

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Ecole Nationale Polytechnique



Département de Génie Mécanique

Mémoire de Fin d'Etudes

Pour l'obtention du diplôme d'Ingénieur d'Etat en Mécanique

**CONCEPTION ET REALISATION D'UN BANC D'ESSAI POUR
VENTILATEUR CENTRIFUGE**

Proposé et encadré par :

- SMAILI Arezki
- GUERGUEB Brahim

Réalisé par :

- ANTAR Ihab
- BOURECHAK Tayeb

Promotion juin 2013

ملخص:

هذا المشروع تم بالتعاون مع مؤسسة معدات التبريد (م م ت) و مختبر الهندسة الميكانيكية و التطوير (م ه م ت) للمدرسة الوطنية المتعددة التقنيات. الهدف من هذا المشروع هو تصميم و انجاز منصة تجارب لمروحية الطرد المركزي تسمح بتحديد خصائص منحنيات الاداء. بناء على المعيار 5801 , تم اختيار الفئة أ لتصميم و انجاز منصة التجارب وفقا للمعايير الدولية. اختبارات اولية تم اجراؤها من بينها تطور الضغط الناتج عن المروحية و وفقا لتدفق الهواء. بصفة عامة, هذه النتائج اظهرت الاداء السليم لمنصة التجارب.

كلمات مفتاحية: التهوية, المراوح, مروحية الطرد المركزي, دراسة تدفق الهواء, ديناميك الهواء, المعايير

Résumé:

Ce projet a été réalisé en collaboration avec l'entreprise des équipements frigorifiques (EEF), et le laboratoire de Génie Mécanique et développement (LGMD) de l'ENP. Le but de ce projet est la conception et la réalisation d'un banc d'essais pour ventilateurs centrifuges permettant de déterminer les courbes caractéristiques de performances. En se basant sur la norme ISO 5801, la Catégorie A du banc d'essais a été retenue, ainsi conçue et fabriquée conformément aux standards internationaux. Des essais préliminaires ont été effectués incluant l'évolution de la dépression produite par le ventilateur en fonction du débit. En général, ces résultats ont montrés le bon fonctionnement du banc d'essais.

Mots clés : ventilation, ventilateurs, ventilateur centrifuge, aéraulique, aérodynamique, normes

Abstract:

This project has been carried out in collaboration with l'Entreprise des Equipements Frigorifiques (EEF) and (LGMD) of ENP the aim of this work is the development and design of an experimental setup in order to determine centrifugal fans performance characteristics. Based on the ISO 5801 standard, the type A of experimental setup has been adopted, and hence sized and designed in accordance to the international standards. Preliminary tests have been performed including the evolution of fan pressure as function of fluid flow rate. In general, these results has shown the good function of the experimental setup

Keywords: ventilation, fans, centrifugal fan, aeraulic, aerodynamic, standards.

Remerciements

Tout d'abord nous remercions Allah le tout puissant de nous avoir donné le courage et la patience de mener à bien notre projet de fin d'études.

Nous tenons à exprimer toute notre gratitude et faire part de nos profondes reconnaissances à nos deux promoteurs, Monsieur SMAÏLI Arzki, Professeur, et Monsieur GÜRĞÜEB Brahim, pour nous avoir fait confiance sur cette étude. On a énormément appris avec vous et vous nous avez toujours poussé et encouragé pour aller plus loin, chacun à sa manière.

Nos remerciements s'adressent ensuite au président de jurys : Professeur RECHAK Saïd, d'avoir présidé notre soutenance et examiné notre rapport

Nous tenons à remercier également Mr BENBRAÏKA Mohamed pour nous avoir honoré en acceptant d'examiner Notre travail;

Nous remercions aussi l'entreprise des équipements frigorifiques CEF pour leurs aides et collaboration dans la réalisation du projet.

Nous remercions vivement l'entreprise Tôle Métal pour sa contribution précieuse qui consiste en la fourniture de la tôle et son usinage

Nous n'oublions pas de remercier les enseignants du département de Génie Mécanique à l'école nationale polytechnique pour nous avoir offert, ainsi qu'à tous nos camarades de la promotion, une bonne formation au bout des trois années qu'on a passé ensemble sous le toit de notre département ;

Nous remercions aussi toutes les personnes qui ont pu nous aider un jour.

Ihab, Tayeb

Table des matières

Introduction générale	1
1 Généralités sur les ventilateurs	3
1.1 Types de ventilateurs	5
1.1.1 Ventilateurs axiaux	5
1.1.2 Ventilateurs centrifuges	7
1.1.3 Ventilateurs spéciaux	11
1.2 Systèmes de transmission pour les ventilateurs	13
1.2.1 Entraînement direct	14
1.2.2 Entraînement par accouplement élastique	14
1.2.3 Entraînement par courroie	15
1.2.4 Entraînement par engrenage	16
1.2.5 Rendement de la transmission	16
1.3 2. Paramètres caractérisant les ventilateurs	17
1.3.1 Le débit	17
1.3.2 Accroissement de pression totale du ventilateur	17
1.3.3 Puissance consommée par le ventilateur	18
1.3.4 Rendement totale du ventilateur	18
1.3.5 Caractéristiques du ventilateur	19
1.3.6 Caractéristiques du réseau	20
1.3.7 Point de fonctionnement d'un ventilateur	21
1.3.8 Association des ventilateurs	22
1.3.9 Lois de similitude	26
1.4 Normes et standards des essais aérauliques des ventilateurs	27
1.4.1 The Air Movement and Control Association (AMCA)	27
1.4.2 ISO/CEI	27
1.4.3 Catégories d'installation et montages	28
2 Conception et réalisation du banc d'essais	30
2.1 Dispositifs de mesure	31
2.1.1 Instruments de mesure de pression	32
2.1.2 Mesurage de la température	34
2.1.3 Mesurage de l'humidité	34
2.1.4 Mesurage de la vitesse de rotation	34
2.1.5 Détermination de la puissance absorbée	34
2.1.6 Détermination du débit	35

Table des matières

2.2	Caractéristiques géométriques du ventilateur	38
2.3	Dimensionnement et réalisation de la chambre d'essais	39
2.3.1	Calcul de la section de la chambre	41
2.3.2	Dimensionnement du redresseur de la chambre d'essais	41
2.3.3	Calcul de la longueur de la chambre d'essai	42
2.3.4	Réalisation de la chambre d'essais	42
2.4	Dimensionnement et réalisation de la conduite d'aspiration	44
2.4.1	Calcul de la section et de la longueur du conduit	45
2.4.2	Dimensionnement du redresseur du conduit	46
2.4.3	Le variateur de débit	46
2.5	Tronçon de transformation	46
2.6	Assemblage du banc d'essais	47
2.6.1	Assemblage de la conduite d'aspiration	47
2.6.2	Assemblage de la chambre d'essais	49
2.6.3	Assemblage de la chambre d'essais avec le conduit d'aspiration . . .	50
2.6.4	Réalisation des prises de pression	50
2.7	Le prix de revient	51
3	Essais préliminaires	52
3.1	Mesurages à effectuer	52
3.1.1	La mesure de la vitesse de rotation	52
3.1.2	Mesure de la pression dans la chambre	53
3.1.3	La mesure du débit	53
3.1.4	Mesure de la température	53
3.2	Les résultats obtenus	54
	Conclusion et perspectives	56
	Références bibliographiques	57

Table des figures

1.1	Ventilateurs utilisés dans les ouvrages souterrains [9]	4
1.2	Ventilateurs utilisés dans différentes applications : a) refroidissement de carte graphique, b) refroidissement de voiture, c) séchage d'aliments dans l'industrie agricole [9].	4
1.3	Déplacement d'air produit par un ventilateur axial [9]	6
1.4	Ventilateur axial à hélice [9]	6
1.5	Ventilateur axial à tube [9]	7
1.6	Ventilateur axial à aubes [9]	7
1.7	Exemple de ventilateur centrifuge [9]	8
1.8	Types de volute pour ventilateurs centrifuges [9]	8
1.9	Ventilateur à aubes à profil aérodynamique [9]	9
1.10	Ventilateurs à aubes recourbées vers l'arrière [9]	9
1.11	Ventilateur centrifuge à aubes inclinées vers l'arrière [9]	10
1.12	Configuration des roues à aubes radiales [9]	11
1.13	Ventilateur centrifuge à aubes courbées vers l'avant [9]	11
1.14	Ventilateurs hélico-centrifuge [9]	12
1.15	Ventilateur extracteur de toiture [9]	13
1.16	Ventilateur tangentiel [9]	13
1.17	Ventilateur à entraînement direct [9]	14
1.18	Entraînement par accouplement élastique[12]	15
1.19	Entraînement par courroie [12]	16
1.20	Exemples de caractéristiques du ventilateur [12]	20
1.21	Résistance hydrostatique et résistance d'écoulement en fonction du débit volumique : 1- ligne de résistance hydrostatique 2- caractéristique des résistances du réseau de tuyauterie [12]	21
1.22	Détermination du point de fonctionnement du ventilateur avec le réseau [12]	22
1.23	Fonctionnement du ventilateur avec le réseau pour différentes fréquences de rotation du ventilateur [12]	22
1.24	Schéma de l'association de deux ventilateurs en série [12]	23
1.25	Caractéristique d'écoulement du système des ventilateurs connectés en série [12]	23
1.26	Caractéristique de la puissance du système de deux ventilateurs en série [12]	24
1.27	Schéma de l'association de deux ventilateurs en parallèle [12]	25
1.28	Caractéristique d'écoulement pour deux ventilateurs en parallèle [12]	25
2.1	Dimensions du banc d'essais [3]	31

Table des figures

2.2	Raccordement des prises de pression pour obtenir la pression statique moyenne et l'altitude du manomètre [3].	32
2.3	Configuration des prises de pression de la paroi [3]	33
2.4	Raccordement des prises de pression dans le banc d'essais	33
2.5	Détails du diaphragme [3]	36
2.6	Diaphragme du conduit d'essais	37
2.7	Diaphragme en conduit avec prises de pression à une distance D et $0,5D$ [3]	38
2.8	Dimensions minimales de la chambre d'essais	40
2.9	Redresseur à cellule AMCA [3]	42
2.10	Bande de tôle constituant le redresseur	43
2.11	Redresseur de la chambre d'essais	43
2.12	Châssis de la chambre d'essais	44
2.13	Structure de maintien du conduit	45
2.14	Tronçon de transformation	47
2.15	La fixation du tube PVC	48
2.16	Assemblage du redresseur de la conduite	48
2.17	Redresseur assemblé	49
2.18	Fixation du redresseur dans le conduit	49
2.19	Banc d'essais (3D)	50
2.20	Banc d'essais	51
3.1	Mesurage de la vitesse de rotation	52
3.2	Mesurage de la pression dans la chambre	53
3.3	Mesure de la température	54
3.4	Graphe représentant la pression dans la chambre en fonction du débit	55

Liste des tableaux

1.1	les plages de pertes pour différents modes d'entraînement [11].	17
1.2	Plage de rendement de quelques types de ventilateurs [12]	19
2.1	Le coût des différents composants du banc d'essais	51
3.1	Résultats d'essais	54

Nomenclature

A	Aire de la section , m^2
a	Diamètre de l'orifice des prises de pression m
f	Fréquence de rotation Hz
k	Rapport des chaleurs spécifiques
N	Vitesse de rotation tr/min
P_0	Puissance absorbée par le moteur W
P_a	Puissance à l'arbre du ventilateur W
P_u	Puissance aéraulique du ventilateur W
p	Pression statique du fluide Pa
p_0	Pression totale du fluide Pa
p_d	Pression dynamique du fluide Pa
Q	Débit volumique m^3/s
q_m	Débit massique kg/s
R	Constante des gaz parfait $J/kg.K$. Pour l'air $R=287$ J/kg.K
T	Température statique du fluide K
T_c	Température dynamique du fluide K
v	Vitesse moyenne du fluide m/s
ρ	Masse volumique m^3/kg
μ	viscosité dynamique du fluide $Pa.s$

Introduction générale

La ventilation, qu'elle soit réalisée de façon naturelle ou mécanique, est indispensable pour l'obtention d'un air ambiant de bonne qualité. Elle a pour priorité de satisfaire les besoins d'hygiène et de confort. Elle vise en particulier à apporter de l'air neuf, afin notamment d'éviter les situations de confinement et permettre le bon fonctionnement des différents appareils, évacuer l'air vicié par divers polluants et lutter contre l'humidité et les condensations.

Les ventilateurs constituent le moteur du réseau de ventilation et doivent donc être adapté le plus précisément possible au réseau de façon à satisfaire le cahier des charges toute en gardant un comportement énergétique optimum. Il est donc important de choisir des ventilateurs de dimensions et de type appropriés afin d'assurer l'efficacité du système.

Les ventilateurs centrifuges à action dits « à cage d'écureuil » en particulier sont très utilisés dans l'industrie et dans beaucoup d'autres applications. Ces machines présentent plusieurs avantages en termes de compromis entre compacité et performances aérodynamiques et aéro-acoustiques.

L'Entreprise des Equipements Frigorifiques « EEF » se spécialise dans la fabrication de ce type de ventilateurs. Toutefois, l'amélioration de sa gamme de produits en termes de performance, d'ergonomie et de rentabilité présente un défi et un gros souci pour cette entreprise. Alors, le fabricant a fait appel au département de génie mécanique afin de contribuer à l'amélioration de ses ventilateurs à travers des essais aérauliques dans le but d'offrir un produit d'une qualité toujours croissante.

L'objectif de ce projet est de réaliser un Banc d'essais pour ventilateurs centrifuges permettant d'étudier et de mener des essais aérauliques afin de déterminer les courbes de performances caractéristiques des ventilateurs. Le banc d'essais est fabriqué conforme à la norme ISO 5801. Cette norme présente la méthodologie de calcul des différentes caractéristiques aérauliques et les incertitudes attachées à ces grandeurs.

Le mémoire est structuré en trois chapitres :

Le premier chapitre présente une revue bibliographique des différents types de ventilateurs en rappelant notamment, d'une manière descriptive les caractéristiques et les applications de chaque type. La seconde partie s'appuie sur l'aérodynamique des ventilateurs. Elle traite en générale les différents paramètres aérauliques caractérisant les ventilateurs (débit, pression, rendement, courbes caractéristiques, point de fonctionnement, ...). La troisième partie montre les normes et les codes d'essais applicables pour les ventilateurs.

Le deuxième chapitre est consacré à la conception et à la fabrication du banc d'essais utilisé dans cette étude. Dans ce chapitre, sont présentées toutes les étapes de conception et de fabrication, aussi que les techniques de mesures et instruments utilisés répondant aux exigences de la norme ISO 5801

Introduction générale

Le troisième chapitre présente les résultats de mesures préliminaires, incluant la hauteur manométrique en fonction du débit

Enfin dans Conclusions et Perspectives , sont présentées des propositions pour l'amélioration du banc d'essais et aussi les modifications qu'on pourra rapporter à l'avenir pour l'adapter aux autres catégories d'essai prévues dans le cadre d'un projet de Master poursuivant celle-ci sur le même thème.

1 Généralités sur les ventilateurs

Introduction

Un ventilateur est une turbomachine, susceptible de créer une différence de pression permettant l'écoulement de l'air entre l'aval et l'amont. Le ventilateur fournit à l'air une grande partie de l'énergie mécanique qu'il reçoit sur son arbre. Cette énergie aéraulique est transférée à l'air sous forme d'énergie statique et d'énergie dynamique en proportion variable suivant le type de la machine. Les ventilateurs, à la différence des compresseurs, fournissent une faible élévation de pression. On parle alors de différence de pression au lieu de rapport de pression (ou de taux de compression) entre l'entrée et la sortie. On les trouve dans diverses applications très courantes nécessitant un système de ventilation. Dans le bâtiment, ils sont employés pour renouveler l'air ambiant, assurer la climatisation (réchauffement et refroidissement), réguler le taux d'humidité ou contrôler la pression ambiante ou la concentration en polluant dans des lieux tels que les laboratoires chimiques utilisant des produits potentiellement dangereux. Ils sont également très largement utilisés dans les ouvrages souterrains, mines, tunnels, métro, dépoussiérage, etc. La figure 1.1 montre deux exemples d'utilisation dans des applications industrielles souterraines. On les emploie également dans des systèmes de refroidissement (et de séchage) très variés et à différentes échelles (figure 1.2). On les trouve notamment dans les ordinateurs pour réguler et favoriser la circulation d'air, dans l'industrie agricole lors de la phase de séchage de grains, dans l'industrie du verre à la sortie du four, dans les systèmes de refroidissement de moteur de voiture, ou encore, à plus grande échelle des ventilateurs sont utilisés dans les usines de production électriques dans les tours de refroidissement.[1]



FIGURE 1.1: Ventilateurs utilisés dans les ouvrages souterrains [9]

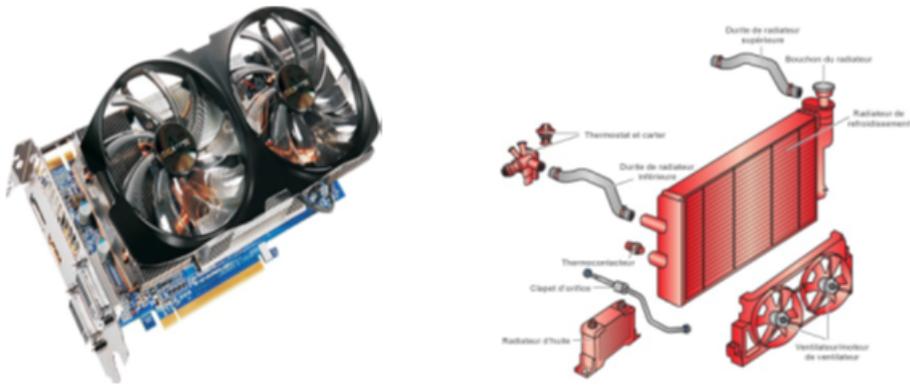


FIGURE 1.2: Ventilateurs utilisés dans différentes applications : a) refroidissement de carte graphique, b) refroidissement de voiture, c) séchage d'aliments dans l'industrie agricole [9].

1.1 Types de ventilateurs

Il y a plusieurs façons de classifier les ventilateurs :

Suivant la pression :

- Les ventilateurs à basse pression : ces ventilateurs fournissent, à leur vitesse de rotation maximale et à leur rendement optimal, une charge inférieure à 750Pa.
- Les ventilateurs à moyenne pression : dans les mêmes conditions, ces ventilateurs peuvent fournir une charge comprise entre 750 et 3500 Pa.
- Les ventilateurs à haute pression : Toujours dans les mêmes conditions, ils peuvent fournir une charge supérieure à 3500 Pa.

Les ventilateurs utilisés dans la majorité des installations de climatisation et de conditionnement d'air sont des ventilateurs à basse pression et parfois des ventilateurs à moyenne pression.

Suivant les caractéristiques du fluide véhiculé :

- Air propre
- Air chargé (poussières, fibres, ...)
- Air humide
- Air à température élevée, etc.

Suivant la trajectoire du fluide dans la roue :

- Les ventilateurs axiaux (ou hélicoïdes),
- Les ventilateurs centrifuges.
- Les ventilateurs spéciaux (mixte, hélico-centrifuge, tangentiel,.. etc.).

Ces types font partie des turbomachines. Leurs noms proviennent du mouvement de l'air durant la compression. Pour les ventilateurs axiaux, l'air a un mouvement hélicoïdal, c'est-à-dire que la distance entre la veine fluide et l'axe de la roue reste constante. Dans un ventilateur centrifuge en revanche, l'air s'éloigne de cet axe au fur et à mesure de la traversé du ventilateur.

1.1.1 Ventilateurs axiaux

Les ventilateurs axiaux ou hélicoïdes permettent des débits importants mais ne peuvent en général assurer des différences de pression importantes que si la vitesse périphérique des pales est importante. Ils sont alors souvent bruyants. Des progrès récents permettent cependant à certains constructeurs d'obtenir des caractéristiques semblables aux ventilateurs centrifuges avec des niveaux de bruit à peine plus élevés. Ces ventilateurs sont en outre très simples à implanter et de faible coût. La figure 1.3 montre un exemple de déplacement de l'air dans un ventilateur axial .

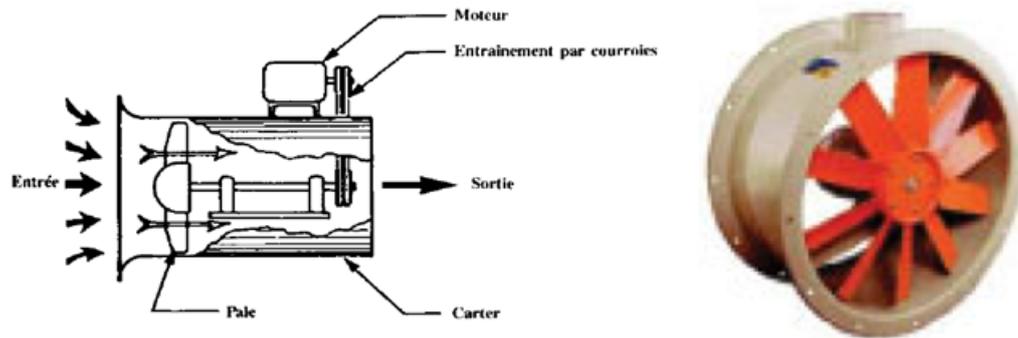


FIGURE 1.3: Déplacement d'air produit par un ventilateur axial [9]

Ventilateurs axiaux à hélices

Les ventilateurs à hélice (figure 1.4) sont des ventilateurs peu coûteux et à faible rendement, utilisés lorsque les pressions différentielles sont minimales. La roue du ventilateur comprend habituellement deux ou plusieurs pales d'une même épaisseur, reliées à un petit moyeu. Le carter le plus simple comporte une plaque plate munie d'un trou circulaire alors que d'autres types de carter comprennent un diaphragme ou un venturi pour augmenter la performance du ventilateur. L'entrée des ventilateurs conçus pour assurer un rendement optimal est unie et le jeu entre le carter et l'extrémité des pales est très faible. Ils sont utilisés pour diffuser l'air à travers un mur ou pour faire circuler l'air à l'intérieur d'une pièce, sans réseau de gaines.

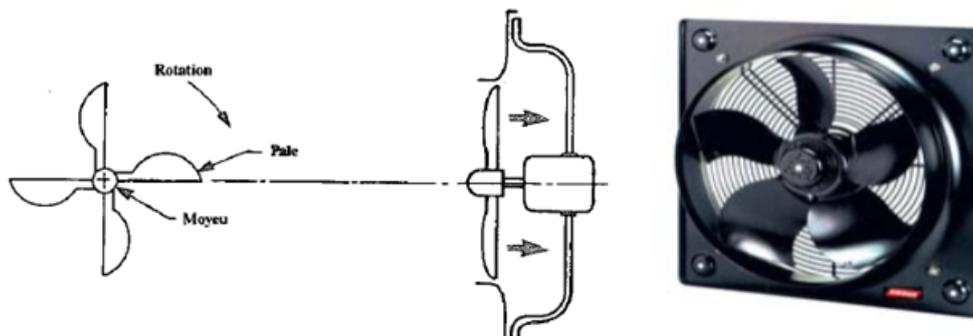


FIGURE 1.4: Ventilateur axial à hélice [9]

Ventilateurs axiaux à tubes

Les ventilateurs axiaux à tubes (figure 1.5) sont plus efficaces que les ventilateurs à hélice et peuvent opérer à des pressions différentielles plus élevées. Ils comprennent quatre à huit pales à profil aérodynamique ou courbées. En générale, la taille des moyeux est la moitié du diamètre de celui du carter du ventilateur. Les carters sont constitués de tubes cylindriques formés de façon que le jeu radial soit minimal entre l'extrémité des pales et le tube. Les ventilateurs axiaux à tubes sont par conséquent plus efficaces que les ventilateurs à hélice. Leurs caractéristiques principales sont la facilité d'installation,

leur cout raisonnable et un entretien minimal. Ils sont utilisés dans l'industrie pour les sècheurs, les postes de vaporisation de peintures et les systèmes d'évacuation.

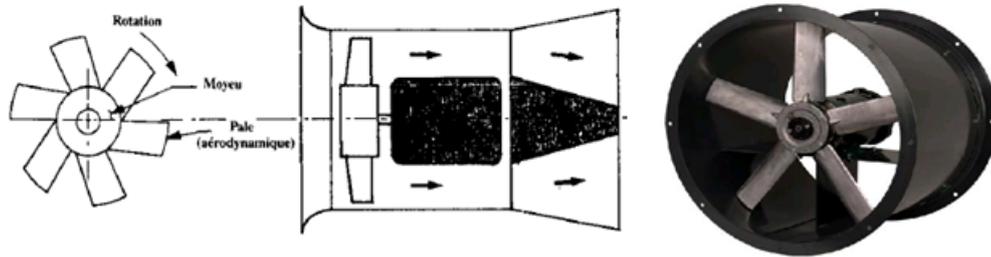


FIGURE 1.5: Ventilateur axial à tube [9]

Ventilateurs axiaux à aubes

Les ventilateurs axiaux à aubes (figure 1.7) comportent des aubes qui génèrent efficacement des débits d'air à une pression différentielle moyenne et élevée. Les plus efficaces intègrent des aubes à profil aérodynamique. Le pas est fixe ou réglable et les moyeux sont en général plus grands que la moitié de la taille du diamètre du carter du ventilateur. Les carters de ces ventilateurs sont des enveloppes cylindriques et le jeu est minimal entre ces dernières et l'extrémité des pales. Ces ventilateurs sont habituellement équipés de cônes d'entrée et de sortie qui emboîtent le moyeu et l'entraînement, et comprennent des pales directrices en amont et en aval de la roue. Grâce à ces composants additionnels, ils assurent un meilleur rendement que les ventilateurs axiaux à tubes. L'application des ventilateurs axiaux à pales sont similaires à ceux à tubes.

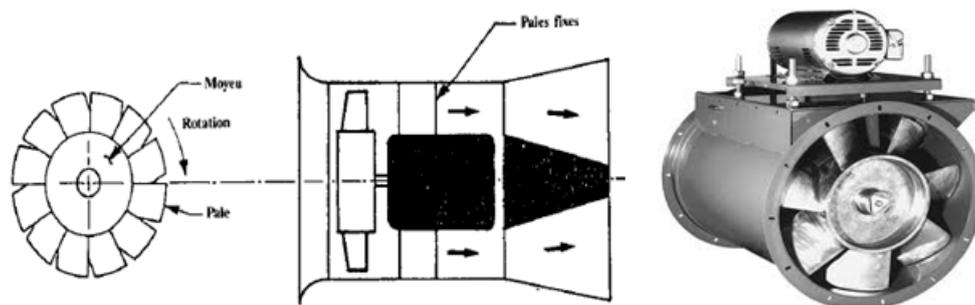


FIGURE 1.6: Ventilateur axial à aubes [9]

1.1.2 Ventilateurs centrifuges

Les ventilateurs centrifuges sont d'usage très courant dans les domaines du chauffage, de la ventilation et du conditionnement d'air. L'air est aspiré parallèlement à l'axe de rotation et propulsé perpendiculairement à ce même axe par force centrifuge produite par le déplacement de l'air entre les pales de la roue et l'inertie générée par la vitesse de l'air quittant les pales de celle-ci. En général une roue large et de petit diamètre déplace une

grande quantité d'air à une faible pression différentielle, tandis qu'une roue étroite et de grand diamètre déplace une petite quantité d'air à une pression différentielle élevée. La figure 1.7 montre un exemple de ventilateur centrifuge.



FIGURE 1.7: Exemple de ventilateur centrifuge [9]

Le carter d'un ventilateur peut être à sortie radiale continue (figure 1.8) ou spiralé à sortie unique (figure 1.8). Le carter à sortie radiale continue souffle efficacement l'air lorsqu'aucun raccord de gaine en aval n'est requis, tandis que le carter spiralé produit l'écoulement d'air à haute vitesse. Cette air se comprime et se dirige uni directionnellement vers un réseau de gaine.

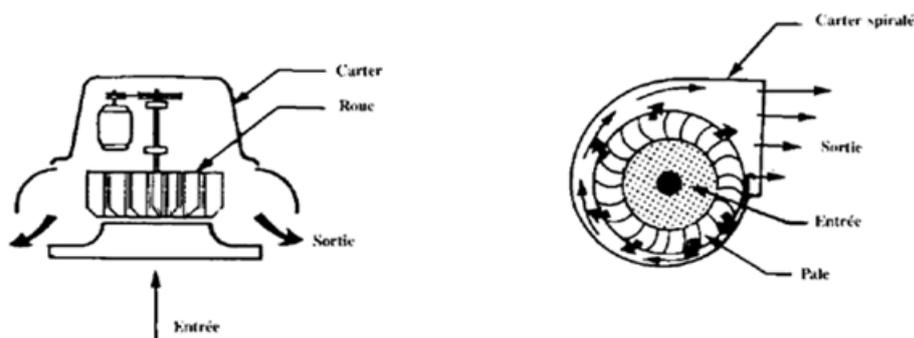


FIGURE 1.8: Types de volute pour ventilateurs centrifuges [9]

Ventilateurs à aubes à profil aérodynamique

Les ventilateurs à aubes à profil aérodynamique (figure 1.9) sont les ventilateurs les plus efficaces. Ils se prêtent surtout aux gros systèmes où les économies d'énergies entraînées par leur haute efficacité compensent leur cout relativement élevé. Les dix à seize pales montées sur la roue sont profilées de façon à agir comme une aile d'avion. Les débits s'écoulant de ces ventilateurs sont très uniformes et, pour une application donnée, les ventilateurs centrifuges opèrent à haute vitesse. Leur fonctionnement est stable et le niveau de bruit est très faible sur toute l'échelle des valeurs. Comme ces pales coutent cher à fabriquer et à réparer, on limite leur utilisation aux gaz propres non abrasifs. La construction du

carter spiralé, le jeu interne minimal et le centrage précis de la roue et de la cloche d'entrée figurent parmi les caractéristiques qui aident ce type de ventilateur à assurer un rendement très élevé.

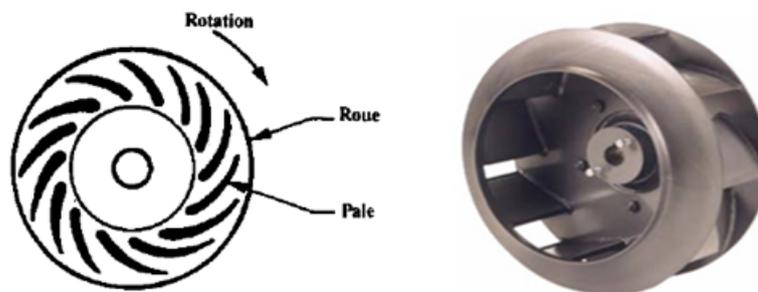


FIGURE 1.9: Ventilateur à aubes à profil aérodynamique [9]

Ventilateurs à aubes courbées et inclinées vers l'arrière

Les pales courbées et inclinées vers l'arrière sont un peu moins efficaces, coutent moins cher et sont légèrement plus bruyantes que les pales à profil aérodynamique. Il y a habituellement dix à seize pales montées sur la roue et le carter spiralé est identique à celui d'un ventilateur à pale à profil aérodynamique. Les pales courbées vers l'arrière constituent des pales à profil aérodynamique d'épaisseur constante et sont plus utilisées que les pales droites inclinées vers l'arrière parce qu'elles génèrent un débit plus uniforme et sont plus durable. Les ventilateurs à pale courbées vers l'arrière fonctionnent sur toute la gamme de débit d'air, de la position complètement ouverte à la position complètement fermée, tandis que le fonctionnement des ventilateurs à pales inclinées vers l'arrière devient instable lorsque le débit est inférieur à la valeur du point de calcul. Lorsque ces ventilateurs à pales à profil aérodynamique sont utilisés dans l'industrie, l'encrassement des pales entraînées par des particules contaminées en suspension dans l'air réduit le rendement de ce type de ventilateurs.

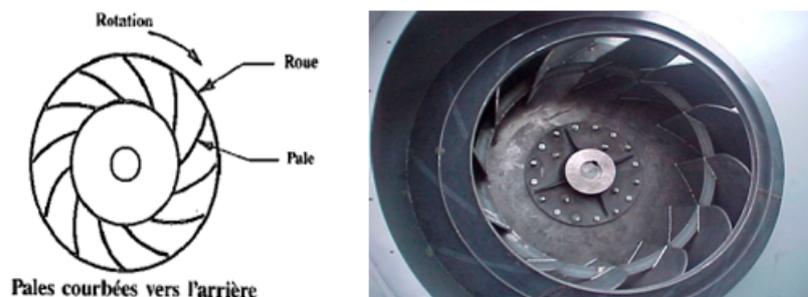


FIGURE 1.10: Ventilateurs à aubes recourbées vers l'arrière [9]

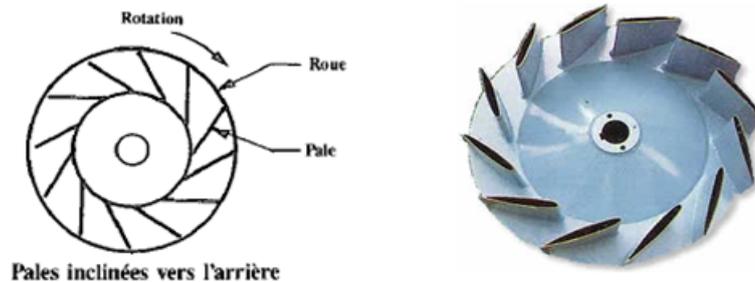


FIGURE 1.11: Ventilateur centrifuge à aubes inclinées vers l'arrière [9]

Ventilateurs à aubes radiales

Le ventilateur à aubes radiales plates est le ventilateur centrifuge le plus simple et le moins efficace. On l'utilise surtout pour la manutention des matériaux et lorsque l'écoulement contient des particules abrasives. On peut modifier la forme initiale des pales pour augmenter l'efficacité de l'appareil. La roue radiale, qui comprend six à dix pales, a une résistance mécanique très élevée et la roue se répare facilement. Les aubes radiales plates provoquent une turbulence qui projette les particules de gaz loin des pales, ce qui assure une résistance maximale à l'abrasion mais un faible rendement. Les dimensions et les jeux du carter du ventilateur ne sont pas aussi importants que pour les autres ventilateurs centrifuges à cause du faible rendement des pales.

Les ventilateurs à pales radiales modifiées sont quelque fois appelés ventilateurs à aubes à extrémité radiale modifiée ou pales inclinées vers l'arrière et courbées vers l'avant. Sur toute l'échelle de fonctionnement, leur rendement est beaucoup plus élevé que celui d'autres types à pales radiales. Les pales résistent bien à l'abrasion et sont ainsi idéales pour le traitement de l'air contenant un taux moyen de poussières.

Les ventilateurs à pales radiale ouvertes sont utilisés lorsqu'il y a beaucoup de particules abrasives dans l'écoulement d'air. Les pales sont en forme de palettes plates souvent sans cotés. Ces ventilateurs sont habituellement considérés comme des souffleurs industriels. L'usure des pales peut être importante quoique ces dernières peuvent être facilement remplacées ou usinées. Le carter spiralé est construit pour une longue durée de vie et non pour augmenter le rendement de l'appareil. La figure 1.12 montre la configuration des roues à aubes radiales.

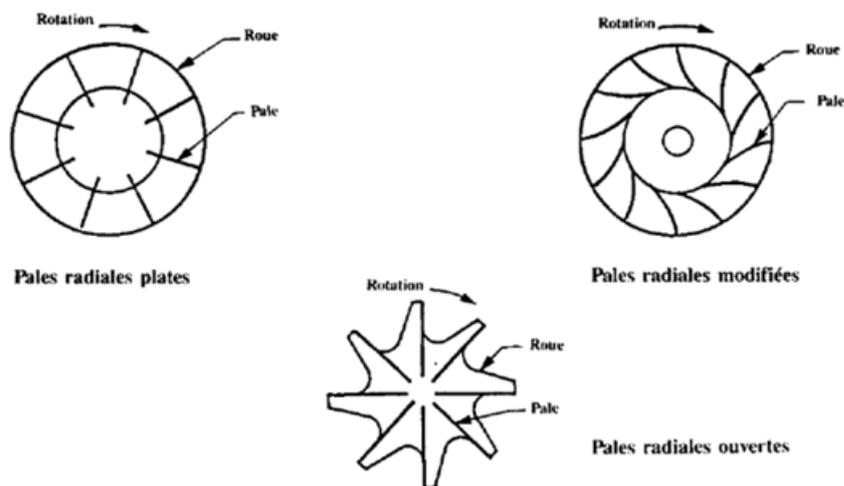


FIGURE 1.12: Configuration des roues à aubes radiales [9]

Ventilateurs à aubes courbées vers l'avant

Les aubes courbées vers l'avant sont montées sur une roue souvent appelée rotor à cage d'écureuil. Ce type de ventilateur génère un grand volume d'air relativement à sa taille. De plus il est très léger et économique. Comme les aubes peuvent accumuler des dépôts, ils ne sont utilisés que pour le traitement de l'air propre. Les ventilateurs à aubes courbées vers l'avant (figure 1.13) sont d'usage très courant dans les petits équipements de traitement d'air (moins de 610 mm de diamètre). Leur rendement est moins grand que celui des ventilateurs à aubes à profil aérodynamique. Le carter spiralé ressemble souvent à celui d'autres types de ventilateurs centrifuge quoique le jeu entre la roue et l'entrée ne soit pas aussi important que pour les ventilateurs à profil aérodynamique ou inclinées vers l'arrière.



FIGURE 1.13: Ventilateur centrifuge à aubes courbées vers l'avant [9]

1.1.3 Ventilateurs spéciaux

Ces ventilateurs sortent des deux premières familles et on les classes sous cette catégorie .

Ventilateurs hélico-centrifuge (ventilateurs mixtes)

Un ventilateur hélico-centrifuge (à pales directrices) est en principe un ventilateur à enveloppe équipé d'aubages qui redressent l'écoulement d'air et transforment l'énergie cinétique de la veine d'air en pression statique. Le profil de l'écoulement d'air est uniforme. Lorsqu'il est équipé d'aubes variables, on peut le régler de façon à modifier l'angle d'attaque du flux d'air entrant et le débit d'air, ses rendements peuvent atteindre 85%. Les ventilateurs hélico-centrifuge sont employés surtout dans des applications à pression moyenne et élevée tel que les systèmes de tirage induit pour échappement de chaudières, l'inversion du sens de l'écoulement de l'air et la ventilation de secours.

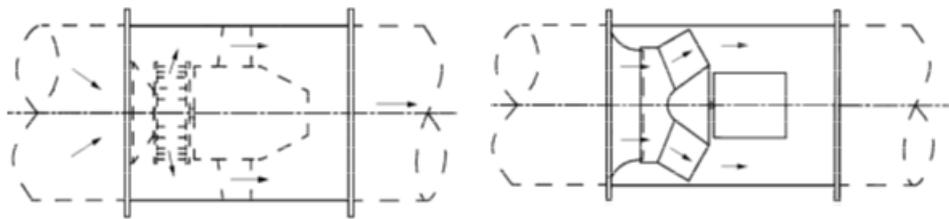


FIGURE 1.14: Ventilateurs hélico-centrifuge [9]

Ventilateur – extracteur centrifuge de toiture (tourelle d'extraction)

Ces ventilateurs spéciaux sont conçus sous forme de monobloc avec leur enveloppe. Ils ont pour fonction d'évacuer l'air vers l'extérieur des édifices ou habitations. L'air à évacuer est rejeté dans l'atmosphère de deux manière : à l'horizontale lorsque l'air est relativement propre ; à la verticale lorsque l'air est chaud ou vicié, voire contaminé. Ces ventilateurs comportent généralement des roues à pales profilées en aile d'avion ou incurvées vers l'arrière, à entraînement direct ou par courroie montées dans un caisson modulaire. Le caisson se compose d'un capot de protection muni d'un venturi intégré à l'entrée de l'air, d'un carénage avec support de fixation de l'entraînement, et d'un capot moteur à l'épreuve des intempéries. La roue est dotée d'un pavillon à l'aspiration qui favorise l'écoulement du flux mixte entre les pales de la roue, l'air étant expulsé radialement de la périphérie des pales à travers un orifice de refoulement concentrique. Le carénage redirige l'air vers le bas ou vers le haut.

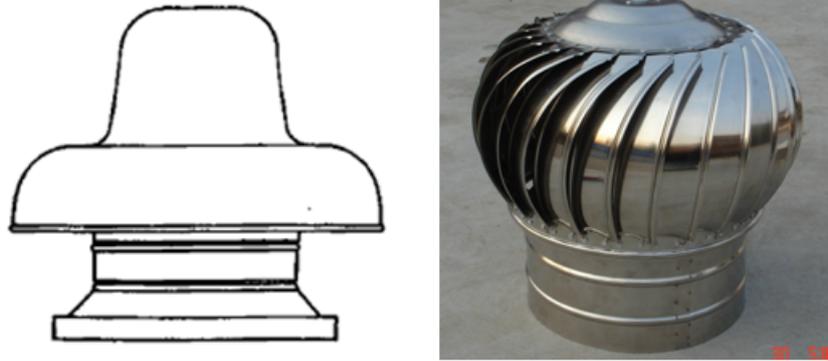


FIGURE 1.15: Ventilateur extracteur de toiture [9]

Ventilateurs tangentiels

On les nomme aussi ventilateurs transverses ou bien ventilateurs à effet vortex. L'air est aspiré au périphérique d'une turbine tangentielle, il traverse cette turbine et en ressort du côté opposé. Ces ventilateurs ont pour pièce maîtresse une roue de type en cage d'écureuil, ils sont souvent réalisés en tôle d'aluminium.

Les moto-ventilateurs à turbine tangentielles constituent un ensemble assez compact : ils sont donc bien adaptés pour véhiculer l'air dans les échangeurs des petits climatiseurs, des ventilo-convecteurs (appareil de chauffage ou de refroidissement dont la convection est forcée à travers des batteries par un ventilateur de soufflage). Par ailleurs, ils fournissent un gain de pression et un débit peu élevés. Noter que le débit est proportionnel à la longueur de la roue ([2], [8] et [9]).

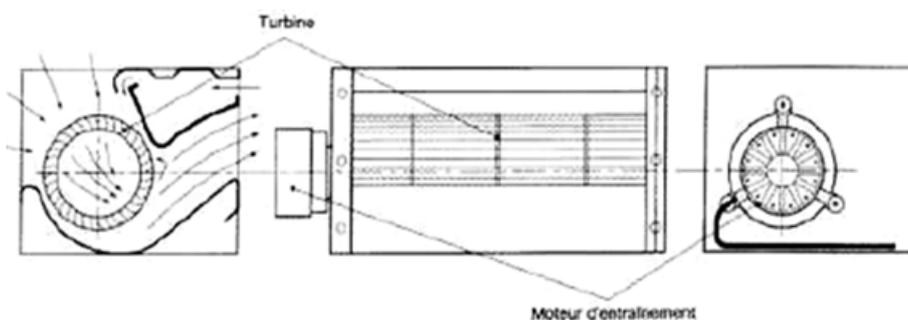


FIGURE 1.16: Ventilateur tangential [9]

1.2 Systèmes de transmission pour les ventilateurs

Le système d'entraînement d'un moteur présente des possibilités considérables d'amélioration de l'efficacité énergétique et de réduction des coûts globaux d'exploitation d'un système. Il existe plusieurs façons d'entraînement des ventilateurs.

1.2.1 Entraînement direct

Le ventilateur est relié directement à l'arbre du moteur. Les avantages de l'entraînement direct proviennent de son coût d'investissement moindre, de son meilleur rendement (pertes de 2 à 5 % contre 2 à 10 % pour l'entraînement par courroies), de son encombrement réduit et de son faible coût d'entretien.

Son principal inconvénient provient sans aucun doute de l'impossibilité, sans disposer d'un variateur de vitesse, d'ajuster a posteriori la vitesse du ventilateur pour régler au plus juste le point de fonctionnement nominal, à quoi s'ajoute dans le cas des gros ventilateurs une plus importante sollicitation des paliers. Par ailleurs ce type d'entraînement ne convient pas dans le cas de températures d'aspiration élevées.

Il est possible de rendre plus souple un système à entraînement direct en lui ajoutant un variateur de vitesse (VV) pour contrôler la vitesse du ventilateur.

L'entraînement direct est très approprié pour les applications à températures peu élevées et des systèmes à air propre vu que le moteur est monté directement derrière le ventilateur et peut être refroidi par l'écoulement d'air.



FIGURE 1.17: Ventilateur à entraînement direct [9]

1.2.2 Entraînement par accouplement élastique

Ils sont principalement utilisés par des ventilateurs imposants, entraînés par des moteurs de puissance élevée. L'arbre du moteur et celui du ventilateur sont distincts. Les paliers du moteur et ventilateur sont indépendants. Un élément élastique, généralement en caoutchouc, est interposé entre les deux moitiés de l'accouplement (plateaux). L'accouplement élastique absorbe les variations de pression et réduit la transmission des vibrations du moteur. Cependant, la modification de la vitesse n'est possible qu'en utilisant des moteurs à plusieurs vitesses ou, mieux en asservissant le moteur à variateur des vitesses (VV).

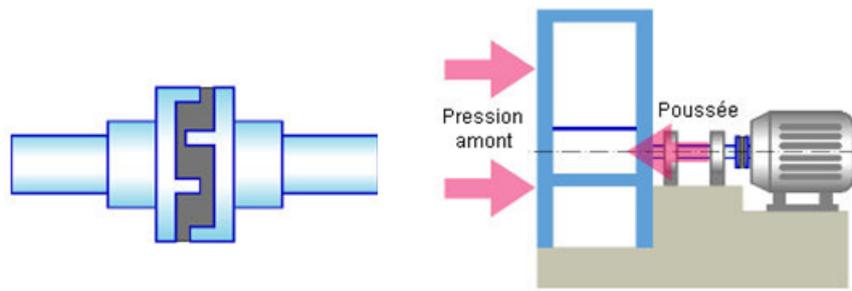


FIGURE 1.18: Entraînement par accouplement élastique[12]

Dans les coupleurs centrifuges, la transmission du couple se fait grâce à la force centrifuge qui presse des éléments mobiles entraînés par l'arbre du moteur contre la partie du coupleur solidaire du ventilateur. Dans les coupleurs hydrauliques, c'est le déplacement d'un fluide qui assure la transmission du mouvement.

Les coupleurs permettent de faciliter le démarrage en réduisant la période de surcharge du réseau par un courant de démarrage élevé.

Comme pour l'entraînement direct, l'inconvénient de ces types d'entraînement tient au fait qu'on ne peut faire varier a posteriori la vitesse de rotation du ventilateur pour ajuster le point de fonctionnement nominal. On ne peut donc pas faire de correction du point de fonctionnement en agissant sur la vitesse de rotation.

1.2.3 Entraînement par courroie

Les réglages du ventilateur peuvent être effectués en modifiant les diamètres des poulies. Dans les entraînements par courroie, le moteur reste en dehors de la veine d'air, ce qui peut constituer un avantage pour les applications à températures élevées ou les environnements souillés ou corrosifs.

On rencontre différents types de courroies d'entraînement, notamment les courroies plates, les courroies trapézoïdales, les courroies trapézoïdales crantées et les courroies synchrones. Les couts et les avantages de chaque type diffèrent.

Les courroies les plus courantes sont les courroies trapézoïdales étroites. Leur grand avantage réside dans le fait que l'on n'est pas lié aux vitesses de synchronisme, ce qui donne plus de latitude quant au choix du ventilateur. On peut par exemple choisir un moteur tournant plus vite donc moins coûteux. Il est en outre toujours possible d'effectuer ultérieurement des corrections du point de fonctionnement par échange des poulies. En prenant quelques mesures complémentaires appropriées, ce mode d'entraînement convient aussi très bien dans le cas de températures d'aspiration élevées. Ses inconvénients viennent de son rendement pas très élevé ainsi que de l'usure des courroies, ce qui entraîne des frais d'entretien supplémentaires.

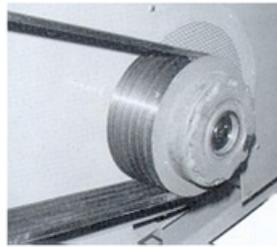


FIGURE 1.19: Entraînement par courroie [12]

La tension de la courroie joue un rôle important sur son bon fonctionnement :

- Une trop faible tension a pour conséquence un glissement élevé, donc un échauffement de la courroie et une usure prématurée.
- Une trop forte tension entraîne la surcharge des paliers.

Bien réglée, une transmission par courroies a un rendement de l'ordre de 97 %. Ce rendement peut chuter à 80 % pour des poulies très petites [12].

1.2.4 Entraînement par engrenage

Les systèmes d'engrenages offrent certains avantages par rapport aux systèmes d'entraînement par courroie. Bien que nettement plus coûteux que les entraînements par courroie, les entraînements par engrenages nécessitent des inspections et un entretien moins fréquent que les courroies et sont à privilégier pour les applications à accès extrêmement limité.

Les engrenages admettent en outre plusieurs configurations moteur/ventilateur, dont notamment les entraînements en ligne, les entraînements parallèles déportés et les entraînements à 90 degrés, chacun de ceux-ci pouvant présenter un avantage intéressant pour certaines applications [6].

1.2.5 Rendement de la transmission

La transmission de l'énergie du moteur au ventilateur se fait avec une certaine perte, principalement dans le cas d'une transmission par courroies, du fait du glissement de cette dernière sur les poulies. Le tableau ci-dessous montre les plages de pertes pour différents modes d'entraînement.[11]

TABLE 1.1: les plages de pertes pour différents modes d'entraînement [11].

Mode d'entraînement	Pertes
- Moteur à entraînement direct (roue du ventilateur directement calée sur l'arbre du moteur)	2 à 5 %
- Entraînement par accouplement	3 à 8 %
- Transmission par courroies	P moteur < 7,5 kW : 10 %
- Transmission par courroies	7,5 kW < P. mot < 11 kW : 8 %
- Transmission par courroies	11 kW < P. mot < 22 kW : 6 %
- Transmission par courroies	22 kW < P. mot < 30 kW : 5 %
- Transmission par courroies	30 kW < P. mot < 55 kW : 4 %
- Transmission par courroies	55 kW < P. mot < 75 kW : 3 %
- Transmission par courroies	75 kW < P. mot < 100 kW : 2,5 %

1.3 2. Paramètres caractérisant les ventilateurs

Introduction

Les paramètres principaux caractérisant le travail du ventilateur sont :

- Le débit Q
- L'accroissement de la pression totale Δp_c
- La fréquence de rotation du rotor f
- La puissance consommée P_a
- Le rendement du ventilateur η
- Les paramètres thermodynamiques du fluide traversant le ventilateur, c'est-à-dire la température statique T , la masse volumique ρ , et l'humidité relative φ .

1.3.1 Le débit

Le débit volumique du ventilateur est le volume du fluide qui passe par unité de temps à travers sa section d'entrée. Dans les ventilateurs où $\Delta p_c < 7$ kPa on suppose que le changement de température du fluide à travers le ventilateur est très petit et qu'il ne provoque pas de changement de densité. Donc on peut supposer que les débits volumiques du fluide passant par les sections d'entrée et de sortie sont les mêmes.

1.3.2 Accroissement de pression totale du ventilateur

L'accroissement de l'énergie transmise au fluide passant à travers le ventilateur peut être exprimé par l'accroissement de la pression totale de ce fluide, soit :

$$\Delta p_c = p_{c2} - p_{c1} = \Delta p + \Delta p_d \quad (1.1)$$

Avec :

$\Delta p = p_2 - p_1$: Différence entre la pression statique à la sortie du ventilateur et la pression statique à l'entrée du ventilateur.

$\Delta p_d = p_{d2} - p_{d1}$: Différence entre la pression dynamique à la sortie du ventilateur et la pression dynamique à l'entrée du ventilateur.

L'énergie fournie au fluide par le rotor du ventilateur est utilisée pour augmenter la pression statique du fluide, accroître sa vitesse de v_1 à v_2 et à vaincre les résistances à l'écoulement du fluide à travers le ventilateur.

On rappelle que la pression dynamique du fluide dans la section d'entrée et de sortie du ventilateur est donnée par :

$$p_{d1} = \rho_1 \frac{v_1^2}{2} \quad (1.2)$$

et

$$p_{d2} = \rho_2 \frac{v_2^2}{2} \quad (1.3)$$

1.3.3 Puissance consommée par le ventilateur

La puissance consommée par le ventilateur P_a est égale à la puissance sur l'arbre du moteur électrique entraînant le ventilateur corrigée du rendement du moteur, soit :

$$P_a = P_o \cdot \eta_0 \quad (1.4)$$

Où : P_o est la puissance électrique sur les bornes du moteur entraînant le ventilateur, et η_0 le rendement du moteur électrique entraînant le ventilateur.

1.3.4 Rendement totale du ventilateur

Le rendement η du ventilateur est le quotient de la puissance effective du ventilateur P_u par la puissance consommée par le ventilateur P_a , soit :

$$\eta = \frac{P_u}{P_a} \quad (1.5)$$

La puissance effective du ventilateur est définie comme étant le produit de l'accroissement de pression totale par le débit volumique du ventilateur :

$$P_u = Q(L_s + \Delta p_d) \quad (1.6)$$

Avec :

$$L_s = \frac{k}{k-1} p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right) - 1 \right] \quad (1.7)$$

L_s : travail de la compression isentropique rapporté à une unité de volume du fluide qui s'écoule.

Pour l'air ($k = 1,4$) et pour $\frac{\Delta p}{p_1} < 0,07$ le travail isentropique unitaire de compression est identifiée avec l'accroissement de la pression statique, donc $L_s = \Delta p$. La puissance effective est donc définie par :

$$P_u = Q(\Delta p + \Delta p_d) = \Delta p_c \quad (1.8)$$

La puissance consommée par le ventilateur (la puissance sur l'arbre du ventilateur) P_a est en pratique réduite du fait des pertes mécaniques par frottement dans les paliers du rotor et au joint d'étanchéité de l'arbre (P_t), et par glissement des disques tournant (P_{br}), soit en tout $P_m = P_t + P_{br}$. la puissance finalement transmise au fluide passant dans le rotor du ventilateur P_u est donc :

$$P_u = P_a - P_m \quad (1.9)$$

Le quotient de la puissance transmise au fluide P_u par la puissance consommée par le ventilateur P_a est appelé l'efficacité mécanique du ventilateur η , soit :

$$\eta = \frac{P_u}{P_w} \quad (1.10)$$

Le tableau ci-dessous présente les plages de rendement de quelques types de ventilateurs

TABLE 1.2: Plage de rendement de quelques types de ventilateurs [12]

Type de ventilateur	Rendement
Ventilateur centrifuge à aubes recourbées vers l'arrière (6 à 16 unités)	77...80%
Ventilateur centrifuge à aubes recourbées vers l'avant (38 à 42 unités)	57...73%
Ventilateur centrifuge à aubes à profil aérodynamique	92%
Ventilateur hélicoïde sans diffuseur mais avec redresseur	50...88%
Ventilateur hélicoïde avec diffuseur et redresseur	60...89%
Ventilateur de paroi	35...50%

1.3.5 Caractéristiques du ventilateur

Les caractéristiques du ventilateur sont fournies par les relations donnant l'accroissement de pression Δp_c , la puissance consommée par le ventilateur P_w , et l'efficacité totale du ventilateur η en fonction du débit du ventilateur Q , pour une fréquence de rotation du rotor n et la densité du fluide constante, soit :

$$\Delta p_c = f(Q)$$

$$P_u = f(Q)$$

$$\eta = f(Q)$$

$n = \text{constant}$ et $\rho = \text{constant}$

On appelle la caractéristique d'écoulement du ventilateur, la relation $\Delta p_c = f(Q)$. Elle traduit la relation entre l'énergie totale unitaire (pour une unité du volume) et le rendement du ventilateur. La quantité Δp_c peut-être déterminée expérimentalement pour des valeurs différentes du rendement du ventilateur et le graphe et curviligne. Cela montre la capacité du ventilateur à transmettre de l'énergie au fluide qui le traverse.

La figure 1.20 représente des exemples de caractéristiques du ventilateur. De même en se basant sur les paramètres réduits du travail du ventilateur, on peut déterminer ses caractéristiques réduites.

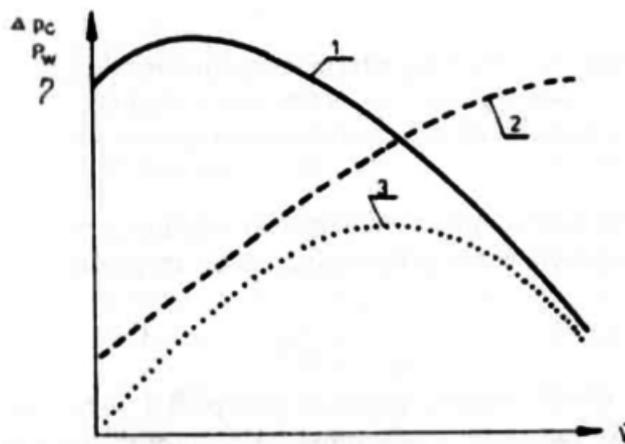


FIGURE 1.20: Exemples de caractéristiques du ventilateur [12]

- 1- Caractéristique d'écoulement
- 2- caractéristique de puissance
- 3- caractéristique d'efficacité totale

1.3.6 Caractéristiques du réseau

Pour assurer l'écoulement dans un réseau donnée (un système des tuyauteries) avec un débit volumique défini Q , il faut une valeur de Δp_c convenable pour :

- vaincre la différence de pression entre l'espace dans lequel le fluide est refoulé et l'espace d'où il est aspiré, c'est-à-dire vaincre la résistance hydrostatique Δp_0
- vaincre les résistances de l'écoulement Δp_r

La présentation graphique de ces relations est illustrée la figure 1.21

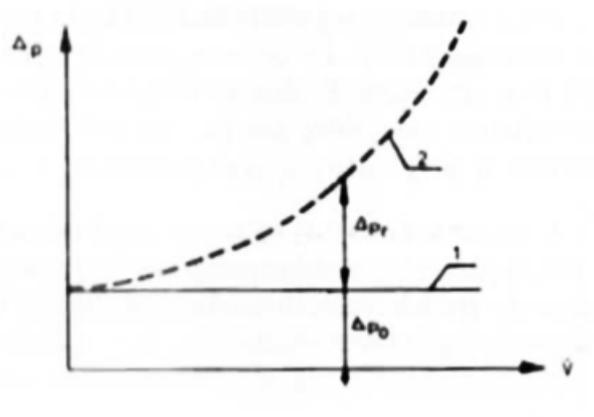


FIGURE 1.21: Résistance hydrostatique et résistance d'écoulement en fonction du débit volumique : 1- ligne de résistance hydrostatique 2- caractéristique des résistances du réseau de tuyauterie [12]

1.3.7 Point de fonctionnement d'un ventilateur

Si on superpose la caractéristique d'écoulement du ventilateur et la caractéristique des résistances du réseau, alors le point de fonctionnement du ventilateur installé sur le réseau (figure 1.22, point 1). Il définit le débit volumique du fluide s'écoulant dans la tuyauterie avec la pression convenable total créée par le ventilateur avec un rendement maximal. En augmentant le laminage du ventilateur, par fermeture partielle de la vanne de réglage, on provoque l'augmentation des résistances du réseau, alors on obtient une autre caractéristique du réseau (figure. 1.22, ligne pointillée). Le point de fonctionnement passe de Q_1 et Q_2 (débits) et de Δp_{c1} à Δp_{c2} (pression). Il y a simultanément un changement du rendement total du ventilateur.

Sur la figure 1.23 on a présenté les caractéristiques d'écoulement du ventilateur pour différentes fréquences de rotation du rotor $n_A < n_B < n_C$. En augmentant la fréquence de rotation du rotor on augmente le débit volumique du gaz, de V_A à V_B ou V_C . En considérant que la caractéristique des résistances du réseau reste la même, les points A, B, C, montrent les nouvelles conditions de fonctionnement du réseau avec le ventilateur en augmentant la vitesse de rotation de rotor.

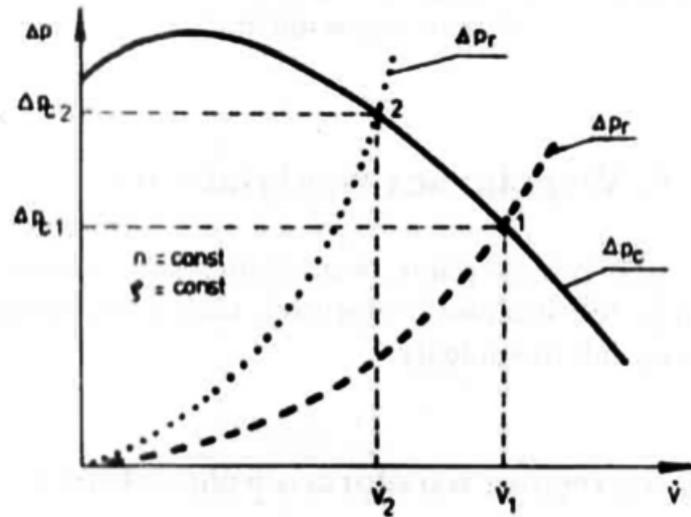


FIGURE 1.22: Détermination du point de fonctionnement du ventilateur avec le réseau [12]

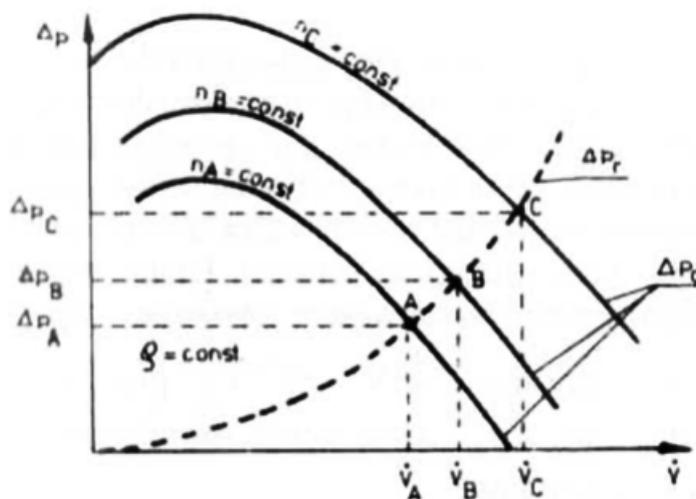


FIGURE 1.23: Fonctionnement du ventilateur avec le réseau pour différentes fréquences de rotation du ventilateur [12]

1.3.8 Association des ventilateurs

Lorsque les ventilateurs particuliers ne garantissent pas l'accroissement de pression nécessaire, ou le débit volumique exigé, on associe des ventilateurs en série ou en parallèle.

Association des ventilateurs en série

On utilise une association en série (figure 1.24) lorsqu'il y a nécessité d'augmenter la pression du fluide qui s'écoule, par exemple pour vaincre les résistances d'écoulement.

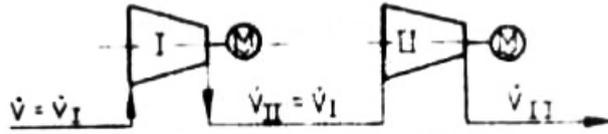


FIGURE 1.24: Schéma de l'association de deux ventilateurs en série [12]

En régime permanent, cette association se traduit par :

$$\Delta p_c = \Delta p_{c1} + \Delta p_{c2} \quad (1.11)$$

Avec :

$$Q = Q_1 = Q_2 \quad (1.12)$$

Le fluide passe d'abord par le premier ventilateur avec le débit $Q_1=Q$ et obtient l'accroissement de pression Δp_{c1} . Il traverse ensuite le second ventilateur avec le même débit, soit $Q_2=Q$, et il reçoit l'accroissement de pression Δp_{c2}

L'intersection de la caractéristique d'écoulement du système des ventilateurs connectés en série avec la caractéristique du réseau détermine le point de fonctionnement de ce système avec le réseau, point W sur la figure 1.25.

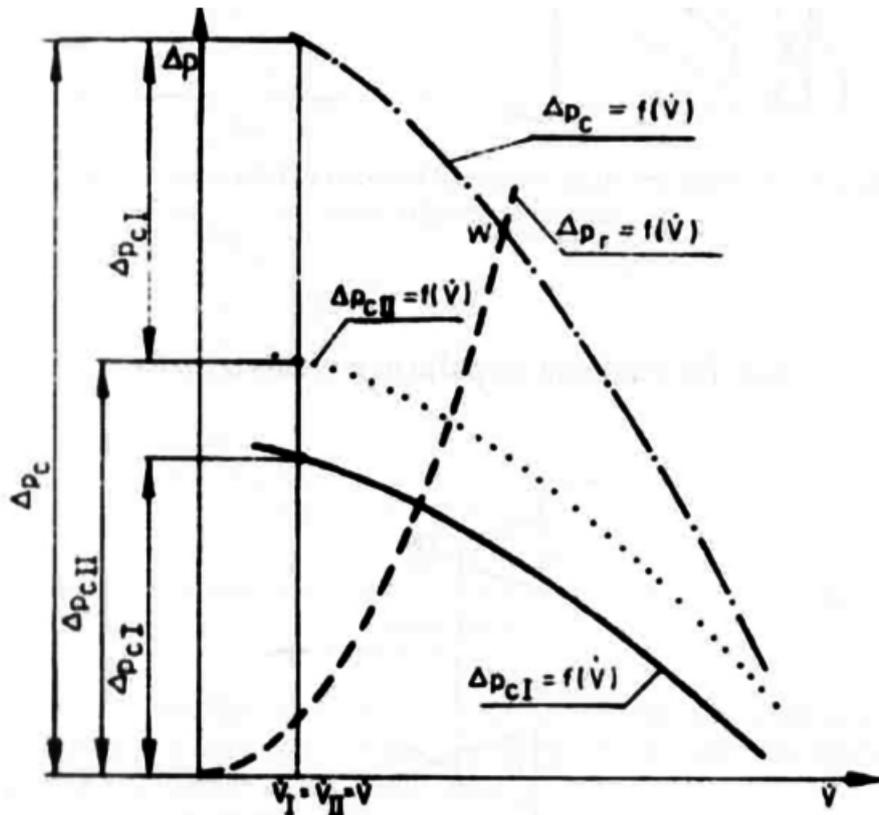


FIGURE 1.25: Caractéristique d'écoulement du système des ventilateurs connectés en série [12]

On obtient la caractéristique de la puissance électrique pour le système de deux ventilateurs travaillant en série par la sommation des puissances électriques des ventilateurs particuliers avec le rendement donné (figure 1.26), alors :

$$P_0 = P_{01} + P_{02} \quad (1.13)$$

pour $Q=Q_1 + Q_2$

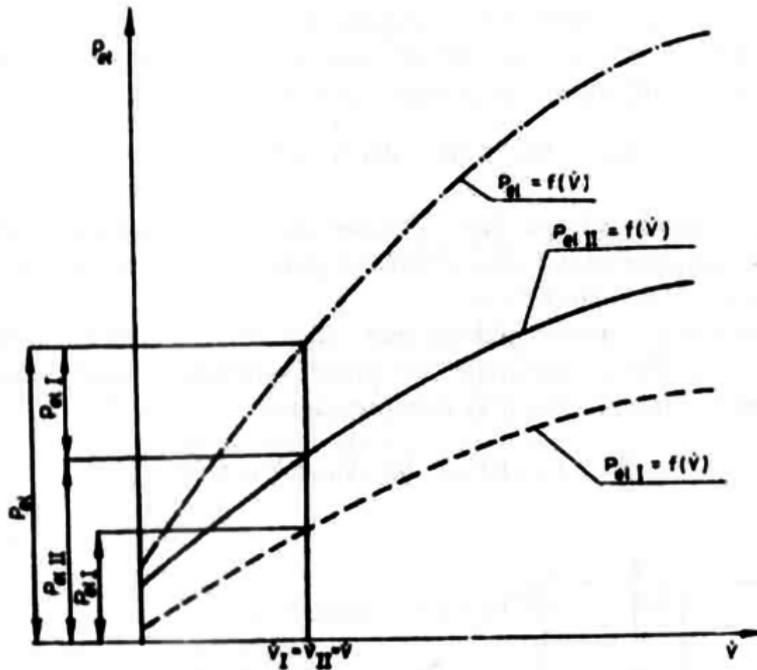


FIGURE 1.26: Caractéristique de la puissance du système de deux ventilateurs en série [12]

Association des ventilateurs en parallèle

On applique une association en parallèle (figure 1.27) lorsqu'il y a nécessité d'augmenter le débit qui ne peut pas être obtenu par l'augmentation de la fréquence de rotation du ventilateur.

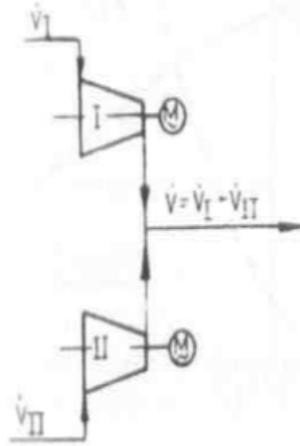


FIGURE 1.27: Schéma de l'association de deux ventilateurs en parallèle [12]

Pour l'association en parallèle le point de fonctionnement exige pour les pressions :

$$\Delta p_c = \Delta p_{c1} = \Delta p_{c2} \quad (1.14)$$

et pour les débits

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (1.15)$$

On obtient alors pour cette association en parallèle la caractéristique d'écoulement illustrée par la figure 1.28. On observe la sommation des abscisses pour les débits de chaque ventilateur à surpression identique.

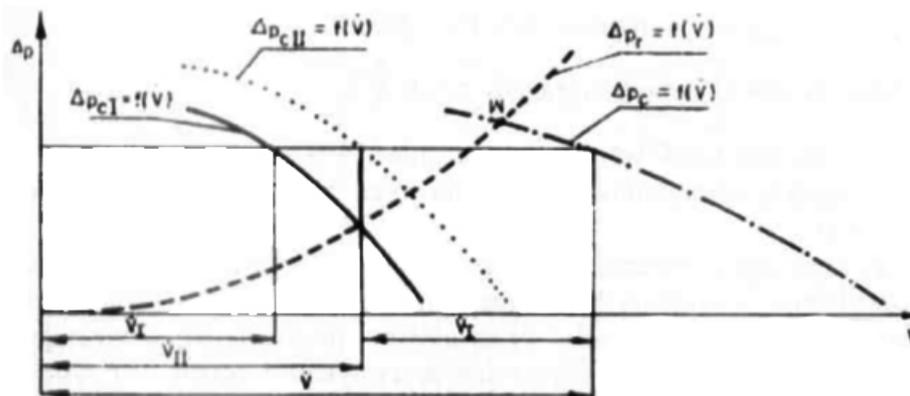


FIGURE 1.28: Caractéristique d'écoulement pour deux ventilateurs en parallèle [12]

L'intersection de la caractéristique d'écoulement du système des ventilateurs connectés en parallèle avec la caractéristique du réseau détermine le point de fonctionnement du système avec le réseau donné (figure 1.28, le point W) .

On obtient la caractéristique de la puissance électrique pour le système de deux ventilateurs mis en parallèle par la sommation de la puissance électrique du premier ventilateur avec le rendement η_1 et celle du second ventilateur avec le rendement η_2 . Les débits Q_1 et Q_2 résultent du point de fonctionnement fixé par $\Delta P p_c$, alors

$$P_0 = P_{01} + P_{02} \quad (1.16)$$

pour

$$\Delta p_{c1} = \Delta p_{c2} = \Delta p_{c2} \quad (1.17)$$

1.3.9 Lois de similitude

L'intérêt des lois de similitude aérauliques et acoustiques est multiple. Ces lois permettent de prévoir les caractéristiques d'un ventilateur à vitesse de rotation et diamètre de roue donnés à partir de mesures faites à d'autres conditions de vitesse et de diamètre. On peut ainsi réduire très sensiblement le nombre d'essais pour déterminer les performances d'une gamme de ventilateurs donnée. Les fabricants les utilisent pour établir leur catalogue mais également pour prévoir les courbes débit-pression, voire le niveau sonore, de ventilateurs en vraie grandeur à partir d'essais sur maquette.

Certaines relations simples entre le débit, la pression, la vitesse et la puissance d'un ventilateur sont considérées comme étant les lois de similitude aérauliques des ventilateurs. Les trois premières lois sont les plus utiles et s'énoncent comme suit :

1. le débit est directement proportionnel à la vitesse du ventilateur ;
2. la pression (statique, totale ou dynamique) est proportionnelle au carré de la vitesse du ventilateur ;
3. la puissance est proportionnelle au cube de la vitesse du ventilateur [4].

Ces formules sont utilisées pour déduire à partir des mesures faites sur un ventilateur de diamètre D_1 et ayant une vitesse N_1 , les performances d'un ventilateur de diamètre D_2 , tournant à la vitesse N_2 . Il faut supposer que le deuxième ventilateur est homothétique au premier et que le rapport $\frac{D_1}{D_2}$ est d'un ordre inférieur à 3.

$$Q_2 = Q_1 \frac{N_2 D_2^3}{N_1 D_1^3} \quad (1.18)$$

$$P_2 = P_1 \frac{N_2^3 D_2^5 \rho_2}{N_1^3 D_1^5 \rho_1} \quad (1.19)$$

$$p_2 = p_1 \frac{N_2^2 D_2^2 \rho_2}{N_1^2 D_1^2 \rho_1} \quad (1.20)$$

$$\eta_2 = \eta_1 \quad (1.21)$$

1.4 Normes et standards des essais aérauliques des ventilateurs

Les données sur les performances du ventilateur fournies par les fabricants ne sont pas absolues, et sont en général influencées par la géométrie de l'installation d'essais. Pour ces raisons, des normes d'essais des ventilateurs ont été établies afin de décrire une claire procédure d'essais qui permet de comparer les différents modèles de ventilateurs, et aussi permet la vérification indépendante des données d'essais. Des normes internationales reconnues comme BS848, ISO5801, et AMCA 210, etc. sont très perspectives, et spécifient précisément les configurations des essais en conduit, les procédures de mesures, les plans de mesures et l'instrumentation à utiliser.

1.4.1 The Air Movement and Control Association (AMCA)

Cette association industrielle internationale offre plusieurs publications et normes relatives aux ventilateurs par l'intermédiaire de son site web :

<http://cart.amca.org/publications/default.asp?Page=2>

Les normes portent sur les méthodes d'essais pour les mesures et pratiques d'installation relatives aux ventilateurs ; par exemple :

AMCA 203/N – Field Performance Measurement of Fan Systems Air Movement and Control Association / 01 – Jan – 1990 / 147 pages.

ANSI/AMCA 210/N – Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating, Air Movement and Control Association / 02 – Dec – 1999 / 67 pages.

AMCA publication 211/N – Certified Ratings Program – product Rating Manual for Fan Air Performance

1.4.2 ISO/CEI

La norme ISO 5801 :1997 : « ventilateur à usage général, partie 1- essais aérauliques sur circuits normalisés » a été développée sur une longue période de temps et a été préparée comme un document de référence pour les essais des ventilateurs. Elle est basée essentiellement sur les normes nationales suivantes :

- AFNOR X 10-200 ; 1983 (France)
- ANSI/AMCA 210/85 ; 1985 (USA)
- BS848-1 : 1980 (UK)
- DIN 24163-2 (Allemagne)

Cette norme explique de façon détaillée comment déterminer les performances des ventilateurs industriels de tous les types, à l'exception de ceux uniquement conçus pour la circulation de l'air, par exemple les ventilateurs de plafond ou de table. Des estimations de l'incertitude de mesure sont fournies et des règles pour la conversion, dans des limites spécifiées, des résultats d'essais liés aux variations de vitesse, au gaz transporté et dans le cas d'essais sur maquette à la taille réduite, sont spécifiées. La révision de la norme ISO 5801 publiée en 2010 comporte une annexe E, Puissance électrique absorbé par un

ventilateur, et donne une bonne explication des pertes dans un système de ventilateurs [6].

1.4.3 Catégories d'installation et montages

Il existe quatre configurations de test standard, qui tentent de représenter la gamme des applications de ventilation de base.

- Catégorie A : aspiration libre et refoulement libre
- Catégorie B : aspiration libre et refoulement en conduit
- Catégorie C : aspiration en conduit et refoulement libre
- Catégorie D : aspiration en conduit et refoulement en conduit

La catégorie D est la plus susceptible d'être la plus proche de la représentation des ventilateurs dans de nombreux systèmes de ventilation et de climatisation. Les ventilateurs centrifuges dans les unités de traitement d'air ou plénums sont susceptibles d'être représentés par les fabricants dans la catégorie B, les ventilateurs centrifuges à basse pression et ventilateurs d'extraction de toiture par la catégorie A.

L'installation d'essais doit reproduire aussi fidèlement que possible ces conditions de fonctionnement ce qui justifie la définition des quatre catégories de montages d'essais.

Catégorie A : aspiration libre et refoulement libre

Pour qualifier une installation de catégorie A, le ventilateur doit être soumis à essais sans ajout de dispositif auxiliaire, tel que pavillon d'aspiration ou conduit au refoulement, mais les dispositifs auxiliaires fournis avec le ventilateur, tels que grille de protection, pavillon d'aspiration, etc., doivent être montés.

Une chambre d'essais à l'aspiration ou au refoulement est utilisée dans ce cas.

Catégorie B : aspiration libre et refoulement en conduit

Pour qualifier une installation de catégorie B, un conduit de refoulement avec redresseur doit être utilisé, et celui-ci peut être du type conduit court lorsqu'il n'y a pas de giration au refoulement du ventilateur.

Le ventilateur doit être soumis à essai sans ajout de dispositif auxiliaire à l'aspiration, à l'exception de ceux fournis avec le ventilateur.

Normalement, la pression au refoulement est mesurée dans le conduit de refoulement après un dispositif anti-giration. Le conduit et le dispositif anti-giration forment un tronçon commun de refoulement.

Lorsqu'une chambre d'essai au refoulement est utilisée, et quand il n'y a pas de giration au refoulement du ventilateur, particulièrement dans le cas de ventilateurs centrifuges, un conduit court peut être utilisé entre le ventilateur et la chambre.

Catégorie C : aspiration en conduit et refoulement libre

Pour qualifier une installation de catégorie C, un conduit de simulation à l'aspiration doit être utilisé et aucun conduit de refoulement ou dispositif auxiliaire ne doit être utilisé à l'exception de ceux fournis avec le ventilateur (grille de protection, diffuseur, etc.).

Lorsque la pression d'aspiration est mesurée dans le conduit d'aspiration, un tronçon commun d'aspiration est utilisé.

Catégorie D : aspiration en conduit et refoulement en conduit

Pour qualifier une installation de catégorie D, un conduit de simulation d'aspiration et un conduit de refoulement doivent être utilisés [3].

2 Conception et réalisation du banc d'essais

Introduction

Le banc d'essais à réaliser doit être conforme la norme ISO-5801, « Essais aérauliques sur circuits normalisés », catégorie A. Il permet de tracer la caractéristique d'un ventilateur pour une vitesse de rotation donnée en faisant varier la résistance du circuit aéraulique par variation de la section d'entrer à l'aide d'une vanne à papillon avec réducteur. Principalement, il comporte les éléments suivants :

- Un ventilateur à action
- Chambre d'essais
- Tronçon de transformation
- Conduite d'aspiration
- Redresseur d'écoulement à cellule AMCA
- Une vanne à papillon

Pour faire les calculs nécessaires, il faut prendre des mesure de :

- la pression dans la chambre d'essais,
- le débit,
- la température dans la chambre d'essais,
- la vitesse de rotation du ventilateur,
- la puissance absorbée ,

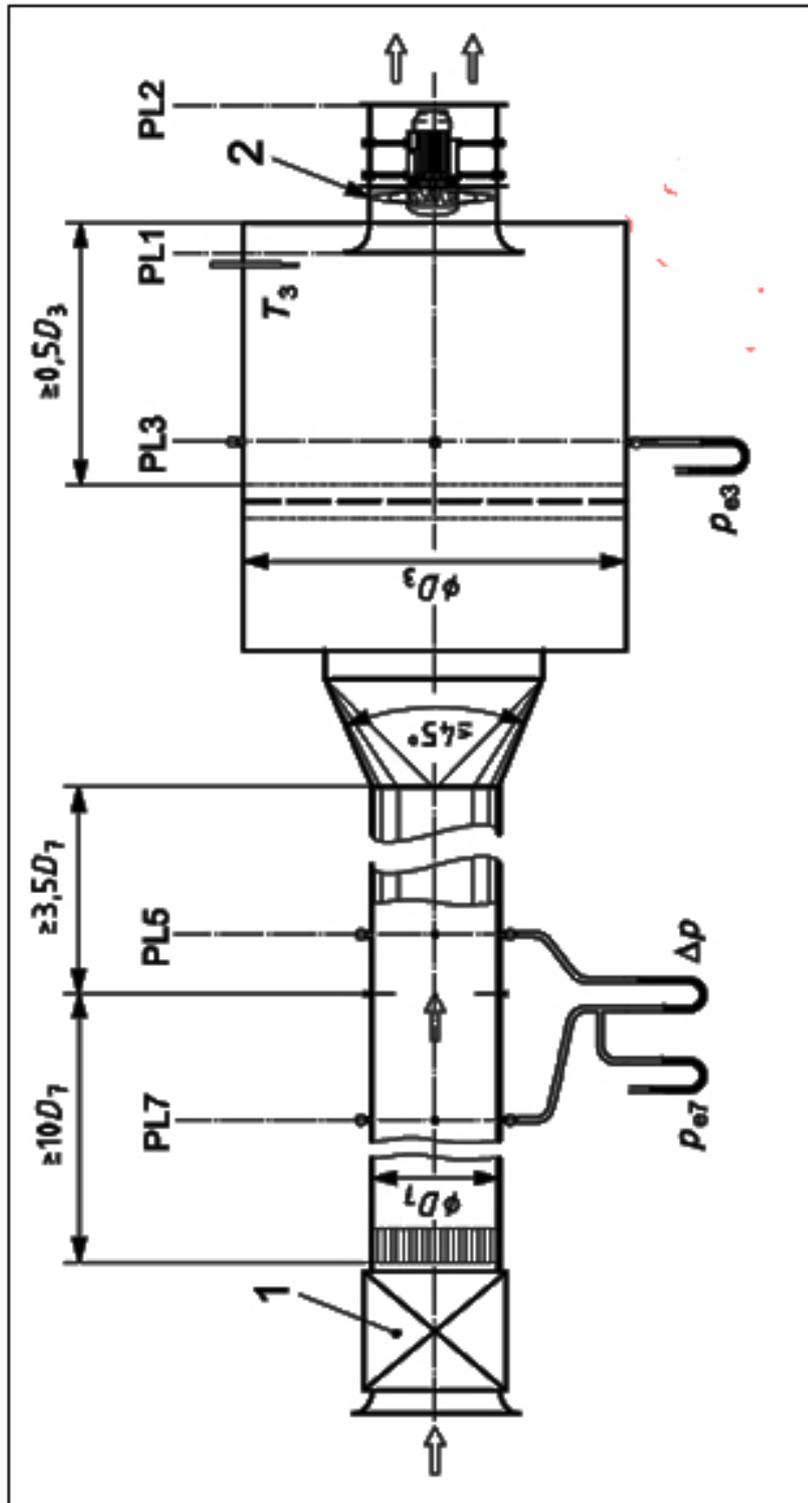


FIGURE 2.1: Dimensions du banc d'essais [3]

2.1 Dispositifs de mesure

Dans cette partie on va illustrer les méthodes de mesure qu'on a adoptées

2.1.1 Instruments de mesure de pression

Les manomètres sont de type à colonne d'eau, verticales ou inclinées, mais des capteurs de pression à lecture ou à enregistrement peuvent être utilisés. Il convient de noter que l'altitude du zéro des manomètres ou des capteurs de pression corresponde à l'altitude moyenne de la section de mesure de la pression

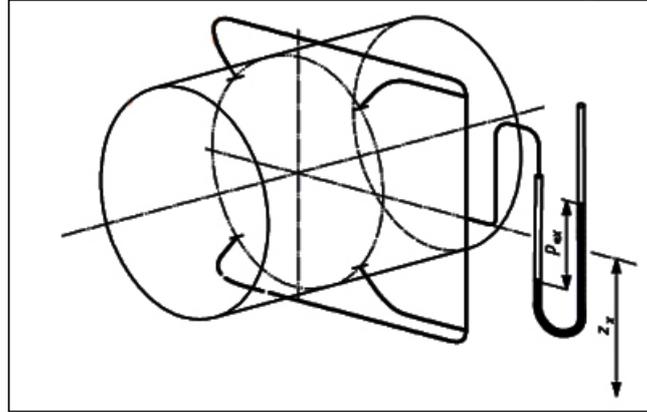


FIGURE 2.2: Raccordement des prises de pression pour obtenir la pression statique moyenne et l'altitude du manomètre [3].

Méthode de mesure

Un manomètre différentiel conforme aux spécifications précédentes doit être utilisé. L'une des branches est reliée soit aux prises de pression à la paroi, soit aux prises de pression d'une batterie de tube de Pitot dans le plan de mesure de la pression.

Pour déterminer la différence de pression entre les plans de mesure situés de part et d'autre du ventilateur, chaque branche du manomètre peut être raccordée à une série de quatre prises de pression à la paroi reliées entre elles suivant les indications données.

La conduite étant circulaire, il convient de noter que les quatre prises de pression soient également réparties sur la circonférence et raccordées comme indiqué dans la figure 2.2

Réalisation des prises de pression à la paroi

Chaque prise de pression est constituée d'un orifice percé dans la paroi du conduit, conforme aux dimensions limites indiquées dans la figure 2.3. Il est essentiel de percer l'orifice avec soin pour que l'alésage soit normal à la surface interne de la paroi du conduit, qu'il soit arasé et que toutes les saillies ou les bavures soient éliminées. L'arrête intérieure du trou peut être arrondie à un rayon maximal de $0.1a$.

$$1.5mm \leq a \leq a_{max} \quad (2.1)$$

$$a_{max} = \min \{0.1D, 5mm\} \quad (2.2)$$

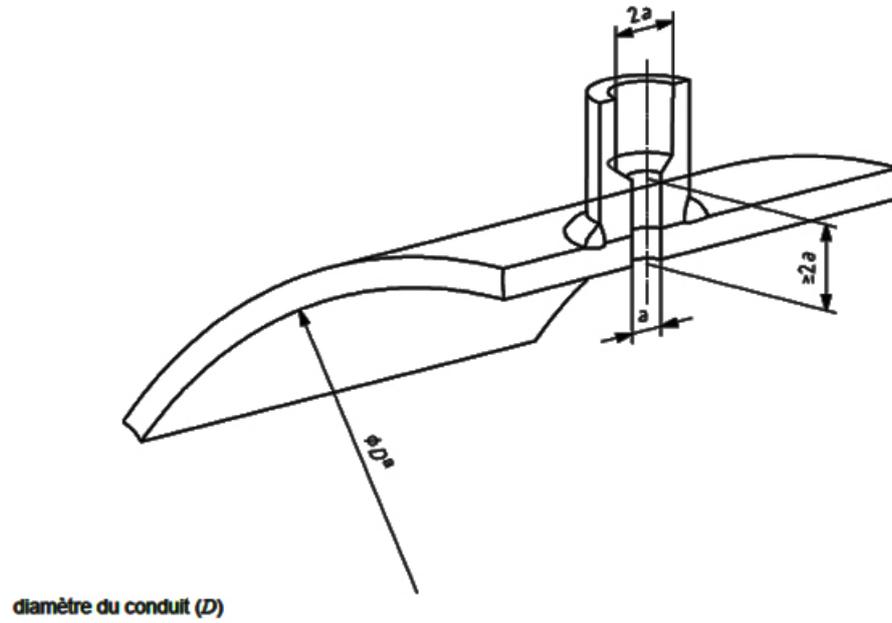


FIGURE 2.3: Configuration des prises de pression de la paroi [3]



FIGURE 2.4: Raccordement des prises de pression dans le banc d'essais

2.1.2 Mesurage de la température

Les instruments de mesure de température doivent avoir une exactitude de $\pm 0,5\text{ C}^\circ$

2.1.3 Mesurage de l'humidité

Il convient que les températures humides et sèches au thermomètre à bulbe dans l'enceinte d'essais soient mesurées en un point où elles tiennent compte des conditions de l'air entrant dans le conduit d'essais. Il convient que les instruments soient protégés contre le rayonnement des surfaces chaudes. Il est recommandé que le thermomètre à bulbe humide soit placé dans un flux d'air de vitesse supérieure à 3 m/s. Il convient que le manchon soit propre, bien en contact avec le bulbe et humecté d'eau pure. L'humidité relative peut être mesurée directement si l'appareil a une exactitude de $\pm 2\%$.

2.1.4 Mesurage de la vitesse de rotation

La vitesse de rotation de l'arbre du ventilateur doit être mesurée à intervalles réguliers durant toute la période d'essais, pour chaque point d'essais, de manière à assurer la détermination de la vitesse de rotation moyenne durant chaque période d'essais, avec une incertitude ne dépassant pas $\pm 0,5\%$. Il convient qu'en aucun cas les appareils utilisés n'affectent d'une manière significative la vitesse de rotation ou les performances du ventilateur soumis à essais.

La vitesse de rotation du ventilateur est mesurée à l'aide d'un compte-tours appelé tachymètre. Elle peut être effectuée par contact ou de façon optique à capteur électromagnétique ou capteur infra-rouge.

2.1.5 Détermination de la puissance absorbée

La puissance fournie au ventilateur dans la plage de fonctionnement spécifiée doit être déterminée par une méthode, incluant la moyenne d'un nombre suffisant de lectures pour chaque point d'essais, et qui assure un résultat dont l'incertitude ne dépasse pas $\pm 2\%$.

Puissance à l'arbre du ventilateur

Lorsque la puissance à déterminer est la puissance fournie à l'arbre du ventilateur, on utilise la méthode de mesurage de la puissance électrique du moteur

La puissance électrique aux bornes du moteur durant les essais doit être mesurée par l'une des méthodes suivantes :

- Pour les moteurs à courant alternatif, par la méthode du double wattmètre ou avec un wattmètre intégrateur ;
- Pour les moteurs à courant continu, par mesurage de la tension et de l'intensité du courant d'alimentation.

Les appareils utilisés pour les essais sur circuits normalisés doivent avoir un indice de classe 0,5 conformément à la CEI 60051-2 et à la CEI 60051-3 en appliquant les corrections

d'étalonnage ou en utilisant des appareils d'indice de classe 0,2 pour lesquels les corrections d'étalonnage ne sont pas nécessaires.

Puissance à la roue

Pour déterminer la puissance au moyeu de la roue du ventilateur, il est nécessaire, à moins que la roue ne soit montée directement sur l'arbre du moteur, de déduire de la puissance à l'arbre du ventilateur les pertes dans les paliers et dans le raccord souple, le cas échéant. Ces pertes à vide peuvent être déterminées par un autre essai effectué à la même vitesse de rotation, après avoir enlevé la roue de l'arbre, et en mesurant les pertes dues aux frottements dans les roulements. La roue peut, si nécessaire, être remplacée par une masse équivalente (ayant des frottements aérodynamiques négligeables) exerçant une charge similaire sur les paliers [3].

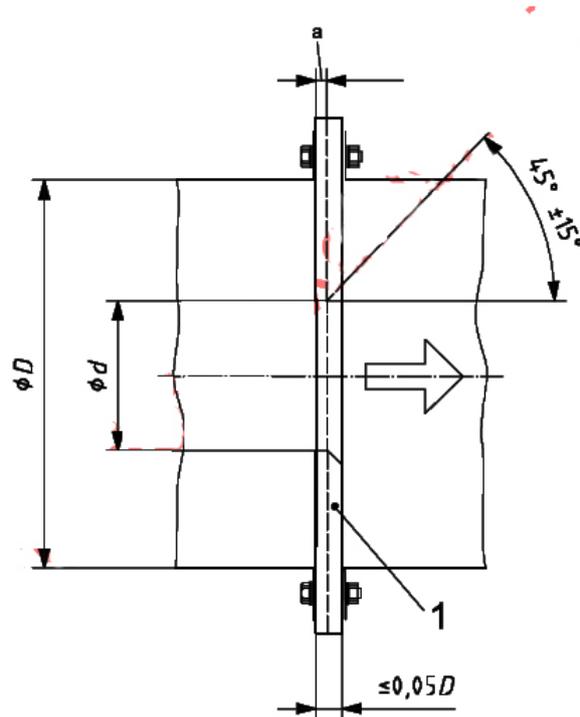
2.1.6 Détermination du débit

Le débit peut être mesuré conformément à l'ISO 5167-1 et à l'ISO 3966. Ces normes décrivent explicitement les méthodes de mesure de débit appropriées aux essais des ventilateurs en précisant dans chaque cas l'incertitude de mesure correspondante.

L'écoulement doit être absolument exempt de giration. Les dispositions nécessaires pour remplir cette condition sont en général un redresseur d'écoulement ou un tranquilliseur.

Dans ces conditions, deux types de méthodes de mesure du débit sont autorisés ; à savoir l'utilisation d'un système déprimogène en ligne (les venturi-tuyères multiples, le diaphragme, la tuyère conique ou la tulipe d'aspiration) ou le recours à la méthode par exploration du champ des vitesses.

L'objectif de mesure du débit par un diaphragme consiste à insérer une plaque mince percée d'un orifice circulaire dans l'écoulement afin de générer localement une perte de charge connue. La version habituelle est munie d'un chanfrein sur la partie aval d'un angle qui doit être compris entre 30 et 45° et d'une arête vive en amont de l'orifice. Le diamètre intérieur d doit être tel que β soit compris entre 0,20 et 0,80 selon le type du diaphragme, l'épaisseur de la partie cylindrique e doit être comprise entre 0,005 D et 0,02 D et l'épaisseur totale E doit être comprise entre e et 0,05 D. les diaphragmes peuvent se mettre dans les deux sens de l'écoulement, et ils doivent être symétriques et doivent comporter des arêtes vives sur les deux faces (figure2.5).



Légende

1 épaisseur supplémentaire, si nécessaire, pour raidir le diaphragme

^a Dimension e donnée par: $0,005D \leq e \leq 0,02D$.

FIGURE 2.5: Détails du diaphragme [3]

Il convient de fabriquer le diaphragme dans un matériau qui ne se corrode pas en service et de le protéger contre les détériorations possibles lors des manipulations ou du nettoyage. Il est particulièrement important que les arêtes du diaphragme ne comportent pas de bavures, ne soient pas arrondies et qu'elles ne présentent aucun dommage visible à l'œil nu.

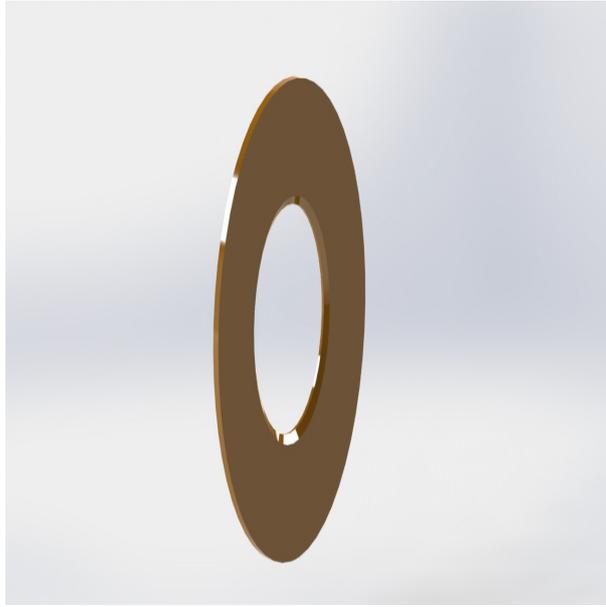


FIGURE 2.6: Diaphragme du conduit d'essais

Calcul du débit-masse

L'expression du débit massique est donnée par la relation suivante

$$q_m = \alpha \varepsilon \pi \frac{d^2}{4} \sqrt{2\rho \Delta p} \quad (2.3)$$

Les conditions suivantes s'appliquent :

Δp est la différence de pression entre l'amont et l'aval du diaphragme

Le coefficient de débit, α , est donné par la formule de Stolz :

$$\alpha = (1 - \beta^4)^{-0.5} [0.5959 + 0.0312\beta^{2.1} - 0.184\beta^8 + 0.0029\beta^{2.5} \left(\frac{10^6}{Re_D}\right)^{0.75} + 0.039\beta^4 (1 - \beta^4)^{-1} - 0.0158\beta^3] \quad (2.4)$$

Où , $0.2 < \beta < 0.75$ avec $\beta = d/D$

Le coefficient de détente, ε , est donné par :

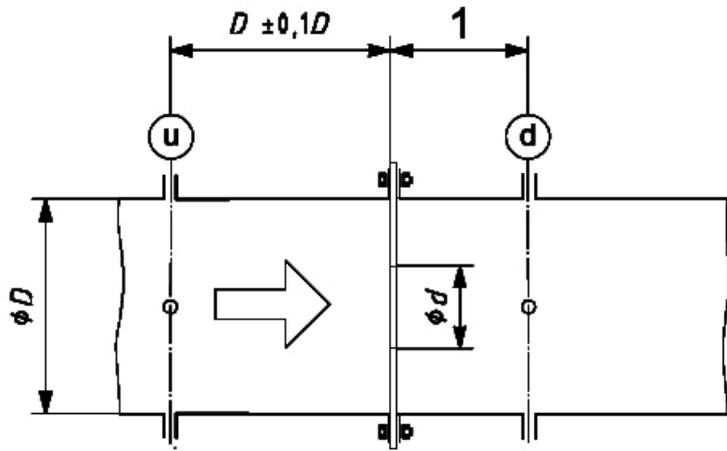
$$\varepsilon = 1 - (0.41 + 0.35\beta^4) \frac{\Delta p}{k p_u} \quad (2.5)$$

Le nombre de Reynolds nécessaire pour le calcul du débit est défini comme suit :

$$Re_D = \frac{4q_m}{\pi D \mu} = \frac{\alpha \varepsilon d^2}{\nu D} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (2.6)$$

Proprement parler, le calcul de Re à partir d'une valeur d'essai de Δp nécessite un calcul itératif, car α et q_m ne sont pas connus. Seule une valeur approximative q_m est nécessaire, et l'on peut considérer comme suffisant le calcul de Re_D à partir de la première approximation de q_m .

il peut suffire de prendre comme valeur de la viscosité dynamique $\mu = 18 \times 10^{-6}$ Pa.s dans des conditions d'air normalisées ([3] et [7]).



Légende

- 1 $L_d = 0,5D \pm 0,02D$ pour $\beta \leq 0,6$
 $L_d = 0,5D \pm 0,01D$ pour $\beta \geq 0,6$

FIGURE 2.7: Diaphragme en conduit avec prises de pression à une distance D et $0,5D$ [3]

2.2 Caractéristiques géométriques du ventilateur

Le ventilateur fourni par l'entreprise EEF est un ventilateur centrifuge à aubes courbées vers l'avant à double ouïes en tôle d'acier galvanisé, la volute en forme spirale pliée aussi en tôle d'acier galvanisée. L'alimentation électrique étant en triphasé est assurée par un moteur à induction monté par l'intermédiaire d'un tripode sur l'une des ouïes d'aspiration. Ces aubes sont incurvées dans le sens de la rotation, faible vitesse, ne nécessite pas une construction à haute résistance, relativement silencieux et se limite aux applications en atmosphères propres et qui demandent des débits d'air faibles à moyen, à des pressions faibles. Le ventilateur est installé à la sortie d'une chambre d'essai et fixé par un châssis fabriqué en cornières

Pour le dimensionnement du banc d'essais on a besoin de l'encombrement du ventilateur (hauteur, largeur et profondeur) et aussi le diamètre de ses ouïes

Les dimensions de ce ventilateur sont les suivantes :

Largeur : $b_2 = 320$ mm

Hauteur (avec le châssis) : $h_2 = 560$ mm

profondeur : $a_2 = 500$ mm

Diamètre de l'ouïe : $D_t = 260$ mm

2.3 Dimensionnement et réalisation de la chambre d'essais

Une chambre d'essais peut être incorporée à un laboratoire d'essai pour constituer un poste de mesure ou pour simuler les conditions qu'un ventilateur est susceptible de rencontrer en service ou pour atteindre ces deux objectifs.

Des dispositifs tranquilliseurs doivent être installés dans les chambres, aux endroits indiqués sur les schémas d'installation afin de respecter le profil des vitesses requis .

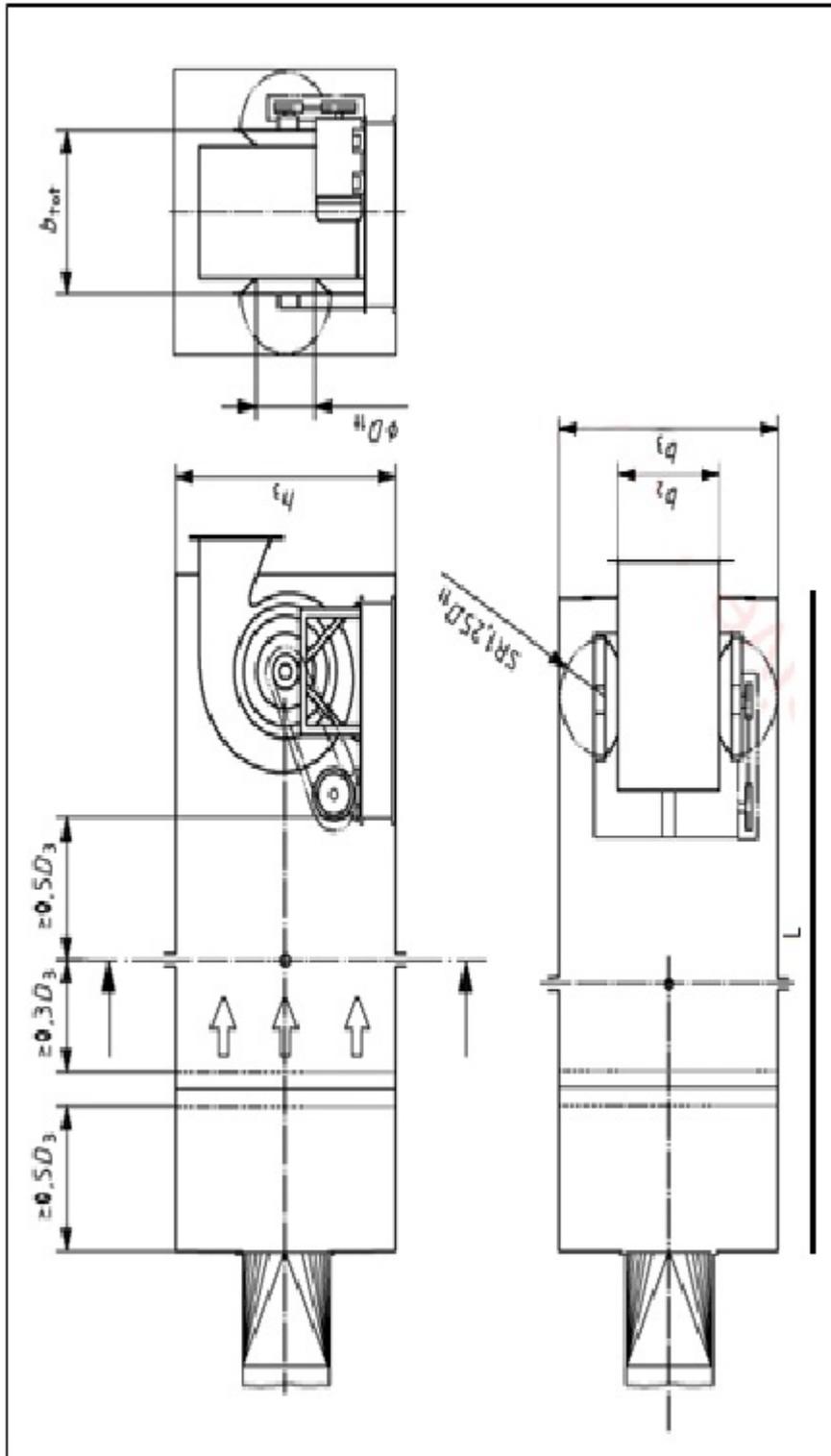


FIGURE 2.8: Dimensions minimales de la chambre d'essais

Pour le dimensionnement de la chambre d'essais on a besoin de connaître les dimensions géométrique du ventilateur, La norme fournit ; comme indiquée sur la figure 2.8, les dimensions minimales de la chambre. On a pris les dimensions correspondant au plus grand ventilateur afin qu'on puisse effectuer des essais sur des ventilateurs de plus petites

dimensions fournis par l'entreprise EEF.

D'après ISO, la section de la chambre doit avoir les dimensions minimales suivantes [3] :

Largeur :

$$b_3 \geq b_2 + 2 * 1.25D_t \quad (2.7)$$

hauteur :

$$h_3 > h_2 \quad (2.8)$$

Pour la longueur de la chambre la norme recommande la dimension suivantes :

$$L \geq a_2 + 0.5D_3 + 0.3D_3 + L_D + 0.5D_3 \quad (2.9)$$

ou L_D est la longueur du redresseur d'écoulement de la chambre d'essais

Avec :

L : longueur de la chambre

$D_3 = \sqrt{h_3 b_3}$: Diamètre équivalent de la chambre

2.3.1 Calcul de la section de la chambre

$$b_2 + 2 * 1.25D_t = 970 \text{ mm}$$

On prend $b_3 = 1000 \text{ mm}$

On prend $h_3 = 800 \text{ mm}$

Donc on aura $D_3 = \sqrt{b_3 h_3} = 894 \text{ mm}$

2.3.2 Dimensionnement du redresseur de la chambre d'essais

L'énergie de giration à l'aspiration du ventilateur ne peut être récupérée partiellement que dans un conduit droit, uniforme et uniquement sur des distances très longues ($> 100 D$). En présence de giration, des mesurages simples de la pression effective ou du débit-volume sont impossibles ; en conséquence, la giration doit être éliminée lorsque les essais doivent être effectués dans un conduit situé à l'aspiration du ventilateur. Un redresseur efficace sera utilisé dans ce cas. Le redresseur à cellules AMCA est utilisé uniquement pour empêcher le développement d'une giration dans un écoulement axial normal. Il n'améliore pas les distributions de vitesses asymétriques. Le dispositif, représenté à la Figure 2.9, est composé d'un ensemble de cellules égales de section carrée. Il a une perte de pression très basse et est généralement utilisé à l'une ou à l'autre des extrémités d'un ventilateur auxiliaire lorsque cela est nécessaire afin d'éliminer la résistance du conduit lorsqu'une courbe caractéristique complète est requise [3].

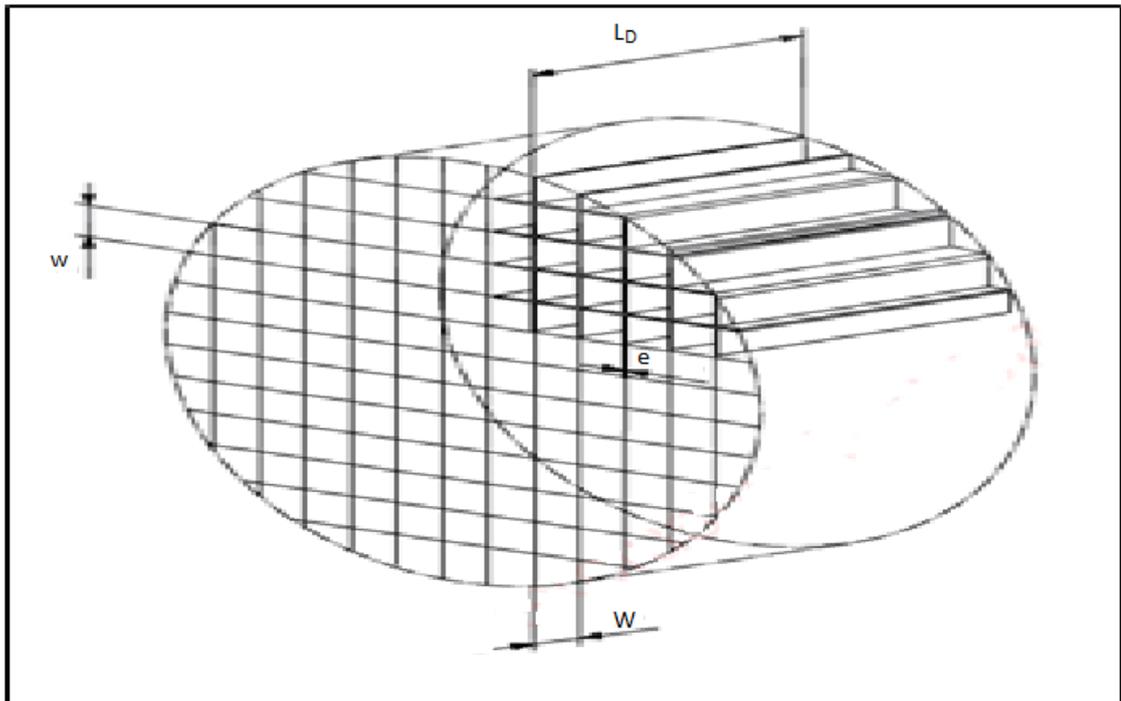


FIGURE 2.9: Redresseur à cellule AMCA [3]

D'après la norme AMCA les paramètres géométriques sont les suivantes :

$$w=0.075D \text{ entraxe}$$

$$L_D=0.45D$$

$$e \leq 0.005D$$

Donc on aura pour la chambre d'essais :

$$w=0.075*894=67\text{mm}$$

$$L_D=0.45*894=402\text{mm}$$

$$e \leq .005*894=4.47\text{mm}$$

2.3.3 Calcul de la longueur de la chambre d'essai

$$L \geq a_2 + 0.5D_3 + 0.3D_3 + L_D + 0.5D_3 = 2064.2 \text{ mm}$$

Dans cette étude on considère la longueur $L=2400\text{mm}$

2.3.4 Réalisation de la chambre d'essais

Pour notre banc d'essai la chambre est fabriquée en MDF (Medium Density Fiberboard) de 15mm d'épaisseur. Le choix de ce matériau est dû à son coût bas, sa disponibilité sur le marché et à la facilité de son usinage, la fabrication de la chambre d'essais a eu lieu dans l'atelier de MOBILIUM à BLIDA

Pour le redresseur, on a opté pour la tôle galvanisée d'épaisseur 1.5mm pour sa rigidité. La réalisation est faite en assemblant des bandes de tôle poinçonné en faille de 2mm de largeur sur 202mm de longueur (Figure 2.10)

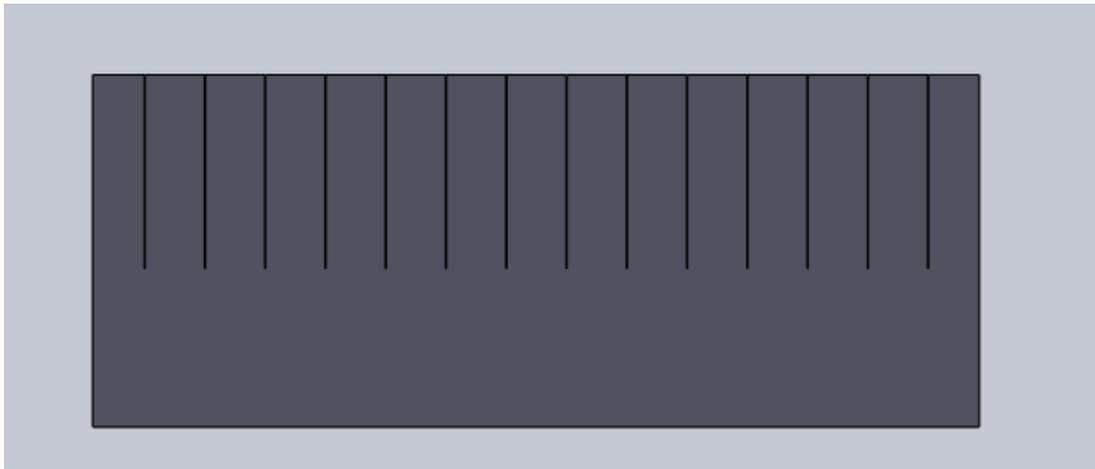


FIGURE 2.10: Bande de tôle constituant le redresseur

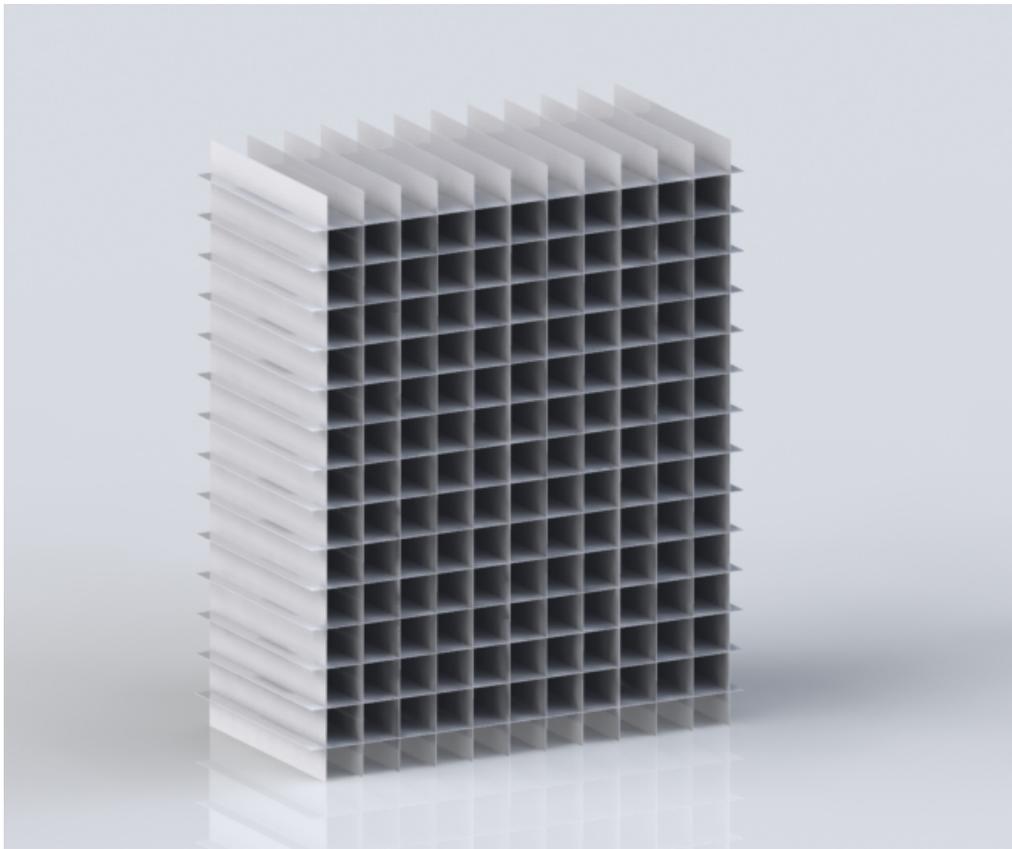


FIGURE 2.11: Redresseur de la chambre d'essais

La chambre d'essais est maintenue sur un châssis fabriqué en cornière pour le surélever afin de le protéger (Figure 2.12)

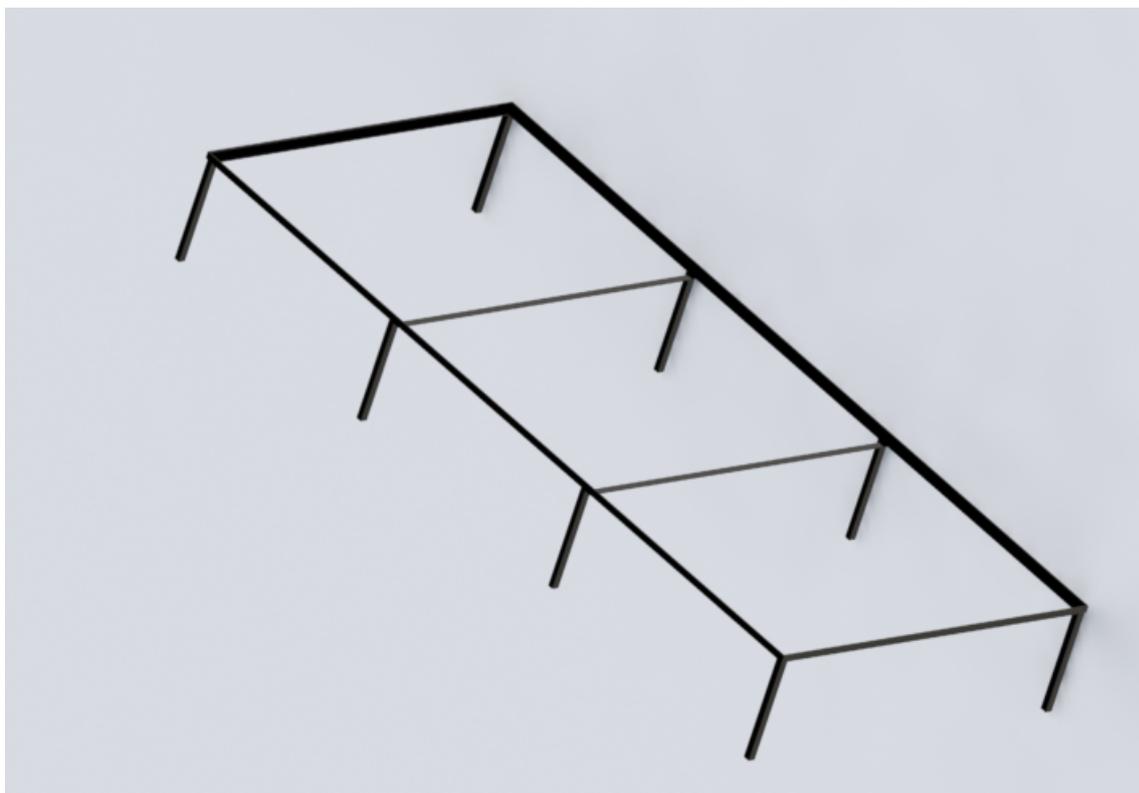


FIGURE 2.12: Châssis de la chambre d'essais

2.4 Dimensionnement et réalisation de la conduite d'aspiration

Le conduit d'aspiration sert à prendre les mesure du débit. D'après la figure (2.1), la longueur du conduit doit être supérieur à $13.5D_7$ (D_7 étant le diamètre de ce conduit).

Le conduit doit comprendre un redresseur, un diaphragme pour la mesure de pression et une vanne pour créer une variation de débit.

Le conduit d'aspiration est maintenu par trois structure comme montrer dans la figure suivantes



FIGURE 2.13: Structure de maintien du conduit

2.4.1 Calcul de la section et de la longueur du conduit

Le choix du diamètre doit être étudié de manière à fournir le débit souhaité avec le minimum de cout de pose, d'entretien et d'exploitation. Le bruit de turbulence suite à une vitesse élevée dans la conduite est aussi une nuisance à prendre en compte dans le choix du diamètre. Pour réaliser ce conduit, on a opté pour les tubes en PVC de diamètre normalisé de 315 mm de diamètre et 5 mm d'épaisseur. Le tube est vendu par unité , chaque unité a une longueur de 6 mètre. Le choix de ce diamètre est fait pour avoir une vitesse d'écoulement minimale tout en respectant le le prix et avoir le minimum de chute de matière .

D'après le constructeur, Le ventilateur fourni à un débit de $5000\text{ m}^3/h$, ainsi la vitesse est donnée par la relation :

$$v = \frac{Q}{S} \quad (2.10)$$

S étant la section du conduit

$$v = \frac{5000 \cdot 4}{3600 \cdot \pi \cdot 0.315^2}$$

$$v = 18 \text{ m/s}$$

Cette vitesse est acceptable au point de vue des pertes par frottement et aussi en point de vu des nuisances sonores

Pour la longueur totale du conduit :

$$L \geq 13.5 \cdot 315 = 4252 \text{ mm}$$

En ajoutant une longueur pour mettre le redresseur et pour introduire la vanne on aura une longueur totale $L= 5500$ mm

2.4.2 Dimensionnement du redresseur du conduit

d'après la figure 2.9, et en appliquant les relations de la normes AMCA, on aura :

$$w=0.075*305=23\text{mm}$$

$$L_D=0.45*305=137\text{mm}$$

$$e\leq.005*305=1.525\text{mm}$$

2.4.3 Le variateur de débit

Pour varier le débit dans le banc d'essais on a opté pour un système de vanne à papillon .

2.5 Tronçon de transformation

Il est toutefois déconseillé d'accroître les vitesses d'écoulement de plus de 30 %, car les pertes de charge dans les conduites deviennent alors très élevées et conduisent à prévoir des ventilateurs plus puissants, donc plus chers à l'achat comme au fonctionnement.

Au raccordement de la chambre d'essais et de la gaine d'aspiration, un divergent est prévu pour diminuer la vitesse d'air à la sortie du ventilateur et améliorer le rapport pression statique/pression dynamique car seul la pression statique du ventilateur est intéressante. Cet élément de transition est formé par simple pliage de la tôle comme illustré dans la figure 2.14.

L'angle du divergent devra être compris entre 7° et 15° et sa longueur devra être au moins égale à 1,5 fois le diamètre de sortie du ventilateur.

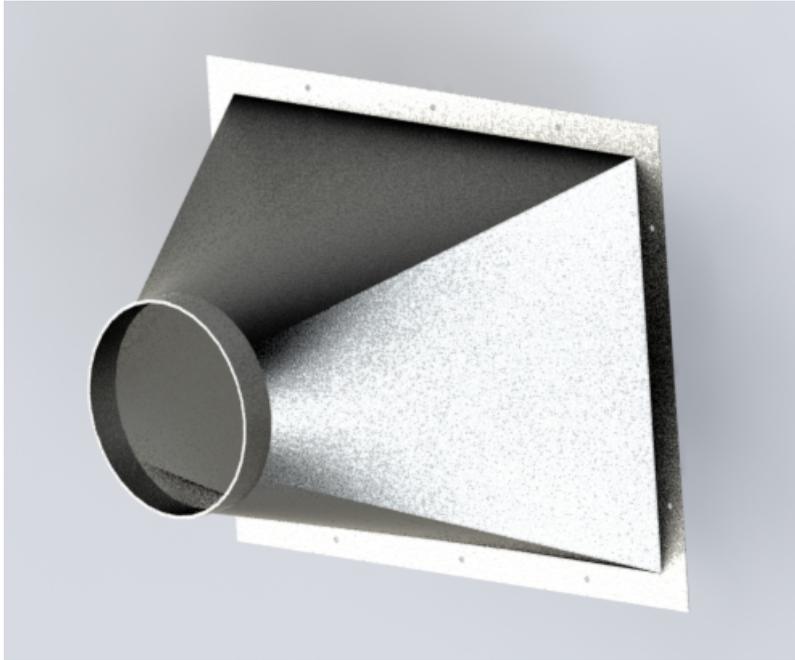


FIGURE 2.14: Tronçon de transformation

La longueur $\geq 1.5 \times 315 = 473$ mm

Pour être dans la plage de l'angle du divergent on prend $L = 500$ mm

La section carrée est de 800×600 mm

Le tronçon est réalisé dans l'atelier de EEF à AIN BENIAN par pliage de tôle .

2.6 Assemblage du banc d'essais

Après avoir terminé la réalisation des différents composants, on a effectué l'assemblage des différents composants.

2.6.1 Assemblage de la conduite d'aspiration

La conduite d'aspiration se compose de deux tubes en PVC de diamètre de 315 mm et de longueur de 1500 mm et 4000 mm chacun, un diaphragme de diamètre extérieur de 315 mm et 150 mm de diamètre intérieur, une vanne muni d'un réducteur, un redresseur à cellule AMCA et trois brides et collets pour le maintien des deux tubes et le groupe tubes vanne. La fixation s'effectue à l'aide de douze boulon M20 de longueur de 160 mm à chaque brides.

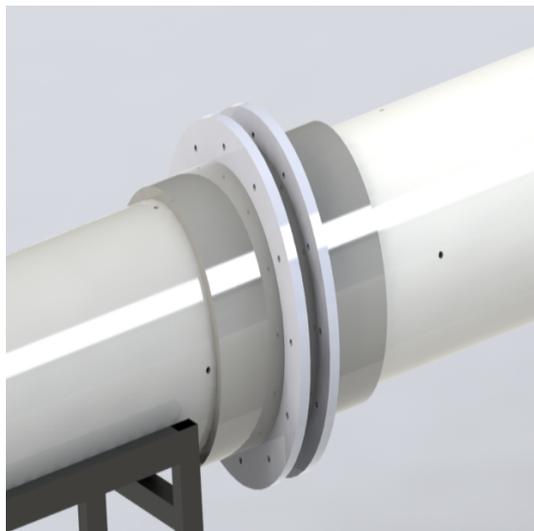


FIGURE 2.15: La fixation du tube PVC

Le diaphragme est logé entre le tube et le collet .

Le redresseur est assemblé comme le montre la figure suivante.

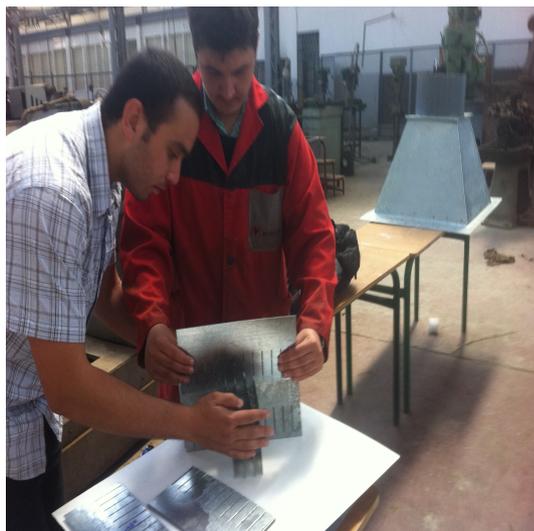


FIGURE 2.16: Assemblage du redresseur de la conduite

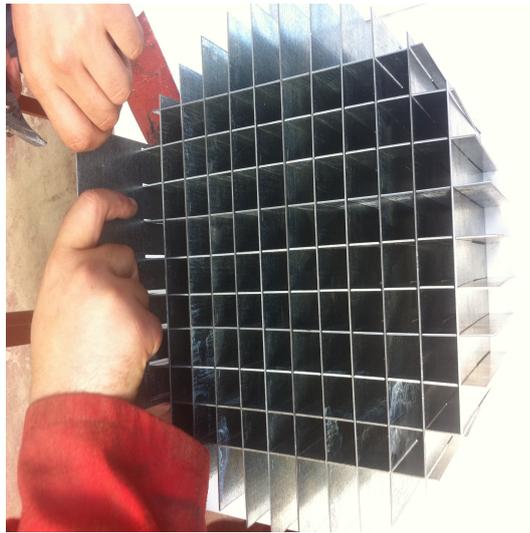


FIGURE 2.17: Redresseur assemblé

Après qu'on a assemblé les pièces du redresseur , on va le fixer dans sa place , la fixation est faite par serrage.



FIGURE 2.18: Fixation du redresseur dans le conduit

2.6.2 Assemblage de la chambre d'essais

Pour la chambre d'essai on a les éléments suivants : le caisson en MDF, Le redresseur, le ventilateur, le tronçon de transformation et le cache en plexy glass.

Le caisson de la chambre d'essais et le tronçon de transformation sont raccordés entre eux par des boulons.

Le redresseur est assemblé avec le même principe que celui du conduit , ensuite il est monté sur la chambre par serrage, à cause du volume encombrant et de son poids, on a utilisé une transpalette réglable en hauteur pour positionner le redresseur en même niveau que la chambre, après on la poussé jusqu'à sa place.

Pour le ventilateur, on a fixé son châssis dans la chambre d'essais après on a fixé le plexy glass au cadre de la chambre et au ventilateur et on a appliqué de silicone pour l'étanchéité

2.6.3 Assemblage de la chambre d'essais avec le conduit d'aspiration

Pour joindre la chambre d'essais avec le conduit, on a emboîté le bout cylindrique du tronçon de transformation dans le bout du conduit , ensuite on a appliqué du silicone pour l'étanchéité.

2.6.4 Réalisation des prises de pression

Après avoir terminé le montage on a réaliser les prise de pression conforme à la norme ISO 5801 et dans les endroits indiquées par les figures 2.8 et 2.9.

La figure suivante montre le banc d'essais monté.

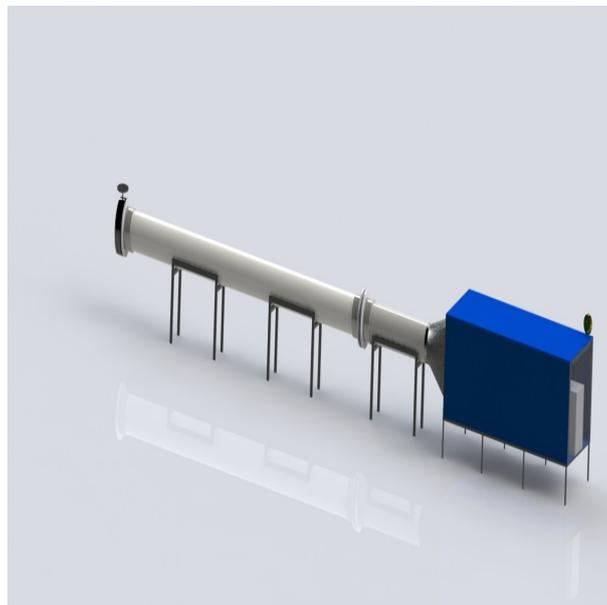


FIGURE 2.19: Banc d'essais (3D)



FIGURE 2.20: Banc d'essais

2.7 Le prix de revient

Dans le tableau ci-dessous les prix des éléments du banc d'essais utilisés dans la réalisation

TABLE 2.1: Le coût des différents composants du banc d'essais

DESIGNATION DES PRODUITS OU PRESTATION	PRIX UNI-TAIRE HT DA	QUANTITE	TOTAL HT DA
Tube PVC 315 PN04	8200	01	8200
Brides de raccordement + collerettes	9800	03	29400
Vanne de régulation PVC avec réducteur	28000	01	28000
Bois MDF 3660*183*15	4000	02	8000
Tôle d'acier galvanisée	1500	05	7500
Plexy Glass 1000*2000*8	8000	01	8000
Prise de pression	170	12	2040
Manomètre en U		02	
Raccord T	250	10	2500
Tachymètre	12000	01	12000
Cornière	1800	02	3600
Tube rectangulaire	2000	02	4000
Peinture pour bois 3kg	3000	01	3000
Peinture pour Métal 2kg	1800	01	1800
Boulons 20	200	24	4800
Boulons 10	30	20	600
Flexible 13 mètres	1300	01	1300
Silicone	300	02	600
Total			125430

3 Essais préliminaires

Dans ce chapitre on va effectuer des essais pour la validation de notre banc d'essais. On prendra des mesures de pression et de débit en variant la charge à l'aide de la vanne. Ensuite on va tracer la courbe de la pression dans la chambre en fonction du débit

3.1 Mesurages à effectuer

Les mesurages qu'on va prendre pour nos essais sont :

- La vitesse de rotation du ventilateur
- la dépression dans la chambre d'essai
- la différence de pression dans le conduit au niveau du diaphragme
- La température dans la chambre d'essais

3.1.1 La mesure de la vitesse de rotation

Pour la vitesse de rotation , on a utilisé un tachymètre à faisceau laser, la bande réfléchissante est fixée sur le coté de la roue du ventilateur, on pose le tachymètre sur le bord de la sortie du ventilateur à une distance d'environ 150mm et on lit les valeurs pour différentes charges du réseau aéraulique.



FIGURE 3.1: Mesurage de la vitesse de rotation

3.1.2 Mesure de la pression dans la chambre

La pression est mesurée à l'aide d'un manomètre à colonne d'eau conformément à la norme ISO 5801.

Le manomètre est raccordé à quatre prises de pression à l'aide d'un TE de raccordement comme indiqué à la figure 2.2.

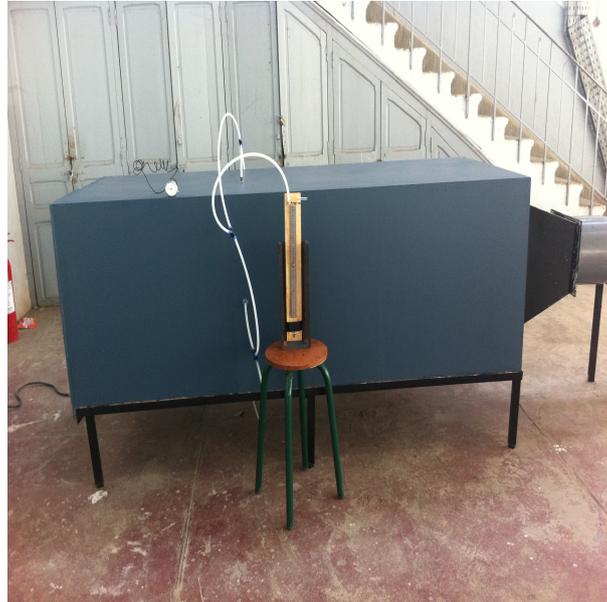


FIGURE 3.2: Mesurage de la pression dans la chambre

3.1.3 La mesure du débit

Le débit est calculé à l'aide de l'équation (2.1), il suffit de connaître Δp entre l'amont et l'aval du diaphragme . et on fait un calcul itératif pour la détermination du facteur α

3.1.4 Mesure de la température

La température est mesurée à l'aide d'un thermomètre à bulbe introduit dans la chambre d'essais.



FIGURE 3.3: Mesure de la température

3.2 Les résultats obtenus

Les résultats obtenus après calcul sont mentionnés dans le tableau suivant :

TABLE 3.1: Résultats d'essais

	Pression dans la chambre [Pa]	Δp dans le conduit [Pa]	Pression en amont du diaphragme [Pa]	Débit [m^3/h]	Vitesse de rotation [tr/min]	température [°C]
1	-250	310	15	863	958	26
2	-240	300	10	850	958	26
3	-230	290	20	835	958	26
4	-230	280	40	820	958	26
5	-220	180	110	660	958	26
6	-180	20	250	223	958	26

On trace le graphe $p = f(Q)$ à partir du tableau

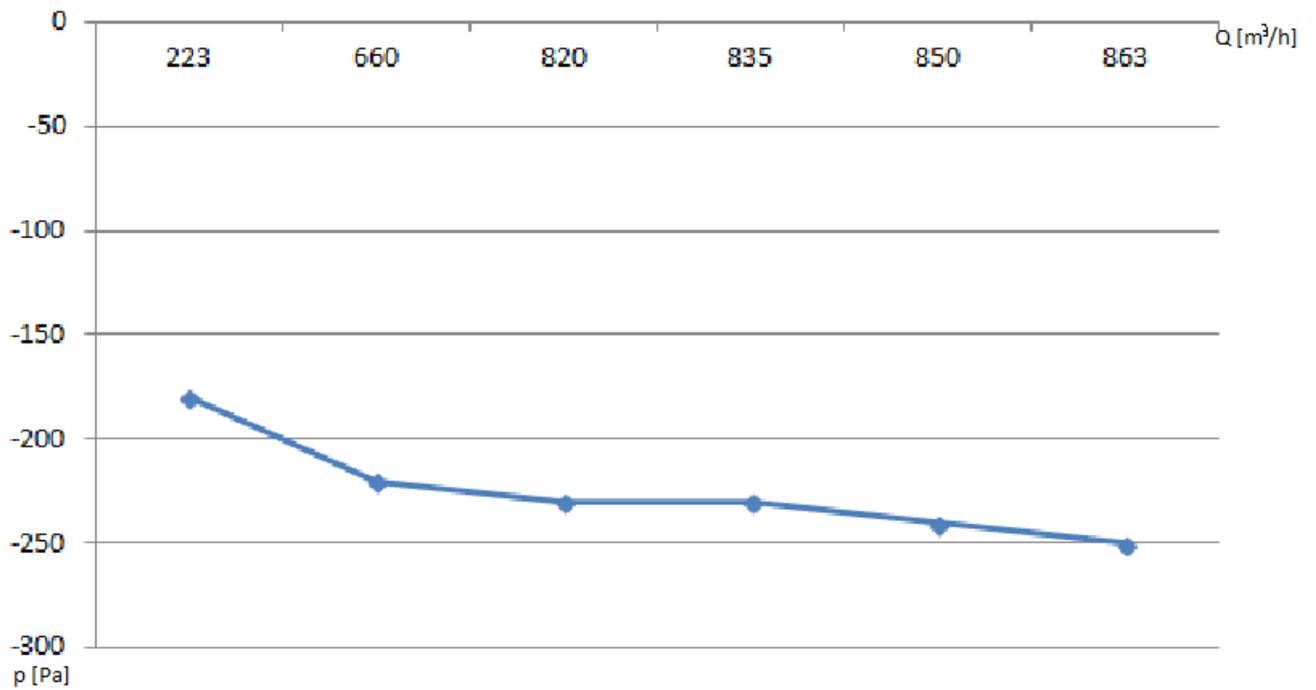


FIGURE 3.4: Graphe représentant la pression dans la chambre en fonction du débit

D'après le graphe obtenu on observe que la dépression dans la chambre augmente avec le débit, puisque le ventilateur travail en aspiration et cela confirme la théorie.

Les résultats obtenus confirment le bon fonctionnement de notre banc d'essais.

Conclusion et perspectives

L'objectif de ce mémoire est de concevoir et réaliser un banc d'essais pour ventilateurs industriels conforme aux normes internationales ; qui d'une part va permettre à l'entreprise EEF de déterminer les courbes de performances des différents types de ventilateurs et par conséquent d'améliorer sa gamme de produits, et d'autre part on bénéficiera le département de génie mécanique d'un nouveau TP pouvant rapporter aux étudiants plus de connaissances pratiques sur les ventilateurs et leur fonctionnement.

En perspectives, on va :

Simuler l'écoulement de l'air dans le banc d'essais en vue de renfoncer l'étude paramétrique en utilisant la CFD (Computational Fluid Dynamics) comme moyen de prédiction et d'analyse des écoulements, les phénomènes complexes liés aux écoulements internes que sont, entre autres, les interactions et les instationnarités induites par le mouvement relatif des parties mobiles par rapport aux parties fixes. En outre, ceci nous offrira la possibilité d'accéder à des grandeurs locales de l'écoulement qui sont difficilement accessibles par la mesure ainsi le couplage avec d'autres modèles physiques (aéroacoustique, cavitation...) qui constituera ainsi une démarche de diagnostic assez pertinente.

Etablir un manuel de TP permettant aux étudiants d'aborder sous l'aspect expérimental des concepts et des problèmes reliés aux ventilateurs :

- Découvrir les techniques de mesure de débit, pression, puissance et vitesse de rotation.
- Tracer les courbes caractéristiques à vitesse de rotation constante, réelle et éventuellement à régime réglable.
- Découvrir les concepts d'erreur et d'incertitude de mesure .

Révolutionner le banc d'essai par l'installation des capteurs électroniques (de pression, température, débit, acoustique...) qui fournirons des mesures plus précises avec une acquisition de données automatique.

Références bibliographiques

- [1] Hussain NOURI, Thèse Étude expérimentale de l'écoulement et de l'interaction entre deux rotors contrarotatifs subsoniques, 2012
- [2] Energie mines ressource Canada. Série de la gestion de l'énergie 13. Ventilateurs et Pompes.
- [3] ISO 5801. Ventilateurs industriels – Essais aérauliques sur circuits normalisés, 2007
- [4] Travaux Pratiques à l'institut de turbomachines Lodz-Lyon, ventilateurs radiaux : caractéristiques et montage en série et en parallèle, 2005
- [5] Frank P.Bleir. Fan Handbook selection, application, and design – Editeur Mc Graw-Hill, 1976
- [6] CEATI International, Guide de référence sur l'efficacité énergétique des ventilateurs et souffleries, 2008
- [7] NF EN ISO 5167 – 1. Mesure de débit des fluides au moyen d'appareils déprimogènes, novembre 1995
- [8] Jeans Desmons. Aide-Mémoire Génie Climatique, 2eme Edition/ Dunod, Paris, 2008
- [9] Jean-Marie MERIGOUX. Ventilateurs, compresseurs. Technique de l'ingénieur BM 4 500
- [10] [http ://www.mtvent.com.au/](http://www.mtvent.com.au/) , 25 mars 2013 7h :25
- [11] [http ://www.thermexcel.com/french/ressourc/mot_vent.htm](http://www.thermexcel.com/french/ressourc/mot_vent.htm) , 30 mars 2013, 22h :46
- [12] [http ://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=10856](http://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=10856) , 5 avril 2013, 19h :20