

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بالكايد – تلمسان –

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

En : Génie Mécanique

Spécialité : Construction Mécanique

Par : ZIANE MOHAMMED AMEUR ET TAIBI SIDAHMED

Sujet

**Optimisation antirésonance d'une roue d'un ventilateur
centrifuge avec SolidWorks**

Soutenu publiquement, le : 22 / 06 /2026, devant le jury composé de :

Mr. HAMZA CHERIF Sid Ahmed	Professeur	Univ. Tlemcen	Président
Mme. MEDJADI Nassima	MAA	Univ. Tlemcen	Encadreur
Mr. BELKAID Mohammed	MAA	Univ. Tlemcen	Examineur

Année universitaire : 2025– 2026

Remerciements

Il est difficile de trouver les mots justes pour exprimer toute la gratitude que nous ressentons aujourd'hui. Ce travail est l'aboutissement d'un parcours jalonné de doutes, d'efforts, mais surtout de belles rencontres et de soutiens inestimables.

Avant tout, nous tenons à remercier Dieu Le Tout-Puissant de nous avoir insufflé la force, la patience et le courage nécessaires pour surmonter les obstacles et mener à bien ce modeste travail.

À notre encadrante, **Madame MEDJADI NASSIMA**, nous tenons à exprimer notre profonde reconnaissance pour votre patience, votre écoute et vos conseils avisés. Votre accompagnement bienveillant a été essentiel dans la réalisation de ce travail et nous a permis de grandir autant sur le plan académique que personnel.

C'est avec un profond respect que nous adressons nos remerciements aux membres du jury, qui nous honorent de leur présence et de leur regard éclairé sur ce travail. Nous exprimons une gratitude toute particulière à **Monsieur HAMZA CHERIF Sid Ahmed** pour avoir accepté la présidence de ce jury, et à **Monsieur BELKAID Mohammed** pour avoir bien voulu examiner ce mémoire avec toute l'attention qu'il mérite.

À nos parents, vous qui avez toujours cru en nous, même lorsque la fatigue prenait le dessus. Merci pour votre amour inconditionnel, vos encouragements silencieux et vos sacrifices que nous mesurons un peu plus chaque jour. Votre présence a été notre plus grande force.

Nous remercions également nos familles et nos proches pour leurs mots rassurants, leurs gestes réconfortants et leur indéfectible soutien. Vous avez su rendre ce parcours plus doux. Ce projet de fin d'études est le fruit d'une collaboration soudée, portée par une patience mutuelle et un engagement partagé vers la réussite.

Enfin, une pensée sincère s'adresse à toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont croisé notre chemin durant cette aventure. Ce mémoire n'est pas seulement le fruit d'un travail académique, mais aussi le reflet de tout l'amour, de la confiance et de l'accompagnement que nous avons reçu.

.

Merci, du fond du cœur.

Dédicace

En premier lieu, je tiens à rendre grâce à Dieu Le Tout-Puissant de m'avoir accordé la santé, la persévérance et la clarté d'esprit indispensables pour franchir chaque étape de ce parcours et concrétiser ce projet

C'est avec une immense fierté et une profonde gratitude que je dédie ce modeste mémoire :

À mes parents bien-aimés, Les lumières de mon existence. À mon père, pour sa rigueur et son soutien indéfectible ; à ma mère, pour sa douceur, sa patience et ses bénédictions qui m'ont ouvert toutes les portes. Vous êtes ma plus grande source d'inspiration, et aucune parole ne saurait exprimer ma reconnaissance pour tout ce que vous m'avez transmis.

À toute ma grande famille, Mes proches et mes alliés, pour leur affection et leur soutien de chaque instant.

À mes chers professeurs et mes amis fidèles, Qui ont cru en moi, ont partagé mon quotidien et avec qui j'ai bâti des souvenirs précieux durant ces années d'études.

ZIANE Mohammed Ameur

Dédicace

Avant tout, je remercie **Dieu Le Tout-Puissant** de m'avoir insufflé la force, la patience et le courage nécessaires pour surmonter les obstacles et mener à bien ce modeste travail.

Je dédie ce travail, l'aboutissement d'un long chemin de sacrifices et d'efforts, à mes piliers dans cette vie, **À mes chers parents**, Pour leur tendresse infinie, leurs prières silencieuses et leur foi inébranlable en mes capacités. Vous avez tout sacrifié pour que je puisse réussir aujourd'hui. Que ce diplôme soit le reflet de votre dévouement et une source de fierté pour vos cœurs.

À mes chers frères, Mes alliés de toujours, pour leur présence, leur complicité et leurs encouragements constants qui m'ont donné la force d'avancer.

À ma famille, mes enseignants et mes amis les plus proches, Qui ont partagé mes doutes et célébré mes réussites tout au long de ce parcours universitaire.

TAIBI Sid Ahmed

Résumé

Le travail réalisé dans le cadre de notre projet de fin d'étude est fondé essentiellement sur l'analyse vibratoire et l'optimisation d'un système mécanique avec SolidWorks, par allègement structurel. Dans ce contexte, notre étude a été menée en explorant l'application de la méthode des éléments finis (MEF) sur un ensemble rotorique de ventilateur centrifuge industriel (la roue). L'objectif principal est d'analyser son comportement sous différentes sollicitations (statiques avec gravité et fréquentielles) et d'optimiser sa géométrie par des ajours internes pour éliminer les risques de résonance tout en réduisant sa masse. Pour cela, nous avons utilisé les modules avancés de SolidWorks Simulation. À travers ce mémoire, nous avons cherché non seulement à approfondir notre compréhension théorique des phénomènes vibratoires, mais également à développer des compétences pratiques essentielles en simulation numérique, un outil désormais incontournable dans le champ de l'ingénierie. Les résultats obtenus, concordant avec les exigences de sécurité dynamique, attestent de l'efficacité de l'optimisation géométrique comme solution préventive pour fiabiliser les structures tournantes industrielles.

Mots-clés : Ventilateur centrifuge, Analyse vibratoire, Optimisation géométrique, Éléments finis, CAO.

Abstract

The work carried out as part of our final year project is based primarily on the vibration analysis and optimization of a mechanical system using SolidWorks, through structural lightening. In this context, our study explored the application of the finite element method (FEM) to an industrial centrifugal fan rotor assembly (impeller). The main objective was to analyze its behavior under different loads (static with gravity and frequency-dependent) and to optimize its geometry through internal openings to eliminate the risk of resonance while reducing its mass. For this, we used the advanced modules of SolidWorks Simulation. Through this thesis, we sought not only to deepen our theoretical understanding of vibration phenomena but also to develop essential practical skills in numerical simulation, a tool now indispensable in the field of engineering. The results obtained, consistent with dynamic safety requirements, demonstrate the effectiveness of geometric optimization as a preventative solution for improving the reliability of industrial rotating structures.

Keywords: Centrifugal fan, Vibratory analysis, Geometric optimization, Finite elements, CAD.

ملخص

يعتمد العمل المنجز في إطار مشروع نهاية الدراسة بشكل أساسي على التحليل الاهتزازي وتحسين قطعة ميكانيكية من خلال دمج هياكل داخلية مضادة للرنين. في هذا السياق، تم إجراء دراستنا SolidWorks باستعمال برنامج على المجموعة الدوارة لمروحة طاردة مركزية صناعية (MEF) عبر استكشاف تطبيق طريقة العناصر المحدودة (المروحة). يكمن الهدف الرئيسي في تحليل سلوكها تحت تأثير إجهادات مختلفة (ستاتيك مع إدراج الجاذبية وترددية) وتحسين هندستها عن طريق فتحات داخلية للتخلص من مخاطر الرنين مع تقليل كتلتها الإجمالية. ولتحقيق من خلال هذه المذكرة، سعيًا ليس SolidWorks Simulation. ذلك، قمنا باستخدام الوحدات المتقدمة لملحق فقط إلى تعميق فهمنا النظري للظواهر الاهتزازية، ولكن أيضًا إلى تطوير مهارات تطبيقية أساسية في مجال المحاكاة الرقمية، والتي أصبحت أداة لا غنى عنها في مجال الهندسة. وتؤكد النتائج التي تم الحصول عليها، والمتطابقة مع متطلبات السلامة الديناميكية، مدى فعالية التحسين الهندسي كحل وقائي لزيادة موثوقية الهياكل الصناعية الدوارة

الكلمات المفتاحية : هياكل مضادة للرنين، تحسين، محاكاة، عناصر محدودة، مروحة، تحليل اهتزازي، طاردة مركزي.

Table des matières

Liste des figures

Liste des tableaux

Liste des abréviations

Liste des symboles

INTRODUCTION GENERALE 1

CHAPITRE I : État de l'art sur l'analyse vibratoire

I.1 Introduction.....	3
I.2 Notions fondamentales des vibrations mécaniques	3
I.3 Définition et principes fondamentaux [1].....	4
I.3.1 Typologie des vibrations mécaniques	4
I.4 Paramètres Fondamentaux du Phénomène Vibratoire	6
I.4.1 Fréquence et Période	7
I.4.2 Amplitude (Aspect Énergétique) [2].....	7
I.4.3 Loi de Hooke et fréquence naturelle.....	8
I.5 Impact critique des vibrations sur l'intégrité des systèmes mécaniques.....	8
I.6 Domaines d'application industriels.....	9
I.7 Importance de la surveillance vibratoire pour le diagnostic des défauts mécaniques	10
I.7.1 Identification des causes des vibrations	100
I.7.2 Caractérisation du comportement dynamique du système	11
I.7.3 Prévention des défaillances mécaniques	11
I.7.4 Optimisation de la conception mécanique	11
I.8 Origine des vibrations dans un système mécanique	11
I.8.1 Vibrations dues aux forces internes	11
I.8.2 Vibrations dues aux défauts mécaniques.....	12
I.8.3 Vibrations dues aux excitations externes	15

Liste des figures

I.9 Machines industrielles les plus sollicitées aux vibrations	15
I.9.1 Machines tournantes.....	16
I.9.2 Machines-outils.....	17
I.10 Pièces mécaniques les plus sollicitées aux vibrations.....	18
I.10.1 Arbres et rotors.....	18
I.10.2 Carter, supports et bâti.....	18
I.10.3 Structures minces et allégées.....	18
I.11 Exemple historique de résonance « Pont de Tacoma »	18
I.12 Résonance	20
I.12.1 Méthodes de gestion de la résonance.....	20
I.13 Méthodes de résolution des problèmes vibratoires.....	21
I.13.1 Modélisation du système mécanique	21
I.13.2 Surveillance des conditions de fonctionnement.....	21
I.14 Méthodes de lutte contre les vibrations	22
I.14.1 Modification des propriétés structurelles	22
I.14.2 Amortissement vibratoire.....	22
I.14.3 Isolation vibratoire	23
I.15 Optimisation de forme.....	23
I.16 Conclusion	23
CHAPITRE II : Étude et modélisation d'un ventilateur centrifuge	
II.1 Introduction.....	25
II.2 Ventilateur centrifuge.....	25
II.3 Types de ventilateur centrifuge.....	25
II.3.1 Ventilateur Centrifuge à Entraînement par Courroie	25
II.3.2 Ventilateur centrifuge à pales inclinées vers l'avant.....	26
II.3.3 Ventilateur centrifuge à pales inclinées vers l'arrière	26
II.3.4 Ventilateur centrifuge à pales radiales	27

Liste des figures

II.4 Principe de fonctionnement d'un ventilateur centrifuge [13]	27
II.5 Caractéristique d'un ventilateur centrifuge	28
II.5.1 Débit d'air (Débit volumique)	28
II.5.2 Pression du ventilateur	29
II.5.3 Vitesse de rotation.....	29
II.5.4 Rendement.....	29
II.5.5 Puissance absorbée.....	29
II.5.6 Niveau de bruit et vibrations.....	29
II.6 Composants d'un ventilateur centrifuge.....	30
II.6.1 Roue (impulseur)	31
II.6.2 Pales.....	31
II.6.3 Carter (volute)	34
II.6.4 Arbre de transmission.....	34
II.6.5 Moteur électrique.....	34
II.6.6 Système de transmission.....	35
II.6.7 Paliers et roulements	35
II.6.8 Structure de support	35
II.7 Identification des zones exposées aux vibrations dans un ventilateur centrifuge	35
II.7.1 Roue (impulseur)	36
II.7.2 Arbre	36
II.7.3 Structure de support et la fondation.....	37
II.7.4 Carter	37
II.8 Propriétés du ventilateur centrifuge choisis.....	39
II.9 Conception des différentes pièces du ventilateur centrifuge sur SOLIDWORKS.....	42
II.9.1 Conception de la base.....	42
II.9.2 Conception du carter	43
II.9.3 Conception de cône.....	47

II.9.4 Conception du bâtis-support de transmission (Base ou semelle).....	50
II.9.5 Conception des pièces de transmission.....	51
II.9.6 Conception de la base du moteur	54
II.9.7 Conception du carter de protection de transmission	55
II.9.8 Conception de la roue.....	59
II.9.9 Assemblage du ventilateur centrifuge.....	61
II.10 Conclusion	62
CHAPITRE III : Analyse vibratoire et optimisation du ventilateur centrifuge	
III.1 Introduction	64
III.2 Analyse vibratoire des structures mécaniques	64
III.3 Notion de résonance dans les structures mécaniques.....	64
III.4 Méthodes numériques pour l'analyse vibratoire.....	65
III.5 Présentation de SolidWorks Simulation pour l'analyse vibratoire	66
III.5.1 Analyse modale sous SolidWorks Simulation.....	66
III.6 Identification des zones critiques et comportement vibratoire	67
III.7 Optimisation vibratoire des structures par modification géométrique.....	68
III.8 Bilan des connaissances et problématique de l'étude numérique	69
III.9 Étude fréquentielle du ventilateur centrifuge	69
III.9.1 Réalisation de l'étude fréquentielle.....	69
III.9.2 Propriétés du matériau	70
III.9.3 Conditions aux limites et chargements.....	71
III.10 Résultats de l'étude fréquentielle	75
III.10.1 Interprétation des résultats.....	77
III.10.2 Diagramme de Campbell avant optimisation	79
III.11 Étude statique.....	79
III.11.1 Réalisation de l'étude statique	79
III.11.2 Conditions aux limites et Chargements	80

Liste des figures

III.11.3 Interprétation des résultats.....	83
III.12 Processus d'optimisation et phases d'essais	85
III.12.1 Étude statique	86
III.12.2 Étude fréquentielle	89
III.13 Etude de conception et d'optimisation	91
III.13.1 Mise en place de l'étude de conception et optimisation	92
III.13.2 Résultats de l'étude	93
III.13.3 Analyse et validation du scénario optimal	95
III.14 Validation et confirmation des performances dynamiques finales	97
III.14.1 Diagramme de Campbell après l'optimisation.....	99
III.15 Comparaison des performances avant et après optimisation	100
III.16 Pertinence d'une étude dynamique harmonique.....	100
III.17 Conclusion.....	101
Conclusion générale.....	101

Bibliographique

ANNEXE I

ANNEXE II

Liste des figures

CHAPITRE I

FIGURE I-1 : VIBRATION LIBRE [2]	4
FIGURE I-2 : VIBRATION FORCEE [3]	5
FIGURE I-3 : SIGNAL PÉRIODIQUE [4].....	8
FIGURE I-4 : DESALIGNEMENT ANGULAIRE ET PARALLELE [5].....	12
FIGURE I-5 : DESALIGNEMENT D'ARBRES [6].....	13
FIGURE I-6 : MONTAGE AVEC JEU [7].....	14
FIGURE I-7 : ELEMENT D'UNE MACHINE TOURNANTE [7].....	17
FIGURE I-8 : TACOMA NARROWS BRIDGE [8].....	19
FIGURE I-9 : PHENOMENE DE RESONANCE [9]	20

CHAPITRE II

FIGURE II-1 : VENTILATEUR CENTRIFUGE [11]	25
FIGURE II-2 : VENTILATEUR CENTRIFUGE A ENTRAÎNEMENT PAR COURROIE [12].....	26
FIGURE II-3 : PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UN VENTILATEUR CENTRIFUGE [14].....	28
FIGURE II-4 : ABAQUE DES CARACTERISTIQUES AERAULIQUES ET MECANIQUES [15]	30
FIGURE II-5 : COMPOSANTS D'UN VENTILATEUR CENTRIFUGE [16].....	31
FIGURE II-6 : ROUE [17]	31
FIGURE II-7 : PALES INCLINEES VERS L'AVANT [19]	32
FIGURE II-8 : PALES INCLINEES VERS L'ARRIERE.....	32
FIGURE II-9 : CARTER [20]	34
FIGURE II-10 : MOTEUR ELECTRIQUE [21]	35
FIGURE II-11 : VENTILATEUR CENTRIFUGE ET SES CARACTERISTIQUES TECHNIQUES.....	41
FIGURE II-12 : BASE.....	43
FIGURE II-13 : PLAQUE ARRIÈRE	43
FIGURE II-14 : PLAQUE AVANT	44
FIGURE II-15 : PLAQUE COURBE.....	45
FIGURE II-16 : BRIDE DE SORTIE.....	45
FIGURE II-17 : PLAQUE LATÉRALE SUPÉRIEURE	46
FIGURE II-18 : PLAQUE LATÉRALE INFÉRIEURE	46

Liste des figures

FIGURE II-19 : PLAQUE LATÉRALE.....	47
FIGURE II-20 : PLAQUE CÔNE 1.....	47
FIGURE II-21 : PLAQUE CÔNE 2.....	48
FIGURE II-22 : PLAQUE CÔNE 3.....	48
FIGURE II-23 : PLAQUE CÔNE 4.....	49
FIGURE II-24 : SUPPORT DE CÔNE	49
FIGURE II-25 : BRIDE D'ENTRÉE.....	50
FIGURE II-26 : SUPPORT	50
FIGURE II-27 : BASE.....	51
FIGURE II-28 : COURROIE	51
FIGURE II-29 : POULIE DIAMÈTRE 180MM	52
FIGURE II-30 : POULIE DIAMÈTRE 350MM	52
FIGURE II-31 : ARBRE DE TRANSMISSION.....	53
FIGURE II-32 : RONDELLE.....	53
FIGURE II-33 : PLAQUE.....	54
FIGURE II-34 : BASE DE SUPPORT	54
FIGURE II-35 : CARTER DE PROTECTION DE TRANSMISSION	55
FIGURE II-36 : COURBE RAYONNÉE 95	55
FIGURE II-37 : COURBE RAYONNÉE 190.....	56
FIGURE II-38 : CÔTÉ LATÉRAL DE PROTECTION.....	56
FIGURE II-39 : FACE DU CARTER	57
FIGURE II-40 : COUVERCLE DE COURROIE ARRIÈRE	57
FIGURE II-41 : PROTECTION DE L'ARBRE	58
FIGURE II-42 : SUPPORT	58
FIGURE II-43 : PALE	59
FIGURE II-44 PLAQUE D'ADMISSION	59
FIGURE II-45 : FLASQUE PLEIN.....	60
FIGURE II-46 : ASSEMBLAGE DE PLAQUE DU MOYEU ET MOYEU	60
FIGURE II-47 : DIFFÉRENTES VUES DE L'ASSEMBLAGE DU VENTILATEUR CENTRIFUGE.....	61

CHAPITRE III

FIGURE III-1 : ROUE A ANALYSER.....	70
FIGURE III-2 : APPLICATION DES DEPLACEMENTS IMPOSES	73

Liste des figures

FIGURE III-3 : APPLICATION DU CHARGEMENT DE FORCE CENTRIFUGE	74
FIGURE III-4 : MAILLAGE (PROPRIETES ET RESULTAT)	74
FIGURE III-5 : CONTROLE DE MAILLAGE SUR LES PALES	75
FIGURE III-6 : FREQUENCE DE LA ROUE - MODE 4 (REGIME INITIAL)	78
FIGURE III-7 : DIAGRAMME DE CAMPBELL.....	79
FIGURE III-8 : ROUE	80
FIGURE III-9 : CONTROLES DE MAILLAGE.....	82
FIGURE III-10 : RESULTAT DU MAILLAGE.....	82
FIGURE III-11 : CONTRAINTES VON MISES.....	83
FIGURE III-12 : DEPLACEMENT.....	84
FIGURE III-13 : DEFORMATION EQUIVALENTE.....	84
FIGURE III-14 : FACTEUR DE SECURITE	85
FIGURE III-15 : ENLEVEMENT DE MATIERE SUR FLASQUE PLEIN	85
FIGURE III-16 : ENLEVEMENT DE MATIERE SUR LE DISQUE.....	86
FIGURE III-17 : CONTRAINTES VON MISES	87
FIGURE III-18 : DEPLACEMENT.....	87
FIGURE III-19 : DEFORMATION EQUIVALENTE.....	88
FIGURE III-20 : FACTEUR DE SECURITE	88
FIGURE III-21 : ANALYSE MODALE MODE 1	90
FIGURE III-22 : ANALYSE MODALE MODE 3	90
FIGURE III-23 : ANALYSE MODALE MODE 6	90
FIGURE III-24 : ANALYSE MODALE MODE 4	91
FIGURE III-25 : RESULTATS DE L'ETUDE D'OPTIMISATION	95
FIGURE III-26 : ANALYSE MODALE MODE 4	98
FIGURE III-27 : DIAGRAMME DE CAMPBELL APRES L'OPTIMISATION	99

Liste des tableaux

CHAPITRE I

TABLEAU I-1 : TYPES DE DESALIGNEMENT, FREQUENCES VIBRATOIRES	13
---	-----------

CHAPITRE II

TABLEAU II-1 : TYPES DE ROUES ET NOMBRE DE PALES	33
TABLEAU II-2 : NOMENCLATURE DES PIECES ET MATERIAUX	38

CHAPITRE III

TABLEAU III-1 : UNITES UTILISEES	70
TABLEAU III-2 : PROPRIETES DE L'ACIER AISI 1020	71
TABLEAU III-3 : LISTE DES MODES PROPRES	76
TABLEAU III-4 : MARGES DE SEPARATION ENTRE LES FREQUENCES PROPRES ET D'EXCITATION	76
TABLEAU III-5 : POSITIONNEMENT DES FREQUENCES PROPRES PAR RAPPORT AUX ZONES CRITIQUES	77
TABLEAU III-6 : LISTE DES MODES APRES ENLEVEMENT DE MATIERE	89
TABLEAU III-7 : VARIABLES DE CONCEPTION	92
TABLE III-8 : LIMITES IMPOSEES	92
TABLEAU III-9 : OBJECTIF	93
TABLEAU III-10 : SCENARIOS DE L'ETUDE DE CONCEPTION ET OPTIMISATION	94
TABLEAU III-11 : LISTE DES MODES OPTIMISES	98
TABLEAU III-12 : VALEURS AVANT/APRES OPTIMISATION	100

Liste des abréviations

RMS	:	Valeur Efficace.
FFT	:	Transformée de Fourier Rapide.
ISO	:	L'Organisation internationale de normalisation.
HVAC	:	Désigne l'ensemble des systèmes de Chauffage, Ventilation et Climatisation.
MEF	:	Méthode des éléments finis.
CAO	:	Conception Assister Par Ordinateur.

Liste des symboles

f	:	<i>La Fréquence.</i>
f_r	:	<i>La Fréquence naturelle.</i>
T	:	<i>La Période.</i>
F	:	<i>La force.</i>
m	:	<i>La masse.</i>
K	:	<i>La rigidité.</i>
e	:	<i>excentricité.</i>
ω	:	<i>Vitesse angulaire (rad/s).</i>
W	:	<i>Vitesse de rotation (rpm).</i>
C	:	<i>Le coefficient d'amortissement.</i>
$F(t)$	:	<i>La force externe.</i>
η	:	<i>Rendement maximal.</i>
E	:	<i>Module d'élasticité.</i>
ν	:	<i>Coefficient de Poisson.</i>
Re	:	<i>Limite d'élasticité.</i>
Rm	:	<i>Résistance à la traction.</i>
G	:	<i>Module de cisaillement.</i>
n	:	<i>Vitesse de rotation du moteur.</i>
d	:	<i>Diamètre de la poulie motrice.</i>
D	:	<i>Diamètre de la poulie réceptrice.</i>
N	:	<i>Vitesse finale de la roue.</i>
Nr	:	<i>Fréquences de rotation.</i>

Liste des symboles

BPF : *Blade Passing Frequency (Fréquences de passage des pales).*

r : Le rayon.

ρ : La masse volumique de l'air (1,2 kg/m³).

V : La vitesse d'aire.

INTRODUCTION GENERALE

Au cours de son cycle de fonctionnement, tout système mécanique est soumis à des sollicitations physiques de diverses natures, qu'elles soient d'origine thermique, chimique ou purement mécanique. Parmi ces sollicitations, les charges dynamiques et cycliques occupent une place critique en ingénierie. Elles engendrent des phénomènes vibratoires qui, s'ils ne sont pas maîtrisés, peuvent altérer gravement les performances des structures, provoquer une usure prématurée par fatigue, voire mener à des ruptures catastrophiques. Le danger le plus redouté dans l'étude des vibrations d'un système quelconque demeure la résonance, un phénomène physique qui se produit lorsque la fréquence d'une excitation externe coïncide avec l'une des fréquences propres de la structure. À cet instant, l'amplitude des vibrations augmente de manière exponentielle, soumettant le mécanisme à des contraintes destructrices.

Avec l'évolution technologique, les systèmes industriels deviennent de plus en plus complexes, et les méthodes d'études basées sur des solutions analytiques simples ne suffisent plus pour les concevoir et garantir leur sécurité. Face à ce défi, la simulation numérique par la méthode des éléments finis (MEF) est devenue un outil indispensable dans le domaine de l'ingénierie et de la recherche scientifique. Elle permet de modéliser, d'analyser et de prédire avec une grande précision le comportement statique et dynamique de géométries complexes avant toute phase de fabrication réelle.

Ce mémoire s'inscrit pleinement dans cette dynamique numérique. L'objectif principal de ce travail est d'explorer l'application de la MEF pour l'analyse, le diagnostic vibratoire et l'optimisation d'un système mécanique tournant. Il s'agit d'étudier son comportement sous différentes sollicitations (statiques avec intégration de la gravité, fréquentielles et paramétriques), afin d'aboutir à une géométrie optimale, réduisant sa masse tout en garantissant sa rigidité et sa stabilité dynamique face aux risques de résonance. Pour valider notre démarche sur un cas d'étude concret, notre choix s'est porté sur la modélisation et l'optimisation d'un ensemble rotorique industriel (la roue d'un ventilateur centrifuge). Pour mener à bien cette étude, nous avons exploité la puissance du logiciel de CAO SolidWorks et de son module d'analyse numérique SolidWorks Simulation.

Le travail exposé dans ce mémoire s'articule autour de trois principaux chapitres, suivis d'une conclusion générale et d'annexes :

État de l'art sur l'analyse vibratoire : Ce chapitre est dédié aux fondements théoriques et mathématiques essentiels à la compréhension des phénomènes vibratoires. Il dresse une vue d'ensemble exhaustive des concepts de la dynamique des structures, en mettant particulièrement l'accent sur les vibrations libres et forcées, ainsi que sur les mécanismes physiques qui régissent le phénomène de résonance dans les machines tournantes.

Étude et modélisation d'un ventilateur centrifuge : Ce chapitre est consacré à l'étude du ventilateur centrifuge industriel retenu comme cas d'application. Après une présentation de son principe de fonctionnement, de ses principaux composants et des sources potentielles de vibrations, les caractéristiques techniques de la roue et de l'arbre de transmission ont été analysées. Une modélisation tridimensionnelle complète de l'ensemble a ensuite été réalisée sous SolidWorks à partir des données du cahier des charges. Cette maquette numérique constitue la base des analyses par éléments finis et des travaux d'optimisation présentés dans le chapitre suivant.

Analyse vibratoire et optimisation du ventilateur centrifuge : Ce chapitre constitue le cœur applicatif et expérimental de notre démarche numérique. Il présente d'abord les simulations initiales (statique avec gravité et fréquentielle) sous SolidWorks Simulation afin de mettre en évidence les vulnérabilités de la structure d'origine, et tirer les modes propres de la roue. Ensuite, il expose l'étude d'optimisation paramétrique mise en œuvre pour valider les modifications géométriques d'allègement assurant la sécurité et un découplage fréquentiel total.

À son terme, ce travail se clôture par une conclusion générale qui considère les principaux résultats obtenus tout en ouvrant des perspectives pour de futures recherches, complétée par des annexes regroupant les documents techniques indispensables à l'étude.

CHAPITRE I

État de l'art sur l'analyse vibratoire

I.1 Introduction

Les vibrations constituent un phénomène fondamental en génie mécanique, car toute structure réelle présente une certaine élasticité et ne peut être considérée comme parfaitement rigide. Lorsqu'un système mécanique est soumis à des sollicitations dynamiques, qu'elles soient périodiques, impulsives ou aléatoires, il développe une réponse vibratoire qui dépend de ses caractéristiques physiques, telles que la masse, la rigidité, l'amortissement et les conditions de fixation. Cette réponse vibratoire est donc une conséquence directe du comportement dynamique intrinsèque du système.

Dans de nombreux cas, les vibrations générées restent de faible amplitude et n'affectent pas significativement le fonctionnement de la structure ou de la machine. Toutefois, lorsque les excitations appliquées correspondent à certaines plages de fréquences sensibles, notamment proches des fréquences propres du système, la réponse vibratoire peut s'amplifier de manière importante. Ce phénomène peut conduire à des amplitudes élevées susceptibles d'engendrer des contraintes dynamiques excessives, une dégradation des performances mécaniques et, à terme, des dommages structurels [1].

Ainsi, les vibrations ne doivent pas être considérées uniquement comme une nuisance, mais comme un indicateur essentiel du comportement dynamique d'un système mécanique. Leur étude permet de mieux comprendre la manière dont une structure réagit aux sollicitations réelles de fonctionnement et de mettre en évidence les situations critiques pouvant compromettre la fiabilité, la sécurité et la durée de vie des composants mécaniques.

Ce chapitre donne un aperçu général assez détaillé sur les vibrations, leurs impacts sur les systèmes mécaniques, leurs causes et les méthodes numériques de simulation, en particulier l'analyse modale sous SolidWorks Simulation, qui constitue un outil incontournable pour l'identification des zones critiques et l'optimisation vibratoire des structures.

I.2 Notions fondamentales des vibrations mécaniques

Dans l'élaboration des processus de construction mécanique, l'analyse des phénomènes de vibration est considérée comme un pilier fondamental nécessaire à l'assise réelle d'une efficacité permettant d'assurer la fiabilité des dispositifs désignés. En effet, les phénomènes de vibration se présentent sous forme d'un mouvement de basculement à l'égard d'une position d'équilibre, des forces d'exploitation. Ces phénomènes apparaissent alors nécessairement, et

quoique nécessaires, représentent souvent un réel défi dans l'assise conduisant à des phénomènes d'altérations. L'objectif ici est d'assurer une définition des concepts de base des phénomènes dynamiques et d'analyser le phénomène de résonance [1].

I.3 Définition et principes fondamentaux [1]

La vibration mécanique correspond au mouvement oscillatoire des objets autour d'un état d'équilibre. On caractérise la vibration mécanique elle-même par l'échange cyclique de l'énergie cinétique et de l'énergie potentielle. On observe la vibration mécanique dans les machines, les structures, et même la voiture. Elle survient à la suite d'un certain nombre de forces extérieures, comme le déséquilibre de la rotation de la machine, à la suite de la résonance. La compréhension de la théorie de base de la vibration mécanique constitue le facteur crucial de compréhension.

I.3.1 Typologie des vibrations mécaniques

I.3.1.1 Vibrations libres ou forcées

- **Vibration libre :** Cela se produit lorsque, suite à une perturbation, un système mécanique vibre, sans qu'il y ait d'autre action que celle de perturber ses mouvements. Lorsqu'une corde de guitare est frappée d'un plectre, elle vibre de cette façon (Voir la figure I-1).

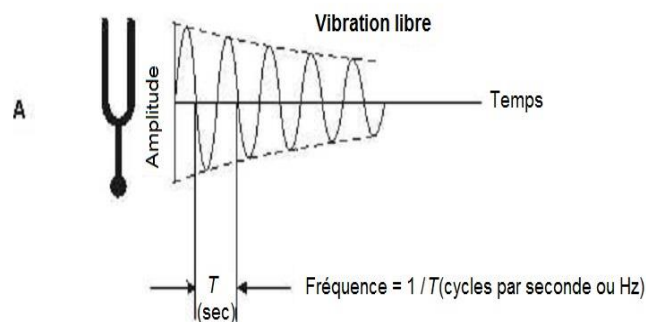


Figure I-1 : Vibration libre [2]

Cette figure illustre le comportement dynamique d'un système (symbolisé ici par un diapason) après une excitation impulsionnelle initiale. Plusieurs paramètres fondamentaux de la mécanique vibratoire y sont mis en évidence :

Régime transitoire et amortissement : On observe une vibration libre, c'est-à-dire que le système oscille sans apport d'énergie externe continue. L'enveloppe décroissante (en pointillés) indique la présence d'un amortissement, où l'énergie mécanique est progressivement dissipée, entraînant une réduction de l'amplitude au cours du temps.

Périodicité : Le paramètre T représente la période temporelle (en secondes), soit la durée nécessaire pour accomplir un cycle complet d'oscillation.

Caractérisation fréquentielle : La relation $f = \frac{1}{T}$ définit la fréquence du système. Dans le cas d'une vibration libre, cette fréquence correspond à la **fréquence propre** de la structure.

$$m\ddot{x} + kx = 0 \dots\dots\dots (I.1)$$

- M : la masse
- K : la rigidité

➤ **Vibration forcée :** Elle est provoquée par l'action des forces périodiques externes agissant sur le système, ce qui peut notamment correspondre au fonctionnement du moteur. L'identification de type et origine de ces vibrations est importante afin de limiter les effets nocifs (Voir la figure I-2).

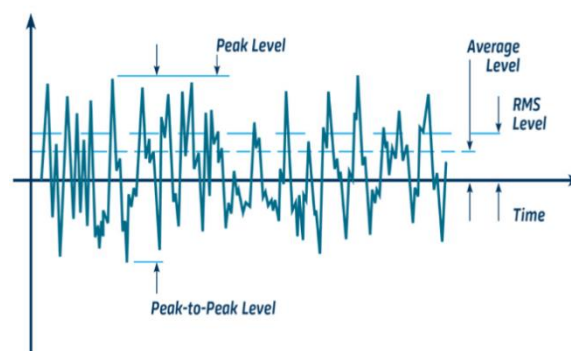


Figure I-2 : Vibration forcée [3]

Cette figure illustre les paramètres de mesure d'une **vibration forcée** en régime permanent (domaine temporel). Voici les termes techniques correspondants en français :

Peak Level (Niveau de Crête) : Représente l'amplitude maximale atteinte par le signal par rapport à la ligne de zéro. C'est un indicateur des chocs ou des événements extrêmes.

Peak-to-Peak Level (Niveau Crête-à-Crête) : Mesure l'écart total entre le sommet le plus haut et le creux le plus bas. C'est crucial pour évaluer l'encombrement dynamique (le déplacement total de la pièce).

RMS Level (Niveau Efficace - Root Mean Square) : C'est la valeur la plus importante en maintenance conditionnelle. Elle reflète l'énergie réelle contenue dans la vibration et est directement liée au potentiel destructeur sur la machine.

Average Level (Niveau Moyen) : La moyenne arithmétique de la valeur absolue du signal.

1.3.1.2 Vibrations linéaires et non linéaires

- **Vibration linéaire** : Cette vibration est caractérisée par une proportionnalité entre le déplacement du système et la force de rappel, ce qui en fait un système facilement modélisable.
- **Vibrations non linéaires** : Ces phénomènes résultent d'interactions complexes nécessitant une modélisation mathématique rigoureuse. Ils peuvent engendrer un éventail de comportements dynamiques instables, allant de la fatigue vibratoire prématurée à des pics de résonance critiques pour la structure.

1.3.1.3 Vibrations déterministes et aléatoires

Les vibrations déterministes présentent un comportement prédéterminé ou prédictible. Leurs occurrences sont caractérisées par un schéma répétitif. C'est ainsi pour les machines tournantes.

La découverte des comportements périodiques contribue à faciliter la mise en place des stratégies de maintenance préventive. Les aléatoires peuvent se caractériser par un comportement imprédictible. Il s'apparente ainsi à l'activité sismique. Il faut recourir à une méthodologie d'analyse statistique pour leur étude.

I.4 Paramètres Fondamentaux du Phénomène Vibratoire

Pour définir le comportement dynamique d'une structure, il est indispensable de déterminer les trois paramètres suivants :

I.4.1 Fréquence et Période

- La Période (T) : Il s'agit de la période de temps que met un système pour effectuer un cycle dans son mouvement oscillatoire. Elle est mesurée en secondes (s).
- Fréquence (f) : Elle donne la quantité de cycles effectués en un certain temps, généralement une seconde. Elle est inversement proportionnelle à la période ($f = \frac{1}{T}$). Elle est mesurée en Hertz (Hz).

I.4.2 Amplitude (Aspect Énergétique) [2]

L'amplitude quantifie l'intensité du mouvement vibratoire en mesurant l'aire de déplacement par rapport à un état point fixe ou équilibre. La figure 1-8 suivante présente l'évolution temporelle d'un signal sinusoïdal pur, représentatif d'une vibration entretenue (forcée). Elle permet de définir les quatre paramètres fondamentaux utilisés pour quantifier la sévérité vibratoire :

- **Niveau de Crête (A_c)** : Il correspond à l'amplitude maximale instantanée du signal. Ce paramètre est essentiel pour détecter les chocs impulsionnels ou les contraintes de crête subies par les composants mécaniques.
- **Niveau Crête-à-Crête (A_{cc})** : Mesure la distance totale entre les deux extrêmes de l'oscillation. En maintenance, il est souvent utilisé pour évaluer le déplacement (excentricité) des arbres rotatifs.
- **Valeur Efficace (RMS)** : C'est l'indicateur le plus critique pour le diagnostic. La valeur RMS est directement proportionnelle à l'énergie destructive de la vibration. Pour un signal purement sinusoïdal, elle est reliée à la crête par la relation :

$$RMS = \frac{A_c}{\sqrt{2}} \approx 0.707 \cdot A_c \dots\dots\dots (I.2)$$

- **Période (T)** : Temps nécessaire pour accomplir un cycle complet. Elle est l'inverse de la fréquence ($f = \frac{1}{T}$), qui, dans le cas d'une vibration forcée, correspond généralement à la fréquence de rotation de la machine.

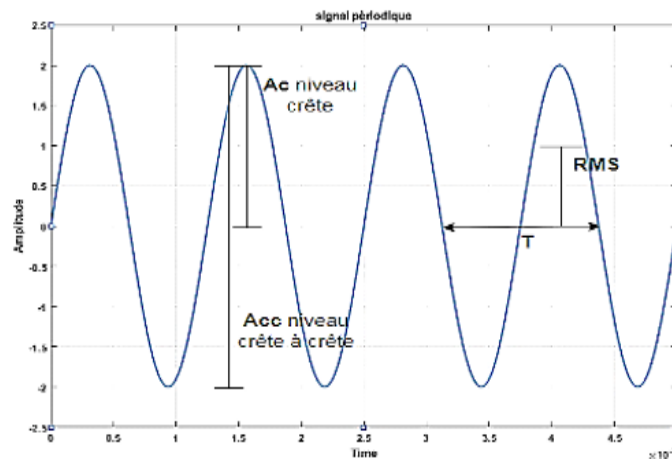


Figure I-3 : Signal périodique [4]

I.4.3 Loi de Hooke et fréquence naturelle

La loi de Hooke ($F = -kx$) décrit la force de rappel qui ramène un système vibrant vers sa position d'équilibre, où k représente la rigidité du système et x son déplacement. La fréquence propre du système, donnée par l'équation (I.3), correspond à la fréquence naturelle à laquelle le système tend à vibrer.

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \dots \text{ (I.3)}$$

D'où :

- m : la masse
- K : la rigidité

Le phénomène de résonance apparaît lorsque la fréquence des sollicitations externes coïncide avec cette fréquence propre, ce qui peut provoquer une amplification excessive et potentiellement dangereuse des vibrations [1].

I.5 Impact critique des vibrations sur l'intégrité des systèmes mécaniques

Fatigue et endommagement progressif : Les vibrations sont considérées comme un problème majeur en génie mécanique en raison de leur influence directe sur la fiabilité, la sécurité et les performances des systèmes mécaniques. Contrairement aux sollicitations statiques, les vibrations induisent des efforts dynamiques variables dans le temps, qui se

traduisent par des contraintes alternées appliquées de manière répétitive aux composants. Même lorsque ces contraintes restent inférieures aux limites admissibles en statique, leur répétition peut provoquer un phénomène de fatigue mécanique, conduisant progressivement à l'initiation de fissures, à leur propagation et, à terme, à la rupture de la pièce après un certain temps de fonctionnement.

Usure accélérée des composants : Par ailleurs, la présence de vibrations accélère significativement l'usure des composants mécaniques. Les efforts dynamiques supplémentaires engendrés par les vibrations augmentent les charges appliquées sur les roulements, les assemblages boulonnés, les liaisons mécaniques et les surfaces en contact. Cette situation favorise l'apparition de jeux excessifs, de desserrages et de dégradations prématurées, ce qui perturbe le bon fonctionnement du système et accroît les besoins en maintenance.

Perte de performance et de précision : Les vibrations ont également un impact direct sur la performance et la précision des équipements industriels. Dans de nombreux systèmes mécaniques, notamment les machines-outils, les systèmes de positionnement et les équipements de production, la stabilité dynamique et la précision géométrique sont des critères essentiels. Une vibration excessive peut engendrer des erreurs de positionnement, une dégradation de l'état de surface des pièces usinées et une baisse globale de la qualité du produit final.

Risque de résonance : Le risque devient particulièrement critique en présence de phénomènes de résonance, lorsque la fréquence d'excitation du système se rapproche d'une de ses fréquences propres. Dans ce cas, l'amplitude vibratoire peut croître de manière significative, dépassant rapidement les niveaux admissibles. Cette amplification peut entraîner une augmentation importante des contraintes dynamiques, provoquant une dégradation rapide des composants, voire une défaillance brutale du système.

I.6 Domaines d'application industriels

Dans le secteur industriel, les vibrations ne sont pas des événements isolés mais découlent de conditions opérationnelles spécifiques. Leur apparition est généralement liée à la transformation d'énergie ou au mouvement de fluides et de solides à haute vitesse. On distingue principalement trois contextes :

- **Systèmes à haute densité de puissance et turbomachines** : Dans les installations de production d'énergie ou de transfert de fluides (centrales électriques, stations de pompage,

ventilation industrielle), les machines fonctionnent à des vitesses de rotation élevées. Le contexte ici est celui du comportement dynamique des rotors. Les vibrations apparaissent lors du franchissement des vitesses critiques, où la fréquence de rotation coïncide avec une fréquence propre de l'arbre, provoquant des flexions importantes.

- **Processus de transformation et usinage de précision** : Dans les ateliers de fabrication mécanique (fraisage, tournage), les vibrations apparaissent sous forme de **broutage (chatter)**. C'est un contexte d'auto excitation, où l'interaction entre l'outil de coupe et la pièce crée une instabilité. Cela limite la productivité et dégrade la qualité géométrique des pièces produites, imposant une étude rigoureuse de la rigidité dynamique du bâti des machines-outils.
- **Transport et aérodynamique structurelle** : Dans les secteurs aéronautique et automobile, le contexte est celui du couplage fluide-structure. Les vibrations apparaissent sous l'effet des forces de pression fluctuantes (vent, écoulement d'air). Pour les ventilateurs industriels, par exemple, les vibrations se manifestent principalement au niveau du carter et des pales, excitées par les turbulences du flux d'air et les variations de pression lors du passage des pales devant le bec de la volute.
- **Installations à sollicitations cycliques ou impulsives** : Les équipements tels que les concasseurs, les presses hydrauliques ou les moteurs à combustion interne génèrent des vibrations par leur principe de fonctionnement même (chocs successifs ou explosions).

I.7 Importance de la surveillance vibratoire pour le diagnostic des défauts mécaniques

Une approche par analyse vibratoire devient indispensable car elle permet de dépasser une observation qualitative du phénomène vibratoire pour aboutir à une compréhension objective et exploitable du comportement du système mécanique. Plutôt que de se limiter au simple constat de la présence de vibrations, cette approche vise à en déterminer l'origine, la nature et les conséquences sur le fonctionnement et la durabilité des composants

I.7.1 Identification des causes des vibrations

L'analyse vibratoire permet avant tout d'identifier l'origine des vibrations observées dans un système mécanique. Elle offre la possibilité de distinguer si les vibrations proviennent de sources internes liées au fonctionnement normal de la machine, de défauts mécaniques tels que

le déséquilibre ou le désalignement, ou encore d'excitations externes imposées par l'environnement.

I.7.2 Caractérisation du comportement dynamique du système

Une approche par analyse vibratoire permet de caractériser le comportement dynamique d'un système mécanique en mettant en évidence ses fréquences propres et ses modes de vibration dominants.

I.7.3 Prévention des défaillances mécaniques

L'analyse vibratoire joue un rôle important dans la prévention des défaillances en permettant d'anticiper les zones de fonctionnement critiques. En identifiant les conditions dans lesquelles les amplitudes vibratoires deviennent importantes, il est possible de réduire les risques de fatigue des matériaux, d'usure prématurée des composants et de dégradation progressive des performances mécaniques. Cette démarche contribue ainsi à améliorer la fiabilité et la durée de vie des équipements.

I.7.4 Optimisation de la conception mécanique

L'analyse vibratoire constitue également un outil efficace pour l'optimisation de la conception des pièces mécaniques. Elle permet d'agir sur la géométrie, la rigidité, la répartition de la masse ou la structure interne d'une pièce afin d'améliorer son comportement vibratoire. Ces modifications visent généralement à réduire l'amplification des vibrations, à déplacer les fréquences propres hors des plages d'excitation ou à limiter les effets de la résonance.

I.8 Origine des vibrations dans un système mécanique

Afin de maîtriser les vibrations, il est essentiel de comprendre leurs origines. Sur le plan pratique, on peut classer les sources de vibrations en trois grandes familles : forces internes, défauts mécaniques, excitations externes.

I.8.1 Vibrations dues aux forces internes

Les vibrations internes sont directement liées au fonctionnement du système. Elles apparaissent même sur une machine saine si la conception ou les conditions de fonctionnement engendrent des efforts dynamiques.

Déséquilibre des masses tournantes : lorsqu'un rotor (arbre, ventilateur, roue, disque) ne possède pas une répartition parfaitement symétrique de la masse, il génère une force centrifuge

variable qui excite la machine à chaque tour. Ce phénomène devient plus critique lorsque la vitesse augmente.

Forces d'inertie : dans les systèmes où certaines pièces accélèrent et décélèrent (mécanismes, mouvements alternatifs), les forces d'inertie varient dans le temps et génèrent des excitations dynamiques.

De manière générale, ces forces internes produisent souvent des vibrations régulières, répétitives, et fortement liées aux régimes de rotation ou aux cycles de fonctionnement.

I.8.2 Vibrations dues aux défauts mécaniques

Les défauts mécaniques sont une cause fréquente de vibrations excessives en industrie, car ils modifient la géométrie fonctionnelle et l'équilibre du système :

- **Désalignement** : un défaut d'alignement entre deux arbres ou deux éléments tournants provoque des efforts supplémentaires, souvent associés à une augmentation notable des vibrations et des contraintes sur les roulements (Voir les figures I-4 et I-5).

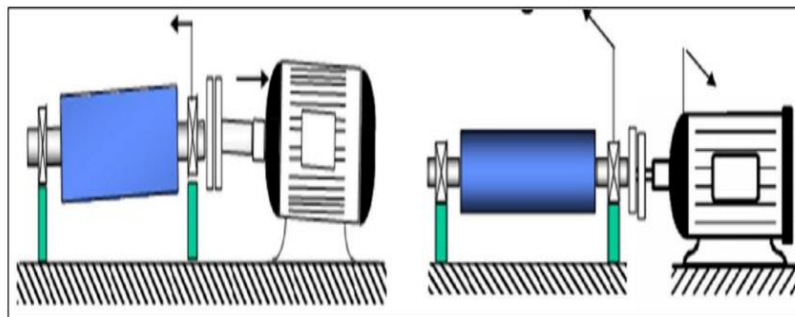


Figure I-4 : Désalignement angulaire et parallèle [5]

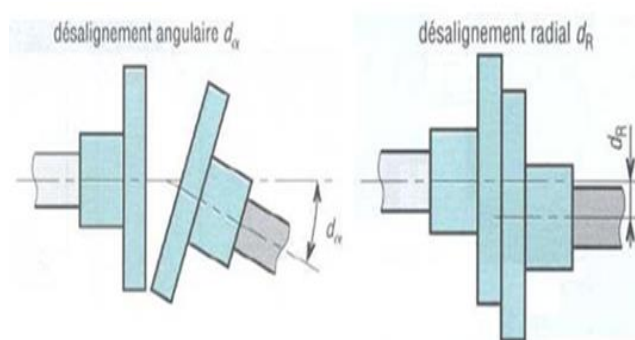


Figure I-5 : Désalignement d'arbres [6]

Les figures précédentes illustrent le phénomène de désalignement dans les machines tournantes. Dans la figure 1-4 on observe un système composé d'un moteur électrique, d'un arbre de transmission et d'un élément entraîné, montés sur des supports. Les schémas montrent que les axes de rotation des composants ne sont pas parfaitement alignés, ce qui crée un désalignement entre le moteur et l'arbre. Ce défaut provoque des charges dynamiques supplémentaires sur les roulements et les accouplements, générant ainsi des vibrations anormales dans le système, ainsi que l'apparition d'un jeu mécanique dans les liaisons, ce qui amplifie les vibrations et peut accélérer l'usure des composants mécaniques.

Tableau I-1 : Types de désalignement, fréquences vibratoires et caractéristiques

Type de désalignement	Fréquences principales	Direction des vibrations	Signes caractéristiques
Parallèle	2X tr/min	Radial	Vibrations élevées dans le sens radial
Angulaire	1X, 2X RPM	Axial	Vibration axiale importante
Combiné	1X, 2X, 3X tr/min	Radial + axial	Spectre complexe avec plusieurs harmoniques

Ce tableau présente les principaux types de désalignement dans les machines tournantes ainsi que leurs signatures vibratoires caractéristiques. Il distingue trois formes de désalignement : le désalignement parallèle, le désalignement angulaire et le désalignement combiné. Chaque type génère des fréquences vibratoires spécifiques et des directions de vibration différentes. Par exemple, le désalignement parallèle se manifeste généralement par des vibrations dominantes à 2X de la vitesse de rotation dans la direction radiale, tandis que le désalignement angulaire

provoque des vibrations importantes dans la direction axiale, souvent associées à des composantes 1X et 2X de la vitesse de rotation. Dans le cas du désalignement combiné, les vibrations peuvent apparaître à plusieurs harmoniques (1X, 2X, 3X) avec une composante à la fois radiale et axiale, produisant ainsi un spectre vibratoire plus complexe. L'analyse de ces signatures vibratoires permet d'identifier les défauts d'alignement dans les systèmes mécaniques et de prévenir l'apparition d'un jeu mécanique ou d'une usure prématurée des composants.

• **Jeux mécaniques** : des jeux excessifs (desserrage, usure, mauvais montage) entraînent des chocs, des impacts et une instabilité de fonctionnement, ce qui peut produire une vibration plus “désordonnée” et parfois plus dangereuse car elle accélère la dégradation (Voir la figure I-6).

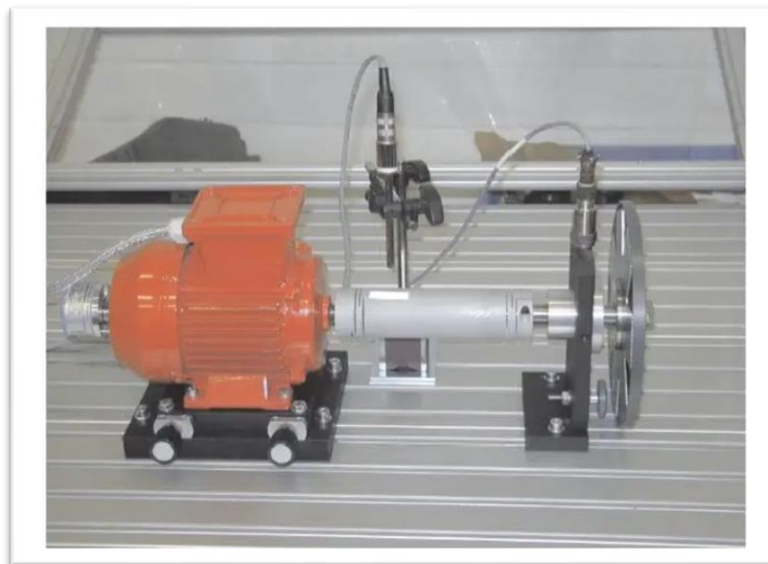


Figure I-6 : Montage avec jeu [7]

Cette figure montre un banc expérimental destiné à l'analyse des vibrations dans une machine tournante. Le montage comprend un moteur électrique, un arbre de transmission, un disque rotatif ainsi que des paliers supportant l'arbre, tandis que des capteurs de vibration sont installés pour mesurer la réponse dynamique du système pendant le fonctionnement.

Dans un système de ce type, le jeu mécanique peut apparaître à différents endroits du montage entre l'arbre et les roulements, dans les paliers de support, ou au niveau des

assemblages mécaniques. Ce jeu peut provoquer des mouvements relatifs indésirables entre les pièces, ce qui entraîne une augmentation des vibrations, des chocs intermittents entre composants, une instabilité dynamique du système.

- **L'usure progressive des composants mécaniques**, tels des roulements, engrenages, et paliers, constitue une autre cause de vibration. Dans ce cas, l'évaluation du caractère important de ce facteur repose en général sur l'effet d'une usure susceptible d'être associée à un fonctionnement dûment prolongé, lubrifié de manière inadéquate, voire soumise à des charges.

- **Défauts d'assemblage** : la dégradation des liaisons mécaniques ou structurelles, notamment le desserrage de la boulonnerie, l'usure des supports ou l'instabilité des fondations, entraîne une chute de la rigidité intrinsèque du système, favorisant ainsi l'amplification des amplitudes vibratoires. Ce phénomène s'accroît de manière critique lors d'une résonance, qui survient lorsque la fréquence d'excitation de la machine coïncide avec l'une de ses fréquences propres. Cette situation engendre une amplification brutale des oscillations, pouvant conduire à une défaillance structurelle majeure si aucune mesure corrective n'est mise en œuvre.

I.8.3 Vibrations dues aux excitations externes

Certaines vibrations sont causées par l'environnement ou les conditions de fonctionnement :

- **Vent et forces aérodynamiques** : des structures exposées à l'air en mouvement peuvent subir des efforts fluctuants, parfois capables d'exciter un mode propre.
- **Interaction fluide-structure** : dans les machines où un fluide circule (ventilateurs, turbines, conduites, compresseurs), des phénomènes comme les turbulences, pulsations de pression ou instabilités d'écoulement peuvent induire des vibrations.

Ces excitations externes sont particulièrement sensibles car elles peuvent varier avec le temps et dépendre de paramètres difficiles à contrôler (vitesse du fluide, conditions atmosphériques, régime de fonctionnement).

I.9 Machines industrielles les plus sollicitées aux vibrations

Dans les environnements industriels, certaines machines sont plus exposées aux vibrations en raison de la présence de mouvements mécaniques, de vitesses de fonctionnement

élevées et de sollicitations dynamiques variables. Ces conditions favorisent l'apparition d'excitations vibratoires susceptibles d'affecter la stabilité, la précision et la fiabilité des équipements. L'identification des machines les plus sensibles aux vibrations permet de mieux cibler les analyses vibratoires et les actions d'optimisation nécessaires pour limiter les risques de dégradation et de défaillance.

I.9.1 Machines tournantes

Les machines tournantes (pompes, compresseurs, turbines et ventilateurs) constituent la catégorie d'équipements la plus critique en milieu industriel. Leur fonctionnement repose sur la conversion d'énergie par le biais d'un rotor animé d'un mouvement de rotation à une vitesse angulaire. Ce mouvement est la source primaire d'excitations dynamiques pour plusieurs raisons techniques telles que :

Phénomène de vitesse critique : Contrairement aux structures statiques, les machines tournantes sont soumises à des "vitesses critiques". Il s'agit des vitesses de rotation qui coïncident avec les fréquences propres de flexion de l'arbre rotorique. À ces vitesses, même un balourd minime peut provoquer des amplitudes d'oscillation divergentes, risquant d'entraîner un contact entre le rotor et le stator (rubbing).

• **Forces d'excitation centrifuges :** Toute asymétrie de masse sur le rotor, aussi faible soit-elle, génère une force tournante proportionnelle au carré de la vitesse de rotation

$$F = m \times e \times \omega^2 \dots \dots \dots (I.4)$$

D'où

- **F** : force centrifuge (en Newton, N)
- **m** : masse du déséquilibre (kg)
- **e** : excentricité (distance entre le centre de rotation et le centre de masse) (m)
- **ω** : vitesse angulaire (rad/s)

Dans les machines à haute vitesse, cette force devient prédominante et sollicite cycliquement les paliers, les roulements et, par extension, l'ensemble du bâti de la machine.

Instabilités liées aux paliers fluides : Dans les machines de forte puissance utilisant des paliers lisses, le film d'huile peut devenir une source d'instabilité. Des phénomènes

tels que le "tourbillon d'huile" (oil whirl) ou le "fouettement d'huile" (oil whip), créent des vibrations sous-synchrones (fréquences inférieures à la vitesse de rotation) qui peuvent détruire les coussinets en quelques secondes.

Couplage aérodynamique et hydraulique : l'interaction entre les pales en mouvement et le fluide génère des forces instationnaires. Les turbulences en entrée et les variations de pression au refoulement agissent comme des forces d'excitation qui font vibrer non seulement l'arbre, mais aussi l'enveloppe extérieure (la volute).

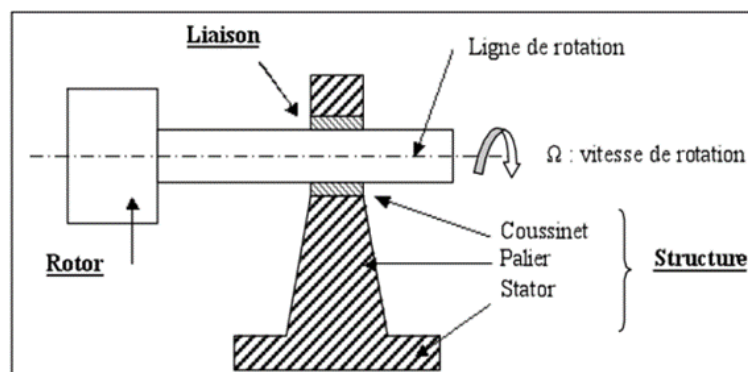


Figure I-7 : Élément d'une machine tournante [7]

Cette figure (I-7) représente la modélisation du système **Rotor-Palier-Stator**, toute excitation générée au niveau de l'élément tournant à une vitesse Ω est transmise intégralement à la structure fixe (carter et bâti) via les interfaces de liaison (coussinets ou roulements). Ce schéma cinématique simplifié montrant l'interaction entre les éléments tournants et les éléments fixes d'une machine, permet de visualiser comment les forces dynamiques se propagent dans un système mécanique.

I.9.2 Machines-outils

Les machines-outils sont des équipements essentiels dans les procédés de fabrication industrielle, où la précision et la qualité sont primordiales. Les vibrations y apparaissent principalement lors des opérations d'usinage, sous l'effet des efforts de coupe variables.

Le phénomène vibratoire le plus courant est le broutement, qui correspond à une instabilité dynamique pouvant se développer pendant l'usinage. Ce phénomène entraîne une dégradation de l'état de surface, une perte de précision dimensionnelle et une réduction de la

durée de vie des outils. Par ailleurs, les vibrations limitent les paramètres de coupe admissibles, ce qui affecte directement la productivité et la qualité du produit fabriqué.

I.10 Pièces mécaniques les plus sollicitées aux vibrations

Certaines pièces mécaniques sont particulièrement sensibles aux vibrations en raison de leur fonction et de leur position dans le système. Il s'agit soit d'éléments dynamiques soumis à des mouvements de rotation, soit d'éléments de structure assurant le support et la transmission des efforts mécaniques. Leur comportement vibratoire joue un rôle déterminant dans la fiabilité et la stabilité globale des équipements industriels.

I.10.1 Arbres et rotors

Les arbres et rotors sont soumis à des efforts dynamiques variables liés à la rotation et aux conditions de fonctionnement de la machine. Ils sont particulièrement sensibles aux déséquilibres de masse, aux défauts d'alignement et aux variations de charge. De plus, ces éléments peuvent présenter des modes propres de flexion ou de torsion qui deviennent critiques lorsque la vitesse de rotation se situe dans une plage proche de leurs fréquences propres, entraînant une amplification des vibrations.

I.10.2 Carter, supports et bâti

Les carters, supports et bâtis constituent les éléments de structure qui reçoivent et transmettent les vibrations générées par les composants dynamiques. Leur rigidité, leur géométrie et leurs conditions de fixation influencent directement le niveau vibratoire global. Une conception inadaptée ou une rigidité insuffisante peut conduire à l'amplification des vibrations, même lorsque la source initiale est de faible intensité.

I.10.3 Structures minces et allégées

Les structures minces et allégées, telles que les parois, les nervures et certaines pièces optimisées en masse, présentent une rigidité plus faible que les structures massives. Cette caractéristique les rend plus sensibles aux excitations vibratoires, en particulier sous l'effet d'excitations externes ou lorsque leurs fréquences propres se situent dans des plages d'excitation courantes.

I.11 Exemple historique de résonance « Pont de Tacoma »

Un exemple historique particulièrement marquant illustrant l'importance de la dynamique des structures et des phénomènes vibratoires est l'effondrement du pont de **TACOMA**

NARROWS en 1940 (Voir la figure 1-5). Cet événement est devenu une référence majeure dans le domaine de l'ingénierie, car il a mis en évidence les conséquences critiques d'une mauvaise prise en compte du comportement vibratoire d'une structure. Sous l'action d'une excitation aérodynamique due au vent, le pont a développé des oscillations de grande amplitude, résultant de l'interaction entre la structure et son environnement, jusqu'à la rupture complète de l'ouvrage [8].



Figure I-8 : Tacoma Narrows Bridge [8]

Ce cas a montré que, même en l'absence de surcharge statique, une structure peut entrer dans un régime vibratoire dangereux lorsque les fréquences d'excitation sont proches des fréquences propres de la structure ou lorsqu'un phénomène d'instabilité dynamique se développe. Les oscillations observées sur le pont de Tacoma résultaient d'un couplage entre le comportement dynamique de la structure et les forces aérodynamiques, illustrant clairement le rôle des phénomènes de résonance et d'interaction fluide–structure.

Cet événement a mis en évidence deux enseignements fondamentaux pour la conception mécanique et structurelle. D'une part, il a souligné la nécessité d'étudier le comportement dynamique d'une structure et ses modes de vibration, et non de se limiter à une vérification de la résistance statique. D'autre part, il a démontré l'importance de prendre en compte l'environnement de fonctionnement, notamment les excitations externes variables telles que le vent ou les écoulements de fluides, susceptibles de générer des vibrations importantes.

Dans un contexte de conception mécanique, la sécurité et la fiabilité des systèmes exigent l'intégration de l'analyse vibratoire dès la phase de conception. Cette démarche est d'autant plus cruciale lorsque la structure peut être soumise à des excitations variables ou lorsque l'on cherche à alléger les pièces, ce qui entraîne une diminution de la rigidité et une plus grande sensibilité aux phénomènes vibratoires. L'analyse vibratoire permet alors d'anticiper les

comportements critiques et de concevoir des structures plus stables et plus sûres face aux sollicitations dynamiques.

I.12 Résonance

Le phénomène de **résonance** survient lorsqu'une structure est soumise à une excitation externe dont la fréquence coïncide avec l'une de ses fréquences propres (ou naturelles). Cette concordance fréquentielle engendre une amplification exponentielle des amplitudes d'oscillation, soumettant le système à des contraintes mécaniques extrêmes pouvant mener à une défaillance structurelle majeure ou à une rupture par fatigue (Voir la figure 1-9).

Cette amplification vibratoire entraîne des contraintes dynamiques élevées, pouvant dépasser les niveaux admissibles du matériau, même si les efforts appliqués restent faibles. À long terme, ces contraintes répétées favorisent l'apparition de phénomènes de fatigue, conduisant à la fissuration et, dans les cas les plus sévères, à la rupture de la structure. La résonance représente ainsi l'un des risques majeurs associés aux vibrations en mécanique [1].

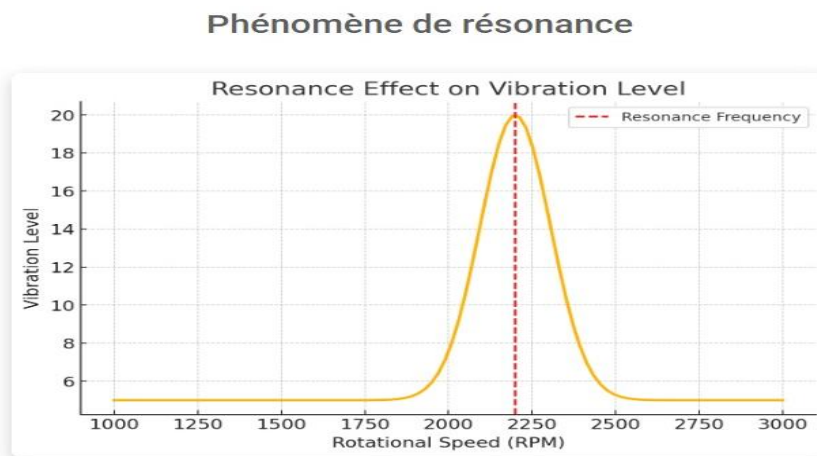


Figure I-9 : Phénomène de résonance [9]

I.12.1 Méthodes de gestion de la résonance

La gestion de la résonance en vibration mécanique vise à éviter la coïncidence entre la fréquence d'excitation et la fréquence propre d'un système. Pour cela plusieurs méthodes peuvent être utilisées, dont les deux principales sont :

Décalage des fréquences propres : Il s'agit d'ajuster les propriétés dynamiques du système (masse et rigidité) pour déplacer ses fréquences propres hors des plages de

sollicitation. Cette approche permet de supprimer les risques de résonance en évitant la coïncidence entre les fréquences forcées et les modes naturels de la structure [1].

Amortissement : Cette méthode se base sur la capacité de faire croître le pourcentage d'amortissement du système dans le but de dissiper cette énergie vibratoire.

I.13 Méthodes de résolution des problèmes vibratoires

I.13.1 Modélisation du système mécanique

Les systèmes mécaniques peuvent être modélisés mathématiquement par un modèle de masse-ressort-amortisseur. L'équation du mouvement pour ce type de système a la forme suivante :

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad \dots\dots (I.5)$$

- ***m*** : la masse
- ***c*** : le coefficient d'amortissement (ou constante d'amortissement)
- ***k*** : la rigidité
- ***F(t)*** : la force externe

I.13.2 Surveillance des conditions de fonctionnement

Cette stratégie de surveillance ne se limite pas à la simple mesure d'une amplitude ; elle repose sur une chaîne de traitement de l'information rigoureuse, qui peut être résumée par :

L'acquisition de données : Des capteurs (généralement des accéléromètres piézoélectriques) transforment les vibrations mécaniques en signaux électriques. Ces capteurs sont placés stratégiquement sur les paliers ou les carters, là où la transmission des efforts dynamiques est la plus directe.

Le traitement du signal : Le signal brut (temporel) est souvent converti via une Transformée de Fourier Rapide (**FFT**) dans le domaine fréquentiel. Cela permet d'isoler chaque composante vibratoire et de lier des fréquences spécifiques à des défauts types (exp: un pic à la fréquence de rotation indique souvent un balourd, tandis que des pics à hautes fréquences signalent une dégradation des roulements).

Le suivi des indicateurs (Trending) : La maintenance prédictive compare les valeurs mesurées (comme la valeur efficace **RMS**) à des seuils d'alerte définis par des normes internationales (telle que l'**ISO 10816**). L'évolution de ces indicateurs dans le temps permet de prédire la "durée de vie résiduelle" de l'équipement.

Le diagnostic et l'intervention : En identifiant précisément l'origine du défaut (désalignement, cavitation, instabilité aérodynamique), l'équipe de maintenance peut planifier une intervention ciblée. Cela évite les arrêts de production non programmés et réduit les coûts en ne remplaçant que les pièces réellement endommagées [1].

I.14 Méthodes de lutte contre les vibrations

I.14.1 Modification des propriétés structurelles

Cette approche consiste à modifier la dynamique du système pour écarter les fréquences propres du système des fréquences d'excitation du système :

Augmentation de la raideur : L'ajout de nervures ou de renforts structuraux permet d'accroître la rigidité globale du système. Cette modification mécanique entraîne une élévation des fréquences propres de la structure, permettant ainsi de les écarter des plages de fréquences d'excitation.

Modification de la masse : L'allègement structurel par perçage (trous d'évidement) ou par la création de structures alvéolaires modifie la répartition massique. Cette méthode offre un levier supplémentaire pour ajuster les fréquences propres sans nécessairement augmenter l'encombrement de la pièce.

I.14.2 Amortissement vibratoire

C'est-à-dire la dissipation de l'énergie mécanique sous forme de chaleur pour réduire l'amplitude des oscillations :

Emploi de matériaux amortissants : L'utilisation de matériaux polymères ou de composites à haut pouvoir d'amortissement structural permet de maximiser la dissipation d'énergie interne. Ces matériaux transforment l'énergie mécanique des vibrations en chaleur, réduisant ainsi efficacement l'amplitude des oscillations.

Amortisseurs dynamiques : L'ajout de systèmes auxiliaires de dissipation vise à absorber l'énergie cinétique lors des régimes de résonance. Ces dispositifs externes agissent comme des puits d'énergie, protégeant les composants sensibles des sollicitations cycliques extrêmes.

I.14.3 Isolation vibratoire

Cette stratégie repose sur la rupture des ponts phoniques et vibratoires entre la source d'excitation et la structure réceptrice. On distingue deux approches principales :

- **Isolation passive ou active** : L'installation de supports résilients (plots antivibratoires ou silentbloks) permet de découpler mécaniquement les composants. Ce procédé vise à filtrer et à limiter la transmission des efforts dynamiques vers le carter et les fondations, réduisant ainsi la signature vibratoire globale du système.

D'où :

Rupture des ponts : Action de couper le contact rigide entre deux pièces pour stopper le trajet des vibrations.

Transmissibilité : Pourcentage de la vibration qui traverse l'isolant pour atteindre le support.

Découplage mécanique : Séparation dynamique permettant à la machine de bouger sans faire vibrer sa base.

I.15 Optimisation de forme

Intégration des Structures Internes : par mise en place des géométries spécifiques, telle que la structure en nid d'abeilles (structure anti résonance).

Optimisation géométrique : par modification de la répartition de matière afin de déplacer les fréquences propres et réduire la masse de la structure.

Validation par simulation : Recours à l'analyse modale à l'aide de logiciels de Simulation pour évaluer l'efficacité de ces changements de forme avant les phases de fabrication.

I.16 Conclusion

Ce premier chapitre a permis de poser les fondements théoriques essentiels de l'analyse vibratoire, en soulignant que tout système mécanique possède un comportement dynamique intrinsèque, indissociable de ses propriétés physiques. Nous avons établi que la vibration ne doit pas être perçue comme une simple nuisance, mais comme un indicateur précis de l'état de santé d'une structure. À travers l'étude des paramètres de fréquence et

d'amplitude — notamment la valeur efficace (**RMS**) —, il ressort que la maîtrise de la résonance demeure le défi majeur pour garantir la fiabilité des systèmes et prévenir leur défaillance prématurée par fatigue ou usure.

L'analyse des diverses sources d'excitation, qu'elles soient liées à des défauts de montage tels que le désalignement ou à des forces internes comme le balourd, met en évidence la nécessité impérieuse d'agir sur les propriétés structurelles du système. À cet égard, les méthodes de gestion explorées, telles que le décalage des fréquences propres par ajustement de la raideur et de la masse, l'amortissement vibratoire ou l'isolation passive via la rupture des ponts phoniques, constituent l'arsenal technique indispensable à l'ingénieur. Pour notre projet de fin d'études, cette synthèse constitue le socle méthodologique nécessaire pour passer de la théorie à la pratique ; elle justifie pleinement notre démarche d'optimisation structurelle visant à concevoir des composants capables de résister aux sollicitations dynamiques tout en évitant rigoureusement les plages de fréquences critiques.

CHAPITRE II

Étude et modélisation d'un ventilateur centrifuge

II.1 Introduction

Afin d'appliquer les principes de l'analyse vibratoire à un système mécanique réel, notre choix s'est porté sur un ventilateur centrifuge. Ce type de machine tournante est largement utilisé dans de nombreux secteurs industriels, notamment dans les systèmes de ventilation, de climatisation et de transport d'air. En raison de la présence d'éléments rotatifs tels que la roue, l'arbre et les roulements, le ventilateur centrifuge est particulièrement sensible à différents défauts mécaniques tels que le balourd, le désalignement ou l'usure des roulements. Ces caractéristiques en font un système pertinent pour l'étude des vibrations et l'identification des signatures vibratoires associées aux défauts de fonctionnement.

II.2 Ventilateur centrifuge

Le ventilateur centrifuge, basé sur un principe de fonctionnement similaire à celui de la pompe centrifuge, est un dispositif mécanique destiné au déplacement de l'air. Celui-ci pénètre axialement par l'œil central de la roue, puis est accéléré et expulsé radialement vers la périphérie sous l'effet de la force centrifuge. Selon la configuration du système, le ventilateur peut être utilisé en mode soufflage, comme dans les appareils de séchage, ou en mode aspiration, notamment pour l'extraction de l'air vicié dans les environnements industriels tels que les mines (Voir la figure II-1) [10].



Figure II-1 : Ventilateur centrifuge [11]

II.3 Types de ventilateur centrifuge

II.3.1 Ventilateur Centrifuge à Entraînement par Courroie

Ce modèle se compose d'une volute renforcée par des profilés métalliques pour assurer une rigidité structurelle face aux contraintes vibratoires et aérodynamiques. Le mouvement

rotatif est transmis du moteur électrique à la turbine via un arbre de transmission monté sur des paliers à roulements, ce qui permet une flexibilité opérationnelle par l'ajustement du rapport de transmission. Ce type de ventilateur est particulièrement conçu pour des applications industrielles de moyenne à haute pression, nécessitant un débit d'air constant et une robustesse accrue du châssis support (Voir la figure II-2).



Figure II-2 : Ventilateur Centrifuge à Entraînement par Courroie [12]

II.3.2 Ventilateur centrifuge à pales inclinées vers l'avant

Ce type de ventilateur possède un grand nombre de pales courtes orientées dans le sens de rotation. Cette configuration permet de produire un débit d'air relativement élevé sous une faible pression. Les ventilateurs à pales inclinées vers l'avant se caractérisent également par un fonctionnement relativement silencieux. En raison de ces caractéristiques, ils sont largement utilisés dans les systèmes de ventilation et de climatisation, notamment dans les installations de traitement d'air et les systèmes HVAC.

II.3.3 Ventilateur centrifuge à pales inclinées vers l'arrière

Dans ce type de ventilateur, les pales sont orientées dans le sens opposé à la rotation. Cette conception améliore considérablement le rendement énergétique et permet d'atteindre des pressions plus élevées avec une consommation d'énergie réduite. Les ventilateurs à pales inclinées vers l'arrière sont donc particulièrement adaptés aux applications industrielles nécessitant une grande efficacité et un fonctionnement stable.

II.3.4 Ventilateur centrifuge à pales radiales

Les ventilateurs à pales radiales possèdent des pales droites disposées radialement par rapport à l'axe de rotation. Cette configuration offre une grande robustesse et permet de fonctionner efficacement dans des environnements difficiles contenant des particules solides, de la poussière ou des gaz chargés. Souvent utilisés dans les installations industrielles lourdes, les systèmes d'aspiration de poussières et les procédés de transport pneumatique.

II.4 Principe de fonctionnement d'un ventilateur centrifuge [13]

Lorsque la roue (impulseur) du ventilateur centrifuge est mise en rotation, le gaz circulant entre les pales est soumis à la force centrifuge, ce qui lui permet d'acquérir une énergie cinétique, appelée charge dynamique. L'air est alors expulsé vers la périphérie de la roue, puis guidé vers la sortie par la volute. La zone centrale de l'impulseur est caractérisée par une dépression, ce qui provoque l'aspiration continue de l'air extérieur et permet ainsi au ventilateur d'assurer l'évacuation du flux d'air.

Le moteur électrique transmet sa puissance à la roue du ventilateur par l'intermédiaire d'un arbre. La rotation de l'impulseur communique de l'énergie à l'air qui, sous l'effet de la force centrifuge, est projeté vers l'environnement extérieur par les pales. Plus le diamètre de la roue est important, plus l'énergie transmise à l'air est élevée, ce qui se traduit par une augmentation de la hauteur manométrique (pression du ventilateur). En revanche, lorsque le diamètre de l'impulseur est réduit, le débit d'air reste généralement inchangé, tandis que la pression diminue.

Le ventilateur centrifuge est principalement constitué d'un impulseur et d'un carter. Dans les ventilateurs de petite taille, l'impulseur est directement monté sur l'arbre du moteur, alors que dans les ventilateurs de grande dimension, la liaison avec le moteur se fait au moyen d'un accouplement ou d'une transmission par courroie. Les ventilateurs centrifuges utilisent généralement une entrée d'air simple avec un impulseur à un seul étage. Pour les applications nécessitant de grands débits, une double entrée d'air peut être utilisée, avec deux impulseurs montés dos à dos, configuration connue sous le nom de ventilateur centrifuge à double aspiration.

L'impulseur constitue l'élément principal du ventilateur. Sa géométrie, ses dimensions, le nombre de pales ainsi que la précision de fabrication influencent fortement les performances

globales du système. Afin d'assurer un fonctionnement stable et régulier, l'impulseur est soumis à un équilibrage statique ou dynamique. Selon l'orientation de la sortie des pales, les impulseurs sont classés en trois catégories : à pales inclinées vers l'avant, à pales radiales et à pales inclinées vers l'arrière. Dans le cas des pales inclinées vers l'avant, l'extrémité de la pale est orientée dans le sens de rotation ; pour les pales radiales, l'orientation est radiale, avec des pales droites ou courbées ; enfin, pour les pales inclinées vers l'arrière, l'extrémité de la pale est orientée à l'opposé du sens de rotation (Voir la figure II-3).

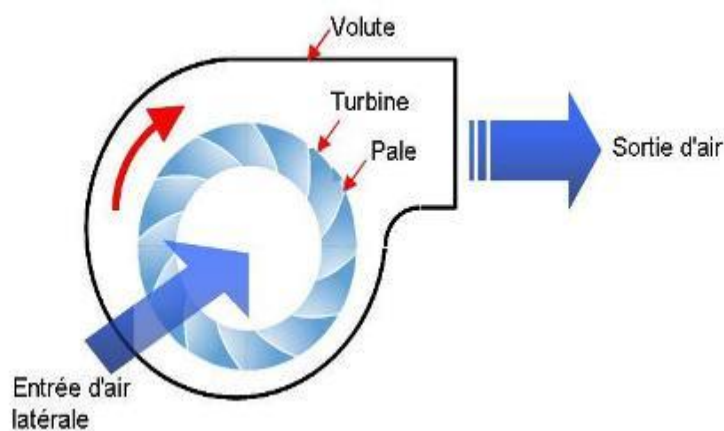


Figure II-3 : Principe de fonctionnement d'un ventilateur centrifuge [14]

II.5 Caractéristique d'un ventilateur centrifuge

Le ventilateur centrifuge est caractérisé par plusieurs paramètres techniques qui permettent d'évaluer ses performances et son comportement dans un système de ventilation. Ces caractéristiques sont essentielles pour le dimensionnement, l'exploitation et l'analyse du fonctionnement de la machine.

II.5.1 Débit d'air (Débit volumique)

Le débit d'air représente le volume d'air déplacé par le ventilateur pendant une unité de temps. Il est généralement exprimé en m^3/s ou m^3/h .

Cette caractéristique dépend principalement de la vitesse de rotation du ventilateur, de la géométrie de la roue et de la configuration des pales.

II.5.2 Pression du ventilateur

La pression générée par le ventilateur correspond à la capacité de la machine à déplacer l'air contre les résistances du système (conduits, filtres, échangeurs, etc.). Elle est généralement exprimée en **Pascal (Pa)** et peut être divisée en pression statique, pression dynamique et pression totale.

II.5.3 Vitesse de rotation

La vitesse de rotation du ventilateur, exprimée en **tours par minute (tr/min)**, influence directement le débit d'air et la pression générée. Dans certains systèmes, cette vitesse peut être ajustée à l'aide de différents modes de transmission, notamment par courroies et poulies, afin d'adapter les performances du ventilateur aux exigences de fonctionnement.

II.5.4 Rendement

Le rendement représente l'efficacité avec laquelle le ventilateur convertit l'énergie mécanique fournie par le moteur en énergie de mouvement de l'air. Un rendement élevé permet de réduire la consommation d'énergie et d'améliorer les performances globales du système.

II.5.5 Puissance absorbée

La puissance absorbée correspond à l'énergie nécessaire au fonctionnement du ventilateur. Elle dépend du débit d'air, de la pression développée et du rendement du ventilateur. Cette puissance est généralement fournie par un moteur électrique.

II.5.6 Niveau de bruit et vibrations

Comme toute machine rotative, le ventilateur centrifuge peut générer du bruit et des vibrations durant son fonctionnement. Ces phénomènes peuvent être causés par un déséquilibre du rotor, un défaut d'alignement, ou encore une mauvaise tension des courroies dans le cas d'une transmission indirecte.

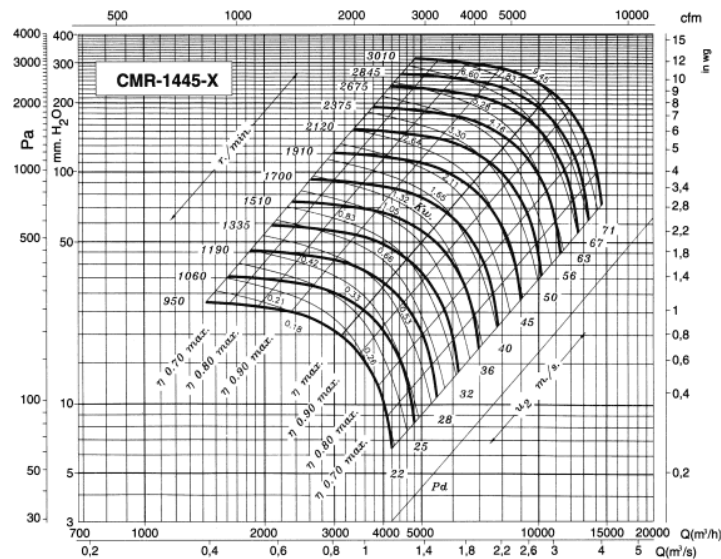


Figure II-4 : Abaque des caractéristiques aérauliques et mécaniques du ventilateur centrifuge [15]

Cette image représente une **courbe de performance aéraulique** (ou abaque) pour un ventilateur centrifuge. Cet abaque définit les caractéristiques aérauliques du ventilateur en corrélant la pression statique au débit volumique pour des vitesses de rotation allant de **950 à 3010 tr/min**. L'intérêt majeur de ce graphique réside dans l'identification du point de fonctionnement optimal et des plages de rendement maximal η , au-delà desquels les instabilités de flux génèrent des vibrations accrues. Pour l'étude vibratoire, il constitue une base de données essentielle pour déterminer les fréquences d'excitation induites par la rotation, permettant ainsi de calibrer précisément les structures internes antirésonance selon les conditions de service réelles.

II.6 Composants d'un ventilateur centrifuge

Un ventilateur centrifuge est un équipement aéraulique composé de plusieurs éléments mécaniques et aérodynamiques assurant l'aspiration, l'accélération et l'évacuation de l'air. Chaque composant joue un rôle déterminant dans les performances, la fiabilité et le comportement vibratoire du système (Voir la figure II-5).

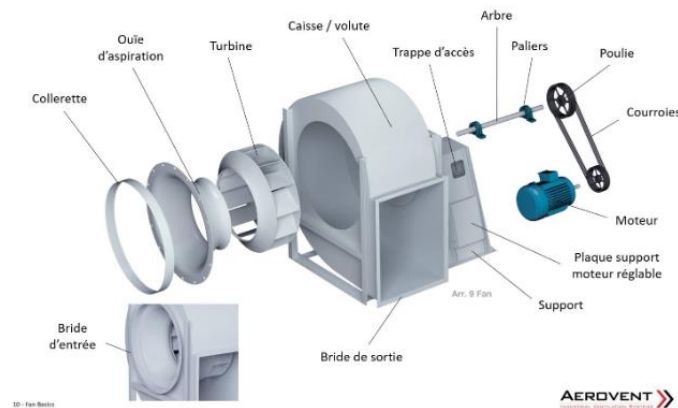


Figure II-5 : Composants d'un ventilateur centrifuge [16]

II.6.1 Roue (impulseur)

La roue constitue l'élément actif principal du ventilateur. Elle est formée d'un moyeu sur lequel sont fixées des pales, et elle est entraînée en rotation par le moteur. Par l'effet de la force centrifuge, la roue communique de l'énergie cinétique à l'air aspiré, qui est ensuite transformée partiellement en énergie de pression. Les caractéristiques géométriques de la roue (diamètre, largeur, nombre et orientation des pales) influencent directement le débit, la pression générée et le rendement global du ventilateur (Voir la figure II-6).



Figure II-6 : Roue [17]

II.6.2 Pales

Les pales assurent le transfert d'énergie entre la roue et le fluide. Selon leur orientation, on distingue des pales inclinées vers l'avant, radiales ou inclinées vers l'arrière. Le choix du type de pales conditionne les performances aérodynamiques, le niveau sonore, la stabilité de fonctionnement ainsi que la sensibilité aux phénomènes vibratoires.

II.6.2.1 Pales inclinées vers l'avant [18]

Les pales inclinées vers l'avant sont orientées dans le même sens que la rotation de la roue du ventilateur. Ce type de pale est généralement caractérisé par un grand nombre de pales courtes et légèrement courbées. Cette configuration permet de produire un débit d'air élevé pour des pressions relativement faibles. Les ventilateurs équipés de ce type de pales sont souvent utilisés dans les systèmes de ventilation et de climatisation, notamment dans les installations de traitement d'air, car ils offrent un fonctionnement relativement silencieux (Voir la figure II-7).



Figure II-7 : Pales inclinées vers l'avant [19]

II.6.2.2 Pales inclinées vers l'arrière [18]

Les pales inclinées vers l'arrière sont orientées dans le sens opposé à la rotation du ventilateur. Ce type de conception est reconnu pour son rendement énergétique élevé et sa consommation d'énergie plus faible par rapport aux autres configurations. Les ventilateurs à pales inclinées vers l'arrière sont largement utilisés dans les applications industrielles où l'efficacité énergétique et la stabilité de fonctionnement sont des critères importants (Voir la figure II-8).



Figure II-8 : Pales inclinées vers l'arrière [19]

II.6.2.3 Pales radiales

Les pales radiales sont disposées de manière droite et perpendiculaire par rapport à l'axe de rotation. Ce type de pales est particulièrement robuste et peut fonctionner dans des conditions difficiles, notamment lorsque l'air transporté contient de la poussière, des particules solides ou des gaz chargés. En raison de leur résistance mécanique élevée, ces ventilateurs sont souvent utilisés dans les installations industrielles lourdes et les systèmes d'aspiration de poussières [18].

Tableau II-1 : Types de roues et nombre de pales

Type de roue	Nombre typique de pales	Caractéristiques principales
Pales inclinées vers l'avant (action)	Environ 30 à 40 pales fines et serrées	Débit élevé, pression modérée, rendement moyen
Pales inclinées vers l'arrière (réaction)	Environ 8 à 16 pales plus larges	Rendement élevé, pression importante, bruit réduit
Pales radiales	Environ 6 à 12 pales robustes	Résistent aux gaz poussiéreux ou abrasifs, applications industrielles lourdes

Le tableau des **types de roues et nombre de pales** est très utile car il met en évidence la relation directe entre la **géométrie des pales** et les **performances du ventilateur centrifuge**.

- Les **roues à pales inclinées vers l'avant** comportent un grand nombre de pales fines (30 à 40). Elles favorisent un **débit élevé** mais au prix d'un rendement plus faible et d'un bruit plus marqué.
- Les **roues à pales inclinées vers l'arrière** ont moins de pales (8 à 16), plus larges et robustes. Elles offrent un **meilleur rendement énergétique**, une pression plus importante et un fonctionnement plus silencieux.
- Les **roues radiales** (6 à 12 pales) privilégient la **solidité et la résistance** aux gaz chargés en poussières ou particules, mais avec un rendement inférieur

En résumé, ce tableau illustre bien le compromis classique en turbomachines : **plus de pales = plus de débit mais moins de rendement**, tandis que **moins de pales = rendement supérieur mais débit plus limité**. C'est une donnée fondamentale, car elle permet de comparer les ventilateurs centrifuges aux pompes centrifuges, où le nombre de pales est également optimisé pour maximiser le rendement hydraulique

II.6.3 Carter (volute)

Le carter, généralement de forme spiralée, entoure la roue et collecte l'air expulsé radialement. Il permet de canaliser l'écoulement vers l'orifice de sortie tout en contribuant à la conversion de l'énergie cinétique en énergie de pression. Sa conception influe sur les pertes de charge et l'efficacité globale du ventilateur (Voir la figure II-9).



Figure II-9 : Carter [20]

II.6.4 Arbre de transmission

L'arbre assure la liaison mécanique entre le moteur et la roue. Il doit présenter une rigidité suffisante et un bon alignement afin de limiter les déformations, les contraintes mécaniques et les vibrations excessives durant le fonctionnement.

II.6.5 Moteur électrique

Le moteur fournit la puissance mécanique nécessaire à l'entraînement de la roue. Il peut être monté en entraînement direct ou relié par un système de transmission. Ses caractéristiques (puissance, vitesse nominale) doivent être adaptées aux exigences du ventilateur (Voir la figure II-10).



Figure II-10 : Moteur électrique [21]

II.6.6 Système de transmission

Selon la configuration, la transmission peut être directe, par accouplement, ou indirecte, par courroies et poulies. Dans notre étude, nous avons utilisé une transmission indirecte par courroies et poulies. Ce type de transmission permet d'ajuster la vitesse de rotation du ventilateur et d'adapter son fonctionnement aux besoins du système. Toutefois, un mauvais réglage de la tension de la courroie ou un désalignement des poulies peut introduire des sources supplémentaires de vibrations.

II.6.7 Paliers et roulements

Les paliers supportent l'arbre en rotation et réduisent les frottements mécaniques. Leur état conditionne fortement le comportement vibratoire et la durée de vie du ventilateur, ce qui justifie leur surveillance dans les programmes de maintenance prédictive.

II.6.8 Structure de support

Elle regroupe le châssis et les éléments de fixation assurant la stabilité de l'ensemble. Une conception inadéquate de la structure peut amplifier les vibrations et favoriser l'apparition de résonances.

II.7 Identification des zones exposées aux vibrations dans un ventilateur centrifuge

Dans un ventilateur centrifuge, certaines parties mécaniques sont particulièrement sensibles aux phénomènes vibratoires en raison de leur rôle fonctionnel, de leur caractère tournant ou de leur interaction avec l'écoulement du fluide. L'identification de ces zones est

essentielle pour le diagnostic vibratoire et la mise en place d'une maintenance conditionnelle efficace.

II.7.1 Roue (impulseur)

La roue, élément central tournant du ventilateur centrifuge, est composée d'aubes courbées qui accélèrent et dirigent l'air radialement. En raison de sa rotation à haute vitesse et de son interaction directe avec l'écoulement turbulent du fluide, elle constitue le composant le plus exposé aux sollicitations vibratoires. Cette sensibilité critique aux phénomènes dynamiques et aérodynamiques en fait la pièce maîtresse à surveiller et à optimiser lors de l'étude de la structure.

Les principales causes de vibrations au niveau de la roue sont :

- Les déséquilibres de masse, dus à l'usure, à des dépôts de poussière ou à des dommages sur les aubes.
- Les turbulences aérodynamiques, amplifiées en fonctionnement hors point nominal.
- Les résonances dues à des fréquences propres des aubes proches de la fréquence de rotation.
- Un mauvais alignement ou un jeu excessif dans les fixations des aubes.

Ces vibrations, souvent de type forcé ou auto-excitées, peuvent entraîner une fatigue des aubes, des fissures par propagation, une perte d'efficacité aérodynamique et une accélération de l'usure des paliers adjacents.

II.7.2 Arbre

L'arbre transmet le couple moteur à la roue et supporte les efforts dynamiques radiaux et axiaux. Sa géométrie allongée et sa soumission aux charges variables en font une zone critique pour les vibrations, particulièrement en flexion et en torsion.

Les principales sources de vibrations liées à l'arbre sont :

- Le désalignement avec les paliers ou le moteur, générant des vibrations à deux fois la fréquence de rotation ;
- La flexion critique due à une vitesse de rotation dépassant la première fréquence propre de flexion ;
- Les couples de torsion fluctuants transmis par des variations de charge ;
- L'usure ou le jeu dans les accouplements, amplifiant les vibrations transmises.

Les vibrations de l'arbre se propagent à l'ensemble du système, accélèrent l'usure des roulements et paliers, et peuvent mener à des défaillances catastrophiques comme la rupture par fatigue [22].

II.7.3 Structure de support et la fondation

La structure de support comprend le châssis, les supports mécaniques et la fondation sur lesquels repose le ventilateur. Elle joue un rôle déterminant dans le comportement vibratoire global du système. Une structure insuffisamment rigide ou mal conçue peut non seulement générer des vibrations, mais aussi amplifier celles produites par les éléments tournants comme la roue et l'arbre.

Les principales sources de vibrations liées à la structure de support sont :

- Le desserrage des boulons de fixation
- Une fondation mal dimensionnée ou dégradée
- Un manque de rigidité du châssis, entraînant des déformations sous charge dynamique
- L'apparition de fréquences propres de la structure proches de la fréquence de rotation, provoquant un phénomène de résonance.

Les vibrations structurelles peuvent se propager à l'ensemble de la machine, fausser les mesures vibratoires et accélérer l'usure des composants mécaniques, notamment les paliers et les roulements

II.7.4 Carter

Dans le cadre d'une étude vibratoire appliquée aux ventilateurs centrifuges, il est à noter que le carter et la structure de support manifestent également des vibrations. Ces manifestations vibratoires résultent principalement de la transmission des excitations issues de l'écoulement aérodynamique et du comportement dynamique des éléments internes de la machine [23].

❖ Spécifications et choix des matériaux

La caractérisation mécanique de la machine repose sur le choix rigoureux de ses composants structuraux et tournants. D'après le cahier de charge, nous résumons dans le Tableau II.2, la répartition des matériaux utilisés.

Tableau 0-2 : Nomenclature des pièces et matériaux

Les pièces	Matériaux
Carter du ventilateur (ensemble plaques, volute)	Acier S235JR
Plaque arrière (Back Plate)	Acier S235JR
Plaque avant (Front Plate)	Acier S235JR
Bride de sortie (Outlet flange)	Acier S235JR
Plaques latérales (sup./inf./courbe)	Acier S235JR
Impeller — Webplate (plateau arrière)	Acier AISI 1020
Impeller — Blades (10 pièces)	Acier AISI 1020
Impeller — Hub / hub plate / inlet plate	Acier AISI 1020
Arbre (shaft) Ø45 / sections Ø38 / Ø40	Acier C45 trempé, rectifié
Palier monoblocs (SNR UCP 208 ×2)	Fonte / acier (roulements SNR)
Mancal base / Palier base	Acier S235JR (galvanisé)
Châssis de base (profilés C 3×5, cornières)	Acier S235JR (galvanisé)
Poulie Ø180 (menée)	Acier (acier usiné, zingué ou peint)
Poulie Ø350 (motrice)	Acier (acier usiné, zingué ou peint)
Courroies (V-belt B65, GATES)	Caoutchouc renforcé (matière courroie industrielle)
Capot arrière courroies (protection)	Tôle galvanisée / tôle peinte
Protection moteur (grilles / capots)	Tôle galvanisée / tôle peinte
Cache-arbre (shaft cover)	Tôle pliée (galvanisée / peinte)

Moteur WEG 132S TOP	Corps moteur (fonte/alu) ; rotor/stator acier
Visserie / boulonnerie (M6, M10, M12 etc.)	Acier grade 8.8, zingué
Rondelles plates / ressort / écrous	Acier zingué
Clavettes (DIN 6885)	Acier (acier de clé, traité
Poulie / moyeu (alésage, clavette	Acier usiné
Plateaux cône d'entrée / cone plates / supports	Acier S235JR / tôle 4,76 mm
Bride d'aspiration / manchettes / accessoires (KRBA, KREA, KRBI, etc.)	Tôle galvanisée / caoutchouc (manchettes)
Protections diverses (grilles, capots)	Tôle galvanisée (peinte RAL)
Plaques d'usure / bagues (si ATEX / 3GD)	Cuivre (bagues d'usure)
Garnitures / joints (seal rings)	EPDM / NBR / Viton / Silicone
Roulements (monoblocs / supports)	Roulements SNR (acier)
Poulie moteur (si fournie séparément)	Acier usiné
Capot de protection courroies arrière (face of protection	Tôle galvanisée / peinte

II.8 Propriétés du ventilateur centrifuge choisis

Dans cette partie nous allons modéliser le ventilateur centrifuge, après collecte des informations et cotes de ses différents composants.

Notre choix s'est porté sur le ventilateur centrifuge à entraînement par courroie avec des pales inclinées vers l'arrière. Ce type de transmission mécanique est largement utilisé dans les installations industrielles et présente plusieurs sources potentielles de vibrations, notamment au niveau de la courroie, des poulies et du rotor, ce qui le rend particulièrement intéressant pour l'analyse et l'étude des phénomènes vibratoires. Aussi ses pales offrent un rendement énergétique élevé et un fonctionnement plus stable, tout en limitant les vibrations et le bruit, ce qui le rend particulièrement adapté aux applications industrielles et aux études liées au comportement dynamique des ventilateurs centrifuges.

Le ventilateur centrifuge est un équipement largement répandu dans l'industrie. En conditions réelles, ses composants sont soumis à des sollicitations dynamiques permanentes provenant de sources multiples : balourd résiduel de la roue ($1 \times \text{RPM}$), passage des aubes ($N \times \text{RPM}$), avec 12 pales, efforts de transmission par courroie, et perturbations du moteur asynchrone. Ces conditions font de ce système un cas d'étude représentatif très intéressant pour une analyse vibratoire par éléments finis.

Les dimensions et propriétés du ventilateur centrifuge sont prises du cahier de charge cité sur l'annexe II.

Roue à aubes

Avec un diamètre extérieur de $\varnothing 750$ mm, 12 aubes inclinées à 30° , et un flasque arrière d'épaisseur 6,35 mm, la roue présente une géométrie complexe générant des modes propres variés.

Arbre de transmission

D'une longueur totale de 703 mm et de diamètres étagés ($\varnothing 38 / \varnothing 40 / \varnothing 45$ mm), l'arbre est soumis à la flexion, la torsion et aux efforts radiaux de la courroie.

D'après le cahier de charge. Les caractéristiques de la roue et l'arbre de transmission sont illustrées sur la figure II-11.

Caractéristiques techniques



Désignation	Ventilateur centrifuge industriel
Référence	REV 02 — usage éducatif
Vitesse nominale	1 450 tr/min
Puissance moteur	7,5 kW
Température maxi	120 °C

ROUE À AUBES (IMPELLER)

Diamètre extérieur	Ø 750 mm
Diamètre intérieur	Ø 170 mm
Alésage central	Ø 38 mm (avec clavette)
Nombre d'aubes	12 aubes
Angle d'inclinaison	30°
Épaisseur des aubes	4,76 mm
Matériau	AISI 1020
Équilibrage	ISO 1940-1 — classe G6.3

ARBRE DE TRANSMISSION

Longueur totale	703 mm
Diamètres étagés	Ø 38 / 40 / 45 mm

Figure II-11 : Ventilateur centrifuge industriel et ses caractéristiques techniques

II.9 Conception des différentes pièces du ventilateur centrifuge sur SOLIDWORKS

Pour la modélisation des différentes pièces du ventilateur, nous avons choisis de travailler avec le logiciel de modélisation géométrique SolidWorks.

Le logiciel SolidWorks permet de :

- Concevoir des objets en 3D de manière très précise.
- Développer des produits
- Vérifier la conception des
- Détenir une bibliothèque des fichiers 3D
- Mettre en place des mises en plan 2D
- Créer des images et animations des objets 3D

II.9.1 Conception de la base

Pour assurer la stabilité de l'ensemble et supporter les charges dynamiques du ventilateur, nous avons conçu un châssis mécanosoudé. La modélisation a suivi les étapes suivantes :

- Création de l'esquisse de base : Nous avons débuté par une esquisse 2D définissant l'encombrement au sol et les principaux axes verticaux, appelée squelette.
- Utilisation des éléments mécano-soudés : À l'aide de la fonction "Construction soudée", nous avons appliqué des profilés standards (type L-angle et C-channel) sur les segments de l'esquisse pour former la structure porteuse.
- Ajustement des intersections : Les fonctions de "Ajuster/Prolonger" (Trim/Extend) ont été utilisées pour garantir des jonctions propres entre les différents profilés, simulant ainsi les coupes réelles avant soudure.
- Perçage des fixations : Enfin, nous avons intégré des perçages via l'"Assistant pour le perçage" (types M6 et M10) sur les membrures pour permettre le montage ultérieur du carter et la fixation de l'ensemble au sol.
- Ces profilés sont unis par des cordons de soudure.

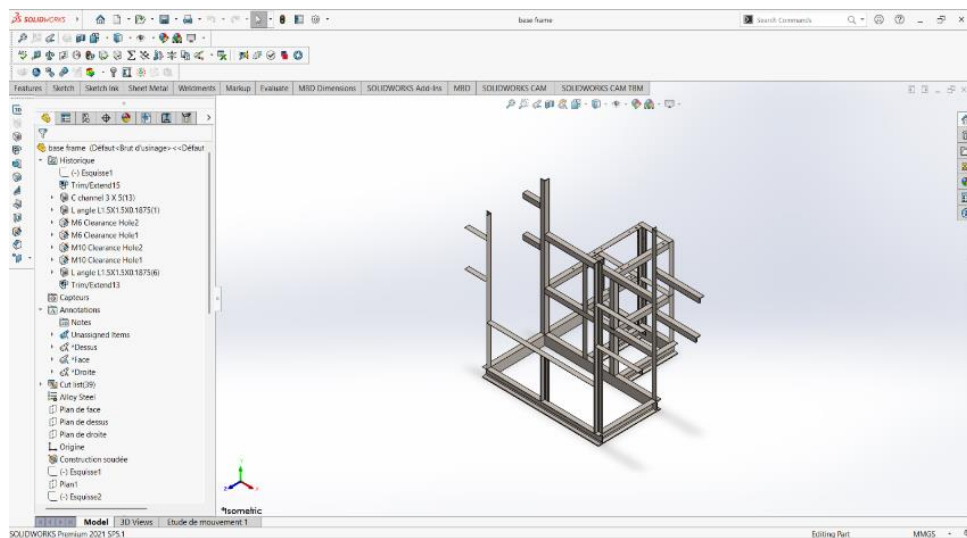


Figure II-12 : BASE

II.9.2 Conception du carter

1) Plaque arrière

La plaque arrière est obtenue en esquisant la forme semi-circulaire sur le plan de base puis en réalisant une extrusion pour générer le corps principal, ensuite un perçage est ajouté au centre afin de permettre la fixation ou le passage d'un axe, ce qui donne une pièce simple mais fonctionnelle destinée à compléter l'assemblage mécanique.

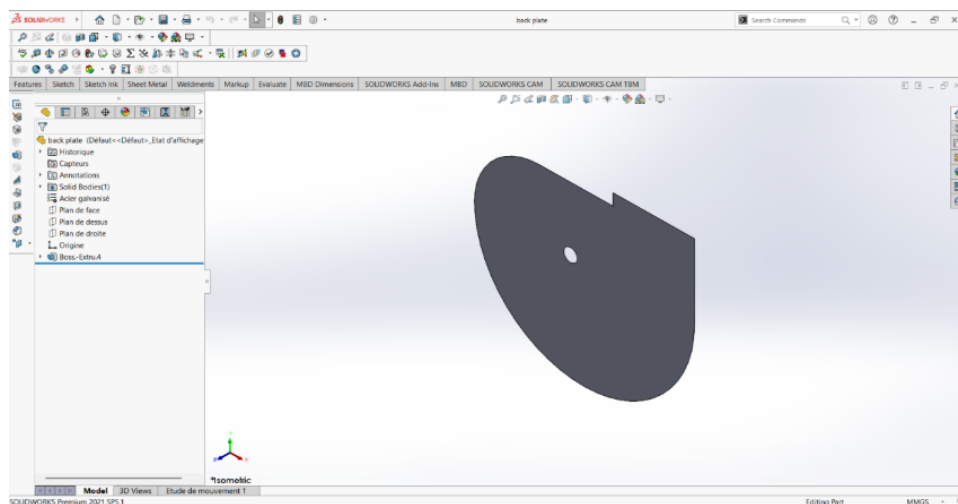


Figure II-13 : PLAQUE ARRIÈRE

2) Plaque avant

La plaque avant est obtenue en esquissant la forme de base sur le plan choisi puis en réalisant une extrusion pour générer le corps principal, suivi de la fonction de répétition circulaire d'un trou de fixation de type M12, pour obtenir une série de perçages régulièrement répartis autour de l'ouverture centrale.

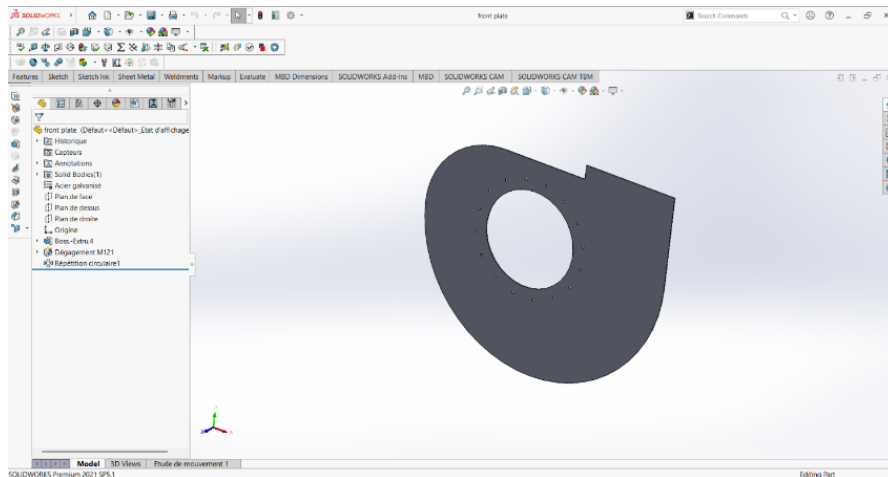


Figure II-14 : PLAQUE AVANT

3) Plaque courbe

La plaque courbe est obtenue en créant une esquisse de base sur le plan choisi et en appliquant la fonction de tôlerie **Base-Flange**, pour générer la forme principale, en donnant l'épaisseur de la tôle et le rayon de courbure, la fonction **État déplié** permet de visualiser et préparer la pièce pour la fabrication et la mise en plan.

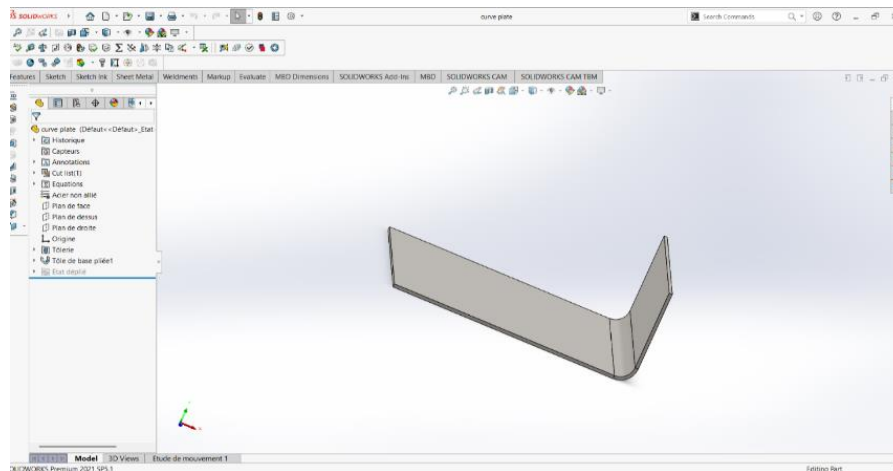


Figure II-15 : PLAQUE COURBE

4) Bride de sortie

La bride de sortie est obtenue en esquisant un rectangle avec ouverture centrale sur le plan de base puis en réalisant une extrusion pour former le corps principal, suivi de la répétition linéaire d'un trou de fixation de type M10 pour dupliquer ce trou le long des côtés afin d'obtenir une série de perçages régulièrement répartis sur le pourtour, et l'ajout de chanfreins assure la finition et la fonctionnalité de la pièce.

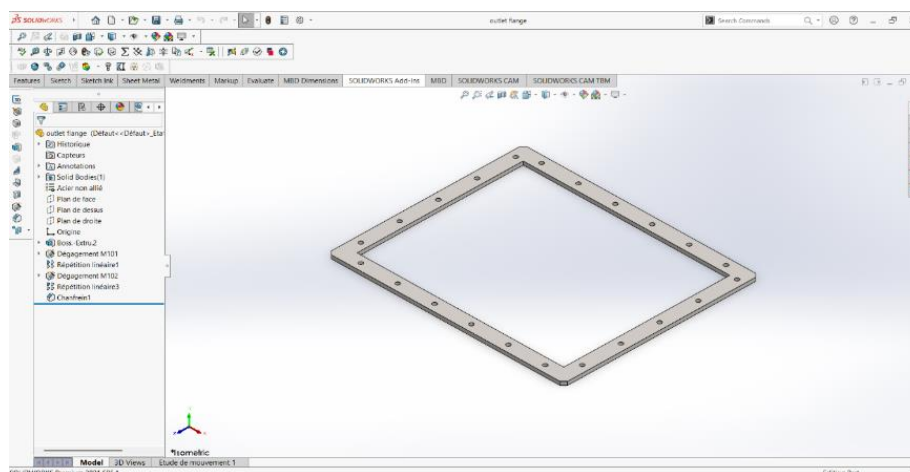


Figure II-16 : BRIDE DE SORTIE

5) Plaque latérale supérieure

La plaque latérale supérieure en tôle est obtenue en créant une esquisse de base (arc) sur le plan choisi, ensuite la fonction de tôlerie **Base-Flange** est utilisée pour générer la forme principale.

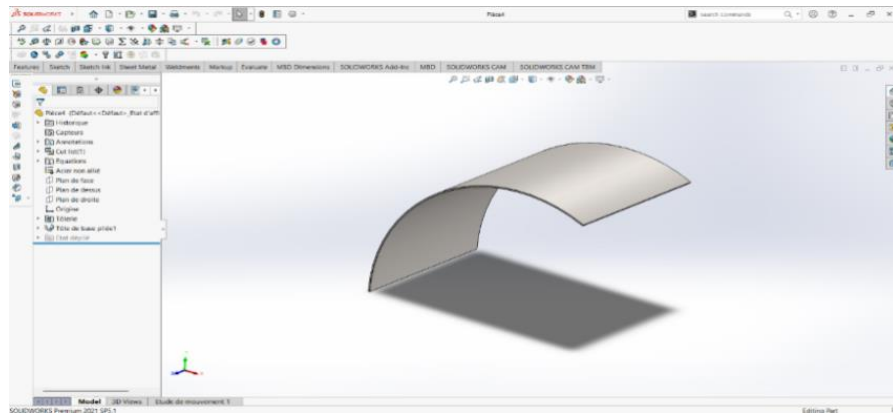


Figure II-17 : PLAQUE LATÉRALE SUPÉRIEURE

6) Plaque latérale inférieure

La plaque latérale inférieure est obtenue de la même manière que la plaque supérieure en changeant juste les cotes de l'esquisse.

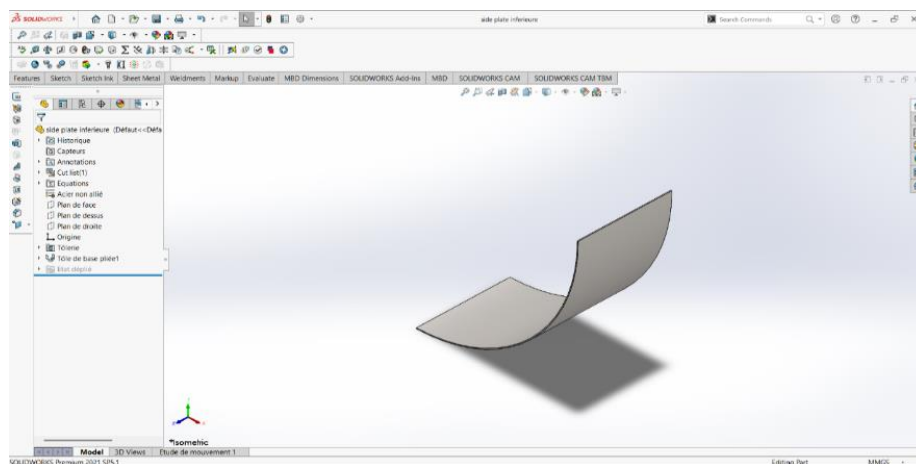


Figure II-18 : PLAQUE LATÉRALE INFÉRIEURE

7) Plaque latérale

La plaque latérale 550×456 est obtenue en esquissant un rectangle aux dimensions souhaitées sur le plan de base puis en réalisant une extrusion pour générer le corps principal.

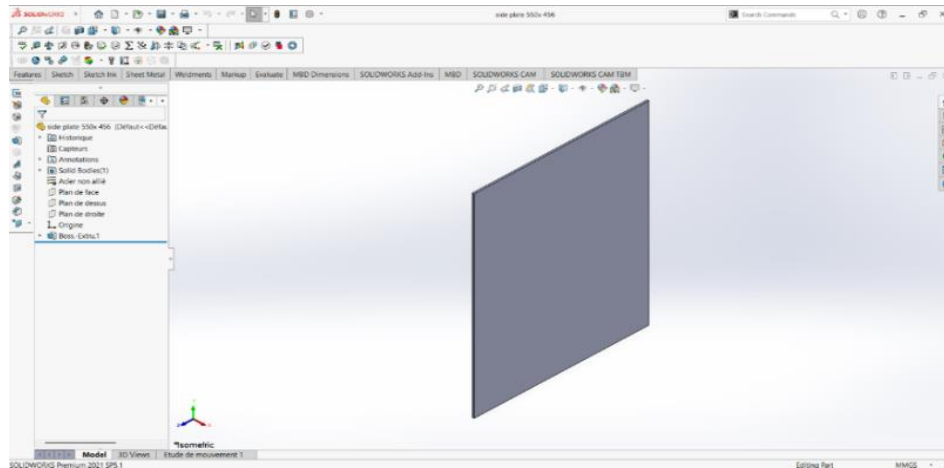


Figure II-19 : PLAQUE LATÉRALE

II.9.3 Conception de cône

1) Plaque cône 1

La plaque conique est obtenue en esquissant le profil d'un anneau tronqué sur le plan de base puis en appliquant une révolution mince pour générer la géométrie circulaire, ensuite les fonctions de tôlerie permettent de définir les plis.

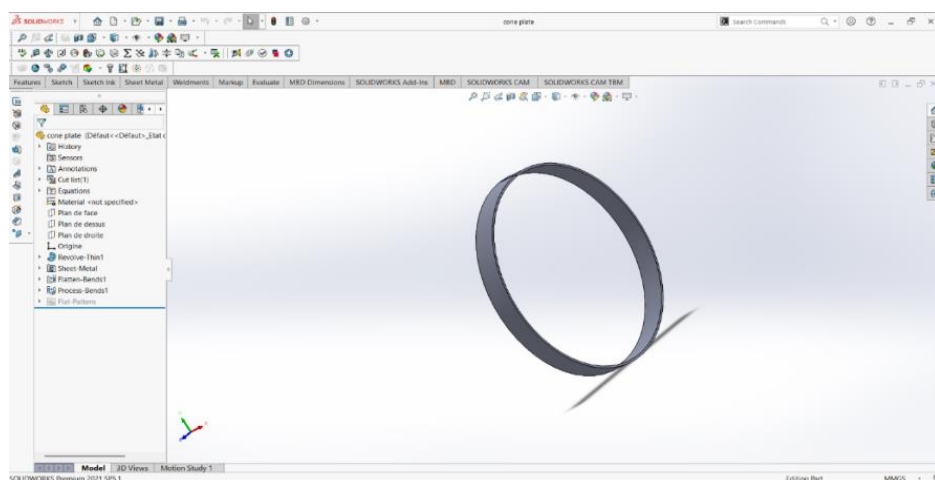


Figure II-20 : PLAQUE CÔNE 1

2) Plaque cône 2

La plaque conique est obtenue en esquissant un profil mince d'anneau tronqué puis en appliquant une révolution pour générer la géométrie circulaire, les fonctions de tolérance assurent la possibilité de dépliage.

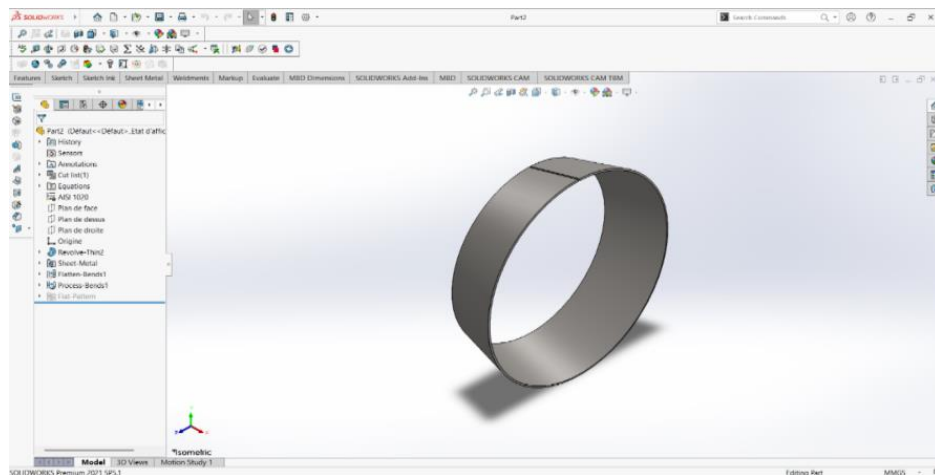


Figure II-21 : PLAQUE CÔNE 2

3) Plaque cône 3

Même principe que les plaques précédentes, voir figure II-22.

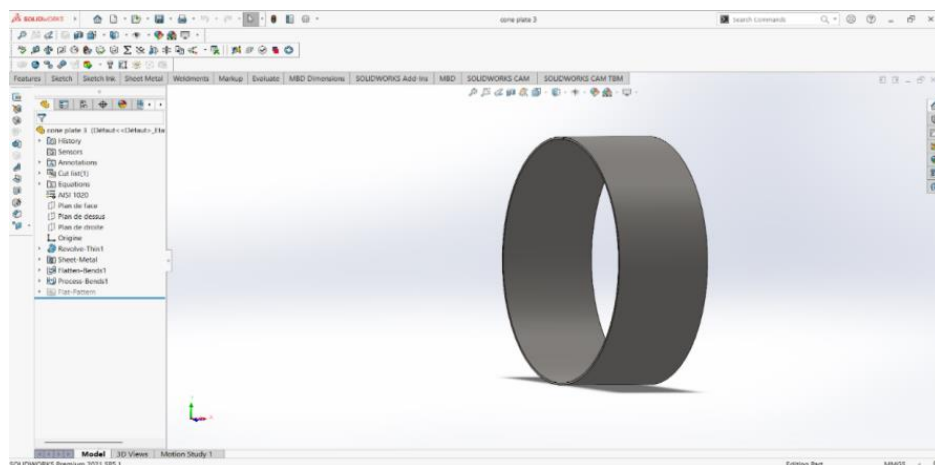


Figure II-22 : PLAQUE CÔNE 3

4) Plaque cône 4

La plaque conique 4, figure II-23, est obtenue en réalisant une extrusion mince circulaire, suivi de la fonction de répétition circulaire pour dupliquer un perçage de type M12 et obtenir une série de perçages régulièrement répartis sur le pourtour, ce qui confère à la pièce sa géométrie fonctionnelle et symétrique. ,

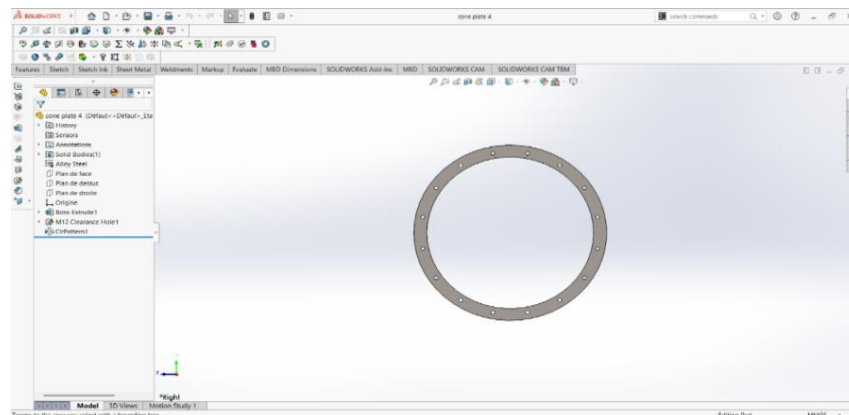


Figure II-23 : PLAQUE CÔNE 4

5) Support de cône

Le support de cône est obtenu en esquisant une forme triangulaire sur le plan de base puis en réalisant une extrusion pour générer le volume principal, ensuite un chanfrein est appliqué sur l'arête afin d'assurer la finition et l'adaptation de la pièce dans l'assemblage mécanique.

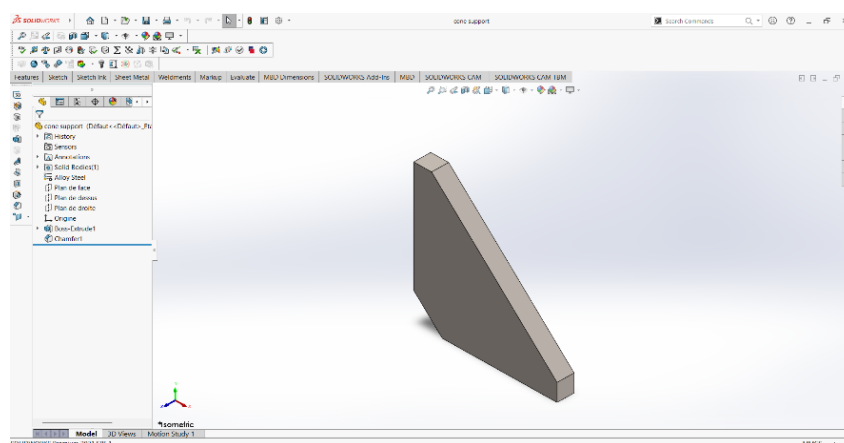


Figure II-24 : SUPPORT DE CÔNE

6) Bride d'entrée

La bride circulaire est obtenue par extrusion d'une esquisse d'un disque sur le plan de base, ensuite des perçages de fixation sont ajoutés sur le pourtour grâce à une répétition circulaire.

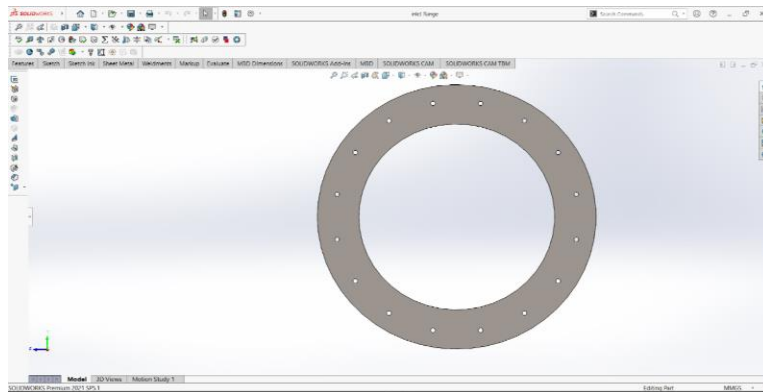


Figure II-25 : BRIDE D'ENTRÉE

7) Support

Même principe que le support de cône précédent, (figure II-26).

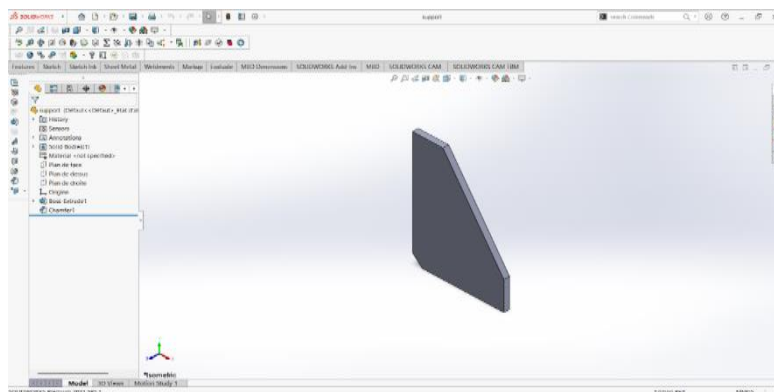


Figure II-26 : SUPPORT

II.9.4 Conception du bâtis-support de transmission (Base ou semelle)

La base rectangulaire, est le corps principal (semelle) sur lequel est fixé le palier et le carter protecteur de l'arbre par des boulons sur différents perçages de type M12, M10 et M6

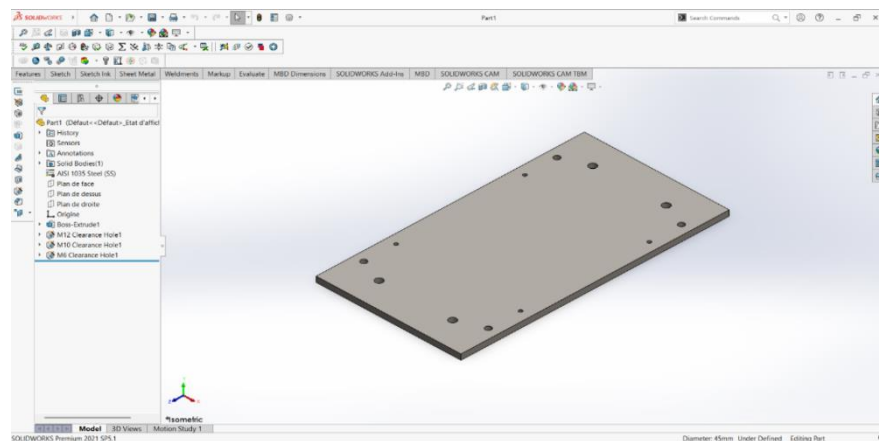


Figure II-27 : BASE

II.9.5 Conception des pièces de transmission

1) Courroie

La courroie est créée par la fonction balayage (**Sweep**) pour générer la boucle continue, le matériau choisi est le polyuréthane afin d'assurer la flexibilité et la résistance, ce qui permet d'intégrer la pièce comme élément de transmission dans l'assemblage mécanique.

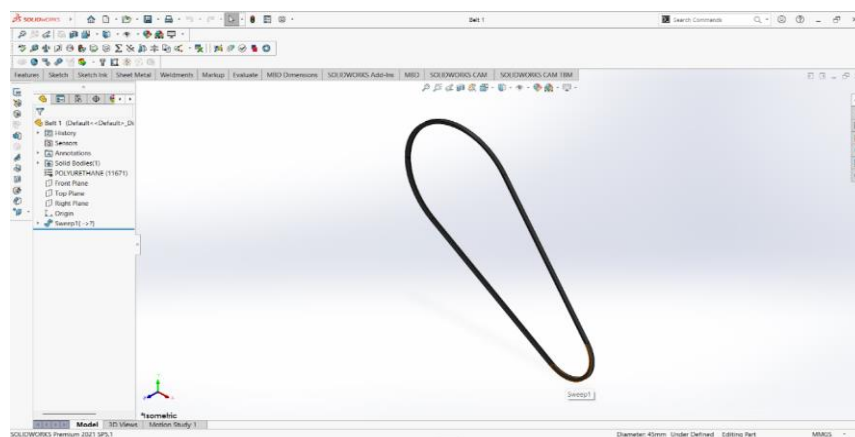


Figure II-28 : COURROIE

2) Poulie motrice (Diamètre 180mm)

Modélisée en alliage d'aluminium **1060-H14** pour réduire l'inertie, cette poulie a été réalisée par "Bossage avec révolution" avec un profil trapézoïdal, comme montré sur la figure II-29.

La liaison avec l'arbre est assurée par une rainure de clavette (extrudée) et un pointage radial M10 pour le blocage axial.

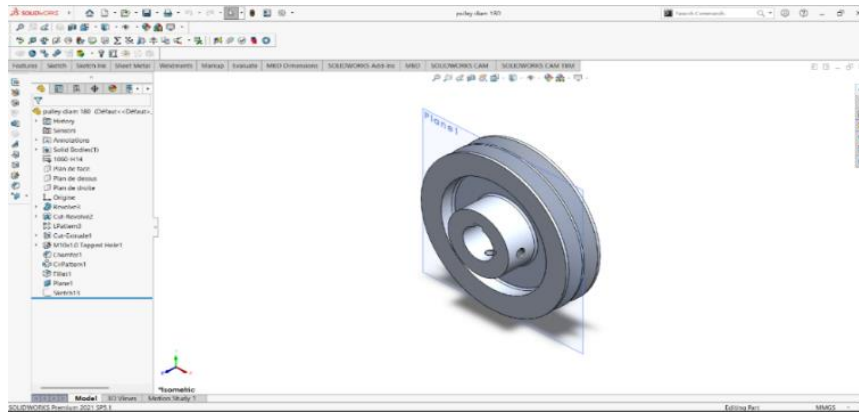


Figure II-29 : POULIE DIAMÈTRE 180mm

3) Poulie réceptrice (Diamètre 350mm)

La poulie réceptrice de diamètre 350mm, (Figure II-30) est obtenue par révolution, suivie d'un perçage central pour l'alésage de l'arbre et d'un taraudage M10x1.0 sur le moyeu.

Puis d'une découpe extrudée répétée par motif circulaire pour générer les six évidements d'allègement, enfin l'application de chanfreins et de congés sur les arêtes assure la finition et la réduction des concentrations de contraintes.

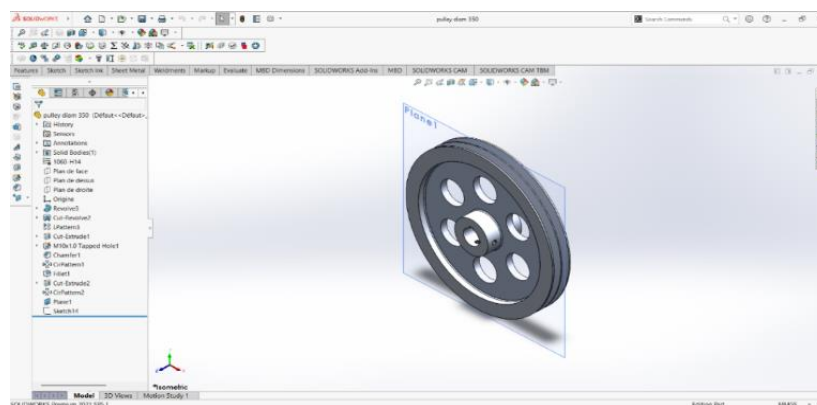


Figure II-30 : POULIE DIAMÈTRE 350mm

4) Arbre de transmission

L'arbre mécanique est obtenu par une extrusion de base pour former le corps principal, puis des enlèvements de matière, des taraudages et des chanfreins sont appliqués afin de créer les différentes sections fonctionnelles.

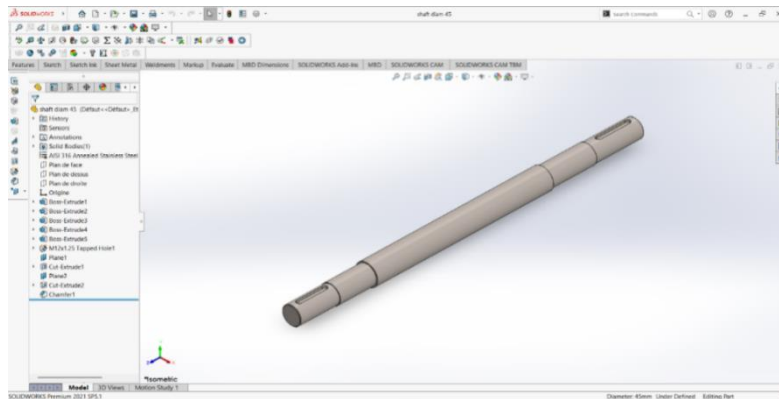


Figure II-31 : ARBRE DE TRANSMISSION

5) Rondelle

La rondelle est obtenue par extrusion de deux cercles concentriques de diamètre extérieur 65mm et diamètre intérieur 12.5mm.

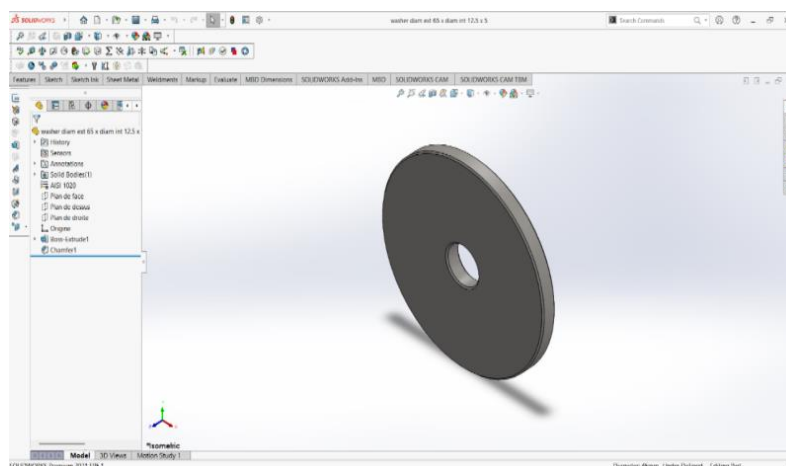


Figure II-32 : RONDELLE

II.9.6 Conception de la base du moteur

1) Plaque ou base du moteur

Support conçu par extrusion de base rectangulaire, suivie de découpes pour créer des lumières oblongues et des perçages circulaires aux coins, permettant ainsi la fixation du moteur.

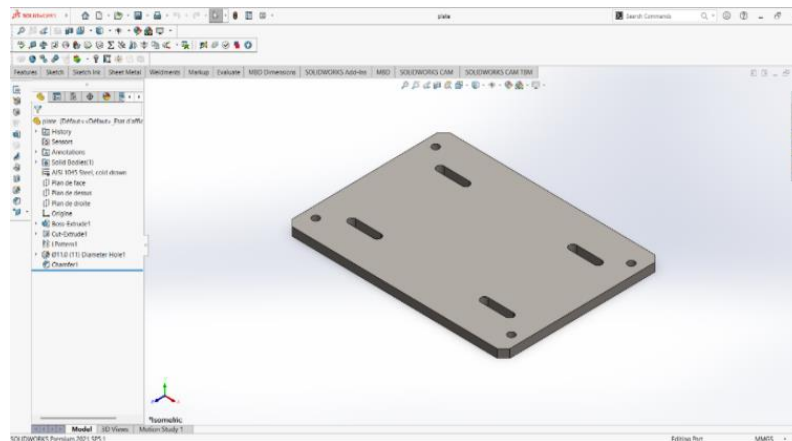


Figure II-33 : PLAQUE

2) Base de support

Cette petite pièce appelée aussi block poussoir, en acier **AISI 1045**, est conçue par extrusion, suivie de l'ajout d'un perçage taraudé M10×1.5mm, destinée à recevoir une vis, élément de fixation.

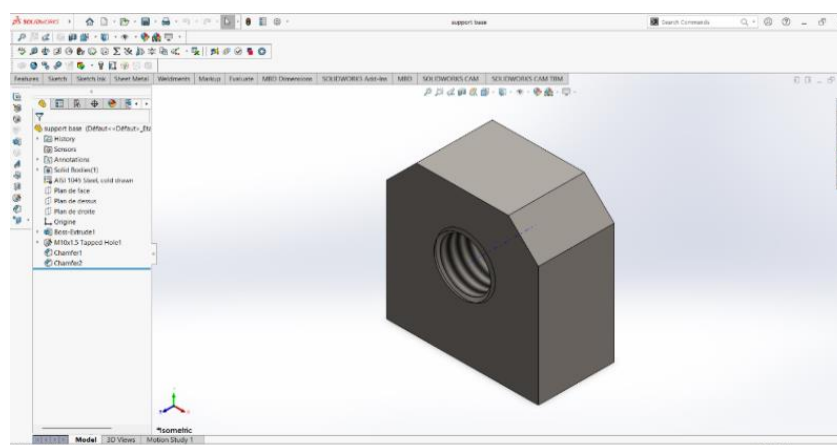


Figure II-34 : BASE DE SUPPORT

II.9.7 Conception du carter de protection de transmission

Ce carter est formé par un ensemble de pièces en tôle créées par les fonctions de tôlerie (Figure II-35). Il sert à protéger la transmission par courroie de l'environnement extérieur, et assure la sécurité de l'opérateur. Réalisé en acier **AISI 1020**, il comprend une face de protection et un contour latéral, assemblés par des contraintes de coïncidence simulant un montage. Des équerres (L-brackets) permettent une fixation démontable au châssis par vis M6. En plus de sécuriser les opérateurs, ce carter réduit la propagation du bruit et limite l'accumulation de poussières, contribuant ainsi à la stabilité et à la réduction des vibrations du système.

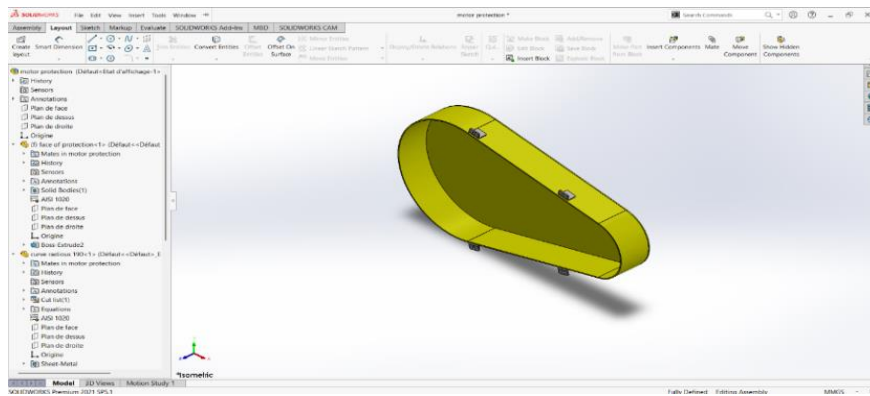


Figure II-35 : CARTER DE PROTECTION DE TRANSMISSION

1) Courbe rayonnée 95

Voir figure II-36

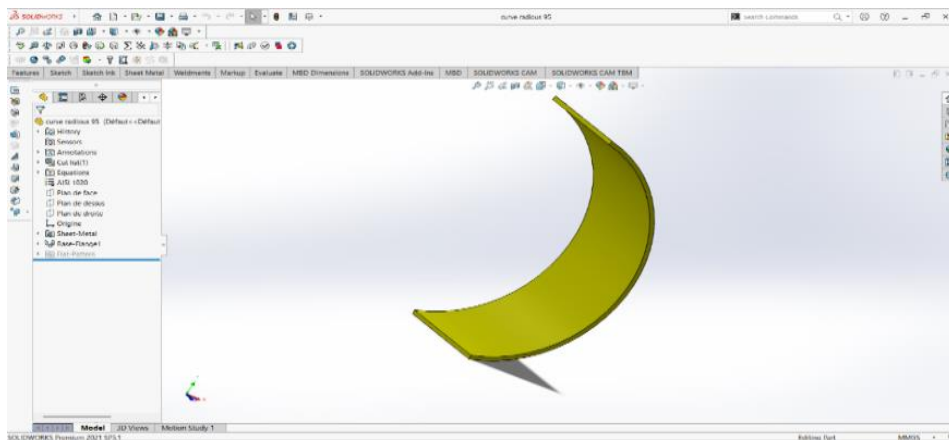


Figure II-36 : COURBE RAYONNÉE 95

2) Courbe rayonnée 190

Voir figure II-37

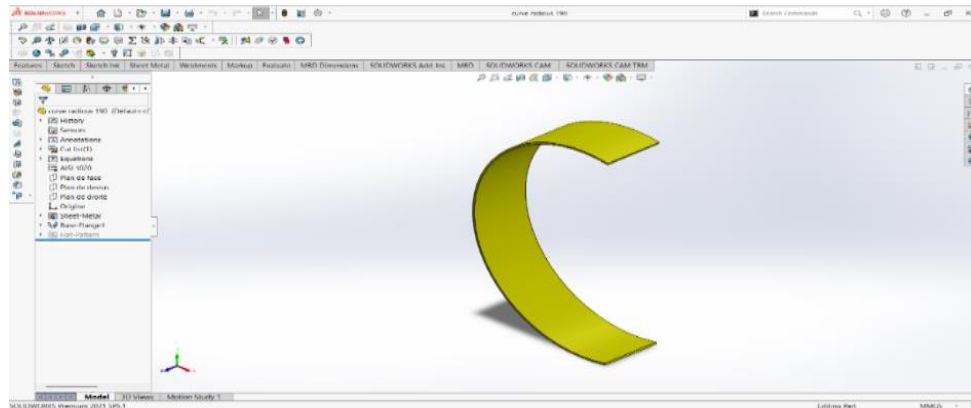


Figure II-37 : COURBE RAYONNÉE 190

3) Côté latéral de protection

La paroi latérale de protection assure la fermeture du carter en se fixant sur ses rebords courbés, formant une enceinte sécurisée autour de la transmission.

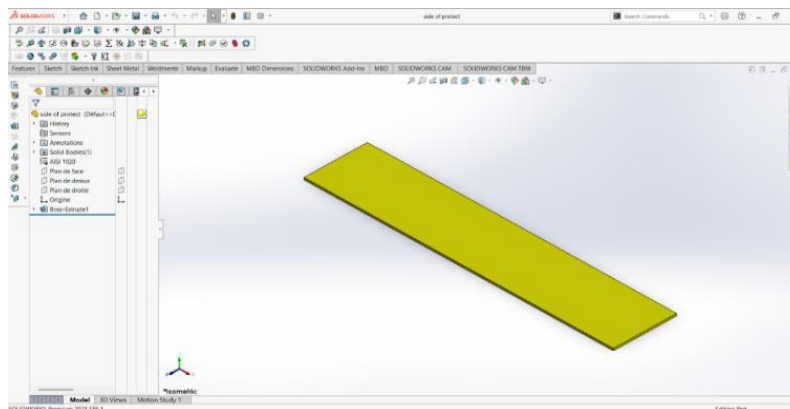


Figure II-38 : CÔTÉ LATÉRAL DE PROTECTION

4) Face du carter

Voir figure II-39.

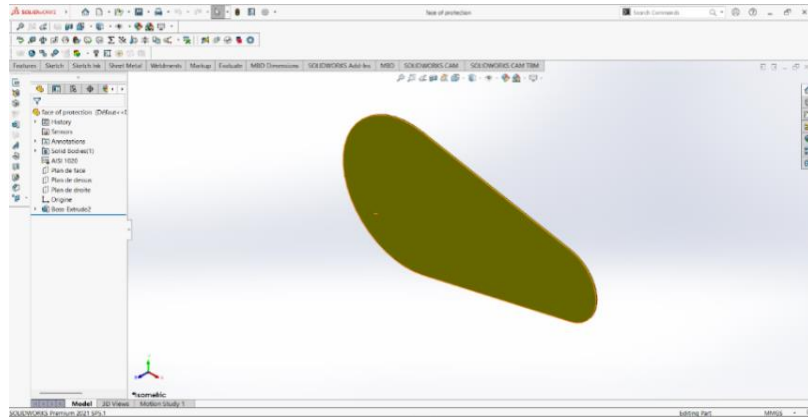


Figure II-39 : FACE DU CARTER

5) Couvercle de courroie arrière

Plaque métallique extrudée « rear belt cover », sa forme permet une fixation efficace et une protection mécanique adaptée à l'assemblage, Comme montré sur la figure II-40.

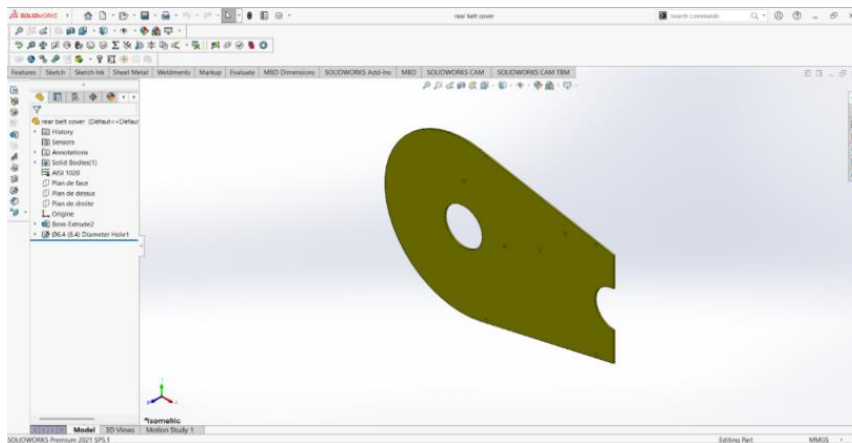


Figure II-40 : COUVERCLE DE COURROIE ARRIÈRE

6) Protection de l'arbre

(Voir figure II-41).

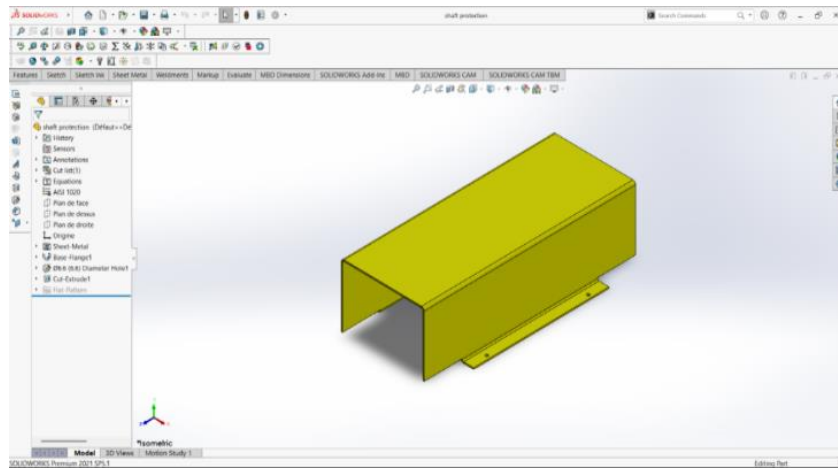


Figure II-41 : Protection de l'arbre

7) Support

La patte de fixation a été conçue à partir d'une tôle de base pliée en acier AISI 1020, formant une équerre à 90°. Cette pièce, comme montrer sur la figure II-42, assure une liaison rigide entre le carter et le châssis, garantissant la stabilité de l'ensemble face aux vibrations.

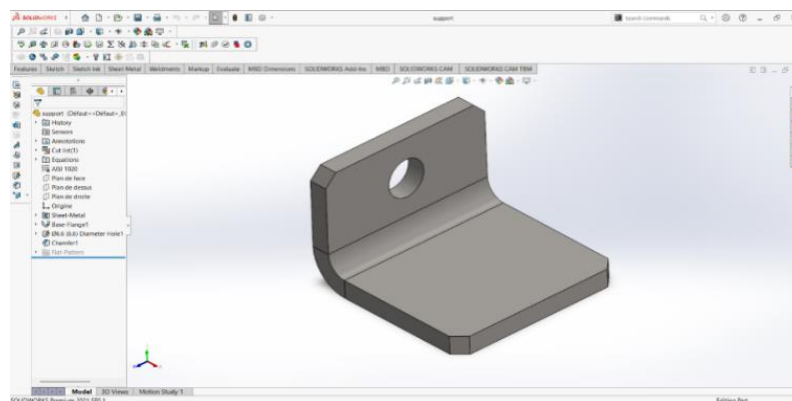


Figure II-42 : SUPPORT

II.9.8 Conception de la roue

1) Pale

La pale ou aube est créée par tôle pliée, comme constaté dans la figure II-43. Ces aubes sont soudées sur les flasques avant et arrière de la roue.

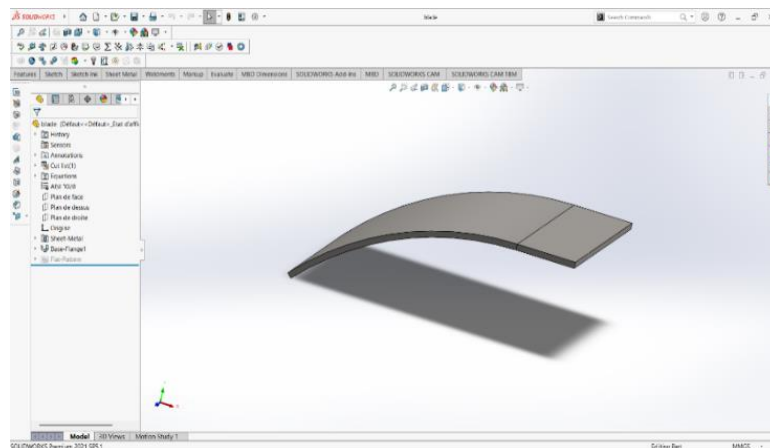


Figure II-43 : PALE

2) Plaque d'admission

La figure II-44 montre la plaque d'admission ou le flasque d'aspiration.

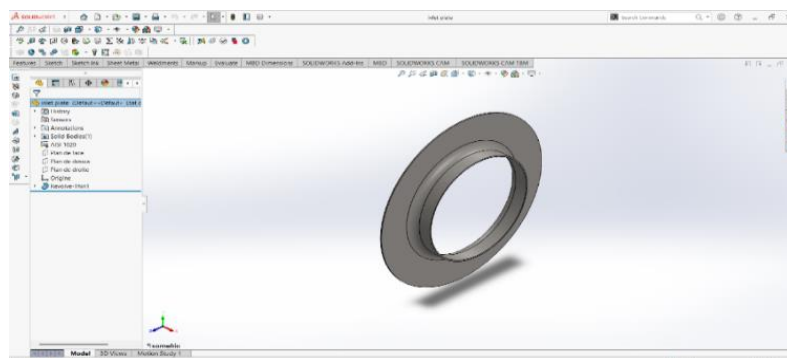


Figure II-44 : PLAQUE D'ADMISSION

3) Flasque plein

Le flasque plein ou disque arrière de la roue est conçu par extrusion et perçage, comme montré sur la figure suivante :

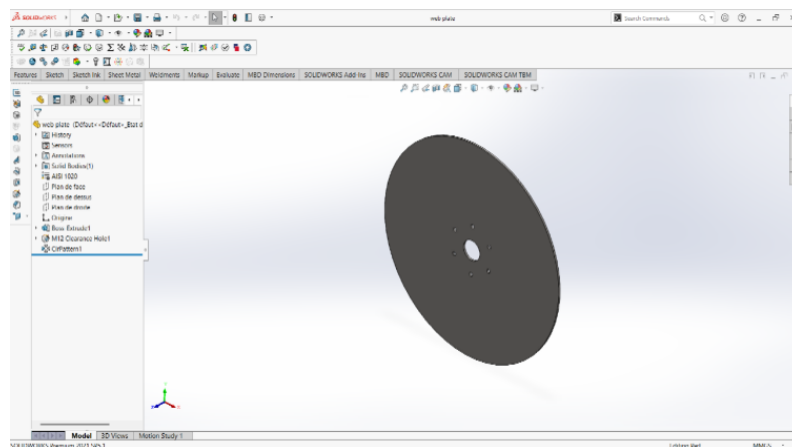


Figure II-45 : FLASQUE PLEIN

4) Assemblage de la plaque du moyeu et moyeu

L'assemblage de la plaque de moyeu, (ou disque de liaison, nommé aussi plateau dans la simulation), avec le moyeu se réalise en extrudant d'abord un disque pour former la plaque circulaire puis en ajoutant le perçage central et les trous de fixation répartis circulairement, ensuite le moyeu est modélisé par deux extrusions successives pour créer le corps et l'épaulement, suivi d'un perçage axial et d'une découpe extrudée pour la rainure de clavette.

Enfin les deux pièces sont réunies dans l'assemblage afin d'obtenir un ensemble fonctionnel capable d'assurer la liaison et la transmission de la force de rotation (le couple) reçue du moteur directement à la roue.

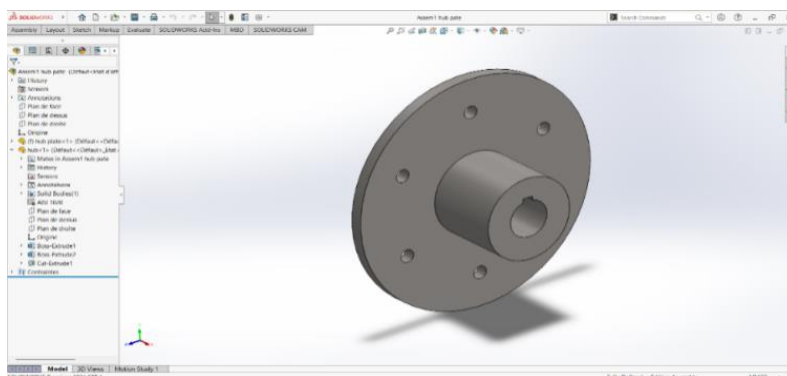


Figure II-46 : ASSEMBLAGE DE PLAQUE DU MOYEU ET MOYEU

II.9.9 Assemblage du ventilateur centrifuge

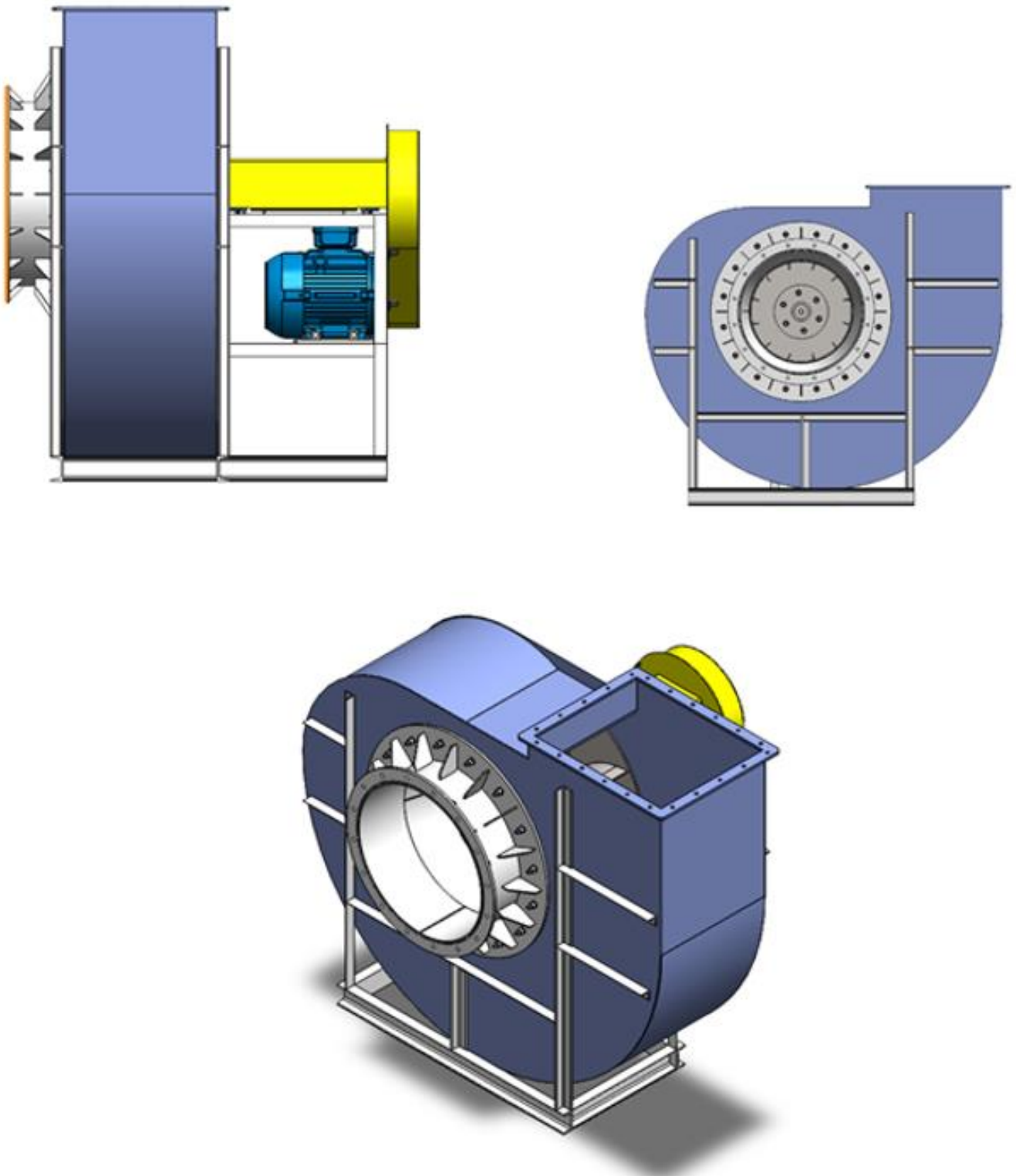


Figure II-47 : Différentes vues de l'Assemblage du Ventilateur centrifuge

II.10 Conclusion

Ce chapitre a permis de concrétiser l'étude théorique par une analyse technique approfondie et une modélisation rigoureuse d'un ventilateur centrifuge à entraînement par courroie. En tant que machine tournante omniprésente en milieu industriel, ce système a été choisi pour sa configuration cinématique spécifique — incluant un rotor à pales inclinées vers l'arrière et une transmission par poulies-courroies — qui en fait un cas d'étude idéal pour l'analyse des sources d'excitations vibratoires. À travers la description détaillée de ses composants et de son principe de fonctionnement, nous avons mis en relief la sensibilité de cette architecture aux défauts mécaniques tels que le balourd ou les instabilités aérodynamiques, consolidant ainsi la nécessité d'une approche de conception assistée par ordinateur.

L'étape de modélisation géométrique réalisée sous l'environnement **SolidWorks** constitue le pivot de ce chapitre, permettant de transformer les données techniques en une maquette numérique 3D d'une grande précision. Cette phase de conception ne représente pas une simple représentation graphique, mais définit le socle structurel indispensable pour l'extraction des caractéristiques de masse et de rigidité du système. En finalisant cette étape, nous disposons désormais du modèle numérique nécessaire pour engager la phase suivante de notre projet de fin d'études. Cette partie est dédiée à **l'analyse modale** par éléments finis de la roue du ventilateur centrifuge, où l'enjeu sera d'identifier ses fréquences propres afin d'évaluer l'influence de l'optimisation structurelle basée sur l'enlèvement de matière et de vérifier que les modifications apportées conduisent à un éloignement des fréquences naturelles par rapport aux fréquences d'excitation en service, et à améliorer la stabilité dynamique de la structure.

CHAPITRE III

Analyse vibratoire et optimisation du ventilateur centrifuge

III.1 Introduction

L'analyse vibratoire occupe une place essentielle dans l'étude et la conception des structures mécaniques modernes. Elle permet de comprendre le comportement dynamique des pièces soumises à des sollicitations variables et d'identifier les phénomènes susceptibles d'engendrer des vibrations excessives ou des situations de résonance. Grâce au développement des outils numériques, l'analyse vibratoire peut aujourd'hui être intégrée dès la phase de conception à l'aide de logiciels de simulation, tels que **SolidWorks Simulation**.

Ce chapitre présente les principaux concepts liés à l'analyse vibratoire, à la résonance des structures mécaniques et aux méthodes numériques utilisées pour leur étude [43].

III.2 Analyse vibratoire des structures mécaniques

Dans les applications industrielles, les structures mécaniques ne sont que rarement soumises à des conditions de chargement purement statiques. Elles fonctionnent le plus souvent sous l'effet de sollicitations dynamiques, telles que les forces variables, les excitations périodiques ou les perturbations liées à l'environnement de fonctionnement. Ces sollicitations engendrent des vibrations, qui constituent une réponse naturelle de la structure à son fonctionnement réel.

L'analyse vibratoire vise à décrire et comprendre cette réponse dynamique en tenant compte des paramètres fondamentaux du système, notamment la masse, la rigidité, l'amortissement et les conditions aux limites. Elle permet d'évaluer le niveau vibratoire, d'identifier les comportements anormaux et d'anticiper les situations de fonctionnement critiques.

L'un des objectifs majeurs de **l'analyse vibratoire** est d'éviter les phénomènes de résonance, qui peuvent conduire à une amplification importante des vibrations. Par ailleurs, la maîtrise du comportement vibratoire contribue directement à l'amélioration de la durée de vie des structures, en limitant les contraintes alternées responsables de la fatigue, et participe à l'assurance de la fiabilité et de la sécurité des équipements industriels [43].

III.3 Notion de résonance dans les structures mécaniques

La **résonance** est un phénomène dynamique fondamental qui apparaît lorsque la **fréquence d'excitation** appliquée à une structure est égale ou proche de l'une de ses

fréquences propres. Dans cette situation, l'énergie transmise au système est fortement amplifiée par la réponse dynamique de la structure, ce qui se traduit par une augmentation significative de l'amplitude des vibrations.

L'étude de la résonance peut être réalisée selon deux approches complémentaires. L'**approche expérimentale** repose sur des essais vibratoires et des mesures effectuées à l'aide de capteurs afin d'analyser le comportement réel de la structure. En parallèle, l'**approche numérique**, basée sur la simulation, permet de prédire les fréquences propres, d'identifier les modes critiques et d'évaluer les risques de résonance dès la phase de conception. Cette dernière approche est particulièrement adaptée aux études préliminaires et à l'optimisation des structures mécaniques [43].

III.4 Méthodes numériques pour l'analyse vibratoire

L'analyse vibratoire des structures mécaniques peut être réalisée à l'aide de différentes approches, parmi lesquelles les **méthodes numériques** occupent aujourd'hui une place centrale. Leur utilisation s'explique principalement par la complexité croissante des structures mécaniques et par la nécessité d'évaluer leur comportement dynamique dès la phase de conception. Les méthodes numériques permettent ainsi de réduire les coûts liés aux essais expérimentaux, de raccourcir les délais de développement et de comparer plusieurs solutions de conception sans recourir à des prototypes physiques.

Parmi ces méthodes, la **méthode des éléments finis (MEF)** est la plus couramment utilisée pour l'analyse vibratoire. Son principe consiste à discrétiser la structure mécanique en un ensemble d'éléments simples reliés entre eux par des nœuds. Cette discrétisation permet de modéliser le comportement dynamique de la structure et de résoudre les équations du mouvement afin de déterminer les fréquences propres, les modes de vibration et la réponse dynamique associée [44].

Les méthodes numériques présentent plusieurs avantages, notamment la possibilité d'étudier des géométries complexes et d'analyser l'influence de différents paramètres tels que le matériau, la géométrie ou les conditions aux limites. Toutefois, la fiabilité des résultats obtenus dépend fortement de la qualité du modèle numérique, du maillage et des hypothèses de calcul. Il est donc essentiel d'adopter une démarche rigoureuse lors de la modélisation et de l'interprétation des résultats issus de la simulation [43].

III.5 Présentation de SolidWorks Simulation pour l'analyse vibratoire

La simulation constitue aujourd'hui un outil essentiel utilisé par les chercheurs et les ingénieurs pour étudier le comportement d'un système mécanique sans recourir à des essais sur un élément réel. Lorsqu'elle est réalisée à l'aide d'un ordinateur, on parle de simulation numérique, qui permet de prédire le comportement physique d'un produit à partir de modèles virtuels. Dans ce contexte, **SolidWorks Simulation**, développé par la société Dassault Systèmes, représente une solution performante intégrée au logiciel de conception assistée par ordinateur SolidWorks. Ce logiciel, basé sur le principe de la conception paramétrique, permet de créer des modèles 2D et 3D précis à travers trois types de fichiers liés — pièce, assemblage et mise en plan — garantissant ainsi la cohérence des modifications apportées au cours du processus de conception. **SolidWorks Simulation** offre un ensemble d'outils d'analyse faciles à utiliser, permettant de tester virtuellement des modèles **CAO** et de prédire leur comportement réel sous différentes sollicitations en garantissant la robustesse du produit, tout en limitant considérablement les coûts liés au prototypage et aux différents tests physiques [46].

Dans le cadre de l'analyse vibratoire, le module propose notamment l'analyse modale, l'analyse harmonique et l'étude de la réponse vibratoire, qui permettent de déterminer les fréquences propres, d'identifier les modes de vibration et d'évaluer la réponse dynamique des structures mécaniques.

Grâce à sa capacité à visualiser les résultats de manière claire et intuitive, **SolidWorks Simulation** facilite l'interprétation du comportement vibratoire et constitue un outil particulièrement adapté à l'étude, à la validation et à l'**optimisation** des structures mécaniques industrielles [43].

III.5.1 Analyse modale sous SolidWorks Simulation

L'analyse modale constitue l'outil fondamental pour l'évaluation du comportement dynamique d'une structure en l'absence de charges externes. Sous l'environnement **SolidWorks Simulation**, cette procédure permet d'extraire les propriétés intrinsèques de la pièce mécanique afin d'anticiper les risques de **résonance**.

III.5.1.1 Détermination des fréquences propres et des modes de vibration

L'objectif principal de cette simulation est l'identification des fréquences propres, qui correspondent aux fréquences de résonance naturelle de la structure. À ces fréquences spécifiques, le système possède une tendance naturelle à amplifier les oscillations. L'analyse permet d'extraire une série de modes vibratoires, classés par ordre croissant de fréquence, fournissant ainsi une cartographie des plages de fonctionnement critiques à éviter lors de l'excitation par le système moteur ou les forces aérodynamiques [45].

III.5.1.2 Influence des conditions aux limites sur la réponse dynamique

La fidélité des résultats dépend directement de la modélisation des fixations. L'application de déplacements imposés (encastrement, pivots ou supports élastiques) définit la raideur globale du système. Une contrainte de fixation rigide augmente la fréquence propre, tandis qu'une liaison plus flexible l'abaisse. La précision du modèle numérique repose donc sur la capacité à reproduire l'interface réelle entre la pièce étudiée et son support industriel [45].

Interprétation des formes modales pour le diagnostic structurel

La visualisation des déformées modales permet d'analyser la topologie du mouvement pour chaque fréquence propre. Cette étape est cruciale pour localiser les zones de ventre (déplacements maximaux) et les zones de nœud (déplacements nuls) :

Les ventres de vibration indiquent les emplacements où la structure manque de rigidité ou possède un excès de masse.

Les nœuds de vibration représentent les points de stabilité relative. Cette interprétation spatiale guide directement les modifications géométriques ultérieures, notamment pour le placement optimal des structures internes antirésonances.

III.6 Identification des zones critiques et comportement vibratoire

L'analyse vibratoire par simulation numérique constitue une étape de diagnostic spatial permettant d'identifier les zones critiques, c'est-à-dire les segments de la structure présentant une vulnérabilité accrue sous sollicitations dynamiques. Ces régions ne se limitent pas seulement aux zones de déplacements maximaux, mais englobent les points de forte densité d'énergie de déformation modale. En isolant ces zones, l'ingénieur localise les régions où les

cycles vibratoires répétés risquent d'amorcer des fissures par fatigue vibratoire, ce qui est crucial pour garantir la longévité de la pièce au-delà de sa simple résistance statique [46].

Le comportement vibratoire ainsi observé révèle l'interaction complexe entre la géométrie, la répartition de la masse et la raideur locale. Une zone critique, telle qu'un ventre de vibration sur une paroi mince, signale souvent un déséquilibre entre la rigidité structurelle et les forces d'inertie mises en jeu. L'analyse permet également d'évaluer l'influence des conditions aux limites, en mettant en évidence comment les fixations et les interfaces de transmission peuvent amplifier ou atténuer certains modes de flexion ou de torsion selon la fréquence d'excitation.

Cette étape diagnostique est le pivot fondamental entre la compréhension du système et la phase d'optimisation. En identifiant précisément les chemins de propagation des ondes vibratoires les plus énergétiques, les zones critiques deviennent des points d'intervention privilégiés, afin de guider les modifications géométriques destinées à améliorer le comportement dynamique du système. Cette approche permet de modifier sélectivement la raideur de la pièce pour décaler ses fréquences propres, assurant ainsi une stabilité optimale tout en minimisant l'ajout de masse [44].

III.7 Optimisation vibratoire des structures par modification géométrique

L'optimisation vibratoire vise à améliorer le comportement dynamique des structures mécaniques en agissant directement sur leur conception. L'objectif principal est de déplacer les fréquences propres de la structure afin d'éviter leur coïncidence avec les fréquences d'excitation, et de réduire les amplitudes vibratoires dans les zones sensibles.

Dans la littérature, plusieurs solutions d'optimisation sont proposées, reposant principalement sur des modifications géométriques. Parmi les approches les plus courantes figurent l'ajout de nervures pour augmenter la rigidité, **la réalisation d'allègements contrôlés pour optimiser la répartition de la masse**, ainsi que l'intégration de structures internes destinées à modifier le comportement dynamique global de la pièce.

Ces méthodes permettent d'améliorer la stabilité vibratoire sans compromettre les performances mécaniques ou fonctionnelles. Elles s'inscrivent dans une démarche de

conception moderne, où l'analyse vibratoire et l'optimisation sont intégrées dès les premières étapes du développement du produit [44].

III.8 Bilan des connaissances et problématique de l'étude numérique

L'examen de l'état de l'art met en évidence que, bien que les principes fondamentaux des vibrations mécaniques soient largement documentés, leur maîtrise dans des structures complexes comme les ventilateurs centrifuges restent un défi d'ingénierie majeur. La littérature technique souligne que la simple conformité aux critères de résistance statique ne garantit en aucun cas la stabilité d'une machine tournante. La **résonance** demeure le risque principal, nécessitant une compréhension fine non seulement des fréquences propres, mais aussi de l'interaction dynamique entre les composants internes et le fluide traité.

Les méthodes numériques, et particulièrement l'analyse par éléments finis sous SolidWorks Simulation, se sont imposées comme des outils indispensables pour pallier les limites des approches analytiques traditionnelles. Cette synthèse démontre que l'identification des zones critiques — zone de forte densité d'énergie modale et de ventres de vibration — constitue le point de départ de toute stratégie d'amélioration. Cependant, l'approche conventionnelle consistant à augmenter massivement les épaisseurs pour rigidifier la structure montre ses limites en termes de poids, de coût et d'inertie [46].

Sur cette base, l'optimisation géométrique de la roue du ventilateur centrifuge a été envisagée afin d'éloigner les fréquences propres des fréquences d'excitation tout en réduisant la masse de la structure.

III.9 Étude fréquentielle du ventilateur centrifuge

III.9.1 Réalisation de l'étude fréquentielle

Nous allons réaliser une étude de simulation vibratoire de la roue du ventilateur, montrée sur la figure III-1, en utilisant l'application **SolidWorks Simulation**. Du fait que la roue est le composant principal subissant les forces centrifuges et les excitations dynamiques, nous avons choisi d'isoler cette pièce pour obtenir une analyse plus précise de ses modes de vibration propres.

Pour cette étude, nous avons exclu les composants fixes (volute et châssis) ainsi que l'arbre de transmission afin de nous concentrer exclusivement sur le comportement des **12 pales**

Chapitre III : Analyse vibratoire et optimisation du ventilateur centrifuge

et du disque central. Nous appliquons le matériau acier **AISI 1020** à l'ensemble de la pièce. Concernant les conditions aux limites, nous appliquons un déplacement imposé avancé au niveau des faces cylindriques de l'alésage central. Ce paramétrage permet de bloquer les translations radiale et axiale tout en autorisant la rotation, simulant ainsi fidèlement le guidage sur l'arbre moteur. Enfin, un chargement de force centrifuge à une vitesse de rotation de **1450 tr/min** (vitesse du moteur) et une analyse fréquentielle sont appliqués pour vérifier que la roue respecte une marge de sécurité de **15 %** par rapport à la fréquence d'excitation [47].

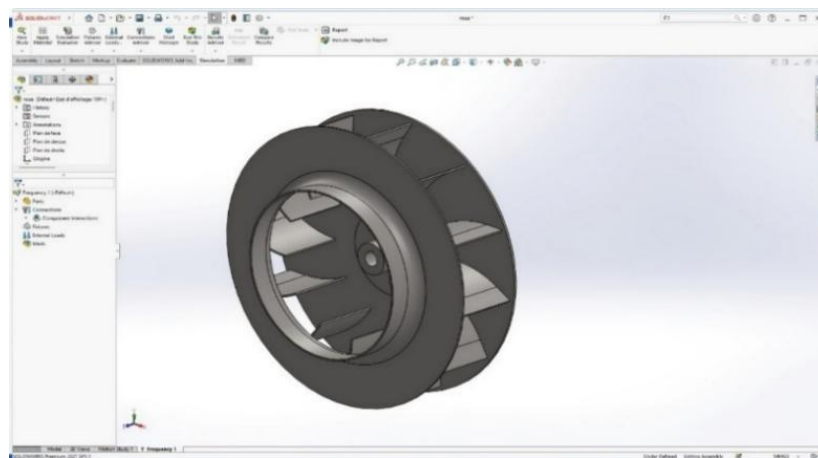


Figure III-1 : Roue à analyser

III.9.2 Propriétés du matériau

Pour la réalisation de cette étude, le matériau choisi est l'acier **AISI 1020** pour l'intégralité de la roue, ce qui correspond aux standards de résistance mécanique requis pour les ventilateurs industriels de cette catégorie [47].

Tableau III-1 : Unités utilisées

Système d'unités	SI (MKS)
Longueur/Déplacement	mm
Température	Kelvin
Vitesse angulaire	Rad/sec
Pression/Contrainte	N/m ²

Tableau III-2 : Propriétés de l'acier AISI 1020

Propriété	Valeur (Métrique)	Unité
Module d'élasticité (E)	200	GPa
Coefficient de Poisson (ν)	0,29	sans unité
Masse volumique (E)	7900	kg/m ³
Limite d'élasticité (Re)	351	MPa
Résistance à la traction (Rm)	420	MPa
Module de cisaillement (G)	80	GPa
Conductivité thermique	51,9	W / (m\K)
Capacité thermique spécifique	486	J / (kg\K)

III.9.3 Conditions aux limites et chargements

Afin de simuler le comportement réel de la roue centrifuge isolée, nous avons défini des conditions aux limites et des chargements spécifiques.

❖ Détermination des paramètres de fonctionnement

1) Vitesse de rotation

La vitesse de rotation de la roue est définie par le rapport de transmission entre le moteur et l'arbre du ventilateur. En utilisant la relation fondamentale de transmission par poulies-courroies :

$$N = n \times \left(\frac{d}{D}\right) \quad \dots\dots\dots (III.1)$$

Avec :

- n : Vitesse de rotation du moteur (1450 tr/min).
- d : Diamètre de la poulie motrice (180mm).
- D : Diamètre de la poulie réceptrice (350mm).
- N : Vitesse finale de la roue.

$$N = 1450 \times \frac{180}{350}$$

$$N = 745.71 \text{ tr/min}$$

2) Conversion de la vitesse angulaire

Pour les besoins des calculs de dynamique et l'introduction des données dans le logiciel de simulation, la vitesse nominale du moteur doit être convertie en vitesse angulaire. On utilise la relation suivante :

Chapitre III : Analyse vibratoire et optimisation du ventilateur centrifuge

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times N}{60} \dots\dots\dots (III.2)$$

ω : Vitesse angulaire en **rad/s**.

N : Vitesse finale de la roue en **tr/min**.

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times 745.71}{60}$$

$$\omega \simeq 78 \text{ rad/s}$$

3) Détermination des fréquences de rotation Nr

$$Nr = \frac{N}{60} \dots\dots\dots (III.3)$$

$$Nr = \frac{745.71}{60}$$

$$Nr = 12.43 \text{ HZ}$$

4) Détermination des fréquences de passage des pales "BPF"

$$BPF = \frac{N \times Z}{60} \dots\dots\dots (III.4)$$

Avec :

- N : Vitesse finale de la roue en **tr/min**.
- Z : Nombre des pales (12)

$$BPF = \frac{745.71 \times 12}{60}$$

$$BPF = 149.142 \text{ HZ}$$

➤ Déplacements imposés (Montages)

Comme l'illustre la Figure III-2, nous avons appliqué une condition de Déplacement imposé avancé sur face cylindrique au niveau du moyeu central de la roue. Cette condition permet de simuler la liaison rigide avec l'arbre de transmission. Pour ce faire, nous avons annulé les translations axiale et radiale dans le gestionnaire de « Fixture » (Montage).

Chapitre III : Analyse vibratoire et optimisation du ventilateur centrifuge

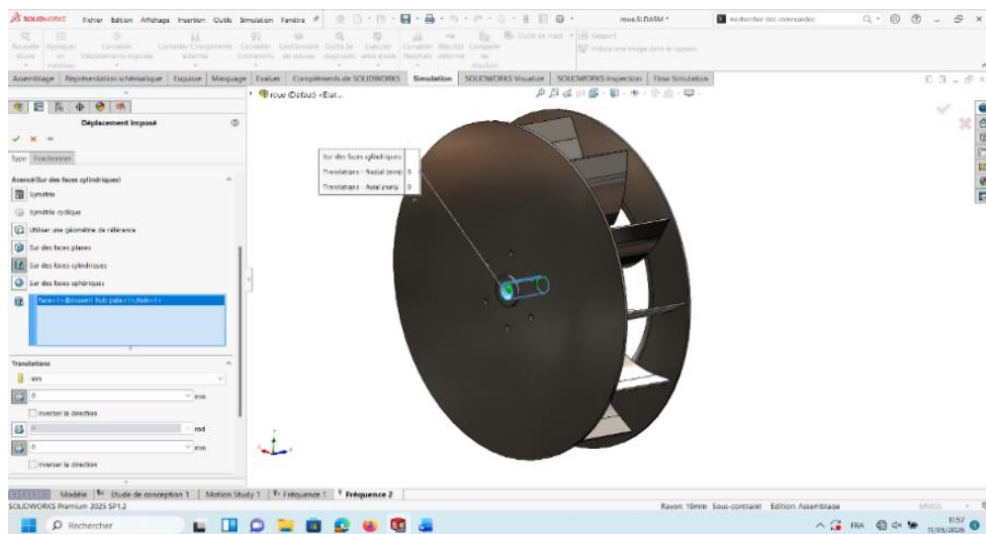


Figure III-2 : Application des déplacements imposés

➤ Conditions de chargement

Passons maintenant aux conditions de chargement pour l'analyse modale. Comme le montre la Figure III-3, nous appliquons une charge de Force centrifuge avec un sens de rotation suivant les aiguilles d'une montre pour simuler les aubes courbées vers l'arrière. Ce chargement simule les effets de l'inertie sur la roue en rotation. Pour le paramétrage, nous avons sélectionné la face cylindrique du moyeu comme référence et imposé une vitesse angulaire de **78 rad/s** (ce qui correspond à environ **745 tr/min**).

Chapitre III : Analyse vibratoire et optimisation du ventilateur centrifuge

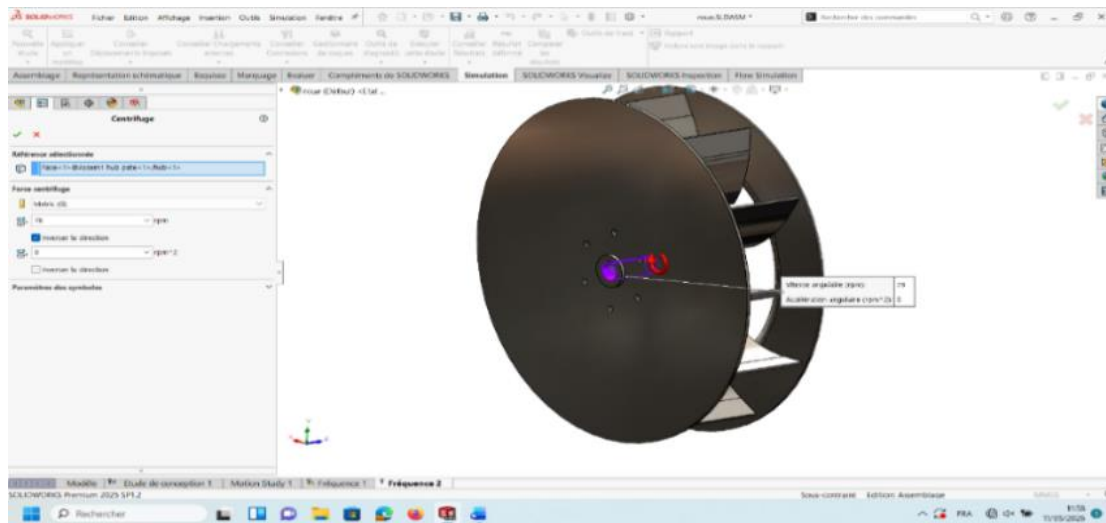


Figure III-3 : Application du chargement de force centrifuge

Synthèse des conditions :

- ✓ Fixe radial/axial 1 : Liaison rigidifiant le moyeu central.
- ✓ Force Centrifuge : Chargement d'inertie appliqué à toute la masse de la roue à 78 rad/s.

➤ Maillage

Pour discrétiser le domaine d'étude, et raffiner notre étude, nous avons opté pour un **maillage basé sur la courbure**, particulièrement adapté à la géométrie circulaire de la roue et à la finesse des 12 pales.

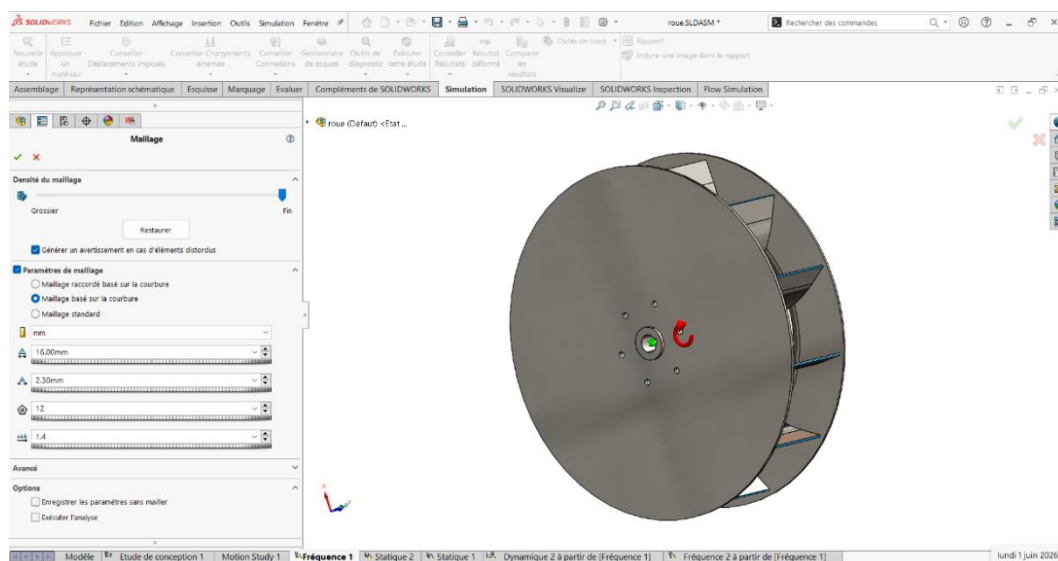


Figure III-4 : Maillage (Propriétés et résultat)

Chapitre III : Analyse vibratoire et optimisation du ventilateur centrifuge

Pour plus de précision, un contrôle de maillage local a été appliqué sur les extrémités soudées des pales pour améliorer la précision dans les zones critiques, comme illustré sur la figure III-5. Les paramètres retenus — **taille d'élément de 4 mm** et **ratio de 2** — assurent un compromis entre fiabilité des résultats et temps de calcul raisonnable.

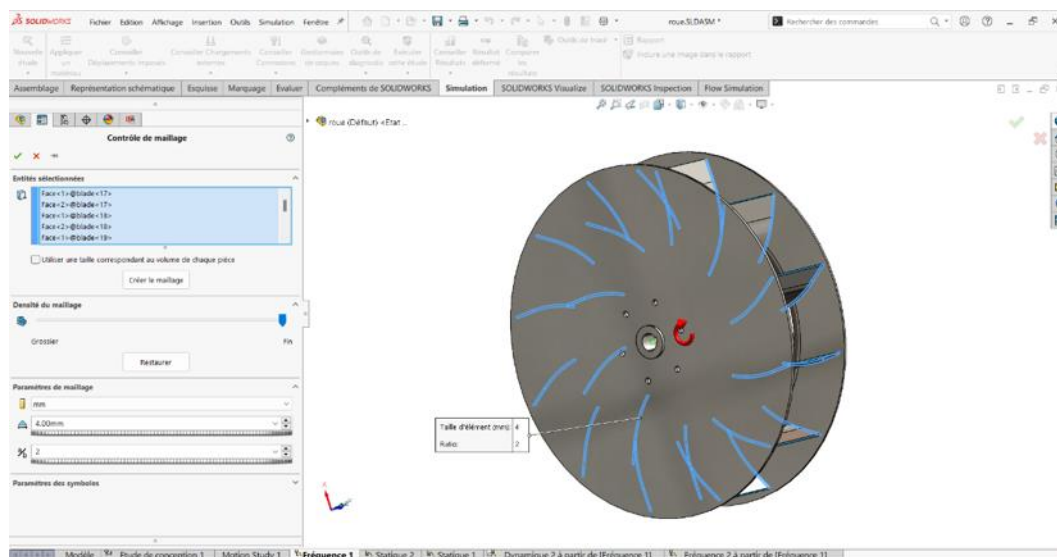


Figure III-5 : Contrôle de maillage sur les pales

III.10 Résultats de l'étude fréquentielle

Après avoir configuré les montages, les charges et le maillage, nous avons accédé aux propriétés de l'étude pour augmenter le nombre de modes de fréquences à **15 modes**. Finalement nous avons lancé la simulation pour extraire les premières fréquences propres (naturelles) de la roue. L'objectif est de visualiser les déformations critiques et de vérifier l'absence de résonance.

Tableau III-3 : Liste des modes propres

Fréquence No	Rad/sec	Hertz	secondes
1	35,482	5,6472	0,17708
2	323,08	51,419	0,019448
3	327,61	52,141	0,019179
4	873,86	139,08	0,0071901
5	1 307,7	208,12	0,0048049
6	1 456,4	231,79	0,0043142
7	1 461,2	232,56	0,0043
8	1 536,9	244,61	0,0040882
9	1 538,2	244,82	0,0040847
10	2 467,6	392,73	0,0025463
11	2 489,6	396,23	0,0025238
12	3 452,3	549,45	0,00182
13	3 453	549,57	0,0018196
14	3 675,2	584,93	0,0017096
15	3 751,3	597,04	0,0016749

➤ Les fréquences d'excitations à éviter

Afin d'éviter les phénomènes de résonance, les fréquences propres de la roue obtenues par analyse modale doivent être suffisamment éloignées des fréquences d'excitation générées pendant le fonctionnement du ventilateur. Une marge de sécurité de $\pm 15\%$ autour de chaque fréquence d'excitation a été retenue. Ainsi, aucune fréquence propre ne doit se situer à l'intérieur des plages critiques définies dans le tableau ci-dessous :

Tableau III-4 : Marges de séparation entre les fréquences propres et d'excitation

	Marge de Sécurité $\pm$	Fréquence d'Excitation	Fréquence d'Excitation
1× BPF	22.37	149.14	126.77 - 171.51
1×Nr	1.86	12.43	10.57 - 14.29
2×BPF	44.74	298.28	253.54 - 343.02
2×Nr	3.72	24.86	21.14 - 28.58
3×Nr	5.59	37.28	32.14 - 42.43

Chapitre III : Analyse vibratoire et optimisation du ventilateur centrifuge

➤ Identification des sources d'excitation

Excitation 1× : Correspond au **balourd** (centre de masse excentré).

Excitation 2× : Correspond au **désalignement** entre l'arbre et le moteur.

Excitation 3× : Liée aux instabilités des **fixations** ou des roulements.

Excitation BPF : Fréquence de passage des 12 pales.

III.10.1 Interprétation des résultats

Dans le tableau III-5 une comparaison entre les fréquences naturelles et les zones à risque a été établie.

Tableau III-5 : Positionnement des fréquences propres par rapport aux zones critiques

Mode	Fréquence (Hz)	Statut	Analyse de l'environnement vibratoire
1	5,65	Conforme	Situé dans la Fenêtre Basse , bien en dessous du 1×BPF (min 10,57 Hz).
2	51,42	Conforme	Logé dans la Fenêtre Haute , entre le 3×BPE (max 42,43 Hz) et le 1×BBF (min 126,77 Hz).
3	52,14	Conforme	Également dans la Fenêtre Haute de sécurité (entre 42,43 Hz et 126,77 Hz).
4	139,08	Résonance	Tombe en plein milieu de la plage 1× BPF [126,77 - 171,51 Hz].
5	208,12	Conforme	Situé dans la zone de sécurité entre le 1×BBF (max 171,51 Hz) et le 2×BBF (min 253,54 Hz).
6	231,79	Conforme	Également dans la zone de sécurité entre 1×BBF et 2×BBF.
7	232,56	Conforme	Également dans la zone de sécurité entre 1×BBF et 2×BBF.
8	244,61	Conforme	Très proche mais reste en sécurité, juste en dessous du 2×BBF (min 253,54 Hz).
9	244,82	Conforme	Reste également en sécurité juste en dessous du seuil critique de 253,54 Hz.
10 à 15	> 392	Conforme	Tous ces modes supérieurs se situent bien au-delà des zones maximales critiques (2×BBF max 343,02 Hz).

Chapitre III : Analyse vibratoire et optimisation du ventilateur centrifuge

L'analyse des données en comparaison avec les plages des fréquences d'excitation, montre que la majorité des modes propres sont loin des fréquences d'excitation, donc loin de la résonance. Mais bien que ces modes de vibration garantissent la stabilité du rotor à la vitesse nominale, l'interprétation des résultats met en évidence une réduction de la marge de sécurité pour le mode 4, comme montré sur la figure III-6. En effet, nous constatons que ce mode (**139,08 Hz**) est positionné en plein milieu de la zone critique du **1×BPF (126,77 - 171,51 Hz)**. En fonctionnement, les turbulences de l'air auraient inévitablement fait entrer la turbine en résonance.

Une telle situation pourrait entraîner une amplification des amplitudes vibratoires, provoquant ainsi des contraintes cycliques élevées sur la structure des pales. Par conséquent, une attention particulière doit être portée à l'équilibrage dynamique de la roue pour s'assurer que cette fréquence critique ne soit jamais excitée durant les phases transitoires ou en cas de variation du régime moteur.

Nom du modèle: roue
Nom de l'étude: Fréquence 1(-Défaut-)
Type de tracé: Fréquence Amplitude4
Mode : 4 Valeur = 139,08 Hz
Echelle de déformation: 0,431771

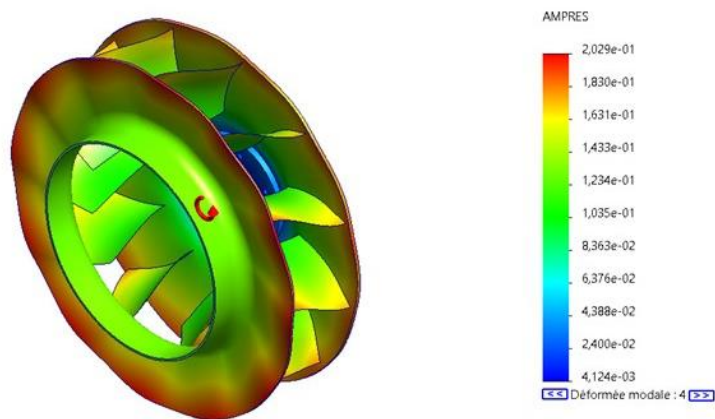


Figure III-6 : Fréquence de la Roue - Mode 4 (régime initial)

III.10.2 Diagramme de Campbell avant optimisation

Le **diagramme de Campbell** (ou diagramme d'interférence) est un outil graphique essentiel en ingénierie mécanique et en dynamique des structures (notamment en rotordynamique). Il sert à analyser le comportement vibratoire d'une machine tournante en superposant ses fréquences propres (modes de vibration) et ses fréquences d'excitation en fonction de la vitesse de rotation. Son objectif principal est d'identifier les risques de **résonance** (voir la figure III.7).

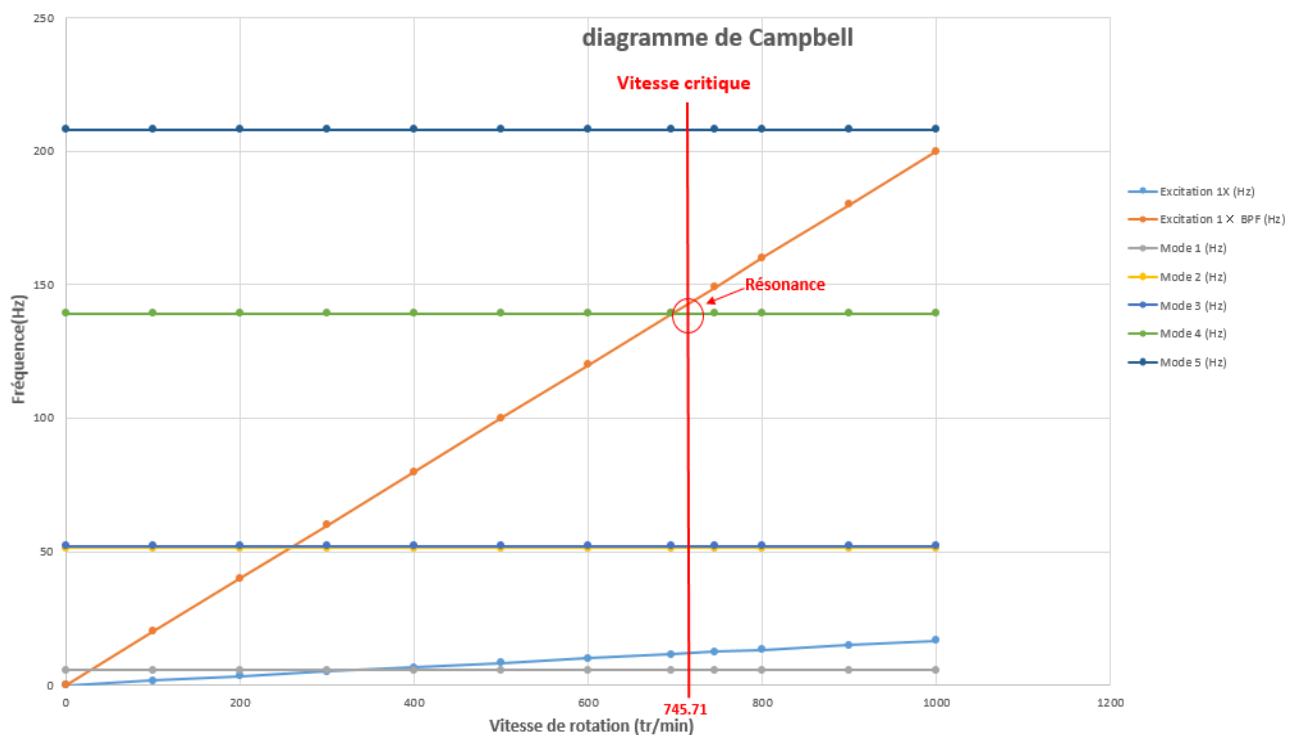


Figure III-7 : Diagramme de Campbell

Ce diagramme de Campbell permet d'identifier une vitesse critique de 745.71 tr/min, point exact où la ligne d'excitation 1X BPF entre en résonance avec le Mode 4 de la structure.

III.11 Étude statique

III.11.1 Réalisation de l'étude statique

L'objectif de cette étude statique linéaire est de vérifier la résistance et la rigidité mécanique de la roue du ventilateur centrifuge (conçue en acier **AISI 1020**), illustrée sur la figure III-8, lorsqu'elle est soumise aux sollicitations de service maximales.

Chapitre III : Analyse vibratoire et optimisation du ventilateur centrifuge

Cette étude permet de cartographier les forces internes (contraintes de Von Mises) et de s'assurer que le matériau ne subit aucune déformation plastique.

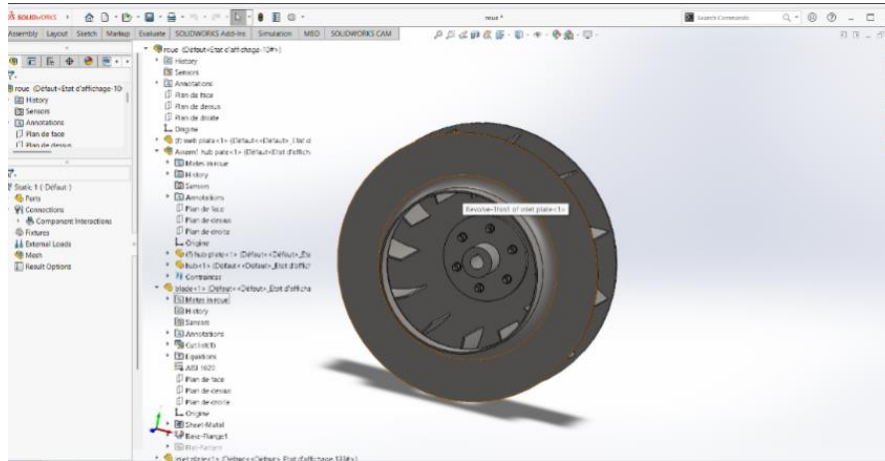


Figure III-8 : Roue

III.11.2 Conditions aux limites et Chargements

➤ Déplacements imposés (Fixtures)

Un guidage cylindrique strict a été appliqué sur la face interne de l'alésage (moyeu central). Les déplacements radial, axial et circonférentiel ont été bloqués pour simuler l'encastrement de la roue sur l'arbre moteur et stabiliser mathématiquement le solveur.

➤ Chargements externes

- 1) **Force centrifuge** : Appliquée sur l'axe de rotation à la vitesse nominale de **1450 tr/min**. Pour notre cas il suffit d'appliquer la vitesse de rotation angulaire ω , et le simulateur calcule automatiquement la force centrifuge dont l'amplitude est donnée par l'équation III.5.

$$F_c = m \times \omega^2 r \quad \dots\dots\dots (III.5)$$

ω : Vitesse angulaire en rad/s

m : La masse de la pale en (kg)

r : Le rayon, c'est-à-dire la distance entre la pale et l'axe de rotation en m.

$$\mathbf{F_c = 1771\ N}$$

- 2) **Pression aérodynamique** : Une pression calculée a été appliquée uniformément sur les faces concaves (intrados) des 12 pales pour simuler la poussée de l'air en fonctionnement.

$$\Delta P = \frac{1}{2} \times v^2 \times \rho \dots\dots\dots (III.6)$$

ρ : La masse volumique de l'air (1,2 kg/m³)

v : la vitesse de l'air

Avec :

$$v = R_{ext} \times \omega$$

$$v = 0.375 \times 78$$

$$v = 29.25$$

Donc :

$$\Delta P = 514 \text{ Pa}$$

- 3) **Gravité** : la gravité a été intégrée afin de prendre en compte le poids propre de la structure. Cela permet d'évaluer avec précision l'impact réel de la masse de la roue sur les déformations initiales tel que :

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

➤ Maillage

Le domaine solide de la roue a été discrétisé à l'aide d'un **maillage volumique (Solid Mesh)** composé d'éléments tridimensionnels tétraédriques. L'intégration numérique repose sur une formulation à **4 points de Gauss (Haute qualité)**, garantissant des éléments quadratiques performants capables de modéliser fidèlement les déformations sans verrouillage numérique. De plus, l'utilisation d'un algorithme **basé sur la courbure (Curvature-based mesh)** a permis d'optimiser le calcul en affinant automatiquement la taille des éléments sur les géométries complexes et courbées des **12 pales**, tout en conservant une taille d'élément plus large sur les surfaces planes de la structure. En plus deux contrôles de maillage ont été appliqués, l'un sur les pales, et l'autre sur les composants restants de la roue.

Chapitre III : Analyse vibratoire et optimisation du ventilateur centrifuge

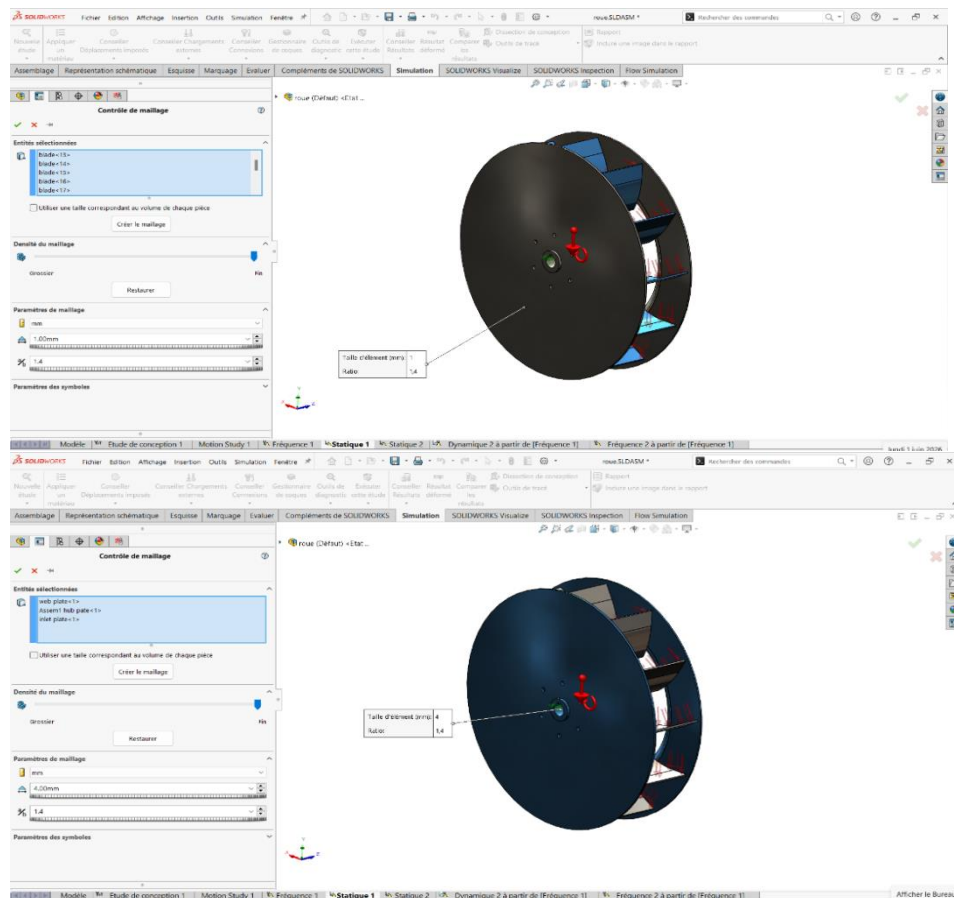


Figure III-9 : Contrôles de Maillage

Nom du modèle: roue
Nom de l'étude: Statique 1(-Défaut-)
Type de tracé: Maillage Qualité1

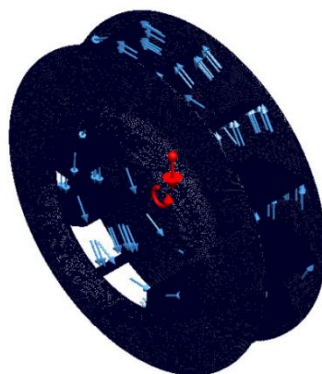


Figure III-10 : Résultat du maillage

III.11.3 Interprétation des résultats

Après avoir appliqué les conditions aux limites et généré le maillage de la roue, nous avons lancé la résolution de l'étude afin d'obtenir les résultats qui seront analysés dans la section suivante.

1) Analyse des contraintes de Von Mises

La figure III-11 montre la distribution des contraintes (**Von Mises**) sur la roue. Les contraintes maximales de valeur **70.67MPa**, se concentrent au niveau du congé de raccordement entre l'aube et le flasque d'admission. C'est une zone de contraintes classique due à la force centrifuge.

Malgré ça, cette valeur reste très inférieure à la limite d'élasticité du matériau qui est de **351.6MPa**, donc la roue résiste parfaitement et travaille en toute sécurité sans aucun risque de déformation permanente ou de rupture.

La grande majorité de la roue reste dans des niveaux de contraintes très faibles, inférieurs à **15MPa** (zones bleues), où la matière y est peu sollicitée.

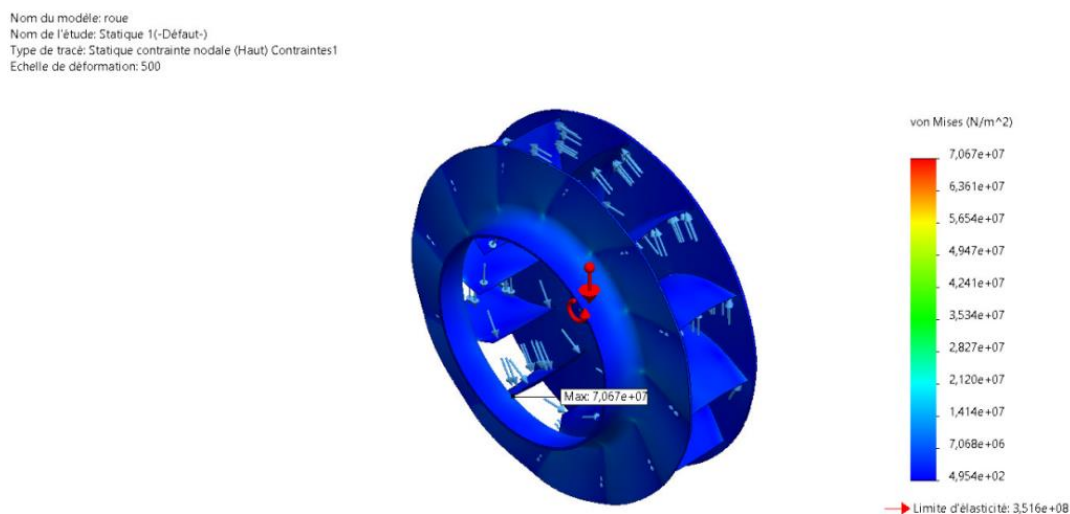


Figure III-11 : Contraintes Von mises

2) Analyse des déplacements

Cette cartographie (figure III-12) représente la déformation géométrique de la roue en fonctionnement. Le déplacement maximal, de **0.021mm**, se situe à l'extrémité extérieure des pales. Ce résultat montre que la structure possède une grande rigidité globale et que la roue ne bouge presque pas sous l'action des forces mécaniques et aérodynamiques.

Nom du modèle: roue
Nom de l'étude: Statique 1(-Défaut-)
Type de tracé: Déplacement statique Déplacements1
Echelle de déformation: 500

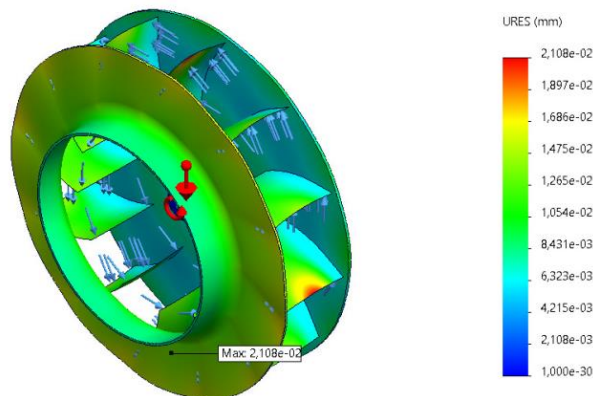


Figure III-12 : Déplacement

3) Analyse des déformations équivalente

Ce résultat exprime l'allongement microscopique des fibres de l'acier. La déformation maximale se localise aux zones de jonction entre les pales et les disques. Cette valeur confirme que le matériau reste stable et subit uniquement des micro-extensions totalement invisibles à l'œil nu, validant la tenue du réseau cristallin du métal.

Nom du modèle: roue
Nom de l'étude: Statique 1(-Défaut-)
Type de tracé: Déformation statique Déformations1
Echelle de déformation: 500

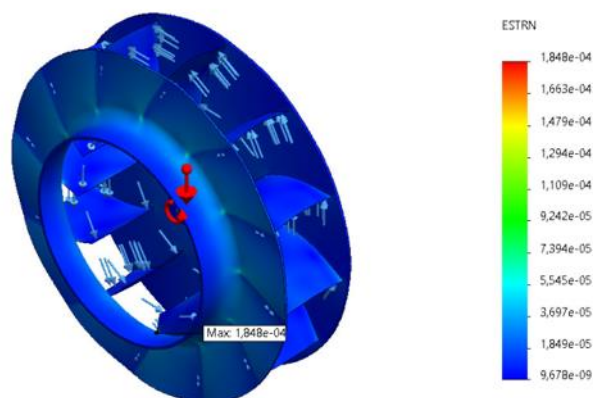


Figure III-13 : Déformation équivalente

4) Analyse du facteur de sécurité

Le coefficient de sécurité, sur la figure III-14, ayant une valeur de 5, est largement supérieur au minimum requis dans les normes de l'ingénierie (entre 2 à 3 pour les turbos

machines). Cela prouve que la roue est idéalement dimensionnée et valide totalement notre étude statique. Il n'y a **aucun risque de plastification** ou de rupture statique.

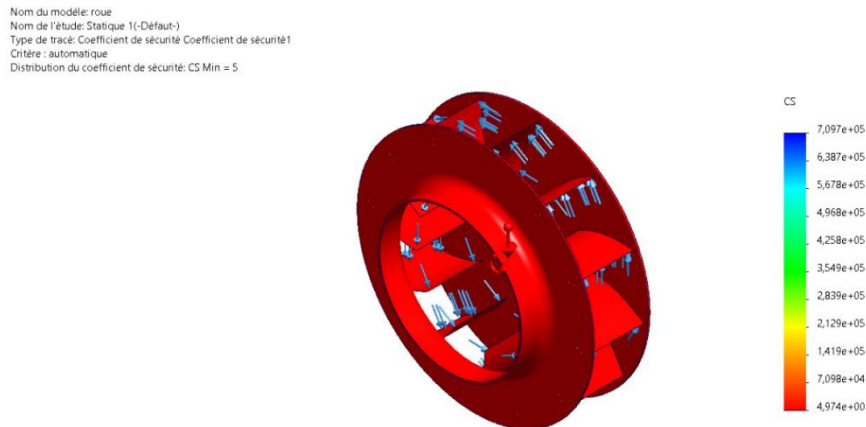


Figure III-14 : Facteur de sécurité

III.12 Processus d'optimisation et phases d'essais

Le développement de la roue a suivi une démarche d'ingénierie itérative, découpée en plusieurs étapes. Nous avons commencé par appliquer de **premiers changements géométriques** sur le modèle initial afin de tester différentes configurations. Cette phase d'essais préliminaires a permis de lancer une première série d'études statiques, dont les résultats bruts sont présentés ci-dessous. C'est à partir de ces premières données que nous avons ensuite développé notre étude de conception, avant d'aboutir aux deuxièmes modifications finales.

Les premières modifications ont concerné le flasque plein, dans lequel six évidements hexagonaux répartis circulairement ont été réalisés. Cette optimisation par enlèvement de matière a permis de réduire la masse de la roue tout en conservant des performances mécaniques satisfaisantes.

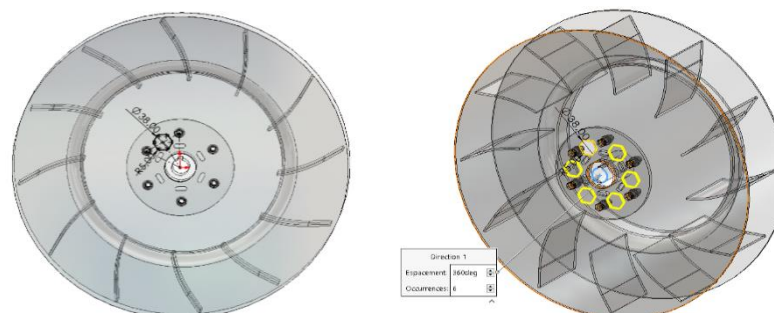


Figure III-15 : Enlèvement de matière sur flasque plein

Par la suite, six fenêtres sous forme de rainures ont été créées sur le disque du moyeu, comme illustré à la Figure III-16. Ces modifications s'inscrivent dans la même démarche d'optimisation par enlèvement de matière visant à réduire davantage la masse de la roue.

NB : Les dimensions de ces évidements ont été définies de manière approximative en tenant compte des résultats des analyses statique et modale réalisées précédemment. Ils ont ainsi été implantés dans des zones présentant de faibles niveaux de contraintes mécaniques et de déformations, c'est-à-dire dans les régions où le matériau est le moins sollicité, afin de limiter leur impact sur la résistance et le comportement dynamique de la structure.

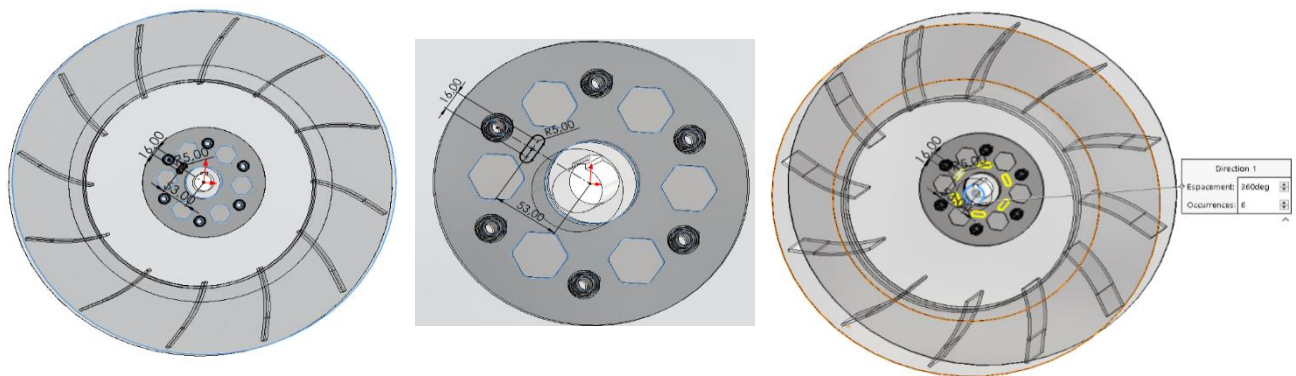


Figure III-16 : Enlèvement de matière sur le disque

Après les changements faits précédemment, nous avons refait l'analyse statique et l'analyse fréquentielle, (avec les mêmes conditions aux limites et maillages pour les deux simulations), pour vérifier les nouvelles contraintes et fréquences propres, et par la suite vérifier la rigidité de la roue après les allègements subits.

III.12.1 Étude statique

1) Analyse des contraintes de Von Mises

La figure III-17 montre l'évolution des forces internes du modèle modifié. On observe que les contraintes maximales, **67.82 MPa**, restent au niveau du congé de raccordement entre l'aube et le flasque d'admission. Les premiers changements apportés ont permis de mieux répartir ces forces sur l'ensemble de la structure, maintenant les contraintes très en dessous de ce que le matériau peut supporter, ce qui élimine tout risque de rupture.

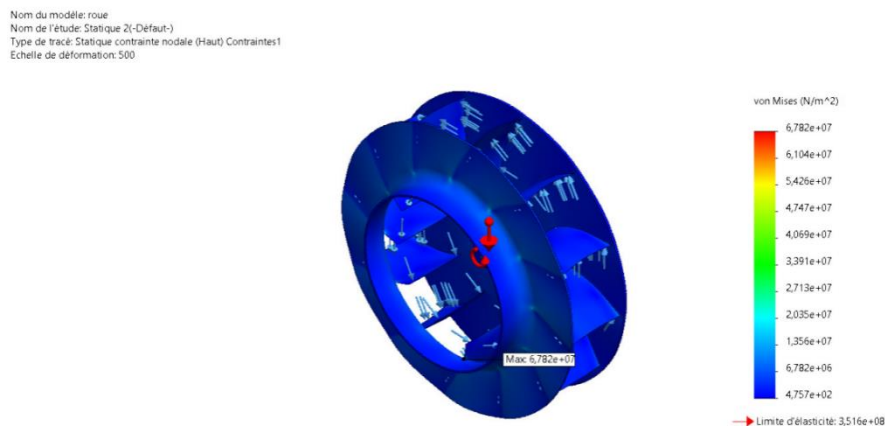


Figure III-17 : Contraintes Von mises

2) Analyse des déplacements

Cette cartographie illustre la déformation géométrique de la roue sous charge après modifications. Dans ce cas aussi le déplacement maximal de **0.020mm**, se situe à l'extrémité extérieure des pales. Le déplacement étant très petit, les modifications effectuées confirment que la structure conserve une excellente rigidité globale, limitant les mouvements à des valeurs microscopiques invisibles à l'œil nu lors du fonctionnement.

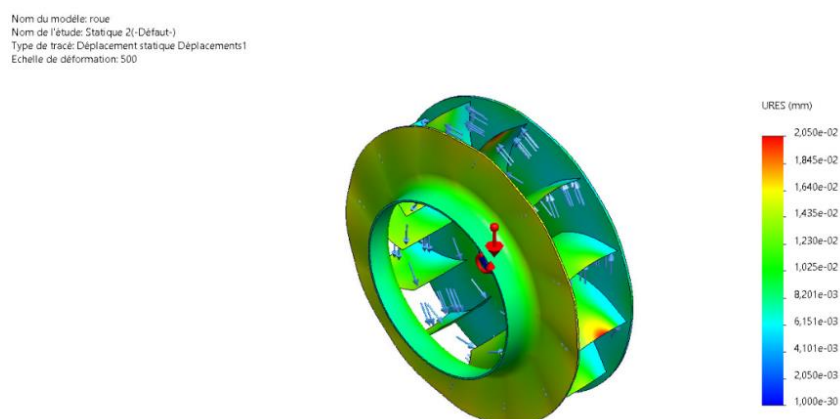


Figure III-18 : Déplacement

3) Analyse des déformations équivalentes

Le résultat de la figure III-19, exprime l'allongement microscopique des fibres de l'acier après les premiers changements. La déformation maximale reste concentrée aux zones de jonction entre les pales et les disques.

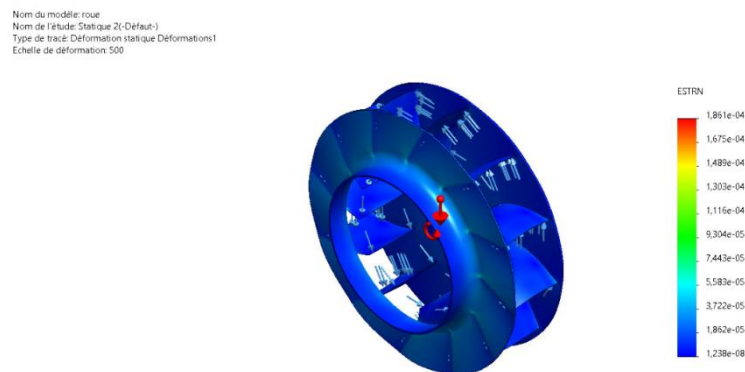


Figure III-19 : Déformation équivalente

4) Analyse du facteur de sécurité

Le coefficient de sécurité minimal calculé par le logiciel de 5.2, est largement supérieur aux exigences minimales imposées par les normes de l'ingénierie. Cela valide l'efficacité de cette première phase d'essais et prouve que la structure est parfaitement dimensionnée pour résister aux sollicitations.

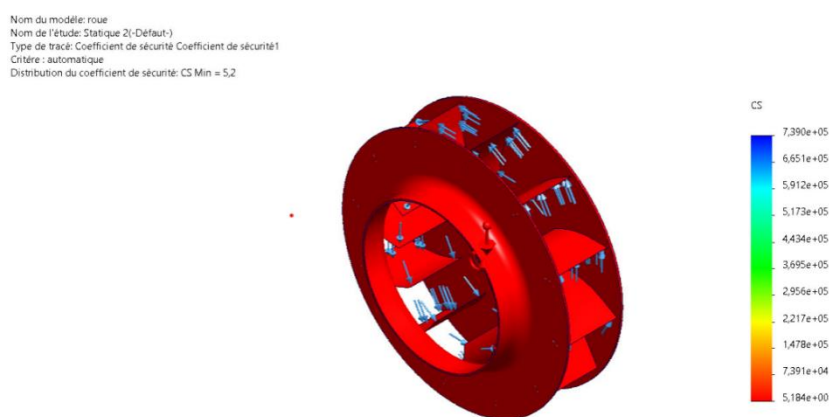


Figure III-20 : Facteur de sécurité

III.12.2 Étude fréquentielle

L'analyse fréquentielle (modale), après allègement de la roue, a donné de fréquences propres pas très éloignées des premières fréquences initiales, comme le montre le tableau III.6 suivant :

Tableau III-6 : Liste des modes après enlèvement de matière

Fréquence No	Rad/sec	Hertz	<u>secondes</u>
1	42,368	6,7431	0,1483
2	318,57	50,702	0,019723
3	334,28	53,203	0,018796
4	843,38	134,23	0,00745
5	1 283,8	204,33	0,0048941
6	1 394	221,86	0,0045074
7	1 399,1	222,68	0,0044908
8	1 514,7	241,06	0,0041483
9	1 516,4	241,34	0,0041435
10	2 473,8	393,71	0,0025399
11	2 486,2	395,7	0,0025272
12	3 452,6	549,5	0,0018198
13	3 474,4	552,97	0,0018084
14	3 675,6	584,99	0,0017094
15	3 751,5	597,07	0,0016748

➤ Exemples de quelques Modes vibratoires 1, 3, 6

Les figures suivantes (III-21, III-22 et III-23) illustrent le comportement dynamique de la roue selon quelques modes vibratoires, tels que les modes **1**, **3** et **6**. Il reste à rappeler que ces modes sont loin des zones critiques de **résonance**.

Nom du modèle: roue
Nom de l'étude: Fréquence 1(-Défaut-)
Type de tracé: Fréquence Amplitude1
Mode : 1 Valeur = 6,7431 Hz
Echelle de déformation: 0,5

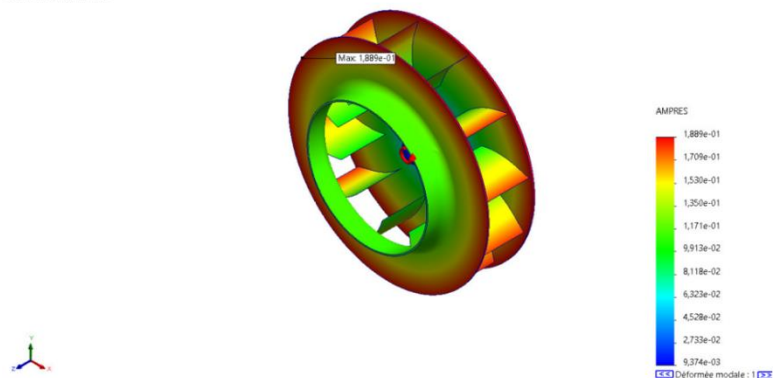


Figure III-21 : Analyse modale Mode 1

Nom du modèle: roue
Nom de l'étude: Fréquence 1(-Défaut-)
Type de tracé: Fréquence Amplitude13
Mode : 3 Valeur = 53,203 Hz
Echelle de déformation: 0,1

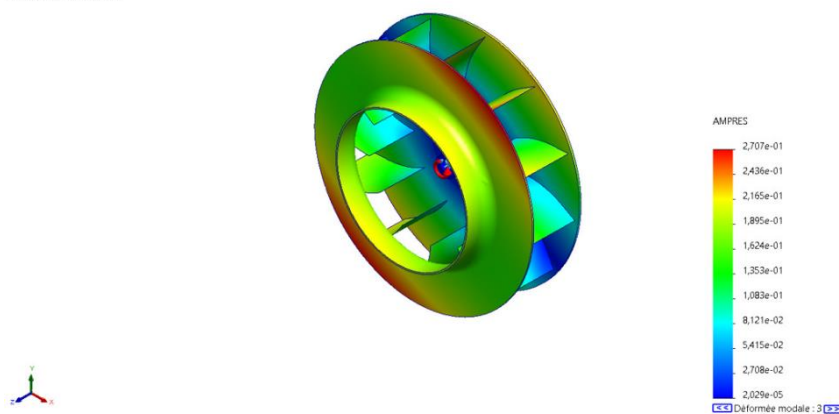


Figure III-22 : Analyse modale Mode 3

Nom du modèle: roue
Nom de l'étude: Fréquence 1(-Défaut-)
Type de tracé: Fréquence Amplitude6
Mode : 6 Valeur = 221,86 Hz
Echelle de déformation: 0,338503

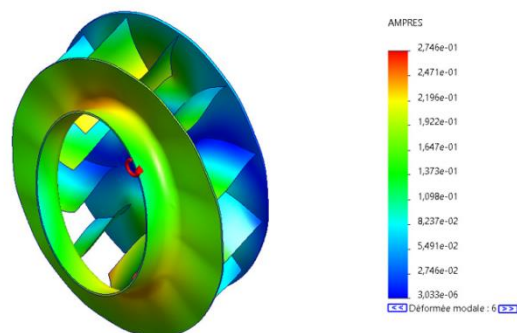


Figure III-23 : Analyse modale Mode 6

➤ Analyse fréquentielle – Mode vibratoire 4

Dans la liste des fréquences naturelles précédente, (Tableau III.6), on constate que le mode 4, bien que sa fréquence ait diminué légèrement de **139.08 Hz** à **134.23 Hz**, reste toujours dans la zone critique, très proche de la fréquence d'excitation générée par la vitesse de rotation de la machine. Cette configuration expose directement la structure à un phénomène de résonance, risquant d'amplifier dangereusement les vibrations au niveau des pales en cours de fonctionnement.

La figure III-24 suivante montre le comportement dynamique de la roue selon son quatrième mode vibratoire. Ce résultat met en évidence la fréquence propre (**134.23 Hz**), qui coïncide avec les harmoniques de la vitesse de service. La structure se retrouve donc en situation de résonance, ce qui confirme que les changements géométriques précédents, (enlèvement de matière), ne suffisent pas à stabiliser dynamiquement la roue et qu'une optimisation plus poussée est indispensable.

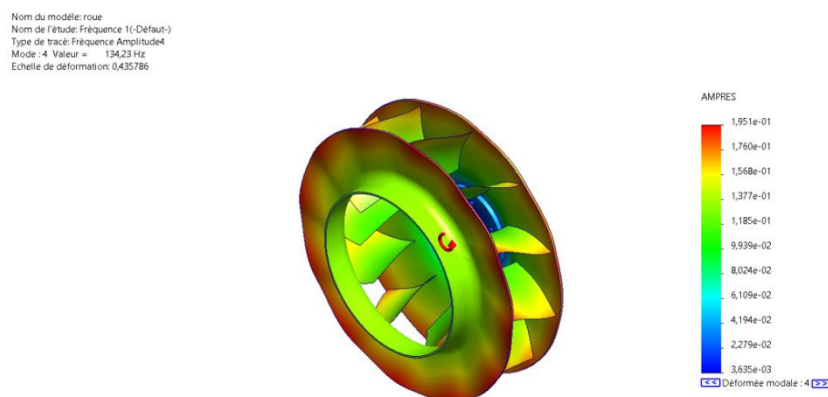


Figure III-24 : Analyse modale Mode 4

III.13 Etude de conception et d'optimisation

Dans cette partie, nous allons effectuer une étude de conception et d'optimisation, en vue d'optimiser la masse de la roue et de l'éloigner de la résonance. Pour ce faire, on prendra comme variables de conception les dimensions géométriques de la roue et le profil des pales. Les limites imposées seront la fréquence propre du mode vibratoire 4 tiré de l'étude fréquentielle précédente, afin de l'éloigner de la zone critique, **1×BPF (126,77 - 171,51 Hz)**, et d'éviter tout phénomène de **résonance**.

III.13.1 Mise en place de l'étude de conception et optimisation

1. Variables de conception

Dans cette étape, nous allons attribuer plusieurs valeurs aux différentes cotes géométriques de la structure (telles que les épaisseurs du disque, plateau ou support et aubes, ainsi que l'angle de courbure des pales), afin de générer et de comparer plusieurs scénarios d'optimisation sous **SolidWorks**.

Tableau III-7 : Variables de conception

Nom	Type	Valeur	Unités
Epaisseur aubes	Intervalle avec pas	Min:4.76 Max:5.76 Pas:1	mm
Epaisseur plateau	Intervalle avec pas	Min:10 Max:12 Pas:2	mm
Angle aubes	Intervalle avec pas	Min:28° Max:32° Pas:4°	deg
Epai flasque arrière	Intervalle avec pas	Min:4.76 Max:5.76 Pas:1	mm

2. Contraintes ou limites imposées

Afin d'exclure la fréquence propre du mode 4 (**134.23 Hz**) de la zone de résonance (plage $1 \times \text{BPF}$ [**126,77 - 171,51 Hz**]), une contrainte stricte a été définie. Ce mode initial étant plus proche de la borne inférieure de la zone critique, l'objectif d'optimisation est de ramener sa fréquence en dessous du seuil de **126 Hz** pour garantir une marge de sécurité suffisante. Ce qui nous pousse à imposer une fréquence limite inférieure à **126 Hz**.

Tableau III-8 : Limites imposées

Nom du capteur	Condition	Limites	Unités	Nom d'étude
Fréquence 4	est inférieur à	Max:126	Hz	Fréquence 1

3. Objectifs

Après avoir défini les variables géométriques et configuré la contrainte fréquentielle sur le mode 4, la dernière étape de l'étude consiste à paramétrer la fonction objective. L'objectif principal pour l'optimisation de la roue est dans ce cas la **minimisation de sa masse globale**, afin d'optimiser le rapport rigidité/masse de la structure tout en respectant strictement les critères de non-résonance.

Tableau III-9 : Objectif

Nom	Objectif	Propriétés	Poids	Nom d'étude
Masse1	Réduire	Masse	-	-

III.13.2 Résultats de l'étude

L'objectif principal de notre étude de conception est d'optimiser le comportement dynamique de la roue en ajustant ses fréquences propres, tout en cherchant à réduire la masse totale de l'assemblage. Les résultats générés par **SolidWorks** contiennent, d'après les variables introduites, 18 scénarios d'optimisation. Chaque configuration propose ses propres valeurs de variables, de fréquences, et de masses, qui sont présentées sous forme de tableaux et de graphiques comparatifs afin de valider la solution technique la plus performante.

Parmi les scénarios traités nous trouvons le scénario optimum, qui est **le scénario 1**, qui sera traité ultérieurement.

Chapitre III : Analyse vibratoire et optimisation du ventilateur centrifuge

Tableau III-10 : Scénarios de l'étude de conception et optimisation

Nom du composant	Unités	Actuel	Initiale	Optimale	Scénario1	Scénario2
Epaisseur aubes	mm	4.76	4.76	4.76	4.76	5.76
Epaisseur plateau	mm	12	12	10	10	10
Angle aubes	deg	30°	30°	28°	28°	28°
Epai flasque arrière	mm	4.76	4.76	4.76	4.76	4.76
Fréquence12	Hz	134.17954	134.17954	119.71695	119.71695	120.15571
Masse1	g	55708.231	55708.231	54413.64501	54413.64501	57229.81236

Nom du composant	Unités	Scénario3	Scénario4	Scénario5	Scénario6	Scénario7
Epaisseur aubes	mm	4.76	5.76	4.76	5.76	4.76
Epaisseur plateau	mm	12	12	10	10	12
Angle aubes	deg	28°	28°	32°	32°	32°
Epaisseur flasque arrière	mm	4.76	4.76	4.76	4.76	4.76
Fréquence12	Hz	125.9897	127.38969	134.92222	136.72055	142.23242
Masse1	g	55032.41805	57848.5854	55765.27091	58868.6336	56384.04395

Nom du composant	Unités	Scénario8	Scénario9	Scénario10	Scénario11	Scénario12
Epaisseur aubes	mm	5.76	4.76	5.76	4.76	5.76
Epaisseur plateau	mm	12	10	10	12	12
Angle aubes	deg	32°	28°	28°	28°	28°
Epaisseur flasque arrière	mm	4.76	5.76	5.76	5.76	5.76
Fréquence12	Hz	146.06421	116.92003	117.37255	123.23991	124.58346
Masse1	g	59487.40664	57455.90633	60272.07368	58074.67937	60890.84672

Nom du composant	Unités	Scénario13	Scénario14	Scénario15	Scénario16	<L_iter5/>
Epaisseur aubes	mm	4.76	5.76	4.76	5.76	<SR_iter5/>
Epaisseur plateau	mm	10	10	12	12	
Angle aubes	deg	32°	32°	32°	32°	
Epaisseur flasque arrière	mm	5.76	5.76	5.76	5.76	
Fréquence12	Hz	132.16037	133.83715	139.65668	143.24707	
Masse1	g	58807.53223	61910.89492	59426.30527	62529.66796	

Chapitre III : Analyse vibratoire et optimisation du ventilateur centrifuge

II.13.3 Analyse et validation du scénario optimal

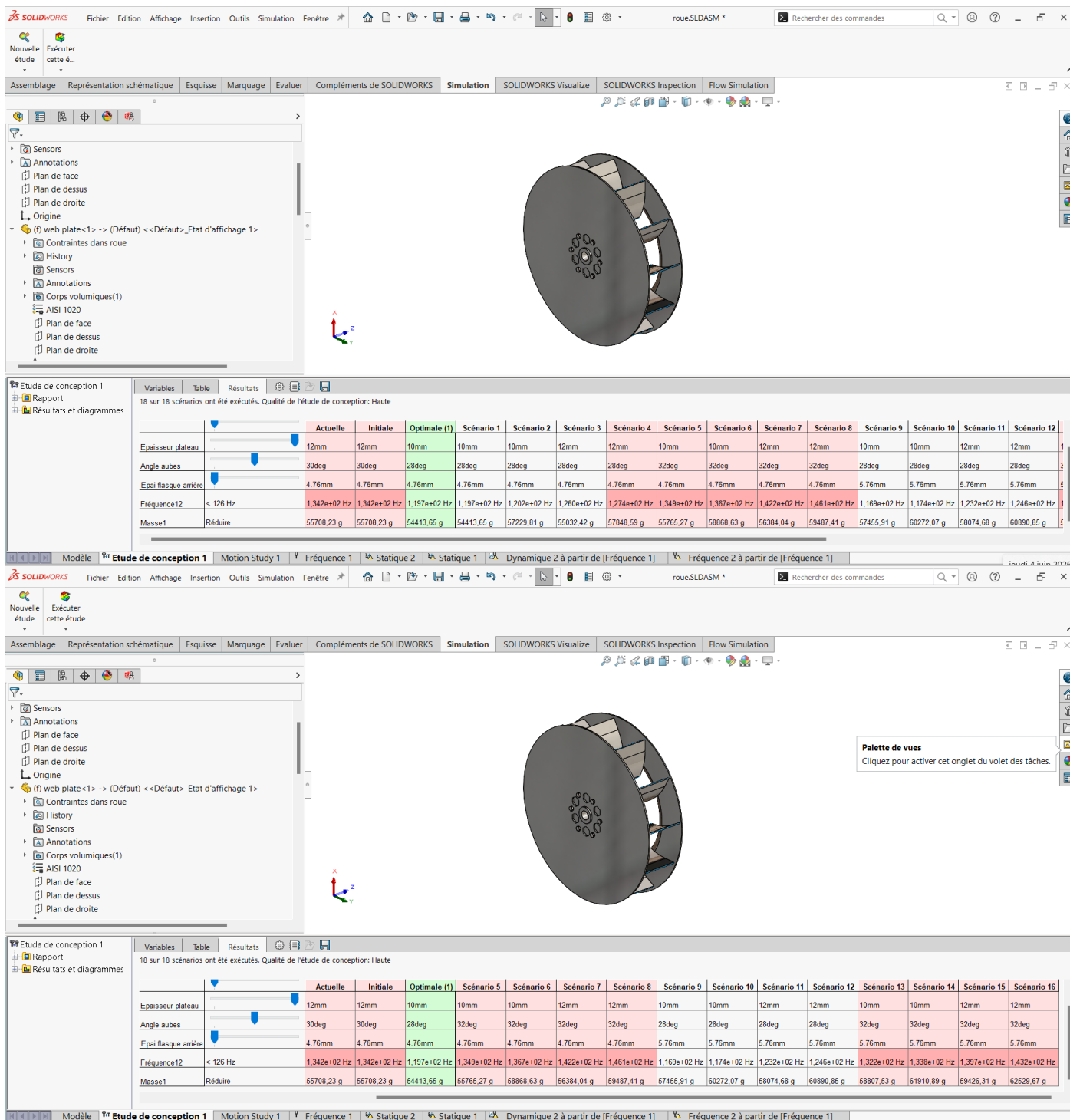


Figure III-25 : Résultats de l'étude d'optimisation

Chapitre III : Analyse vibratoire et optimisation du ventilateur centrifuge

L'analyse comparative des dix-huit scénarios exécutés identifie la configuration nommée Optimale (1) comme la seule solution répondant parfaitement à l'ensemble des exigences géométriques, statiques et dynamiques de notre étude.

En effet, cette configuration intègre rigoureusement les contraintes géométriques imposées par le cahier des charges, garantissant que les nouvelles dimensions restent dans les plages de tolérance de fabrication admissibles et respectent l'encombrement global de la machine. Alors que la majorité des autres scénarios échouent (marqués en rouge) en ne respectant pas les limites de fréquences imposées, cette configuration validée par **SolidWorks** ajuste de manière idéale les paramètres clés de la structure : elle réduit l'épaisseur du plateau en l'affinant et diminue légèrement l'angle de rotation des aubes. Pratiquement, la diminution de l'angle des pales de 30° à 28° reste faible et ne modifie pas significativement le principe de fonctionnement du ventilateur. Les dimensions principales de la roue et les surfaces d'écoulement demeurent pratiquement inchangées. L'impact sur les performances aérauliques est donc considéré comme négligeable au regard du gain obtenu sur le comportement vibratoire.

Ces modifications ciblées permettent d'atteindre un double objectif crucial : d'une part, elles déplacent les fréquences propres hors de la zone critique afin d'éliminer définitivement tout risque de résonance sur les modes vibratoires sensibles (nouvelle fréquence du mode 4 est devenue **119.72 Hz**), et d'autre part, elles maximisent l'allègement de la structure en réduisant significativement la masse totale de la roue (de **56217.86 g** à **54413.65 g**), sans compromettre sa tenue mécanique. C'est ce compromis parfait qui en fait le meilleur scénario de notre étude de conception.

$$Gain_{masse} = \frac{56217.86 - 54413.65}{56217.86} * 100 = 3.209\%$$

Sur le plan quantitatif, la masse totale de la roue a été allégée de **1,80 kg**, ce qui représente un gain de masse significatif de **3,21 %**. Ce résultat valide l'efficacité de notre démarche d'optimisation par soustraction, parvenant à alléger le rotor tout en décalant avec succès la fréquence du mode 4 en dehors de la plage de résonance.

Il convient de souligner que les modifications structurelles apportées à la roue à la suite de l'étude d'optimisation ont été réalisées de manière ciblée et mesurée, avec pour objectif principal d'améliorer le comportement dynamique de la machine. Ces ajustements géométriques

globaux sont restés suffisamment légers pour ne pas altérer l'encombrement général de la roue ni restreindre la section de passage du fluide. Par conséquent, les caractéristiques d'écoulement de l'air demeurent préservées : l'impact de ces modifications sur le débit nominal reste tout à fait marginal et sans incidence négative majeure. Cette approche globale a ainsi permis d'éradiquer efficacement les risques de résonance tout en maintenant les performances aérauliques attendues du ventilateur.

III.14 Validation et confirmation des performances dynamiques finales

Afin de valider rigoureusement les choix géométriques dictés par le scénario optimal et de confirmer l'élimination définitive des risques mécaniques, nous avons réexécuté une nouvelle étude fréquentielle complète sur la roue modifiée.

Pour garantir la parfaite validité scientifique de cette comparaison, **nous avons appliqué exactement les mêmes paramètres de simulation que ceux de l'étude initiale, à savoir les mêmes conditions de maillage, les mêmes déplacements imposés (fixations) et les mêmes conditions de chargement.** Cette approche standardisée est indispensable pour isoler l'impact réel des modifications géométriques sur le comportement vibratoire de la pièce. Elle permet de prouver, de manière visuelle et factuelle, que la fréquence propre du mode critique, notamment la fréquence du mode 4, a été décalée avec succès hors de la zone de danger.

L'analyse fréquentielle de la configuration optimisée permet d'obtenir le nouveau spectre des fréquences propres de la roue, synthétisé dans le tableau suivant :

Chapitre III : Analyse vibratoire et optimisation du ventilateur centrifuge

Tableau III-11 : Liste des modes optimisés

Fréquence No	Rad/sec	Hertz	secondes
1	31,114	4,952	0,20194
2	289,45	46,067	0,021708
3	294,09	46,805	0,021365
4	752,2	119,72	0,0083531
5	1 232,9	196,22	0,0050964
6	1 274,5	202,84	0,0049299
7	1 275,9	203,06	0,0049246
8	1 433,7	228,18	0,0043825
9	1 436,6	228,64	0,0043737
10	2 397,8	381,62	0,0026204
11	2 412	383,88	0,002605
12	3 402,5	541,52	0,0018467
13	3 416,8	543,8	0,0018389
14	3 656,2	581,9	0,0017185
15	3 733,5	594,21	0,0016829

En comparant ces résultats avec les plages critiques calculées précédemment, on constate que non seulement la fréquence du mode 4 s'est éloignée de la zone de résonance, mais que l'ensemble des autres fréquences propres se situe également hors de tout seuil critique.

La figure III-26 présente la fréquence propre obtenue pour le mode 4 après optimisation.

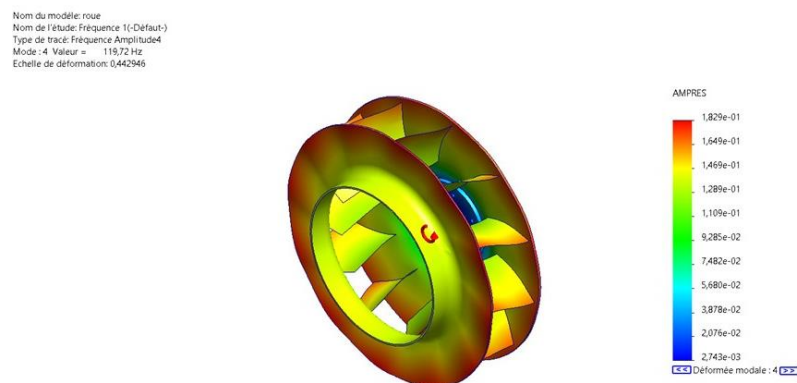


Figure III-26 : Analyse modale Mode 4

III.14.1 Diagramme de Campbell après l'optimisation

L'optimisation structurelle de la roue a permis de déplacer la vitesse de **résonance** critique à **598,6 tr/min**, l'éloignant ainsi de la vitesse nominale de fonctionnement (**745,71 tr/min**) pour garantir la stabilité dynamique globale du système (voir la figure III.27).

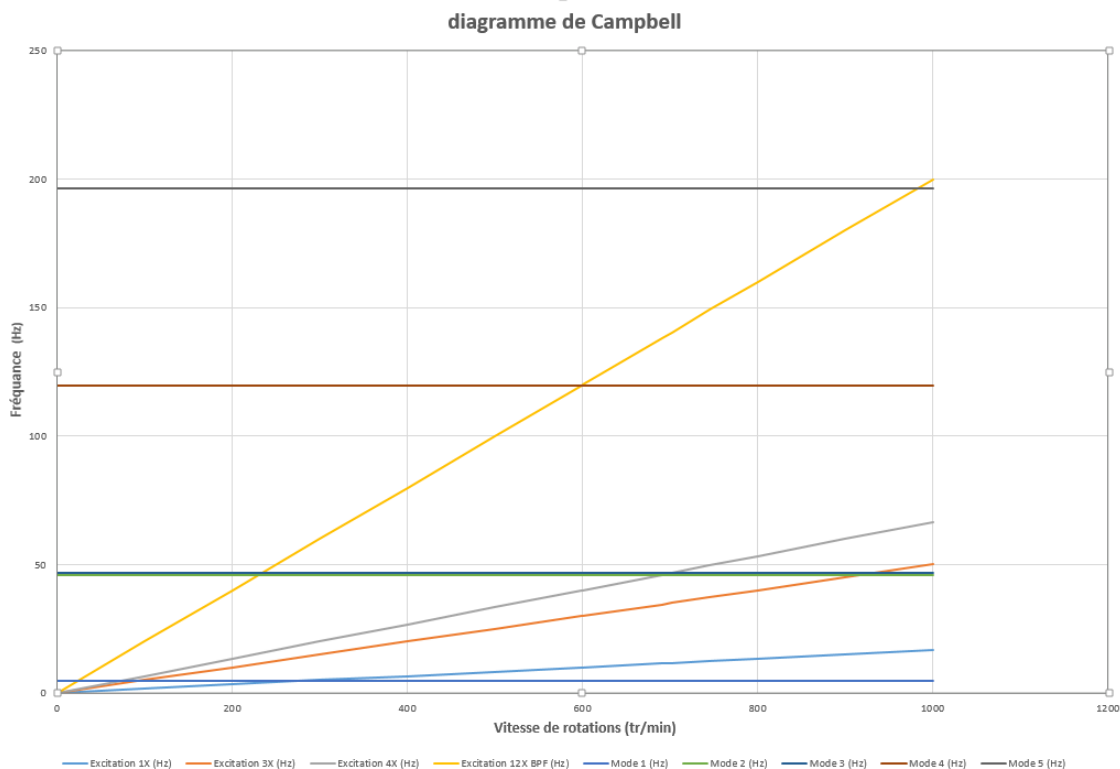


Figure III-27 : Diagramme de Campbell après l'optimisation

III.15 Comparaison des performances avant et après optimisation

Afin d'évaluer l'efficacité de l'optimisation réalisée, un tableau comparatif regroupant la masse, la fréquence propre du mode 4, la contrainte maximale de Von Mises et le déplacement maximal de la roue avant et après optimisation est présenté ci-dessous. Cette comparaison permet de mettre en évidence l'évolution des performances mécaniques et dynamiques de la structure.

Tableau III-12 : Valeurs avant/après optimisation

Paramètre	Initial	Optimisé	Évolution
Masse (kg)	56.22	54.41	-3.21 %
Mode 4 (Hz)	139.08	119.72	-13.92 %
$\sigma_{\max}$ (MPa)	70.67	67.82	-4.03 %
Déplacement max (mm)	0.021	0.020	-4.76 %

III.16 Pertinence d'une étude dynamique harmonique

Initialement envisagée dans le cadre du protocole d'analyse globale de la roue de ventilateur, l'exécution d'une étude dynamique harmonique s'avère, après une analyse approfondie des résultats de l'optimisation, non nécessaire et scientifiquement redondante. Trois arguments majeurs soutiennent et justifient rigoureusement ce choix d'ingénierie :

- **L'argument du découplage fréquentiel (Évitement de la résonance) :** Le but fondamental d'une analyse harmonique est de quantifier les amplitudes de déplacement et les surcharges mécaniques induites lorsqu'une structure entre en résonance continue avec sa source d'excitation. Or, la méthodologie préventive adoptée dans ce travail a permis de résoudre le problème directement à la racine. Les modifications géométriques et structurelles ciblées, dictées par le scénario optimal et validées par la seconde étude fréquentielle, ont décalé avec succès la fréquence propre du seul mode critique 4 hors de la plage de fonctionnement nominal du moteur. La condition physique de résonance étant ainsi éliminée, la structure se trouve totalement découplée de sa source d'excitation vibratoire.

- **L'argument de la marge de sécurité statique et tenue en fatigue :** Étant donné que l'étude statique initiale a déjà démontré d'importantes marges de sécurité, avec des contraintes maximales très largement inférieures à la limite élastique de l'**acier AISI 1020**, la stabilité structurelle et la tenue en fatigue de la roue sont d'ores et déjà garanties de manière déterministe.

III.17 Conclusion

Ce chapitre a montré que l'analyse vibratoire constitue un outil indispensable pour comprendre et maîtriser le comportement dynamique des structures mécaniques. La résonance, phénomène critique, doit être anticipée par l'identification des fréquences propres et des zones sensibles, afin d'assurer la fiabilité et la longévité des équipements.

Les méthodes numériques, notamment la méthode des éléments finis intégrée à SolidWorks Simulation, offrent une approche efficace pour prédire et optimiser la réponse vibratoire dès la phase de conception. Elles permettent de cibler les zones critiques et d'adopter des solutions d'optimisation sélectives, telles que les modifications géométriques par soustraction de matière.

Ainsi, l'analyse vibratoire ne se limite pas à un diagnostic, mais constitue un véritable levier d'innovation pour concevoir des structures plus stables, performantes et adaptées aux exigences industrielles modernes.

Conclusion générale

Ce travail de fin d'études a été consacré à l'analyse vibratoire et l'optimisation d'une pièce mécanique avec SolidWorks, par l'intermédiaire de la modification de la répartition de masse par enlèvement de matière. L'objectif fondamental de cette recherche était de mettre en œuvre une méthodologie numérique basée sur la méthode des éléments finis (MEF) afin de diagnostiquer le comportement vibratoire de structures tournantes industrielles, de prévenir les risques destructeurs liés au phénomène de résonance, et de proposer des solutions d'allègement géométrique sans compromettre la rigidité. Pour valider concrètement cette démarche d'ingénierie, notre étude s'est portée sur un système hautement critique : l'ensemble rotorique, composé de la roue d'un ventilateur centrifuge industriel. Grâce aux outils de modélisation CAO et de simulation numérique intégrés à SolidWorks et SolidWorks Simulation, nous avons pu mener une investigation rigoureuse découpée en plusieurs phases clés.

Dans un premier temps, l'analyse statique intégrale a permis de déterminer avec précision l'état de contrainte initial et les déformations induites par le poids propre de la structure, en prenant conjointement en compte les sollicitations mécaniques et l'accélération de la pesanteur (la gravité). Les niveaux de contraintes maximaux enregistrés sont restés largement inférieurs à la limite d'élasticité du matériau, validant ainsi la résistance mécanique globale de la conception d'origine sous l'effet des charges fixes. Par la suite, l'analyse fréquentielle a constitué une étape charnière en mettant l'accent sur la recherche des premières fréquences propres de la structure. Ce diagnostic a révélé des risques réels de résonance face aux fréquences d'excitation générées lors du régime nominal de fonctionnement, ce qui a pleinement justifié la nécessité d'une intervention géométrique corrective.

Afin de remédier à ces vulnérabilités, nous avons procédé à une étude d'optimisation paramétrique basée sur l'enlèvement de matière. La conception d'ajours géométriques spécifiques sur le plateau central de la roue, ainsi que le changement de l'angle d'inclinaison de ses aubes, a permis d'atteindre un double objectif : un allègement substantiel de la masse globale de la pièce et, de manière plus critique, un décalage fréquentiel efficace. Cette modification structurale a garanti un découplage fréquentiel total, éloignant définitivement les modes propres des zones d'excitation dangereuses. En somme, ce projet démontre l'efficacité de la simulation numérique comme outil préventif et d'aide à la décision incontournable en

Conclusion général

conception mécanique moderne, prouvant qu'une approche géométrique innovante permet de concilier gain de masse et sécurité vibratoire absolue.

Initialement, la démarche de ce travail prévoyait l'intégration de structures internes anti-résonance au sein du système étudié afin d'en modifier le comportement dynamique, comme mentionné dans le titre du mémoire. Cependant, l'un des objectifs fondamentaux de notre étude réside dans l'optimisation globale de la structure, ce qui implique un compromis rigoureux entre la performance vibratoire et la minimisation de la masse. L'analyse statique et fréquentielle initiale a mis en évidence des zones peu sollicitées mécaniquement ainsi qu'un coefficient de sécurité élevé.

Dès lors, plutôt que d'ajouter de la matière, ce qui aurait alourdi la pièce et augmenté l'inertie de la roue, nous avons privilégié une approche **d'optimisation topologique et dimensionnelle par soustraction**. En procédant à des enlèvements de matière ciblés et à une diminution de certaines côtes géométriques, nous avons réussi à modifier la rigidité locale de la roue. Cette stratégie a permis d'atteindre le double objectif fixé : déplacer efficacement les fréquences propres pour éloigner tout risque de résonance, tout en réduisant la masse de la structure.

Bien que les objectifs initiaux aient été atteints, cette étude ouvre la voie à plusieurs perspectives intéressantes pour prolonger ces recherches de manière concrète. Il serait particulièrement judicieux d'étudier l'impact d'un changement de matériau de fabrication pour évaluer comment d'autres propriétés mécaniques influencent les fréquences propres et l'allègement de la structure. De plus, l'analyse pourrait être étendue à l'étude de la fatigue mécanique sous l'effet des cycles répétés de rotation afin de prédire avec précision la durée de vie de la pièce optimisée. Enfin, une confrontation des résultats numériques avec des essais expérimentaux d'analyse modale physique, réalisés à l'aide d'appareils de mesure vibratoire sur un prototype réel, permettrait de corrélérer et de valider définitivement les modèles théoriques développés sous SolidWorks.

Bibliographique

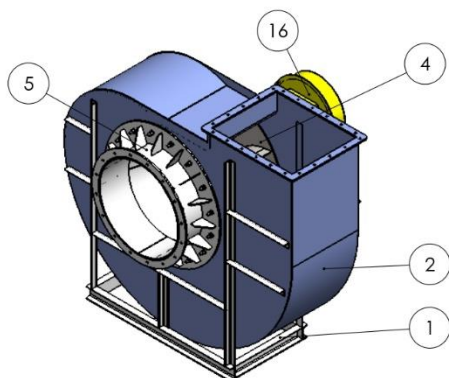
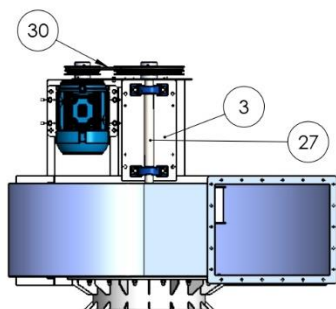
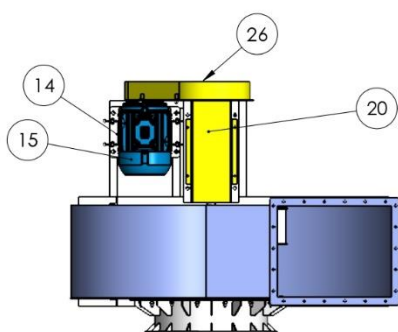
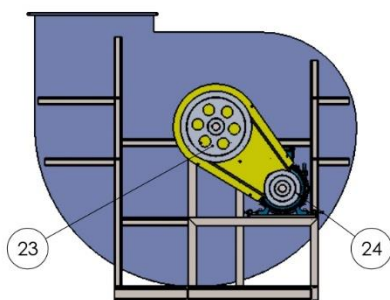
- [1] Artizono. (2023). *Comprendre et résoudre les problèmes de vibrations mécaniques*. Consulté le 12 février 2026, sur <https://artizono.com/fr/comprendre-et-resoudre-les-problemes-de-vibrations-mecaniques>
- [2] Institut canadien de conservation. (2017). *Forces physiques : Agents de détérioration*. Gouvernement du Canada. Consulté le 14 février 2026, sur <https://www.canada.ca/fr/institut-conservation/services/agents-deterioration/forces-physiques.html>
- [3] Brüel & Kjær. (2022). *Mesurer les vibrations : Pourquoi, quoi et comment*. Consulté le 15 février 2026, sur <https://www.bksv.com/fr/knowledge/blog/vibration/measuring-vibration>
- [4] Djaballah, S. (2021). *Optimisation de la Maintenance Conditionnelle Des Systèmes Mécaniques par Analyse Vibratoire* (Thèse de doctorat). Univ. Mohamed Khider Biskra. Consulté le 18 février 2026.
- [5] Snoussi, S. N., & Arbaoui, S. (2014). *Étude et conception d'un banc d'essai pour simulation de machines tournantes* (Mémoire de Master). Université M'hamed Bougara, Boumerdès. Consulté le 20 février 2026.
- [6] Ounoughi, S. E. (2018). *Analyse vibratoire des machines tournantes : Diagnostic des défauts* (Mémoire de Master). École Nationale Polytechnique (ENP), Alger. Consulté le 22 février 2026.
- [7] Bouchareb, A. (2020). *Analyse vibratoire des ventilateurs* [Rapport technique]. Scribd. Consulté le 24 février 2026, sur <https://fr.scribd.com/document/457175791/Ventilateur>
- [8] Britannica, T. (2021). *Tacoma Narrows Bridge*. Encyclopedia Britannica. Consulté le 26 février 2026, sur <https://www.britannica.com/topic/Tacoma-Narrows-Bridge>
- [9] Vibromera. (2024). *Industrial Equipment Vibration Analysis*. Consulté le 26 février 2026, sur <https://vibromera.eu/fr/juste-contenu/industrial-equipment-vibration-analysis/>
- [10] Guernsey, M., Chung, G., & Goetzler, W. (2015). *Pump and Fan Technology Characterization and R&D Assessment*. U.S. Department of Energy. Consulté le 02 mars 2026.
- [11] DirectIndustry. (2024). *Ventilateur centrifuge - CORAL*. Consulté le 04 mars 2026, sur <https://www.directindustry.fr/prod/coral/product-20446-1665582.html>
- [12] Futura-Sciences. (2015). *Conception ventilateur centrifuge industriel*. Consulté le 05 mars 2026, sur <https://forums.futura-sciences.com/technologies/720531-conception-ventilateur-centrifuge-industriel.html>
- [13] Haining AFL. (2020, 10 août). *Comment fonctionne le ventilateur centrifuge*. AFL Motor. Consulté le 07 mars 2026.
- [14] XPair Formation. (2021). *N°3 - Les ventilateurs centrifuges à action et à réaction - niv. 3*. Consulté le 09 mars 2026.
- [15] Recer. (2023). *Ventilateur centrifuge*. Consulté le 11 mars 2026, sur <https://www.recer.fr/index.php?page=ventilateur&IDVentilo=816>
- [16] Aerovent. (2021). *Ventilateur centrifuge avec entraînement par courroies*. FanPedia. Consulté le 12 mars 2026.
- [17] Amazon. (2024). *Ventilateur centrifuge en acier galvanisé*. Consulté le 14 mars 2026.
- [18] Airblower. (2024). *Centrifugal Fans*. Consulté le 15 mars 2026, sur <https://www.airblower.net/>
- [19] Longwell. (2024). *AC 230V Industrial centrifugal fans*. Consulté le 16 mars 2026.

- [20] Made-in-China. (2024). *Y2-100L-2 Three-Phase 2-Pole Heavy Work Electric Motor*. Consulté le 18 mars 2026.
- [21] Dixon, S. L., & Hall, C. A. (2014). *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery* (7th ed.). Elsevier.
- [22] ISO 20816-1. (2016). *Mechanical vibration — Measurement and evaluation of machine vibration*. ISO.
- [23] Osborne, W. C. (2002). *Fans and Ventilation: A Practical Guide*. Butterworth-Heinemann.
- [24] Hamlaoui, M. (2020). *Analyse vibratoire appliquée aux systèmes mécaniques* (Mémoire de Master). Filière Génie Mécanique. Consulté le 20 mars 2026.
- [25] Zellal, M. G. (2021). *Étude vibratoire des machines tournantes* (Mémoire de Master). Filière Génie Mécanique. Consulté le 21 mars 2026.
- [26] Hafaifa, A., Guemana, M., & Daoudi, A. (2015). Vibration supervision in gas turbine based on parity space approach. *Journal of Vibration and Control*.
- [27] Scribd. (2020). *Ventilateur – Analyse mécanique et vibratoire*. Consulté le 23 mars 2026.
- [28] Vibromera. (2024). *Industrial Equipment Vibration Analysis*. Consulté le 24 mars 2026.
- [29] Djaballah, S. (2021). *Optimisation de la maintenance conditionnelle des systèmes mécaniques par analyse vibratoire* (Thèse de doctorat). Univ. Mohamed Khider Biskra.
- [30] Snoussi, S. N., & Arbaoui, S. (2014). *Étude et conception d'un banc d'essai pour simulation de machines tournantes* (Mémoire de Master). Univ. Boumerdès.
- [31] Li, J.-R. (2020). *Finite Element Analysis* [Notes de cours]. ENSTA Paris.
- [32] Dassault Systèmes. (2021). *Performing Frequency Analysis*. SOLIDWORKS Help. Consulté le 26 mars 2026.
- [33] Dassault Systèmes. (2021). *Frequency Analysis Available in SOLIDWORKS Simulation*. Consulté le 27 mars 2026.
- [34] Wikipédia. (2024). *Ventilateur centrifuge*. Consulté le 28 mars 2026.
- [35] Futura-Sciences. (2015). *Conception ventilateur centrifuge industriel*. Consulté le 29 mars 2026.
- [36] Longwell. (2024). *AC 230V Industrial centrifugal fans*. Consulté le 30 mars 2026.
- [37] Airblower. (2024). *Centrifugal Fans*. Consulté le 31 mars 2026.
- [38] BELABBAS, A., & MIMOUNE, Z. (2020). *Conception et simulation d'une machine vibratoire avec SolidWorks* (Mémoire de Master). Université Mohamed Boudiaf - M'sila, Algérie. Consulté le 19 avril 2026.
- [39] OUAKLI, H. (2015). *Conception sous SolidWorks et commande de la machine d'enroulement filamenteuse réalisée* (Mémoire de Master). École Nationale Polytechnique, Alger, Algérie. Consulté le 19 avril 2026.
- [40] MBONSE SAH, V. (2020). *Conception et simulation (sur SolidWorks) d'un moule pour tube de poteau conique en béton: Cas des poteaux CAMTEL* (Mémoire de fin d'études). ENSET d'Ebolowa, Université de Yaoundé I, Cameroun. Consulté le 19 avril 2026.
- [41] RAO, S. S. *Mechanical Vibrations*. 6ème édition. Upper Saddle River, NJ : Pearson, 2017. Consulté le 20 avril 2026.

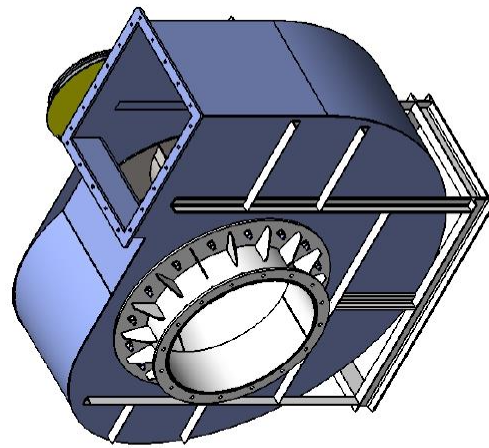
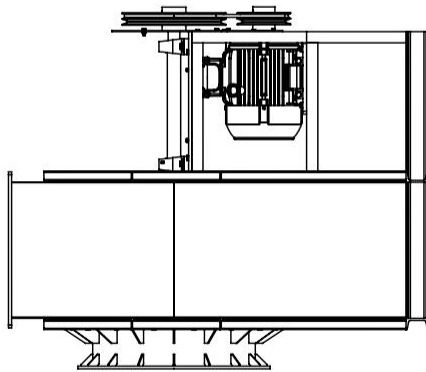
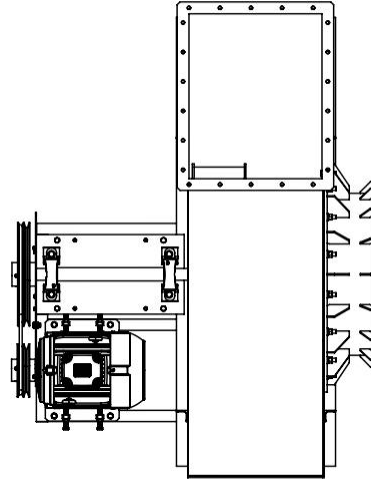
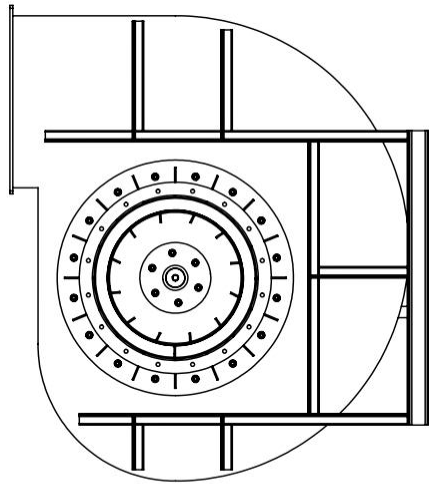
- [42] SO 1940-1:2003. *Vibrations mécaniques — Exigences en matière de qualité d'équilibrage pour les rotors à l'état rigide — Partie 1 : Détermination de l'écart d'équilibrage résiduel admissible*. Genève : Organisation internationale de normalisation (ISO), 2003. Consulté le 20 avril 2026.
- [43] DASSAULT SYSTÈMES. *SolidWorks Simulation User Guide*. Version 2023. Vélizy-Villacoublay, France : Dassault Systèmes, 2023. Consulté le 21 avril 2026.
- [44] Miloudi, A. Y. 2025. *Etude de la simulation numérique du comportement mécanique d'un support coudé* [Mémoire de master, Université du 8 Mai 1945 - Guelma]. DSpace de l'Université de Guelma. Consulté le 2 mai 2026.
- [45] Dafri, C. 2022. *Etude cinématique et dynamique, sous SolidWorks, des mécanismes plans* [Mémoire de master, Université du 8 MAI 1945 – Guelma]. Archive locale de l'auteur. Consulté le 3 mai 2026.
- [46] Mr SNOUSSI Sofiane Nadir et Mr ARBAOUI Sofiane. 2019. *Étude et Conception d'un Banc d'Essai pour Simulation de Machines Tournantes* [Mémoire de master, Université M'hamed Bougara de Boumerdès]. Plateforme Thèses-Algérie. Consulté le 9 mai 2026.
- [47] Soler & Palau. (2022). *Ventilateurs centrifuges série CBTR/CBTRL : Fiche technique*. S&P France. <https://www.solerpalau.fr>. Consulté le 14 mai 2026
- [48] AugustoBro. (2018, juillet). *Cahier de charge technique : Ventilateur centrifuge industriel — Assemblage complet* (Réf. CENTRIFUGAL FAN ASSEMBLY REV 02) [Document à usage éducationnel].

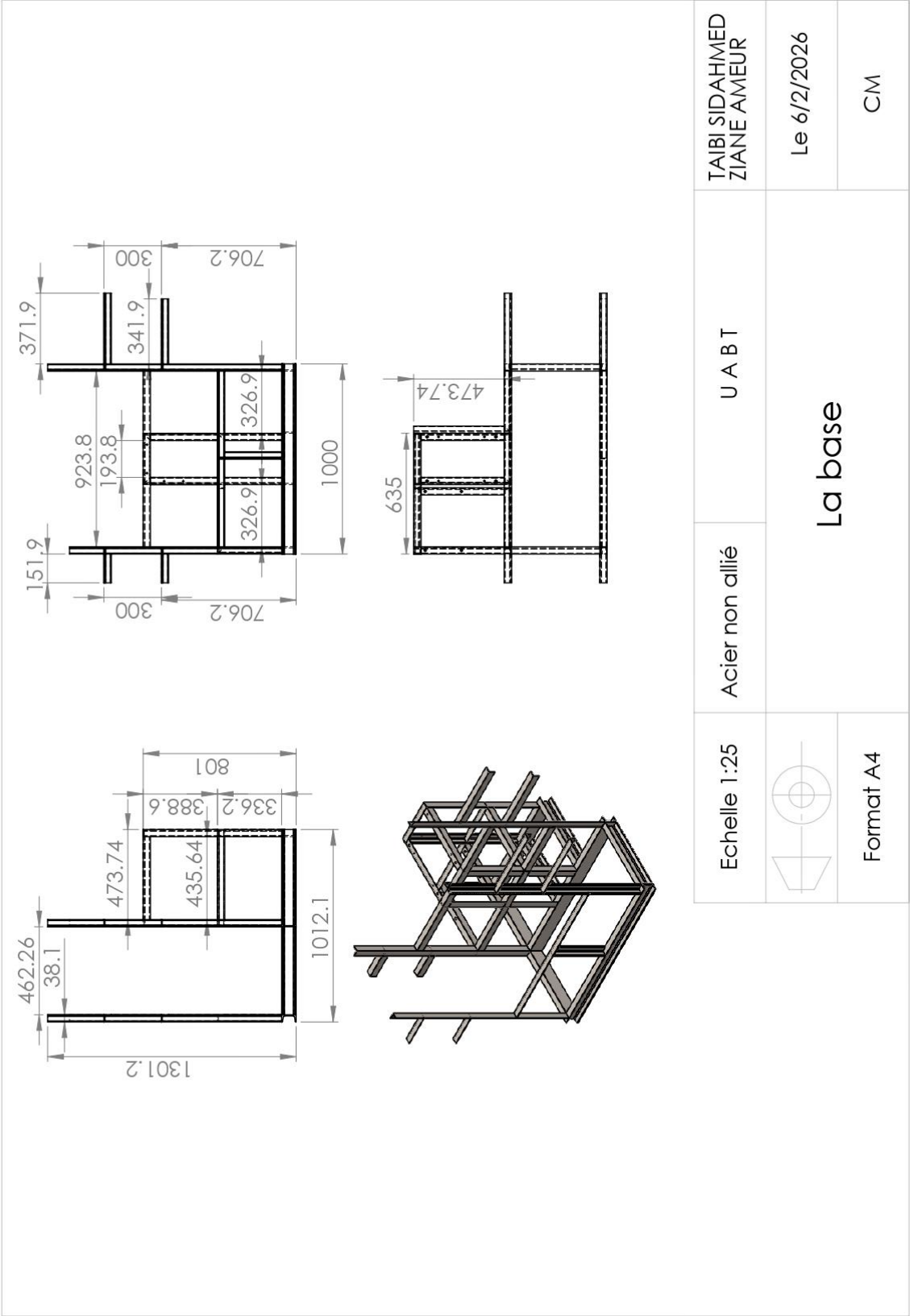
ANNEXE I

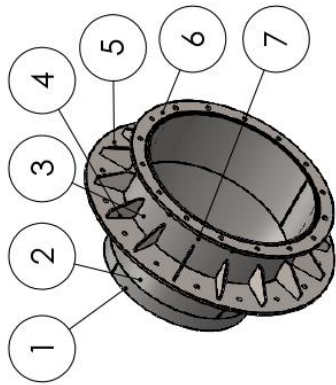
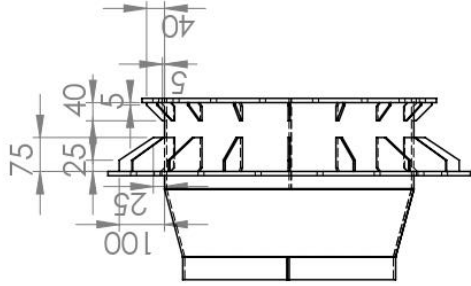
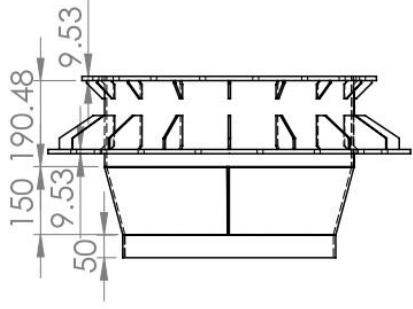
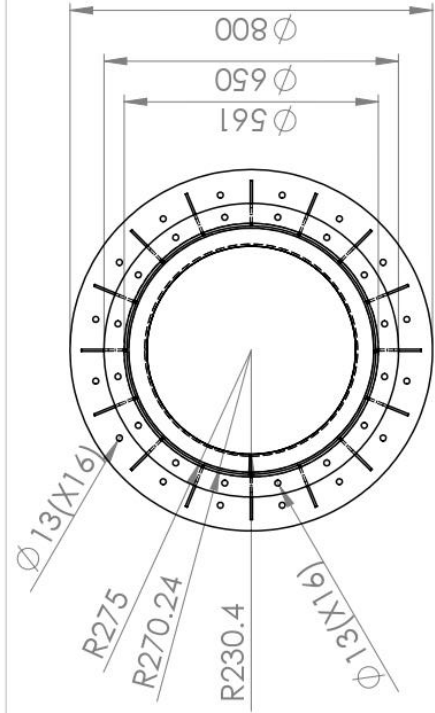
Dessin d'ensemble et dessins de définition



No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	QTE
1	La base	1
2	CARTER	1
3	PALIER A SEMELLE + base	1
4	La roue	1
5	cône	1
6	Washer ISO 7091 - 12	16
7	Washer ISO 7091 - 10	20
8	Spring washer DIN 128 - A12	16
9	Spring washer DIN 128 - A10	13
10	ISO - 4034 - M12 - N	16
11	ISO - 4034 - M10 - N	12
12	ISO - 4034 - M6 - C	2
13	ISO - 4034 - M6 - N	10
14	Moteur base	1
15	Moteur électrique	1
16	Couvercle de courroie arrière	1
17	DIN EN 24017 - M10 x 40-C	8
18	DIN EN 24017 - M10 x 55-N	4
19	DIN EN 24017 - M6 x 20-C	4
20	Protection de l'arbre	1
21	ISO 4017 - M6 x 30-C	4
22	ISO 4017 - M6 x 12-C	4
23	Poulie réceptrice	1
24	Poulie motrice	1
25	DIN 913 - M10 x 20-C	4
26	Conception du carter de protection de transmission	1
27	Arber	1
29	Parallel key A10 x 8 x 32 DIN 6885	1
30	Courroie	1

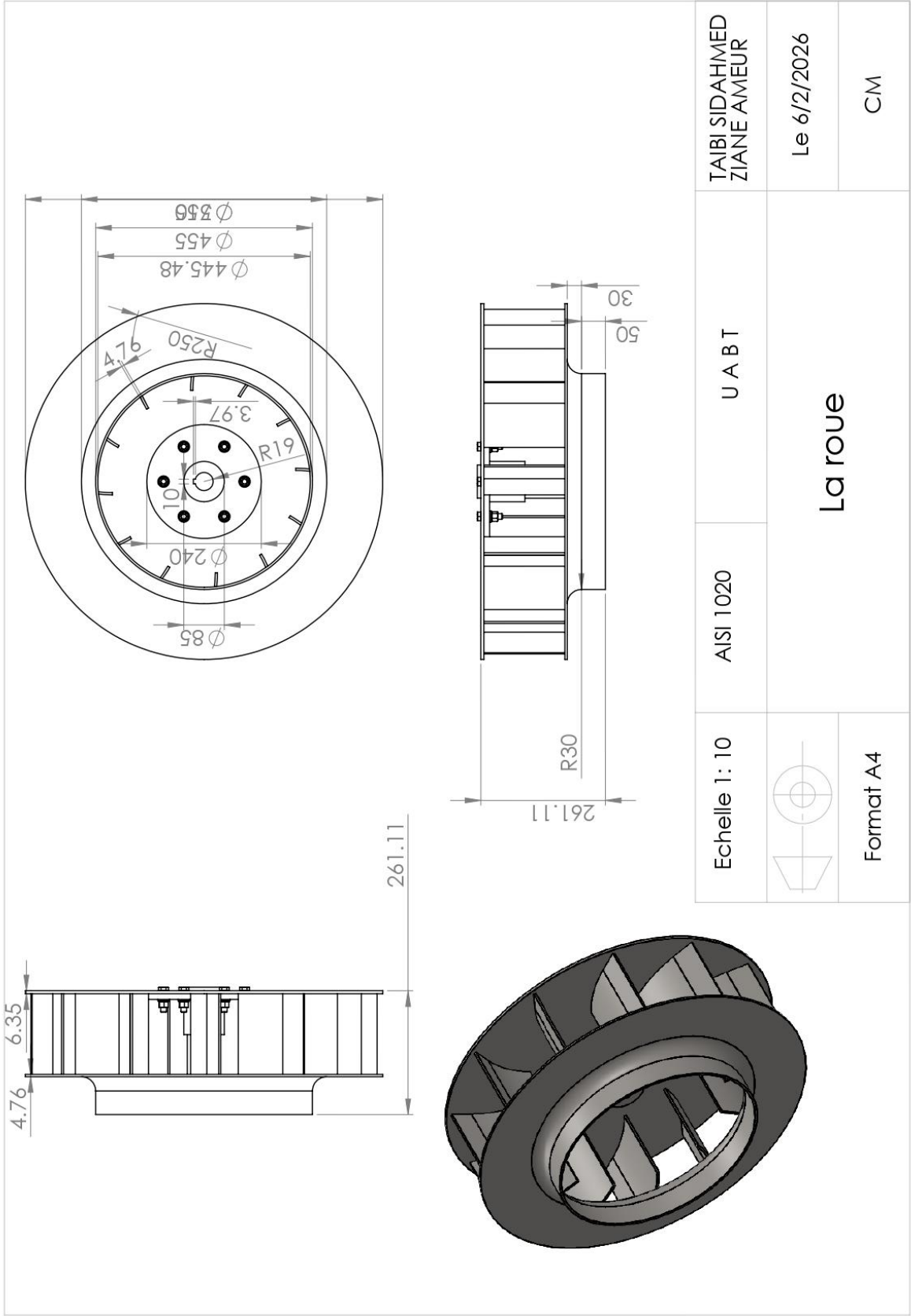


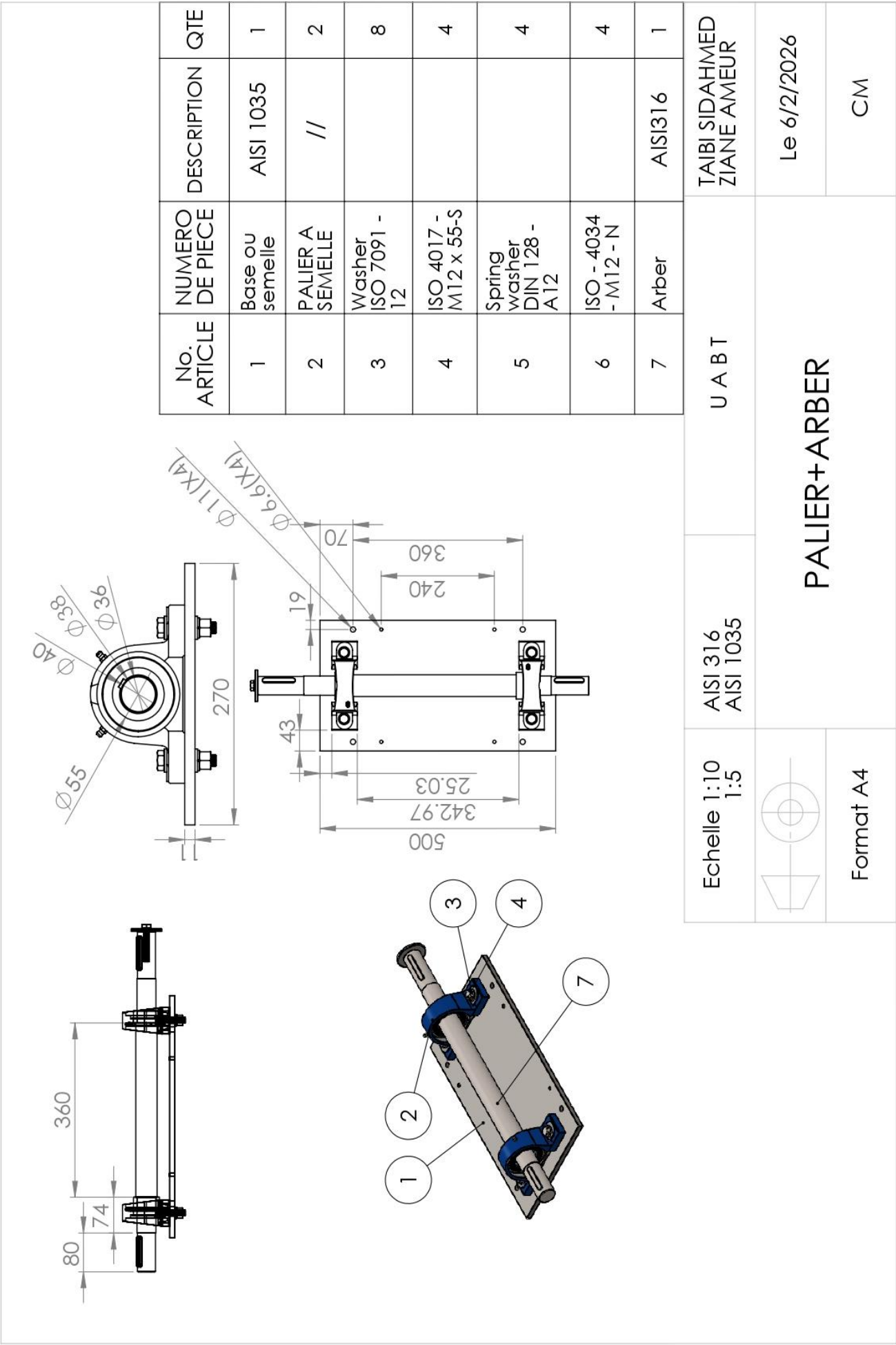


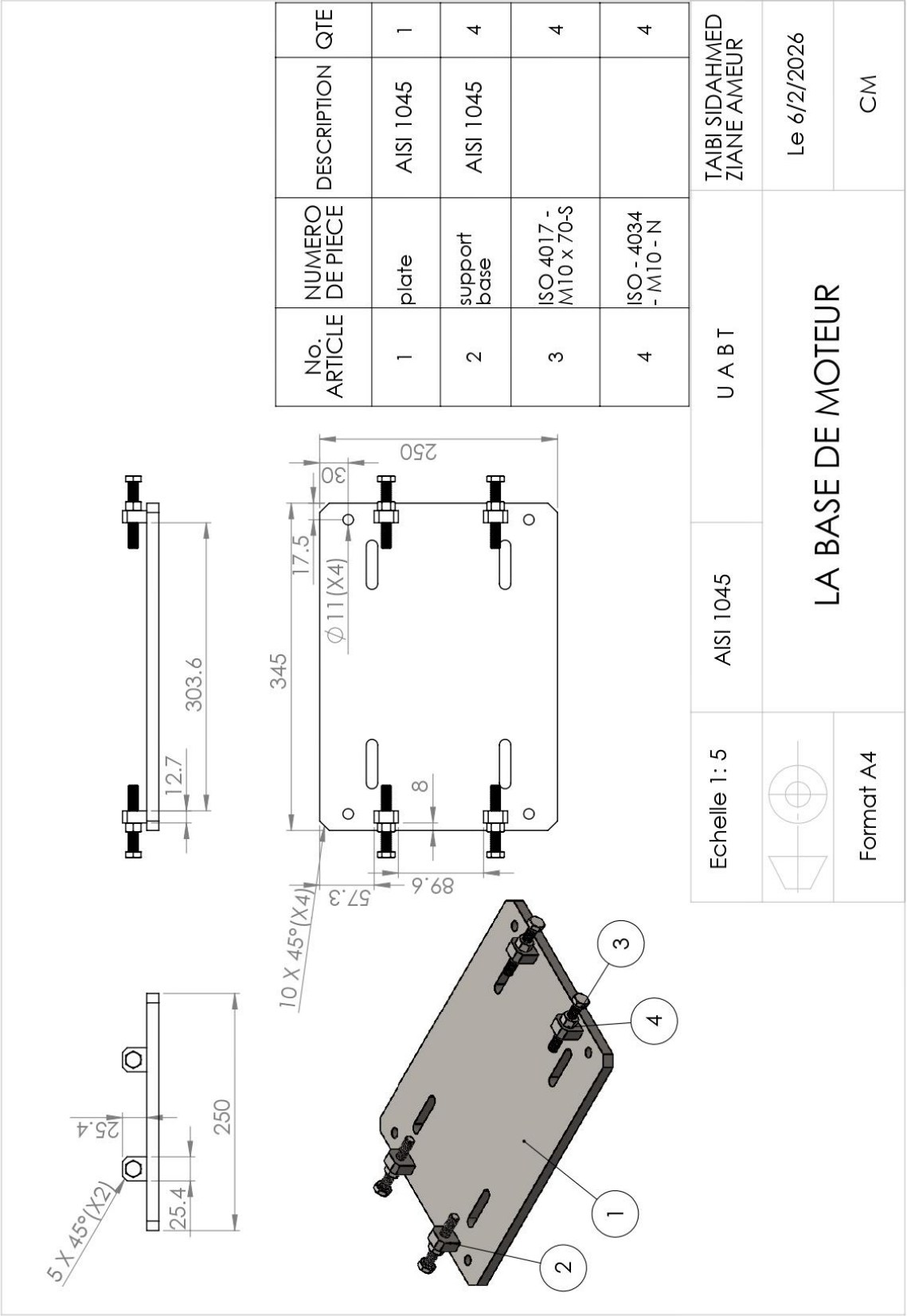


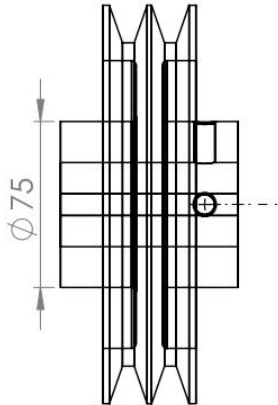
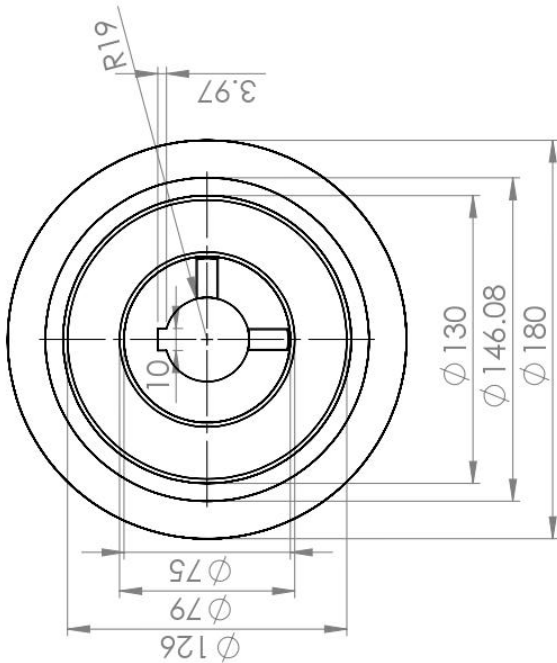
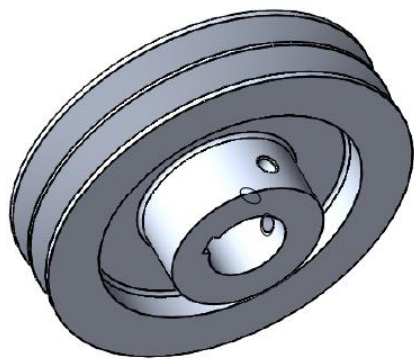
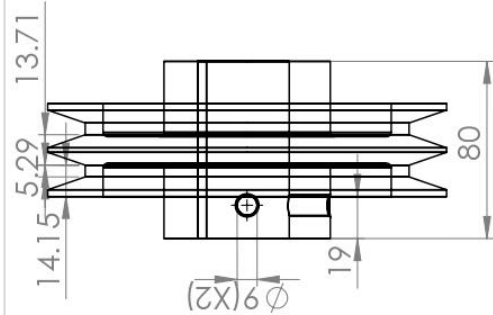
No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	DESCRIPTION	QTE
1	Plaque cône 1	AISI 1020	1
2	Plaque cône 2	AISI 1020	1
3	Plaque cône 3	AISI 1020	1
4	support 3	Acier non allié	16
5	Bride d'entrée	AISI 1020	1
6	Plaque cône 4	AISI 1020	1
7	cone support	Acie non allié	16

Echelle 1:25	Acier non allié AISI 1020	U A B T	TAIBI SIDAHMED ZIANE AMEUR
	CÔNE		
Format A4			
			Le 6/2/2026
			CM

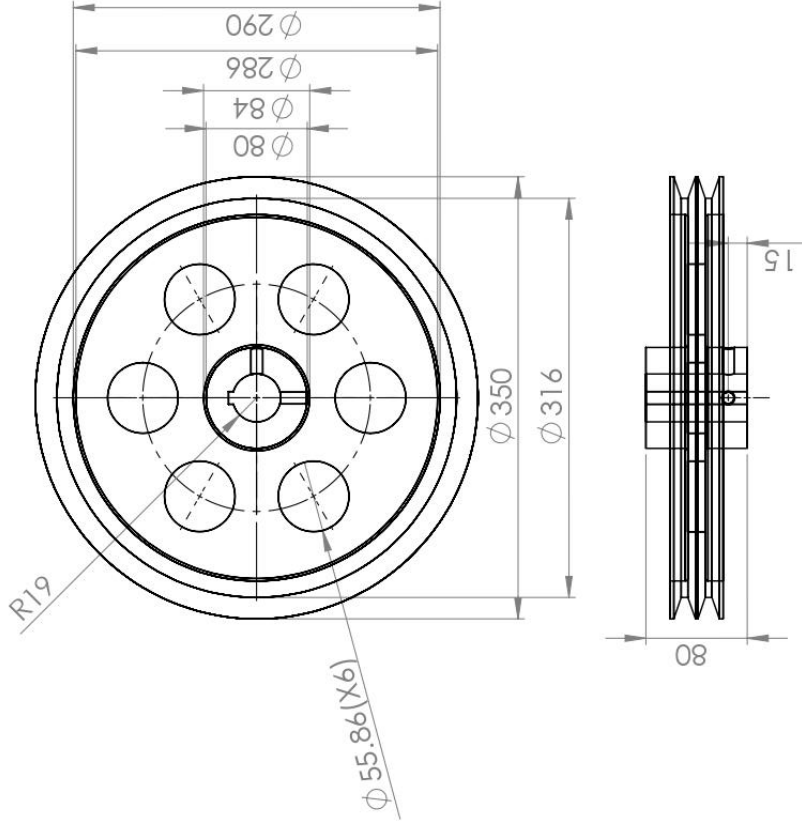
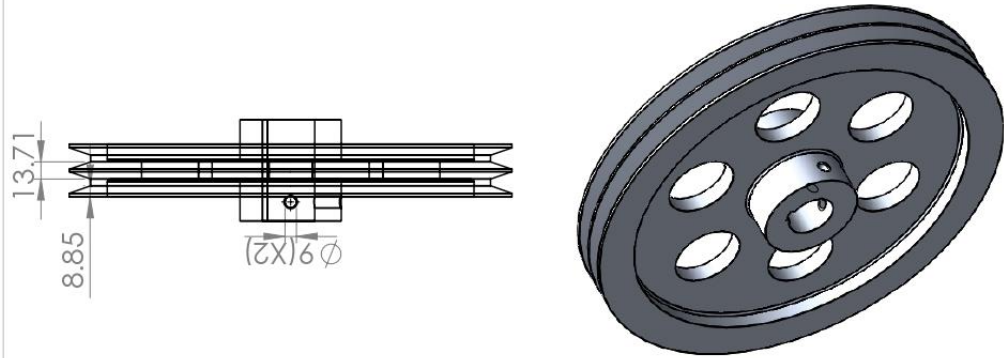




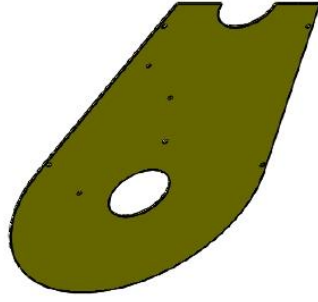
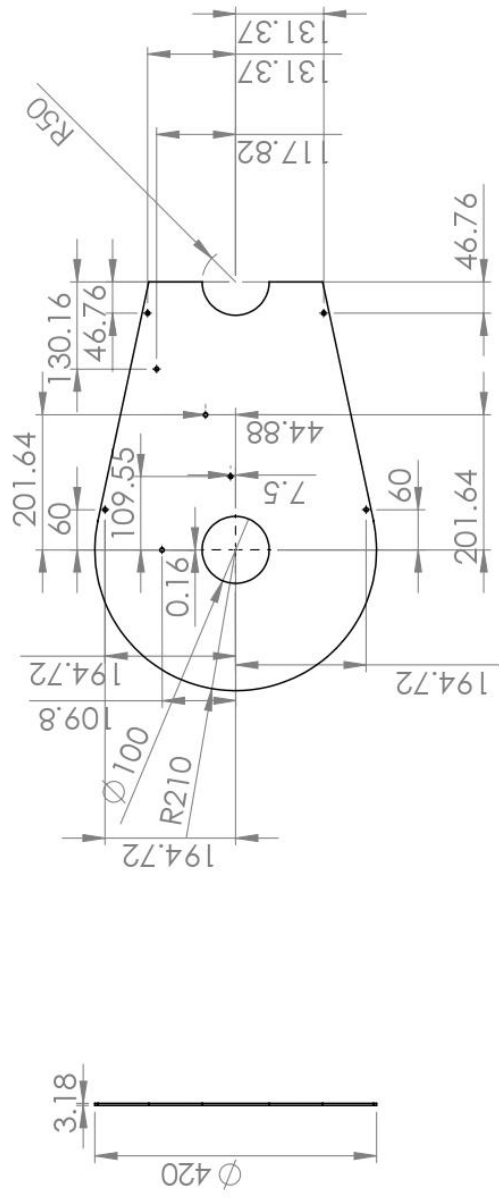




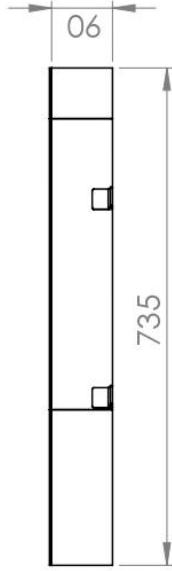
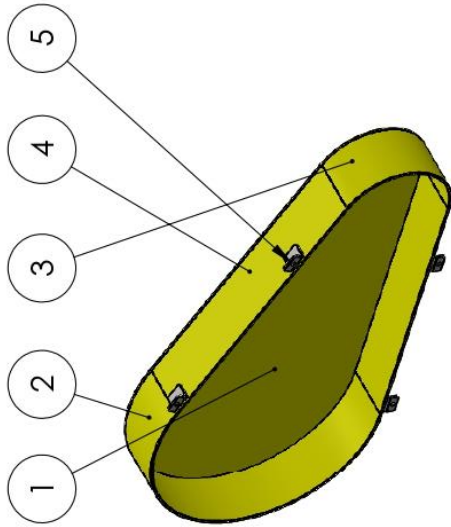
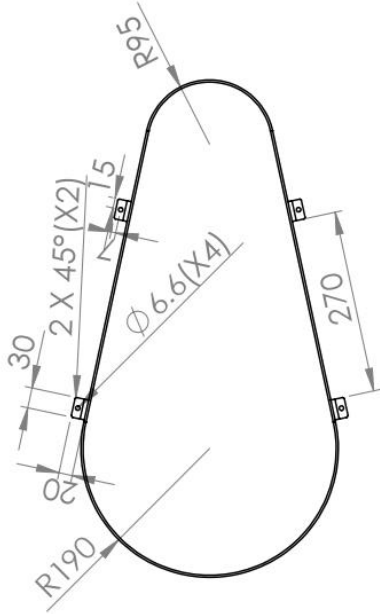
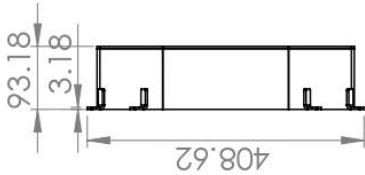
Echelle 1: 3	Aluminium 1060 H14	U A B T	TAIBI SIDAHMED ZIANE AMEUR
	Poulie motrice		Le 6/2/2026
Format A4			CM



Echelle 1: 5	Aluminium 1060 H14	U A B T	TAIBI SIDAHMED ZIANE AMEUR
	Poulie réceptrice		
Format A4			Le 6/2/2026
			CM

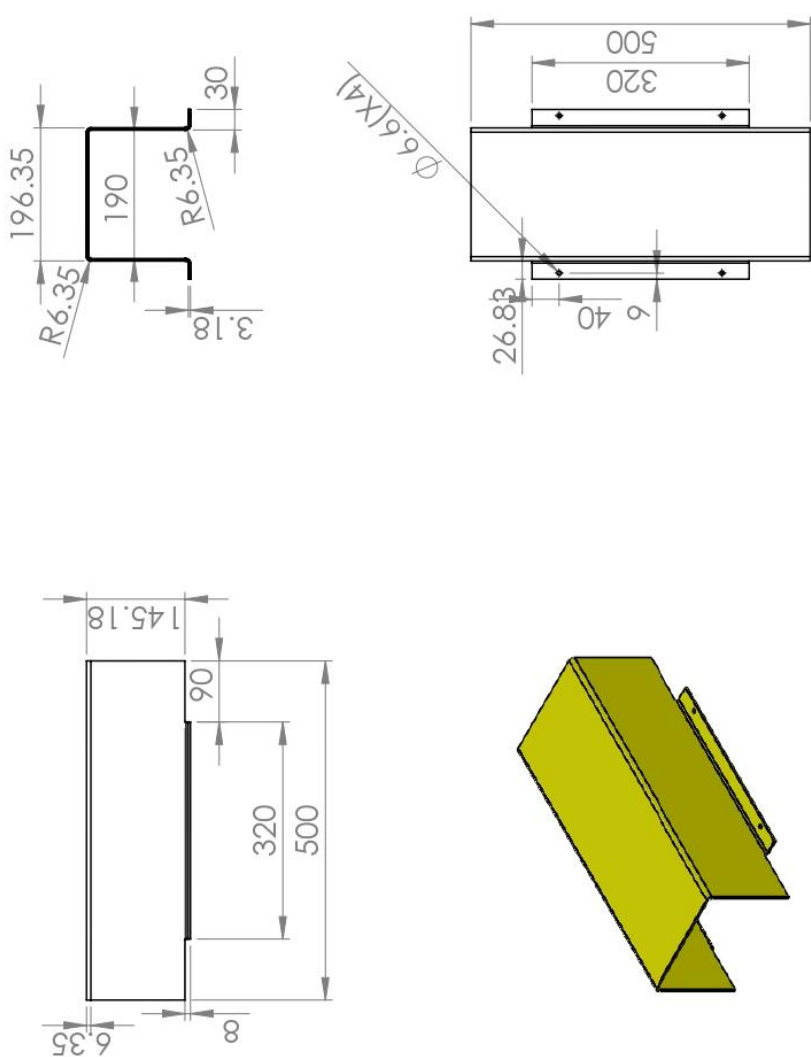


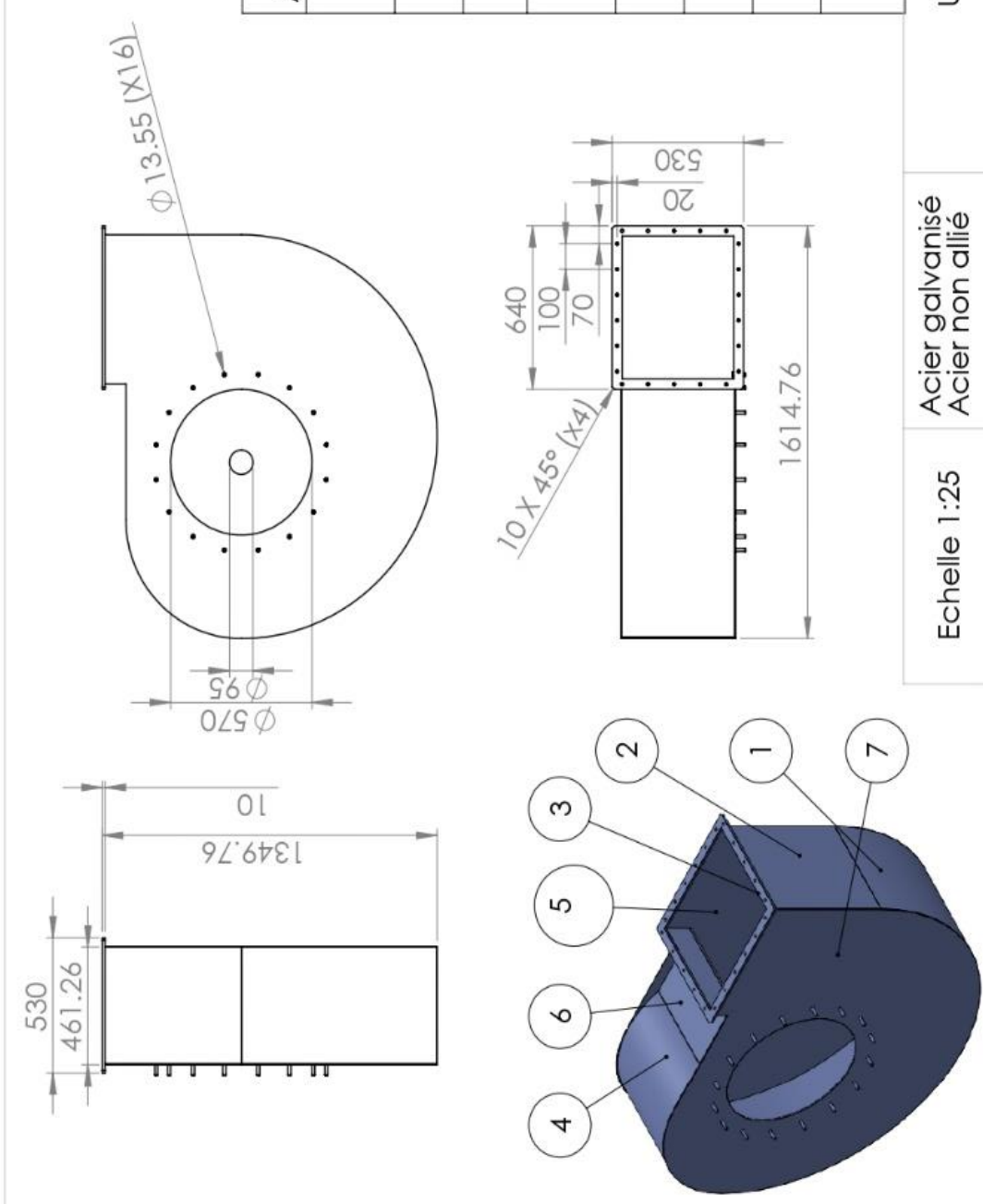
Echelle 1: 10	AISI 1020	U A B T	TAIBI SIDAHMED ZIANE AMEUR
	Couvercle de courroie arrière		
Format A4	Le 6/2/2026 CM		



No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	DESCRIPTION	QTE
1	Face du carter	AISI 1020	1
2	Courbe rayonnée 190	AISI 1020	1
3	Courbe rayonnée 95	AISI 1020	1
4	Côté latéral de protection	AISI 1020	2
5	support		4

Echelle 1: 10	AISI 1020	U A B T	TAIBI SIDAHMED ZIANE AMEUR
	CARTER DE PROTECTION DE TRANSMISSION		
Format A4	Le 6/2/2026		CM

	Echelle 1: 10	AISI 1020	U A B T	TAIBI SIDAHMED ZIANE AMEUR
		Format A4	PROTECTION DE L'ARBRE	Le 6/2/2026
			CM	



No. ARTICLE	NUMERO DE PIECE	DESCRIPTION	QTE
1	Plaque latérale inférieure	acier non allié	2
2	Plaque latérale	acier non allié	1
3	Bride de sortie	acier non allié	1
4	Plaque latérale supérieur	acier non allié	1
5	Plaque arrière	acier non allié	1
6	Plaque courbe	acier non allié	1
7	Plaque avant	acier galvanisé	1
8	ISO 4017 - M12 x 45- C		16

Echelle 1:25	Acier galvanisé Acier non allié	U A B T	TAIBI SIDAHMED ZIANE AMEUR
	CARTER		
Format A4			
			Le 6/2/2026
			CM

ANNEXE II

CAHIER DES CHARGES TECHNIQUE

VENTILATEUR CENTRIFUGE INDUSTRIEL

1. Introduction et Contexte du Projet

1.1 Présentation du Projet

Ce cahier des charges technique est établi dans le cadre d'un Mémoire de Fin d'Études (PFE) en Génie Mécanique. Il définit l'ensemble des exigences fonctionnelles, dimensionnelles, matériaux, et de validation relatives à la conception, la fabrication et l'analyse vibratoire d'un ventilateur centrifuge industriel à transmission par courroies.

Le ventilateur centrifuge est un équipement fondamental dans les systèmes de ventilation industrielle. Selon la norme UNI EN ISO 13349:2009, il s'agit d'une machine dans laquelle le fluide pénètre selon une direction axiale et est éjecté perpendiculairement à l'axe, par effet de la force centrifuge générée par la rotation de la roue à aubes.

1.2 Objectifs du Mémoire

Ce projet vise à atteindre les objectifs académiques et techniques suivants :

- Conception complète du ventilateur centrifuge (carter, roue, châssis, transmission)
- Modélisation CAO sous SolidWorks et génération des plans de fabrication
- Analyse vibratoire par éléments finis (FEA) : modes propres, réponse harmonique, diagramme de Campbell
- Vérification de l'absence de résonance dans la plage de fonctionnement
- Optimisation structurelle des composants critiques
- Rédaction du rapport de soutenance conformément aux exigences académiques

1.3 Domaine d'Application

Le ventilateur centrifuge objet de ce cahier des charges est destiné à des applications de ventilation industrielle générale, dans des conditions d'environnement standard (température ambiante, air propre à faiblement chargé). Il s'inscrit dans la famille des ventilateurs à transmission par courroies, Exécution 12 selon la classification industrielle (moteur et ventilateur montés sur le même châssis).

Plage de performances visée (références constructeur) :

Paramètre	Valeur minimale	Valeur maximale	Unité
Débit volumique Q	0,05	120	m³/s
Pression totale pt	—	25 000	Pa
Température de l'air	-20	+60	°C (standard)
Fréquence réseau	50	50	Hz

2. Description Fonctionnelle du Ventilateur

2.1 Principe de Fonctionnement

Le ventilateur centrifuge aspire l'air axialement par le cône d'entrée, le soumet à l'action centrifuge de la roue à aubes, et le refoule tangentiellement à travers la bouche de sortie du carter (volute). L'énergie est transmise depuis le moteur électrique jusqu'à la roue à aubes par l'intermédiaire d'une transmission par courroies trapézoïdales.

2.2 Forme des Ailettes — Choix Justifié

Trois typologies d'ailettes sont possibles pour une roue centrifuge. Le tableau suivant récapitule leurs caractéristiques et justifie le choix retenu pour ce projet :

Type d'ailette	Rendement	Résistance mécanique	Application typique
Négatives (courbées arrière)	Élevé	Robuste	Air propre, gaz à particules modérées, hautes températures
Positives (courbées avant)	Moyen	Correcte	Ventilation générale, contrainte d'espace ou de coût
Droites (radiales)	Faible	Très robuste	Air très chargé en particules, sciure, copeaux

2.3 Configuration de la Roue et Sens de Rotation

Le ventilateur est configuré en aspiration simple (une seule roue sur l'arbre). Le sens de rotation est défini en regardant le ventilateur du côté de la transmission (moteur). Pour ce projet, le sens horaire (RD — Right Direction) est adopté, avec une orientation de la trappe en position RD90.

L'orientation RD90 permet d'optimiser l'intégration dans les installations industrielles tout en respectant les exigences d'entretien (accès à la trappe d'inspection à hauteur d'homme, environ 1,20 m du sol).

2.4 Configuration d'Entraînement — Exécution 12

L'entraînement retenu est de type Exécution 12 : accouplement par courroies trapézoïdales, moteur et ventilateur montés sur le même châssis de base. Cette configuration présente les avantages suivants :

- Souplesse du rapport de transmission (variation possible par changement de poulies)
- Protection du moteur contre les surcharges par glissement des courroies
- Isolation vibratoire partielle entre moteur et roue
- Simplicité de maintenance et remplacement des courroies

3. Spécifications Dimensionnelles et Caractéristiques Géométrique

1.1 3.1 Dimensions Générales d'Encombrement

Paramètre	Valeur	Unité	Référence plan
Longueur totale de l'assemblage	1 580	mm	Vue de face
Largeur hors tout	1 340	mm	Vue de dessus
Hauteur totale (axe au sol)	1 012,2	mm	Vue de côté
Échelle des plans	1:10	—	Plan d'ensemble REV 03
Masse totale estimée	~480	kg	Voir section 9

3.2 Roue à Aubes (Impeller)

La roue à aubes est le composant hydrodynamique central du ventilateur. Ses caractéristiques géométriques conditionnent directement les performances aérauliques et le comportement vibratoire de l'ensemble.

Caractéristique	Valeur	Tolérance	Norme
Diamètre extérieur (D2)	Ø 750 mm	± 1 mm	ISO 2768-m
Diamètre intérieur / moyeu (D1)	Ø 170 mm	± 0,5 mm	ISO 2768-m
Alésage central de l'arbre	Ø 38 mm H7	+0,025 / 0 mm	ISO 286-1
Nombre d'aubes	12	—	Conception
Épaisseur des aubes	4,76 mm	± 0,2 mm	ISO 2768-m
Angle d'inclinaison des aubes	30° – 45°	± 2°	Contrôle angulaire
Épaisseur du plateau arrière	6,35 mm	± 0,3 mm	ISO 2768-m
Diamètre du plateau d'entrée	Ø 455 mm	± 1 mm	ISO 2768-m
Longueur du moyeu	100 mm	± 0,5 mm	ISO 2768-m

Note : Équilibrage dynamique obligatoire selon ISO 1940-1, Classe G6.3. Un déséquilibre résiduel excessif constitue la principale source d'excitation vibratoire à 1× RPM.

3.3 Carter du Ventilateur (Volute)

Paramètre	Valeur	Unité
Diamètre d'entrée (cône d'aspiration)	Ø 700	mm
Diamètre de sortie (bride refoulement)	Ø 570	mm
Dimensions de la bride de sortie	560 × 450	mm
Rayon de volute — Grand rayon	R 785	mm
Rayon de volute — Petit rayon	R 465	mm
Épaisseur de paroi	4,8 (min.)	mm
Jeu roue / volute recommandé	3 – 5	mm
Nombre de pièces assemblées (carter)	8	pcs
Procédé d'assemblage	Soudage continu (cordon 5 mm)	—

3.4 Système de Transmission — Arbre et Poulies

3.4.1 Arbre de transmission

Section	Diamètre	Longueur	Rôle fonctionnel	Tolérance
Côté roue (impeller)	Ø 38 mm	80 mm	Logement de l'impeller avec clavette	k6
Zone palier 1	Ø 40 mm	~180 mm	Portée du palier SNR UCP 208	k6
Zone palier 2	Ø 40 mm	~180 mm	Portée du palier SNR UCP 208	k6
Côté poulie	Ø 45 mm	91 mm	Logement de la poulie menée	k6
Extrémité filetée	M12 × 1 — 6H	—	Blocage axial de la poulie	6H
Longueur totale arbre	703 mm	—	Entraxe paliers adapté	± 0,1 mm

3.4.2 Poulies et rapport de transmission

Poulie	Ø nominal	Ø primitif	Nb gorges	Alésage	Position
Menée (ventilateur)	Ø 350 mm	Ø 337,5 mm	5 gorges B	Ø 38 mm	Arbre ventilateur
Motrice (moteur)	Ø 180 mm	Ø 167,5 mm	2 gorges B	Ø 38 mm	Arbre moteur

Rapport de transmission : $i = D_{\text{motrice}} / D_{\text{menée}} = 180 / 350 = 0,514 :1$

Courroies : 2 × Type B65 (GATES) — Longueur primitive 1 651 mm. Facteur de service minimum : 1,5 (conditions sévères — démarrages fréquents, fonctionnement 24h/24). Rendement de transmission selon ISO 12759 : 90% (P > 5 kW).

4. Liste des Composants et Sous-Ensembles

4.1 Nomenclature Générale de l'Assemblage

Réf.	Désignation	Qté	Matériau	Procédé de fabrication
01	Carter du ventilateur (volute)	1	Acier non allié	Découpe laser + pliage + soudage
02	Châssis de base	1	Acier non allié	Profilés en U + cornières soudés
03	Cône d'entrée avec bride	1	Acier AISI 1020	Assemblage 7 pièces
04	Roue à aubes (Impeller)	1	Acier AISI 1020	Assemblage 9 composants + équilibrage
05	Base moteur (support réglable)	1	Acier non allié	Mécanosoudé
06	Palier + Arbre (SNR UCP 208 × 2)	1 ens.	Acier C45 / Fonte	Usiné + rectifié
07	Poulie menée Ø 180 mm — Type B	1	Fonte GG25	Moulé + usiné
08	Poulie motrice Ø 350 mm — Type B	1	Fonte GG25	Moulé + usiné
09	Courroies trapézoïdales B65 GATES	2	Caoutchouc/fibres	Standard catalogue
10	Capot arrière (protection courroies)	1	Tôle galvanisée	Tôlerie + pliage
11	Protection moteur	1 ens.	Tôle galvanisée	5 pièces assemblées
12	Cache-arbre	1	Tôle galvanisée	Tôle pliée

Réf.	Désignation	Qté	Matériau	Procédé de fabrication
13	Moteur WEG 132S TOP triphasé	1	—	Standard catalogue

4.2 Boulonnerie et Éléments de Fixation

Désignation	Norme	Dimension	Grade	Qté	Couple de serrage
Boulon hexagonal	DIN 933	M10 × 40	8.8	8	35 Nm
Boulon hexagonal	DIN 933	M10 × 55	8.8	4	35 Nm
Boulon hexagonal	DIN 933	M12 × 45	8.8	16 + 6	60 Nm
Boulon hexagonal	DIN 933	M6 × 30	8.8	4	8 Nm
Boulon hexagonal	DIN 933	M6 × 20	8.8	8	8 Nm
Écrou hexagonal	ISO 4034	M10	C	12	—
Écrou hexagonal	ISO 4034	M12	C	16	—
Rondelle plate	ISO 7091	Ø 10 / Ø 12	—	40	—
Rondelle ressort	DIN 128	A10 / A12	—	28	—
Vis sans tête	DIN 913	M10 × 20	—	4	35 Nm

4.3 Châssis de Base — Détail Constructif

Le châssis assure le support de l'ensemble ventilateur + moteur. Il est réalisé en profilés acier assemblés par soudage. Sa rigidité conditionne directement la réponse vibratoire globale de l'installation.

Élément	Profilé	Quantité	Dimensions globales
Longerons principaux	Profilé en U — C 3 × 5	7 pcs	Longueurs variables
Renforts latéraux	Cornière L 1½ × 1½ × 3/16"	48 pcs	Selon plan
Dimensions hors tout châssis	—	—	1 000 × 1 012,2 × 431,9 mm
Trous de fixation au sol	Ø 6,6 mm	4 pos.	Selon plan d'implantation
Trous de fixation paliers	Ø 11 mm	8 pos.	Selon plan arbre

5. Matériaux, Traitements de Surface et Tolérances

5.1 Tableau des Matériaux

Composant	Matériau	Norme	Traitement de surface	Justification
Carter (volute)	Acier non allié	EN 10025	Peinture époxy 2 couches	Bonne résistance à la corrosion et finition esthétique
roue	AISI 1020	EN 10025	Peinture anticorrosion	Résistance mécanique accrue et homogénéité du matériau
Châssis de base	Acier non allié	EN 10025	Galvanisation à chaud	Protection durable contre la corrosion
Arbre	AISI 1020	EN 10083	Rectification Ra < 0,8 µm	Dureté et précision dimensionnelle
Poulies	AISI 1020	EN 1561	Peinture époxy	Masse modérée et bonne usinabilité
Boulonnerie	AISI 1020	ISO 898-1	Zingage électrolytique	Résistance mécanique et anticorrosion
CONE	AISI 1020	EN 10346	Peinture RAL 5010	Légèreté et conformité sécurité
Joints d'étanchéité (arbre)	NBR (standard)	—	—	T° ≤ 80 °C, milieu peu poussiéreux
Garnitures brides	Mousse EPDM	—	—	T° constante ≤ 80 °C, pics 100 °C

5.2 Tolérances Dimensionnelles Générales

Type de tolérance	Norme applicable	Classe retenue
Dimensions linéaires	ISO 2768-1	Medium (m)
Tolérances géométriques	ISO 2768-2	Medium (K)
Tolérances de soudure	ISO 13920	Medium (D)
Soudures — niveau de qualité	ISO 5817	Niveau B (élevé)

5.3 Couples de Serrage Recommandés

Filetage	Grade 8.8	Grade 10.9	Remarque
M6	8 Nm	11 Nm	Utiliser une clé dynamométrique
M10	35 Nm	49 Nm	Contrôle après 1ère mise en service
M12	60 Nm	85 Nm	Serrage croisé pour les brides

6. Analyse Vibratoire et Simulation par Éléments Finis (FEA)

Cette section constitue le cœur scientifique et académique du mémoire de fin d'études. Elle détaille la méthodologie d'analyse vibratoire appliquée au ventilateur centrifuge, réalisée sous SolidWorks Simulation, dans le but de vérifier l'absence de phénomènes de résonance dans la plage de fonctionnement nominal.

6.1 Sources d'Excitation Vibratoire

Un ventilateur centrifuge est soumis à plusieurs sources d'excitation périodique. L'identification et la quantification de ces excitations constituent le point de départ de toute analyse vibratoire sérieuse :

Source d'excitation	Fréquence d'excitation	Origine physique	Priorité d'étude
Balourd résiduel impeller	$1 \times N$ (RPM)	Déséquilibre de masse de la roue	CRITIQUE
Passage des aubes (BPF)	$12 \times N$ (12 aubes)	Interaction roue/volute	ÉLEVÉE
Transmission par courroies	Variable	Défaut de courroie, résonance courroie	MODÉRÉE
Moteur électrique (réseau)	50 Hz / 100 Hz	Excitation électromagnétique	MODÉRÉE
Harmoniques structurelles	$n \times f_{\text{propre}}$	Réponse forcée des sous-structures	À surveiller

6.2 Méthodologie d'Analyse sous SolidWorks Simulation

6.2.1 Analyse Statique

Avant toute analyse dynamique, une analyse statique est réalisée sur les composants critiques pour vérifier les niveaux de contrainte en régime permanent :

- Carter : pression interne maximale, efforts de fixation sur le châssis
- Châssis : charges statiques dues au poids propre de tous les équipements (~480 kg)
- Arbre : flexion combinée + torsion + efforts de tension des courroies
- Impeller : force centrifuge à la vitesse nominale de rotation

6.2.2 Analyse Modale (Calcul des Fréquences Propres)

L'analyse modale permet d'identifier les fréquences propres et les formes modales de chaque sous-ensemble. Elle constitue la base de la vérification de résonance.

Paramètre de l'analyse modale	Valeur / Choix retenu
Logiciel	SolidWorks Simulation — Module Fréquence
Type de maillage	Tétraédrique d'ordre 2 (éléments paraboliques)
Taille des éléments	5 à 10 mm selon la complexité géométrique
Nombre de modes calculés	10 premiers modes (minimum)
Conditions aux limites — Paliers	Appui simple (rotule) dans les directions radiales
Conditions aux limites — Carter	Encastrement aux points de fixation sur le châssis
Conditions aux limites — Châssis	Encastrement aux 4 pieds de fixation au sol
Amortissement structurel	Non pris en compte en analyse modale (cas conservatif)

6.2.3 Critère d'Acceptation Vibratoire — Rapport de Séparation

Le critère principal de validation de l'absence de résonance est défini par le rapport entre la fréquence propre de la structure et la fréquence d'excitation. Ce rapport doit satisfaire la condition suivante pour toutes les sources d'excitation identifiées :

$$f_{\text{propre}} / f_{\text{excitation}} \geq 1,15 \quad (\text{marge de séparation minimale : 15\%})$$

Ce critère signifie que toute fréquence propre de la structure doit être supérieure d'au moins 15% à la fréquence de l'excitation considérée. Cette marge de 15% garantit une séparation suffisante pour éviter tout phénomène de résonance, même en tenant compte des incertitudes de modélisation et des variations de vitesse en régime transitoire.

Condition	Rapport $f_{\text{propre}} / f_{\text{excit.}}$	Statut	Action requise
Séparation suffisante	$\geq 1,15$	CONFORME	Aucune modification nécessaire
Zone de surveillance	1,05 – 1,15	À SURVEILLER	Vérification expérimentale recommandée
Risque de résonance	$< 1,05$	NON CONFORME	Modification structurelle obligatoire

Sous-résonance	< 1,0	CRITIQUE	Reconception impérative
----------------	-------	----------	-------------------------

Note : Ce critère de 15% ($\text{ratio} \geq 1,15$) est plus conservateur que les pratiques courantes pour des machines tournantes de classe industrielle. Il est justifié par les incertitudes inhérentes à la modélisation FEA et la nature académique du projet.

6.2.4 Analyse Harmonique — Réponse en Fréquence

L'analyse harmonique complète l'analyse modale en calculant la réponse dynamique réelle de la structure soumise aux excitations périodiques identifiées. Elle permet d'obtenir les amplitudes de déplacement, les contraintes dynamiques et les accélérations en fonction de la fréquence.

- Sollicitation n°1 : Force de balourd résiduel (masse excentrée simulée selon ISO 1940-1)
- Sollicitation n°2 : Force de passage des aubes (Blade Passing Force) — $12 \times \text{RPM}$
- Plage de fréquences balayée : 0 à 200 Hz avec pas de 0,5 Hz
- Amortissement modal : $\xi = 2\%$ (valeur typique pour structures soudées en acier)

6.2.5 Diagramme de Campbell

Le diagramme de Campbell représente l'évolution des fréquences propres en fonction de la vitesse de rotation. Il permet d'identifier visuellement les intersections entre les fréquences propres de la structure et les droites d'excitation ($1\times$, $10\times$, etc.), appelées points de résonance potentiels.

- Axe X : Vitesse de rotation N (tr/min), de 0 à $1,5 \times N_{\text{nominal}}$
- Axe Y : Fréquence (Hz)
- Droites d'excitation tracées : $1\times$, $2\times$, $5\times$, $10\times N/60$
- Lignes horizontales : fréquences propres calculées (f_1 , f_2 , f_3 , ...)
- Critère visuel : aucune intersection dans la plage $\pm 15\%$ autour de N_{nominal}

6.3 Optimisation Structurale

Si des fréquences propres ne satisfont pas le critère $f_{\text{propre}} / f_{\text{excitation}} \geq 1,15$, une optimisation structurale est conduite de manière itérative selon la méthodologie suivante :

Paramètre modifiable	Effet sur les fréquences propres	Impact sur les performances
Épaisseur des parois du carter	$\uparrow$ épaisseur $\rightarrow \uparrow$ rigidité $\rightarrow \uparrow f_{\text{propre}}$	Légère augmentation de masse
Géométrie des raidisseurs du châssis	Raidisseurs croisés $\rightarrow \uparrow f_{\text{propre}}$ globale	Masse quasi-constante
Angle et épaisseur des aubes	Modification de la masse rotative	Impact sur l'aérodynamique
Jeu roue / volute (3–5 mm)	Réduit les forces d'excitation BPF	Améliore le rendement
Position et rigidité des paliers	$\uparrow$ rigidité palier $\rightarrow \uparrow f_{\text{propre}}$ arbre	Pas d'impact aéraulique

6.4 Critères de Validation Vibratoire Normatifs

Norme	Grandeur mesurée	Seuil d'acceptation	Classe / Remarque
ISO 10816-3	Vitesse vibratoire RMS (paliers)	< 4,5 mm/s RMS	Classe B — Machines 15–75 kW
ISO 10816-3	Vitesse vibratoire RMS (essai à vide)	< 2,8 mm/s RMS	Critère PFE renforcé
ISO 14694	Équilibrage impeller (résidu)	Classe G6.3	Après équilibrage
ISO 1940-1	Balourd résiduel admissible	Selon vitesse nominale	Calcul détaillé en annexe
Projet PFE	Ratio séparation modale	$f_{\text{propre}} / f_{\text{excit.}} \geq 1,15$	Critère principal — 15% min.

7. Contrôle Qualité et Tolérances Critiques

7.1 Tolérances Dimensionnelles Critiques

Composant	Paramètre contrôlé	Tolérance admissible	Moyen de contrôle
Carter	Diamètre intérieur Ø 700 / Ø 570	± 2 mm	Pied à coulisse / métrologie
Carter	Planéité des brides de raccordement	< 1 mm / 500 mm	Règle + jauge d'épaisseur
Impeller	Alésage central	Ø 38 H7 (+0,025 / 0)	Alésomètre
Impeller	Angle des aubes (30° à 45°)	$\pm 2^\circ$	Rapporteur d'angle
Châssis	Équerrage sur diagonales	< 2 mm	Mètre ruban + calcul
Arbre	Portées paliers Ø 40 mm	k6 (+0,018 / +0,002)	Micromètre externe
Arbre	Faux-rond de l'arbre	< 0,02 mm TIR	Comparateur + V-blocs
Arbre	Rugosité zones de paliers	Ra < 0,8 µm	Rugosimètre
Paliers	Jeu axial et radial	Selon fiche SNR UCP 208	Comparateur

7.2 Contrôles Fonctionnels Avant Mise en Service

Contrôle	Méthode	Critère d'acceptation
Rotation à vide	Entraînement manuel puis électrique	Rotation libre, sans frottement
Niveau de vibration à vide	Mesure accélérométrique sur paliers	< 2,8 mm/s RMS
Température des paliers	Thermomètre infrarouge après 2h	< 40°C au-dessus de l'ambiante
Bruit anormal	Écoute et analyse spectrale	Absence de choc, frottement, sifflement
Tension des courroies	Tensiomètre (méthode fréquentielle)	Selon préconisation GATES B65
Serrage de la boulonnerie	Clé dynamométrique	Couples section 5.3
Contrôle des soudures	Examen visuel 100% + ressuage zones critiques	ISO 5817 — Niveau B
Équilibrage impeller	Machine d'équilibrage dynamique	ISO 1940-1 — Classe G6.3

8. Sécurité, Conformité et Normes Applicables

8.1 Normes et Directives Applicables

Référence	Domaine d'application	Exigence principale
EN ISO 12100	Sécurité des machines — Principes généraux	Analyse et réduction des risques
ISO 5801	Ventilateurs industriels — Essais de performance	Mesure débit / pression
ISO 13349	Ventilateurs industriels — Vocabulaire et définitions	Terminologie normalisée
ISO 10816-3	Évaluation vibratoire des machines tournantes	Seuils vibratoires
ISO 1940-1	Équilibrage des rotors rigides — Exigences	Qualité d'équilibrage G6.3
ISO 14694	Ventilateurs industriels — Équilibrage	Classe et méthode
ISO 2768	Tolérances générales linéaires et géométriques	Classe Medium (m/K)
ISO 5817	Soudures — Niveaux de qualité	Niveau B (élevé)
Directive 2006/42/CE	Directive Machines — Marquage CE	Notice + déclaration conformité

8.2 Protections Mécaniques Intégrées

Équipement de protection	Composant protégé	Norme de référence
Capot arrière courroies (tôle fermée)	Transmission par courroies — risque d'entraînement	EN ISO 12100
Protection moteur (5 pièces)	Moteur — risque de contact pièces chaudes	EN ISO 12100
Cache-arbre (tôle pliée)	Extrémité d'arbre — risque d'enroulement	EN ISO 12100
Grille d'aspiration (recommandée)	Cône d'entrée — risque d'aspiration de corps étrangers	EN ISO 12100

8.3 Plan de Maintenance Préventive

Élément à contrôler	Fréquence	Opération
Tension et état des courroies	Mensuelle	Vérification visuelle + tensiomètre
Niveau de vibration des paliers	Mensuelle	Mesure accélérométrique
Graissage des roulements	Selon fabricant SNR	Graisse lithium EP2
État des protections mécaniques	Mensuelle	Inspection visuelle
Serrage de la boulonnerie	Trimestrielle	Clé dynamométrique
Inspection des soudures	Annuelle	Examen visuel + ressuage si nécessaire
Remplacement des courroies	Selon usure (max. 2 ans)	Remplacement par paire (2 courroies)
Équilibrage de l'impeller	En cas de vibrations anormales	Machine d'équilibrage dynamique

9. Bilan de Masse et Caractéristiques Moteur

9.1 Masse Estimative des Composants

Composant	Masse estimée (kg)	Remarque
Carter assemblé (volute)	~180	8 pièces soudées, épaisseur 4,8 mm
Châssis de base	~120	Profils U + 48 cornières soudées
Impeller (roue à aubes)	~55	Plateau 6,35 mm + 12 aubes + moyeu
Arbre + paliers SNR UCP 208	~30	Arbre C45 Ø40 L=703 mm + 2 paliers
Poulies (menée + motrice)	~25	Fonte GG25, Ø180 + Ø350 mm
Moteur WEG 132S TOP triphasé	~60	Masse standard catalogue WEG
Protections et capots	~15	Tôle galvanisée + peinture
Boulonnerie et quincaillerie	~5	Acier zingué grade 8.8
TOTAL ASSEMBLAGE	~490 kg	À confirmer par pesée réelle

Note : Ces valeurs sont indicatives et doivent être confirmées par calcul détaillé des masses dans SolidWorks (propriétés de masse des pièces) et pesée des composants réels lors de la fabrication.

9.2 Caractéristiques du Moteur WEG 132S TOP

Caractéristique	Valeur	Unité
Type	Triphasé asynchrone	—
Norme	WEG 132S TOP	—
Fréquence réseau	50	Hz
Tension d'alimentation	400 / 690	V (Δ / Y)
Puissance nominale	À définir selon calcul aéraulique	kW
Vitesse synchrone	1 500 ou 3 000	tr/min (4 ou 2 pôles)
Classe d'isolation	F	—
Indice de protection	IP55	—
Masse	~60	kg

10. Documentation Technique à Produire

10.1 Plans et Schémas

Document	Format	Statut
Plan d'ensemble (REV 03)	A1 — Échelle 1:10	À établir
Plans de détail — Carter (8 pièces)	A3 / A4 — Échelle adaptée	À établir
Plans de détail — Impeller (9 composants)	A3 / A4	À établir
Plan de détail — Arbre	A3 — Échelle 1:1	À établir
Plan d'encombrement avec côtes de fixation	A2	À établir
Courbe caractéristique débit / pression (Q-Pt)	A4	À établir
Schéma électrique de raccordement moteur	A4	À établir
Plan de châssis avec positions de fixation au sol	A2	À établir

10.2 Rapports Techniques

Rapport	Contenu principal	Norme de référence
Rapport d'équilibrage dynamique impeller	Balourd résiduel mesuré, corrections effectuées	ISO 1940-1 — G6.3
Rapport de contrôle dimensionnel	Relevés de cotes critiques vs. tolérances	ISO 2768 m/K
Rapport d'analyse modale FEA	Fréquences propres, formes modales, ratio $f_p/f_e \geq 1,15$	ISO 10816-3
Rapport de réponse harmonique FEA	Amplitudes, contraintes dynamiques, diagramme Campbell	ISO 10816-3
Rapport de simulation statique FEA	Contraintes max., déformations, facteurs de sécurité	Von Mises
Rapport de contrôle de soudures	Résultats examen visuel + ressuage zones critiques	ISO 5817 — Niveau B
Certificats de conformité matière	Nuances acier S235JR / S275JR / C45	EN 10025 / EN 10083
Rapport d'essai à vide	Mesures vibratoires, températures paliers, bruit	ISO 10816-3

Conclusion

Ce cahier des charges technique constitue le document de référence complet pour la conception, la fabrication, la validation et la maintenance du ventilateur centrifuge industriel dans le cadre du Mémoire de Fin d'Études en Génie Mécanique.

L'ensemble des spécifications — géométriques, matériaux, de fabrication et vibratoires — est défini de manière à permettre une analyse rigoureuse et une maintenance structurée, centrée sur les axes scientifiques suivants :

- Maîtrise des sources d'excitation vibratoire (balourd, passage des aubes, courroies, réseau)
- Application du critère de séparation modale : $f_{\text{propre}} / f_{\text{excitation}} \geq 1,15$ (marge de 15%)
- Simulation FEA complète sous SolidWorks : statique, modale, harmonique, diagramme de Campbell
- Optimisation structurelle itérative pour satisfaire les critères normatifs (ISO 10816-3, ISO 1940-1)
- Démarche qualité conforme aux normes ISO en vigueur