de pression totale**	Mesure la pression totale (statique + dynamique) dans le conduit.
6	**Chambre de mesure**	Stabilise le flux d'air avant les mesures.
7	**Tube de Pitot**	Mesure la vitesse du flux pour calculer le débit d'air.
8	**Régulateurs de flux**	Ajustent la charge du système pour simuler différentes conditions d'opération.
9	**Système d'échappement variable**	Gère l'évacuation de l'air, évite les contre-pressions.
10	**Thermomètre**	Mesure la température de l'air pour les corrections de densité.

3.3.2 Formules de performances

Dans la norme AMCA, des formules de calcul de débit d'air et de pression sont associées à chaque diagramme de banc de test et les formules de performances de diagramme 10A sont présentées dans la Figure 9 ci-dessous.

Flow and Pressure Formulae

$Q = Q_5\left(\frac{\rho_5}{\rho}\right)$ | $P_t = P_{t2} - P_{t1}$ | $P_v = P_{v4}\left(\frac{A_4}{A_2}\right)^2\left(\frac{\rho_4}{\rho_2}\right)$ | $P_s = P_t - P_v$

$^*Q_5 = \sqrt{2}Y\sqrt{\frac{\Delta P}{\rho_5}}\sum(CA_6)$ | $P_{t1} = 0$ | $^*P_{v4} = \left(\frac{V_4}{\sqrt{2}}\right)^2\rho_4$

$V_4 = \left(\frac{Q}{A_4}\right)\left(\frac{\rho}{\rho_4}\right)$ | $P_{t2} = P_{s4} + P_{v4} + f\left(\frac{L_{2,4}}{D_{h4}} + \frac{L_e}{D_{h4}}\right)P_{v4}$

*These formulae are the same in both the SI and the I-P systems except for Q_5 and P_{v4}; in the I-P version, the constant $\sqrt{2}$ is replaced with the value 1097.8.

Figure 9 : Formules de performances du diagramme 10A de la norme AMCA

– Débit volumique (Q) :

$$Q = Q_5 \times \frac{\rho_5}{\rho} \quad \textbf{(8)}$$

Avec :

Q : Débit volumique du ventilateur (m^3/s).

Q_5 : Débit de référence mesuré à la buse au plan PL.5 (m^3/s).

ρ_5 : Densité de l'air mesurée au plan PL.5 (Kg/m^3).

ρ : Densité de référence de l'air (Kg/m^3).

L'équation **(8)** ci-dessus ajuste le débit volumique en fonction des variations de densité de l'air, permettant ainsi de normaliser le débit pour différentes conditions de température et de pression atmosphérique.

– Pression totale ($\boldsymbol{P_t}$) et Statique ($\boldsymbol{P_s}$) :

$$P_t = P_{t2} - P_{t1} \quad \textbf{(9)}$$

$$P_S = P_t - P_v \quad \textbf{(10)}$$

Avec :

P_t : Pression totale **(9)** générée par le ventilateur (Pa).

P_S : Pression statique **(10)** (pression utile pour surmonter les pertes de charge) (Pa).

P_v : Pression dynamique (énergie cinétique de l'air) (Pa).

La pression totale est la différence entre la pression en sortie de ventilateur ($\boldsymbol{P_{t2}}$) et celle en entrée de ventilateur ($\boldsymbol{P_{t1}}$).

– Pression dynamique ($\boldsymbol{P_v}$) :

$$P_v = P_{V4} \times \left(\frac{A_4}{A_2}\right)^2 \times \left(\frac{\rho_4}{\rho_2}\right) \quad \textbf{(11)}$$

Avec :

P_v : Pression dynamique (Pa).

A_4 Et A_2 : Aires des sections de sortie et d'entrée du ventilateur (m^2).

ρ_4 Et ρ_2 : Densités de l'air aux sections respectives (Kg/m^3).

La pression dynamique **(11)** dépend des variations de sections et de la densité de l'air. Ceci permet de calculer l'accélération de l'air à travers le ventilateur.

– Débit de Référence ($*\ \boldsymbol{Q_5}$)

$$*\ Q_5 = \sqrt{2Y} \times \sqrt{\frac{\overline{\Delta P}}{\rho_5}} \times \sum(C \times A_6) \qquad \textbf{(12)}$$

Avec :

$*\ Q_5$: Débit volumique total mesuré au plan PL.5 (m^3/s).

Y : Facteur d'expansion (correction de compressibilité).

ΔP : Différence de pression entre l'amont et l'aval des buses (Pa).

ρ_5 : Densité de l'air mesurée au plan PL.5 (Kg/m^3).

C : Coefficient de décharge de la buse.

A_6 : Aire effective de passage de la buse au plan PL.6 (m^2).

Cette formule **(12)** utilise la différence de pression mesurée pour calculer le débit volumique en tenant compte de l'expansion de l'air à travers les buses.

– Pression en Sortie ($\boldsymbol{P_{t2}}$) :

$$P_{t2} = P_{s4} + P_{v4} + f\left(\frac{L_{2,4}}{D_{h4}} + \frac{L_e}{D_{h4}}\right) \times P_{v4} \qquad \textbf{(13)}$$

Avec :

P_{t2} : Pression totale en sortie du ventilateur (Pa).

P_{s4} : Pression statique en aval de la buse (Pa).

P_{v4} : Pression dynamique au plan PL.4 (Pa).

f : Coefficient de perte de charge linéique.

$L_{2,4}$: Longueur du conduit entre PL.4 et le PL.2 (m).

L_e : Longueur équivalente de pertes singulières (m).

D_{h4} : Diamètre hydraulique du conduit au PL.4 (m).

Cette équation **(13)** décompose la pression totale en trois volets : la composante statique au sortir de la buse, la composante dynamique liée à la vitesse du fluide, et enfin les

pertes de charge linéaires et singulières (coudes, raccords, frottements) exprimées en fonction de la pression dynamique.

3.3.3 Exemples de courbes de performance

Notre partenaire dispose de catalogues détaillés présentant les courbes de performance de ses ventilateurs. Dans le cadre de cette recherche, nous concevrons un banc d'essai capable de reproduire les conditions d'installation représentatives des ventilateurs munis de conduits d'entrée et de sortie tout en assurant des mesures normalisées et de générer des courbes expérimentales caractéristiques des ventilateurs.

La Figure 10 et la Figure 11 illustrent, respectivement, deux exemples des courbes de performance du ventilateur Chinook 42DI et du modèle VTX 42DI.

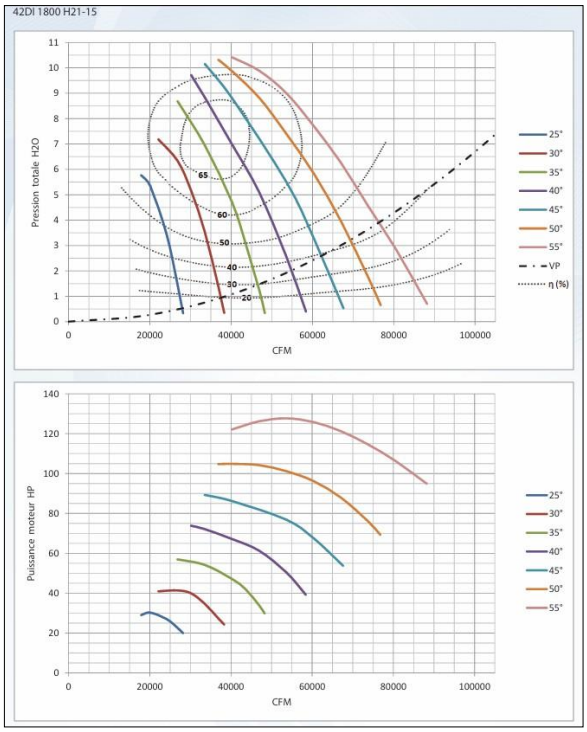


Figure 10 : Courbe de performance du ventilateur Chinook 42DI (résultats fournis par le partenaire)

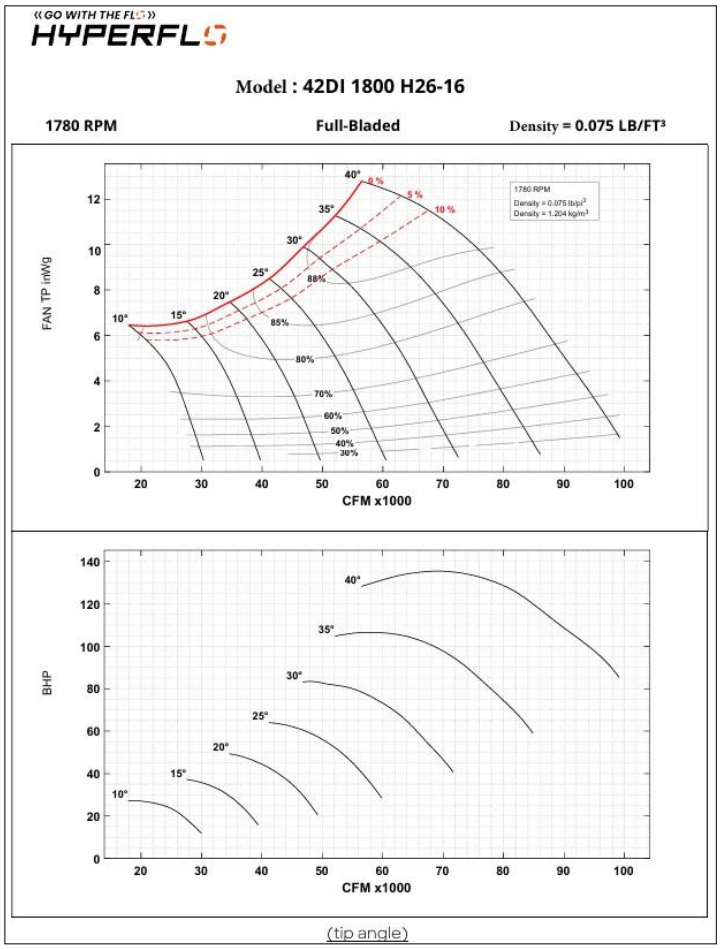


Figure 11 : Courbe de performance du ventilateur VTX 42DI (résultats fournis par le partenaire)

3.4 Conception préliminaire : banc d'essai en conduit étanche fermé

Dans cette section, nous présentons les premières configurations du banc d'essai proposées, basées sur le diagramme 10A de la norme AMCA : « Configuration du conduit de sortie – buses multiples avec redresseur de cellules dans la chambre ».

Comme première proposition de conception du banc d'essai, nous avons retenu deux configurations de test, ventilateurs en série et ventilateurs en parallèle, afin d'étudier la faisabilité de ces installations compte tenu de l'aménagement spatial du bâtiment.

3.4.1 Aménagement du bâtiment

Un espace dédié a été réservé pour la construction du bâtiment de test dans lequel le banc d'essai sera installé, comme le montre la Figure 12 ci-dessous.

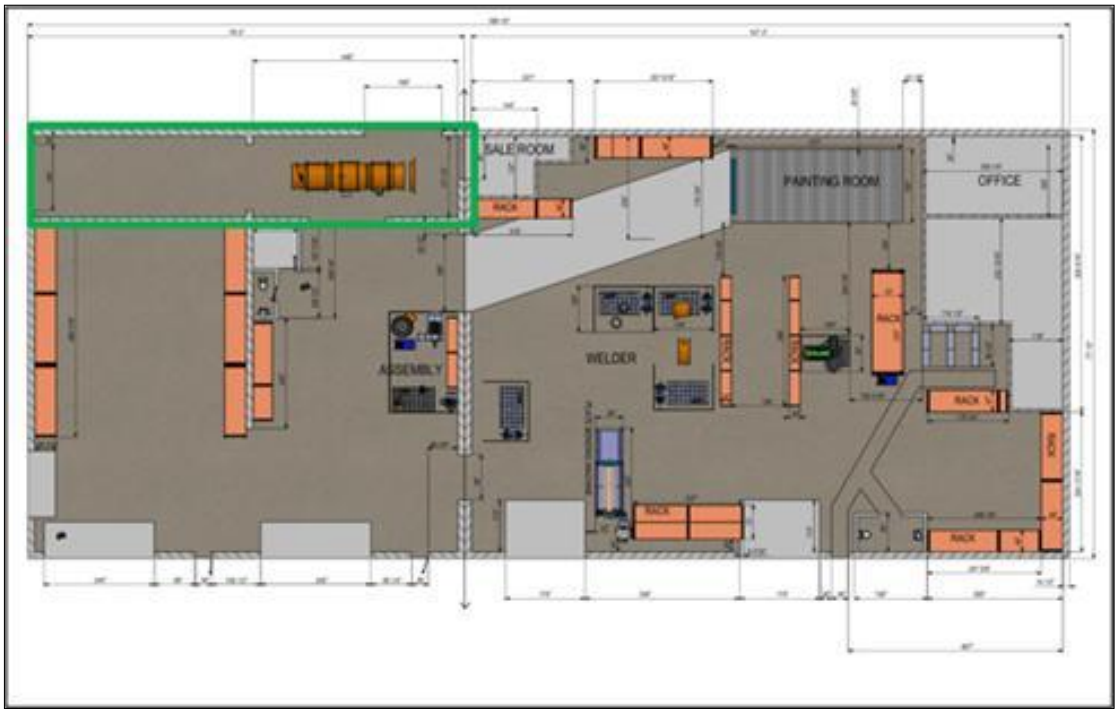


Figure 12 : Espace dédié à l'installation du banc d'essai (plan fourni par le partenaire)

3.4.2 Configuration en série

Dans l'hypothèse où l'intégralité du bâtiment fermé serait consacrée au banc d'essais, nous avons mis en place, selon le diagramme 10A de la norme AMCA, une configuration de deux ventilateurs montés en série comme le montre la Figure 13 ci-dessous.

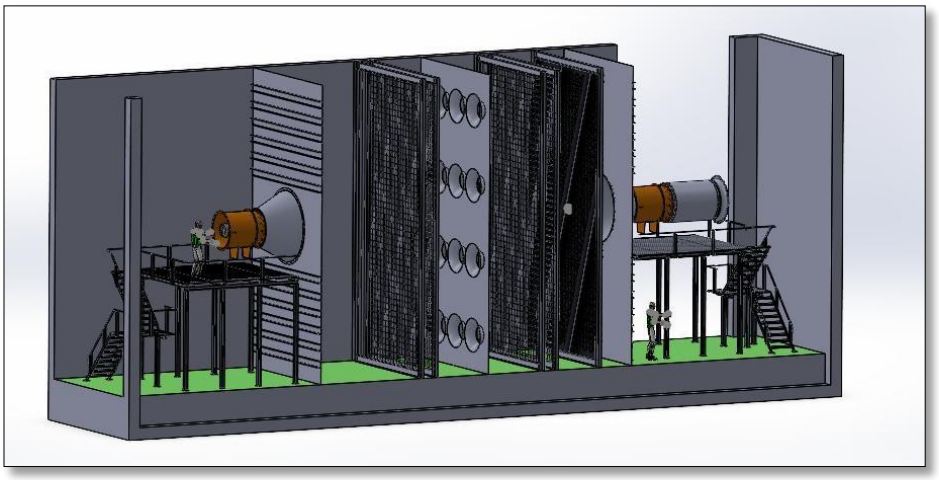


Figure 13 : Banc de test : Montage de ventilateurs en série

3.4.3 Configuration en parallèle

Partant de la même hypothèse d'un bâtiment entièrement dédié au banc d'essais, nous avons conçu une seconde configuration comprenant deux ventilateurs montés en parallèle, comme l'illustre la Figure 14 ci-dessous.

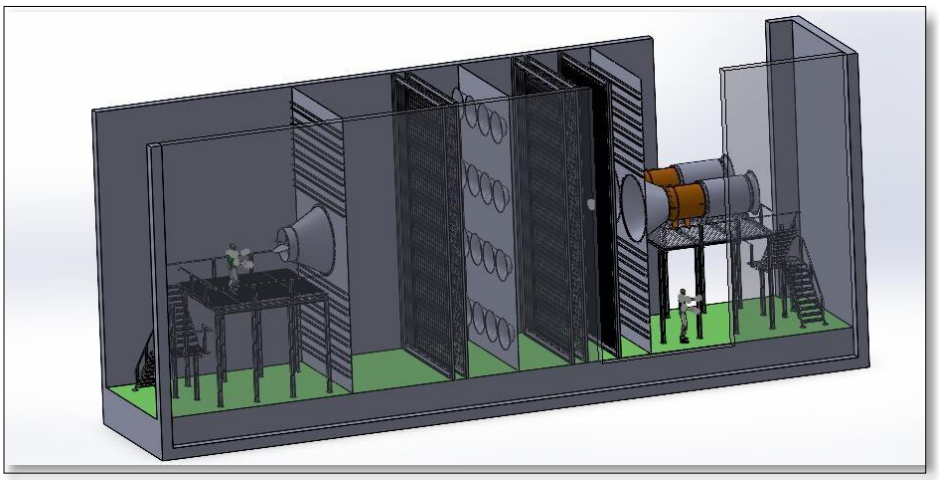


Figure 14 : Banc de test : Montage de ventilateurs en parallèle

3.4.4 Composants mécaniques

La conception proposée comporte plusieurs composants mécaniques (Figure 15). Le Tableau 5 détaille le matériel nécessaire à la réalisation de ce banc d'essai.

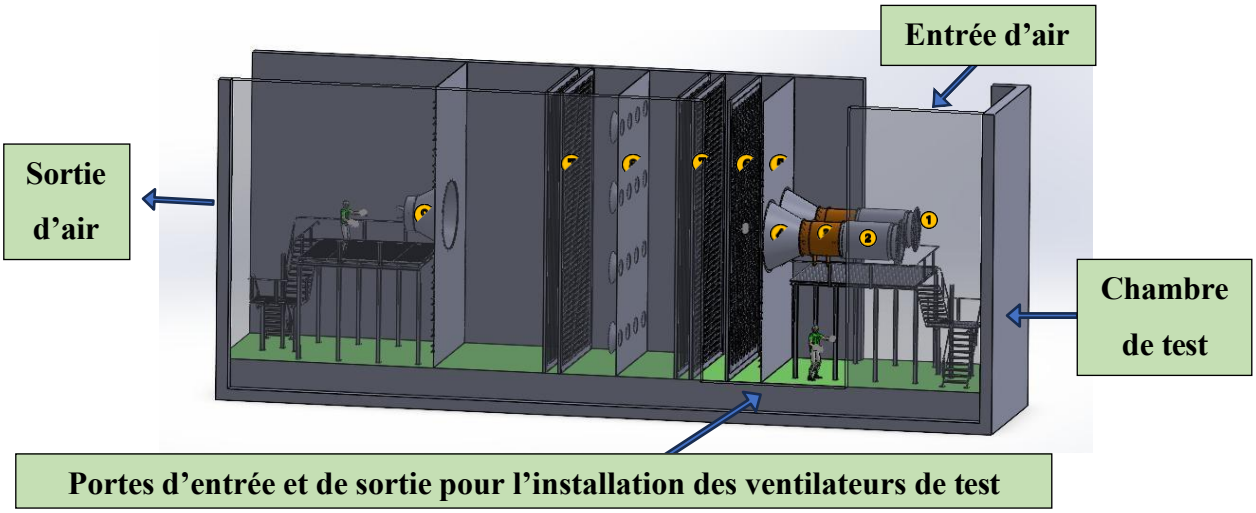


Figure 15 : Vue d'ensemble de banc d'essai de performances

Tableau 5 : Description des composants mécaniques de banc de test

N°	Pièces	Fonctions
1	**Système de sécurité d'admission**	Empêche l'introduction de corps étrangers et sécurise l'accès à la zone d'essai.
2	**Silencieux**	Atténue les bruits générés par le flux montant vers le ventilateur.
3	**Ventilateur d'essai**	Soumis aux mesures de performances.
4	**Pièces de transition**	Adapte précisément le diamètre du conduit au diamètre de ventilateur.
5	**Séparateur d'entrée**	Divise uniformément le flux en plusieurs passages.
6	**Redresseur de cellules**	Élimine les tourbillons résiduels et aligne le flux.
7	**Dispositif d'assainissement du flux d'air**	Homogénéisent le profil de vitesse et assurent un écoulement laminaire avant les nozzles.
8	**Buses**	Transforment la différence de pression en mesure de débit volumique pour chaque voie, agrégée en débit total.
9	**Système d'évacuation variable**	Portes papillon et séparateurs ajustables en aval du banc : modulent la contre-pression et isolent les deux voies de sortie.

3.5 Conception préliminaire : banc d'essai à l'intérieur du bâtiment ouvert

Dans cette deuxième étude, il a été convenu d'installer le banc d'essai à l'intérieur de la chambre de test, abandonnant ainsi la première conception qui utilisait l'intégralité de l'enceinte comme banc fermé. Nous avons donc réalisé une nouvelle analyse de faisabilité, basée sur le diagramme 10A retenu initialement, afin de vérifier la viabilité de cette solution et d'identifier les contraintes logistiques et les exigences normatives liées à l'installation.

3.5.1 Conception 3D du bâtiment de test et prototype du banc d'essai

L'implantation du banc d'essai a été étudiée en fonction des dimensions du bâtiment destiné à accueillir les différentes composantes de la configuration expérimentale. La Figure 16 ci-dessous présente l'aménagement général de cet espace.

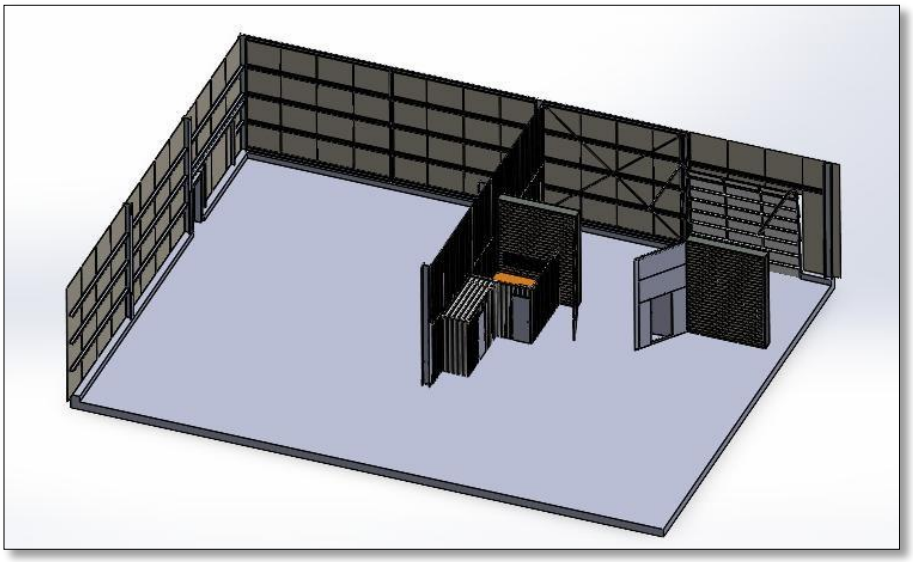


Figure 16 : Bâtiment d'installation du banc de test

Afin d'évaluer la faisabilité d'installer le banc d'essai à l'intérieur du bâtiment, nous l'avons modélisé tel que construit (Figure 17). Cette conception permet d'ajuster le prototype de banc de test selon le diagramme 10A et d'étudier la compatibilité avec les dimensions réelles du bâtiment.

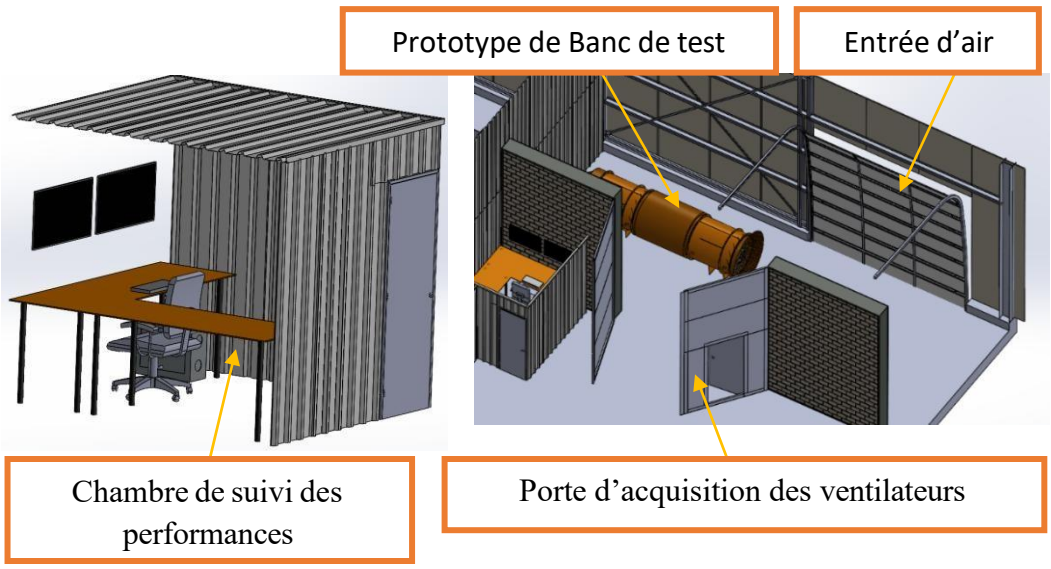


Figure 17 : Modélisation 3D du bâtiment de test

3.5.2 Exigences normatives et limites d'installation

Selon les dimensions du bâtiment mentionnées dans le plan d'aménagement (largeur maximale de 177 1/2 pouces et longueur maximale de 79 pieds et 2 pouces) et de la taille du plus grand ventilateur à tester (84 pouces de diamètre), nous avons identifié une problématique concernant le respect des exigences de la norme AMCA.

Selon la section 5.3 de la norme AMCA[10] :

Une chambre de mesure peut être circulaire ou rectangulaire, et sa section transversale doit respecter les dimensions minimales spécifiées pour simuler les conditions d'utilisation du ventilateur.

La dimension M de la chambre (Figure 18) est définie comme suit (14) :

- Pour une chambre de mesure circulaire : M correspond au diamètre intérieur.
- Pour une chambre de mesure rectangulaire : M correspond au diamètre équivalent calculé comme suit :

$$M = \sqrt{\frac{4ab}{\pi}} \qquad \textbf{(14)}$$

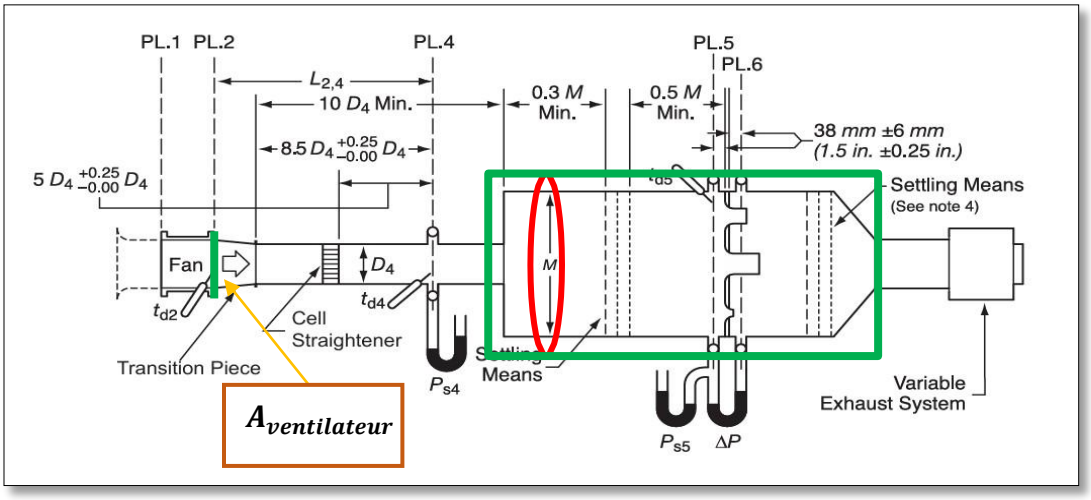


Figure 18 : Diagramme 10A de la norme AMCA : paramètres de calcul

La section transversale de la chambre doit être :

- Au moins 9 fois la surface de la sortie du ventilateur si l'axe de rotation de ventilateur est perpendiculaire au flux d'air de sortie.
- Au moins 16 fois la surface de la sortie du ventilateur si l'axe de rotation de ventilateur est parallèle au flux d'air de sortie.

– Surface de la sortie du ventilateur :

La sortie du plus grand ventilateur (84 pouces de diamètre) a une surface de sortie donnée par l'équation **(15)** :

$$A_{ventilateur} = \pi\left(\frac{D}{2}\right)^2 = \pi\left(\frac{84}{2}\right)^2 = 5541.77\ po^2 = 3.5787\ m^2 \quad \textbf{(15)}$$

– Section transversale minimale requise pour la chambre :

a) Pour un flux perpendiculaire :

$$A_{chambre} = 9 \times A_{ventilateur} = 49875{,}93\ po^2 = 32.141\ m^2 \quad \textbf{(16)}$$

b) Pour un flux parallèle :

$$A_{chambre} = 16 \times A_{ventilateur} = 88668.32\ po^2 = 57.2\ m^2 \quad \textbf{(17)}$$

– Dimensions pour une section rectangulaire :

Nous avons $M = \sqrt{\frac{4ab}{\pi}}$ donc $ab = \pi\frac{M^2}{4}$:

En supposant a=177,5 pouces (max largeur disponible), nous calculons b pour les deux configurations.

a) Flux perpendiculaire :

$$b = \frac{A_{chambre}}{a} = \frac{49875.93}{177.5} = 280.93\ po = 7.13\ m \quad \textbf{(18)}$$

b) Flux parallèle :

$$b = \frac{A_{chambre}}{a} = \frac{88668.32}{177.5} = 499.4\ po = 12.68\ m \quad \textbf{(19)}$$

– Dimensions pour une section circulaire :

Pour une section circulaire, le diamètre intérieur M est donné par :

a) Flux perpendiculaire :

$$M = \sqrt{\frac{4 \times A_{chambre}}{\pi}} = 252.2\ po = 6.41\ m \quad \textbf{(20)}$$

b) Flux parallèle :

$$M = \sqrt{\frac{4 \times A_{chambre}}{\pi}} = 336.2\ po = 8.54\ m \quad \textbf{(21)}$$

Avec une largeur disponible de 177,5 pouces, une configuration rectangulaire est techniquement possible pour un flux perpendiculaire, mais les exigences pour un flux parallèle ne peuvent pas être respectées avec ces dimensions. Une section circulaire exigerait un diamètre de 252,2 pouces (6.41m) (flux perpendiculaire) ou 336,2 (8.54m) pouces (flux parallèle), ce qui dépasse les dimensions actuelles de la chambre.

En raison des contraintes logistiques et normatives mises en évidence pour notre premier choix du diagramme 10A de la norme AMCA, nous avons opté pour une

nouvelle configuration, mieux adaptée aux dimensions de la chambre construite et parfaitement compatible avec celles des ventilateurs à tester.

3.6 Conception finale du banc d'essai

Pour la suite de nos travaux, nous avons retenu le diagramme 16 de la norme AMCA (Figure 19), intitulé « Configuration du conduit d'entrée – traversée Pitot dans le conduit d'entrée » et de Type D. Nous y détaillerons ses composants et présenterons les formules de performance spécifiques à ce schéma dans les deux sections suivantes.

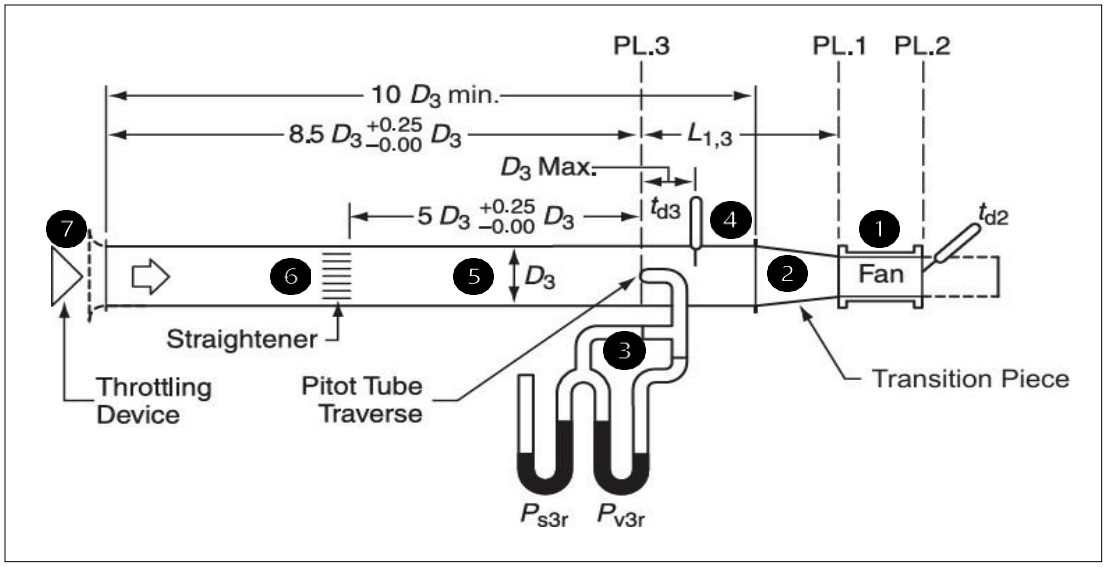


Figure 19 : Diagramme 16 de la norme AMCA « Configuration du conduit d'entrée – traversée Pitot dans le conduit d'entrée »

3.6.1 Composants du banc de test

Selon le schéma présenté ci-dessus, le dispositif de test comprend divers systèmes de mesure et équipements, comme le montre le Tableau 6. Les plans PL.1, PL.2 et PL.3 représentent différents emplacements où des mesures de pression et d'autres paramètres peuvent être effectuées le long du banc d'essai.

Tableau 6 : Composants du banc de test AMCA (16) – Description et Fonctions

N°	Composant	Fonction principale
1	**Ventilateur de test**	Génère le débit et la pression à évaluer.
2	**Pièce de transition**	Adapte le diamètre du ventilateur à celui de la conduite d'essai, assurant une jonction étanche et régulière.
3	**Tube de Pitot**	Permet la mesure simultanée de la pression statique et dynamique en PL.3 pour le calcul de la performance.
4	**Thermomètres**	Mesurent la température de l'air aux points PL.1 et PL.2, nécessaire pour corriger la densité
5	**Conduite d'essai**	Canalise l'air entre le redresseur et le dispositif d'étranglement sur une longueur normalisée.
6	**Redresseur de cellules**	Aligne et stabilise le flux en supprimant les tourbillons avant la mesure, garantissant l'homogénéité du profil.
7	**Dispositif d'étranglement**	Modifie la contre-pression en amont du redresseur pour positionner le point de fonctionnement du ventilateur.

3.6.2 Formules de performances

Les équations de calcul du débit d'air et de la pression sont spécifiques à chaque configuration de test définie par la norme AMCA. Les formules correspondant au diagramme 16 sont présentées à la Figure 20 ci-dessous.

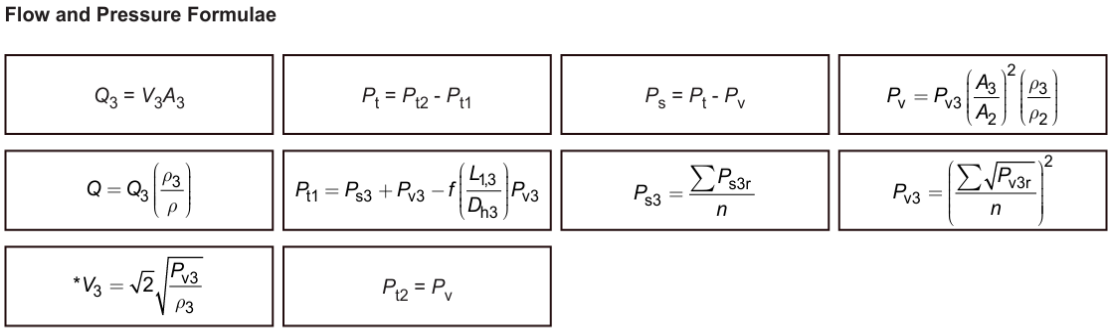


Figure 20 : Formules de performances du diagramme 16 de la norme AMCA

– Débit volumique au plan PL.3 :

$$Q_3 = V_3 A_3 \qquad \textbf{(22)}$$

Avec :

Q_3 : Débit volumique mesuré au plan PL.3 (m^3/s).

V_3 : Vitesse moyenne de l'air au plan PL.3 (m/s).

A_3 : Aire de la section de mesure au plan PL.3 (m^2).

Pour cette formule **(22)**, nous calculons d'abord le débit à partir de la vitesse moyenne obtenue par le Pitot traverse (profil de vitesses sur la section) et de l'aire du conduit au plan PL.3.

– Correction du débit à une densité de référence :

$$Q = Q_3\left(\frac{\rho_3}{\rho}\right) \qquad \textbf{(23)}$$

Avec :

Q : Débit volumique corrigé à la densité de référence (m^3/s).

ρ_3: Densité de l'air au plan PL.3 (Kg/m^3).

ρ : Densité de référence de l'air (Kg/m^3).

Cette relation **(23)** sert à normaliser le débit lorsque les conditions d'essai (température/pression donc densité) diffèrent des conditions de référence.

– Pression totale et statique du ventilateur :

$$P_t = P_{t2} - P_{t1} \quad \textbf{(24)}$$

$$P_S = P_t - P_v \quad \textbf{(25)}$$

Avec :

P_t : Pression totale générée par le ventilateur (Pa).

P_S : Pression statique (pression utile pour surmonter les pertes de charge) (Pa).

P_v : Pression dynamique (énergie cinétique de l'air) (Pa).

La pression totale du ventilateur **(24)** correspond au gain de pression totale entre l'amont et l'aval du ventilateur (plans PL.1 et PL.2). Pour l'équation **(25)**, la pression statique représente la part utilisable pour vaincre les pertes de charge du réseau, après retrait de la composante cinétique.

– Pression dynamique ramenée au plan PL.2 :

$$P_v = P_{v3} \times \left(\frac{A_3}{A_2}\right)^2 \times \left(\frac{\rho_3}{\rho_2}\right) \quad \textbf{(26)}$$

Avec :

P_v : Pression dynamique équivalente au plan PL.2 (Pa).

P_{v3} : Pression dynamique déterminée au plan PL.3 (Pa).

A_3 : Aire à la section du plan PL.3 (m^2).

A_2 : Aire à la section du plan PL.2 (m^2).

ρ_3: Densité de l'air au plan PL.3 (Kg/m^3).

ρ_2 : Densité de l'air au plan PL.2 (Kg/m^3).

Cette équation **(26)** représente la transformation de la pression dynamique mesurée en PL.3 vers PL.2 en tenant compte du changement de section $(A_3/A_2)^2$ (effet sur la vitesse) et d'une éventuelle variation de densité ρ_3/ρ_2.

– Calcul de la pression totale amont ($\boldsymbol{P_{t1}}$) (correction des pertes entre PL.3 et PL.1) :

$$P_{t1} = P_{s3} + P_{v3} - f\left(\frac{L_{1,3}}{D_{h3}}\right) \times P_{v3} \quad \textbf{(27)}$$

Avec :

P_{t1} : Pression totale au plan PL.1 (Pa).

P_{s3} : Pression statique moyenne au plan PL.3 (Pa).

P_{v3} : Pression dynamique au plan PL.3 (Pa).

f : Coefficient de frottement (perte linéaire).

$L_{1,3}$: Longueur de conduit entre PL.1 et le PL.3 (m).

D_{h3} : Diamètre hydraulique du conduit au plan PL.3 (m).

La pression totale en amont du ventilateur P_{t1} **(27)** est reconstruite à partir des mesures en PL.3, en ajoutant les composantes statique et dynamique, puis en retirant la perte linéaire dans la portion de conduit entre PL.3 et PL.1 (proportionnelle à fL/D_h et à la pression dynamique).

– Pression statique au plan PL.3 : moyenne des prises statiques :

$$P_{s3} = \frac{\sum P_{s3r}}{n} \quad \textbf{(28)}$$

Avec :

P_{s3r} : Lecture statique au point r (Pa).

n : Nombre de points de mesure.

La pression statique au plan PL.3 **(28)** est prise comme moyenne arithmétique des mesures (réduction de l'effet d'asymétrie locale).

– Pression dynamique au plan PL.3 : traitement des points du Pitot traverse :

$$P_{v3} = \left(\frac{\sum \sqrt{P_{v3r}}}{n}\right)^2 \quad \textbf{(29)}$$

Avec :

P_{v3r} : Pression dynamique locale au point r de la traverse (Pa).

n : Nombre de points de mesure.

Cette expression **(29)** correspond au calcul d'une pression dynamique représentative à partir d'un profil non uniforme.

– Vitesse moyenne au plan PL.3 :

$$* V_3 = \sqrt{2}\sqrt{\frac{\overline{P_{v3}}}{\rho_3}} \quad \textbf{(30)}$$

Avec :

$* V_3$: Vitesse moyenne de l'air au plan PL.3 (m/s).

P_{v3} : Pression dynamique au plan PL.3 (Pa).

ρ_3: Densité de l'air au plan PL.3 (Kg/m^3).

Cette équation **(30)** représente la Relation directe entre la pression dynamique et la vitesse de l'air (énergie cinétique du fluide).

– Pression totale au plan PL.2 :

$$P_{t2} = P_v \quad \textbf{(31)}$$

Avec :

P_{t2} : Pression totale au plan PL.2 (Pa).

P_v : Pression dynamique ramenée au plan PL.2 (Pa).

Dans le cas du diagramme 16, la norme AMCA exprime P_{t2} à partir de la pression dynamique équivalente au plan PL.2, telle que définie par l'équation **(26)**. Il s'agit d'une écriture normative propre à ce diagramme, liée à la définition des plans de mesure.

3.6.3 Conception préliminaire de la solution finale

Une nouvelle analyse de faisabilité, basée sur le diagramme 16 de la norme AMCA, a été faite afin de vérifier la viabilité de cette solution et d'identifier les contraintes logistiques et les exigences normatives liées à l'installation. La Figure 21 ci-dessous représente une vue d'ensemble de la conception de la nouvelle configuration du banc de test à l'intérieur du bâtiment d'essais, avant l'ajout des pièces de transition.

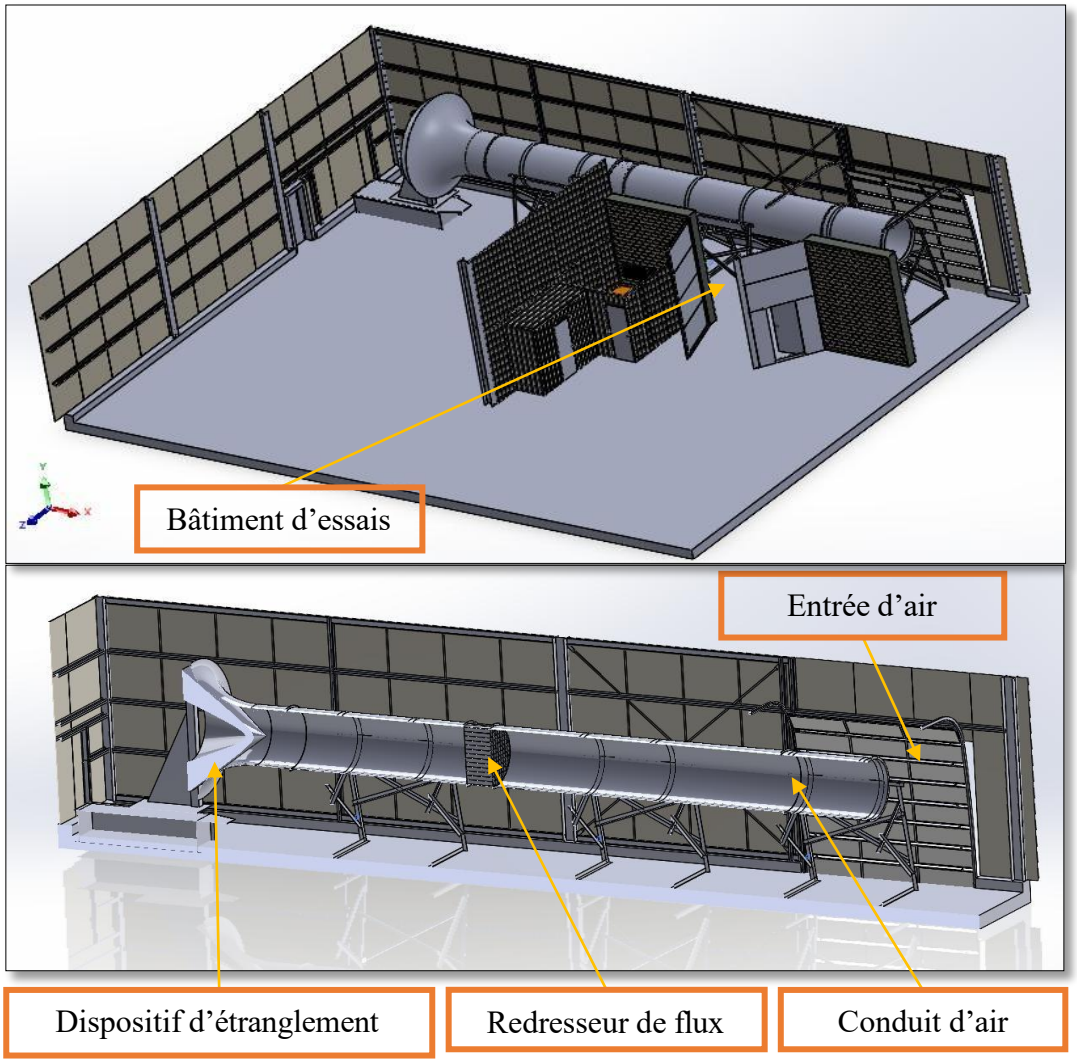


Figure 21 : Vue d'ensemble de la conception du diagramme 16 à l'intérieur de la chambre d'essais

3.6.4 Contraintes logistiques et limites normatives

Dans cette partie, nous avons commencé par vérifier la validité de cette nouvelle conception proposée, en tenant compte des dimensions du bâtiment d'essais et des dimensions des ventilateurs à tester. Après des discussions avec notre partenaire industriel, un calcul de la longueur du banc de test a été réalisé afin d'optimiser le nombre de changements de conduits et de permettre l'essai d'un plus grand nombre de

ventilateurs avec un même conduit. Notamment, la largeur maximale du bâtiment est de 177 1/2 pouces (4,5 m) et la longueur maximale est de 950 pouces (24 m). Étant donné que le plus grand ventilateur de la gamme a un diamètre de 84 pouces, nous avons identifié une problématique liée au respect des exigences dimensionnelles de la norme AMCA.

Pour calculer la longueur totale du banc de test, nous avons déterminé les différentes longueurs des composants du banc en nous basant sur les exigences de la norme AMCA, ainsi que sur les catalogues du partenaire industriel.

- **Calcul de la longueur de l'entrée d'air de type « bell mouth » :**

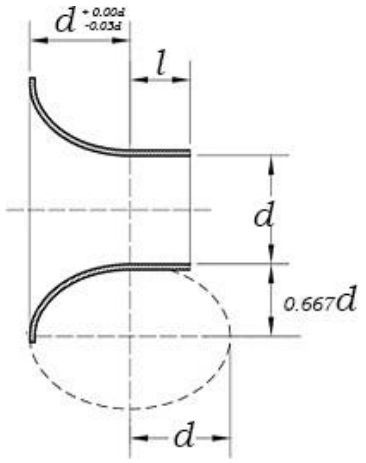


Figure 22 : Géométrie normalisée de la buse d'entrée (nozzle) [10].

Selon la norme AMCA, la longueur de gorge l de la buse d'entrée doit être égale à $0.6d \pm 0.005d$ (valeur recommandée) ou, alternativement, à $0.5d \pm 0.005d$, où d est le diamètre de référence de la buse comme le montre la Figure 22 ci-dessus. L'équation(**32)** détermine la longueur de la buse d'entrée comme suit :

$$Longeur\ de\ la\ buse\ d'entrée = d + l = d + 0.6d\ (") \qquad \textbf{(32)}$$

- **Calcul de la longueur des pièces de transition à ajouter :**

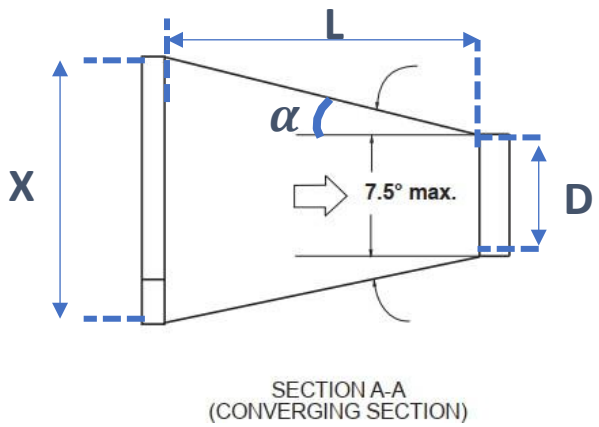


Figure 23 : Schéma dimensionnel des pièces de transition (section convergente) selon la norme AMCA [10].

La norme AMCA impose des exigences géométriques pour déterminer la longueur des pièces de transition utilisées afin d'adapter le diamètre des ventilateurs à tester au diamètre des conduits du banc d'essai (Figure 23).

Ces transitions permettent d'assurer une variation progressive de section et de limiter les perturbations de l'écoulement. Ainsi, la longueur L d'une pièce de transition est calculée conformément aux relations présentées ci-dessous dans les équations **(33)** et **(34)** en fonction de diamètre du ventilateur D, de diamètre de conduit X et de l'angle admissible α.

$$\tan\alpha = \frac{\frac{X-D}{2}}{L} \text{ Avec } \alpha = \frac{7.5\times\pi}{180} \quad \textbf{(33)}$$

$$L = \frac{\frac{X-D}{2}}{\tan\alpha} \quad \textbf{(34)}$$

i. Premier cas : Dimensionnement avec un conduit de diamètre X = 54''

Tableau 7 : Dimensions des composants du banc de test AMCA pour le calcul de sa longueur totale avec X = 54''

- : Ventilateurs pouvant être testés avec un conduit de 54 pouces.
- : Ventilateurs ne pouvant pas être testés.

D (»)	X (»)	$d + 0.6d$ ('')	10 X (»)	L= $\frac{X-D}{2\tan\alpha}$ ('')	$L_{ventilateur}$ ('')	L $_{dispositif\ d'étranglement}$ (design) ('')	L_{totale} ('')	$L_{chambre}$ ('')
19	54	30,4	540	132,9	24	150	877,3	950
21		33,6		125,3	30		878,9	
24		38,4		113,9	30		872,3	
28		44,8		98,7	36		869,5	
...		...		...	...		...	
42		67,2		45,5	48		850,7	
45		72		34,1	48		844,1	
48		76,8		22,7	48		837,5	
54		86,4		0	55		831,4	
60		96		-22,7	60		823,2	
72		115,2		-68,3	60		796,8	
78		124,8		-91,1	60		783,6	
84		134,4		-113,9	60		770,4	

- **Interprétation :**

Le Tableau 7 ci-dessus montre que le choix d'un conduit de 54'' permet de tester seulement des ventilateurs dont le diamètre varie de 19'' à 54'', tout en restant compatible avec la longueur disponible de la chambre d'essais et en respectant les conditions de mesure prévues par la norme AMCA. En revanche, dès qu'on dépasse 54'', la longueur des pièces de transition devient négative, ce qui indique que cette configuration n'est plus valable. Il sera donc nécessaire de changer le conduit pour tester des ventilateurs de 60'' et plus.

ii. Deuxième cas : Dimensionnement avec un conduit de diamètre X = 60’’

Tableau 8 : Dimensions des composants du banc de test AMCA pour le calcul de sa longueur totale avec X = 60’’

- : Ventilateurs pouvant être testés avec un conduit de 60 pouces.
- : Ventilateurs ne pouvant pas être testés.

D (»)	X (»)	$d + 0.6d$ (’’)	10 X (»)	L= $\frac{X-D}{2 \tan \alpha}$ (’’)	$L_{ventilateur}$ (’’)	L $_{dispositif\ d'étranglement}$ (design) (’’)	L_{totale} (’’)	$L_{chambre}$ (’’)
19	60	30,4	600	155,7	24	150	960,1	950
21		33,6		148,1	30		961,7	
24		38,4		136,7	30		955,1	
28		44,8		121,5	36		952,3	
30		48		113,9	36		947,9	
32		51,2		106,3	36		943,5	
…		…		…	…		…	
54		86,4		22,7	55		914,1	
60		96		0	60		906	
72		115,2		-45,5	60		879,6	
78		124,8		-68,3	60		866,4	
84		134,4		-91,1	60		853,2	

- **Interprétation :**

Le Tableau 8 ci-dessus montre que, pour un conduit de diamètre X = 60’’, la longueur totale du banc dépasse la longueur disponible de la chambre d’essais pour les ventilateurs de 19’’ à 28’’. À partir de 30’’ et jusqu’à 60’’, la configuration devient compatible avec la contrainte de longueur de la chambre.

En revanche, au-delà de 60’’, la longueur des pièces de transition devient négative, ce qui indique que cette configuration n’est plus réalisable avec un conduit de 60’’dans le cadre de la configuration retenue (diagramme 16). C’est pourquoi une dernière vérification est réalisée afin d’identifier une configuration permettant de limiter davantage les changements de conduits, de gagner du temps lors des ajustements et de couvrir la gamme de diamètres visée.

3.6.5 Extension extérieure du bâtiment

Pour la fabrication du banc d'essai, il a été retenu, à la suite de plusieurs réunions avec le partenaire, d'ajouter une extension extérieure du bâtiment d'essais afin d'augmenter la longueur disponible. Un dernier calcul a été effectué en considérant un conduit de diamètre X = 84''comme l'indique le Tableau 9 ci-dessous.

Tableau 9 : Dimensions des composants du banc de test AMCA pour le calcul de sa longueur totale avec X = 84''

- : Ventilateurs pouvant être testés avec un conduit de 84 pouces.

D (»)	X (»)	$d + 0.6d$ (")	10 X (»)	L= $\frac{\frac{X-D}{2}}{\tan\alpha}$ (")	$L_{ventilateur}$ (")	L $_{dispositif\ d'étranglement}$ (design) (")	L_{totale} (")	$L_{chambre}$ (")
19		30,4		246,9	24		1291,3	
21		33,6		239,3	30		1292,9	
24		38,4		227,9	30		1286,3	
28		44,8		212,7	36		1283,5	
...	84	...	840	...	...	150	...	950
60		96		91,1	60		1237,1	
72		115,2		45,5	60		1210,7	
78		124,8		22,7	60		1197,5	
84		134,4		0	60		1184,4	

Les longueurs requises du banc d'essai excèdent systématiquement la longueur disponible dans le bâtiment existant. Néanmoins, cette option demeure la plus avantageuse dans une optique d'optimisation, puisqu'elle permet de limiter le changement des conduits de test. Pour des conduits fixes de 84'' et des pièces de transition interchangeables, le calcul montre que la longueur totale du banc atteindrait 1 293'', alors que le bâtiment ne dispose que de 950''. Cela impliquerait un dépassement d'environ 9 mètres à l'extérieur du bâtiment.

3.7 Raffinement de la conception finale du banc d'essai

Dans cette étude, la conception finale de la configuration du diagramme 16 de la norme AMCA a été validée et jugée optimale pour répondre aux besoins de notre partenaire

industriel. L'ajout d'une extension extérieure a permis de disposer de l'espace nécessaire pour intégrer un banc d'essai de longueur adéquate et ainsi réduire le nombre de changements de conduits. La Figure 24 ci-dessous présente la solution finale retenue et validée pour la fabrication du banc d'essai AMCA.

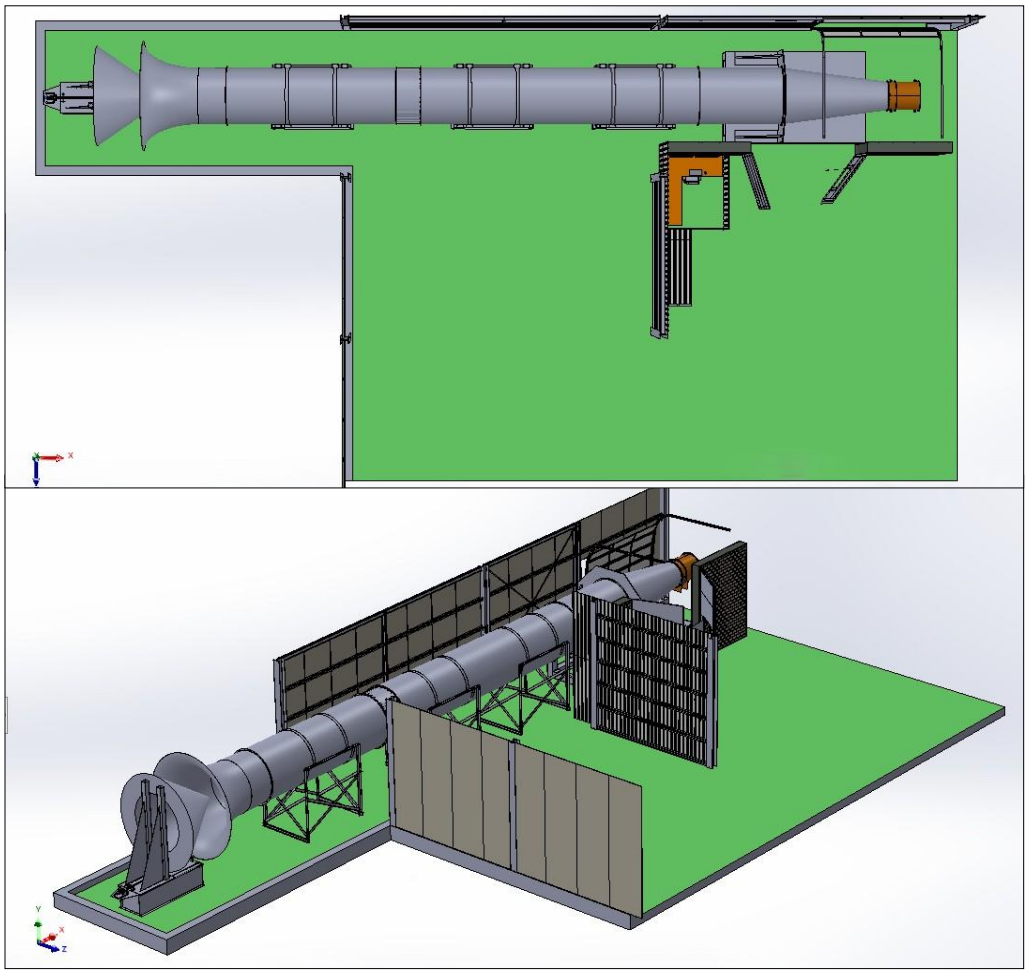


Figure 24 : Vue d'ensemble de la conception finale

3.7.1 Pièces mécaniques

Le banc d'essai de performance est constitué de plusieurs pièces mécaniques à fabriquer. Chacune possède des caractéristiques et des dimensions propres, indispensables à l'assemblage du système complet et à la réalisation d'un banc d'essai

conforme à la norme AMCA. Les différentes pièces mécaniques nécessaires sont présentées dans le Tableau 10.

a) Dispositif d'étranglement :

Les dispositifs d'étranglement (Figure 25) permettent de modifier la pression générée par le ventilateur. Ils sont généralement constitués d'un cône monté sur rail, qui avance progressivement afin de restreindre l'écoulement. Afin d'éviter un décrochage accidentel du ventilateur, le dispositif doit être opéré automatiquement. En complément, des capteurs de vibration et de décrochage seront utilisés pour surveiller l'état de l'écoulement et pour arrêter le ventilateur en cas de décrochage.

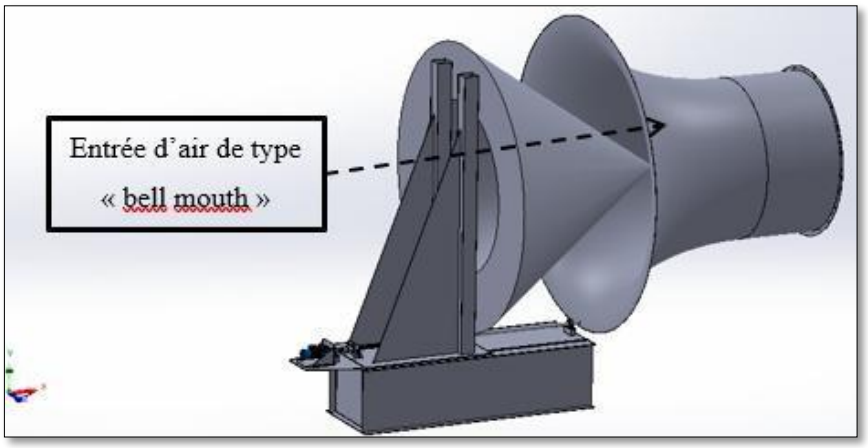


Figure 25 : Dispositif d'étranglement d'air

b) Conduit de mesure :

Un conduit de mesure de 84 pouces de diamètre a été retenu, comme le montre la Figure 26 ci-dessous. La société s'est engagée à en assurer la fabrication afin de permettre l'essai de l'ensemble de la gamme de ventilateurs. Ce conduit joue un rôle important dans le banc d'essai, puisqu'il permet de guider l'écoulement de l'air dans des conditions stables et de fournir un emplacement adapté à l'installation des instruments de mesure.

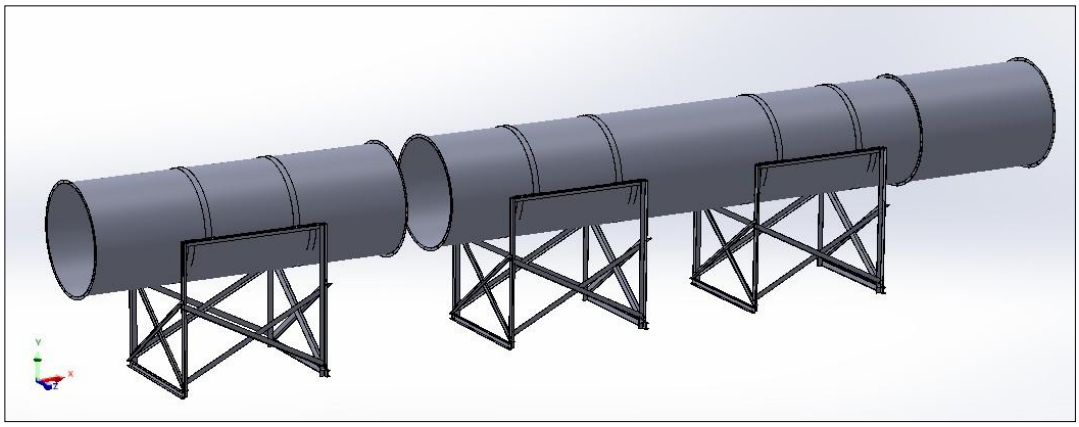


Figure 26 : Conduit de mesure

c) Pièces de transition :

Dans le cadre de la réalisation de ce banc d'essai, la fabrication de 16 pièces de transition sera nécessaire, qu'il s'agisse de pièces individuelles ou de pièces en série, comme l'illustre la Figure 27 ci-dessous. Ces pièces de transition jouent un rôle essentiel dans l'adaptation géométrique entre les différents diamètres de ventilateurs et les conduits du banc d'essai. Elles permettent d'assurer une continuité progressive de l'écoulement de l'air, de limiter les perturbations aérodynamiques et de garantir des conditions d'essai conformes aux exigences de la norme AMCA.

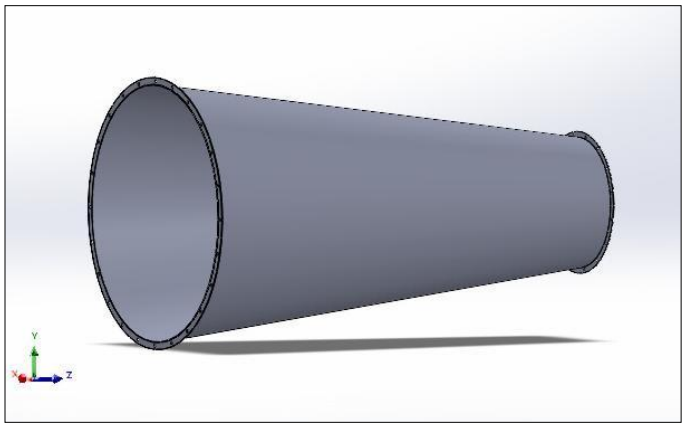


Figure 27 : Pièce de transition

d) Redresseur de types cellules :

La norme AMCA propose deux types de redresseurs, soit le redresseur de type cellule et le redresseur de type étoile. Dans le cadre de cette étude, le choix final s'est porté sur un redresseur de type cellule comme le montre la Figure 28 ci-dessus, puisqu'il est compatible avec la conception retenue selon le diagramme 16. Son rôle est de redresser l'écoulement de l'air à la sortie du ventilateur, de réduire les effets de rotation et les perturbations aérodynamiques, puis de favoriser un profil d'écoulement plus uniforme dans la section de mesure.

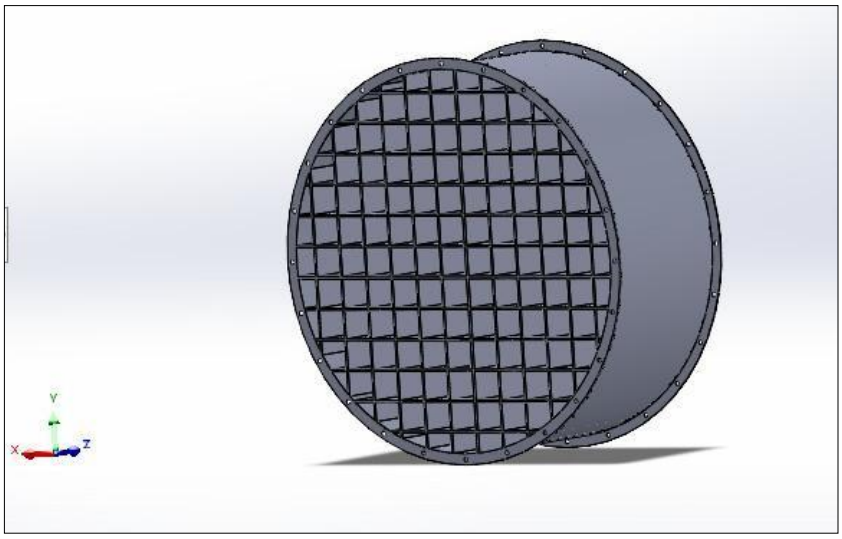


Figure 28 : Redresseur de type cellules

Tableau 10 : Pièces mécaniques nécessaires

N°	Pièces	Quantité
1	Entrée d'air de type « bell mouth »	1
2	Dispositif d'étranglement	1
3	Redresseur de type « cellules »	1
4	Pièces de transition	16
5	Conduit de mesure	1
6	Ventilateur de test	1
7	Pièces pour l'assemblage	TBD

3.7.2 Choix de la tuyauterie optimale

La fabrication des pièces mécaniques mentionnées dans la section précédente sera assurée par le partenaire industriel. Une étude comparative des matériaux pouvant être utilisés pour la fabrication des composantes du banc d'essai a été menée, comme le présente le Tableau 11 ci-dessus.

Tableau 11 : Comparaison technico-économique

Matériau / Type	Avantages	Inconvénients
Acier galvanisé spiral	Très répandu, robuste et coût modéré.	Lourd, assemblage par collier/bride.
Acier inoxydable	Excellente résistance à la corrosion.	Coût élevé (2× acier galvanisé).
Aluminium lisse	Légèreté, Résistance modérée à la corrosion.	Plus cher que galvanisé, sensible aux chocs.
PVC rigide	Léger, bon marché, Facile à découper.	Surface intérieure moins lisse, non métallique (turbulence).

À la suite des échanges avec le partenaire industriel et en se basant sur les recommandations de la norme AMCA, des conduites en acier galvanisé spiral ont été retenues. Rigides, circulaires et présentant une surface intérieure lisse, elles permettent de réduire les pertes de charge. Ce choix représente la solution la plus appropriée du point de vue technico-économique, tout en offrant une bonne fiabilité ainsi qu'une fabrication et un remplacement plus faciles.

3.7.3 Dossier technique

Après la conception du banc d'essai conformément à la configuration numéro 16 de la norme AMCA, le dossier technique a été élaboré. Celui-ci a confirmé la pertinence du travail réalisé ainsi que son intérêt pour les étapes subséquentes de fabrication et d'installation dans son bâtiment. Les annexes 1 à 3 présentent l'ensemble des éléments de base nécessaires à la réalisation du banc d'essai.

3.8 Déploiement optimal des instruments de mesure

Dans le cadre d'une participation à la 7e Conférence internationale sur l'industrie du futur et la fabrication intelligente (ISM), une étude a été menée sur le positionnement optimal des capteurs afin d'évaluer les performances d'un ventilateur dans des conditions normales de fonctionnement sur un banc d'essai conforme à la norme AMCA.

Les approches conventionnelles, fondées sur l'utilisation de capteurs fixes et de relevés manuels, montrent certaines limites, notamment pour la détection de phénomènes transitoires ou de perturbations locales. Aujourd'hui, l'intégration de capteurs intelligents (IoT) permet de recueillir des données en temps réel et d'en faciliter l'analyse, ce qui améliore de manière importante le suivi des systèmes de ventilation.

Les mesures doivent être réalisées à l'aide d'instruments étalonnés, et des analyses d'incertitude sont exigées afin de garantir que les résultats se situent dans un intervalle de confiance de 95 %. Par exemple, les mesures de pression utilisent généralement des tubes de Pitot statique et des manomètres à colonnes de liquide, avec des procédures d'étalonnage couvrant plusieurs points pour assurer une précision de ±1 Pa ou de 1 % de l'échelle complète. De même, les débits d'air sont déterminés à l'aide de traverses de Pitot ou de buses de mesure, à condition que des seuils minimaux de vitesse soient respectés pour garantir la fiabilité des relevés[10].

3.8.1 Étude comparative des travaux de recherche antérieurs

Sur la ventilation connectée et les capteurs IoT :

- Vrushank Mistry (2023) [14] : a montré que les capteurs IoT transforment la surveillance des ventilations, en rendant le suivi des variables (température, humidité, débit, vibrations) continu et en temps réel.
- Khan et al. (2024) [15] : ont utilisé un réseau de capteurs à faible coût sur des ventilateurs de plafond. Grâce à l'apprentissage automatique, ils ont ajusté

automatiquement la vitesse des ventilateurs et réduit la consommation d'énergie de 50 %.

- Andreica et Offenberg (2023) [16] : ont combiné les données IoT avec un modèle d'apprentissage profond (U-Net modifié) et un algorithme d'optimisation pour améliorer la détection des défauts dans les ventilateurs axiaux, à partir de données issues de tests AMCA.

Limite commune : ces travaux se concentrent sur l'analyse des données ou la détection des anomalies, mais pas sur la méthode de placement optimal des capteurs IoT eux-mêmes.

Sur la simulation numérique (CFD) :

- Zhu et al. (2022) [17] : ont utilisé la CFD pour modéliser la distribution de température dans une serre, puis ont conçu un système de contrôle intelligent IoT basé sur ces résultats.
- Y. Lang et al (2025) [18] a combiné CFD + Réseau de Neurones artificiels (ANN) pour optimiser le placement de capteurs IoT destinés à la prédiction de sources de gaz (précision de 97,22 %).

Limite commune : ces approches sont intéressantes mais concernent des systèmes différents (serres, dispersion de gaz, etc.) et ne respectent pas les normes AMCA utilisées dans les ventilateurs industriels.

- Problème identifié :

Malgré ces avancées, il manque une méthodologie spécifique pour le positionnement optimal des capteurs IoT pour l'analyse de performances des ventilateurs miniers axiaux, qui soit fondée sur la dynamique réelle du flux (CFD), alignée sur les normes expérimentales AMCA 210-16 et permette une validation avant déploiement réel.

3.8.2 Méthodologie

Cette étude utilise un modèle de dynamique des fluides numérique (CFD) appliqué à un ventilateur minier axial afin de simuler les schémas d'écoulement d'air et d'identifier les emplacements optimaux pour les instruments de mesure basés sur l'IoT[19]. La méthodologie numérique employée dans ce travail repose sur un modèle validé issu d'une étude précédente de mon collègue Seyyed Mojtaba Fakhari [20], qui a été confirmé par des résultats expérimentaux et constitue un cadre fiable pour la prédiction des champs aérodynamiques et de pression dans les systèmes de ventilation minière.

a) Configuration et conditions du modèle géométrique du ventilateur

La performance aérodynamique d'un ventilateur axial de 1 m (42 pouces) de diamètre avec un moyeu de 0,5 m (21 pouces), dans des conditions de fonctionnement réalistes, est simulée à l'aide du solveur ANSYS CFX. Dans la nouvelle étude réalisée, la performance aérodynamique d'un ventilateur axial de 1.37 m (54 pouces) de diamètre, dans des conditions de fonctionnement réalistes, est simulée à l'aide du solveur ANSYS CFX afin de guider le positionnement optimal des capteurs de vitesse et de pression basés sur l'IoT en fonction des caractéristiques du champ d'écoulement.

Les équations régissant l'écoulement résolues sont les équations de Navier–Stokes moyennées de Reynolds (RANS) tridimensionnelles et incompressibles, couplées au modèle de turbulence SST (Shear Stress Transport)[21]. La décomposition des variables de solution dans les équations de Navier–Stokes instantanées en leurs composantes moyenne et fluctuante conduit à l'opération de moyennage de Reynolds[22, 23].

Pour des grandeurs telles que la vitesse, la pression et d'autres scalaires, les expressions suivantes peuvent être utilisées :

$$q = \bar{q} + q' \quad \textbf{(35)}$$

$\bar{q}$ Et q', sont respectivement la valeur moyennée dans le temps et la composante fluctuante.

Après avoir substitué les expressions ci-dessus dans les équations instantanées de continuité et de quantité de mouvement, puis effectué le moyennage dans un repère cartésien, celles-ci peuvent s'exprimer comme suit :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad \textbf{(36)}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_l}{\partial x_l}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(-\overline{\rho u_i' u_j'}\right)_y \quad \textbf{(37)}$$

La géométrie du ventilateur comprend un conduit d'entrée, une rangée de pales en rotation et une zone d'expansion en sortie. Le rotor est modélisé à l'aide d'un repère tournant fixé à 1780 tours par minute, ce qui correspond aux vitesses de fonctionnement typiques des systèmes de ventilation minière. La condition limite d'entrée est définie comme un profil de vitesse uniforme de 46 m/s, correspondant à la vitesse d'entrée observée expérimentalement. La condition limite de sortie impose une pression statique de 0 Pa (jauge) afin de simuler le refoulement dans un plénum ouvert. Des conditions de paroi sans glissement sont appliquées à toutes les surfaces solides, et une intensité de turbulence de 5 % est imposée à l'entrée avec une longueur de turbulence estimée à 0,05 m.

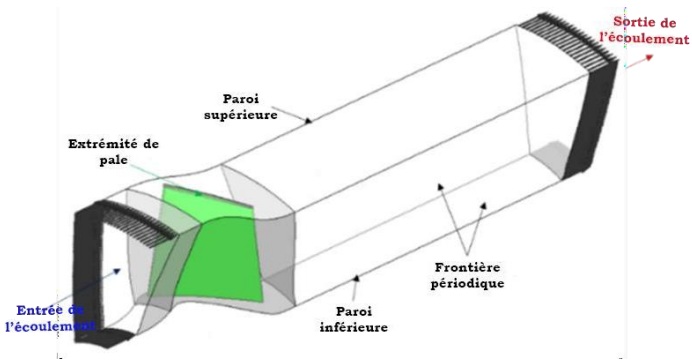


Figure 29 : Domaine de calcul périodique

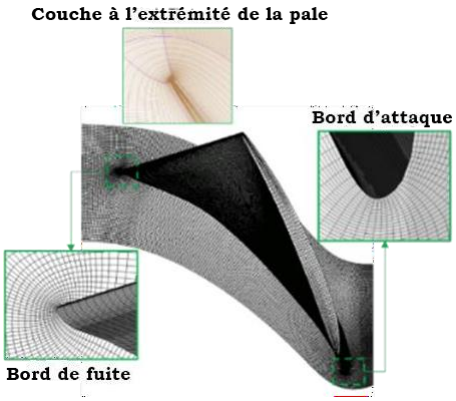


Figure 30 : Détails du maillage numérique

La Figure 29 ci-dessus montre le domaine de calcul, qui comprend un seul passage inter-aubes, utilisé pour modéliser la cascade du ventilateur axial en appliquant une condition de périodicité translationnelle. Un maillage structuré hexaédrique a été généré à l'aide d'ANSYS TurboGrid, avec un raffinement local dans les zones critiques proches des bords d'attaque et de fuite des pales, ainsi que près des surfaces du moyeu et de la caractérisation. La Figure 30 ci-dessus détaille le maillage hexaédrique structuré ainsi que la résolution au voisinage des parois retenues pour le modèle SST. Le maillage final comporte environ 3,1 millions d'éléments, avec 20 couches d'inflation de la couche limite appliquées à proximité de toutes les parois. La hauteur de la première cellule a été ajustée de manière à maintenir une valeur de y^+ inférieure à 5 sur l'ensemble des surfaces des pales, garantissant une résolution suffisante en

proche paroi pour le modèle SST. La qualité du maillage a été vérifiée afin d'assurer une orthogonalité supérieure à 20°, une distorsion maximale inférieure à 0,9, ainsi qu'un rapport volumique inférieur à 5.

Le solveur a été configuré avec un schéma de discrétisation d'ordre deux pour les équations de quantité de mouvement et de turbulence. L'accouplement pression-vitesse a été traité à l'aide de l'algorithme SIMPLEC, et les critères de convergence ont été fixés à 1×10^{-5} pour les résidus RMS, avec une tolérance de déséquilibre du débit massique inférieure à 0,2 %. Les simulations ont été réalisées en régime permanent, et des simulations URANS (Unsteady RANS) supplémentaires ont été effectuées pour certains cas afin d'analyser le comportement transitoire, en particulier dans des conditions de débit réduit susceptibles de conduire au décrochage ou à l'apparition d'instabilités[24].

b) Validation expérimentale du modèle numérique :

La méthodologie numérique (CFD) utilisée dans cette étude avait déjà été validée dans un travail précédent[20]. Les résultats numériques ont été comparés rigoureusement à des mesures expérimentales obtenues à partir d'un banc d'essai conforme aux normes AMCA.
Comme le montre la Figure 31 ci-après, la validation a porté sur les caractéristiques de la pression totale en fonction du débit volumique d'air, pour une gamme d'angles de calage des pales. Les courbes pression-débit prédites numériquement présentent une forte concordance avec les tendances expérimentales mesurées, confirmant la capacité du modèle à reproduire le comportement aérodynamique des ventilateurs axiaux sous différentes configurations géométriques.

Pour chaque angle de pale, les résultats reproduisent le déclin parabolique attendu de la pression totale à mesure que le débit augmente, en suivant de près la forme des courbes expérimentales. Ce niveau de concordance justifie la réutilisation du cadre

CFD validé pour les études de déploiement de capteurs menées dans ce travail, garantissant que l'analyse des champs d'écoulement et l'instrumentation virtuelle reposent sur une base aérodynamique fiable.

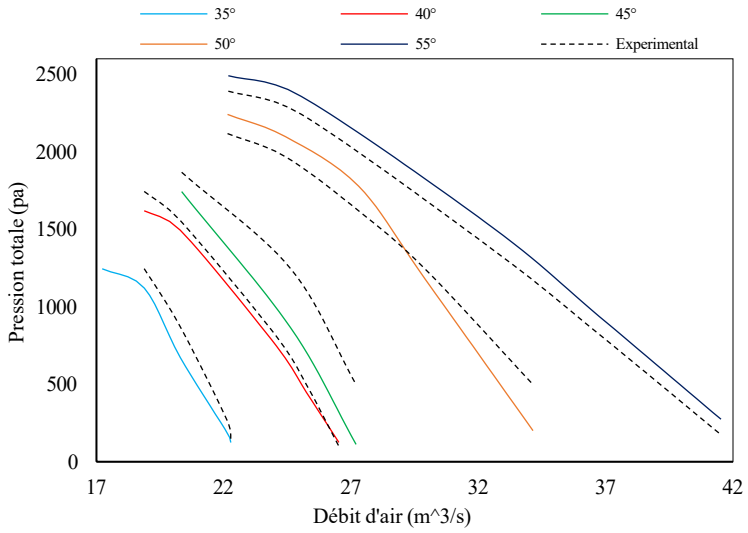


Figure 31 : Mesures expérimentales comparées aux résultats numériques pour différents angles de calage des pales[20].

c) Cadre de placement des capteurs guidé par la CFD :

Afin d'explorer le déploiement optimal des instruments de surveillance de performance des ventilateurs miniers axiaux, cette étude adopte une approche guidée par la CFD pour émuler le comportement et la sensibilité des capteurs de pression, de vitesse, de vibration et de couple à partir de résultats numériques haute-fidélité. Plutôt que de recourir à des capteurs physiques, la réponse attendue de ceux-ci est simulée en sondant l'espace de solution numérique en divers emplacements stratégiques. Cela permet d'évaluer la sensibilité spatiale, la plage dynamique et la capacité de chaque capteur virtuel à détecter les caractéristiques d'écoulement pertinentes pour la surveillance des performances et la détection des défaillances.

L’instrumentation émulée suit les critères de performance spécifiés dans la norme AMCA 210-16[10], avec des sondes simulées reproduisant les principes de mesure utilisés dans les laboratoires d’essai réels. Plus précisément :

Les capteurs de pression sont modélisés numériquement en extrayant les valeurs locales de pression statique et de pression totale sur des plans de sections transversales, conformément aux emplacements de conduits décrits dans la norme AMCA[25]. Les relevés simulés proviennent de sondes de pression basées sur les surfaces à l’intérieur du domaine maillé. Les mesures de vitesse sont émulées en reconstruisant les lectures de tubes de Pitot statique à partir des pressions totale et statique issues des résultats numériques, puis en appliquant le principe de Bernoulli pour déterminer les vitesses locales.

Ces valeurs sont ensuite moyennées sur plusieurs positions radiales et circonférentielles, en utilisant à la fois les méthodes de traversée en aires égales et en échelle logarithmique, conformément aux procédures recommandées par l’AMCA.

Les capteurs de température sont inclus comme éléments de substitution en vue d’un futur couplage avec des modèles thermiques. Leur placement est basé sur les zones de fort mélange de l’écoulement ou à proximité des frontières thermiques, avec des valeurs initiales fixées à partir d’une température d’air supposée constante.

3.8.3 Résultats et discussions

Afin de satisfaire aux exigences de la norme AMCA 210-16 pour les essais de performance aérodynamique, la section de test virtuelle a été conçue avec un conduit d’entrée rectiligne de 4 m et une extension de sortie de 15 m. Cette configuration garantit le développement de conditions d’écoulement pleinement établies et minimise les perturbations en amont et en aval lors de l’évaluation des capteurs virtuels.

a) Caractéristiques de performance du ventilateur :

La Figure 32 ci-dessous présente les caractéristiques de performance du ventilateur pour un angle de calage des pales de 45°. La pression totale diminue d’abord avec

l'augmentation du débit d'air, puis s'élève jusqu'à un maximum local autour de 45 m³/s, avant de décroître de nouveau. Ce comportement à double pic reflète des phénomènes d'écoulement complexes tels que le décrochage partiel à faible débit et la surcharge à débit élevé.

La consommation de puissance diminue de façon continue à mesure que le débit augmente, ce qui indique que le ventilateur requiert davantage d'énergie à faible débit, généralement en raison d'une résistance accrue et d'un rendement aérodynamique plus faible dans les zones proches du décrochage ou du pompage.

La courbe de rendement présente une tendance typique en forme de cloche. Elle augmente avec le débit jusqu'à atteindre un maximum d'environ 68 % autour de 45 m³/s, puis commence à décliner. Cela suggère que le ventilateur fonctionne de manière optimale à proximité de ce débit.

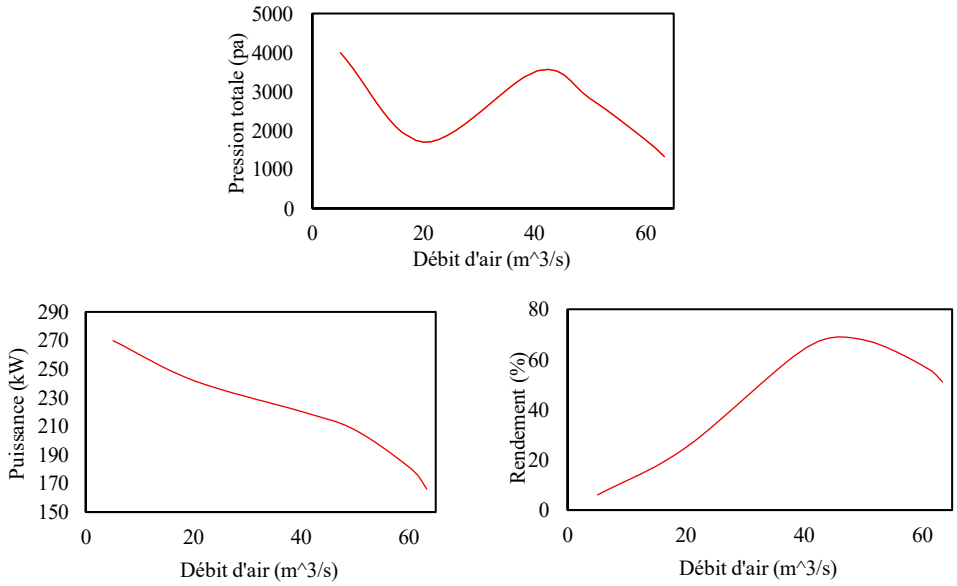


Figure 32 : Caractéristiques de performance d'un ventilateur de 1,37 m de diamètre pour un angle de pale de 45°.

Les profils longitudinaux de pression totale, présentés dans la Figure 33 ci-dessous, ont été extraits le long de l'axe central du conduit et utilisés pour orienter la stratégie de placement des capteurs. Les courbes révèlent un comportement distinct de la pression à travers le domaine. La pression totale augmente fortement entre 0,25 m et 0,45 m, coïncidant avec l'apport d'énergie du rotor, avant de se stabiliser dans la zone de sillage. Ces variations valident le choix de plusieurs plans de surveillance situés à 0,2 m, 1,5 m et 12 m en direction longitudinale, où les gradients abrupts et les zones d'équilibre peuvent être capturés.

Le positionnement de capteurs virtuels dans les régions à fort gradient, en particulier près de x = 0,35 m où la pression totale atteint un pic, garantit une sensibilité accrue aux instabilités de l'écoulement ou aux variations de performance. En échantillonnant les paramètres locaux de l'écoulement à chaque position longitudinale et en simulant les relevés des capteurs, cette analyse permet une évaluation quantitative de la résolution du signal, de la sensibilité et de la redondance[26]. Elle soutient ainsi le développement d'un cadre robuste de déploiement des capteurs, guidé numériquement et conforme aux bonnes pratiques définies par l'AMCA.

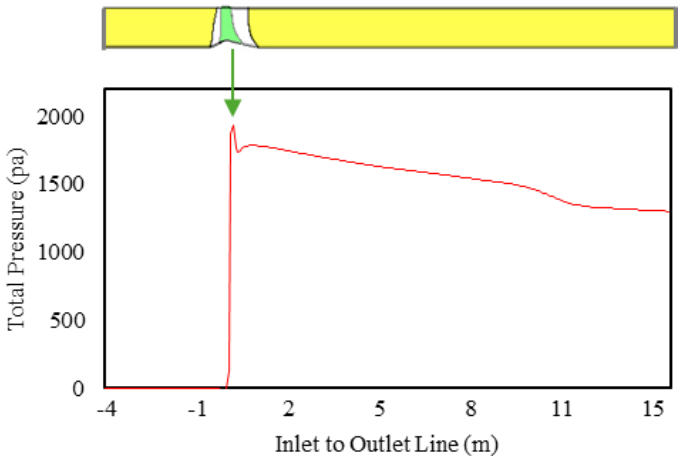


Figure 33 : Profils de la pression totale selon l'axe longitudinal

L'approche numérique est d'abord validée dans des conditions de pression atmosphérique. Comme l'illustre la Figure 34 ci-dessous, les caractéristiques de performance du ventilateur sont mesurées en faisant varier la pression statique de sortie afin de reproduire des scénarios réels de ventilation souterraine. Dans des conditions atmosphériques, le ventilateur fournit un débit d'environ 63,4 m³/s, avec une élévation moyenne de pression de 1322 Pa et une puissance absorbée d'environ 165,6 kW. Sur la base de l'équation **(38)** de rendement du ventilateur [27, 28], le rendement calculé est d'environ 51 % :

$$\eta = \frac{Puissance\ de\ l'air}{Puissance\ d'entrée} = \frac{\Delta P.\ Q}{T \times \omega} \times 100\% \qquad \textbf{(38)}$$

Avec :

η : Rendement du ventilateur (%).

ΔP : Augmentation de pression à travers le ventilateur (Pa).

Q : Débit volumique (m³/s).

T : Couple à l'arbre (N.m).

ω : Vitesse angulaire (rad/s).

Lorsque la pression statique de sortie est augmentée jusqu'à 500 Pa, la pression totale s'élève à 1698 Pa (Figure 34.d), tandis que le débit d'air diminue légèrement à 60,5 m³/s (Figure 34.a). Parallèlement, la puissance absorbée augmente pour atteindre 180 kW (Figure 34.b), ce qui entraîne une amélioration du rendement du ventilateur à environ 57 % (Figure 34.c). Cette tendance se poursuit jusqu'à ce que la pression statique dépasse 3000 Pa. Les quatre graphiques de la Figure 34 fournissent un éclaircissement sur les indicateurs clés de performance à mesure que la pression statique augmente dans le système, simulant une résistance croissante comme dans un réseau de ventilation souterrain réel.

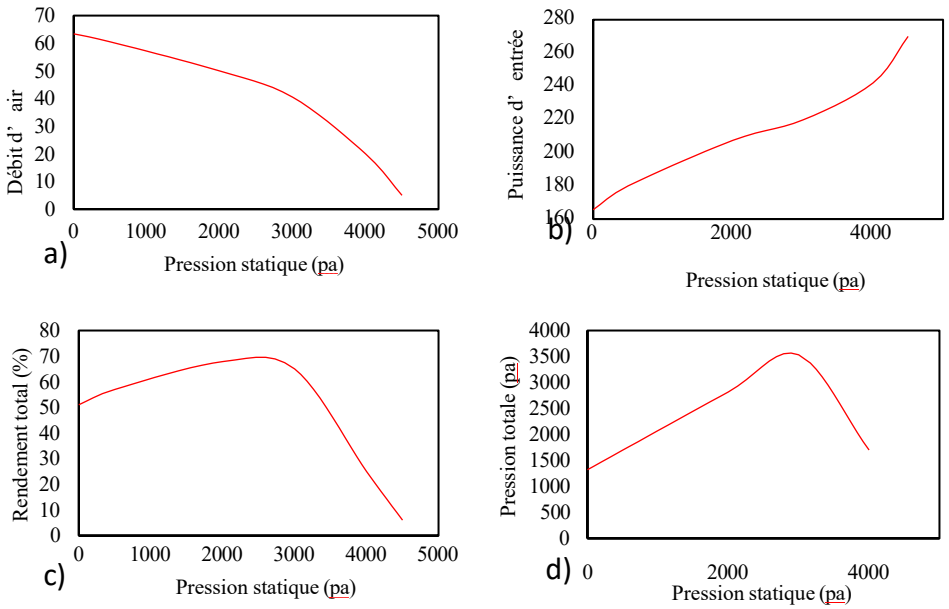


Figure 34 : Indicateurs CFD de décrochage du ventilateur

- **Interprétation du décrochage :**

Le débit d'air est maximal, soit environ 63 m³/s, lorsque la pression statique est nulle ($\Delta P = 0$ Pa). À ce point, le ventilateur fonctionne en débit libre, sans résistance imposée par le réseau. Lorsque la pression statique augmente jusqu'à 4000 Pa, le débit diminue progressivement jusqu'à atteindre moins de 5 m³/s (Figure 34.a). Cette chute importante indique que le ventilateur n'est plus en mesure de maintenir l'écoulement lorsque le système devient étranglé, ce qui constitue un précurseur fréquent des conditions de décrochage. Le décrochage peut apparaître lorsque le ventilateur est contraint de fonctionner à faible débit sous une pression statique élevée. Cette situation correspond à une demande importante du réseau de ventilation, c'est-à-dire à une résistance élevée imposée à l'écoulement par les conduites, les coudes, les obstacles ou les restrictions présentes dans le circuit. Dans ces conditions, le point de fonctionnement se déplace vers une zone instable de la courbe de performance du

ventilateur, ce qui réduit la marge de stabilité et peut entraîner une séparation de l'écoulement au niveau des pales.

La puissance absorbée augmente de manière continue, passant d'environ 165 kW à 0 Pa à près de 270 kW à 5000 Pa (Figure 34.b). Lors du décrochage, le ventilateur continue de consommer une puissance élevée malgré la dégradation de ses performances. Les forces aérodynamiques déséquilibrées générées durant cette phase peuvent induire des vibrations nuisibles ou une fatigue des pales, pouvant éventuellement mener à une défaillance.

La Figure 34.c illustre l'évolution du rendement du ventilateur. Celui-ci s'améliore dans un premier temps, atteignant un maximum d'environ 70 % entre 2000 et 2500 Pa, puis chute rapidement au-delà de 3000 Pa, pour descendre sous les 20 % à 5000 Pa. Cette tendance correspond à l'état de décrochage observé dans les courbes de pression totale et de débit d'air, confirmant que le ventilateur ne fonctionne efficacement que jusqu'à un certain niveau de résistance.

La Figure 34.d, indique que la pression totale augmente avec la contre-pression jusqu'à environ 3500 Pa, où elle atteint un pic (environ 3600 Pa), avant de chuter brutalement à moins de 1500 Pa à 4000 Pa. Cette chute soudaine de la pression totale, malgré l'augmentation de la contre-pression, constitue un signe caractéristique du déclenchement du décrochage, lorsque l'écoulement commence à se séparer des surfaces des pales, réduisant ainsi la performance et la stabilité du ventilateur.

b) Positionnement des Capteurs virtuels :

Les emplacements des capteurs virtuels ont été sélectionnés sur la base d'une analyse détaillée du champ d'écoulement issu des résultats numériques, en mettant particulièrement l'accent sur :

- Les contours de vitesse longitudinale ont été analysés afin d'identifier les zones de forte accélération ou décélération, indicatrices de variations de performance ou de blocages.
- Les structures de sillage et les vortex de fuite en bout de pale, où prennent naissance les instabilités d'écoulement ou les pertes aérodynamiques, ont également été étudiés.
- Enfin, les zones de récupération de pression ont été considérées, car elles offrent des références stables pour l'étalonnage des capteurs et la vérification de l'intégrité du système.

Des sondes numériques ont ainsi été placées de manière stratégique à plusieurs positions axiales dans le domaine de calcul afin de simuler le comportement réaliste de capteurs pour la surveillance des performances et la détection du décrochage dans un système de ventilation canalisé[29].

- Une sonde virtuelle de type Pitot-statique a été placée à environ 10 diamètres de conduit (13 m) en aval du rotor, conformément aux recommandations des normes ISO 5801 et AMCA 210-16 pour la mesure de pression. Cet emplacement permet de capter un écoulement pleinement développé, en minimisant les effets locaux de turbulence et de rotation, garantissant ainsi des relevés fiables de pression statique et totale pour évaluer la performance de sortie du ventilateur.
- Des sondes supplémentaires ont été intégrées dans la région du ventilateur afin de surveiller des grandeurs dynamiques telles que le couple sur l'arbre moteur, les fluctuations de pression et les gradients de vitesse. Ces sondes reproduisent la fonction de capteurs réels tels que les jauges de contrainte, les capteurs de couple ou les accéléromètres, utilisés pour détecter les variations de charge sur les pales, les forces instationnaires ou les réponses vibratoires, indicatrices de décrochage aérodynamique ou d'instabilités [30].

La sortie de chaque capteur a été systématiquement enregistrée et corrélée avec les indicateurs de performance globaux, incluant l'élévation de pression totale, le couple sur l'arbre et le débit volumique, afin d'évaluer sa réactivité face aux variations des conditions d'écoulement. La disposition des capteurs proposée dans cette étude est illustrée dans le schéma suivant (Figure 35) ainsi que le Tableau 12 récapitulatif des instruments sélectionnés. Le domaine périodique représente le domaine numérique, incluant l'entrée, la sortie et la zone des pales.

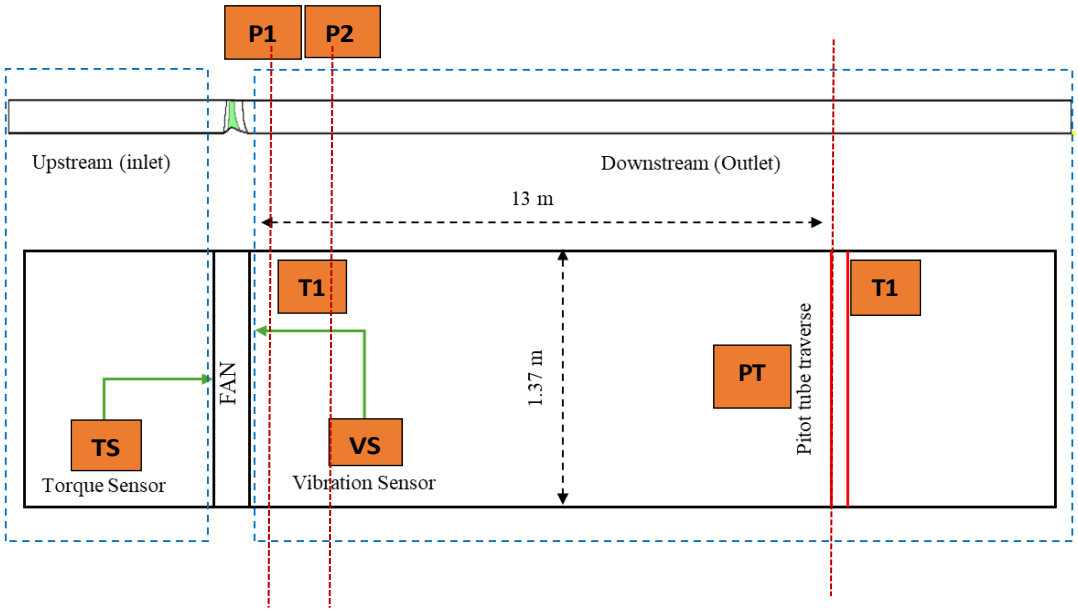


Figure 35 : Disposition CFD des capteurs aux plans 0,2 m, 1,5 m et 12–13

Tableau 12 : Emplacement des capteurs virtuels

Capteur virtuel	Position (x : distance depuis le rotor)	Zone	Paramètres mesurés
TS : Capteur de couple	X ≈ 0 m	Sur l'arbre moteur du ventilateur.	Couple transmis (T)
VS : Capteur de vibrations	X ≈ 0 m	Proche du moyeu du ventilateur ou sur la carcasse.	Accélération, amplitude vibratoire
P1 : Capteur de pression et de vitesse	X ≈ 0.2 m	Immédiatement en aval du rotor.	Pression statique / totale, vitesse locale
P2 : Capteur de pression et de vitesse	X ≈ 1.5 m	Zone de transition du flux.	Pression statique / totale, vitesse moyenne
PT : Pitot Tube Traverse	X = 13 m (≈ 10 D aval)	Section aval (Downstream Outlet).	Pression statique et totale → débit volumique
T1 : Capteur de Température	X ≈ 12–13 m ou près des parois de conduit.	Zone de mélange thermique / parois internes.	Température du flux

c) Détection et prévention des instabilités :

Après avoir placé les sondes dans leurs positions optimales, il est essentiel d'interpréter et d'analyser le comportement du ventilateur sous différentes conditions de fonctionnement afin d'identifier les tendances de performance et de détecter les signes d'instabilité de l'écoulement ou de décrochage. En corrélant les sorties numériques des capteurs avec ces tendances de performance, il devient possible de reconnaître précocement les instabilités :

- Capteur de couple placé sur l'arbre moteur, capteur de vibrations installé près du moyeu ou des pales : une augmentation des fluctuations de couple ou de

l'amplitude vibratoire lorsque la pression statique dépasse 3000 Pa confirmerait un comportement de décrochage dynamique ou d'autres instabilités.

- Sondes de pression statique et totale installées à 13 m en aval : lorsque la pression totale diminue malgré l'augmentation de la résistance du système, cela constitue une indication forte de séparation de l'écoulement ou d'instabilité.

Fixation des seuils opérationnels de manière que le ventilateur ne dépasse pas 3000 Pa de pression statique, zone dans laquelle les performances restent optimales et avant l'apparition des symptômes de décrochage. Le Tableau 13 ci-dessous résume la zone d'alerte de décrochage sur la base des courbes de performance.

Tableau 13 : Résumé des données de la zone d'alerte de décrochage

Paramètre	Zone stable	Zone de transition	Zone d'alerte (Décrochage)
Pression statique (Pa)	0 – 2500	2500 – 3000	> 3000
Débit d'air (m^3/s)	> 50	40 – 50	< 40
Pression totale (Pa)	Tendance croissante	Pic	Chute brutale
Puissance (kW)	< 230	230 – 260	> 260
État du ventilateur	Stable	Risque émergent	Décrochage probable

d) Utilisation des données pour la maintenance prédictive :

Les sorties des capteurs en temps réel (pression, couple, vibrations) pourraient être comparées aux profils issus des simulations numériques afin de développer des modèles prédictifs de détection d'instabilités basés sur l'IA.

En exploitant les cartes d'écoulement issues de la simulation numérique, cette approche guide le placement optimal des capteurs pour des systèmes de surveillance en temps réel basés sur l'IoT, permettant la détection précoce des instabilités aérodynamiques (décrochage, blocage) et autorisant un contrôle automatisé des ventilateurs ainsi qu'une

maintenance prédictive. L'intégration de l'IoT avec des modèles de simulation validés fournit une base solide pour le développement de réseaux de ventilation intelligents et adaptatifs, améliorant la sécurité opérationnelle, réduisant la consommation énergétique et soutenant la mise en œuvre de jumeaux numériques dans les environnements miniers.

Cette méthodologie peut être étendue aux réseaux de ventilation multi-ventilateurs, intégrant l'acquisition de données en temps réel et des algorithmes de contrôle en boucle fermée, ce qui en fait un atout précieux dans la transition vers des systèmes miniers souterrains compatibles avec l'Industrie 4.0.

CONCLUSION ET PERSPECTIVES

La ventilation souterraine demeure un pilier de la sécurité et de la santé des travailleurs en milieu minier, en assurant le renouvellement continu de l'air et l'évacuation des gaz et poussières. Ce projet de maîtrise a permis de concevoir et d'expérimenter un banc d'essai AMCA 210-16 reproduisant les conditions de la catégorie D, avec conduits d'entrée et de sortie, afin d'établir des courbes de performance fiables pour les ventilateurs miniers axiaux développés par Hyperflo. Les essais comparatifs ont révélé que le diagramme 16 offrait la solution la plus adaptée aux contraintes logistiques et dimensionnelles du bâtiment de test, tout en garantissant la conformité aux exigences normatives.

Dans un premier temps, ce travail a permis d'analyser les exigences de la norme ANSI/AMCA 210-16 afin d'identifier les configurations d'essai applicables aux ventilateurs axiaux de grand diamètre. Cette analyse a constitué une étape essentielle pour sélectionner une configuration de banc d'essai compatible avec les objectifs de performance du partenaire, mais aussi avec les contraintes d'installation réelles de l'entreprise. Les différentes composantes nécessaires au fonctionnement du banc ont été étudiées, notamment les conduites d'entrée et de sortie, les pièces de transitions, le dispositif de régulation du débit, les redresseurs d'écoulement, les sections de mesure ainsi que les emplacements possibles des instruments. Cette démarche a permis de proposer une solution cohérente, normalisée et adaptée aux ventilateurs miniers axiaux de grande taille.

Une contribution importante du mémoire concerne également l'intégration des contraintes géométriques et logistiques dans la conception du banc d'essai. Les dimensions disponibles dans le bâtiment de test ont été prises en compte afin d'évaluer la faisabilité des différentes configurations. Les longueurs de conduites exigées par la norme, les diamètres des ventilateurs à tester et les dimensions des transitions ont été comparés aux limites physiques de l'espace disponible. Cette analyse a montré que certaines configurations initialement envisagées devenaient difficiles à intégrer pour

les ventilateurs de grand diamètre, en particulier pour les modèles allant jusqu'à 84 po. Ces résultats ont donc conduit à revoir la configuration proposée et à privilégier une solution plus réaliste, permettant d'assurer à la fois la conformité normative et la faisabilité d'implantation.

Le projet a également permis de proposer une conception modulaire du banc d'essai, capable de couvrir une large gamme de ventilateurs. L'utilisation d'une conduite de mesure adaptée, combinée à des pièces de transition interchangeables, représente une solution pratique pour limiter le nombre de modifications mécaniques nécessaires lors du passage d'un diamètre de ventilateur à un autre. Cette approche contribue à améliorer la flexibilité du banc, à réduire les coûts potentiels de fabrication et à faciliter son utilisation future dans un contexte industriel.

Les travaux réalisés ont aussi permis de définir les principaux paramètres de performance à mesurer, notamment le débit volumique, la pression statique, la pression totale, la puissance absorbée et le rendement. Les formules de performance associées ont été présentées afin d'assurer une interprétation rigoureuse des résultats expérimentaux. L'objectif est de permettre, une fois le banc réalisé, la production de courbes de performance représentatives du comportement réel des ventilateurs. Ces courbes seront essentielles pour comparer les performances mesurées aux données du fabricant, valider les modèles de ventilateurs et soutenir éventuellement une démarche de certification AMCA.

Par ailleurs, une étude technico-économique a été menée afin d'orienter le choix des matériaux et des solutions de tuyauterie les plus appropriées pour la fabrication du banc. Cette analyse a permis de comparer différentes options en tenant compte de critères tels que la rigidité, la durabilité, la facilité d'installation, le coût et l'adaptabilité aux conditions d'essai. Le choix des matériaux et des composants ne constitue donc pas seulement une décision mécanique, mais aussi un élément déterminant pour assurer la viabilité globale du projet.

Un déploiement optimal des capteurs de performance a été proposé dans le cadre d'une recherche publiée et validée. Cette approche représente une proposition

d'instrumentation future du banc de test, une fois celui-ci réalisé. Elle permettra de renforcer la portée scientifique du travail mené, en rendant possible la comparaison entre les résultats numériques obtenus à partir de capteurs virtuels et les données expérimentales qui seront recueillies ultérieurement à l'aide de capteurs réels installés sur le banc de test. Cette partie du travail a permis d'exploiter la CFD comme outil d'aide à la décision pour identifier les zones les plus pertinentes pour le positionnement des instruments de mesure. Les simulations numériques ont permis d'analyser l'évolution de l'écoulement dans le ventilateur et dans les conduites, en particulier les zones de variation de pression, les régions de récupération de l'écoulement et les sections où les mesures deviennent plus stables.

Pour approfondir les travaux réalisés dans cette étude et améliorer davantage la maintenance prédictive dans le secteur minier, plusieurs pistes d'évolution pratiques et réalisables peuvent être envisagées pour assurer la continuité du projet. Ces perspectives permettraient notamment de valider la pertinence du banc d'essai AMCA pour le suivi des performances des ventilateurs testés, tout en renforçant l'intégration d'une instrumentation plus précise et plus fiable.

- Validation expérimentale de la fiabilité du banc d'essai conçu :

Une fois le banc d'essai fabriqué, des essais expérimentaux de performance seront requis afin de confirmer la capacité du banc de test à mesurer correctement les performances des ventilateurs selon les exigences de la norme AMCA. Ces essais permettront également d'alimenter de futurs travaux de recherche grâce aux données recueillies, de perfectionner et d'optimiser la solution proposée en tenant compte des avancées scientifiques.

- Vérification expérimentale du plan d'instrumentation proposé à partir de l'étude numérique :

L'intégration de manière effective de l'instrumentation proposée à partir de l'étude CFD, afin de valider la pertinence des paramètres mesurés ainsi que leur adéquation avec les caractéristiques de performance des ventilateurs testés. Cette perspective

permettrait également d'envisager la généralisation de la solution développée vers une surveillance plus globale des réseaux de ventilation minière. Elle s'inscrit dans la continuité des travaux de recherche réalisés, tout en ouvrant la voie à un projet doctoral plus avancé.

- Développement d'un modèle interactif de détection des défauts, basé sur l'intégration d'un jumeau numérique :

La collecte en temps réel des données de performance des ventilateurs permettrait d'alimenter un jumeau numérique représentant le comportement du système testé. Ce modèle contribuerait à comparer les performances mesurées avec les performances attendues, à détecter précocement les écarts de fonctionnement et à raffiner progressivement la solution proposée. Cette approche favoriserait ainsi l'intégration d'un modèle d'apprentissage automatique à l'outil expérimental développé, afin d'orienter le projet vers une maintenance prédictive appliquée aux ventilateurs miniers, conformément aux exigences de suivi et de validation des performances selon la norme AMCA.

Ce projet contribuera significativement au renforcement de l'image de marque de notre partenaire industriel. Par ailleurs, la certification AMCA de ses produits constituera un levier important pour accroître leur crédibilité et leur fiabilité concurrentielle dans le secteur de la ventilation minière.

LISTE DE RÉFÉRENCES

[1] A. Zoubir, "Ventilation des mines souterraine; Cours et exercices," *Une-researchgate.net,* vol. 3, p. 12.

[2] C. Ars, J. Gauthier, and N. Florsch, "Underground ancient mine work ventilation modeling," *Journal of Archaeological Science: Reports,* vol. 37, p. 102805, 2021.

[3] A. Consultant, *Basic Mine Ventilation* (Pty Ltd). 2005.

[4] A. DOE, *Improving Fan System Performance—A Sourcebook for Industry* (US Department of Energy Efficiency and Renewable Energy: Washington, DC, USA). 1989.

[5] XPAIR. "Les ventilateurs centrifuges à action et à réaction " https://formation.xpair.com/cours/ventilateurs-centrifuges-action-reaction.htm (consulté le 13 août 2026).

[6] Hyperflo. "Ventilateurs VTX." https://www.hyperflo.ca/manufacture/modele-de-ventilateur-vtx/ (consulté le 13 août 2026).

[7] B. Chevalier, "Caractérisation des vibrations d'un faisceau de tubes soumis à un flux axial et à un jet transverse," Ecole Polytechnique, Montreal (Canada), 2024.

[8] S. Bianchi, A. Corsini, A. G. Sheard, and C. Tortora, "A critical review of stall control techniques in industrial fans," *International Scholarly Research Notices,* vol. 2013, no. 1, p. 526192, 2013.

[9] C. P. Yadav, S. N. Kumar, and L. Kumaraswamidhas, "Study of Axial Flow Fan Components and its Failure Affecting the Performance."

[10] *AMCA 210-16, ANSI/ASHRAE 51-16: Laboratory Methods of Testing Fans Certified Aerodynamic Performance Rating*, A. AMCA, 2016.

[11] *AMCA PUBLICATION 201-02 (R2011) : Fans and Systems*, 2011.

[12] C. Hanocq, "Les lois de similitude dans le domaine de la mécanique des fluides appliquée à l'étude des machines," *Mémoires de la Société des Ingénieurs Civils,* vol. 112, no. V, 1959.

[13] Hyperflo. "Ventilateurs CHK." https://www.hyperflo.ca/manufacture/modele-de-ventilateur-chk/ (consulté le 13 août 2026).

[14] V. Mistry, "The Role of IoT in Enhancing HVAC Control Systems," *J. Biosens. Bioelectron. Res,* vol. 115, pp. 2-5, 2023.

[15] H. R. Khan *et al.*, "Design and experimental results of an AIoT-enabled, energy-efficient ceiling fan system," *Sustainability,* vol. 16, no. 12, p. 5047, 2024.

[16] M. Andreica and A. Offenberg, "Hybrid Optimal Deep Learning with IoT Based Smart Based Monitoring and Maintenance System for Axial Flow Fan using Feature Optimization," *Journal of Advanced Zoology,* vol. 44, no. 3, 2023.

[17] Z. Zhu, Y. Li, and S. Gong, "Design and experiment of Internet-of-Things cooling system in glass greenhouse based on computational fluid dynamics simulation," *Journal of Agricultural Engineering,* vol. 54, no. 3, 2023.

[18] Y. Lang *et al.*, "A novel CFD-MILP-ANN approach for optimizing sensor placement, number, and source localization in large-scale gas dispersion from unknown locations," *Digital Chemical Engineering,* vol. 14, p. 100216, 2025.

[19] A. Fluent, "Ansys fluent theory guide," *(No Title),* 2023.

[20] S. M. Fakhari and H. Mrad, "Optimization of an axial-flow mine ventilation fan based on effects of design parameters," *Results in Engineering,* vol. 21, p. 101662, 2024.

[21] G. L. Podgaietsky, M. L. de Oliveira, and C. J. Hermes, "Model-based efficiency mapping and parametric analysis of low-pressure axial fans," *International Journal of Refrigeration,* vol. 144, pp. 136-144, 2022.

[22] R. Roul and A. Kumar, "Fluid-structure interaction of wind turbine blade using four different materials: numerical investigation," *Symmetry,* vol. 12, no. 9, p. 1467, 2020.

[23] N. Spotts and X. Gao, "A comparative study of turbulence models for RANS simulations of rotor 67," in *54th AIAA Aerospace Sciences Meeting*, 2016, p. 0608.

[24] S. M. Fakhari, S. Khalifa, and H. Mrad, "Optimal deployment of IoT-based measurement instruments for mine ventilation systems," *Procedia Computer Science,* vol. 277, pp. 3690-3699, 2026.

[25] H. H. Ko, C.-Y. Chung, and K.-Y. Kim, "An Estimation of Performance Test and Uncertainty of Measurement for a Large Axial-flow Fan Based on ANSI/AMCA 210 Standard*,* vol. 17, no. 2, pp. 24-29, 2014.

[26] D. C. Wilcox, "Formulation of the kw turbulence model revisited," *AIAA journal,* vol. 46, no. 11, pp. 2823-2838, 2008.

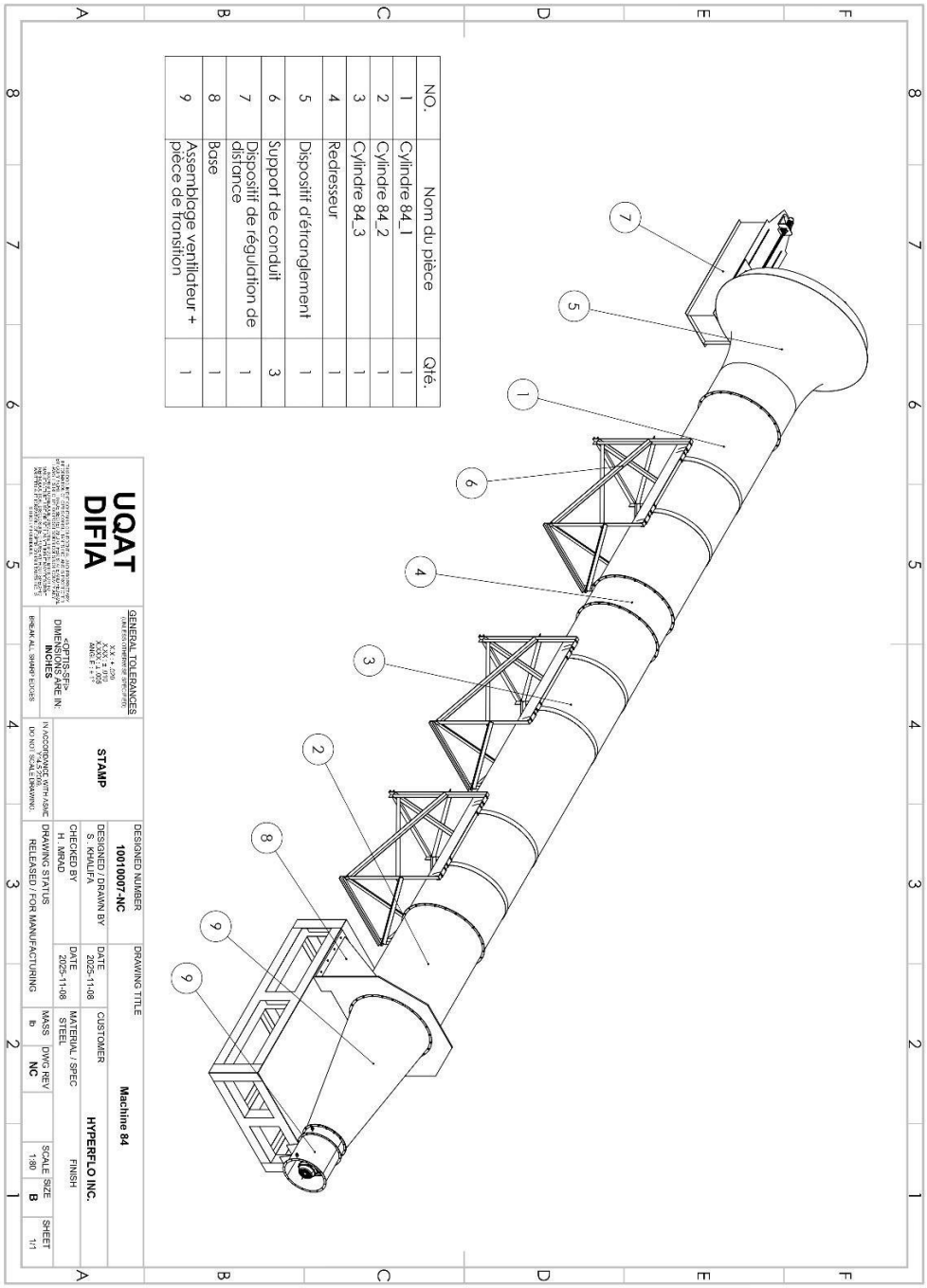
[27] F. Bleier, *Fan Handbook, selection, application and design*. McGraw Hill, 1998.

[28] G. L. Podgaietsky, M. L. C. de Oliveira, and C. J. L. Hermes, "Model-based efficiency mapping and parametric analysis of low-pressure axial fans," *International Journal of Refrigeration,* vol. 144, pp. 136-144, 2022, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2022.08.018.

[29] C. Jiang, M. Li, E. Li, and X. Zhu, "Investigation on unsteady flow characteristics in an axial-flow fan under stall conditions," *Processes,* vol. 8, no. 8, p. 958, 2020.

[30] A. Mouapi, H. Mrad, and A. Parsad, "Implementation of a reliability test protocol for a multimeasurement sensor dedicated to industrial applications of the Internet of things," *Measurement,* vol. 152, p. 107312, 2020/02/01/ 2020, doi: https://doi.org/10.1016/j.measurement.2019.107312 (consulté le 13 août 2026).

ANNEXE 1 – DESSINS D'ENSEMBLE DU BANC D'ESSAI AMCA-DIAGRAMME 16



NO.	Nom du pièce	Qté.
1	Cylindre 84_1	1
2	Cylindre 84_2	1
3	Cylindre 84_3	1
4	Redresseur	1
5	Dispositif d'étranglement	1
6	Support de conduit	3
7	Dispositif de régulation de distance	1
8	Base	1
9	Assemblage ventilateur + pièce de transition	1

UQAT DIFIA

GENERAL TOLERANCES
(UNLESS OTHERWISE SPECIFIED)
X ± .1
X.XX ± .05
X.XXX ± .010
ANG ± 1°

<OPTIS-SF>
DIMENSIONS ARE IN:
INCHES

BREAK ALL SHARP EDGES

STAMP

IN ACCORDANCE WITH ISO/IEC 14405-1:2016
DO NOT SCALE DRAWING

DESIGNED NUMBER
10010007-NC

DESIGNED / DRAWN BY
S. KHALIFA

CHECKED BY
H. MRAD

DRAWING STATUS
RELEASED / FOR MANUFACTURING

DRAWING TITLE
Machine 84

DATE
2025-11-08

DATE
2025-11-08

CUSTOMER
HYPERFLO INC.

MATERIAL / SPEC
STEEL

FINISH

MASS
lb

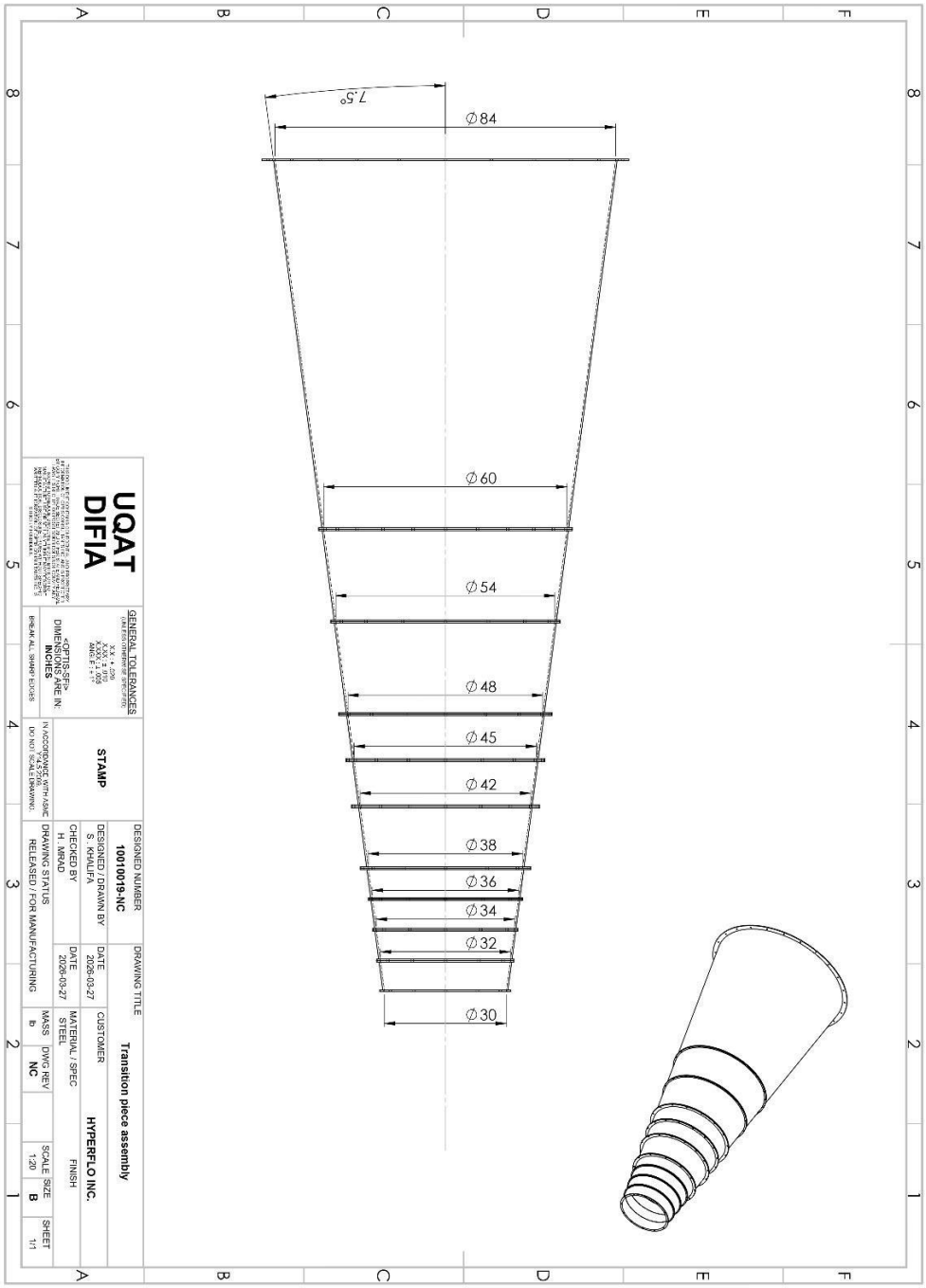
DWG REV
NC

SCALE
1:30

SIZE
B

SHEET
1/1

ANNEXE 2 – DESSINS DE DÉFINITION DE LA PIÈCE DE TRANSITION



ANNEXE 3 – DESSIN DE DÉFINITION DU REDRESSEUR DE CELLULE

