

**UNIVERSITE SAAD DAHLEB BLIDA 1**  
**FACULTE DES SCIENCES ET TECHNOLOGIE**



**DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE**

**MEMOIRE DE PROJET DE FIN D'ETUDES**  
**POUR L'OBTENTION DU DIPLOME**  
**DE MASTER 2 EN**

**FABRICATION MECANIQUE ET**  
**PRODICTIQUE**

**Thème : Etude et Conception de Ventilateur Centrifuge.**

Proposé et dirigé par :

- Docteur Rabah Magraoui
- Professeur Mohammed Ouali

Réalise par :

- Bendar Fouad
- Bensalah Yacine

2023/2024

## **Remerciement**

*Nous adressons d'abord nos remerciements à **ALLAH** Tout-puissant de nous avoir accordé le succès dans ce travail*

*Nous tenons à remercier vivement tous ceux qui nous ont aidés à élaborer cet ouvrage et en particulier notre Promoteur **Mr OUALI Mohammed** et notre Co- promoteur **Mr MAGRAOUI Rabah** pour leur disponibilité permanente, pour leur aide et ces orientations précieuses, tout le long de ce projet.*

*Nous adressons nos plus sincères remerciements à tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin, à l'aboutissement de ce travail, sans oublier nos camarades de génie mécanique.*

*Nous tenons à exprimer notre gratitude à nos amis et collègues qui nous avons apporté leur soutien moral et intellectuel. Enfin , Nous tenons également à remercier les honorables*

*Enfin , Nous tenons également à remercier les honorables membres du jury, pour l'honneur qu'ils nous ont accordés en acceptant d'évaluer notre travail.*

**BENDAR FOUAD**

**BENSALAH YACINE**

## **Dédicace**

**Tout d'abord, je tiens à remercier ALLAH De m'avoir donné la force et le courage de mener à bien ce modeste travail.**

**Je tiens à dédier cet humble travail à :**

**A ma tendre mère ZIEM et mon très cher père BENDAR**

**A mes sœurs : Tous, du plus vieux au plus jeune**

**A mon binôme : BENSALAH YACINE**

**A mes meilleurs amis : Chabli M, Hamitouche M, KHibai S, Douagi A, Ramoule H, Hanaia T, Benhalel A.**

**A La famille Bendar et ziem**

**Tout ceux qui m'aiment et que j'aime**

# *Dédicace*

*Je dédie ce mémoire à mes parents, pour l'amour qu'ils m'ont toujours donné, leurs encouragements et toute l'aide qu'ils m'ont apportée durant mes études.*

*Je dédie ce mémoire à mes frères Farouk et Youcef et ma sœur Meriem pour leur dévouement, leur compréhension et leur grande tendresse, qui en plus de m'avoir encouragé.*

*A ma famille et à toutes les personnes que j'aime.*

*A mes amis et surtout Ayoub, Riad, Abdeslam qui m'ont toujours soutenue et encouragée au cours de la réalisation de ce mémoire, en leur espérant bonne continuation dans leurs travaux.*

*A mon binôme Fouad qui a été un étudiant exemplaire dans sa vie universitaire et qui a permis à ce travail d'aboutir.*

*Yacine*

## ملخص

في هذه الدراسة، استكشفنا الأسس النظرية لمروحة الطرد المركزي نبدأ بعرض عام للمراوح، تليها تحليل مفصل لديناميكا الهواء والأسس النظرية لتقييم أداء المروحة وقدرتها على توليد التدفق الهوائي المطلوب لهذا الجهاز. بعد ذلك، نقوم بدراسة ثابتة على عمود المحرك للتحقق من مقاومته للانحناء والالتواء نقوم بحساب الانحراف وكتلة التوازن باستخدام الأساليب التقليدية والتحليل بالعناصر المحددة. بعد ذلك، نقوم بدراسة ديناميكية، نظرية ورقمية، لتقدير اهتزازات الدوران الناتجة عن التوازن.

أخيراً، يسلط الضوء على أهمية التحليل الاهتزازي في تشخيص عيوب المراوح الشفط، مما يقدم نهجاً شاملاً لتصميمها وأدائها وصيانتها

الكلمات الرئيسية: مروحة طاردة، مقاومة للانحناء، مقاومة للالتواء، انحراف، توازن، اهتزاز

## Résumé

Dans cette étude, nous explorons les fondements théoriques des ventilateurs centrifuges, en commençant par une présentation générale sur les ventilateurs, suivie d'une analyse approfondie de leur aérodynamique les fondements théoriques pour évaluer les performances du ventilateur et sa capacité à évacuer le débit d'air requis pour cette machine. Ensuite, nous effectuons une étude statique sur l'arbre du moteur afin de vérifier sa résistance à la flexion et à la torsion.

Nous calculons la déflexion et la masse de balourd en utilisant des méthodes théoriques et la simulation numérique ensuite confronté les résultats obtenus. Enfin, il met en lumière l'importance de l'analyse vibratoire dans le diagnostic des défauts des ventilateurs aspirateurs, Offrant ainsi une approche globale de leur conception, de leur performance et de leur maintenance.

Mots clés : Ventilateur centrifuge, résistance à la flexion, résistance à la torsion, déflexion, balourd, vibration

## Abstract

In this study, we explored the theoretical foundations of centrifugal fans. It begins with a general presentation of fans, followed by a thorough analysis of their aerodynamics and theoretical foundations to assess the fan's performance and its ability to evacuate the required air flow for this machine. Next, we conduct a static study on the motor shaft to verify its resistance to bending and torsion.

We calculate deflection and unbalance mass using theoretical methods and numerical simulation, then confront the results obtained. Finally, it highlights the importance of vibrational analysis in diagnosing defects in suction fans, thus offering a holistic approach to their design, performance, and maintenance.

Keywords: Centrifugal fan, bending resistance, torsional resistance, deflection, unbalance, vibration

# Sommaire

Etat de l'art .....	1
Introduction générale .....	2

## Chapitre 1 : Introduction sur les ventilateurs et ventilateurs centrifuges

1.1 Introduction .....	3
1.2 Définition .....	3
1.3 Les différentes applications des ventilateurs industriels .....	4
1.4 Classification des ventilateurs .....	5
1.4.1 Classification suivant la pression .....	5
1.4.2 Classification suivant leur rôle .....	5
1.4.3 Classification suivant les caractéristiques du fluide véhiculé .....	5
1.4.4 Classification suivant la fonction de la trajectoire du fluide dans la roue .....	6
1.4.4.1 Les ventilateurs centrifuge .....	6
1.4.4.1.1 Ventilateurs centrifuge à aubes incurvées vers l'arrière .....	7
1.4.4.1.2 Ventilateurs centrifuge à aubes inclinées vers l'avant .....	8
1.4.4.1.3 Ventilateurs centrifuge à aubes radiales .....	8
1.4.4.2 Les ventilateurs hélicoïdes .....	9
1.4.4.2.1 Ventilateurs à hélice .....	9
1.4.4.2.2 Ventilateurs axiaux à tubes.....	10
1.4.4.2.3 Ventilateurs à aubes axial .....	10
1.4.4.3 Les ventilateurs tangentiels .....	11
1.5 Caractéristiques du ventilateur .....	11
1.5.1 Le débit volumique.....	11
1.5.2 La masse volumique .....	12
1.5.3 La pression .....	12
1.5.4 Rendement global .....	12
1.6 Performances globales et point de fonctionnement .....	12

1.7 Courbes caractéristiques des ventilateurs .....	13
1.8 Modes d'entraînement des ventilateurs .....	13
1.8.1 Entraînement direct des ventilateurs .....	14
1.8.2 Entraînement par poulies et courroies .....	14
1.8.3 Entraînement par accouplement élastique .....	15
1.9 Écroulement de l'air .....	16
1.9.1 Principe des écoulements d'un air dans les canalisations .....	16
1.9.2 Les caractéristiques d'écoulement d'air dans les canalisations .....	17
1.9.2.1 Pression statiques et pression dynamique .....	17
1.9.2.2 Vitesse de l'air .....	18
1.9.3 Pertes de charge .....	19
1.9.3.1 Perte de charges par frottement .....	19
1.9.3.2 Perte de charges singulières .....	21
1.10 conclusion .....	21

## **Chapitre 2 : Étude aérodynamique du ventilateur**

2.1 Introduction .....	22
2.2 Description de machine .....	22
2.3 Dimensions des ventilateur .....	22
2.4 Performance de ventilateur .....	23
2.4.1 Utiliser les lois des ventilateurs .....	23
2.4.1.1 Triangles de vitesse de ventilateur .....	23
2.4.1.2 Pression d'Euler .....	24
2.4.1.3 Relation entre le débit et la pression d'Euler .....	24
2.4.1.4 Perte de charge .....	25
2.4.1.4.1 Circulation inter aubes .....	25
2.4.1.4.2 Perte de la turbine .....	26
2.4.1.4.3 Pertes de sortie .....	26
2.4.1.4.4 Perte d'entre .....	27

2.4.1.5 Pression réelle de ventilateur .....	27
2.4.1.6 Couple de la turbine .....	27
2.4.1.7 Puissance absorbée .....	27
2.4.1.8 Puissance aérienne .....	28
2.4.1.9 Efficacité du ventilateur .....	28
2.4.1.10 courbes .....	28
2.5.1 Modélisation du ventilateur par SolidWorks .....	29
2.5 conclusion .....	34

### **Chapitre 3 : Etude statique de l'arbre**

3.1 Introduction .....	35
3.2 Modélisation du système .....	35
3.3 Résistance à la torsion interne de l'arbre .....	36
3.3.1 Calcul de contrainte de cisaillement .....	37
3.4 Résistance de l'arbre à la flexion .....	37
3.4.1 Vérification de résistance à la flexion .....	40
3.5 Calcul de la flache de l'arbre .....	40
3.6 La déviation à l'endroit ou la roue est fixée à l'arbre .....	40
3.7 Masse de balourd .....	40
3.8 Analyse statique Simulation par SolidWorks .....	42
3.8.1 Propriétés de l'arbre .....	42
3.8.2 Propriétés de bobine.. .....	42
3.8.3 Information sur le modele arbre et bobine.....	43
3.8.4 Propriétés maillage .....	43
3.8.5 Résultats de la simulation .....	44
3.9 Interprétations des résultats .....	44
3.10 Conclusion .....	44



## **Chapitre 4 : Analyse modale théorique et Simulation numérique du système ventilateur**

4.1 Introduction .....	45
4.2 Analyse modale de ventilateur .....	45
4.2.1 Modélisation du système .....	46
4.2.2 Equation de mouvement du système libre .....	46
4.2.3 Calcul de matrice de rigidité [K] .....	47
4.2.4 Calcul de la rigidité $K_1$ .....	48
4.2.5 Calcul de la rigidité $K_2$ .....	49
4.2.6 Calcul de rigidité $K_3$ .....	49
4.2.7 Calcul de la matrice d'inertie .....	49
4.2.8 Détermination de l'équation caractéristique .....	49
4.2.9 Conclusion .....	51
4.3 Analyse de fréquence par SolidWorks .....	51
4.3.1 Introduction .....	51
4.3.2 Conception et simulation du système rotor ventilateur par SolidWorks .....	51
4.3.3 Modélisation du rotor .....	52
4.3.4 simulation du système .....	53
4.3.5 Résultats de la simulation .....	55
4.3.6 Liste des modes .....	57
4.3.7 Interprétation des résultats .....	57
4.3.8 Les solutions à prévoir .....	58
4.3.9 Conclusion .....	58

## **Chapitre 5 : Diagnostic par l'analyse vibratoire des machines Tournantes : Cas du Ventilateur Aspirateur**

5.1 Introduction .....	59
5.2 Cas pratique : Ventilateur pneumatique de refroidissement .....	60
5.2.1 Description de la machine .....	60

5.2.2 Choix des points de mesure de vibrations .....	60
5.3 Historique .....	60
5.4 Diagnostique vibratoire et Analyse des résultats .....	62
5.5 confrontation et validations des résultats théoriques numériques et expérimentaux .....	63
5.5.1 Confrontation et validation des résultats de la simulation avec ceux de l'expérimental.....	64
5.5.2 Confrontation et validation des résultats de la théorie avec ceux de l'expérimental.....	64
5.6 Conclusion .....	64
Conclusion générale .....	64

# Liste des figures

Figure 1.1 : Ventilateurs industriels .....	3
Figure 1.2 : Ventilateur centrifuge à sortie radiale .....	6
Figure 1.3 : Ventilateur centrifuge à sortie spirale .....	6
Figure 1.4 : la forme d'aubes de ventilateur centrifuge .....	7
Figure 1.5 : Ventilateur centrifuge à aubes incurvées vers l'arrière .....	7
Figure 1.6 : Ventilateur centrifuge à aubes inclinées vers l'avant .....	8
Figure 1.7 : Ventilateur à aubes radiales .....	8
Figure 1.8 : Ventilateur axial .....	9
Figure 1.9 : Ventilateur à hélice .....	9
Figure 1.10 : Ventilateur axiaux à tubes .....	10
Figure 1.11 : Ventilateur à aubes axial .....	10
Figure 1.12 : Ventilateur tangentiel .....	11
Figure 1.13 : Rendement préconisé par SIA .....	12
Figure 1.14 : Point de fonctionnement d'une turbomachine .....	13
Figure 1.15 : Ventilateur à Entraînement direct .....	14
Figure 1.16 : Transmission par poulies et courroies .....	14
Figure 1.17 : Entraînement par accouplement élastique .....	15
Figure 1.18 : Mesure de la pression statique , de la pression dynamique et da la pression totale (cas d'une gaine en dépression ).....	17
Figure 1.19 : Diagramme de Moody .....	20
Figure 2.1 : Démontions de ventilateur .....	22
Figure 2.2 : Triangle de vitesse de ventilateur .....	23
Figure 2.3 : Zone d'écoulement à l'entrée et à la sortie de la turbine .....	25
Figure 2.4 : Perte de circulation inter-aubes .....	26
Figure 2.5 Modélisation du système .....	29
Figure 2.6 : Turbine .....	30
Figure 2.7 : Escargot .....	30

Figure 2.8 : Tronçon de transformation .....	31
Figure 2.9 : Tube.....	31
Figure 2.10 : coude .....	31
Figure 2.11 : Tube .....	32
Figure 2.12 : Trançon de transformation .....	32
Figure 2.13 : Tube .....	32
Figure 2.14 : Cone .....	33
Figure 2.15 : Echangeur thermique .....	33
Figure 2.16 : Système du ventilation .....	34
Figure 3.1 : Model théorique du rotor .....	35
Figure 3.2 : Force applique sur l'arbre .....	37
Figure 3.3 : Diagramme des efforts tranchants et des moments fléchissant .....	39
Figure 4.1 : Modèle théorique du système .....	47
Figure 4.3 : Système rotor ventilateur .....	51
Figure 4.4 : Dimensions de l'arbre .....	52
Figure 4.5 : Dimensions de turbine.....	52
Figure 4.6 : Condition de fixation du palier .....	52
Figure 4.7: Définition du connecteur de roulement .....	53
Figure 4.8 : Maillage de modèle .....	54
Figure 4.9 : 1 <sup>er</sup> mode de vibrations à la fréquence de 24.989 Hz .....	55
Figure 4.10 : 2 <sup>eme</sup> mode de vibrations à la fréquence de 42.958 Hz .....	55
Figure 4.11 : 3 <sup>eme</sup> mode de vibrations à la fréquence de 43.297 Hz .....	55
Figure 4.12 : 4 <sup>eme</sup> mode de vibrations à la fréquence de 150.03 Hz .....	55
Figure 4.13 : 5 <sup>eme</sup> mode de vibrations à la fréquence de 170.54 Hz .....	55
Figure 4.14 : 6 <sup>eme</sup> mode de vibrations à la fréquence de 171.29 Hz .....	55
Figure 4.13 : 7 <sup>eme</sup> mode de vibrations à la fréquence de 401.24 Hz .....	56
Figure 4.15 : 8 <sup>eme</sup> mode de vibrations à la fréquence de 404.32 Hz .....	56
Figure 4.16 : 9 <sup>eme</sup> mode de vibrations à la fréquence de 512.65 Hz .....	56
Figure 4.17 : 10 <sup>eme</sup> mode de vibrations à la fréquence de 515.92 Hz .....	56

Figure 5.1 : Schéma cinématique des points des mesure de vibrations .....	59
Figure 5.2 : Courbe de tendance prise sur le palier moteur N°02 dans le sens horizontal du ventilateur pneumatique de refroidissement .....	61
Figure 5.3 : Courbe de tendance prise sur le palier moteur N°02 dans le sens vertical du ventilateur pneumatique de refroidissement .....	62
Figure 5.4 : Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans le sens horizontal du ventilateur pneumatique le : 24 Juillet 2018 (présence d'un balourd sur la turbine de 08.85 mm/s à la fréquence fondamentale est de 48.75 Hz).....	63
Figure 5.5 : : Spectre pris sur le palier moteur N°02 dans le sens vertical du ventilateur pneumatique le : 24 Juillet 2018 (présence d'un balourd sur la turbine de 03.44 mm/s à la fréquence fondamentale est de 50 Hz).....	63

# Liste des tableaux

Tableau 1.1 : Avantages et inconvénients de trios mode d'Entrainement .....	15
Tableau 1.2 : Gamme des valeurs minimales des vitesses de transport d'air pollué dans les canalisations.....	19
Tableau 1.3 : Valeurs des partes de charge en fonction des matériaux constitutifs des conduits .....	21
Tableau 3.1 : Propriétés de matière de l'arbre .....	42
Tableau 3.2 : Propriétés de matière de la turbine .....	42
Tableau 3.3 : Modèle turbine rotor .....	43
Tableau 3.4 : Information sur le maillage .....	43
Tableau 3.5 : Résultats de contraintes .....	44
Tableau 3.6 : Résultats de déplacements .....	44
Tableau 4.1 : Propriétaires de l'étude de la simulation du rotor ventilateur.....	53
Tableau 4.2 : Information sur le maillage du modèle établir par SolidWorks .....	54
Tableau 4.3 : Listes des modes .....	57
Tableau 5.1 : Historique de la machine .....	61

# Liste des symboles

$P_t$  : Pression totale

$P_s$  : Pression statique

$P_d$  : Pression dynamique

$V$  : Vitesse moyenne de l'écoulement

$Q$  : débit de l'écoulement

$A$  : Section droite

$\rho$  : densité de fluide

$L$  : longueur du conduit

$D$  : diamètre du conduit

$\delta$  : coefficient de perte de charge singulière

$D_1$  : Diamètre extérieur de turbine

$D_2$  : Diamètre intérieur de turbine

$b$  : largeur de turbine

$\beta_1$  : Angle intérieur de pale

$\beta_2$  : Angle extérieur de pale

$z$  : Nombre de pales

$Z_{\text{ext}}$  : Zone extérieure du ventilation

$\omega$  : Vitesse angulaire de turbine

$v$  : Vitesse périphérique de pale

$N$  : Vitesse de rotation de turbine

$W$  : Vitesse de l'air par rapport à la turbine

$C$  : Vitesse absolue de l'air

$C_m$  : La composante radiale de le vitesse absolue de l'air

$C_u$  : la composant tangentielle de la vitesse absolue de l'air

$P_E$  : Pression d'Euler

$K_{(\text{tur})}$  : Facteur de perte

$K_{(\text{cache})}$  : Facteur de perte

$K_{(\text{in})}$  : Facteur de perte

$P_r$ : Pression réelle du ventilateur

$T$  : Couple de turbine

$P_a$ : puissance aérienne

$P_{air}$  : puissance absorbée

$Eff_{tur}$  : Efficacité du ventilateur

$\tau$  : contrainte de cisaillement

$I_o$  : moment d'inertie polaire

$r$  : Rayon de l'arbre

$M_t$  : moment de torsion

$s$  : Facteur de sécurité

$\sigma_y$  : La limite d'élasticité

$RA$  : réaction au point A

$RB$  : réaction au point B

$L$  : longueur de l'arbre

$J_1$  : Moment d'inertie correspondant à l'arbre moteur électrique,

$J_2$  : Moment d'inertie relatif la turbine du ventilateur,

$[J]$  : La matrice d'inertie

$[K]$  : La matrice de rigidité

$D$  : Forces de dissipations

$L$  : Lagrangien

$T$  : L'énergie cinétique

$U$  : L'énergie potentielle

$K$  : Rigidité

$x$  : L'allongement provoqué par la force (F)

$M_t$  : Moment de torsion

$G$  : Module d'élasticité transversal (MPa)

$\theta$  : Angle unitaire de torsion

$I_o$  : Moment quadratique ( $m^4$ )

$\omega_{01}$  : Pulsation propre du système.



$f_{01}$  : Fréquence propre

# Etat de l'art

Le ventilateur centrifuge existe depuis plus de deux cents ans mais sa perfection et sa rapidité le développement n'a eu lieu qu'au cours des soixante dernières années.

À côté du moteur électrique, des pompes centrifuges et des compresseurs sont considérées comme les machines les plus utilisées de notre époque. Le domaine d'application de ces rotatifs Les machines se sont continuellement élargies, car elles sont développées pour gérer une gamme plus large de des liquides et des gaz à une pression et des températures plus élevées, et des industries entières deviennent de plus en plus dépendants d'eux.

la première roue centrifuge à dix roues en bois à double courbure lames et datant du Ve siècle a été retrouvé en 1772 dans un cuivre portugais abandonné le mien à San Dominigos.

En 1880, on a conçu une volute pour la ventilation de la mine et un ventilateur centrifuge à pales recourbées vers l'arrière, et la structure était relativement complète

En 1862, le britannique Guibel invente le ventilateur centrifuge. Sa roue et son carter sont des cercles concentriques. L'enveloppe est en briques. La roue en bois utilise des pales droites vers l'arrière. L'efficacité n'est que d'environ 40 %. Il est principalement utilisé pour la ventilation des mines.

Puis des développements sont commencé à apparaitre 1892 la France a développé un ventilateur à flux croisés; en 1898, les Irlandais ont conçu un ventilateur centrifuge Sirocco à pales avant, qui a été largement utilisé dans divers pays ; au 19ème siècle, les ventilateurs axiaux étaient utilisés dans la ventilation des mines et le dynamitage dans l'industrie métallurgique. Cependant, sa pression n'est que de 100-300 Pa et son efficacité n'est que de 15-25 % . Il ne se développe rapidement que dans les années 1940.

En 1935, l'Allemagne a adopté pour la première fois le ventilateur à pression égale à flux axial pour ventiler et induire de l'air pour la chaudière; en 1948, le Danemark a fabriqué un ventilateur à flux axial avec des pales mobiles réglables pendant le fonctionnement; Ventilateurs tangentiels ; En 2002, les ventilateurs centrifuges antidéflagrants chinois étaient largement utilisés dans les domaines de la chimie, du pétrole, des machines et autres, et des ventilateurs centrifuges antidéflagrants Changlindong ont également été développés. Les ventilateurs centrifuges sont des équipements de production auxiliaires couramment utilisés dans les entreprises de traitement de la pierre. Ils sont principalement utilisés dans les appareils de ventilation et de dépoussiérage.

# Introduction générale

Un ventilateur est un appareil destiné, comme son nom l'indique, à créer un vent artificielle, un courant d'air. Les premiers ventilateurs étaient mus par la force humaine ou animale. Avec la révolution industrielle de grands ventilateurs Centrifuges ont été mus par des machines à vapeur, puis électriques . désormais les ventilateurs sont mus par un moteur électrique qui entraîne une hélice ou une turbine. Les ventilateurs peuvent être utilisés pour tous les fluides compressibles ; Ils sont utilisés dans une variété d'applications :

- La cheminée des chaudières à brûler du carburant.
- Gaz de décoration de l'aspirateur, fours, fonderie.
- Ventilation des locaux

Le ventilateur est une turbomachine réceptrice, comportant une ou plusieurs roues autour d'un axe, entraînée par une puissance mécanique primaire qui lui est transmise. Il entretient l'écoulement d'un fluide gazeux qui reçoit ainsi, en le traversant, une puissance mécanique utilisable (puissance utile) correspondant à un travail réel. La somme de la pression totale à l'ouïe d'aspiration et de la pression totale au refoulement représente la hauteur manométrique totale du ventilateur. Il s'ensuit l'établissement d'un débit du fluide continu Les composants de base du ventilateur consistent en une roue et un carter pour diriger le débit d'air.

Les principes de base du fonctionnement des ventilateurs sont traités sous les deux rubriques principales ventilateurs centrifuges et ventilateurs axiaux. Les ventilateurs centrifuges déplacent l'air grâce à la 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.

Le carter d'un ventilateur centrifuge peut être à sortie radiale continue ou spiralé à sortie unique. 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. Cet air se comprime et se dirige uni directionnellement vers un réseau de gaines. [1]

Ce modeste travail est divisé en cinq parties, à savoir :

- Nous avons commencé par un état de l'art, ou nous avons illustré l'historique et les différentes étapes de passage de l'évolution dans le domaine de la ventilation industrielle.
- Dans le premier chapitre, nous avons abordé le domaine de la ventilation par les différents types des ventilateur industriels en particulier les ventilateurs centrifuges, ainsi que les caractéristiques d'écoulements d'air.
- Dans le deuxième chapitre, nous avons entamer l'étude aérodynamique du ventilateur centrifuge pneumatique se trouvant dans un atelier de fabrication des pattes, avec une modélisation numérique de cet équipement par le logiciel SolidWorks.
- En ce qui concerne le troisième chapitre, nous avons étudié la vérification du système à la torsion et à la flexion, enrichi par une analyse statique numérique par SolidWorks.
- Dans le quatrième chapitre, nous avons réalisé une analyse modale théorique ainsi qu'une simulation numérique du ventilateur, permettant l'identification des modes propres et des fréquences naturelles. Cette approche visait à optimiser sa conception et à faciliter sa maintenance.
- Dans le cinquième chapitre, nous traitons du diagnostic des ventilateurs par l'analyse vibratoire, focalisant sur la détection des déséquilibres, des désalignements et des problèmes de roulements. Cette méthode vise à optimiser la maintenance et à garantir la fiabilité des machines.

# **Chapitre 1**

## **Généralités sur les ventilateurs**

## 1.1 Introduction :

Les ventilateurs industriels, tels que ceux de la figure 1.1, sont essentiels dans de nombreuses industries. Les industries de la chimie, de la médecine, de l'automobile, de l'agriculture, de la climatisation, de la réfrigération, de la transformation des aliments ou encore de la construction nécessitent souvent leur utilisation pour faire circuler l'air frais et améliorer le conditionnement de l'air. Les gymnases, les entrepôts et les garages de stationnement souterrains ont également besoin de ces ventilateurs industriels pour assurer la santé et la sécurité des utilisateurs au sein de leurs bâtiments. ...

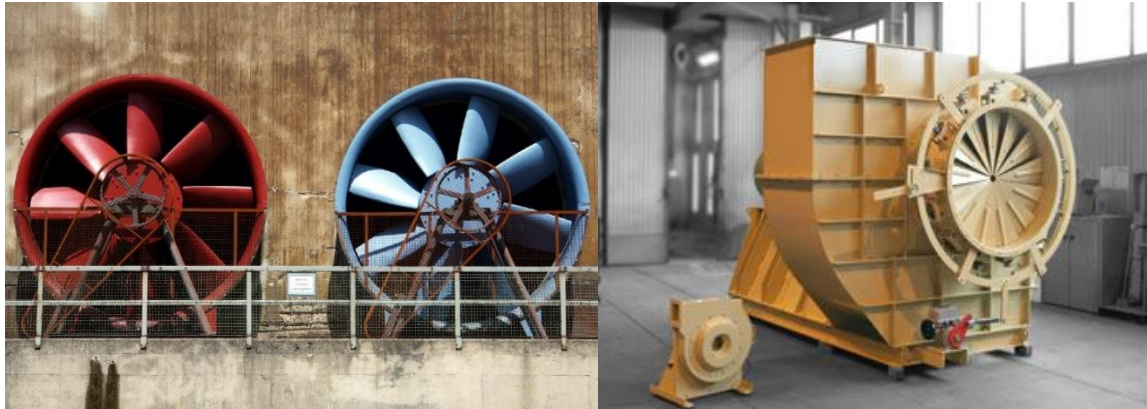


Fig 1.1 : Ventilateurs industriels.[17]

## 1.2 Définition :

Un ventilateur est un appareil destiné à créer un vent artificiel/un courant d'air. [3]

Un ventilateur est une machine qui utilise des pales disposées autour d'un axe central pour déplacer l'air. C'est une turbomachine réceptrice, ce qui signifie qu'elle reçoit l'air et le fait circuler grâce à une source d'énergie externe. Cette source d'énergie peut être mécanique, généralement fournie par un moteur électrique ou à combustion interne. L'air est aspiré par les pales du ventilateur et est propulsé dans la direction désirée, créant ainsi un flux d'air contrôlé. Il entretient l'écoulement d'un fluide gazeux qui reçoit ainsi, en le traversant.

La somme de la pression totale à l'aspiration et de la pression totale au refoulement représente la hauteur manométrique totale du ventilateur. Il s'ensuit l'établissement d'un débit du fluide continu. [2]

### 1.3 Les différentes applications des Ventilateurs industriels

#### Les ventilateurs industriels trouvent plusieurs applications :

- **Soufflage** : Les ventilateurs et les soufflantes à canal latéral en combinaison avec aubes, génèrent un flux d'air ciblé et parfaitement dosé pour des applications en tout genre. En utilisant cette technique dans plusieurs domaines (menuiserie de bois, dépoussiérage, ...).

- **Aspiration** : Sur les installations servant notamment au travail de la maison, de la pierre ou aussi de tissus, il est extrêmement important que les matières restent fixées en un point donné lors de l'usinage.

Les aspirateurs créent à cet effet une pression négative qui aspire la matière, garantissant une parfaite stabilité. La dépression peut être répartie à l'aide de différentes buses d'air, ce qui permet de fixer aisément des surfaces étendues.

- **Chauffage** : Une unité chauffante installée en amont permet de faire passer l'air chauffé directement à travers le ventilateur. Ce mode de chauffage est notamment utilisé pour le soudage et le collage de films plastiques, pour le séchage accéléré de granulés plastiques (et autres matériaux),

- **Aération et Désaération** : Pour assurer l'aération et la désaération de locaux, zones de travail et aussi de contenants en tout genre, on souffle généralement de l'air frais dans la zone où l'air est fortement pollué et on aspire l'air impur au travers de filtres. Cela assure un renouvellement permanent de l'air, en particulier dans les endroits entraînant des taux élevés de substances nocives tels que les cabines de peinture, les postes de soudage, les réservoirs d'huile, les garages automobiles, etc.

- **Refroidissement** : Le refroidissement à air présente des avantages notables dans de nombreux domaines par rapport au refroidissement à l'eau. Le refroidissement à air peut se faire directement, mais il est sans contact et ne produit pas de vapeurs ni d'eau usées. Il n'y a donc pas de risque de mélanger ou de salir les matières refroidies ni d'endommager par exemple des composants électroniques.

- **Séchage** : de nombreux matériaux et biens doivent être soumis à un nettoyage approfondi. Ce nettoyage se fait généralement à l'eau. Après nettoyage, les résidus d'eau et de produits de nettoyage sont éliminés avec de l'air produit par le ventilateur. [4]

## 1.4 Classification des ventilateurs :

Les ventilateurs peuvent être classés de plusieurs façons [2] :

- Suivant la pression
- Suivant leur rôle
- Suivant les caractéristiques du fluide véhiculé
- Suivant la fonction de la trajectoire du fluide dans la roue

### 1.4.1 Classification suivant la pression :

- les ventilateurs à basse pression :  $\Delta p < 1\ 500\ \text{Pa}$ .
- les ventilateurs à moyenne pression :  $1\ 500\ \text{Pa} < \Delta p < 3\ 600\ \text{Pa}$ .
- les ventilateurs à haute pression :  $3\ 600\ \text{Pa} < \Delta p < 10\ 000\ \text{Pa}$ .

### 1.4.2 Classification suivant leur rôle :

- Ventilateur en conduit (ou extracteur) : ventilateur servant à déplacer de l'air dans un conduit
- Ventilateur de paroi : ventilateur servant à transférer de l'air d'un espace libre dans un autre espace séparé du premier par une cloison comportant une ouverture dans laquelle ou sur laquelle le ventilateur est installé.
- Ventilateur accélérateur : ventilateur utilisé pour engendrer un jet d'air dans un espace et qui n'est pas raccordé à un conduit.
- Ventilateur brasseur d'air : ventilateur utilisé pour brasser l'air dans un espace, qui n'est pas raccordé à un conduit et qui est généralement dépourvu d'enveloppe.
- Rideau d'air : dispositif de brassage d'air qui produit un rideau d'air, flux d'air à direction contrôlée, se déplaçant sur toute la hauteur et toute la largeur d'une ouverture, qui peut réduire l'infiltration ou le transfert d'air d'un côté à l'autre de l'ouverture, et/ou empêche le passage des insectes, de la poussière ou des débris [5]

### 1.4.3 Classification suivant les caractéristiques du fluide véhiculé :

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

### 1.4.4 Classification Suivant la fonction de la trajectoire du fluide dans la roue :

Dans cette classification nous avons :

- Les ventilateurs centrifuges.
- Les ventilateurs hélicoïdes.
- Les ventilateurs tangentiels.

#### 1.4.4.1 Les ventilateurs centrifuges :

Dans ce type de ventilateur, l'air est aspiré axialement et est rejeté radialement. Les centrifuges permettent de générer des pressions élevées. Leurs rendements peuvent atteindre des valeurs élevées. Les ventilateurs centrifuges à action dits sont largement utilisés dans diverses applications. Ces machines sont caractérisées par des écoulements complexes fortement décollés. [6]

La roue de ventilateur centrifuge est généralement contenue dans un carter de ventilateur en forme de spirale. L'air ou le gaz à l'intérieur du ventilateur centrifuge est projeté de l'extérieur de la roue, vers une sortie au plus grand diamètre du boîtier. La roue peut avoir une ou deux ouïes d'aspiration et peut comprendre ou non un disque avant et/ou un disque arrière de roue (plaque centrale). [5]

Le carter d'un ventilateur centrifuge peut être à sortie radiale continue (figure 1.2) ou spiralé à sortie unique (figure 1.3). 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. Cet air se comprime et se dirige uni directionnellement vers un réseau de gaines.

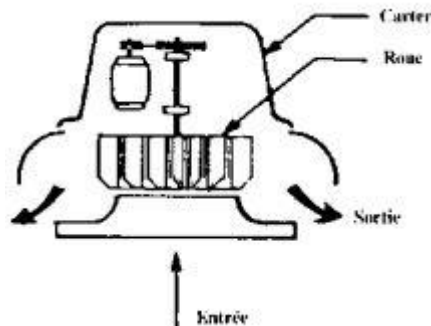


Fig 1.2 : Ventilateur centrifuge à sortie radiale.

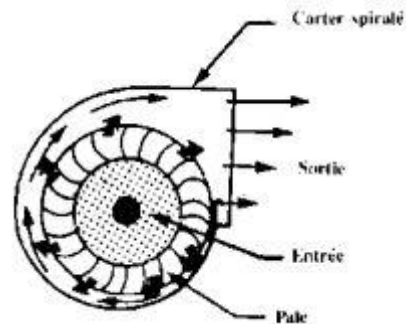


Fig 1.3 : Ventilateur centrifuge à sortie spirale.

Il existe des ventilateurs centrifuges à deux ouïes d'aspiration. Ces roues plus larges, parfois composées de deux roues simples ouïes accolées, aspirent l'air de chaque côté de la roue. [13]



Les aubes des ventilateurs peuvent avoir différentes formes :

- a) aubes courbées vers l'arrière ou à réaction.
- b) aubes courbées vers l'avant ou à action
- c) aubes radiales.

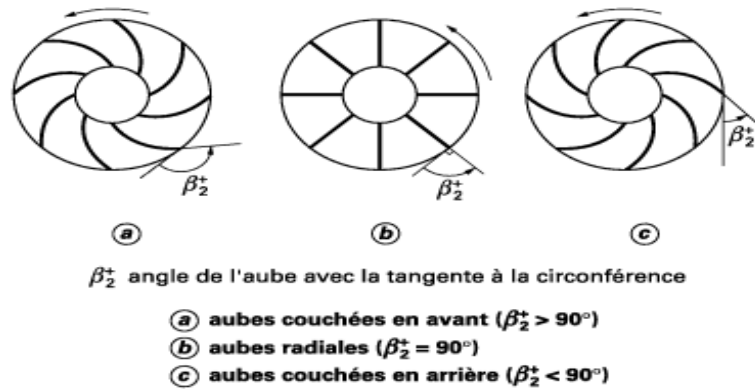


Fig 1.4 : Forme d'aubes de ventilateur centrifuge.

**1.4.4.1.1- Ventilateur centrifuge à aubes incurvées vers l'arrière :** Les ventilateurs centrifuges courbés vers l'arrière ont un nombre réduit de grandes pales, qui peuvent être des sections aérodynamiques, qui s'écartent du sens de rotation. Ce type de ventilateur nécessite une vitesse plus élevée pour générer de la pression que les ventilateurs à courbe avant de taille similaire. Les ventilateurs courbes vers l'arrière sont les plus efficaces sur le plan énergétique parmi toutes les conceptions de roue.

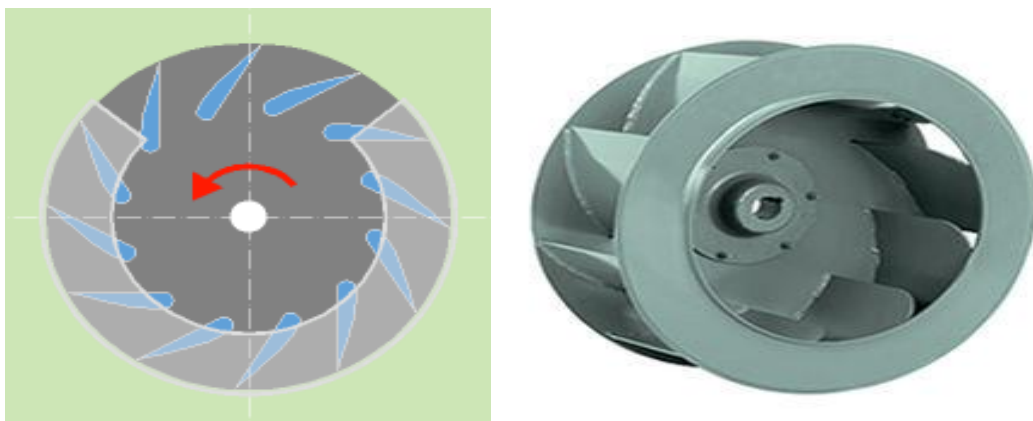


Fig 1.5 : Ventilateur centrifuge à aubes incurvées vers l'arrière.[18]

**1.4.4.1.2- Ventilateur centrifuge à aubes inclinées vers l'avant :** la roue de ces ventilateurs comprend un nombre important d'aubes de faible hauteur. Elles sont inclinées dans le sens de rotation de la roue. Ce type de roue tire la plus grande partie de sa puissance à « l'air libre » mais s'accélère à mesure que la résistance s'ajoute et nécessite un boîtier à spirales pour fonctionner efficacement. Développant une haute pression de manière relativement silencieuse, ces ventilateurs sont souvent utilisés dans des systèmes a conduits.

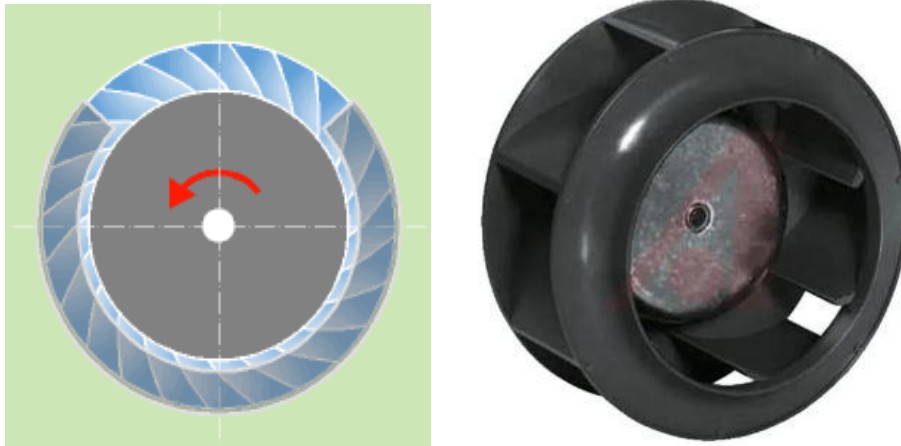


Fig 1.6 : Ventilateur centrifuge à aubes inclinées vers l'avant.[18]

**1.4.4.1.3- Les ventilateurs à aubes radiales :** la roue de ces ventilateurs est composée d'aubes droites. Ce type de ventilateur a un très faible rendement, et est peu utilisé dans les installations de ventilation. et utilise pour transport de produits très légers dans l'industriel.



Fig 1.7 : Ventilateur à aubes radiales.

### 1.4.4.2 Les ventilateurs hélicoïdes :

Parfois appelé ventilateur à hélice, ce type de ventilateur déplace de grands volumes d'air à des pressions relativement basses. L'air entre et sort du ventilateur le long de l'axe du moyeu du ventilateur. Dans ces ventilateurs, l'air est aspiré et propulsé parallèlement à l'axe de rotation du ventilateur. Ils peuvent mettre en jeu des débits très importants, mais sont limités à des pressions faibles. Ils sont donc intéressants lorsqu'il convient d'assurer un débit d'air sous de faibles pertes de charge. On les retrouve sur les condenseurs à air, sur les évaporateurs des chambres froides commerciales, pour la ventilation générale d'ateliers, etc.

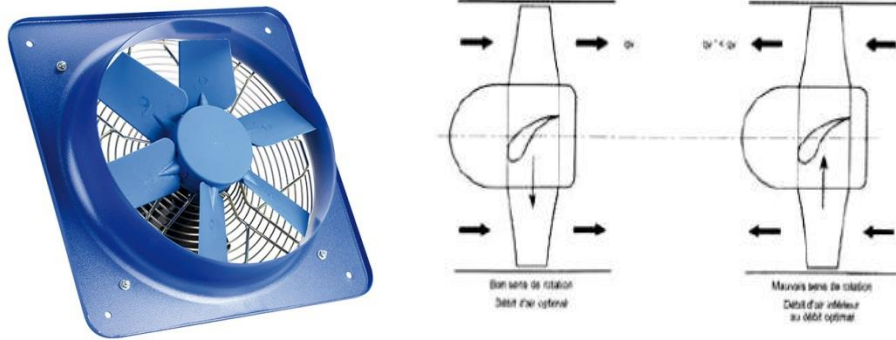


Fig 1.8 : Ventilateur axial.

Il y a plusieurs des types :

**1.4.4.2.1. Ventilateur à hélice :** ventilateur hélicoïde ayant une roue avec un petit nombre de larges aubes d'épaisseur constante, et qui est conçu pour fonctionner dans un orifice [5], Les ventilateurs à hélice sont des ventilateurs peu coûteux, à faible rendement, utilisées 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 carters comprennent un diaphragme ou une venturi pour augmenter la performance du ventilateur. [7]

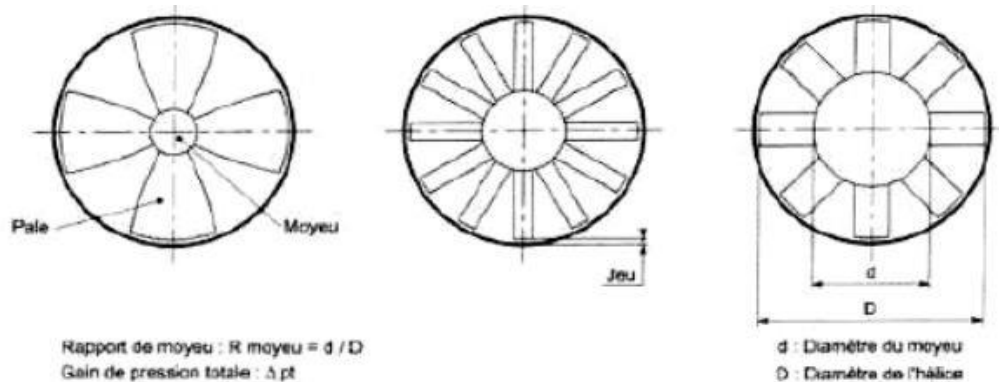


Fig 1.9 : Ventilateur à hélice.

**1.4.4.2 Ventilateurs axiaux à tubes :** Les ventilateurs axiaux à tube sont des ventilateurs axiaux qui utilisent des pales cylindriques pour déplacer l'air à travers le ventilateur, Les ventilateurs axiaux à tube sont plus efficaces que les ventilateurs à hélice et peuvent opérer à des pressions différentielles plus élevées. Le carter est constitué d'un tube cylindrique formé de façon que le jeu radial soit minimal entre l'extrémité des pales et le tube. Leurs caractéristiques principales résident dans leur facilité d'installation, leur coût raisonnable et un entretien minimal. Ils sont utilisés dans l'industrie pour les sècheurs, les postes de vaporisation de peinture et les systèmes d'évacuation.



Fig 1.10 : Ventilateur axial à tube.

**1.4.4.2.3 Ventilateurs à aubes axial :** Les ventilateurs axiaux à aubes comportent des aubes qui génèrent efficacement des débits d'air à une pression différentielle moyenne et élevée. Le diamètre du moyeu est en général plus grand que la moitié de celui du carter. 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. Les ventilateurs axiaux à pales ont les mêmes applications que ceux à tube.



Fig 1.11 : Ventilateur à aubes axial.

**1.4.4.3 Les ventilateurs tangentiels** : En pratique, dans un ventilateur tangential, l'air tiré suit une trajectoire tangentielle, justement. Cela signifie que l'air passe autour du cylindre de la turbine sans traverser la turbine. En d'autres termes, la trajectoire de l'air est sensiblement normale à l'axe de la roue, que ce soit à l'entrée comme à la sortie de celle-ci. Les ventilateurs colonne sont des ventilateurs tangentiels placés verticalement.



Fig 1.12 : Ventilateur tangential.

## 1.5 Caractéristiques du ventilateur :

Les caractéristiques essentielles définissant un ventilateur sont :

- La masse volumique
- Le débit volumique.
- la pression.
- Le rendement global.
- La puissance absorbée.

**1.5.1 Le débit volumique** : Le débit volumique dans les ventilateurs est le volume de fluide qui traverse le ventilateur pendant l'unité de temps. Exprimés en  $[m^3/h]$  ou en  $[m^3/s]$  que l'on considère dans la définition et le calcul des ventilateurs :

$$Q = V.S \quad (1.1)$$

Avec :

Q : le débit volumique

V : la vitesse

S : la surface

- les débits volumiques sont liés directement aux vitesses

- le débit volumique dans le ventilateur ne varie pas tant que le gain de pression «  $\Delta P$  » ne dépasse pas 3000 Pa.

[8]

**1.5.2 La masse volumique :** Les ventilateurs utilisés dans le bâtiment ne présentent que très rarement des pressions supérieures à 1500 [Pa] soit 1,5 % de la pression atmosphérique et l'élévation de température dans le ventilateur n'excède pas quelques degrés : on peut donc considérer que la masse volumique reste constante dans la traversée du ventilateur. [8]

**1.5.3 La pression :** La pression représente la force exercée par le ventilateur pour pousser ou aspirer l'air. Elle est exprimée en Pascal (Pa). La pression varie en fonction de la résistance rencontrée par le flux d'air dans le système.

**1.5.4 Rendement global :** Le rendement du ventilateur est une chose, il faut manométrique cependant aussi être attentif au rendement de l'ensemble formé par le ventilateur, son entraînement (moteur et transmission). Pour comparer deux solutions de ventilateur, on peut demander à chaque fournisseur la puissance électrique absorbée par le moteur pour obtenir le débit et la hauteur manométrique voulus, le rendement étant égal à :

$$\text{Rendement} = \text{Débit [m}^3\text{/s]} \times \text{Hauteur [Pa]} / \text{Puissance électrique [W]}$$

Pour se faire une idée de la qualité des solutions, on peut comparer le rendement proposé aux valeurs minimum imposées en Suisse par la SIA (Société suisse des ingénieurs et architectes). Pour les installations dites très performantes, on peut dépasser ces valeurs de 5 %.

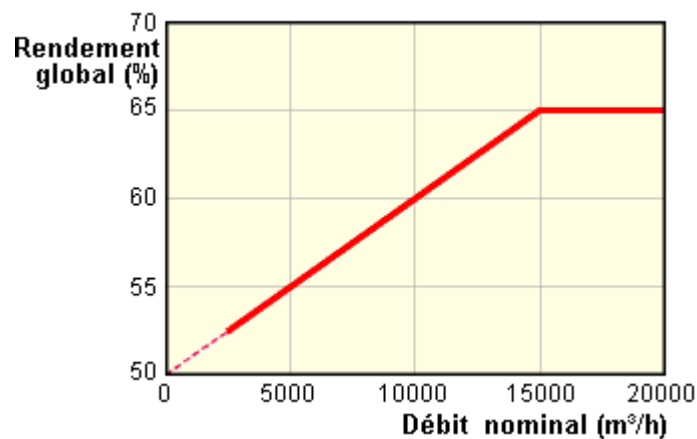


Fig 1.13: Rendement préconisé par SIA.

## 1.6 Performances globales et point de fonctionnement :

Intégré à un circuit aéraulique, le ventilateur s'adapte à ce dernier pour une vitesse donnée. Il est donc indispensable de connaître d'abord la caractéristique du circuit en déterminant la courbe de perte de charge en fonction du débit. Le ventilateur est alors choisi ou conçu de sorte que d'une part, la courbe caractéristique du ventilateur intersecte celle de la perte de charge du circuit au débit souhaité et que d'autre part, le maximum du rendement soit également atteint à ce débit. On appelle débit nominal celui pour lequel le rendement est maximal. On retiendra de cette figure que les trois paramètres globaux définissant le point de fonctionnement d'un ventilateur.

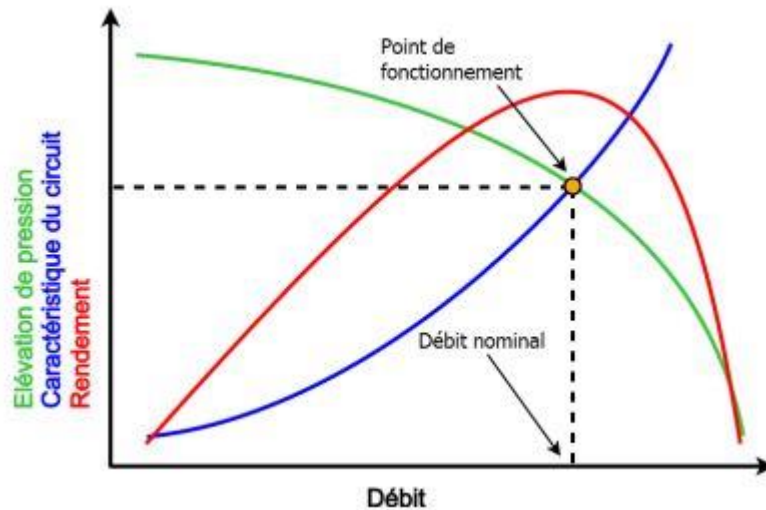


Fig1.14 : Point de fonctionnement d'une turbomachine. [16]

Sont le débit  $Q$ , l'élévation de pression à ce débit,  $\Delta P$  et la vitesse de rotation  $N$   $\mathbf{1}$ , pour un fluide de masse volumique  $\rho$ . Le concepteur cherchera donc à obtenir le meilleur rendement pour ce point de fonctionnement. [10]

### 1.7 Courbes caractéristiques des ventilateurs :

Les courbes caractéristiques d'un ventilateur représentent l'évolution des principes caractéristiques en fonction du débit volumique pulsé.

Ce sont pour chaque ventilateur :

- La courbe du gain de pression totale ou charge.
- La courbe de la puissance sur l'arbre du ventilateur.
- La courbe du rendement global.
- La courbe du niveau de puissance acoustique.
- 

### 1.8 Modes d'entraînement des ventilateurs [9] :

Trois modes d'entraînement des ventilateurs sont utilisés, il s'agit de :

- L'entraînement direct (le plus classique).
- L'entraînement par accouplement élastique.
- L'entraînement par courroie.



**1.8.1 Entraînement direct des ventilateurs :** Le ventilateur est monté directement sur le bout de l'arbre du moteur, le moteur est du type sur Pied ou avec bride. (dépendant de la puissance).

Dans ce système L'encombrement est des plus réduits, le coût d'investissement faible, le rendement élevé. Le nombre de roulements étant minimal, la maintenance est simplifiée. En revanche, la vitesse de rotation du ventilateur est fixée par celle du moteur d'entraînement.



Fig 1.15 : Ventilateur a Entraînement direct.

**1.8.2 Entraînement par poulies et courroies :** Une poulie est fixée sur l'arbre du moteur par un support robuste. Ce mode d'entraînement est très souple puisqu'il permet de modifier la vitesse de rotation du ventilateur par échange de poulies. Concrètement, en choisissant une poulie de plus petit diamètre sur l'arbre moteur, le ventilateur tourne moins vite et inversement, la vitesse du moteur étant fixe.

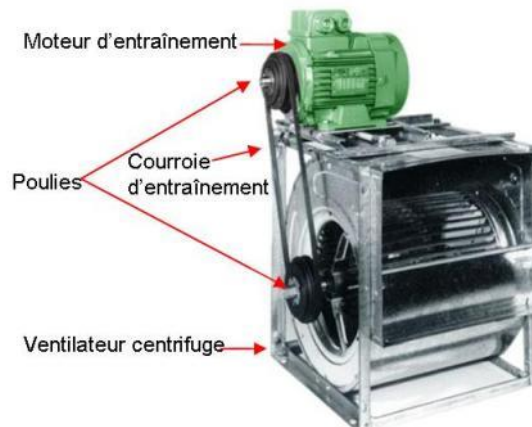


Fig 1.16 : Transmission par poulies et courroies.



**1.8.3 Entraînement par accouplement élastique :** La transmission par accouplement élastique est le meilleur choix pour les grandes puissances, L'arbre du moteur et celui du ventilateur sont distincts, un élément élastique, généralement en caoutchouc, est interposé entre les deux moitiés de l'accouplement. L'accouplement élastique absorbe les variations de pression et réduit la transmission des vibrations du moteur.

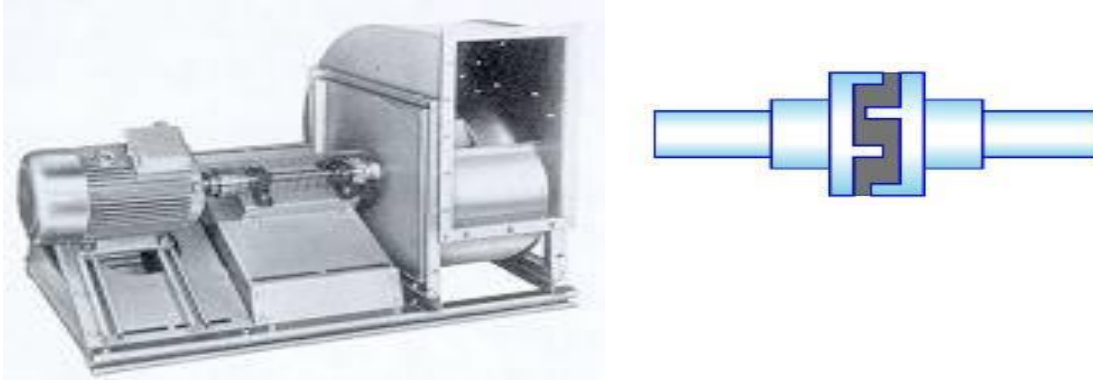


Fig 1.17 : Entraînement par accouplement élastique.

Tableau 1.1 : Avantages et inconvénients de trois modes d'Entraînement .

<b>Modes d'Entraînement</b>	<b>Avantages</b>	<b>Inconvénients</b>
<b>Direct par l'arbre du moteur</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- construction simple</li> <li>- coût réduit</li> <li>-Encombrement réduit</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- impossibilité de faire varier la vitesse de rotation</li> <li>- les roulements du moteur supportent la roue (poids limité)</li> </ul>
<b>Par courroies</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- variation de la vitesse de rotation aisée</li> <li>- construction relativement simple</li> <li>- correction du point de fonctionnement possible par échanges de poulies</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- pertes de puissance</li> <li>- usure des courroies</li> <li>- faibles d'entraînements plus importants</li> </ul>
<b>Par accouplement élastique</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- solution très fiable et robuste</li> <li>- pas de pertes d'énergie par l'entraînement</li> <li>- idéal pour l'utilisation d'un variateur de vitesse</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- encombrement plus large (support du moteur et roulements plus long)</li> </ul>

## 1.9 Écoulement de l'air :

L'écoulement d'air fait référence au déplacement du flux d'air dans un espace donné, généralement causé par des différences de pression, de température ou de densité. Cet écoulement peut être caractérisé par différentes vitesses, directions et profils en fonction des conditions environnementales et des obstacles présents dans l'espace. Il peut être laminaire, avec un mouvement fluide et régulier, ou turbulent, avec des tourbillons et des fluctuations chaotiques dans la direction du flux. L'étude de l'écoulement de l'air est importante dans de nombreux domaines, notamment en ingénierie aéronautique, en génie mécanique, en climatisation, en météorologie et en dynamique des fluides.

### 1.9.1 Principe des écoulements d'un air dans les canalisations :

L'air se déplace dans une canalisation grâce à la différence de pression créée par le ventilateur entre l'extérieur et l'intérieur de la canalisation. La mise en dépression de l'intérieur de la canalisation entraîne, sous l'effet de la pression atmosphérique, l'introduction d'air dans l'orifice. La pression ainsi créée par le ventilateur s'exerce également dans toutes les directions et est appelée pression statique. Sa mesure s'effectue à l'aide d'un manomètre dont l'un des orifices est placé en affleurement sur la paroi intérieure. L'autre extrémité est ouverte et soumise à la pression exercée par l'atmosphère. La hauteur de liquide observée sur le manomètre représente l'énergie potentielle disponible et nécessaire pour accélérer l'air jusqu'à la vitesse d'écoulement désirée et vaincre la résistance à l'écoulement des composants situés en amont du point de lecture. La pression statique prend une valeur négative en amont du ventilateur et positive en aval. La mise en circulation d'un fluide implique un transfert d'énergie potentielle en énergie cinétique. L'énergie cinétique transférée à l'air par le système de ventilation est déterminée en mesurant la pression dynamique du fluide en mouvement. Cette pression peut être convertie en vitesse à l'aide d'une équation mathématique découlant de l'application de la loi de Bernoulli.

La pression mesurée en un point de l'air s'écoulant dans un conduit est appelée pression totale et correspond à la somme algébrique des pressions statique et dynamique. L'air circulant dans le réseau de ventilation subit en cours de route une perte d'énergie occasionnée par la résistance à l'écoulement offerte par les différents éléments du système. La chute de pression totale qui en résulte est appelée perte de charge et représente l'énergie dégagée sous forme de chaleur, de bruit et de vibrations sous l'effet des frottements dus à la viscosité de l'air, des turbulences causées par les divers éléments (embranchements, coudes, raccordements) et des restrictions dues aux équipements (filtre, volet, cheminée).

Le débit volumique de l'air circulant dans une canalisation est déterminé en multipliant la vitesse d'écoulement moyenne ( $V_m$  en m/s) du fluide par la surface transversale de la canalisation en  $m^2$  et s'exprime généralement en  $m^3/h$ . La sélection du ventilateur se fait en fonction du débit volumique d'aspiration total d'air requis pour le fonctionnement de l'ensemble des capteurs et du total des pertes de charges générées par les composants.

## 1.9.2 Les caractéristiques d'écoulement de l'air dans les canalisations [11] :

**1.9.2.1 Pression statique et pression dynamique** : La pression (relative) en un point d'un fluide en écoulement est la somme de deux termes :

– une pression toujours positive et exercée dans le sens de l'écoulement appelée pression dynamique **Pd** qui est égale à:

$$P_d = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (1.1)$$

Avec :

$P_d$  : pression dynamique (Pa)

$\rho$  : masse volumique du fluide ( $\text{kg/m}^3$ )

$V$  : vitesse locale du fluide (m/s)

– une pression exercée par ce fluide, que celui-ci soit en mouvement ou non, perpendiculairement aux parois de l'enceinte ou de la canalisation, pression que l'on appelle pression statique **Ps** et qui peut être négative ou positive.

– La pression totale  $p_t$  est donc la somme algébrique des pressions statique et dynamique :

$$P_t = P_s + P_d \quad (1.2)$$

Les différents termes peuvent être mesurés séparément à l'aide d'un tube de Pitot double :

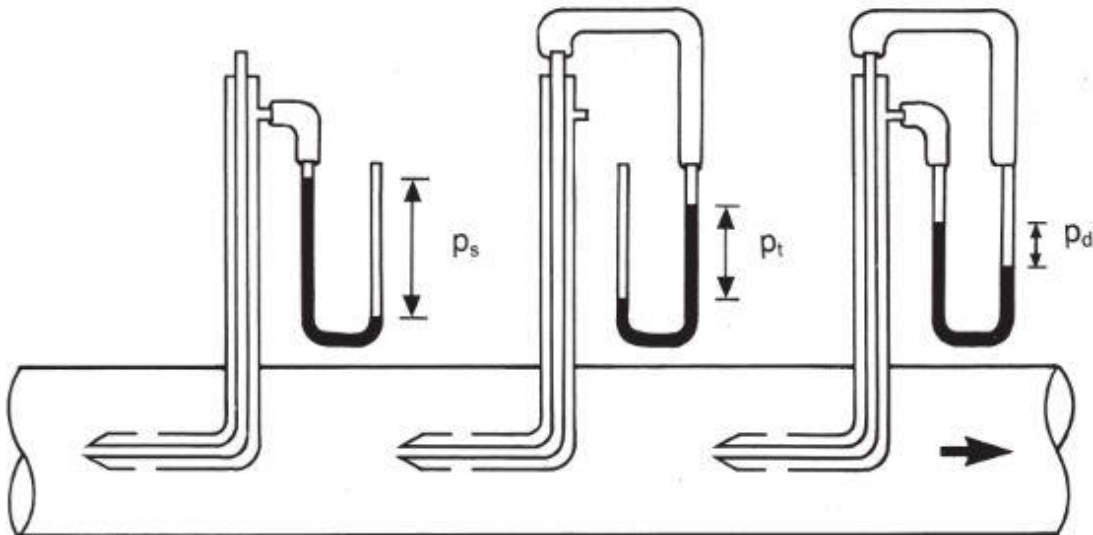


Fig 1.18: Mesure de la pression statique, de la pression dynamique et de la pression totale (cas d'une gaine en dépression).

En général, compte tenu des valeurs des pressions ou dépressions mises en jeu dans les systèmes de ventilation, on admet que l'air se comporte tout au long des canalisations comme un fluide incompressible. Sa masse volumique dépend de la pression barométrique, de la température et de l'humidité de l'air.

À la vitesse moyenne  $V$  dans une section droite de canalisation, définie comme le quotient du débit  $Q$  par l'aire de la section droite  $A$

$$V = \frac{Q}{A} \quad (1.3)$$

Avec

$Q$  : débit

$A$  : section droite

On fait correspondre une pression dynamique:

$$P_d = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (1.4)$$

Qui sert de base pour le calcul des pertes de charges.

**1.9.2.2 Vitesse de l'air :** Les vitesses de l'air dans les canalisations doivent être choisies pour chaque installation en fonction de la nature et des propriétés des polluants. La vitesse de transport est un facteur essentiel pour les réseaux d'évacuation de l'air contenant des poussières: elle doit être supérieure à une valeur minimale de façon à éviter une sédimentation des poussières et un bouchage des canalisations. Elle est d'autant plus grande que les particules sont de masse volumique et de dimensions élevées. Si les polluants sont uniquement des gaz ou des vapeurs, la vitesse de transport sera choisie de façon à réaliser un équilibre entre les coûts d'installation et de fonctionnement.

Le tableau 1.2 établi par l'ACGIH donne, à titre indicatif, des vitesses de transport minimales pour différents cas d'air pollué.

Tableau 1.2 : Gamme des valeurs minimales des vitesses de transport d'air pollué dans les canalisations.[11]

Exemples de polluants		Vitesse minimale (m/s)
Fumées	Fumées d'oxydes de zinc et d'aluminium	7 à 10
Poussières très fines et légères	Peluches très fines de coton	10 à 13
Poussières sèches et poudres	Poussières fines de caoutchouc, de moulage de bakélite; peluches de jute; poussières de coton, de savon	13 à 18
Poussières industrielles Moyennes	Abrasif de ponçage à sec; poussières de meulage; poussières de jute, de granit; coupage de briques, poussières d'argile, de calcaire	18 à 20
Poussières lourdes	Poussières de tonneaux de désablage ou de décochage, de sablage, d'alésage de fonte	20 à 23
Poussières lourdes ou humides	Poussières de ciment humide, de découpe de tuyaux en fibres-ciment, chaux vive	> 23 ou transport pneumatique humide

**1.9.3 Pertes de charge** : L'air s'écoulant dans une canalisation subit une chute de pression totale  $\Delta p$ (Pa) appelée perte de charge. Celle-ci représente l'énergie dégagée sous forme de chaleur dans l'unité de volume sous l'effet des frottements dus à la viscosité de l'air; elle est directement liée à la vitesse de l'écoulement et donc à la pression dynamique. On distingue deux types de pertes de charge.

**1.9.3.1 Perte de charges par frottement** : Les pertes de charge dues à des frottements le long des parois de conduits rectilignes à section constante sont proportionnelles à la longueur du conduit. Elles peuvent se mettre sous la forme :

$$\Delta p = \frac{L}{D} \lambda \rho \frac{V^2}{2} \quad (1.5)$$

Avec :

L et D: sont respectivement la longueur et le diamètre de la conduite en (m).

Le coefficient sans dimension  $\lambda$  dépend en particulier de la rugosité des parois.

Pour  $Re < 2000$  l'écoulement est en général laminaire et on a :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \tag{1.6}$$

Pour  $Re > 2000$  l'écoulement est en général turbulent.

Si on peut caractériser la rugosité des parois par un seul paramètre linéaire  $ks$ , A peut être donnée par la formule de **Colebrook** établie pour les conduits industriels.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\log_{10} * \left( \frac{KS/D}{3.71} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} \right) \tag{1.7}$$

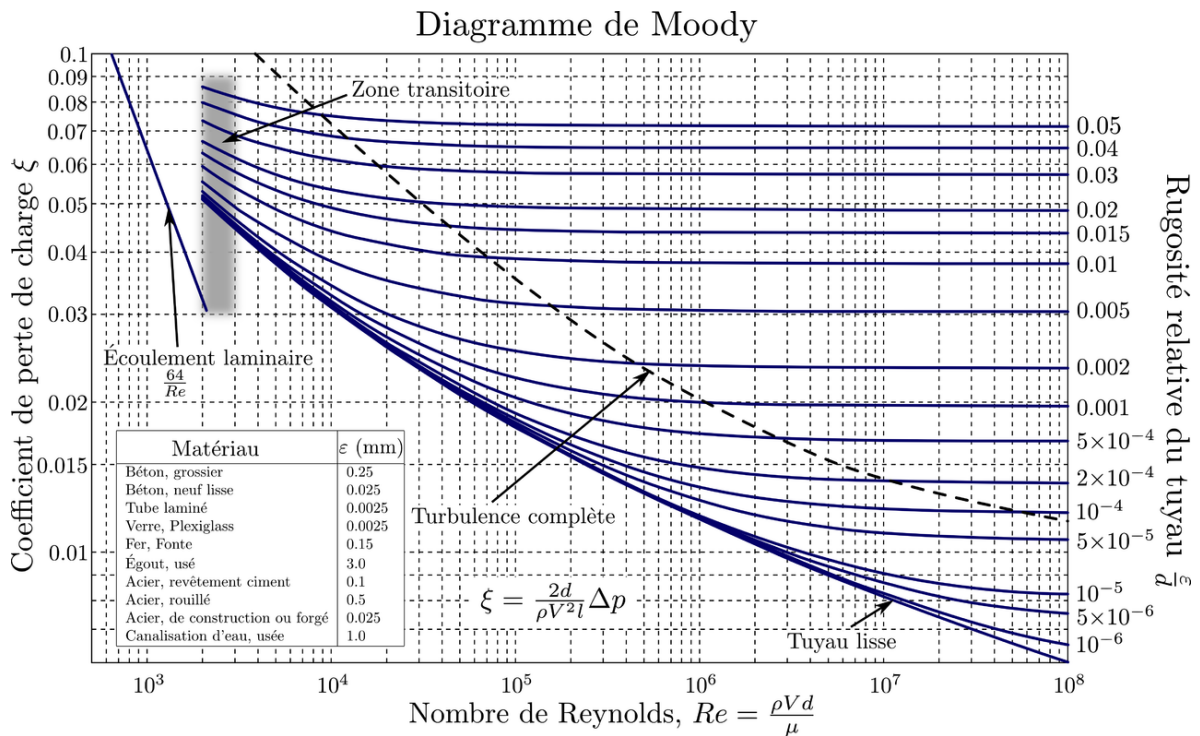


Fig 1.19 : diagramme de Moody [19].

Pour les calculs, on se sert généralement d'abaques qui donnent la perte de charge par unité de longueur,  $\Delta p/L$ , connaissant le diamètre  $D$  et le débit  $Q$  ( $m^3/s$ ) ou la vitesse moyenne de l'air  $V$  ( $m/s$ ). Les pertes de charge par frottement sont proportionnelles au carré de la vitesse d'écoulement et de la même manière, le frottement est très dépendant des matériaux, constitutifs du conduit et de son aspect de surface.

**1.9.3.2 Pertes de charge singulières :** Ces pertes de charge sont dues à l'entrée de l'air dans les canalisations, au rejet de l'air hors des canalisations et aux singularités de parcours (coudes, raccords, élargissements, contractions, grilles, batteries et filtres en tenant compte de leur seuil d'encrassement admissible en service, échangeurs et récupérateurs thermiques, silencieux, etc.).

Cette perte de charge est toujours donnée par une expression de la forme :

$$\Delta p = \xi \frac{v^2}{2} \rho \quad (1.8)$$

Avec :

$\xi$  : coefficient de perte de charge singulière.

Tableau 1.3 : Valeurs des pertes de charge en fonction des matériaux constitutifs des conduits.

Matériau constitutif de la gaine (diamètre 400 mm, débit 1 m <sup>3</sup> /s)	Perte de charge (Pa/m)
Matière plastique	1,46
Acier galvanisé	1,60
Béton ordinaire	2,33
Béton grossier, briques	3,28
Gaine souple annelée	10,15

## 1.10. Conclusion :

Les ventilateurs industriels sont essentiels dans de nombreux secteurs industriels en raison de leur durabilité et de leur polyvalence. Leur rôle est crucial pour maintenir des conditions optimales dans divers environnements de travail. Sur le plan scientifique, plusieurs aspects confirment cette importance.

Ce chapitre propose une synthèse des concepts fondamentaux relatifs aux ventilateurs industriels, ainsi qu'une classification des différents types de ventilateurs industriels en fonction de divers paramètres, tels que leur fonctionnalité, leur capacité à générer de la pression, leur conception, et d'autres critères pertinents.

Nous avons également exploré le concept de l'écoulement dans les conduites et souligné l'importance de comprendre les pertes de charge dans ces conduites. Il est crucial de prendre en considération ces pertes de charge lors du choix du ventilateur et de les compenser adéquatement.

# **Chapitre 2**

**Étude aérodynamique  
de ventilateur  
pneumatique de  
refroidissement**





## 2.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous avons abordé l'étude aérodynamique des ventilateurs centrifuges dans le cas général et nous avons projeté les calculs obtenus sur notre cas pratique celui du ventilateur pneumatique de refroidissement. Cette projection nous a permis d'obtenir un rendement élevé de l'installation. Aussi, nous avons établi une conception numérique par le logiciel SolidWorks de notre ventilateur qui sera utilisé lors de la simulation numérique illustrée dans le chapitre 04.

## 2.2 Description de machine :

Le système est composé d'un moto ventilateur centrifuge entraîné par un moteur électrique de puissance de 7.5kw et d'un débit constant vitesse de rotation de 1500 tr/min , l'entrée du ventilateur est reliée à un échangeur de chaleur de climatisation, La sortie a été rétrécie pour augmenter la pression et ainsi augmenter la vitesse de l'air.

## 2.3 Dimensions du ventilateur :

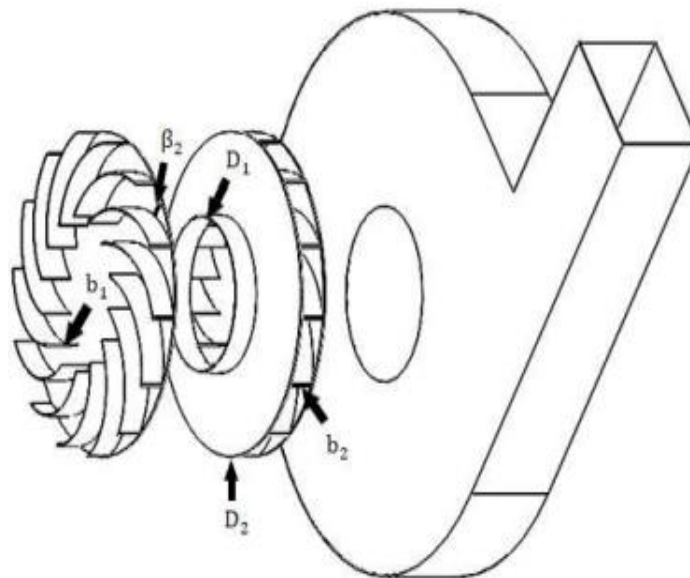


Fig 2.1: Dimensions du ventilateur.

### Les dimensions du ventilateur :

Diamètre intérieur de turbine :  $D_1 = 250$  mm

Épaisseur de pales : 03mm

Diamètre extérieur de turbine :  $D_2 = 620$  mm

Nombres des pales : 12

Largeur de turbine :  $b = 80$  mm

Épaisseur de turbine : 04mm

Angle intérieur de pale :  $\beta_1 = 88^\circ$

Épaisseur d'escargot : 04mm

Angle extérieur de pale :  $\beta_2 = 61^\circ$

Zone extérieure du ventilateur :  $Z_{ext} = 600 \times 600$  mm<sup>2</sup>

## 2.4 Performance de ventilateur :

Les performances du ventilateur ont été évaluées à l'aide des lois du ventilateur et de la simulation .

### 2.4.1 Aperçu théorique :

#### 2.4.1.1 Triangles de vitesse de ventilateur [20] :

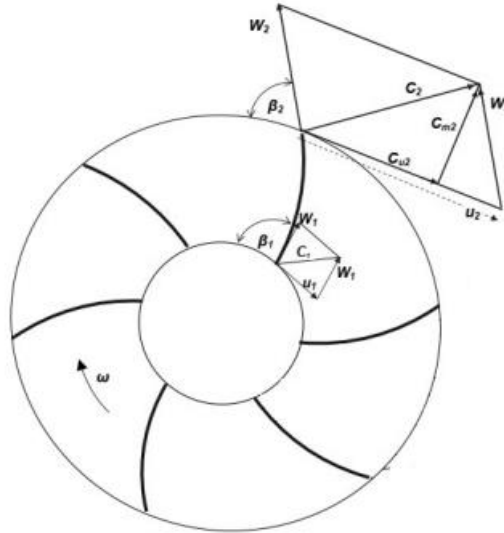


Fig 2.2: Triangles de vitesse de ventilateur.

$\omega$  : Vitesse angulaire de turbine (rad/s).

$V$  : Vitesse périphérique de pale (m/s).

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot N}{60} = \frac{\pi \cdot 0.250 \cdot 1500}{60} = 19.63 \text{ (m/s)} \quad (2.1)$$

$$V_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot N}{60} = \frac{\pi \cdot 0.620 \cdot 1500}{60} = 48.69 \text{ (m/s)} \quad (2.2)$$

$N$  : Vitesse de rotation de turbine (tr/min).

$W$  : Vitesse de l'air par rapport à la turbine (m/s).

$C$  : vitesse absolue de l'air (m/s).

$C_m$  : Composante radiale de la vitesse absolue da l'air (m/s).

$C_u$  : composante tangentielle da la vitesse absolue da l'air (m/s).

$\beta$  : L'angle de pale, l'angle entre la tangente da la courbe de la pale et la tangente du bord de turbine.

$$\beta_1 = 88^\circ$$

$$\beta_2 = 61^\circ$$

**2.4.1.2 Pression d’Euler [15] :**

Selon l’équation fondamentale d’Euler, la pression développée par le ventilateur est donnée par :

$$P_E = \rho \cdot (C_{u2} \cdot V_2 - C_1 \cdot V_2) \tag{2.3}$$

$\rho$  : densité de l’air [kg/m³].

En appliquant le théorème de Pythagore sur les triangles de vitesse (figure 2.2) :

$$\omega_2^2 = C_{m2}^2 + (V_2 - C_{u2})^2$$

$$\omega_2^2 = C_{m2}^2 + V_2^2 - 2V_2 C_{u2} + C_{u2}^2$$

Donne :

$$2V_2 C_{u2} = V_2^2 - \omega_2^2 + (C_{m2}^2 + C_{u2}^2)$$

$$2V_2 C_{u2} = V_2^2 - \omega_2^2 + C_2^2$$

La même pour l’entrée :

$$2V_1 C_{u1} = V_1^2 - \omega_1^2 + C_1^2$$

En réorganisant les équations précédentes, on obtient :

$$P_E = \rho \left( \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} - \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2} + \frac{C_2^2 + C_1^2}{2} \right) \tag{2.4}$$

Les deux termes représentent le gain de pression statique où le premier fait référence à l’effet centrifuge et le second à l’effet de la vitesse relative, tandis que le troisième terme fait référence au changement d’énergie cinétique et représente le gain de pression de vitesse.

**2.4.1.3 Relation entre le débit et la pression d’Euler [15] :**

Pour une roue centrifuge idéale, le débit Q est supposé pénétrer radialement dans la roue, donc la composante tangentielle de la vitesse absolue est fixée à zéro,  $C_{u1} = 0$ .

Alors :

$$P_E = \rho V_2 C_{u2} \tag{2.5}$$

à partir des triangles de vitesse de sortie sur la figure 1, nous avons :

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{m2}}{V_2 - C_{u2}}$$

Donne :  $C_{u2} = V_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2}$

$$P_E = \rho V_2 \left( V_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2} \right)$$

Sachant que :  $C_{m2} = \frac{Q}{A_2} = \frac{\text{débit volumique}}{\text{zone d'écoulement à la sortie de la turbine}} = \frac{Q}{\pi \cdot b \cdot D_2}$  (voir figure 2.3)

L'équation devient :

$$P_E = \rho \left[ V_2^2 - \frac{V_2}{\pi \cdot b \cdot D_2} \tan \beta_2 \cdot Q \right] \tag{2.6}$$

$$P_E = \rho \cdot \left[ 48.69^2 - \frac{48.63}{\pi \cdot 0.080 \cdot 0.620} \tan(61) \cdot Q \right]$$

$$P_E = \rho \cdot [2370.72 - 563.02 \cdot Q] \tag{2.7}$$

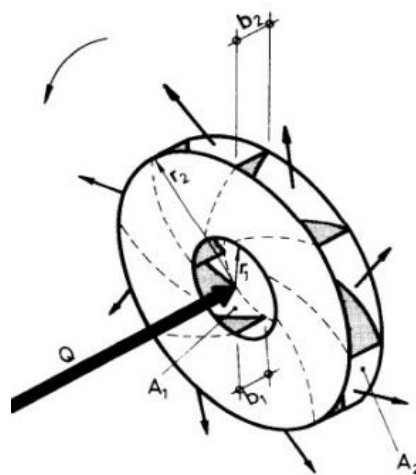


Fig 2.3 : Zone d'écoulement à l'entrée et à la sortie de la turbine.

**2.4.1.4. Perte de charge :**

Les performances réelles d'un ventilateur centrifuge diffèrent de celles prédites par l'équation d'Euler en raison de plusieurs pertes :

**2.4.1.4.1. Circulation inter aubes :** L'équation d'Euler suppose que l'air suit exactement les profils des pales. Cela ne peut justifier que si le nombre de pales est infini. La cause de l'écart du débit par rapport à l'idéal est connue sous le nom de circulation inter-aubes parfois appelée glissement [21] :

$$\text{Perte de circulation inter-aubes} = \rho V_2^2 \frac{\pi}{z} \sin \beta_2 \tag{2.8}$$

$$= \rho \cdot 48.69^2 \cdot \frac{\pi}{12} \cdot \sin(61)$$

$$= \rho \cdot 542.83 \tag{2.9}$$

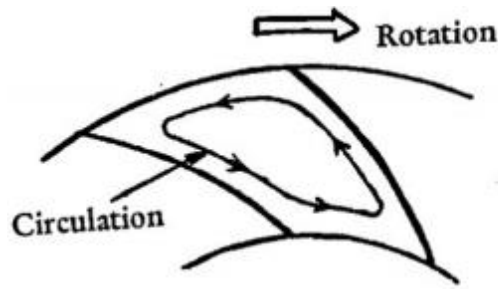


Fig 2.4 : Perte de circulation inter-aubes

**2.4.1.4.2. Perte de la turbine:** Une perte de pression se produira dans le passage des pales en raison de la séparation du débit résultant d'une diminution de la vitesse relative. Cette perte peut s'écrire dans le calcul suivant [21] :

$$\text{Perte de pression de la turbine} = K_{(tur)} \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot Q^2 \cdot \left[ \frac{1}{\pi \cdot D_1 \cdot b \cdot \sin \beta_1} - \frac{1}{\pi \cdot D_2 \cdot b \cdot \sin \beta_2} \right]^2 \quad (2.10)$$

$$= K_{(tur)} \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot Q^2 \cdot \left[ \frac{1}{\pi \cdot 0.250 \cdot 0.080 \cdot \sin(88)} - \frac{1}{\pi \cdot 0.620 \cdot 0.080 \cdot \sin(61)} \right]$$

$$= K_{(tur)} \cdot Q^2 \cdot \rho \cdot 36.87 \quad (2.11)$$

$K_{(tur)}$  = facteur de perte [0.2 à 0.3 pour les aubes de tôle].

**2.4.1.4.3 Perte de sortie :** Perte due à la formation de tourbillons résultant du retard de la vitesse d'écoulement entre la turbine et le boîtier et il est donné [11] :

$$\text{Perte de pression de sortie} = K_{(escargot)} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left( \sqrt{(V^2)^2 + \left(\frac{C_{m2}}{\sin \beta_2}\right)^2} - \left(2V^2 \cdot \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2}\right) - \left(\frac{Q}{Z_{ext}}\right) \right)^2 \quad (2.12)$$

$$C_{m2} = \frac{Q}{A_2} = \frac{Q}{\pi \cdot b \cdot D_2} = 6.42 \cdot Q \quad (2.13)$$

$$Z_{ext} = 0.600 \times 0.600 = 0.36 \text{ m}^2 \quad (2.14)$$

$$\text{Perte de pression de sortie} = K_{(escargot)} \frac{\rho}{2} \cdot \left[ \sqrt{2370.71 + (Q^2 \cdot 53.88)} - (346.54 \cdot Q^2) - (2.78 \cdot Q^2) \right]^2 \quad (2.15)$$

$K_{(escargot)}$  : facteur de perte [0.4].

**2.4.1.4.4 Perte d'entre :** Perte due au passage du flux axial au flux radial, ces pertes d'entrée peuvent être calculées comme suit :

$$\text{Perte de pression d'entre} = K_{(etr)} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left( \frac{4Q}{\pi D_2^2} \right)^2 \quad (2.16)$$

$$= 5.49 K_{(etr)} \cdot \rho \cdot Q^2 \quad (2.17)$$

$K_{(etr)}=0.7$  à  $1.1$  pour les aubes de tôle.

### 2.4.1.5 Pression réelle du ventilateur :

La pression réelle développée par le ventilateur  $P_R$  est la différence entre la pression d'Euler et la somme des pertes de charge.

$$P_R = \text{Pression d'Euler} - \sum \text{Pertes.}$$

$P_R = P_E - [\text{Perte de circulation inter-aubes} + \text{Perte de pression de la turbine} + \text{Perte de pression de sortie} + \text{Perte de pression d'entrée}]$

$$P_R = \rho \cdot [2370.72 - 563.02 \cdot Q] \left[ - (\rho \cdot 542.83) + (K_{(tur)} \cdot Q^2 \cdot \rho \cdot 36.87) + (K_{(escargot)} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot [\sqrt{2370.71 + (Q^2 \cdot 53.88) - (346.54 \cdot Q^2)} - (2.78 \cdot Q^2)]^2) + (5.49 K_{(etr)} \cdot \rho \cdot Q^2) \right] \quad (2.18)$$

### 2.4.1.6. Couple de la turbine :

Le couple de la turbine est donné comme suit [22] :

$$T = Q \cdot \rho \cdot [r_2 \cdot C_{u2} - r_1 \cdot C_{u1}]. \quad [Nm] \quad (2.19)$$

$C_{u1} = 0$ , à partir du développement de l'équation (2.3) :

$$C_{u2} = V_2 - \frac{C_{m2}}{\tan \beta_2} = 48.69 - \left( \frac{0.16 \cdot Q}{\tan(61)} \right) = 48.69 - 0.09Q \quad (2.20)$$

$$T = Q \cdot \rho \cdot 0.310 \cdot [48.69 - 0.09Q] \quad (2.21)$$

$$T = \rho \cdot [15.1 \cdot Q - (-0.03 \cdot Q^2)] \quad (2.22)$$

### 2.4.1.7. Puissance absorbée :

La puissance consommée par turbine est donnée par :

$$P_a = T \cdot \omega \quad [W] \quad (2.23)$$

$$P_a = \rho \cdot 157.08 \cdot ([15.1 \cdot Q - (-0.03 \cdot Q^2)]) \quad (2.24)$$

### 2.4.1.8. Puissance aéraulique :

La puissance transmise par la turbine à l'air est donnée par :

$$P_{aér} = P_f \cdot Q \quad (2.25)$$

$$P_{aér} = Q \cdot \rho \cdot [2370.72 - 563.02 \cdot Q] \left[ -(\rho \cdot 542.83) + (K_{(tur)} \cdot Q^2 \cdot \rho \cdot 36.87) + (K_{(escargot)} \frac{\rho}{2} \cdot [\sqrt{2370.71 + (Q^2 \cdot 53.88) - (346.54 \cdot Q^2)} - (2.78 \cdot Q^2)]^2) + (5.49 K_{(etr)} \cdot \rho \cdot Q^2) \right] \quad (2.26)$$

### 2.4.1.9. Efficacité du ventilateur :

L'efficacité de la roue est définie comme :

$$Eff_{tur} = \frac{\text{Puissance aéraulique}}{\text{puissance absorbée}} = \frac{P_{aér}}{P_a} = \frac{Q}{\rho \cdot ([15.1 \cdot Q - (-0.03 \cdot Q^2)] \cdot [ \rho \cdot [2370.72 - 563.02 \cdot Q] - (\rho \cdot 542.83) + (K_{(tur)} \cdot Q^2 \cdot \rho \cdot 36.87) + (K_{(out)} \frac{\rho}{2} \cdot [\sqrt{2370.71 + (Q^2 \cdot 53.88) - (346.54 \cdot Q^2)} - (2.78 \cdot Q^2)]^2) + (5.49 K_{(etr)} \cdot \rho \cdot Q^2) ]} \quad (2.27)$$



### 2.5.1 Modélisation du ventilateur par SolidWorks :

#### Modélisation du ventilateur :

Nous commençons par modéliser les pièces du ventilateur à l'aide de SolidWorks.

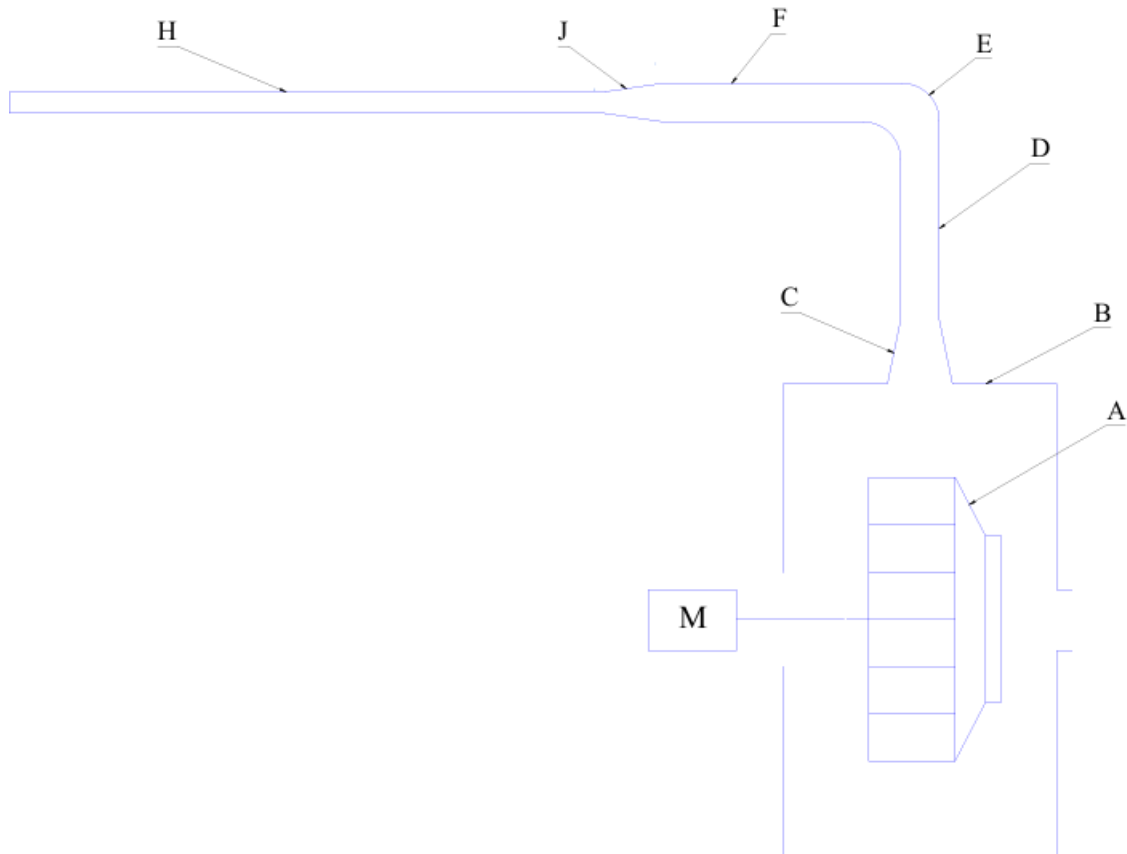


Fig 2.5 : Modélisation du système.

**A. Turbine :** Notre turbine, conçue en acier inoxydable conforme aux normes d'hygiène alimentaire, présente un diamètre extérieur de 620 mm et un diamètre intérieur de 250 mm .Elle est équipée de 12 pales optimisées pour générer la pression désirée.

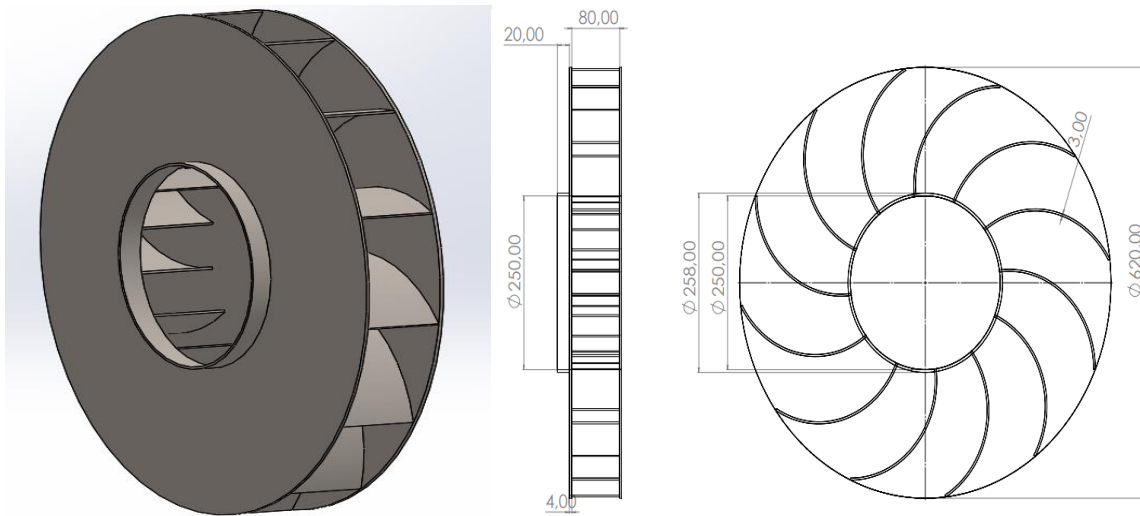


Fig 2.6 : Turbine.

**B. L'escargot :** Notre escargot, fabriqué en acier inoxydable conforme aux normes d'hygiène alimentaire, possède un diamètre de 920 mm et une largeur de 180 mm, garantissant une circulation d'air efficace. Il est équipé d'une sortie de 180 mm x 180 mm afin d'optimiser le flux dans le conduit.

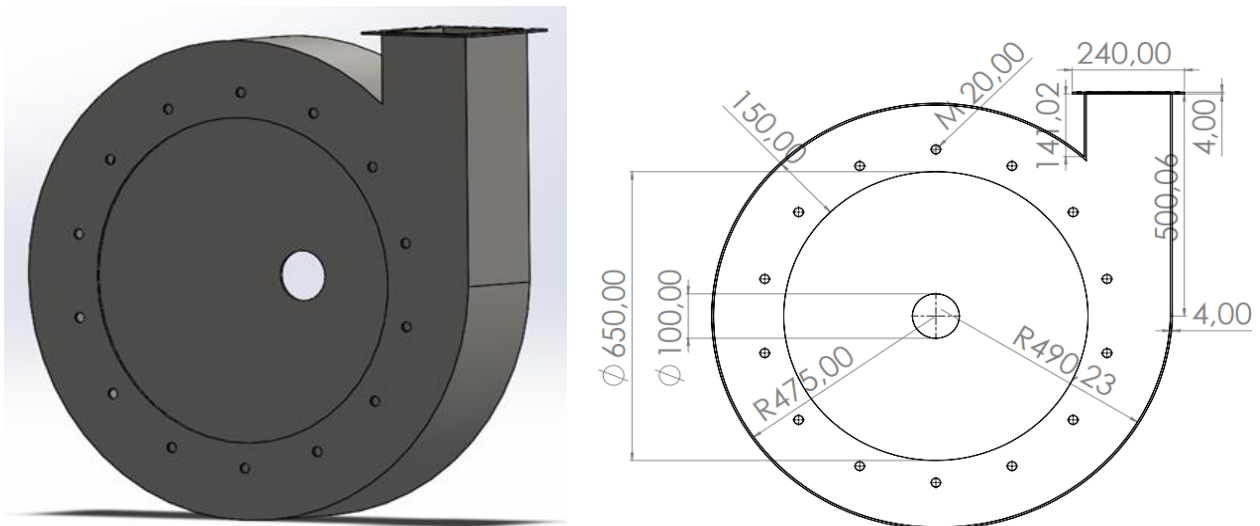


Fig 2.7 : Escargot.

**C. Tronçon de transformation :** Il est fourni avec cette configuration afin d'accroître la pression et de compenser les pertes de charge dans la canalisation. Pour ce faire, nous avons réduit la section de la sortie de 180 mm x 180 mm à un diamètre de 100 mm.

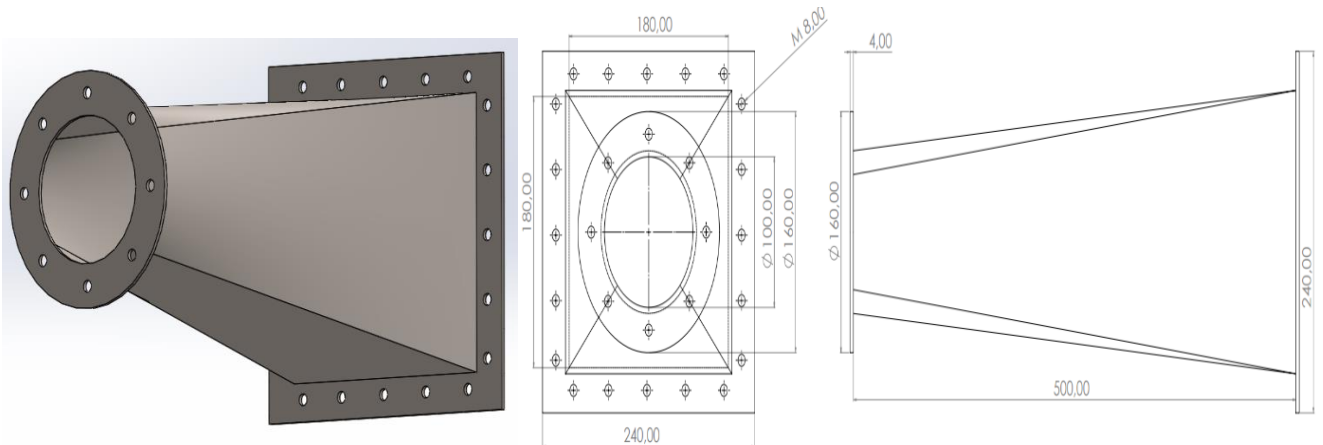


Fig 2.8: Tronçon de transformation.

**D. Tube :** Le diamètre du tube mesure 100 mm tandis que sa longueur est de 1328 mm .

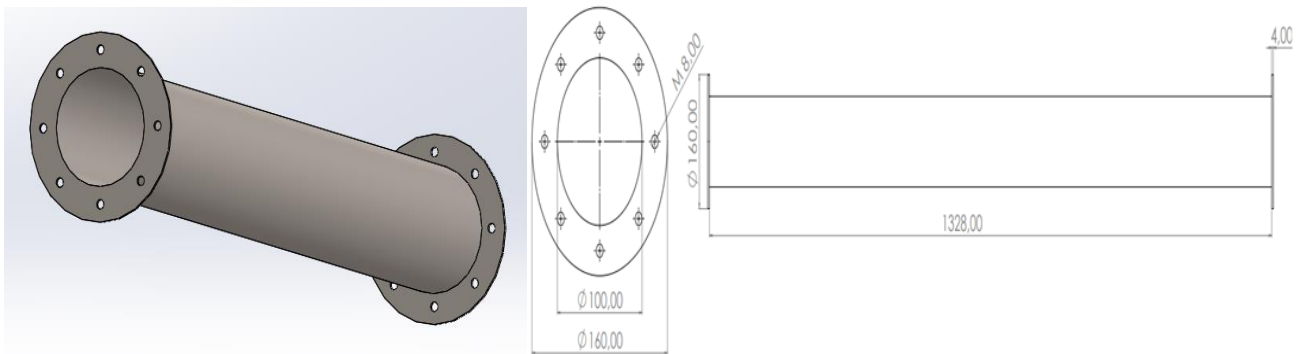


Fig 2.9 : Tube.

**E. Coude :** Le coude est fourni avec un rayon interne de 46 mm et un rayon externe de 154 mm, ainsi qu'un diamètre de 100 mm .

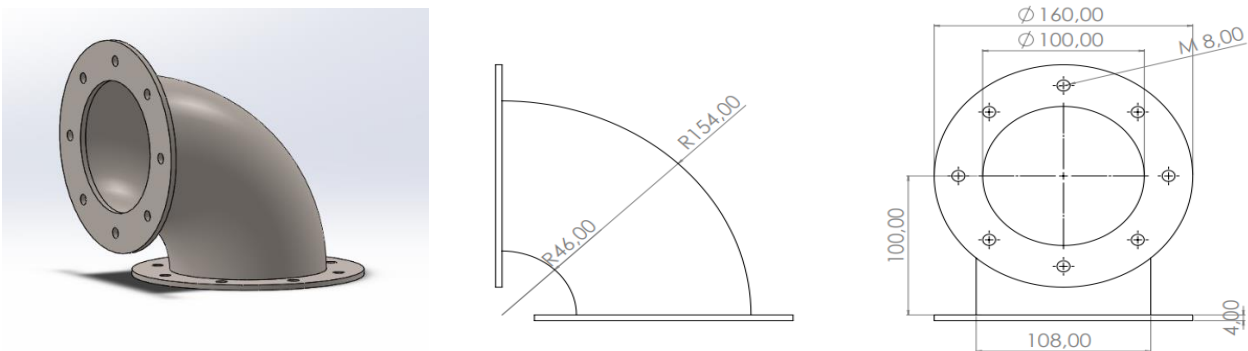


Fig 2.10 : Coude.

**F. Tube :** Le diamètre du tube mesure 100 mm tandis que sa longueur est de 846 mm .

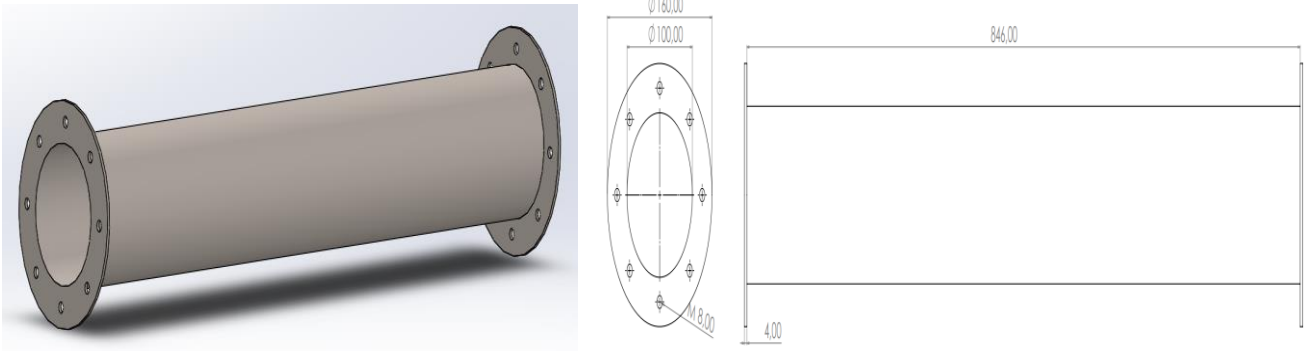


Fig 2.11 : Tube.

**J. Tronçon de transformation :** Cette configuration est fournie dans le but d'augmenter la pression et de compenser les pertes de charge dans la canalisation (tube, code et tube). Pour y parvenir, nous avons réduit la section de sortie de 100 mm à un diamètre de 60 mm .

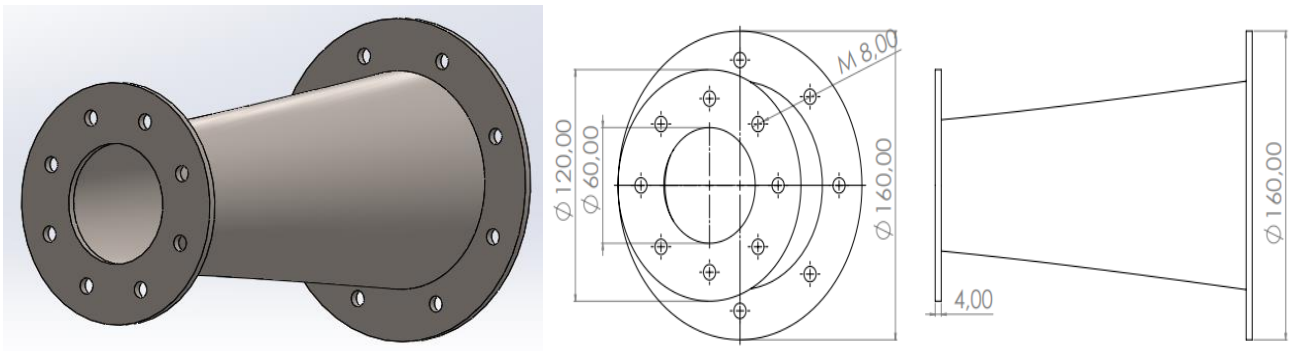


Fig 2.12 : Tronçon de transformation.

**H. Tube :** Le tube destiné à l'extraction pour séchage présente un diamètre de 60 mm et une longueur de 12 mètres. Il est équipé de 239 sorties d'air d'un diamètre de 42 mm .

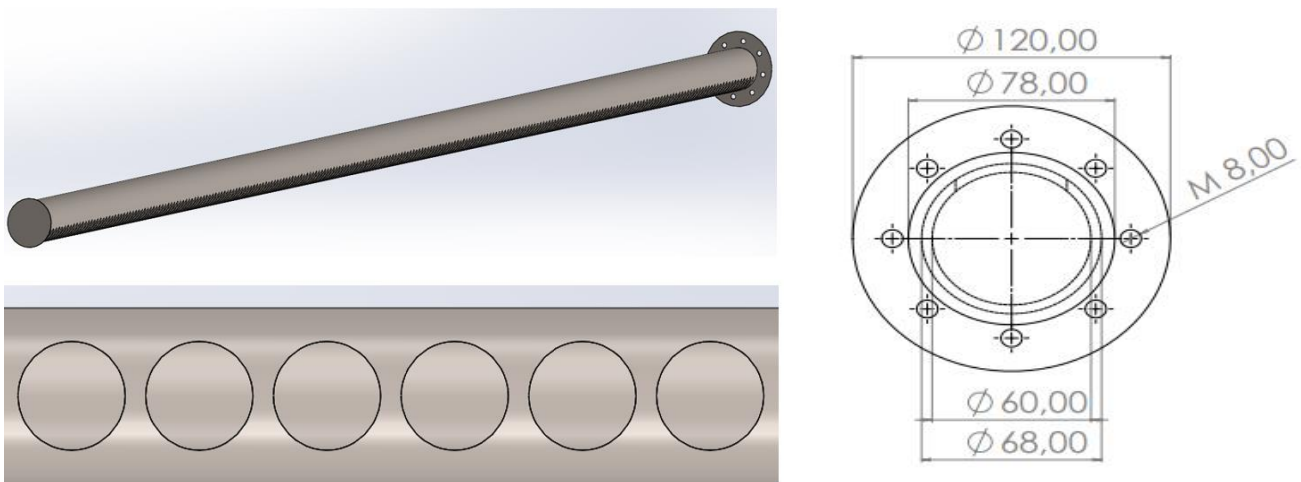


Fig 2.13 : tube.

**I. Cône** Avec un diamètre de 850 mm et une fente d'aspiration de 50 mm à 250 mm × 250 mm et une longueur de 500 mm, ces dimensions sont optimisées pour assurer une aspiration efficace de l'air.

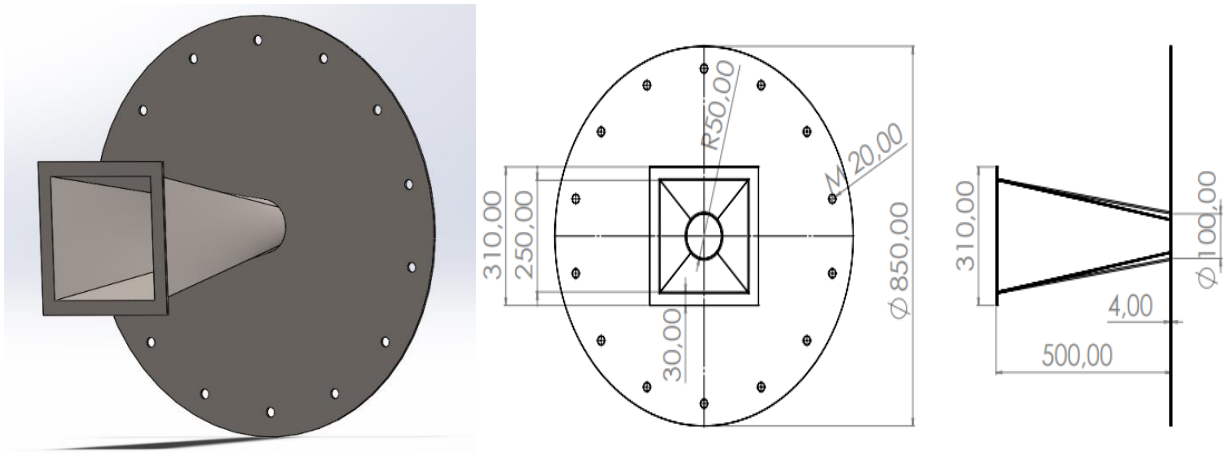


Fig 2.14 : Cône.

**G. Echangeur thermique :** L'échangeur thermique dans un ventilateur centrifuge est essentiel pour assurer le fonctionnement. Dans ce type d'échangeur thermique, les dimensions sont spécifiées avec une longueur de 600 mm, une largeur de 400 mm et une profondeur de 600 mm. Le tube interne présente un diamètre de 20 mm.

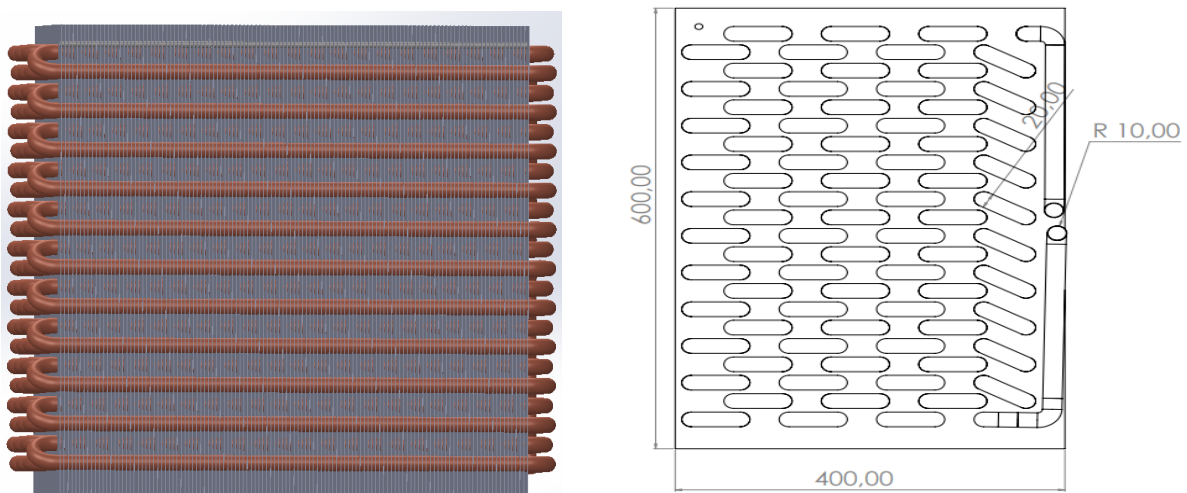


Fig 2.15: Echangeur thermique.

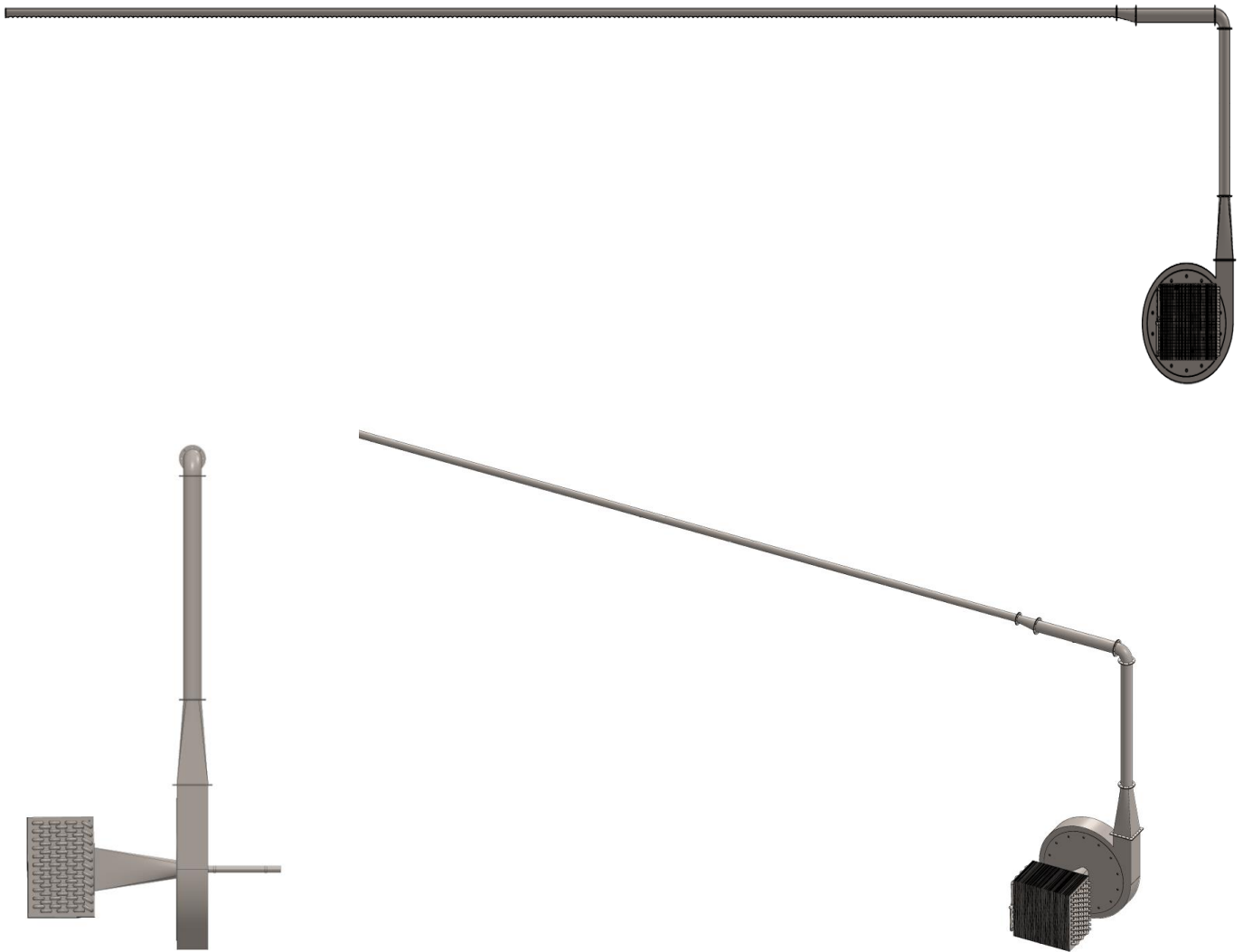
**Le système de ventilation et la ventilateur :**

Fig 2.16 : Système de ventilation.

**2.5 Conclusion :**

Dans ce chapitre, on s'est intéressé à l'étude aérodynamique des ventilateurs centrifuges dans le cas général. Cette étude a été appliquée au ventilateur pneumatique de refroidissement, objet de notre étude. Les résultats obtenus ont permis d'obtenir un rendement élevé de l'installation.

Une étude numérique par le logiciel SolidWorks de notre ventilateur été faite. Elle servira lors de la simulation numérique illustrée dans le chapitre 04.







# **Chapitre 3**

## **Etude statique de l'arbre**



### 3.1 Introduction :

Dans le chapitre précédent, nous sommes assurés que le ventilateur fournissait la ventilation nécessaire et nous sommes assurés de la capacité d'augmenter le débit et la vitesse de rotation du moteur, mais il y a plusieurs facteurs qui interfèrent avec cela, comme le diamètre de l'arbre, son matériau et sa résistance à la flexion et à la torsion, ainsi que les roulements, affectent également grandement cela. Par conséquent, dans ce chapitre, nous avons vérifié la résistance de la colonne à la flexion et à la torsion en utilisant les lois classiques de la résistance des matériaux, nous effectuerons ensuite une simulation en utilisant SolidWorks pour valider les résultats précédents.

### 3.2 Modélisation du système :

Le système se compose d'une turbine fixée directement sur l'arbre du moteur électrique de 38 mm de diamètre et de 500 mm de longueur, L'arbre est supporté depuis l'extrémité moteur par des roulement situé à une distance de 90 mm et depuis l'extrémité ventilateur par un roulement situé à une distance de 100 mm.

Il est donc modélisé comme suit :

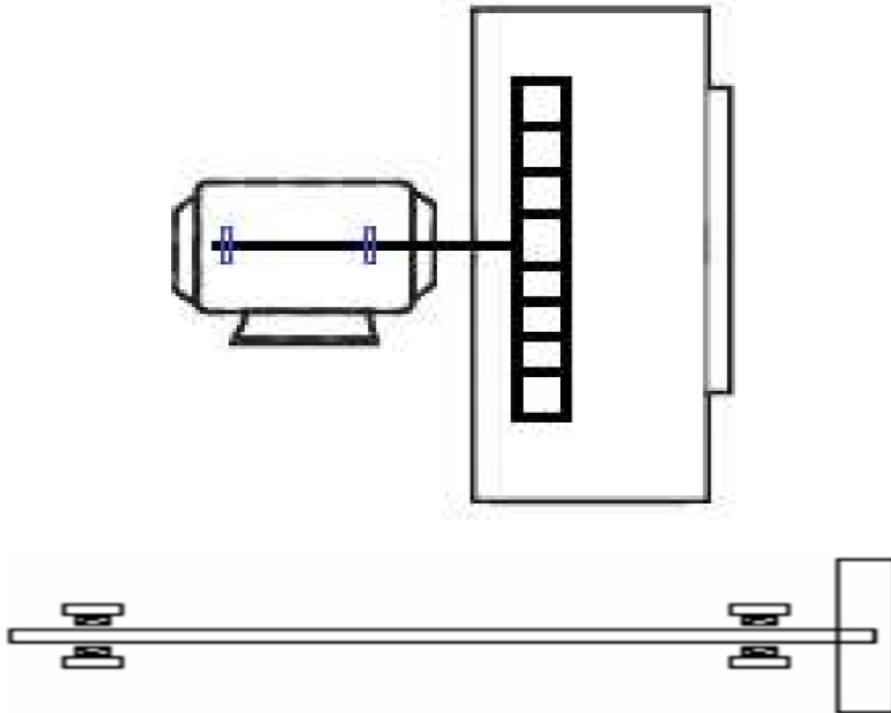


Fig 3.1 : Model théorique du rotor.

**3.3 Résistance à la torsion interne de l'arbre :**

$$\text{Condition de résistance :} \quad \frac{c}{r} = \frac{M_t}{I_0} \quad (3.1)$$

$$\tau = \frac{M_t}{I_0/r} \leq \sigma \quad (3.2)$$

$\tau$  = contrainte de cisaillement ( $N/m^2$ ).

$$I_0 = \text{moment d'inertie polaire} \quad I_0 = \frac{\pi d^4}{32} \quad (m^4) \quad (3.3)$$

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32} = \pi \frac{2^4 R^4}{32} = \pi \frac{16 R^4}{32} = \pi \frac{R^4}{2} = 2.0470 \times 10^{-7} m^4 \quad (3.4)$$

$\frac{I_0}{v}$ : module de flexion.

Pour un arbre cylindrique (notre cas) :

$V$  : La distance de la fibre le plus éloigné par rapport à (O), dans notre cas est égale au rayon de l'arbre, donc :

$$V = r = 19 \text{ mm.}$$

$M_t$  = Moment de torsion.

$$\text{Le moment de torsion peut s'écrire :} \quad M_t = \frac{P}{\omega} \quad (3.5)$$

$P$  : Puissance moteur égale à 7.5 kW.

$\omega$  : Vitesse angulaire égale à 157.08 (rad/s).

$V$  : Vitesse de rotation égale à 1500 (tr/min).

$S$  : Facteur de sécurité.

Calcul du moment de torsion :

$$M_t = \frac{P}{\omega} \quad (3.5)$$

$$M_t = \frac{7.5 \times 10^3}{157.08} = 47.74 \text{ N.m} \quad (3.6)$$

**3.3.1 Calcul de la contrainte de cisaillement :**

$$\tau = \frac{M_t}{I_o/r} = \frac{47.74 \cdot 0.019}{2.0470 \times 10^{-7}} = 4.431 \times 10^6 \text{ (N. m}^2\text{)} \quad (3.7)$$

$$\tau = 4.43 \text{ MPa} \quad (3.8)$$

Pour l'acier traité 42cd4 (le matériau de l'arbre), la limite d'élasticité est  $R_e$  :

$$R_e = 750 \text{ MPa} \quad (3.9)$$

$$\sigma \leq \frac{R_e}{s} \quad (3.10)$$

$$\sigma \leq R_e \quad (3.11)$$

On prend  $S=2$  comme facteur de sécurité, et dans le cas de torsion, la limite élastique  $R_e$  sera multipliée par 0,7 ,ce qui donne :

$$\sigma = \frac{R_e}{s} = \frac{0.7 \cdot 750}{2} = 262.5 \text{ MPa}$$

$$\tau \leq \sigma \text{ donc la résistance à la torsion est vérifiée.} \quad (3.12)$$

**3.4 Résistance de l'arbre à la flexion :**

La première chose à faire est de déterminer les réactions  $RA$  et  $RB$  :

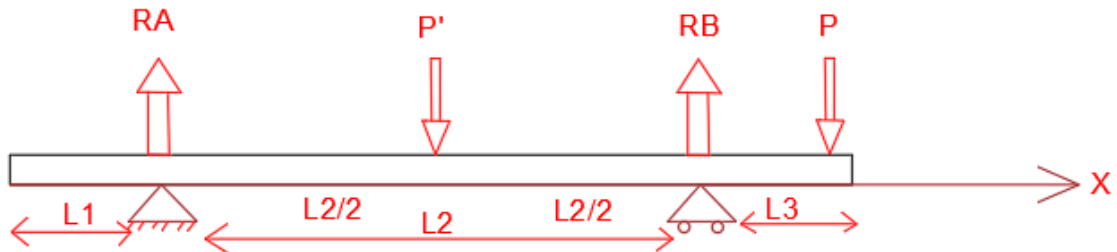


Fig 3.2 : Forces applique sur l'arbre.

Données:

$P$  : poids de la turbine.

$P'$  : Poids de la bobine.

$RA$  : Réaction au point A.

$RB$  : Réaction au point B.

$L = 500 \text{ mm}$  ;  $L1 = 90 \text{ mm}$  ;  $L2 = 310 \text{ mm}$  ;  $L3 = 100 \text{ mm}$

$M_{tur} = 20.86 \text{ kg}$  (Calculé par SolidWorks).

$$P = M_{tur} \cdot g \tag{3.13}$$

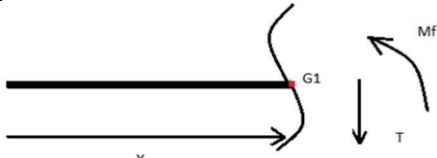
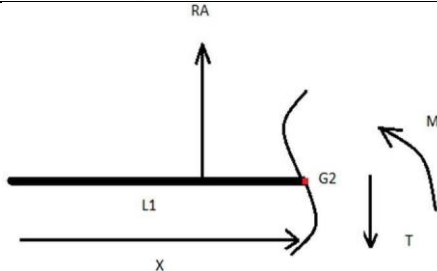
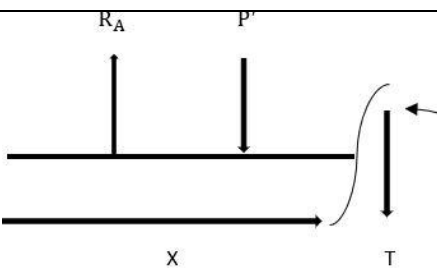
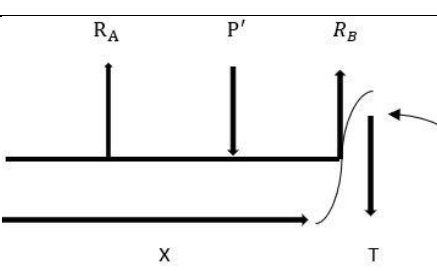
$$P = 204.65 \text{ N} \tag{3.14}$$

$M_b = 13.57 \text{ kg}$  ( Calculé par SolidWorks ).

$$P' = M_b \cdot g$$

$$P' = 133.12 \text{ N}$$

Détermination les rection	Application
$R_A$	$R_A = 0.54 \text{ N} \tag{3.15}$
$R_B$	$R_B = 337.22 \text{ N} \tag{3.16}$

section considérée	dessin en coupe	Application numérique
Première tronçon $0 \leq x < L_1$		$F_y = 0$ $T = 0$ $M_f = 0$ (3.17)
Deuxième tronçon $L_1 \leq x < L_1 + \frac{L_2}{2}$		$T = RA = 0,54 \text{ N}$ (3.18) pour $x = L_1$ $M_f = 0$ Pour $x = L_1 + \frac{L_2}{2}$ $M_f = -0,0837 \text{ N.m}$ (3.19)
Troisième tronçon $L_1 + \frac{L_2}{2} \leq x < L_1 + L_2$		$T = RA - P' = -132,58 \text{ N}$ (3.20) Pour $x = L_1 + \frac{L_2}{2}$ $M_f = -0,0837 \text{ N.m}$ (3.21) Pour $x = L_1 + L_2$ $M_f = 20,46 \text{ N.m}$ (3.22)
Dernière tronçon $L_1 + L_2 \leq x < L$		$T = RA + RB - P' = 204,65 \text{ N}$ (3.23) Pour $x = L_1 + L_2$ $M_f = -20,46 \text{ N.m}$ (3.24) Pour $x = L$ $M_f = 0$

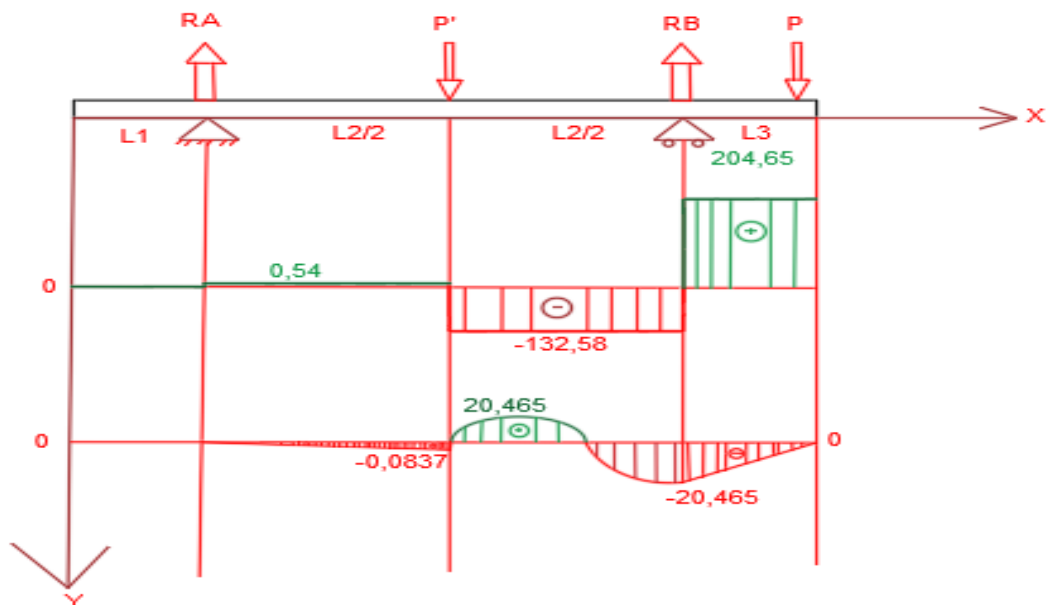


Fig 3.3 : Diagrammes des efforts tranchants et des moments fléchissants.

**3.4.1 Vérification de la résistance à la flexion :**

$$\text{État de résistance : } \sigma = \frac{M_{\max}}{I_x} \cdot y \leq \frac{\sigma_y}{s} \quad (3.25)$$

$M_{\max}$  : Moment de flexion maximum égal à 20.46 N.m

$I_x$  : Moment quadratique de la section droite par rapport à l'axe (x)

$$I_x = \frac{\pi d^4}{64} = 1.02 \times 10^{-7} \text{ m}^4 \quad (3.26)$$

y : La distance entre l'axe neutre et la fibre la plus éloignée et elle est égale à r.

$$\sigma = \frac{M_{\max} \cdot y}{I_x} = \frac{20.46 \times 0.019}{1.02 \times 10^{-7}} = 3.81 \text{ Mpa} \quad (3.27)$$

$$\frac{\sigma_y}{s} = \frac{750}{2} = 375 \text{ Mpa} \quad (3.28)$$

$$\frac{M_{\max}}{I_x} \cdot y < \frac{\sigma_y}{s} \quad \text{La condition est vérifiée.}$$

**3.5 Calcul de la flèche de l'arbre :**

La relation entre le moment fléchissant et la flèche est la suivante :

$$EL \frac{d^2v}{dx^2}(x) = M(x)$$

$$EL \frac{d^2v}{dx^2}(x) = [R_A - L_1] + P \left( x - \left( L_1 - \frac{L_2}{2} \right) \right) - R_B (x(L_1 + L_2))$$

**3.6 La déviation à l'endroit où la roue est fixée à l'arbre :**

$$v(L) = \frac{P'L_2^3}{6EI} \quad (3.29)$$

$$v(L) = 3.08 \times 10^{-05} \text{ m} \quad (3.30)$$

$$v(L) = 3.08 \times 10^{-02} \text{ mm} \quad (3.31)$$

**3.7 Masse du balourd :**

$$M \cdot e = m_u \cdot r \quad (3.32)$$

$$m_u = \frac{M_e}{r} \quad (3.33)$$

$$M = M_{\text{turbine}} + M_{\text{arbre}} + M_{\text{bobine}}$$

$m_u$  = Masse balourd.

$M_{\text{turbine}}$  = 20,86 kg (calculé par Solid Works).

$M_{\text{arbre}}$  = 4,42 kg (calculé par Solid Works).



$M_{bobine} = 13.57 \text{ kg}$  (calculé par Solid Works).

$$e = v(L) = 3.08 \times 10^{-05} \text{ m} \quad (3.34)$$

$$m_r = \frac{620}{2} = 310 \text{ mm} \quad (\text{en supposant que le balourd soit situé au bord de la roue}). \quad (3.35)$$

$$m_u = ((20,86 + 4,42 + 13.57) \times 3.08 \times \frac{10^{-05}}{0.310}) \quad (3.36)$$

$$m_u = 3.85 \times 10^{-03} \text{ Kg} \quad (3.37)$$

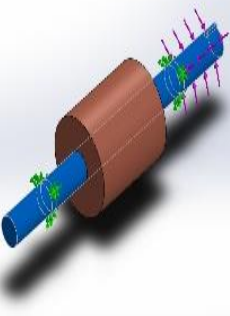
$$m_u = 3.85 \text{ g}$$

### 3.8 Analyse statique Simulation par SolidWorks:

#### 3.8.1 Propriétés de l'arbre :

Les propriétés matérielles de l'arbre et ses spécifications sont présentées dans le tableau 3.1 :

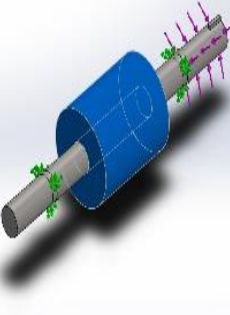
Tableau 3.1 : Propriétés de la matière de l'arbre.

Référence du modèle	Propriétés
	<p><b>Nom:</b> 1.7225 (42CrMo4)</p> <p><b>Type de modèle:</b> Linéaire élastique isotropique</p> <p><b>Critère de ruine par défaut:</b> Inconnu</p> <p><b>Limite d'élasticité:</b> 7,5e+08 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Limite de traction:</b> 1e+09 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Module d'élasticité:</b> 2,1e+11 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Coefficient de Poisson:</b> 0,28</p> <p><b>Masse volumique:</b> 7 800 kg/m<sup>3</sup></p> <p><b>Module de cisaillement:</b> 7,9e+10 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Coefficient de dilatation thermique:</b> 1,1e-05 /Kelvin</p>

#### 3.8.2 Propriétés de bobine :

Les propriétés matérielles de la bobine et ses spécifications sont présentées dans le tableau 3.2 :

Tableau 3.2 : Propriétés de la matière de la bobine.

Référence du modèle	Propriétés
	<p><b>Nom:</b> Cuivre</p> <p><b>Type de modèle:</b> Linéaire élastique isotropique</p> <p><b>Critère de ruine par défaut:</b> Contrainte de von Mises max.</p> <p><b>Limite d'élasticité:</b> 2,58646e+08 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Limite de traction:</b> 3,9438e+08 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Module d'élasticité:</b> 1,1e+11 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Coefficient de Poisson:</b> 0,37</p> <p><b>Masse volumique:</b> 8 900 kg/m<sup>3</sup></p> <p><b>Module de cisaillement:</b> 4e+10 N/m<sup>2</sup></p> <p><b>Coefficient de dilatation thermique:</b> 2,4e-05 /Kelvin</p>

**3.8.3 Informations sur le modèle arbre et bobine:**

Tableau 3.3 : modèle turbine et bobine.

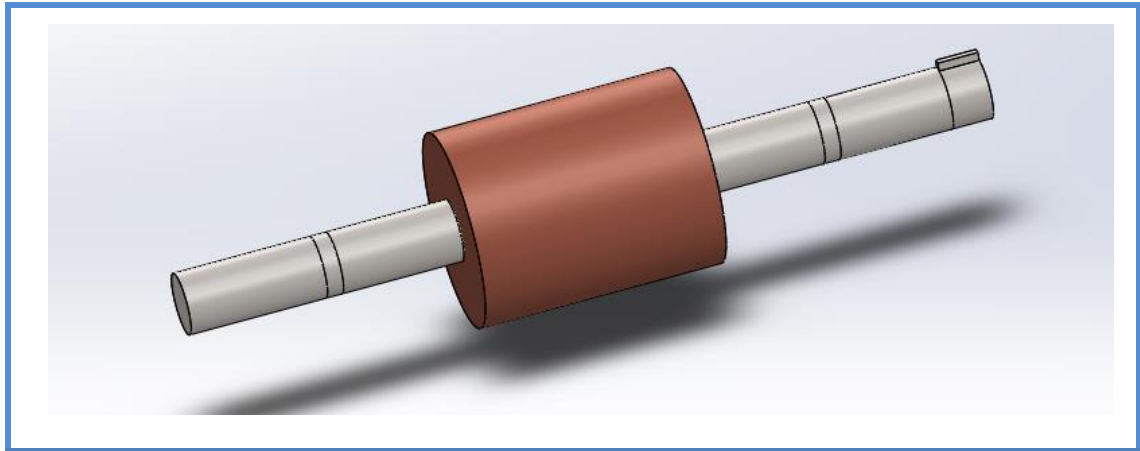
**3.8.4 Propriétés maillage :**

Tableau 3.4: Informations sur le maillage.

<b>Type de maillage</b>	<b>Maillage volumique</b>
<b>Mailleur utilisé:</b>	<b>Maillage standard</b>
<b>Transition automatique:</b>	<b>Désactivé(e)</b>
<b>Boucles automatiques de maillage:</b>	<b>Désactivé(e)</b>
<b>Points de Jacobien pour un maillage de qualité élevée</b>	<b>16 Points</b>
<b>Taille d'élément</b>	<b>12,7965 mm</b>
<b>Tolérance</b>	<b>0,639826 mm</b>
<b>Qualité de maillage</b>	<b>Haute</b>
<b>Remailler les pièces en échec indépendamment</b>	<b>Désactivé(e)</b>

### 3.8.5 Résultats de la simulation de rotor portant à turbine :

Tableau 3.5 : Résultats de contrainte.

Nom	Type	Min	Max
Contraintes1	VON : contrainte de von Mises	2,344e-04N/m <sup>2</sup> Noeud: 1142	5,195e+04N/m <sup>2</sup> Noeud: 1555

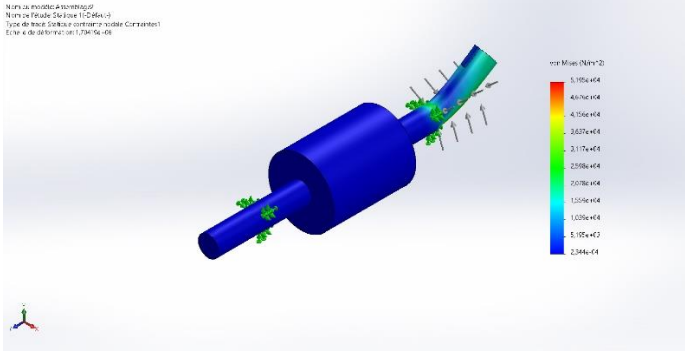
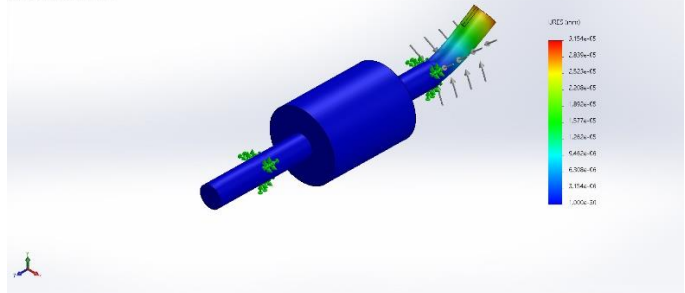


Tableau 3.6 : Résultats de déplacement.

Nom	Type	Min	Max
Déplacements1	URES : Déplacement résultant	0,000e+00mm Noeud: 18	3,154e-05mm Noeud: 315



### 3.6 Commentaire des résultats :

Les résultats théoriques des contraintes calculées de torsion et de flexion sont inférieurs et loins à ceux des contraintes admissibles (voir relations 3.8 et 3.27). En comparant les valeurs numériques de ces contraintes obtenues par SolidWorks, on remarque que la contrainte de Von mises du système est à l'ordre de  $5,195e+04N/m^2$ , qui est une valeur inférieure à celle de la théorie, donc inférieur encore à celles des contraintes admissibles :  $\sigma = 3.86e+06N/m^2$ ,  $\tau = 4.43e+06N/m^2$

### 3.7 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons procédé à des études et des simulations visant à évaluer la résistance de l'arbre à la flexion et à la torsion. Nous avons quantifié aussi la flèche de l'arbre au niveau de la turbine, ainsi que la masse du balourd résultant provoquant cette déformation. Aussi, nous avons établi une simulation numérique statique du système par SolidWorks en déterminant les contraintes de Von mises ainsi que les déplacements. Les valeurs obtenues sont confrontées avec celles de la théories.



# **Chapitre 4**

**Analyse modale  
théorique et Simulation  
numérique du système  
ventilateur**



#### 4.1 Introduction :

Les ventilateurs industriels sont omniprésents dans l'industrie. Ils représentent une stratégie dans la chaîne de production des usines, ou toute interruption imprévue peut entraîner des pertes financières significatives. Par conséquent, une anticipation précise des caractéristiques dynamiques du système rotor est cruciale pour assurer un fonctionnement sans heurt de ces équipements. Les défauts de conceptions dans les systèmes provoqueront des défaillances mécaniques lors de fonctionnement de ces derniers, parmi ces défaillances, on cite la résonance qui résulte de la coïncidence des fréquences propres avec celles du fonctionnement. De ce fait, une analyse modale théorique du système au départ est primordiale. Nous avons enrichi ce modeste travail avec une simulation numérique par le logiciel SolidWorks.

#### 4.2 Analyse modale de vibration libre de système :

Pour un système libre non amorti, de l'équation de mouvement sous forme matricielle secret :

$$[M] \cdot \{\ddot{q}\} + [K] \cdot \{q\} = 0 \quad (4.1)$$

Ou :

$[M]$  et  $[K]$  Sont respectivement la matrice d'inertie et la matrice de rigidité sont des matrices carrées (n x n) pour un système à (n) degré de liberté.

Les solutions de l'équation (4.1) sont de types :

$$\{q(t)\} = \{\psi\}e^{st} \quad (4.2)$$

$\{q(t)\}$  : Coordonnées généralisées.

S : Variable de Laplace, pour transformée de Fourier  $S = j \cdot \omega$ ,  $j = -1$

On remplace (4.2) dans (4.1) on aura :

$$([K] + S^2[M]) \cdot \{\psi\} = 0 \quad (4.3)$$

$$\text{Ou bien :} \quad [K] \cdot \{\psi\} = \lambda \cdot [M] \cdot \{\psi\} \quad (4.4)$$

$$\text{Avec :} \quad \lambda = -S^2$$

Donc l'équation (4.4) représente un problème aux valeurs propre ( $\lambda$ ). Ce système admet des solutions non triviales ( $\{\psi\} \neq 0$ ) si et seulement si :

$$\det([K] + S^2[M]) = \det([K] - \lambda[M]) = 0 \quad (4.5)$$

C'est l'équation caractéristique à l'équation aux valeurs propres, ou physiquement :

Equation aux fréquences propres



### 4.2.1 Modélisation du système :

L'arbre de transmission est composé de l'arbre moteur de masse  $m_1 = 4,42 \text{ Kg}$  portant une turbine de masse  $m_2 = 20,86 \text{ Kg}$ . Le système est supporté par deux paliers à roulement, le modèle de ce système peut-être approché par :

- Un disque de moment d'inertie  $J_1$  correspondant à la bobine du rotor moteur,
- Un disque de moment d'inertie  $J_2$  relatif la turbine du ventilateur,
- L'arbre est caractérisé par sa rigidité  $K_1$  et  $K_2$  entre les deux (2) disques sa déformation  $\varphi_1$  et  $\varphi_2$  (déformation angulaire).

Le système équivalent peut-être approché à un modèle théorique à de deux (2) degrés de liberté (voir figure 4.1)

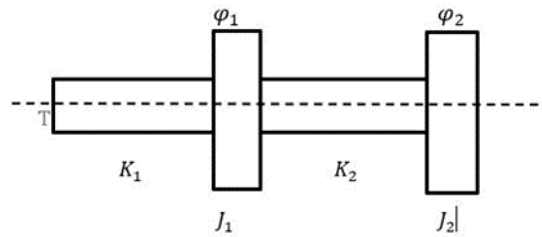


Fig 4.1: Modèle théorique du système.

### 4.2.2 Équation de mouvement du système libre :

- **L'énergie cinétique :**

$$T = \frac{1}{2}J_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}J_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 \quad (4.6)$$

- **L'énergie potentielle :**

$$U = \frac{1}{2}K_1(\varphi_2 - \varphi_1)^2 + \frac{1}{2}K_2\varphi_2^2 \quad (4.7)$$

- **Equation de Lagrange**

$$L = T - U \quad (4.8)$$

$$L = \frac{1}{2}J_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2}J_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2 - \frac{1}{2}K_1(\varphi_2 - \varphi_1)^2 - \frac{1}{2}K_2\varphi_2^2 \quad (4.9)$$

Le système d'équations s'écrit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_1} = 0 \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_2} = 0 \end{array} \right. \quad (4.10)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_1} = 0 \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial L}{\partial \varphi_2} = 0 \end{array} \right. \quad (4.11)$$

Après quelques considérations, on obtient le système d'équations suivant :

$$\begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 \\ -K_1 & K_1 + K_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{Bmatrix} = 0 \quad (4.12)$$

Ou :

$$[J] \cdot \{\ddot{\varphi}\} + [K] \cdot \{\varphi\} = 0 \quad (4.13)$$

Avec :

[J] : Matrice d'inertie.

[K]: Matrice de rigidité.

Donc :

$$[J] = \begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 \\ -K_1 & K_1 + K_2 \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

### 4.2.3 Calcul de matrice de rigidité (K) :

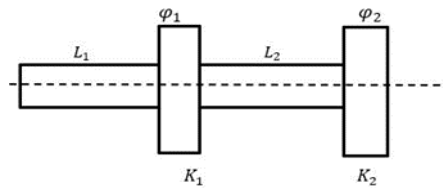


Fig 4.2 :Modèle théorique du système.

On déterminé  $K_1$  et  $K_2$  :

$$\text{On a : } M_t = G\theta I_0 \quad (4.16)$$

Avec :

$M_t$  : Moment de torsion.

$G$  : Module d'élasticité transversal (MPa).

$$\theta : \text{Angle unitaire de torsion (rad/mm) Donc : } \theta = \alpha/L \quad (4.17)$$

$I_0$  : Moment quadratique ( $m^4$ ).

$$I_0 = \frac{\pi d^4}{32}$$

Donc :

$$M_t = \frac{G\alpha I_0}{L} = \frac{GI_0}{L} \cdot \alpha \quad (4.18)$$

L'arbre se comporte comme un ressort, ce qui nous permet à dire que :

$$F = K \cdot x \quad (4.19)$$

Avec :

$F$  : force de rappel.

$K$  : Rigidité.

$x$  : L'allongement provoqué par la force ( $F$ ).

Dans notre cas, l'effort exercé sur l'arbre c'est le moment de torsion  $M_t$ , Cela implique que :

$$M_t = K \cdot \alpha \quad (4.20)$$

Par identification avec la relation (4.17), on calcule :

$$K = \frac{GI_0}{L} \quad (4.21)$$

Pour les métaux, nous avons :  $G = 0.4 E$  (4.22)

Avec :  $E$  : Module de Young, pour l'acier :

$$E = 210 \text{ MPa} \quad (4.23)$$

Notre système à 2 d.d.l, composé de 02 disques  $J_1$  et  $J_2$  avec des rigidités  $K_1$  et  $K_2$  ayant aussi des largeurs  $L_1$  et  $L_2$  qui sont : (d'après la figure 4.2).

$$L_1' = 250 \text{ mm}$$

$$L_2' = 250 \text{ mm}$$

Avec : la longueur totale de l'arbre est de :  $L = L_1 + L_2 = 500 \text{ mm}$  (4.24)

Donc :  $L_1 = L_2 = 250 \text{ mm}$ . (4.25)

Pour la longueur  $L_1$  : rigidité  $K_1$  et le diamètre de l'arbre  $d_1 = 38 \text{ mm}$ .

Pour la longueur  $L_2$ , correspond à la rigidité  $K_2$  et au diamètre de l'arbre  $d_2 = 38 \text{ mm}$ .

L'arbre moteur a un diamètre constant  $d = 38 \text{ mm}$ .

#### 4.2.4 Calcul de la rigidité $K_1$ :

D'après la relation (4.21):

$$K_1 = \frac{GI_{01}}{L_1} \quad (4.26)$$

Avec :  $G = 0.4 \cdot E$

$$G = 0.4 \cdot 210 = 84 \text{ GPa} \quad (4.27)$$

$$L_1 = 250 \text{ mm}$$

$$I_{01} = \frac{\pi d_1^4}{32} = \frac{\pi (38 \cdot 10^{-3})^4}{32} = 204.60 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4 \quad (4.28)$$

A.N:

$$K_1 = \frac{84 \cdot 10^9 \cdot 204.60 \cdot 10^{-8}}{0.25} = 687,46 \cdot 10^3 \text{ N/m} \quad (4.29)$$

**4.2.5 Calcul de la rigidité  $K_2$  : d'une manière analogue aux calculs précédents, on trouve**

$$K_1 = K_2 = 687,46.10^3 \text{ N/m} \quad (4.30)$$

la matrice de rigidité sera :

$$[K] = \begin{bmatrix} K_1 & -K_1 \\ -K_1 & K_1 + K_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 687,46.10^3 & -687,46.10^3 \\ -687,46.10^3 & 1374,92.10^3 \end{bmatrix} \quad (4.31)$$

**4.2.6 Calcul de la matrice d'inertie [J] :**

La matrice d'inertie :  $[J] = \begin{bmatrix} J_1 & 0 \\ 0 & J_2 \end{bmatrix}$

Avec :  $J_1$  : moment d'inertie de la bobine en cuivre équivalent au disque de rayon  $r_1$  donc :

$$J_1 = \frac{1}{2} m_1 r_1^2 \quad (4.32)$$

Avec :

$$m_1 = 13,57 \text{ Kg} \quad \text{et} \quad r_1 = 60 \text{ mm}$$

$$J_1 = \frac{1}{2} 13,57 (60.10^{-3})^2 \rightarrow J_1 = 24,426.10^{-3} \text{ Kg.m}^2 \quad (4.33)$$

$J_2$  : moment d'inertie de la turbine équivalent au disque de rayon  $r_2$  donc :

$$J_2 = \frac{1}{2} m_2 r_2^2 \quad (4.34)$$

Avec :

$$m_2 = 20,86 \text{ Kg} \quad r_2 = 310 \text{ mm} \quad \text{Rayon de la turbine.}$$

$$J_2 = \frac{1}{2} . 20,86. (0.31)^2 \rightarrow J_2 = 1,002 \text{ kg.m}^2 \quad (4.35)$$

Regroupons ces valeurs de  $J_1$  et  $J_2$  la matrice d'inertie sera :

$$[J] = \begin{bmatrix} 24,426.10^{-3} & 0 \\ 0 & 1,002 \end{bmatrix} \quad (4.36)$$

**4.2.7 Détermination de l'équation caractéristique :**

D'après la relation (4.5), nous avons :

$$\det([K] - \lambda[J]) = 0 \quad (4.37)$$

$$\det \left( \begin{bmatrix} 687,46.10^3 & -687,46.10^3 \\ -687,46.10^3 & 1374,92.10^3 \end{bmatrix} - \lambda \begin{bmatrix} 24,426.10^{-3} & 0 \\ 0 & 1,002 \end{bmatrix} \right) = 0$$

$$\det \begin{bmatrix} 687,46.10^3 - \lambda.24,426.10^{-3} & -687,46.10^3 \\ -687,46.10^3 & 1374,92.10^3 - \lambda.1,002 \end{bmatrix} = 0$$

$$\rightarrow 24,48.10^{-3}.\lambda^2 - 722,42.10^3\lambda + 472601,25.10^6 = 0 \quad (4.38)$$

C'est l'équation caractéristique

Avec :  $\lambda$  : valeurs propres du système qui correspondent aux fréquences propres de notre système

Pour déterminer( $\lambda$ ), on résout l'équation (4.38), donc on calcule le discriminant:

$$\Delta' = 475613.54 \cdot 10^6 \quad (4.39)$$

On trouve :

$$\lambda_1 = 669.38 \cdot 10^3 \quad (4.40)$$

$$\lambda_2 = 5.37 \cdot 10^3 \quad (4.41)$$

Nous avons :

$$S = j\omega \rightarrow S^2 = j^2 \omega^2$$

Avec:  $j^2 = -1$  : j : nombre imaginaire.

$$\text{Ainsi: } \lambda = -S^2 \rightarrow \lambda = \omega^2 \quad (4.42)$$

Calcul des fréquences propres :

$$\text{On a: } \lambda_1 = \omega_{01}^2 \rightarrow \omega_{01} = \sqrt{\lambda_1} \quad (4.43)$$

$$\rightarrow \omega_{01} = \sqrt{669.38 \cdot 10^3} \rightarrow \omega_{01} = 8.16 \cdot 10^2 \text{ rad/s} \quad (4.44)$$

$$\rightarrow \omega_{02} = \sqrt{28.84 \cdot 10^6} \rightarrow \omega_{02} = 5.37 \cdot 10^3 \text{ rad/s} \quad (4.45)$$

$\omega_{01}$  ;  $\omega_{02}$  : Pulsations propres du système.

Pour calculer les fréquences propres, nous avons :

$$\omega_0 = 2\pi f \quad (4.46)$$

$$\text{Donc : } f = \frac{\omega_{02}}{2\pi} \quad (4.47)$$

La première fréquence  $f_{01}$  propre sera :

$$f_{01} = \frac{\omega_{01}}{2\pi} = \frac{8.16 \cdot 10^2}{2\pi}$$

$$f_{01} = 129.87 \text{ Hz} \quad (4.48)$$

La deuxième fréquence  $f_{02}$  propre sera :

$$f_{02} = \frac{\omega_{02}}{2\pi} = \frac{5.37 \cdot 10^3}{2\pi}$$

$$f_{02} = 854.66 \text{ Hz} \quad (4.49)$$

### 4.2.8 Conclusion :

Les fréquences propres du système obtenues  $f_{01}$  et  $f_{02}$  sont classées respectivement dans le domaine basse et moyenne fréquence, qui seront confrontées à celles de la simulation numérique et de l'expérimentation illustrés dans le chapitre 05.

## 4.3 Analyse de fréquence par SolidWorks :

### 4.3.1 Introduction :

Toute structure a tendance à vibrer à certaines fréquences, appelées fréquences naturelles, ou fréquences de résonance. A chaque fréquence naturelle correspond une déformée, appelée mode propre de vibration. L'analyse fréquentielle permet de calculer les fréquences de résonance et les modes propres associés.

En théorie, chaque corps est doté d'un nombre infini de modes. En analyse par éléments finis, les modèles comportent autant de modes que de degrés de liberté. Cependant, dans la plupart des cas, seuls quelques modes sont pris en considération. La résonance est la réponse excessive qui se produit lorsqu'un corps est soumis à un chargement dynamique vibrant à l'une de ses fréquences naturelles. Par exemple, un véhicule peut subir des vibrations violentes à une certaine vitesse, du fait de la résonance d'une roue déséquilibrée. Les vibrations diminuent ou disparaissent à d'autres vitesses.

L'analyse fréquentielle aide à éviter toute résonance en calculant les fréquences de résonance. Elle fournit également des informations permettant de résoudre certains problèmes de réponse dynamique.[14]

Le système sur lequel nous allons conduire une analyse de fréquence est constitué de la roue, de l'arbre et de deux anneaux qui représentent le stator.

### 4.3.2 Conception et simulation du système rotor ventilateur par le logiciel SolidWorks :

Cette partie d'étude, permet d'établir une analyse modale numérique du système rotor ventilateur. A travers la conception et la simulation numérique de ce système par SolidWorks, nous avons déterminé les modes et fréquences propres du système (Figure 4.1).

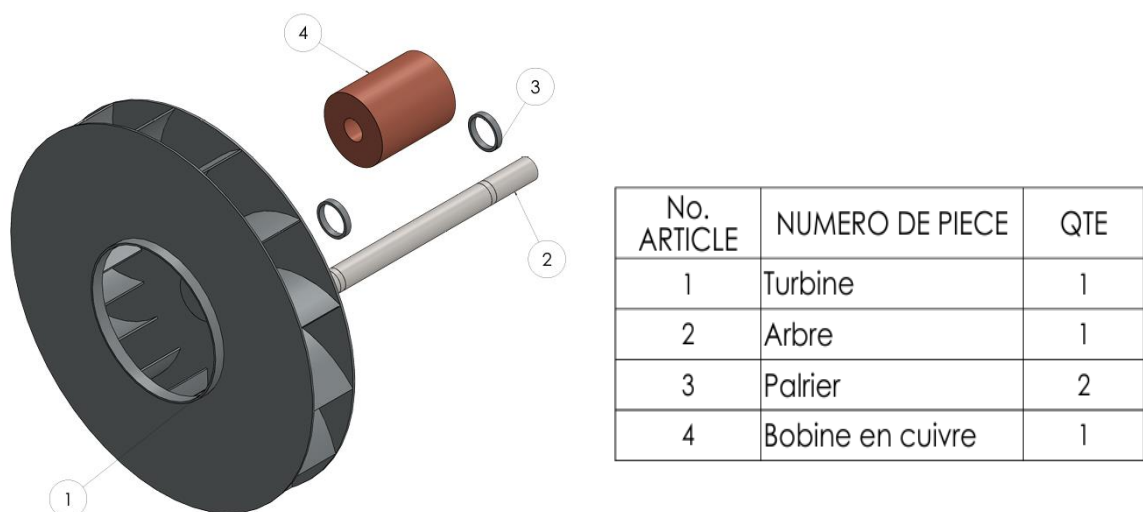


Fig 4.3: Système rotor ventilateur.

### 4.3.3 Modélisation du rotor:

Le rotor est composé des éléments suivants :

- Un arbre de diamètre 38mm et de longueur 500 mm en matière 42 CD 4, ayant des portées de roulement aux deux extrémités et une cylindre de diamètre de 120 mm et longueur de 150 mm (figure 4.2).

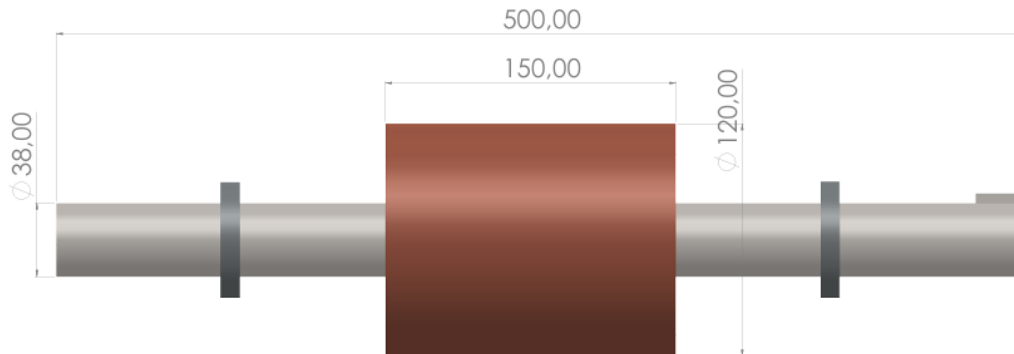


Fig 4.4 : Dimensions d'arbre.

- Une turbine de diamètre 620 mm et de largeur de 100 mm, ayant 12 pales. La turbine est montée sur moyeu et d'alésage d'arbre de 38 mm. La turbine avec le moyeu est en acier inoxydable 304 (figure 4.5).

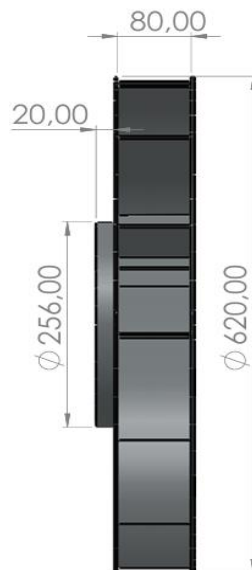


Fig 4.5 : Dimensions du turbine.

#### 4.3.4 Simulation du système par SolidWorks :

##### Propriétés de l'étude de la simulation :

Ces propriétés sont indiquées sur le tableau 4.1, et les conditions aux limites ainsi que le type de fixation sont indiquées dans la figure 4.6.

Tableau 4.1 : Propriétés de l'étude de la simulation du rotor ventilateur.

Nom d'étude	Fréquence 4
Type d'analyse	Fréquence
Type de maillage	Maillage volumique
Nombre de fréquences	10
Type de solveur	FFEPlus
Faible raideur:	Désactivé(e)
Options de contact solidaire incompatible	Automatique
Option thermique	Inclure des chargements thermiques
Température de déformation nulle	298 Kelvin
Inclure la pression du fluide calculée par SOLIDWORKS Flow Simulation	Désactivé(e)
Dossier de résultats	Document SOLIDWORKS (C:\Users\HP\Documents)

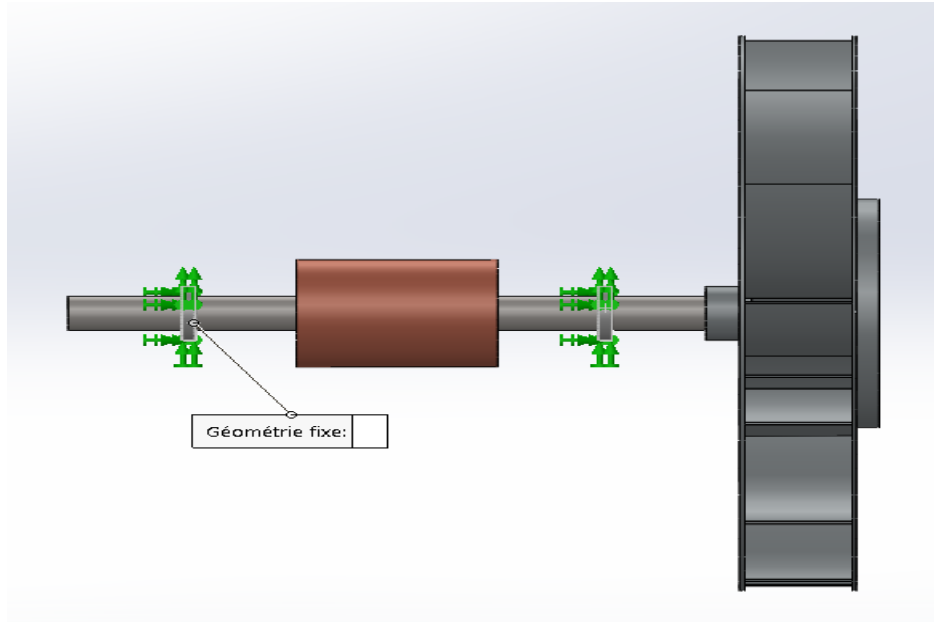


Fig 4.6 : Condition de fixation des paliers.

Puis on définit un connecteur de roulement entre l'arbre et les paliers :



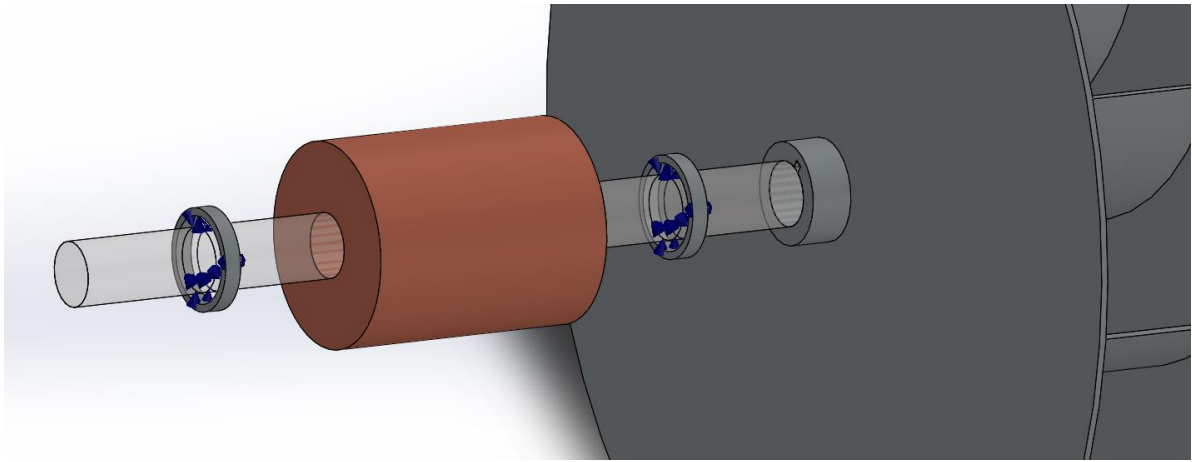


Fig 4.7 : Définition du connecteur de roulement

**Informations sur le maillage:**

Le maillage établi est représenté dans la figure 4.8 et les informations sur le maillage sont indiquées sur le tableau 4.2.

Tableau4.2 : Informations sur le maillage du modèle établi par SolidWorks

Type de maillage	Maillage volumique
Mailleur utilisé:	Maillage standard
Transition automatique:	Désactivé(e)
Boucles automatiques de maillage:	Désactivé(e)
Points de Jacobien pour un maillage de qualité élevée	16 Points
Taille d'élément	26,6938 mm
Tolérance	1,33469 mm
Qualité de maillage	Haute
Remailler les pièces en échec indépendamment	Désactivé(e)

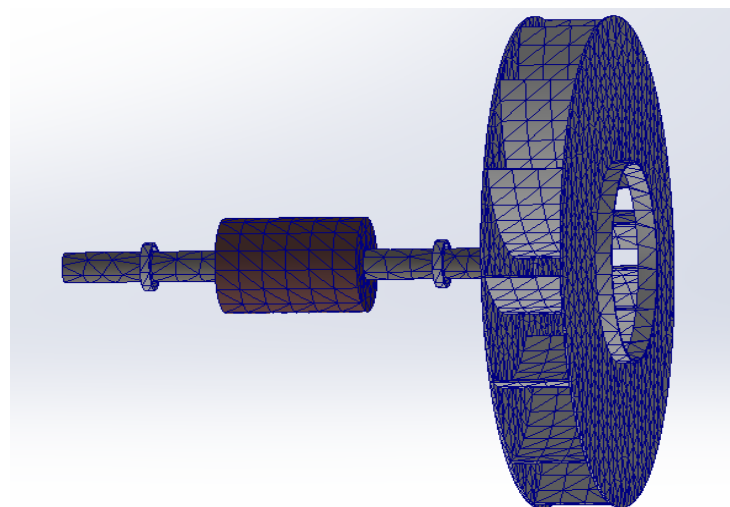


Fig 4.8 : Maillage du système.

### 4.3.5 Résultats de la simulation par SolidWorks :

Les déformées modales du système sont illustrées dans les figures suivantes :

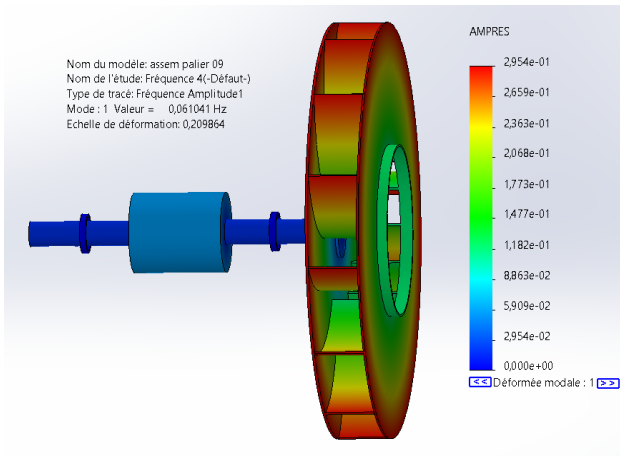


Fig 4.9: 1<sup>er</sup> Mode de vibrations à la fréquence de 0.060135 Hz

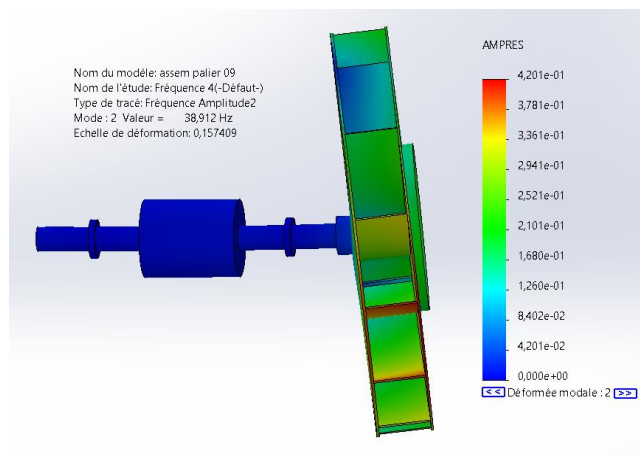


Fig 4.10: 2<sup>ème</sup> Mode de vibrations à la fréquence de 36.766Hz

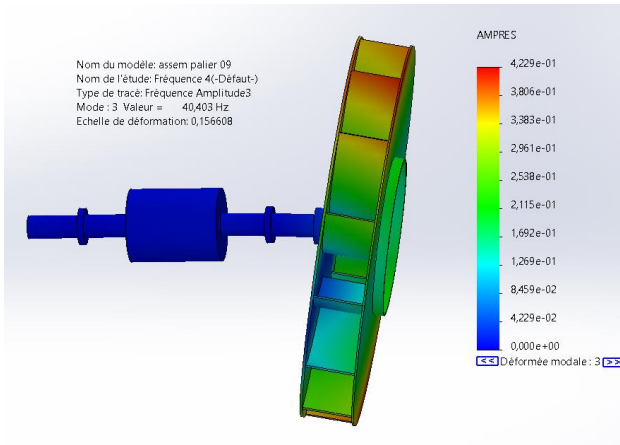


Fig 4.11: 3<sup>ème</sup> Mode de vibrations à la fréquence de 37.106 Hz

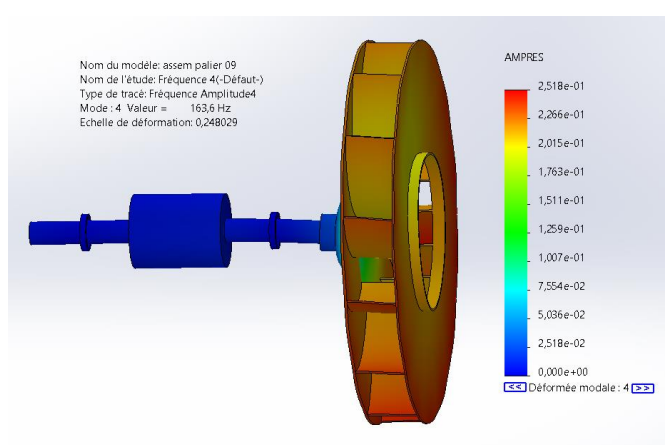


Fig 4.12: 4<sup>ème</sup> Mode de vibrations à la fréquence de 149.64 Hz

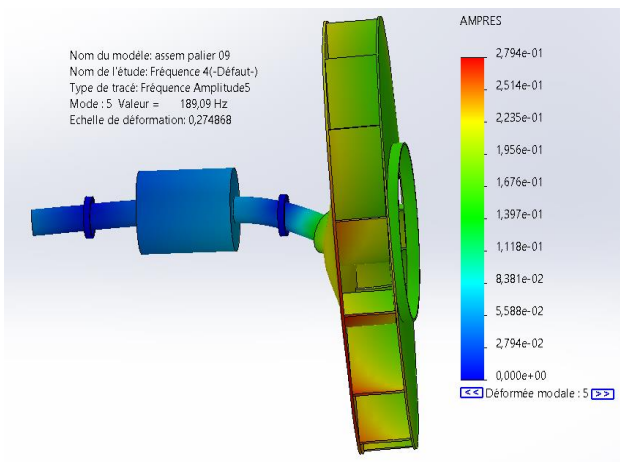


Fig 4.13: 5<sup>ème</sup> Mode de vibrations à la fréquence de 171.38 Hz

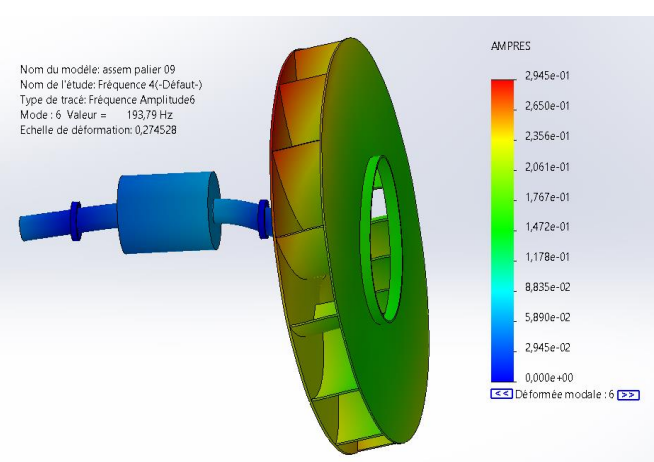


Fig 4.14: 6<sup>ème</sup> Mode de vibrations à la fréquence de 171.98 Hz

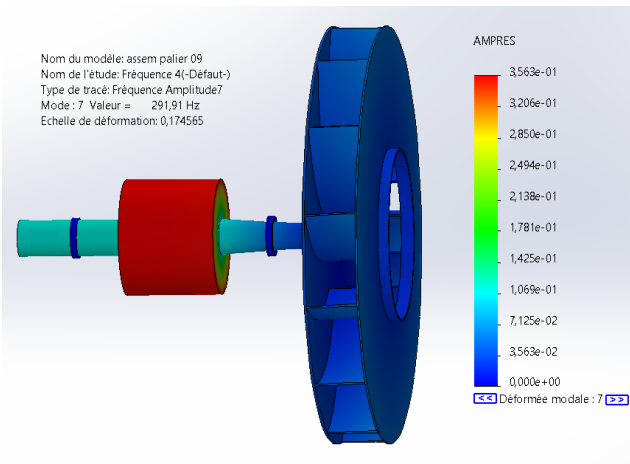


Fig 4.15: 7<sup>ème</sup> Mode de vibrations à la fréquence de 398.69 Hz

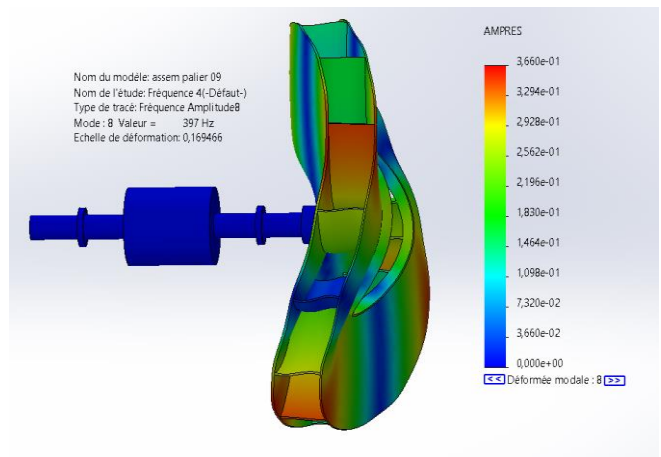


Fig 4.16: 8<sup>ème</sup> Mode de vibrations à la fréquence de 401.97 Hz

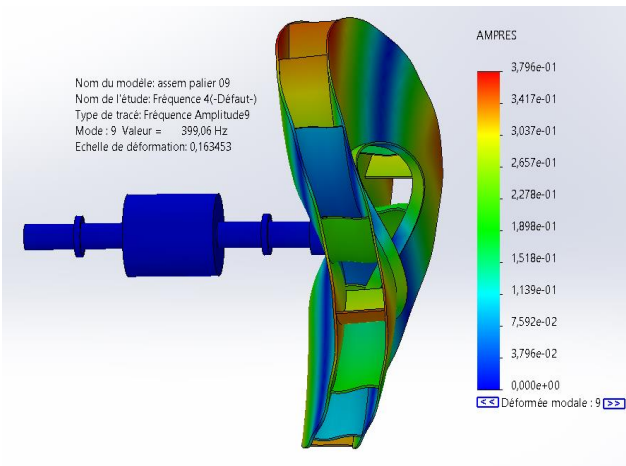


Fig 4.17: 9<sup>ème</sup> Mode de vibrations à la fréquence de 511.69Hz

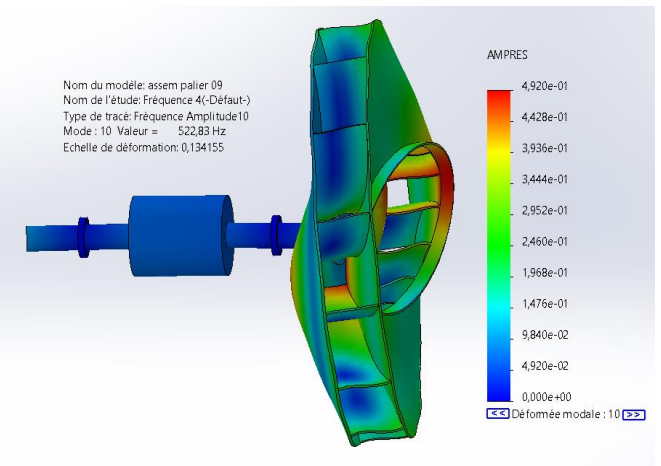


Fig 4.18: 10<sup>ème</sup> Mode de vibrations à la fréquence de 514.26Hz

**4.3.6 Liste des modes :**

Tableau 4.3 : Liste des fréquences propres du système établies par SolidWorks

Fréquence No	Rad/sec	Hertz	secondes
1	0,38353	0,061041	16,383
2	244,49	38,912	0,025699
3	253,86	40,403	0,024751
4	1 027,9	163,6	0,0061125
5	1 188,1	189,09	0,0052885
6	1 217,6	193,79	0,0051602
7	1 834,1	291,91	0,0034257
8	2 494,4	397	0,0025189
9	2 507,4	399,06	0,0025059
10	3 285	522,83	0,0019127

**4.3.7 Interprétation des résultats de la simulation :**

Les résultats de la simulation numérique par SolidWorks (analyse modale) du système ont été résumés dans le tableau 4.3. En raison de la symétrie du système, les fréquences propres sont égales et les modes de vibrations associés sont conjugués et symétriques, en accord avec les études fondamentales théoriques. Le deuxième, troisième mode de vibrations représentent le mode de flexion, sont respectivement :

38,912Hz et 40,403Hz. Le quatrième mode de fréquence 163,6 Hz représente un mode de torsion, ainsi que le reste des modes de vibration qui se manifestent à 189,09Hz, 193,79 Hz, 291,91Hz. Les huitièmes et neuvièmes modes de vibrations qui se manifestent respectivement à 397 Hz et 399,06 Hz représentent le mode de flexion. Le dernier mode se manifeste à 522,83 Hz représente le mode de torsion.

D'après ces résultats, on constate que, sur les dix (10) modes propres de vibrations, nous avons quatre (04) modes de vibrations de flexion et cinq (05) modes de torsion, ceci permet de conclure, que notre système travaille à la torsion plus qu'à la flexion. Aussi, il est à signaler que la plus part des modes de vibrations sont proches des harmoniques de la fréquence de base celle de la fréquence de rotation qui est de 48,75 Hz, détecté lors de diagnostic par analyse vibratoire illustré dans le chapitre 05.

Ce problème pourra engendrer une résonance, dans le cas d'apparition d'un défaut d'usure sur les portées de roulement dans les deux paliers portant le rotor de la turbine du ventilateur. Il est à rappeler que ce type de défaut mécanique, provoque des chocs sous forme d'harmoniques ou des composantes d'amplitudes à la fréquence de base relative à celle de rotation du rotor. Donc l'apparition de cas harmoniques dans le cas d'un défaut d'usure précité, suscitera un danger lors de fonctionnement de l'appareil.

Nous avons représenté quelques modes vibratoires parmi les dix modes de vibrations calculés, le fait que certains modes de vibrations n'ont pas d'explication physique, comme le premier mode de vibrations. Ceci est dû probablement à la déformation élastique des pales d'évacuation d'épaisseur 03mm.

#### 4.3.8 Les solutions à prévoir :

- Revoir la conception de la turbine, en augmentons l'épaisseur du disque et des pales de la turbine.
- Augmenter l'inclinaison du cône d'aspiration de la turbine, afin de réduire le phénomène de la turbulence, dans le cas où la vitesse de rotation de la turbine sera augmenté. Cette solution est recommandée afin de s'éloigner aux coïncidences avec les fréquences propres.
- Utilisation des plots d'amortissement aux points de fixation de la machine, afin d'amortir les chocs générés par les vibrations propagés dans la structure de la machine.

#### 4.3.9 Conclusion :

L'examen de tous ces modes propres, nous permet de conclure que les fréquences propres du système et celles du fonctionnement de l'installation sont proches, en général sur presque tous les mode propre de vibrations. Ces fréquences propres pourront coïncider dans le cas d'une défaillance mécanique dans le système, qui constitue un risque lors du fonctionnement de la machine.

Grâce à l'étude et à la simulation numérique par le logiciel SolidWorks, nous pouvons réduire le pourcentage de pannes mécaniques et éventuellement leur trouver des solutions.



# **Chapitre 5**

**Diagnostic par  
l'analyse vibratoire  
des machines**

**Tournantes :**

**Cas du Ventilateur**

**Aspirateur**

### 5.1 Introduction:

Les ventilateurs industriels sont des machines de transport de matière par ventilation. Cependant, un défaut de procès ou un défaut de conception peut compromettre facilement le fonctionnement de ces machines, et provoque des anomalies mécaniques qui peuvent aller jusqu'à la déformation et la rupture de leurs organes. L'analyse spectrale des mesures vibratoires permet de localiser avec précision les défaillances mécaniques ou électriques qui peut surgir lors du fonctionnement de ces machines tournantes.

Dans ce mémoire, nous avons présenté un cas pratique d'un ventilateur aspirateur de la section rouleur de l'atelier Couscous, présentant défaut de balourd à l'état précoce, générant des vibrations d'un niveau classer acceptable d'après les normes internationales VDI 2056. La surveillance vibratoire, nous a permet de déceler cette défaillance et de suivre son évolution dans le temps, et ce afin de pouvoir programmer des interventions de correction du balourd.

### 5.2 Cas pratique : Ventilateur Pneumatique de refroidissement :

Dans cette partie de ce travail un cas pratique, rencontré dans une Usine de fabrication de pâtes alimentaires en Algérie, est exposé ;

- Un ventilateur de refroidissement dans la section Rouleur de l'atelier Couscous.

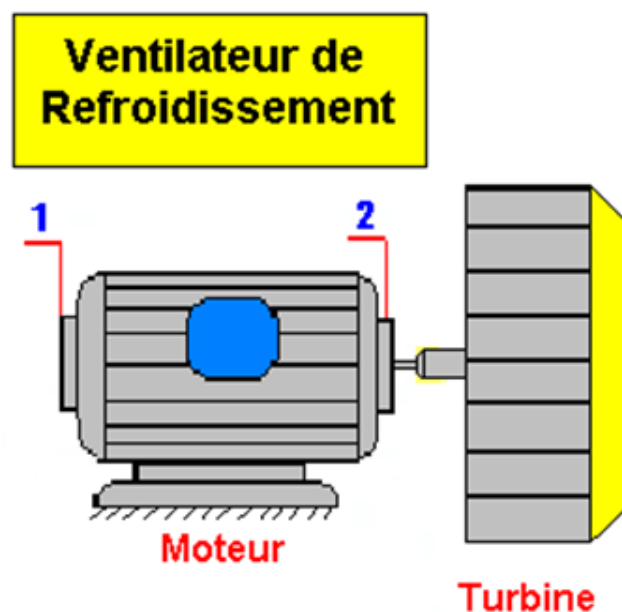


Fig 5.1 : Schéma cinématique et points des mesure de vibrations.



### **5.2.1 Description de la machine :**

Le ventilateur industriel pneumatique de refroidissement dans la section Rouleur de l'atelier Couscous, est un équipement stratégique dans une usine de fabrication de pattes, situé dans la zone préparation Rouleur, son rôle est l'aspiration de l'air ambiant servant à refroidir l'air chaud humide circulant dans un échangeur de chaleur. L'air aspiré sera refoulé vers le rouleur couscous à travers des conduites de section circulaire de diamètre 100 mm, doté de plusieurs trous d'échappement de l'air afin de décolmater le dépôt de matière sur la paroi circulaire du rouleur. L'installation est composée d'un moteur électrique de puissance de 7.5 KW, tournant à 1500 tr/min, entraînant une turbine, de diamètre de 620 mm, et de largeur de 100 mm, ayant 12 pales inclinés.

### **5.2.2 Choix des points de mesures de vibrations :**

Les points de mesures de vibrations sont choisis de manière à obtenir avec précision l'information dont on a besoin. Notre objectif dans ce cas, est d'essayer de connaître l'état général de la machine. Il est donc nécessaire de connaître l'état des roulements du système, est le comportement de la ligne d'arbre du moteur électrique portant la turbine objet de notre étude. La figure 5.1 permet d'étudier la machine et de choisir les points de mesure de vibrations sur les paliers qui serviront à détecter toutes les défaillances qui peuvent surgir sur la machine lors de son fonctionnement. La programmation des points de mesure est établie d'une manière qui permet de capter toutes les fréquences d'intérêt et de suivre leurs évolutions dans les trois (03) directions horizontales, verticale et axiale.

### **5.3 Historique :**

Le ventilateur pneumatique de refroidissement est une machine de grande stratégie dans la chaîne de production de la ligne pattes alimentaire Couscous, son suivi par la méthode de l'analyse vibratoire est commencé le : 07 Août 2011, suite à la sollicitation faite par le département de maintenance pour effectuer un diagnostic de vibrations sur le moteur électrique de la machine, et un contrôle de sévérité vibratoire de cet équipement qui rentre dans le cadre d'une nouvelle acquisition comme l'indique le schéma de la figure 5.1. L'interprétation spectrale révèle la présence d'un léger balourd sur la turbine générant des vibrations d'un niveau globale de 05,71 mm/s sur le palier moteur N°02 dans le sens horizontal et de 02,88 mm/s dans le sens vertical (Tableau 5.1). Ces niveaux de vibrations sont jugés respectivement acceptable et bon en se référant aux critères du jugement des vibrations, d'après les normes internationales VDI 2056. L'installation a connu une seule ampleur des niveaux de vibrations comme l'indique le tableau 4.1 est celle du 28 Juillet 2018, qui est de 09,77 mm/s dans le sens horizontal jugé alarmant d'après les normes internationales VDI 2056. Une intervention de l'équilibrage de la turbine est réalisée qui a fait diminuer le niveau de vibrations jusqu'à 05,80 mm/s jugé acceptable. Les courbes de tendances représentés dans les figures 5.2 et 5.3 respectivement dans le palier moteur N°02 dans les deux sens horizontal et vertical, montrent ces variations du niveau de vibration globale.

Tableau 5.1 : Historique de la machine.

Date d'intervention	Niveau de vibrations globale en (mm/s) sur le palier N°02, sens horizontal	Niveau de vibrations globale en (mm/s) sur le palier N°02, sens vertical	Nature d'intervention
07 Août 2011	05,71	02,88	Nettoyage de la turbine
11 Juillet 2012	01,33	01,53	-Changement des roulements moteur. -Nettoyage et équilibrage de la turbine
06 Janvier 2018	06,93	03,37	Nettoyage de la turbine
24 Juillet 2018	09,77	03,95	Nettoyage de la turbine
14 Avril 2020	05,80	-	-Changement des roulements moteur. -Nettoyage et équilibrage de la turbine
09 Août 2023	04,71	-	-
06 Février 2024	02,04	-	Nettoyage de la turbine
08 Mai 2024	03,35	01,25	-

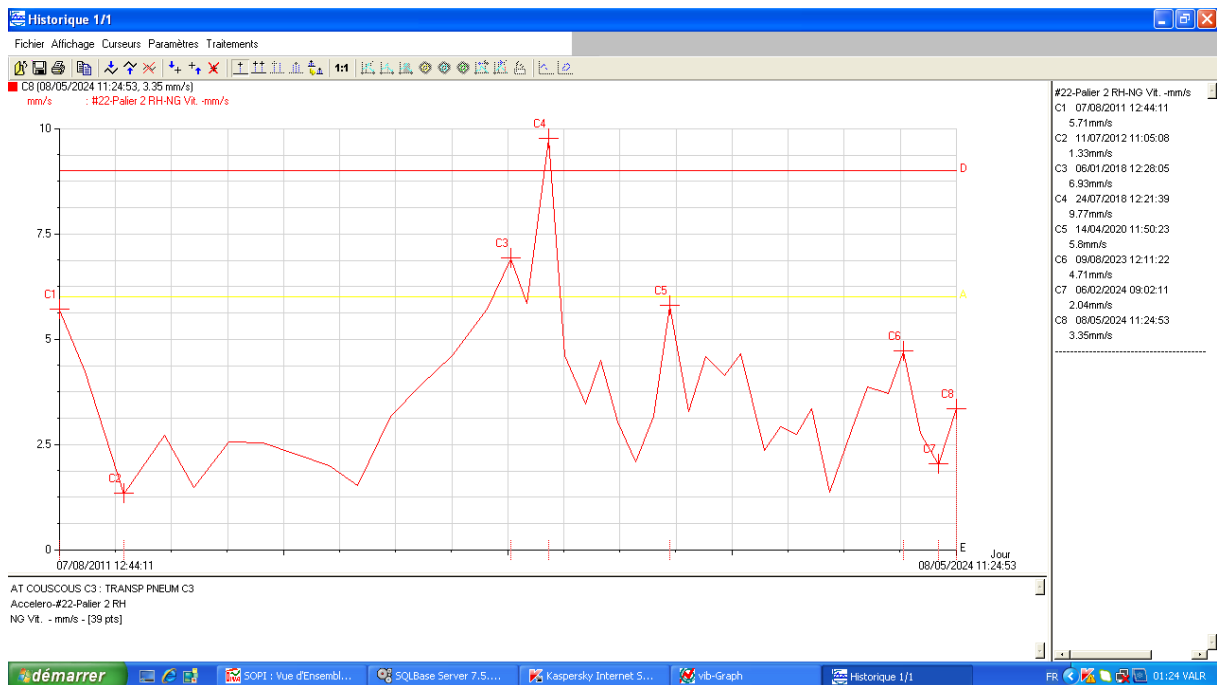


Figure 5.2 : Courbe de tendance prise sur le palier moteur N°02 dans le sens horizontal du ventilateur Pneumatique de refroidissement.

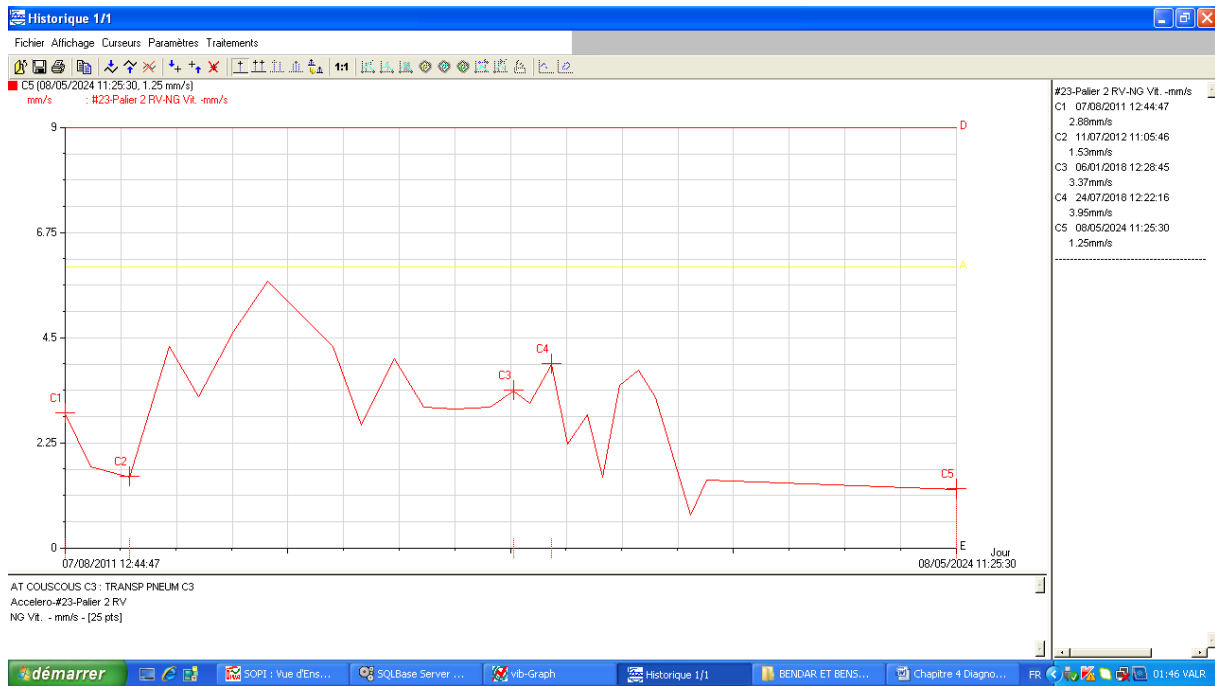
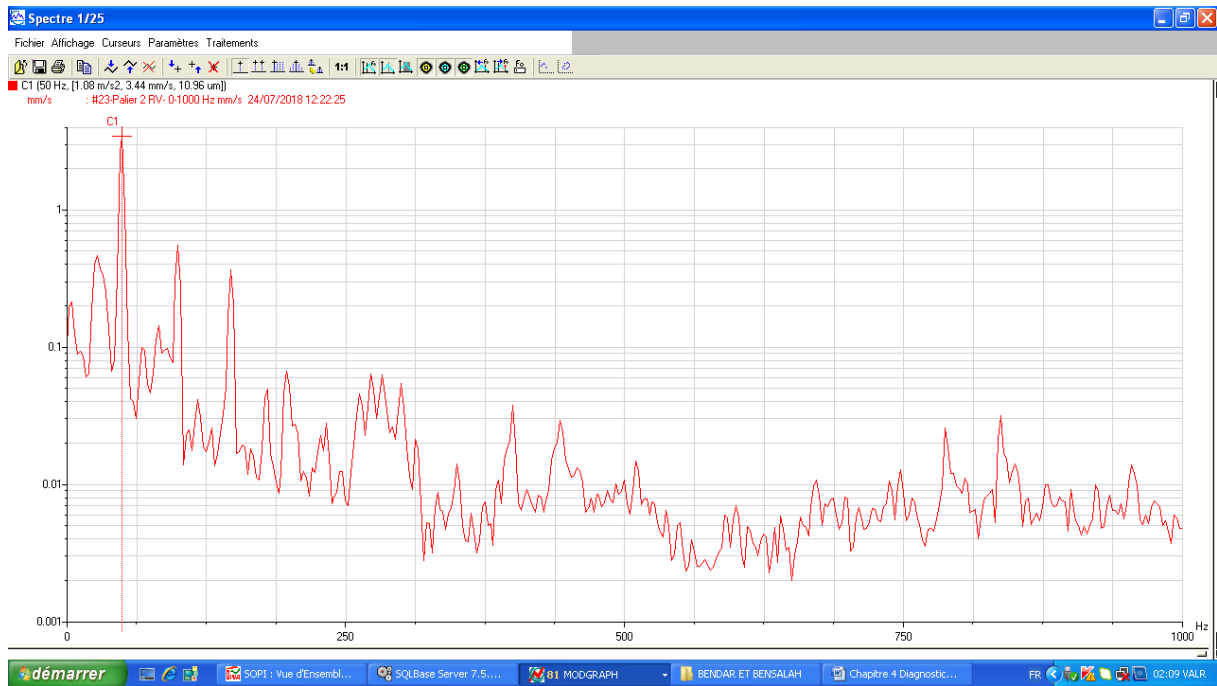
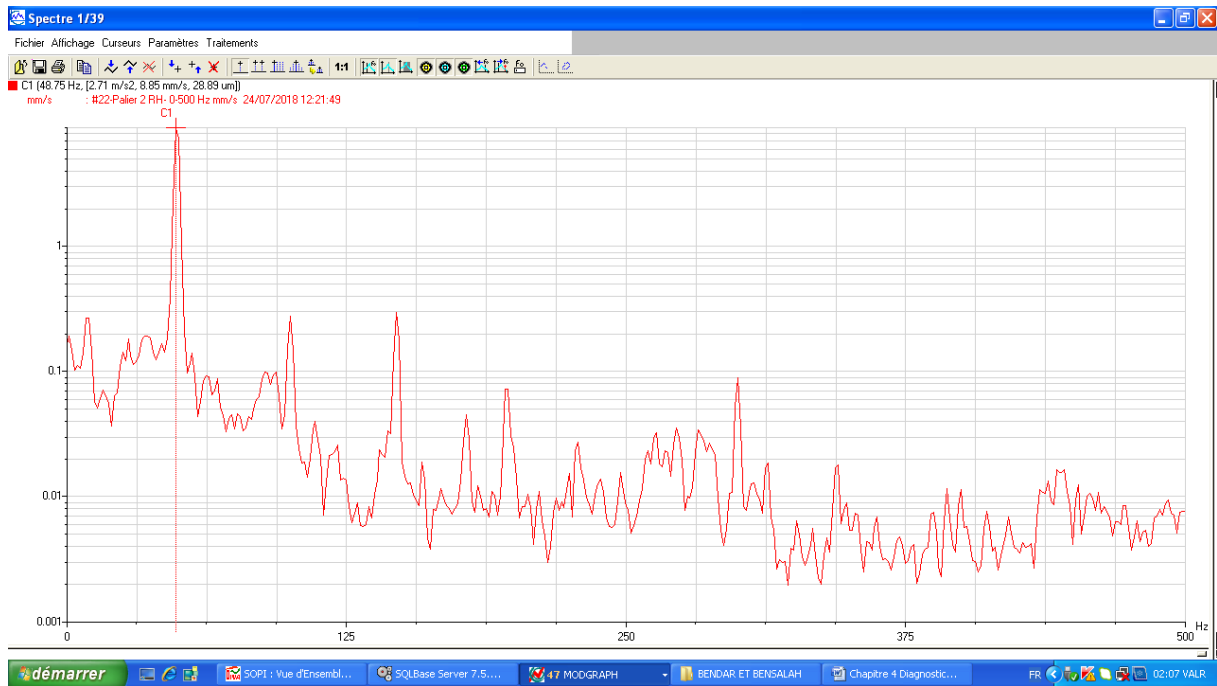


Figure 5.3 : Courbe de tendance prise sur le palier moteur N°02 dans le sens vertical du ventilateur Pneumatique de refroidissement

### 5.4 Diagnostic vibratoire et Analyse des résultats :

Les symptômes vibratoires ont commencé à s'apparaitre tôt sur l'équipement, et ce le 24 Juillet 2018. L'interprétation spectrale des mesures de vibrations prises le palier moteur de la machine (Figure 5.1 ), nous permet de déceler la présence d'un défaut de balourd sur la turbine, générant des vibrations d'un niveau de 08,85 mm/s et 03,44 mm/s , comme l'indique la composante prépondérante liée à la fréquence de rotation de la turbine de 50 Hz représenté dans les deux spectres de la figure 5.4 et 5.5 pris respectivement sur le palier moteur dans les deux sens horizontal et vertical. Ces niveaux de vibrations sont jugés respectivement Alarmant et Acceptable en se référant aux critères du jugement des vibrations, d'après les normes internationales VDI 2056.



## 5.5 Confrontation et validations des résultats théoriques numériques et expérimentaux :

### 5.5.1 Confrontation et validation des résultats de la simulation avec ceux de l'expérimental:

Les valeurs de fréquences obtenues par la simulation numérique des modes de vibrations de flexion, celles du deuxième et troisième mode de vibrations en particulier le troisième, est relativement proche à celle obtenue par l'expérimentation comme l'indique les spectres représentés dans les deux figures 5.4 et 5.5. Ces valeurs sont illustrées comme suit :

$$\begin{cases} f_{exp} : 48,75 \text{ Hz} \\ f_{simu} : 40,403 \text{ Hz} \end{cases}$$

### 5.5.2 Confrontation et validation des résultats de la théorie avec ceux de l'expérimental:

La valeur de fréquences obtenue par l'analyse modale théorique pour un système à deux (02) degrés de liberté, est relativement proche à celle obtenue par l'expérimentation comme l'indique les spectres représentés dans les deux figures 5.4 et 5.5. Ces valeurs sont illustrées comme suit :

$$\begin{cases} f_{exp} : 146,25 \text{ Hz} \\ f_{théorique} : 129,87 \text{ Hz} \end{cases} \quad \text{troisième harmonie de la fréquence de base}$$

## 5.6 Conclusion :

La surveillance des machines tournantes par la technique de l'analyse vibratoire est primordiale pour ce genre de machines traitées, ainsi on augmente leurs disponibilités. Cependant, l'apparition des défauts mécaniques à l'état précoce, et leurs évolution rapide, nous permet de déceler certaines anomalies de conception, et ce par le suivi vibratoire de ces défauts, et de prendre des arrangements nécessaires pour s'approvisionner en pièces de rechange en cas de besoin.

Pour notre cas pratique traité, la machine présente un défaut de balourd sur la turbine, provoqué par l'usure des pales de cette dernière, dû à un problème de procès et conception, qui pourra engendré en conséquence d'autres anomalies, non seulement le défaut d'usure sur les portées de roulements, mais aussi la déformation de la turbine, c'est pour cette raison le développement d'une analyse modale théorique et numérique est primordiale afin d'enrichir notre diagnostic vibratoire, en décelant les caractéristiques propres du système qui aggravé davantage les conditions de fonctionnement de l'installation, dans le cas où ces phénomènes modaux se présente lors de fonctionnement de cette machine.

L'analyse des vibrations, nous a permis non seulement d'établir un diagnostic et de détecter avec précision les défaillances mécaniques qui peuvent surgir sur la machine, mais aussi de proposer des solutions pour les corrigés.



## Conclusion générale

En général, les machines tournantes produisent des vibrations pendant leur fonctionnement. vibrations représentent un grand danger pour les structures, les organes de machines l'environnement ...etc.

Dans ce travail, nous avons établi l'étude et la conception d'un ventilateur industriel, avec un échangeur de chaleur dans une usine de fabrication des pates couscous. La machine produit de l'air ambiant qui sera chauffé légèrement par un échangeur de chaleur. L'air aspiré par le ventilateur sera refoulé dans un rouleur de couscous, afin de dégommer les particules de pattes colmaté sur le tamis du rouleur.

Selon l'historique de la machine, depuis le début de son exploitation, elle a été soumise à des pannes mécaniques, panne de déséquilibre du rotor et panne de roulement. Ces pannes ont entraîné un arrêt prématuré de l'installation, perturbant à chaque fois la production. L'objectif est de procéder à des analyses sur site, à une surveillance vibratoire et analyse spectrale. Pour ce, des études théoriques, de simulations, des analyses vibratoires et spectrales sont nécessaires.

Suite à notre intervention et à nos études tant théoriques que de simulation, nous sommes parvenus à proposer certains solutions et modifications. Dans ce modeste travail ; on confronte les résultats théoriques des modifications proposées suite aux anomalies précitées avec ceux de la simulation. Les solutions proposées permettent d'éviter les dysfonctionnements de la machines, t'augmentent sa disponibilité.

De plus, ce travail nous a permis :

- d'aborder et de se familiariser avec le domaine de la conception de machines tournantes avec toutes leurs complexités et de s'apercevoir de leurs éventuels dysfonctionnements dus à des défauts d'origines diverses.
- d'aborder les défauts des organes des machines et de trouver les solutions pour les traiter. Les résultats obtenus à l'issue de ce travail témoignent que les résultats théoriques et ceux de L'expérimentation sont relativement similaire.

## Référence

- [1] : Kaddour.N et Fadel.Y < Analyse de Fluide et Performance d'un Ventilateur Axial à l'aide de CFD> Université Bouira 2020/2021.
- [2] : Lansana SANE cours : AERAULIQUE
- [3] : Informations lexicographiques [archive] et étymologiques [archive] de « Ventilateur » dans le Trésor de la langue française informatisé, sur le site du Centre national de ressources textuelles et lexicales.
- [4] : Ventilateurs industriels : machines et applications LE TOUR DE LA QUESTION AVEC ELEKTOR AIRSYSTEMSPublié le 22/09/2016 par Feriel BELCADHI
- [5] : ISO 13349:2010 (Fr) Ventilateurs — Vocabulaire et définitions des catégories.
- [6] : Thèse : Mohand Younsi. Aéroacoustique et aérodynamique instationnaire, numérique et expérimentale des ventilateurs centrifuges à action. Sciences de l'ingénieur [physics]. Arts et Métiers ParisTech, 2007. Français.
- [8] : sciences et technologies de l'industrie et développement durable : les ventilateurs en génie climatique
- [9] : ENGINEERS OF CLEANAIR TYPHOON; ventilateurs industriels
- [10] : Hussain Nouri < Étude expérimentale de l'écoulement et de l'interaction entre deux rotors contrarotatifs subsoniques > paris, 2012.
- [11] : INSTITUT NATIONAL DE RECHERCHE ET DE SECURITE : guide pratique de ventilation
- [12] : thèse : La modélisation des transferts d'air dans les bâtiments. Application à l'étude de la ventilation Redwan Mounajed. Arts et Métiers ParisTech le 5 octobre 1989
- [13] : VENTILATEURS ET POMPES
- [14] : SolidWorks
- [15] : AMRANI.A/KASRI.M/EL AICHI.M/ <Centrifugal fan aerodynamic and rotor dynamic study>, university Saad Dahleb blida-1 2020/2021
- [16] : HIBA.A/MESBAH.I/LOUAHEM.A .L .<Etude et simulation d'un extracteur d'air industriel>, université de Mohamed El-Bachir el-Ibrahimi- Bordj Bou Arreridj 2022/2023
- [17] : <https://www.motrlec.com/>
- [18] : <https://energieplus-lesite.be>
- [19] : E L. Lighthill ou " Mécanique des fluides " de R. F. Young et A. J. L. Lewis
- [20] : John tuzson, 2000, Centrifugal pump design.
- [21] : John Stephen Hunter, December 1996, A design philosophy for centrifugal fans.



[22] : Malcom J. McPherson, 1993, Subsurface Ventilation Engennering.