

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

جامعة بوعباكر بلقاسم - تلمسان

Université Aboubakr Belkacem - Tlemcen  
Faculté de TECHNOLOGIE



Présenté pour l'obtention du de

: Génie mécanique

: Construction mécanique

: BOUDGHENE STAMBOULI Aymen Mounir

Soutenu publiquement, le 13 / 06 / 2024, devant le jury composé de :

Mr. Hadjoui Abdelhamid	Pr	Université de Tlemcen	Président
Mr. Boukhalfa Abdelkrim	Pr	Université de Tlemcen	Examineur
Mr. Saimi Ahmed	MCA	Université de Tlemcen	Encadrant
Mr. Bensaid Ismail	MCA	Université de Tlemcen	Co-Encadrant

Année universitaire : 2023 /2024

---

En préambule, je voudrais remercier Dieu, de m'avoir procuré la santé et la lumière, qui a éclairé ma route tout au long de ce parcours.

Je souhaite adresser mes chaleureux remerciements à Monsieur BENSAID ISMAIL et SAIMI Ahmed, mes directeurs de mémoire, dont la direction éclairée a été une source d'inspiration constante. Leurs enseignements riches en connaissances ont été d'une valeur inestimable.

Un grand merci s'adresse également à tous les membres du jury. À Monsieur Monsieur HADJOU, qui a accepté la lourde tâche de présider ce jury, et à BOUKHALFA Abdelkarim, qui a généreusement pris le temps d'examiner ce mémoire.

Mes professeurs méritent également une mention spéciale. Leur engagement à me fournir les connaissances essentielles pour réussir mes études universitaires est une contribution précieuse à ma formation.

Enfin, je ne saurais oublier de témoigner ma reconnaissance profonde envers mes chers parents et ma sœur bien-aimée. Leur confiance indéfectible et leur soutien inestimable ont été les piliers solides qui ont soutenu mon parcours. Votre présence a été mon inspiration quotidienne.

---

Avec une immense gratitude, je souhaite dédier humblement ce travail à ceux qui, quelle que soit la formulation choisie, ne sauraient saisir pleinement l'ampleur de mon amour sincère.

En tout premier lieu, à ma famille, qui m'a imprégné d'une éducation empreinte de valeurs dignes. À celle qui incarne la précieuse grâce de Dieu dans ma vie, ma chère Maman, source de mon existence, de ma réussite, et de tout mon amour et respect. À mon cher Papa, l'homme qui a enduré en silence pour que je ne souffre jamais, celui qui a déployé des efforts incommensurables pour mon bonheur.

À ma tendre sœur, Mila, dont l'encouragement, les conseils et le soutien constants ont été mes piliers tout au long de mes études. Je prie pour que Dieu les protège et les comble de santé et de bonheur.

Je n'oublie pas mes amis, qui m'ont soutenu de manière inébranlable tout au long de mon parcours universitaire. À tous ceux qui ont contribué, de près ou de loin, à rendre ce projet possible, je vous adresse un sincère merci.

En fin de compte, je vous dis merci, du fond du cœur, pour tout.

---

Dans ce document captivant, nous plongeons dans l'univers complexe des rotors , explorant leurs diversités , leurs utilités dans plusieurs secteurs industriels, et leurs implications cruciales. Nous passons en revue les différents types de rotors, des rigides aux flexibles , en mettant en lumière l'importance des paliers pour assurer leur bon fonctionnement . Ensuite , nous explorons l'analyse dynamique avec des concepts clés tels que les vitesses critiques , les orbites modales et les risques liés aux vibrations, tout en examinant les aspects numériques comme les sources d'excitation et les caractéristiques spécifiques des éléments du rotor. Par la suite, le document plonge dans le monde captivant de la modélisation et de la simulation , utilisant SolidWorks pour créer en 3D

---

في هذه الورقة الجذابة، نتعمق في عالم الدوارات المعقد، ونستكشف تنوعها، وفائدتها عبر قطاعات صناعية متعددة، وآثارها الحاسمة. نقوم بمراجعة الأنواع المختلفة للدوارات، من الصلبة إلى المرنة، مع تسليط الضوء على أهمية المحامل لضمان تشغيلها بشكل سليم. بعد ذلك، نستكشف التحليل الديناميكي باستخدام المفاهيم الأساسية مثل السرعات الحرجة والمدارات النمطية ومخاطر الاهتزاز، مع فحص الجوانب العددية مثل مصادر الإثارة والخصائص المحددة لعناصر الدوار. بعد ذلك، تتعمق الورقة في عالم النمذجة والمحاكاة المثير، باستخدام SolidWorks لإنشاء أجزاء ثلاثية الأبعاد معقدة مثل شفرات دافعة الطرد المركزي والدفاعات ذات المروحة والسطح العلوي، ثم استخدام ANSYS للتحليل المتعمق بما في ذلك التحليل النموذجي، والشبكات، وصلابة المحامل، وكذلك تفسير النتائج مع التمييز الواضح بين الأوضاع المستقرة وغير المستقرة. وبالتالي تقدم هذه الوثيقة استكشافاً كاملاً ومفصلاً للدوارات، مما يثري فهمنا وإتقاننا لهذه المكونات الأساسية للعديد من التطبيقات الصناعية.

الكلمات المفتاحية: المحاكاة، الدوارات، تأثير الاهتزاز، مخطط كامبل

---

In this captivating paper, we delve into the complex world of rotors, exploring their diversity, their utility across multiple industrial sectors, and their critical implications. We review the different types of rotors, from rigid to flexible, highlighting the importance of bearings to ensure their proper operation. Next, we explore dynamic analysis with key concepts such as critical speeds, modal orbits and vibration hazards, while examining numerical aspects such as excitation sources and specific characteristics of rotor elements. Subsequently, the paper delves into the exciting world of modeling and simulation, using SolidWorks to create complex 3D parts like centrifugal impeller blades and impellers with propeller and surface loft, then employing ANSYS for in-depth analysis including modal analysis, meshing, bearing stiffnesses, as well as interpretation of results with a clear distinction between stable and unstable modes. This document thus offers a complete and detailed exploration of rotors, enriching our understanding and mastery of these essential components for numerous industrial applications.

**Key words:** Simulation, Rotors, Vibration effect, Campbell diagram

---

Liste des figures et tableaux.....	10
Introduction.....	12

---

2.3.1. Le modèle à long arbre .....	33
2.3.2. Le modèle de disque rotor .....	33
2.3.3. Le modèle de rotor à aubage .....	34
2.3.4. Le modèle de rotor libre .....	35
2.3.5. Les modèles de rotor rigide et de rotor de Jeffcott.....	35
2.3.6. Le modèle de rotor réel .....	36
2.4. Analyse dynamique et vibratoire d'un rotor flexible .....	36
2.4.1. Notion de vitesse critique et diagramme de Campbell.....	36
2.4.2. L'orbite modale .....	37
2.4.3. L'analyse de stabilité.....	38
2.4.4. Les méthodes de la stabilité .....	38
2.5. Dynamique des rotors.....	39
2.6. Aspects numériques.....	40
2.7. Sources d'excitation .....	41
2.8. Caractéristiques des éléments du rotor.....	41
2.8.1. Éléments du rotor .....	41
2.9. Conclusion.....	44
3.1. Introduction .....	46
3.2. Modélisation Géométrique.....	46
3.2.1. Les model étudiant .....	46
3.2.2. Modélisation d'une turbine centrifuge avec hélice et surface loft.....	52
3.2.3. Dessin de définition.....	56
3.3. Simulation modale sur ANSYS.....	58
3.3.1. Menu principale.....	59
3.3.2. Analyse Modale.....	60
3.3.3. Maillage.....	62
3.3.4. Raideurs des Paliers .....	64
3.3.5. Diagramme des fréquences (Diagramme de Campbell).....	67
3.3.6. Analyse de stabilité .....	68
3.3.7. Résolution de la Simulation .....	69
3.3.8. Modes Stables et Instables : .....	70
3.4. Résultats et interprétations .....	70

---

---

3.4.1. Mode instable .....	70
3.4.2. Mode stable .....	81
3.5. Conclusion.....	92
Conclusion Générale .....	94
Références Bibliographies.....	96

Figure 1. 1 Rotor simple avec un disque [1] .....	15
Figure 1. 2 turboréacteur d'avion typique [2] .....	16
Figure 1. 3 Rotors des turbines [3] .....	17
La Figure 1. 4. Illustre les paliers d'un rotor, des composants cruciaux dans les machines rotatives. ....	20

Figure 2. 1 Rotor a long arbre[10]	33
Figure 2. 2 Rotor avec disque[11]	34
Figure 2. 3 Rotor a aubage[12]	34
Figure 2. 4 Rotor libre[13]	35
Figure 2. 5 Rotor de Jeffcott-Laval[14]	35
Figure 2. 6 Rotor réel[15]	36
Figure 2. 7 Disque[16]	42
Figure 2. 8 Arbre	42
Figure 2. 9 Palier[17]	43
Figure 2. 10 Balourd [18]	43

Figure 3. 1 Création de l'esquisse de base	47
Figure 3. 2 Extrusion de l'esquisse	48
Figure 3. 3 Ajout des courbures et des profils aérodynamiques	49
Figure 3. 4 Répétition circulaire	50
Figure 3. 5 Résultat final de la modélisation	51
Figure 3. 6 Création de l'esquisse de base pour l'hélice	52
Figure 3. 7 Création des profils de loft	54
Figure 3. 8 Répétition circulaire	55
Figure 3. 9 Fusion des surfaces et résultat final	56
Figure 3. 10 Menu principale	60
Figure 3. 11 Schéma du projet	61
Figure 3. 12 Outil de maillage	62
Figure 3. 13 Paramètres de maillages	63
Figure 3. 14 Validation de maillage	64
Figure 3. 15 Addition de paliers	65
Figure 3. 16 Propriétés aux paliers	66
Figure 3. 17 Propriétés du diagramme de Campbell	68
Figure 3. 18 Lancement de la simulation	69
Figure 3. 19 Déformation de la turbine à la fréquence 28.057Hz	71
Figure 3. 20 Déformation de la turbine a 121.08 Hz	71

---

Figure 3. 21 Déformation de la turbine a 92.729 Hz	72
Figure 3. 22 Diagramme de Campbell de la roue centrifuge avec turbine	73
Figure 3. 23 Déformation de la turbine a la fréquence 25.725 Hz	76
Figure 3. 24 Déformation de la turbine à la fréquence 94.419 Hz	76
Figure 3. 25 Déformation de la turbine à la fréquence 419.22 Hz	77
Figure 3. 26 Diagramme de Campbell de la turbine avec hélice et surface loft	78
Figure 3. 27 Déformation de la turbine en mode stable à la fréquence 26.852 Hz	81
Figure 3. 28 Déformation de la turbine en mode stable à 34.945 Hz	81
Figure 3. 29 Déformation de la turbine en mode stable à 145.65 Hz	82
Figure 3. 30 Diagramme de Campbell du rotor avec turbine et surface loft	83
Figure 3. 31 Déformation de la turbine avec surface loft 24.499 Hz	87
Figure 3. 32 Déformation de la turbine avec surface loft à la fréquence 101.4 Hz	88
Figure 3. 33 Déformation de la turbine avec surface loft à la fréquence 125.41 Hz	88
Figure 3. 34 Diagramme de Campbell de la turbine avec hélice et surface loft	89
Tableau 3. 1 fréquences propres en Hz du rotor avec turbine centrifuge mode instable	73
Tableau 3. 2 frequences propres en Hz du rotor avec turbine et surface loft mode instable	78
Tableau 3. 3 fréquences propres en Hz du rotor avec turbine centrifuge mode stable	83
Tableau 3. 4 frequences propres en Hz du rotor avec turbine et surface loft mode stable	89

---

Dans l'univers dynamique des machines tournantes, les rotors jouent un rôle central, propulsant des secteurs aussi variés que l'aéronautique, l'industrie, ou encore la production d'énergie. Ce chapitre initial plonge au cœur des généralités sur les rotors, offrant un regard complet sur leur définition, leurs utilisations diverses et les caractéristiques qui les définissent. Nous remontons aux racines de leur conception, évoquant les avantages et inconvénients inhérents à leur utilisation, tout en explorant les différents types de rotors rigides et flexibles.

Nous dévoilons également l'importance des paliers dans le fonctionnement des rotors, en décrivant les différentes typologies et les liaisons possibles entre rotor et palier. L'analyse se poursuit en sondant les vibrations, phénomènes complexes parfois négligés mais dont les conséquences peuvent être dévastatrices.

Le chapitre suivant plonge plus profondément dans l'analyse dynamique des rotors, décomposant les concepts fondamentaux qui sous-tendent leur fonctionnement. Des notions cruciales telles que les vitesses critiques, les orbites modales et l'analyse de stabilité sont explorées en détail, fournissant un socle solide pour une compréhension approfondie.

Enfin, nous abordons la modélisation et la simulation, étapes essentielles dans la compréhension et l'optimisation des rotors. Nous présentons les méthodes de modélisation 3D des pièces avec SolidWorks, avant de plonger dans l'analyse par simulation sur ANSYS. Des étapes clés telles que l'analyse modale, le maillage, les raideurs des paliers, et l'interprétation des résultats sont décortiquées, offrant un aperçu complet du processus de simulation et de son impact sur la performance des rotors.

# Chapitre 1

---

Avant d'entrer dans l'analyse dynamique des rotors, il est important de définir ce qu'est un rotor, ses différentes applications, ses types, ainsi que les paliers de guidage qui y sont associés. Les rotors sont des éléments essentiels dans divers domaines tels que l'aéronautique, l'industrie, ou encore l'énergie. Ils sont utilisés dans des machines comme les turbines, les moteurs, ou les compresseurs. Les types de rotors varient en fonction de leur configuration, de leur fonction et des forces auxquelles ils sont soumis.

Les paliers de guidage jouent un rôle crucial dans le fonctionnement des rotors en assurant leur stabilité et leur rotation régulière. Ils peuvent être de différents types, comme les paliers lisses ou les paliers à roulement, et sont conçus pour supporter les charges et réduire les frottements.

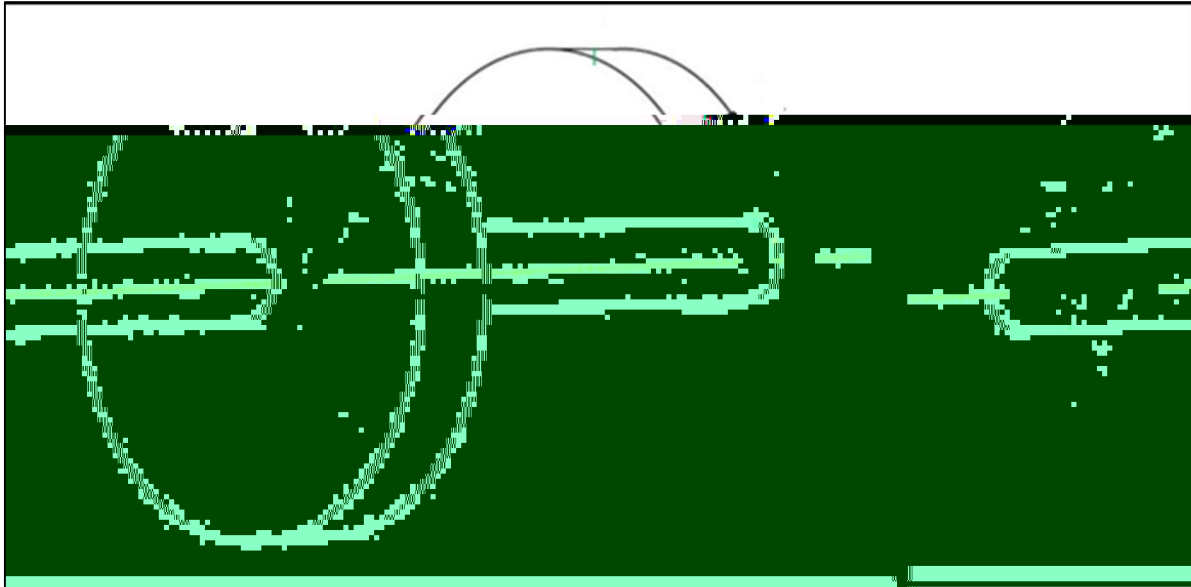
En ce qui concerne les vibrations des rotors, elles peuvent être un problème majeur, pouvant entraîner des dommages, voire la défaillance de la machine. Les causes des vibrations peuvent être multiples, allant des déséquilibres de masse aux résonances structurelles en passant par les effets du fluide environnant. Il est donc crucial de comprendre et de maîtriser ces phénomènes pour assurer le bon fonctionnement et la sécurité des systèmes à rotor.

Un rotor représente l'ensemble des composants solidaires de l'arbre d'une machine qui sont en rotation avec celui-ci. Cette configuration comprend une variété d'éléments essentiels tels que les roues dentées, les disques de turbines, les disques de compresseurs, ainsi que d'autres composants comme les bagues de roulements. Ces pièces sont interconnectées et travaillent ensemble pour accomplir diverses tâches au sein de la machine. Par exemple, les roues dentées peuvent être impliquées dans la transmission du mouvement, tandis que les disques de turbines et de compresseurs sont souvent responsables de la conversion d'énergie. Les bagues de roulements, quant à elles, jouent un rôle crucial dans le soutien structurel et le bon alignement des éléments en rotation. En somme, le rotor constitue l'épine dorsale de nombreuses machines, assurant leur fonctionnement efficace et fiable.

La figure 1.1 montre un schéma d'un rotor simple avec un disque, un composant typique des machines rotatives. Le rotor est représenté comme un arbre cylindrique avec un disque fixé à une extrémité. Ce disque peut être utilisé pour supporter des aubes, des pales ou d'autres composants rotatifs. L'arbre peut être monté sur des paliers pour permettre sa rotation autour de

---

son axe. Cette configuration est couramment utilisée dans diverses applications industrielles, telles que les turbines, les compresseurs et les moteurs.



Rotor simple avec un disque [1]

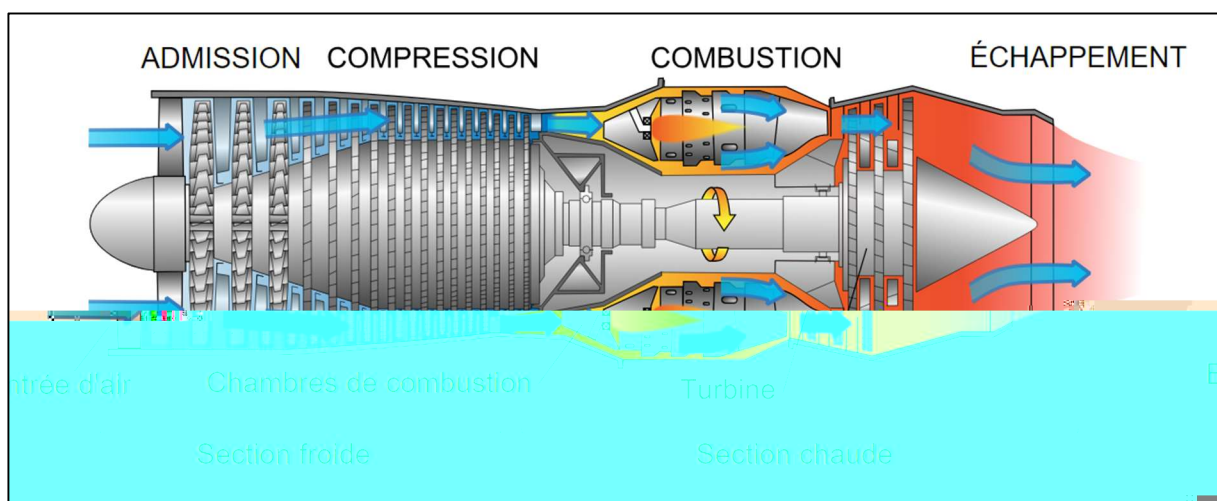
Les rotors sont indispensables dans de nombreux domaines, notamment :

Dans les moteurs d'avions à hélices, l'ensemble comprenant l'arbre et l'hélice est crucial pour la propulsion. De même, dans les avions supersoniques, l'arbre et les disques du turboréacteur sont essentiels pour la génération de la poussée. Dans les avions à hélices, l'arbre transmet le mouvement de rotation du moteur vers l'hélice, qui à son tour produit la poussée nécessaire pour propulser l'aéronef. Cette configuration est typique des avions à vitesse subsonique, où la poussée est générée par la force d'air déplacée par les pales de l'hélice.

En revanche, dans les avions supersoniques, les moteurs à réaction fournissent la poussée requise pour franchir les vitesses élevées. L'arbre est alors associé à des disques de turboréacteur qui tournent à grande vitesse pour comprimer l'air et produire la propulsion. Ces disques sont responsables de l'admission, de la compression, de la combustion et de l'échappement de l'air, assurant ainsi le fonctionnement du turboréacteur et la génération de la poussée nécessaire à la propulsion à grande vitesse.

En somme, que ce soit dans les avions à hélices ou dans les avions supersoniques, l'arbre joue un rôle central dans la transmission du mouvement et la génération de la poussée, adapté aux spécificités de chaque type d'aéronef.

Le schéma de la figure 1.2 représente un turboréacteur d'avion typique (simple flux, simple corps). L'air est comprimé par les pales lorsqu'il entre dans le réacteur, puis il est mélangé avec le carburant dans la chambre de combustion. La combustion du carburant génère des gaz d'échappement qui fournissent une forte poussée vers l'avant et font tourner les turbines. Ces turbines actionnent à leur tour les pales de compression, permettant ainsi de maintenir le flux d'air comprimé à travers le réacteur.



turboréacteur d'avion typique [2]

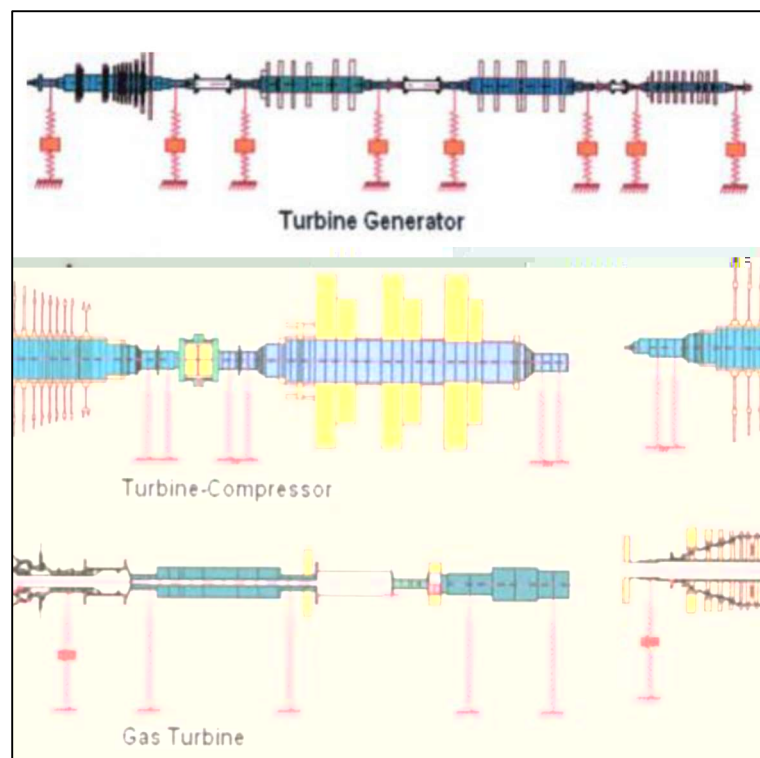
Le rotor, au sein des turbomachines, représente l'axe central sur lequel sont solidement montés les disques à aubes. Ces disques à aubes sont des composants cruciaux qui interagissent avec le fluide en mouvement à l'intérieur de la machine pour générer un travail utile, que ce soit en convertissant de l'énergie cinétique en énergie mécanique (comme dans le cas des turbines) ou en comprimant le fluide (dans les compresseurs).

Dans une turbine, par exemple, les disques à aubes sont conçus pour exploiter l'énergie cinétique du fluide en le faisant passer à travers les aubes, ce qui entraîne la rotation du rotor. Cette rotation est ensuite utilisée pour générer de l'électricité dans une turbine de centrale électrique ou pour propulser un avion dans le cas d'une turbine d'avion.

---

Dans les compresseurs, les disques à aubes sont configurés pour comprimer le fluide en augmentant sa pression et sa température. Cela est crucial dans de nombreux domaines, notamment pour la compression de l'air dans les systèmes de climatisation ou les processus industriels.

Ainsi, le rotor dans les turbomachines joue un rôle fondamental en permettant le mouvement des disques à aubes et en facilitant la transformation de l'énergie du fluide en travail mécanique ou en compression, selon l'application spécifique de la machine. Voir la figure 1.3



Rotors des turbines [3]

Le rotor est conçu pour produire un mouvement rotatif à une vitesse élevée dans le but de maximiser la puissance de sortie. Cette conception a plusieurs avantages :

En tournant à une vitesse élevée, le rotor permet d'optimiser le transfert d'énergie et d'obtenir un rendement plus élevé. Cela se traduit par une meilleure performance globale de la machine. Par exemple, dans une turbine, un rotor

---

qui tourne rapidement permet d'exploiter plus efficacement l'énergie du fluide, ce qui se traduit par une meilleure conversion d'énergie et donc une performance accrue de la turbine.

Le mouvement rotatif rapide du rotor entraîne une augmentation de l'énergie cinétique. Cette énergie cinétique accrue peut être utilisée de différentes manières selon l'application. Dans une turbine, par exemple, une plus grande énergie cinétique signifie une rotation plus rapide, ce qui se traduit par une production d'électricité plus importante. De même, dans un compresseur, une vitesse de rotation élevée peut augmenter la compression du fluide, améliorant ainsi son efficacité.

La rotation rapide du rotor peut également augmenter le débit de produits de haute qualité. Par exemple, dans une pompe centrifuge utilisée pour le traitement de l'eau ou des produits chimiques, un rotor qui tourne rapidement permet de déplacer un plus grand volume de fluide à travers la machine, ce qui augmente la capacité de traitement ou la production. De même, dans une turbine utilisée pour la production d'électricité, un rotor à grande vitesse peut générer plus d'électricité en faisant passer un plus grand volume de fluide à travers la turbine.

Le mouvement de rotation des rotors et des machines tournantes génère des vibrations, constituant ainsi leur principal adversaire. Ces vibrations représentent une menace sérieuse, pouvant causer des dommages humains et matériels considérables dans l'industrie.

Ces vibrations sont souvent le résultat de divers facteurs tels que des déséquilibres de masse, des imperfections de fabrication, des problèmes de lubrification, ou encore des phénomènes de résonance. Elles peuvent se propager dans toute la structure de la machine, affectant non seulement sa performance, mais aussi sa durabilité et sa sécurité.

Dans les pires cas, ces vibrations peuvent entraîner des catastrophes humaines, comme des accidents de travail ou des blessures graves, ainsi que des dommages matériels importants, tels que la destruction de la machine elle-même ou des équipements environnants.

Pour éviter de tels scénarios, il est crucial de surveiller et de contrôler attentivement les vibrations des rotors et des machines tournantes. Cela implique la mise en place de programmes de maintenance préventive, l'utilisation de technologies de surveillance avancées telles que les capteurs de vibrations, et la prise de mesures correctives dès que des problèmes sont détectés.

---

La déformation de l'arbre rotatif est insignifiante dans la plage de vitesses de fonctionnement. Cela signifie que lorsque le rotor tourne à des vitesses normales, l'arbre ne subit pas de déformations importantes. Cette stabilité est importante car elle garantit le bon fonctionnement de la machine sans compromettre sa précision ni sa fiabilité.

Plusieurs facteurs contribuent à cette négligeable de la déformation. Parmi eux, la conception adéquate de l'arbre, les matériaux utilisés, ainsi que les techniques de fabrication et d'assemblage appropriées.

Par exemple, l'utilisation de matériaux résistants et légers, tels que l'acier spécial ou les composites, permet de minimiser les déformations sous l'effet des forces centrifuges et des contraintes thermiques.

De plus, les techniques de fabrication avancées, comme l'usinage de précision et l'équilibrage dynamique, contribuent à maintenir la géométrie de l'arbre dans des tolérances acceptables, même à des vitesses élevées.

Cependant, il est essentiel de surveiller régulièrement l'état de l'arbre et de prendre des mesures préventives si nécessaire pour éviter toute déformation excessive qui pourrait compromettre la performance de la machine.

L'arbre se déforme de manière significative à certaines vitesses dans la plage de fonctionnement. On ne peut pas simplement déterminer si un rotor est rigide ou flexible en se basant uniquement sur ses dimensions. En effet, la déformation d'un rotor devient très importante près de sa vitesse critique, également appelée vitesse de résonance.

À proximité de cette vitesse critique, les forces dynamiques et les vibrations peuvent entraîner des déformations importantes de l'arbre. Cela peut conduire à des problèmes tels que des déséquilibres, des instabilités et même des dommages structuraux.

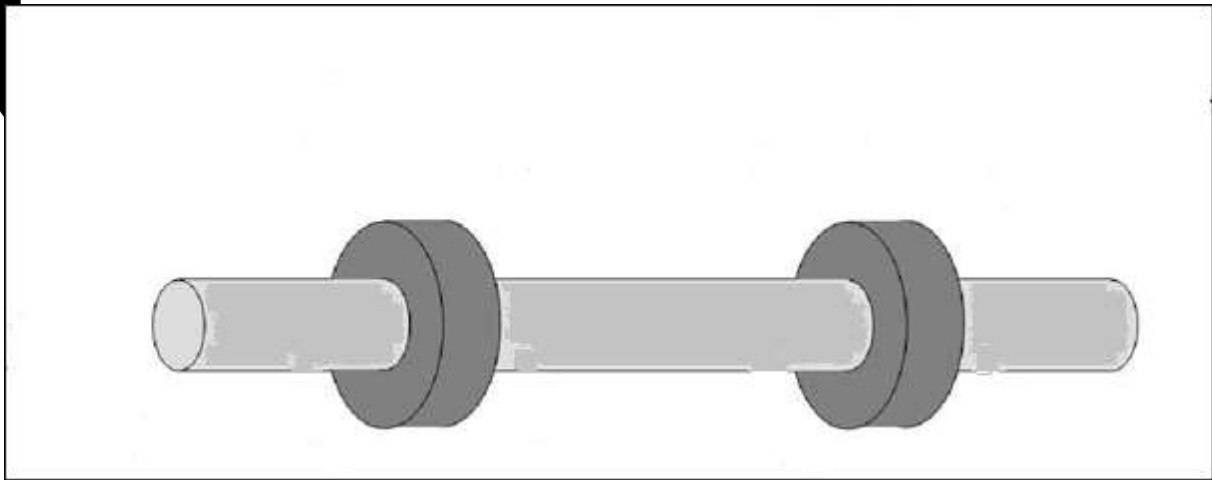
Ainsi, la plage de vitesse relative à ces vitesses critiques est déterminante pour définir si le rotor est rigide ou flexible. Un rotor est considéré comme rigide lorsque sa vitesse de fonctionnement reste bien éloignée de sa vitesse critique, et que ses déformations restent

---

négligeables. En revanche, un rotor est qualifié de flexible lorsqu'il fonctionne près de sa vitesse critique, provoquant ainsi des déformations significatives.

Cette distinction entre rigidité et flexibilité est cruciale pour la conception et le fonctionnement des machines tournantes. Elle permet de choisir les matériaux appropriés, de dimensionner correctement l'arbre et les composants associés, et de prendre en compte les effetsM priés,

Les paliers sont des éléments fondamentaux de la mécanique utilisés pour soutenir et g der



Paliers d'un rotor [4]

Les paliers rigides, aussi appelés paliers à patins, sont des composants utilisés dans les machines pour supporter des charges radiales et/ou axiales tout en permettant la rotation du rotor. Voici les informations de base sur les paliers rigides :

Les paliers rigides sont généralement constitués d'un boîtier fixe et d'une surface de glissement lisse, sur laquelle le rotor repose et se déplace. Le palier est conçu pour minimiser le frottement entre le rotor et lui-même, ce qui permet une rotation régulière et sans à-coups.

La structure de base d'un palier rigide comprend un boîtier fixe (bâti) et une surface de glissement généralement en métal, souvent en bronze ou en babbitt (un alliage métallique). La surface de glissement peut être sous forme de patin ou de semelle selon les configurations.

Pour réduire le frottement et l'usure, les paliers rigides nécessitent une lubrification adéquate. Cela peut être réalisé par des systèmes de lubrification externe, tels que des graisseurs, ou par des systèmes de lubrification intégrés, comme les paliers à bague d'huile.

Les paliers rigides sont largement utilisés dans diverses applications industrielles, notamment dans les turbines, les moteurs, les pompes, les compresseurs et d'autres machines rotatives nécessitant un support stable et résistant.

---

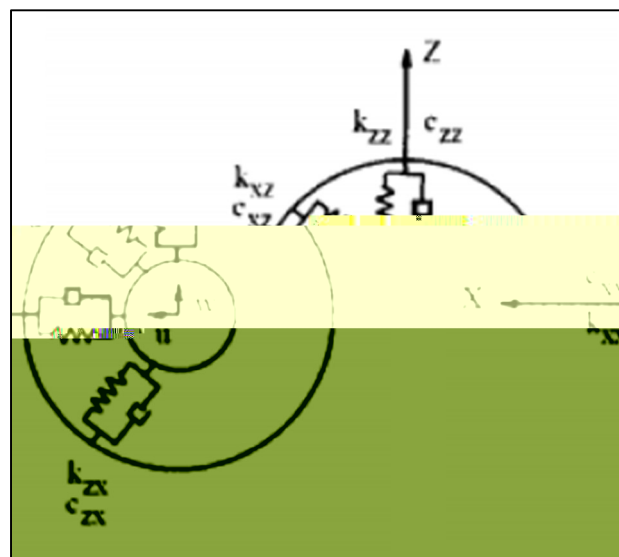
Les paliers rigides peuvent supporter des charges radiales, axiales ou combinées, selon leur conception et leur configuration. Certains modèles peuvent être spécialement conçus pour supporter des charges radiales ou axiales élevées.

La maintenance des paliers rigides consiste généralement à surveiller leur état, à maintenir une lubrification adéquate et à remplacer les éléments usés si nécessaire. Les inspections régulières sont essentielles pour détecter les signes de défaillance potentielle.

Si la rigidité du palier est inférieure à celle de l'arbre (voir Figure 1.5), on privilégie généralement l'utilisation de paliers flexibles pour le guidage des rotors, en particulier ceux tournant à très grande vitesse.

Les paliers flexibles offrent une capacité de déformation qui permet d'absorber les vibrations et les chocs, réduisant ainsi les contraintes sur le système et prolongeant la durée de vie de la machine. Cela est particulièrement avantageux dans les applications où les vitesses de rotation sont élevées et où les charges sont importantes.

Il existe deux principaux types de paliers flexibles : les paliers isotropes et les paliers anisotropes



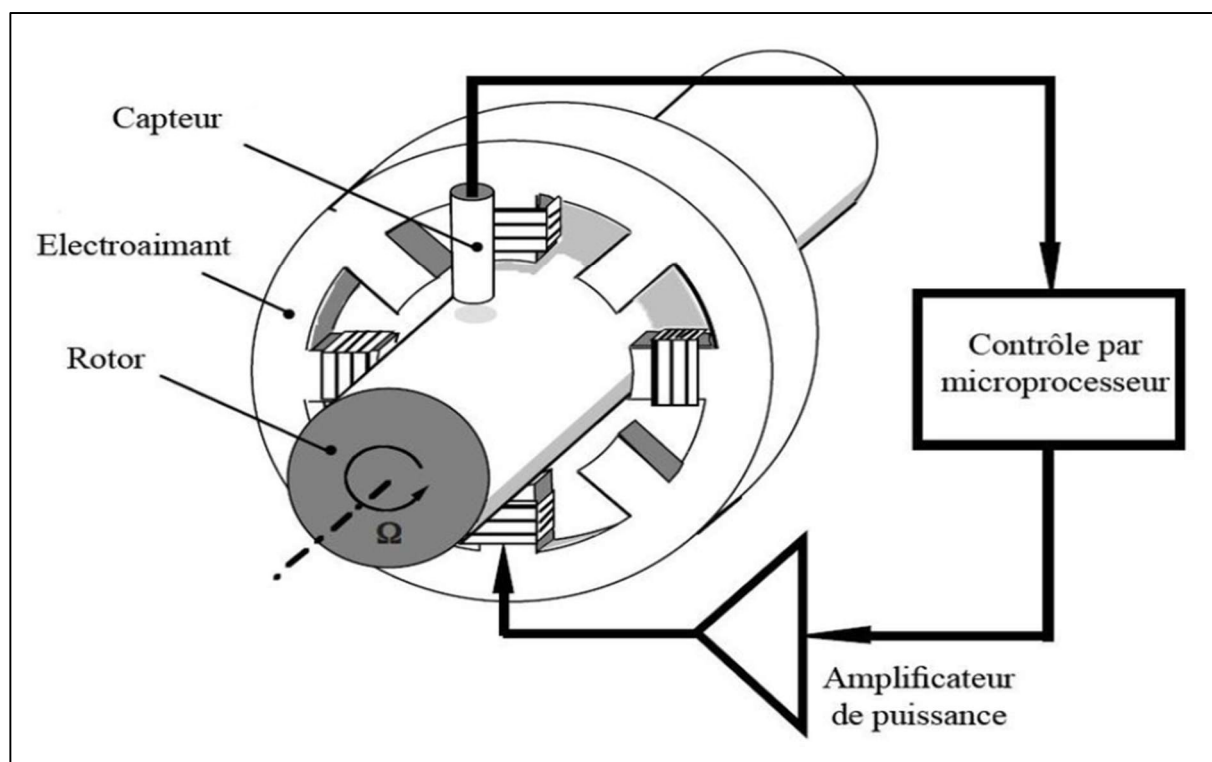
Palier flexible[5]

Un palier est considéré comme isotrope lorsque sa rigidité est constante dans toutes les directions, c'est-à-dire que les composantes de la rigidité  $K_{xx}$ ,  $K_{zz}$ ,  $K_{xz}$  et  $K_{zx}$  sont égales. Autrement dit, la réaction qu'il applique sur le rotor pendant sa rotation est identique dans toutes les directions.

La rigidité constante dans toutes les directions est souvent recherchée dans les paliers isotropes car elle assure une réponse uniforme aux forces et aux charges exercées sur le rotor. Cela signifie que le palier peut absorber les vibrations et les charges de manière équilibrée, contribuant ainsi à une rotation stable et régulière du rotor.

Les paliers isotropes sont couramment utilisés dans les applications où la symétrie des charges et des forces est importante, ou lorsque la conception nécessite une réponse uniforme dans toutes les directions. Par exemple, ils sont largement utilisés dans les turbines, les moteurs et les compresseurs où la précision et la stabilité de rotation sont essentielles.

Leur conception offre également une certaine simplicité en termes de fabrication et de maintenance, car ils ne nécessitent pas de réglages complexes pour compenser les variations de rigidité dans différentes directions. comme voir la figure 1.6



Principe de fonctionnement d'un palier[6]

---

Un palier est qualifié d'anisotrope lorsque sa rigidité varie d'une direction à une autre, c'est-à-dire lorsque  $K_{xx}$ ,  $K_{zz}$ ,  $K_{xz}$  et  $K_{zx}$  sont différents voir la figure 1.7. Cette variation signifie que la réaction exercée par le palier sur le rotor pendant sa rotation n'est pas uniforme dans toutes les directions.

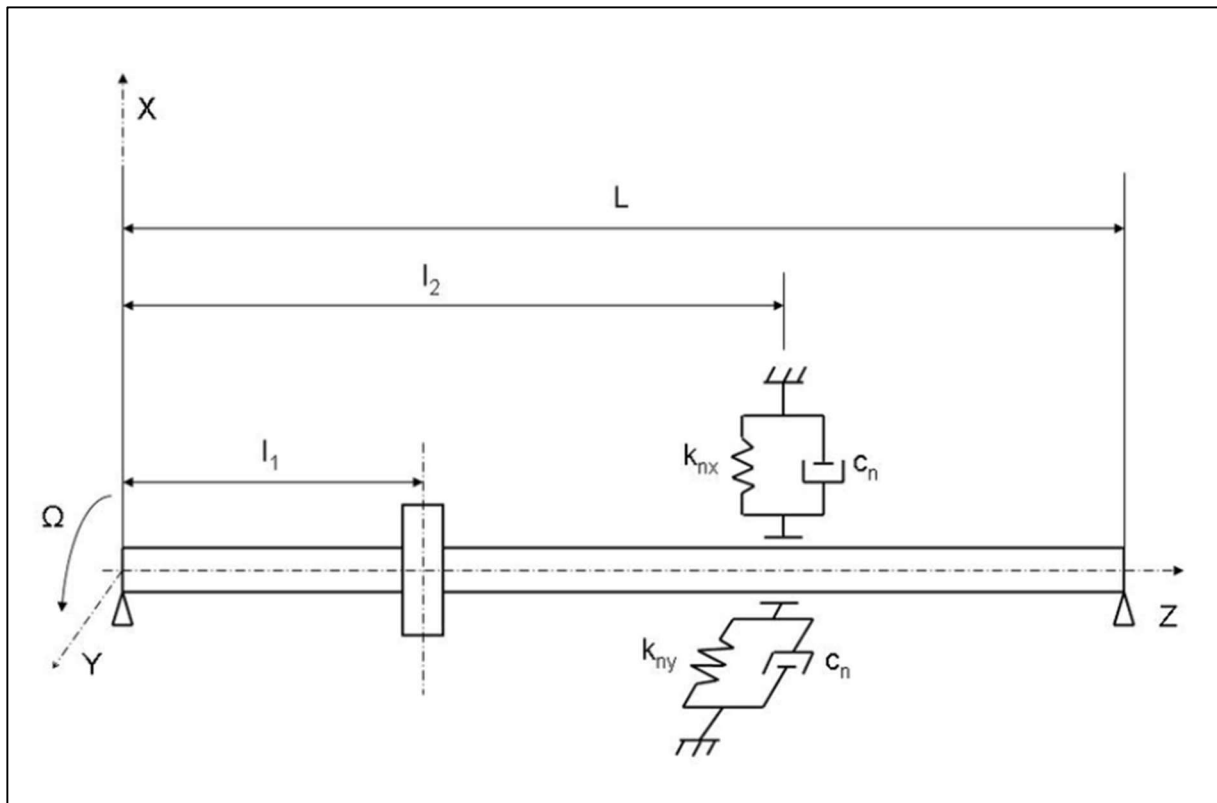
Les coefficients de rigidité et d'amortissement des paliers anisotropes sont obtenus après la linéarisation des forces hydrodynamiques, un processus essentiellement basé sur les principes de la mécanique des fluides appliqués au palier. Ces coefficients dépendent de plusieurs facteurs, notamment :

La viscosité du lubrifiant affecte la capacité du palier à supporter les charges et à absorber les vibrations. Des lubrifiants de viscosité différente peuvent modifier la rigidité et l'amortissement du palier.

La vitesse de rotation du rotor influe sur les forces hydrodynamiques qui agissent sur le palier. À des vitesses plus élevées, les forces hydrodynamiques peuvent devenir plus importantes, ce qui peut modifier la rigidité et l'amortissement du palier.

D'autres paramètres tels que la géométrie du palier, la température de fonctionnement, la charge appliquée, etc., peuvent également influencer les coefficients de rigidité et d'amortissement.

Les paliers anisotropes sont utilisés dans des applications où la symétrie des charges et des forces n'est pas garantie, ou lorsque la conception nécessite une réponse différente dans différentes directions. Par exemple, ils sont couramment utilisés dans les machines où les charges sont asymétriques ou variables, telles que les turbines à gaz ou les compresseurs.



Représentation schématique d'une ligne d'arbre avec palier anisotrope[7]

En prenant en compte le facteur de rigidité entre le rotor et ses paliers, on peut distinguer quatre cas possibles pour un modèle de rotor :

Dans ce cas, ni la rigidité du rotor ni celle des paliers n'est influencée par les efforts d'excitation ou les forces résultant de la rotation du système. Le rotor reste rigide et les paliers également, ce qui signifie que les déformations sont négligeables.

Ici, la rigidité du rotor est nettement supérieure à celle des paliers. Les efforts d'excitation ne déforment que les paliers, tandis que le rotor reste pratiquement inchangé. Cela peut se produire lorsque les paliers sont conçus pour être plus flexibles afin de mieux absorber les vibrations ou les chocs.

---

Ce cas se présente lorsque le rotor se déforme dans son état d'exploitation sous l'effet des forces résultant de la rotation du système, alors que les paliers restent rigides. Les déformations du rotor peuvent être significatives, surtout à des vitesses de rotation élevées.

Dans ce cas, à la fois le rotor et les paliers se déforment sous l'effet des forces résultant de la rotation du système. Les déformations sont réparties entre le rotor et les paliers, et le système complet est flexible. Ce modèle est souvent rencontré dans l'industrie, surtout pour les rotors soumis à un effet gyroscopique tel que l'effet de Coriolis.

L'étude des rotors flexibles avec des paliers flexibles est particulièrement importante car c'est le modèle le plus souvent rencontré dans l'industrie. Ce type de modèle permet de mieux prendre en compte les effets gyroscopiques et les déformations dynamiques du système, ce qui est crucial pour concevoir des machines robustes et efficaces.

Les vibrations représentent une préoccupation constante pour les fabricants de machines rotatives en raison de leur impact majeur sur la performance, la sécurité et la fiabilité de ces machines.

Ces vibrations, surtout dans le cas des rotors tournant à haute vitesse, sont préjudiciables et indésirables. Voici les principales causes :

Les vibrations dues aux couples massiques non équilibrés (représentés par  $(m_0e)$  dans la Figure 1.8) sont une source importante de préoccupation. Cet effort se manifeste sous la forme

$$F(t)=m_0e\Omega^2\sin(\Omega t), \text{ où } \Omega=2\pi(N/60) \text{ et } fr=N/60$$

Dans cette expression :

- ( N ) représente la vitesse de rotation du rotor,
- (  $\Omega$  ) est la pulsation du rotor,
- ( fr ) est la fréquence de rotation du rotor,

---

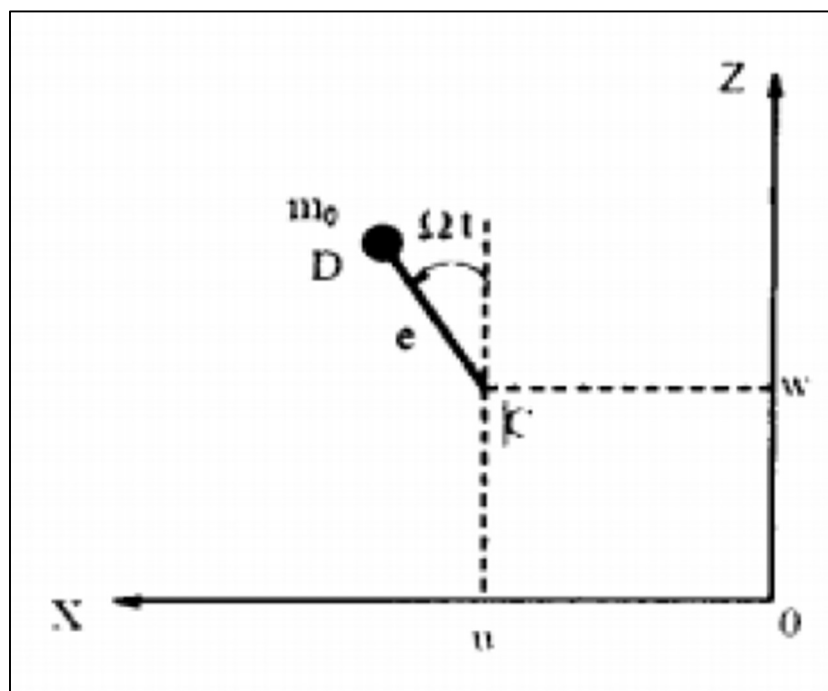
- ( $m_0$ ) est la masse non équilibrée,

- ( $e$ ) est l'excentricité de la masse.

Cet effort est synchrone, avec une pulsation égale à celle de la rotation du rotor, et son intensité varie avec le carré de la variation de la pulsation de rotation du rotor. Les efforts de balourd sont particulièrement dangereux en raison des vibrations excessives qu'ils peuvent provoquer, notamment lorsqu'ils coïncident avec la fréquence de résonance du système.

En d'autres termes, les couples massiques non équilibrés génèrent des forces qui varient périodiquement avec la rotation du rotor. Lorsque ces forces atteignent des niveaux importants et coïncident avec la fréquence naturelle de la machine, elles peuvent induire des vibrations excessives, ce qui peut entraîner des dommages importants voire des défaillances du système.

Il est donc essentiel de surveiller et de corriger les déséquilibres massiques pour éviter les problèmes de vibrations et garantir le bon fonctionnement des machines rotatives, en particulier celles tournant à des vitesses élevées.



Effet de balourd[8]

---

Ce couple est généralement dû à la non-perpendicularité du disque par rapport à l'axe de rotation du rotor. Il se traduit par deux réactions tournantes, de même intensité et de sens opposés au niveau des paliers. Les projections de ces réactions sur les axes  $X$  et  $Z$  sont synchrones, leur module variant en fonction du carré de la pulsation de rotation.

Ces réactions sont dues à l'effet gyroscopique du disque non perpendiculaire à l'axe de rotation. Elles génèrent des forces tournantes sur les paliers, ce qui peut causer des vibrations et des désalignements dans le système. L'angle d'inclinaison du disque joue un rôle crucial dans la magnitude de ces réactions, et elles varient avec le carré de la pulsation de rotation du rotor  $\Omega$ .

La déformation de l'arbre est fréquente dans les grands systèmes de rotation. Cette déformation peut créer un arc dans l'arbre, ce qui entraîne l'apparition d'une force due à un déséquilibre massique synchrone dans le système. Cette force est directement liée à la vitesse de rotation du rotor.

Lorsque l'arbre se déforme, il peut adopter une forme courbée ou arquée, souvent appelée arc d'arbre. Cette déformation peut résulter de divers facteurs tels que la charge, la vitesse de rotation, la géométrie de l'arbre, etc.

Lorsque cette déformation se produit, elle peut perturber l'équilibre du système et générer un déséquilibre massique synchrone. Ce déséquilibre massique se manifeste sous la forme d'une force périodique qui varie avec la rotation du rotor. Plus la vitesse de rotation du rotor est élevée, plus cette force est importante.

Les risques liés aux vibrations peuvent être mortels pour les personnes et catastrophiques sur le plan matériel. Ces vibrations deviennent excessives à proximité des vitesses critiques, ce qui rend crucial le suivi de ces vitesses dans un système rotatif. De plus, la surveillance des vibrations est un objectif indispensable dans le domaine industriel pour garantir la sécurité et réduire les pannes qui peuvent avoir des répercussions directes ou à long terme sur les machines.

Les vibrations excessives peuvent entraîner des conséquences graves, tant sur le plan humain que matériel. En effet, des vibrations importantes peuvent non seulement endommager les

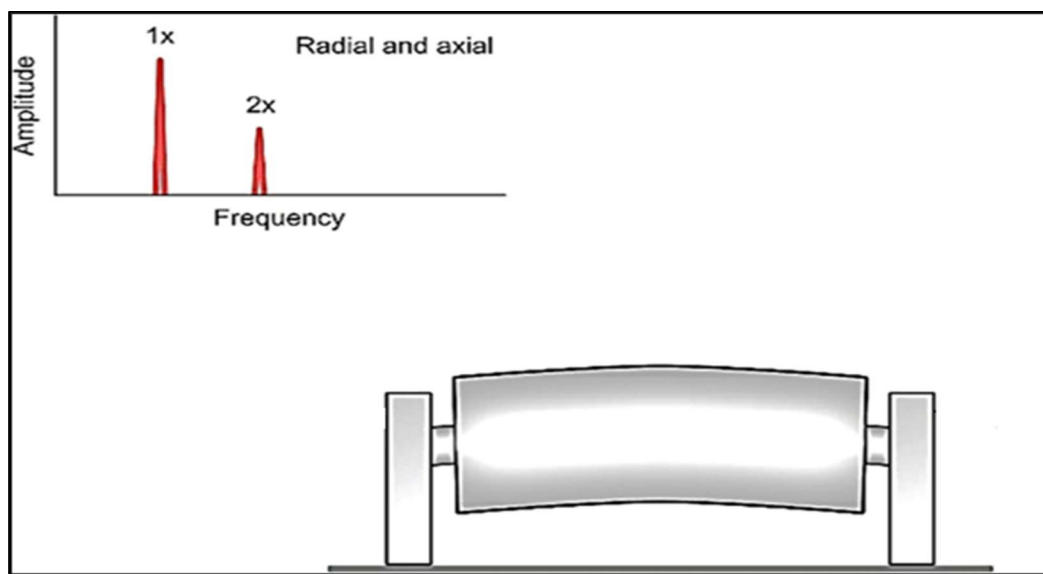
---

équipements et les structures, mais aussi mettre en danger la vie des personnes travaillant à proximité. C'est pourquoi il est essentiel de surveiller de près ces vibrations, en particulier lorsqu'elles approchent des vitesses critiques, où les effets peuvent être les plus dévastateurs.

La recherche de ces vitesses critiques dans un système rotatif est cruciale pour prévenir les problèmes liés aux vibrations. En identifiant ces vitesses, les ingénieurs peuvent prendre des mesures préventives pour éviter les résonances indésirables et minimiser les risques de défaillance.

De plus, la surveillance continue des vibrations est une priorité dans l'industrie. Elle permet de détecter rapidement les signes de défaillance imminente, d'identifier les problèmes potentiels et de prendre des mesures correctives avant qu'ils ne causent des dommages plus importants. En surveillant régulièrement les vibrations, les entreprises peuvent améliorer la sécurité, prolonger la durée de vie des équipements et réduire les coûts liés aux réparations et aux arrêts de production.

La figure 1.9 montre un arbre de rotor déformé. On peut observer une courbure ou une déformation le long de l'axe de l'arbre, ce qui peut être causé par des charges déséquilibrées, des vitesses de rotation élevées, ou d'autres contraintes mécaniques. Cette déformation peut avoir un impact sur le fonctionnement du rotor, entraînant des vibrations excessives, des désalignements et des contraintes supplémentaires sur les paliers et autres composants du système.



Arbre d'un rotor déformé[9]

---

Dans ce chapitre ont a conclu que les rotors sont des composants essentiels dans divers domaines technologiques, notamment en mécanique, aéronautique, et électromécanique. Leurs conceptions et leur utilisation varient en fonction de leur application spécifique, mais leur rôle principal est de convertir l'énergie mécanique en mouvement rotatif utile. En résumé, les rotors représentent une pièce fondamentale de nombreuses machines et systèmes modernes, jouant un rôle crucial dans la transformation et la transmission de l'énergie.

## Chapitre 2

---

La dynamique des rotors est une spécialité de la mécanique des structures qui se penche sur le comportement dynamique des rotors, composantes cruciales des machines en rotation. Cette discipline examine les phénomènes vibratoires, les effets des forces gyroscopiques, les résonances et les instabilités susceptibles d'influencer la performance et la fiabilité des rotors. En étudiant ces aspects, la dynamique des rotors vise à garantir un fonctionnement optimal et sécurisé des équipements tournants en détectant et en réduisant les impacts des forces dynamiques et des perturbations externes. Cette analyse permet également d'améliorer la conception des rotors pour prévenir les défaillances mécaniques et prolonger la durée de vie des machines industrielles.

Un rotor est défini comme une composante qui tourne autour d'un axe fixe. Son domaine d'application est très large et varié. On le retrouve dans les satellites géostationnaires où il effectue une rotation libre, ainsi que dans les machines tournantes industrielles, qui présentent des structures complexes à analyser. Le principal rôle des rotors est de convertir un type d'énergie en un autre, selon les besoins spécifiques de leur application. Par exemple, ils sont essentiels dans des domaines tels que l'aéronautique, l'industrie pétrolière, les centrales électriques et hydrauliques, ainsi que dans les industries électroniques et pharmaceutiques. Les rotors sont souvent constitués de plusieurs segments et soumis à diverses sollicitations.

Les éléments constitutifs d'un rotor, tels que les arbres, les disques, les supports et les paliers, possèdent des caractéristiques mécaniques et géométriques qui influencent directement le comportement dynamique global du rotor. Ces caractéristiques jouent un rôle crucial dans la réponse dynamique du système. Par exemple, toute modification des propriétés géométriques ou matérielles peut introduire des forces non linéaires, impactant directement les équations dynamiques et transformant ainsi le système en un système non linéaire. Dans ce contexte, il est important de considérer les caractéristiques spécifiques de chaque élément du rotor à la lumière des recherches menées pour comprendre leur influence sur la performance globale du rotor.

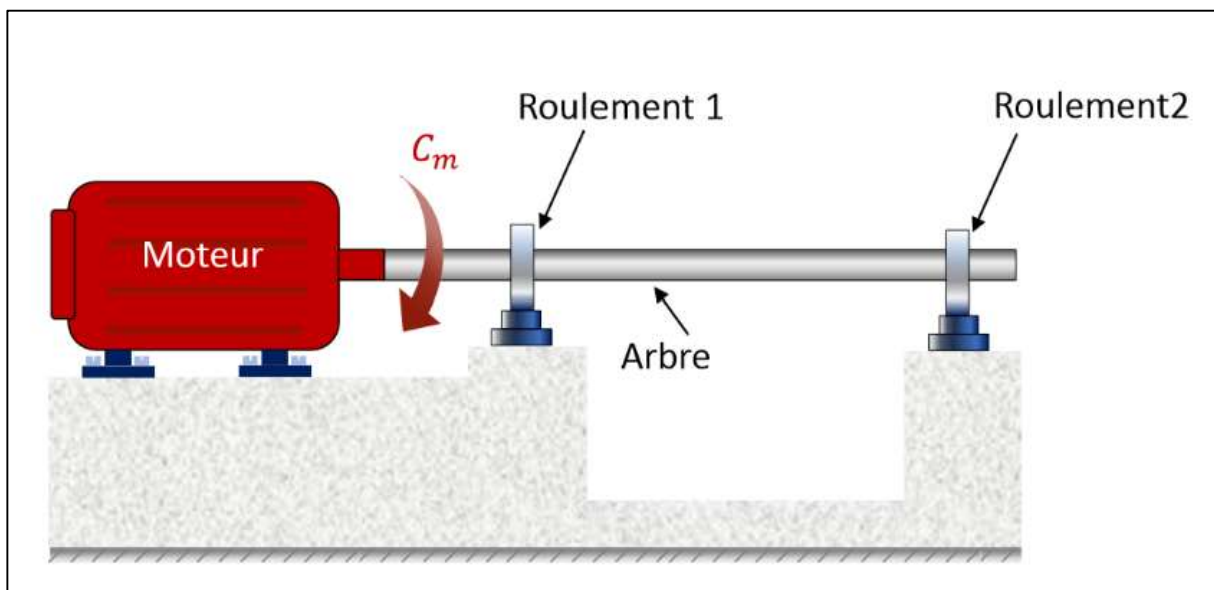
---

## Classification des rotors

Les rotors industriels peuvent être classés en fonction de leurs composants principaux, tels que l'arbre, le disque et le support. Deux paramètres sont souvent utilisés pour cette classification : la géométrie et les caractéristiques mécaniques.

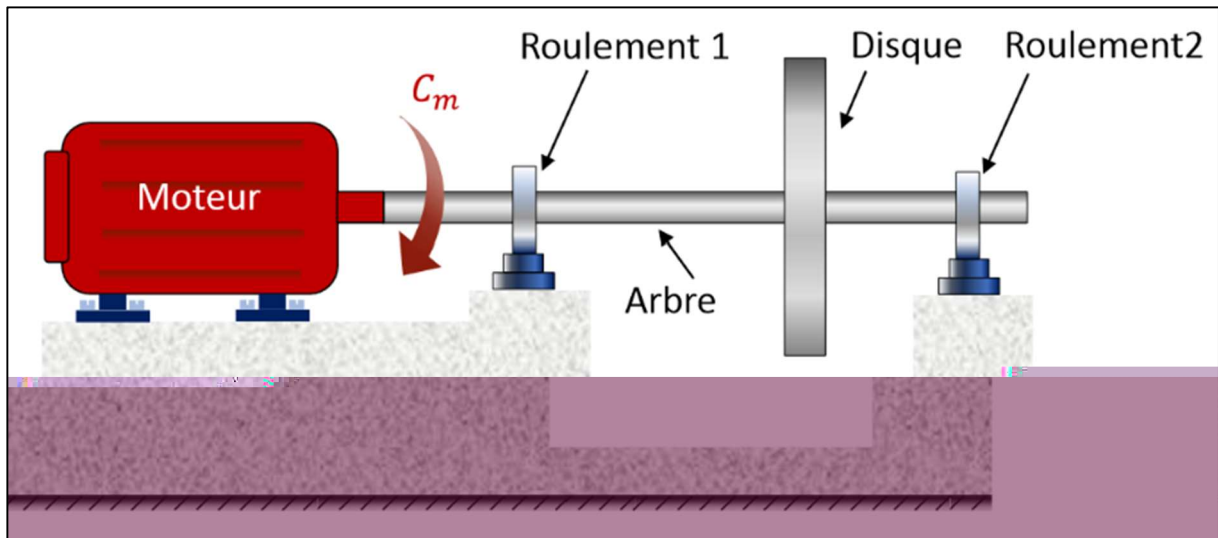
En ce qui concerne la géométrie, on distingue plusieurs types de modèles de rotors :

Où les dimensions de l'arbre sont plus grandes que celles du disque. Ce modèle est couramment utilisé pour représenter les rotors de diverses machines industrielles tournantes telles que les turbines et les générateurs. La recherche dans ce domaine se concentre principalement sur l'étude du comportement vibratoire et dynamique de ces machines. voir la figure 2.1



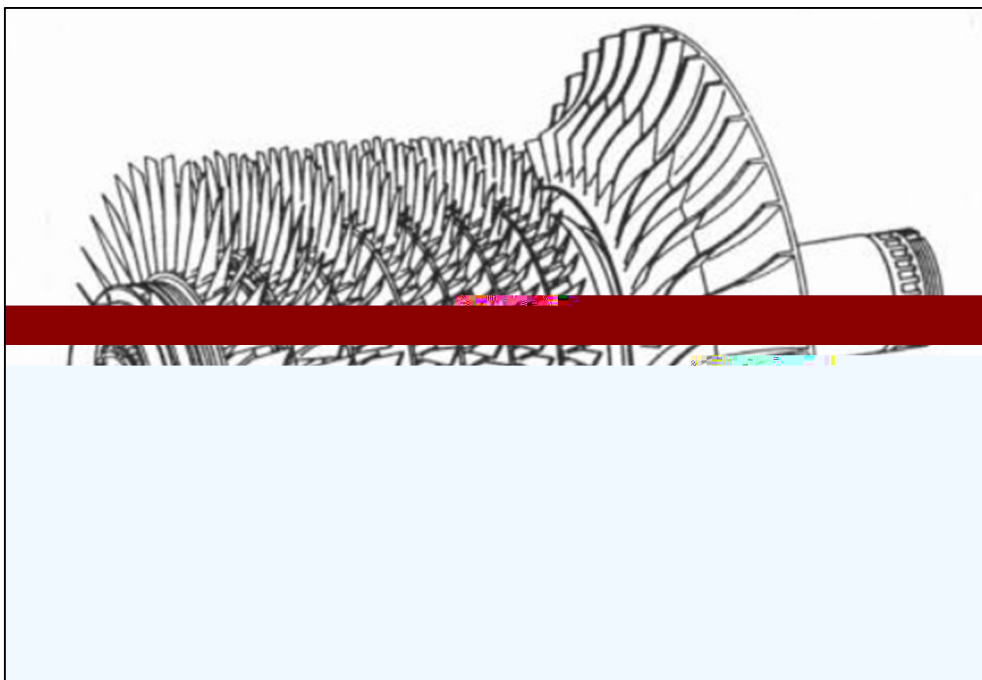
Rotor a long arbre[10]

Caractérisé par des dimensions de disque plus grandes que celles de l'arbre. Ce modèle est adapté pour étudier le comportement dynamique des machines industrielles telles que les disques durs d'ordinateurs et les microturbines. Des travaux de recherche ont été réalisés sur ce modèle, notamment ceux de H. Lamb et R. Southwell, qui ont utilisé la théorie des vibrations des membranes pour étudier le comportement dynamique d'un disque en rotation. voir la figure3.1



Rotor avec disque[11]

Convenant à l'étude du comportement vibratoire des rotors avec des structures d'aubages, comme les hélicoptères et les aérogénérateurs. L'étude de ce modèle est complexe en raison des divers phénomènes combinatoires auxquels il est soumis, tels que l'aérodynamique et l'aéroélasticité. Des chercheurs comme John F. Ward et K. Sinhas ont proposé des solutions pour analyser le comportement vibratoire de tels rotors, comme illustre la figure 2.3



Rotor a aubage[12]

---

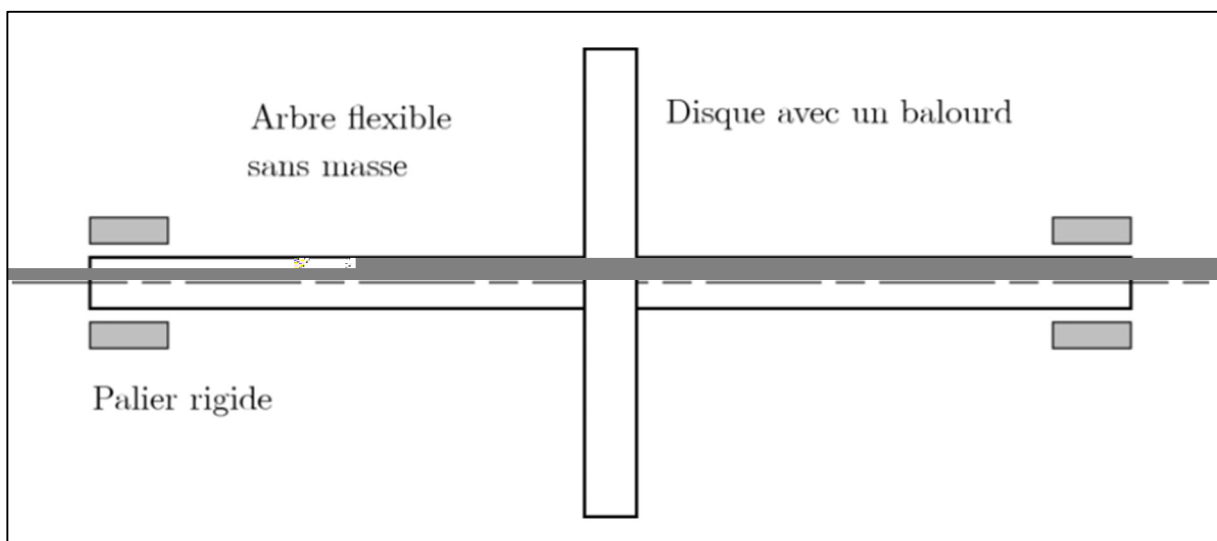
Dépourvu de suspensions, a attiré l'attention des chercheurs ces dernières années, en particulier pour l'étude des projectiles et des satellites géostationnaires. Des chercheurs comme P. Hughes et P.W. Fortescue ont contribué à l'exploration du comportement dynamique de ce type de rotor, principalement par des simulations numériques en raison de la difficulté à réaliser des essais expérimentaux.



Rotor libre[13]

En ce qui concerne les paramètres mécaniques, les rotors peuvent être classés en fonction de leur rigidité :

Sont souvent utilisés à des fins d'étude. Le premier est utilisé lorsque la vitesse de rotation est bien inférieure à la vitesse critique associée à la flexion de l'arbre. Le modèle de rotor de Jeffcott, plus simple, permet une interprétation directe des phénomènes influençant le comportement dynamique des rotors.

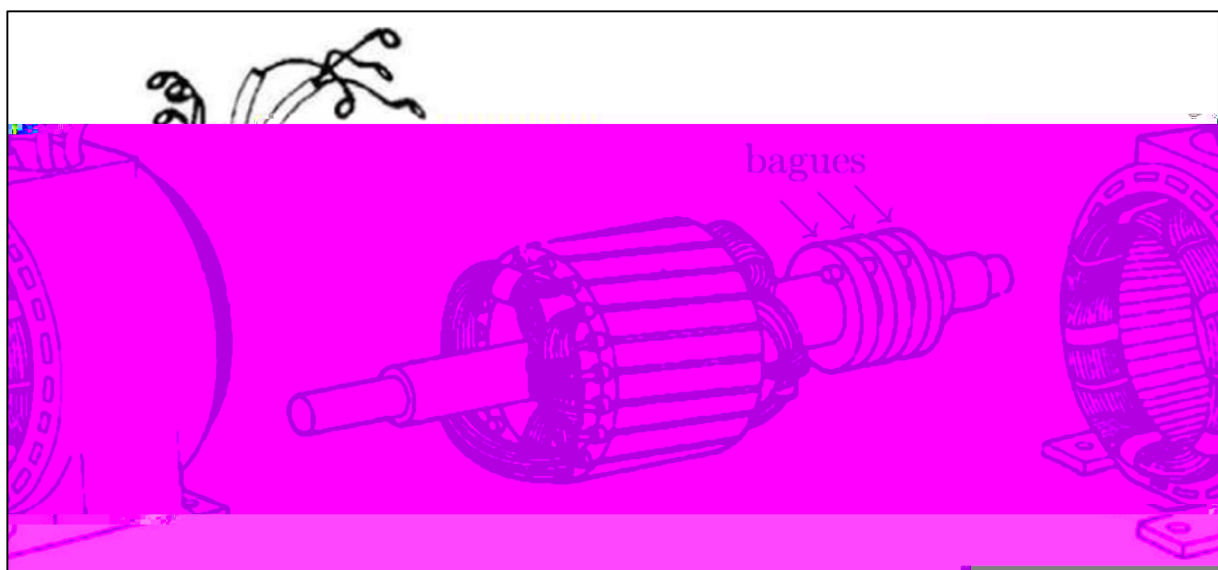


Rotor de Jeffcott-Laval[14]

---

Combine les caractéristiques des modèles rigide et de Jeffcott, mais de manière approximative. Le modèle de rotor flexible, d'autre part, est utilisé lorsque le rotor fonctionne à des vitesses proches ou supérieures à sa fréquence naturelle, ce qui le rend souple et sujet à la déformation de l'arbre.

Cette classification est essentielle pour comprendre et étudier le comportement dynamique des rotors industriels dans diverses applications.



Rotor réel[15]

Cette classification est essentielle pour comprendre et étudier le comportement dynamique des rotors industriels dans diverses applications.

Les vibrations générées par une machine tournante en fonctionnement dépendent de divers facteurs, notamment la géométrie du rotor, la rigidité des paliers et de leur support, l'amortissement fourni par ces paliers, les sources d'excitation et la vitesse de rotation du rotor.

Les premières références à la vitesse critique remontent à la fin du XVIIIe siècle, lors des essais expérimentaux réalisés par Dunkerley, comme le souligne Nelson. Initialement définie comme la vitesse où les vibrations de la machine atteignent des niveaux élevés, la notion de

---

vitesse critique a évolué pour être liée aux valeurs propres du système tournant. Ainsi, la vitesse critique correspond aux fréquences propres du système.

L'analyse dynamique d'un système conservatif en rotation révèle que les modes propres, influencés par les effets gyroscopiques, ont des formes complexes et des pulsations purement imaginaires, avec une forte dépendance vis-à-vis de la vitesse de rotation  $\Omega$ . Cette observation permet la construction du diagramme de Campbell, un outil essentiel pour déterminer les vitesses critiques. Ce diagramme représente l'évolution des fréquences propres en fonction de la vitesse de rotation.

Les forces synchrones des balourds constituent la principale source d'excitation, permettant de détecter les phénomènes de résonance et donc les vitesses critiques. En traçant la droite d'excitation synchrone  $f = \Omega$  sur le diagramme de Campbell, les points d'intersection avec les courbes des fréquences propres directes fournissent les vitesses auxquelles les résonances se produisent, soit les vitesses critiques du système. Les points d'intersection avec les fréquences propres rétrogrades sont généralement ignorés, car elles ne peuvent pas être excitées par un balourd.

L'orbite modale représente les trajectoires des points situés le long de l'axe générateur du rotor en mouvement de rotation, influencées par les modes propres du système. Ces orbites peuvent prendre différentes formes en fonction des phénomènes considérés, par exemple elles peuvent être circulaires pour un rotor symétrique non amorti ou elliptiques pour un rotor asymétrique non amorti. Deux types de précession sont possibles : la précession directe, où les orbites suivent le sens de rotation du rotor, entraînant une augmentation de la fréquence de résonance sous l'effet gyroscopique ; et la précession rétrograde, où les orbites vont à l'encontre de la rotation du rotor, induisant un effet d'assouplissement et donc une diminution de la vitesse critique.

Les modes propres représentent les déformations du rotor sous des fréquences spécifiques. Le premier mode propre correspond à la déformation de l'arbre sous sa première fréquence propre.

---

Dans l'étude du comportement vibratoire et dynamique d'un rotor flexible, l'analyse de stabilité est cruciale car le système est gouverné par des équations différentielles. La stabilité peut être définie selon les critères de Lyapunov pour les points d'équilibre et de Poincaré pour la stabilité orbitale. Plusieurs techniques permettent de prédire les seuils d'instabilité d'un système dynamique, notamment l'analyse des valeurs propres, qui consiste à examiner le signe de la partie réelle des valeurs propres complexes du système. Le critère de Routh-Hurwitz est également utilisé pour analyser la stabilité des systèmes autonomes, mais il peut devenir complexe pour des systèmes avec un grand nombre de degrés de liberté.

Cette méthode, bien que consommatrice en temps, est une approche systématique qui cherche à minimiser les vibrations en ajustant la masse et la phase de correction sur un seul plan d'équilibrage. Elle permet de trouver la correction nécessaire à l'équilibrage du rotor sans faire d'hypothèses sur le modèle.

Cette méthode consiste à mesurer la transformation linéaire entre le balourd appliqué et la vibration mesurée sur un seul plan de correction. Elle nécessite plusieurs essais pour estimer les coefficients d'influence associés.

Conçue pour l'équilibrage des rotors rigides ou des rotors flexibles à vitesse constante sur un seul plan, cette méthode ne mesure pas la phase de réponse, ce qui réduit les erreurs potentielles. Elle est particulièrement utile lorsque la mesure de phase est difficile ou impossible.

Cette méthode peut être étendue pour prendre en compte plusieurs plans de mesure, plusieurs plans d'équilibrage et plusieurs vitesses d'équilibrage. Elle nécessite moins d'essais que la méthode exhaustive et peut être utilisée pour équilibrer un rotor à une vitesse proche de sa vitesse critique.

---

Basée sur la connaissance des modes modaux du système près des vitesses critiques, cette méthode permet de stabiliser le rotor sans compromettre les équilibrages précédents. Elle peut être utilisée pour équilibrer des rotors à grande vitesse avec un grand nombre de vitesses critiques.

La dynamique des rotors est une branche de l'ingénierie mécanique qui se concentre sur l'étude de la dynamique et de la stabilité des machines tournantes. Cette discipline revêt une importance cruciale dans l'amélioration de la sécurité et des performances de ces systèmes omniprésents dans divers secteurs industriels tels que les machines-outils, les centrales électriques, les turbomachines, les turbines d'avions, les automobiles et la propulsion marine.

L'étude de la dynamique des rotors remonte à W.J.M. Rankine en 1869, lorsqu'il a appliqué la deuxième loi de Newton pour analyser la stabilité du mouvement d'un arbre en rotation. Ses travaux ont démontré que l'équilibre d'un rotor sans friction est perturbé uniformément autour de sa position initiale, et que la vitesse de rotation d'un rotor ne peut dépasser sa première vitesse critique. Par la suite, en 1895, S. Dunkerley a publié un article dans lequel il a expérimentalement développé des formules pour les vitesses critiques et les vitesses supercritiques d'un rotor en fonction de son diamètre et de son poids de disque.

L'ingénieur suédois A. Foppl a corroboré expérimentalement les résultats de Rankine en démontrant qu'il était possible de faire tourner un rotor en dessous de sa vitesse critique, ce qui a été ensuite vérifié analytiquement. Parallèlement, J.W.S. Rayleigh a introduit une méthode basée sur les principes énergétiques pour l'analyse dynamique des poutres en flexion, connue sous le nom de méthode de Rayleigh-Ritz, permettant d'obtenir un modèle simplifié de rotor à deux degrés de liberté.

Des avancées supplémentaires ont été réalisées par M. Schilhansl et D. Pruelli dans l'étude des vibrations de flexion des poutres en rotation, mettant en évidence l'effet de la vitesse de rotation sur les fréquences naturelles ainsi que l'impact des forces d'extension sur la raideur de la poutre. Les travaux de S. Timoshenko ont souligné les effets de la déformation transversale due au cisaillement sur les fréquences naturelles des poutres en rotation, conduisant au développement du modèle de poutre de Timoshenko.

---

En parallèle, T. Koyama a développé une méthode basée sur la méthode des éléments finis pour déterminer les caractéristiques des vibrations libres de rotation uniforme d'une poutre de Timoshenko, en prenant en compte l'effet de cisaillement transversal et les inerties de rotation. De même, A. Bazoune a mené des études sur l'effet du cisaillement transversal et des inerties sur une poutre en rotation à section variable, en comparant les modèles de poutre d'Euler-Bernoulli et de Timoshenko. Ces études ont été réalisées en discrétisant les poutres à l'aide de la méthode des éléments finis.

L'analyse dynamique des structures, en particulier des rotors, repose largement sur l'utilisation de techniques numériques, qui ont considérablement progressé avec le développement des outils informatiques. Deux méthodes couramment employées dans ce domaine sont la méthode de la matrice de transfert et la méthode des éléments finis.

La méthode de la matrice de transfert, historiquement développée par N. Myklestad et M.A. Prohl, est utilisée pour calculer les fréquences naturelles et les modes propres d'un rotor en régime sous critique. Son application a été élargie par W. Lund et F.K. Orcutt, qui ont présenté un algorithme pour calculer la réponse linéaire d'un rotor flexible supporté sur un palier hydrodynamique en présence d'une force synchrone (balourd). Bien que cette méthode offre des avantages en termes de temps de convergence des solutions informatiques, elle peut être difficile à appliquer dans le cas de systèmes multirotors complexes. Des développements ultérieurs, tels que ceux réalisés par A. Liew, ont étendu son utilisation aux problèmes non linéaires.

D'autre part, la méthode des éléments finis, dont les premiers travaux de modélisation ont été publiés par H.D. Nelson et J.M. McVaugh, prend en compte divers effets tels que l'inertie de rotation, les charges axiales et l'effort gyroscopique. Cette approche a été enrichie par E.S. Zaezi et H.D. Nelson pour intégrer l'amortissement interne des parties tournantes, renforçant ainsi sa maturité et sa fiabilité.

Par ailleurs, ANSYS Workbench constitue une plateforme de simulation globale et intégrée, offrant des applications intégrées et des données partagées et compatibles. Cette solution permet d'appréhender des phénomènes multiphysiques au niveau du système, offrant ainsi une fiabilité accrue, des coûts de support réduits et une meilleure gestion des coûts totaux de possession

---

pour les services informatiques, en résolvant les problèmes de matériel, de logiciel et de compatibilité des données associés à l'utilisation de plusieurs applications indépendantes.

Lorsque le rotor est en rotation, il est exposé à une variété d'excitations, tant en termes d'amplitude que de fréquence, qui peuvent être périodiques, aléatoires ou impulsives. Nous nous intéressons particulièrement aux modes d'excitation directe qui affectent la machine.

L'effet gyroscopique, inhérent à tout rotor en rotation, engendre des modes propres, également appelés "modes à précession directe ou positive", qui orbite dans le même sens que la rotation  $\Omega$  du rotor, ainsi que des modes propres, dits "modes à précession inverse ou négative", qui orbitent dans le sens opposé à celui de la rotation. Il est donc essentiel de distinguer ces deux types de modes propres, même s'ils présentent une forme modale similaire, comme par exemple deux modes propres correspondant à la première flexion du rotor. Dans le cas d'un rotor symétrique monté sur des paliers isotropes, seuls les modes propres à précession directe sont susceptibles d'être excités par le balourd, de la même manière qu'une poutre sollicitée horizontalement ne peut pas vibrer verticalement. La détermination du sens de la précession se fait par le signe du produit vectoriel des déplacements calculés à deux instants différents. Ce sens de précession peut varier le long du rotor, en particulier au niveau des nœuds de vibration.

La première étape de la modélisation consiste à déterminer les caractéristiques des différents éléments constitutifs du rotor. Cela implique d'établir les expressions des énergies ainsi que du travail virtuel associés à chaque élément fondamental : le disque, l'arbre, les paliers et le balourd.

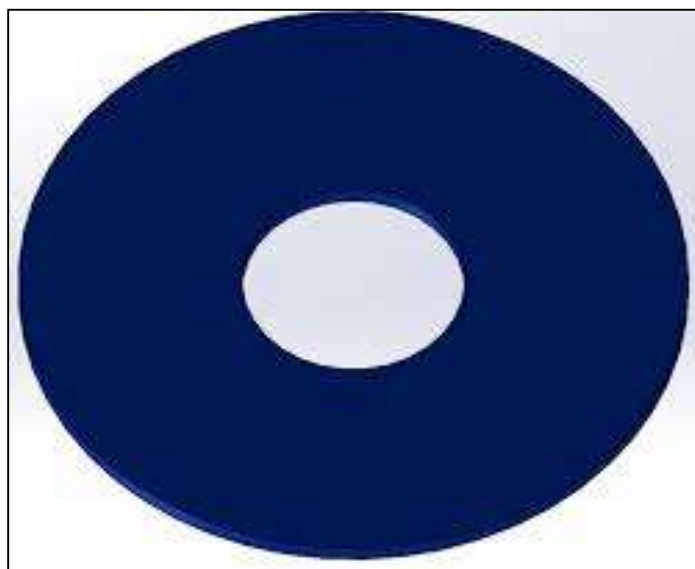
L'énergie cinétique est caractéristique du disque, de l'arbre et des balourds, tandis que l'énergie de déformation est spécifique à l'arbre. Enfin, le travail virtuel résulte des forces exercées par les paliers sur le rotor.

En utilisant les équations de Lagrange, on peut alors obtenir les équations du mouvement. Cette approche est conforme à celle décrite dans.

Les composants fondamentaux d'un rotor comprennent :

---

C'est un composant crucial du rotor, généralement fixé sur l'arbre, qui joue un rôle majeur dans la dynamique du système en raison de sa masse et de son moment d'inertie. La taille et le poids des disques peuvent varier, influençant ainsi la distribution des forces centrifuges et gyroscopiques pendant la rotation. On suppose que le disque est rigide et qu'il est donc uniquement caractérisé par son énergie cinétique. voir la figure 2.7



Disque[16]

C'est la partie principale du rotor qui supporte les disques et les balourds. L'arbre est soumis à des forces de flexion, de torsion et à des vibrations en raison de la rotation. Sa rigidité et ses propriétés matérielles jouent un rôle crucial dans le comportement vibratoire et la stabilité du rotor.

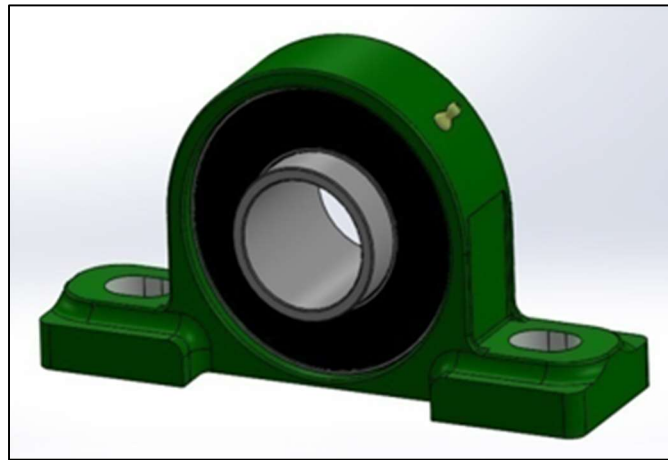


Arbre

Ces supports maintiennent l'arbre en position et permettent sa rotation. Ils sont critiques pour le bon fonctionnement du rotor, car ils absorbent les forces radiales et axiales. Les paliers

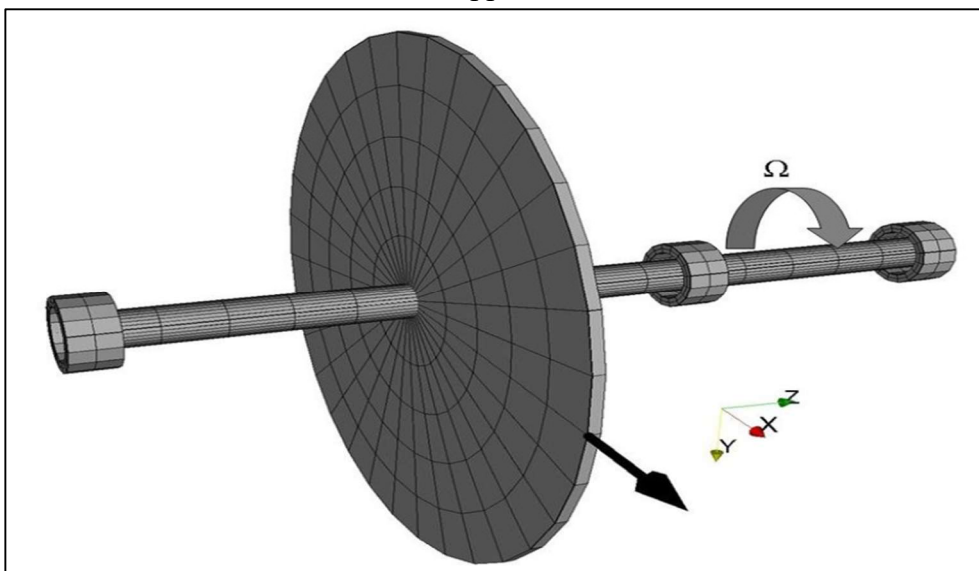
---

peuvent être de différents types, comme les paliers lisses, les paliers à roulements ou les paliers hydrodynamiques, chacun ayant des caractéristiques de raideur et d'amortissement spécifiques.



Palier[17]

Ce terme désigne les masses déséquilibrées présentes sur le rotor. Les balourds peuvent être causés par des imperfections de fabrication, des accumulations de matériaux ou des usures inégales. Ils génèrent des forces centrifuges déséquilibrées pendant la rotation, provoquant des vibrations et des sollicitations supplémentaires sur l'ensemble du rotor.



Balourd [18]

---

Les conclusions sur la constitution et le comportement des différents types de rotors mettent en lumière leur diversité et leur importance critique dans les applications industrielles. Les rotors rigides et flexibles ont été examinés en détail, chacun présentant des avantages distincts selon les exigences spécifiques de leur utilisation. Les paliers ont été identifiés comme des éléments clés assurant la stabilité et le bon fonctionnement des rotors, en absorbant les charges et en minimisant les vibrations. L'analyse dynamique a révélé des aspects cruciaux comme les vitesses critiques et les orbites modales, soulignant les risques potentiels liés aux vibrations et guidant les stratégies de conception et de maintenance. La modélisation et la simulation, notamment à travers des outils comme SolidWorks et ANSYS, ont permis de visualiser et d'analyser en profondeur le comportement des rotors dans des conditions variées, facilitant une meilleure compréhension des modes stables et instables. En conclusion, une approche intégrée combinant théorie, modélisation avancée et simulations est essentielle pour optimiser la conception, la performance et la fiabilité des rotors dans diverses applications industrielles.

## Chapitre 3

**du**

Dans le monde technologique d'aujourd'hui, en constante évolution, la simulation s'est imposée comme un outil essentiel pour les ingénieurs et les chercheurs. Elle leur permet de concevoir, d'optimiser et d'analyser une variété de produits et de systèmes avec une précision et une efficacité accrues. Parmi les plateformes de simulation les plus reconnues, ANSYS Workbench se distingue par sa polyvalence et ses fonctionnalités étendues. Ce chapitre explore en profondeur la modélisation et la simulation en utilisant ANSYS Workbench, en soulignant ses principales caractéristiques et les avantages qu'il offre aux ingénieurs.

En plus d'ANSYS, SolidWorks est une autre plateforme largement utilisée pour la conception et la simulation. SolidWorks offre une suite complète d'outils pour la conception 3D, l'analyse de contraintes, la dynamique des fluides, et bien plus encore. L'intégration fluide de SolidWorks avec des modules de simulation tels que SolidWorks Simulation permet aux ingénieurs de tester leurs conceptions dans des conditions réelles avant de procéder à la fabrication. SolidWorks est particulièrement apprécié pour son interface utilisateur intuitive et ses puissantes capacités de CAO (conception assistée par ordinateur), ce qui facilite la transition entre la conception et l'analyse.

La modélisation géométrique est une étape essentielle dans l'ingénierie et la conception détaillées des pièces mécaniques.

SolidWorks, est un logiciel de CAO (conception assistée par ordinateur), largement utilisé pour ces tâches grâce à ses fonctionnalités avancées et son interface intuitive. Dans ce travail, nous allons explorer la modélisation de deux pièces complexes : une turbine centrifuge et une turbine centrifuge avec hélice et surface loft.

Dans ce travail on va étudier deux model de rotors avec turbine le 1<sup>er</sup> comporte une turbine centrifuge avec des hélice simple droite (légère courbature). Le 2eme model comporte une turbine centrifuge mais avec des hélices courbées.

Les termes aubes et hélices se réfèrent tous deux à des composants utilisés pour manipuler le flux de fluide, mais ils diffèrent par leur conception et leur fonction.

- Les aubes sont généralement des surfaces fixes ou mobiles qui dirigent ou guident le flux de fluide dans des machines telles que les turbines, les compresseurs, et les ventilateurs.

Elles sont souvent courbées et disposées en rangées autour d'un rotor ou d'un stator. Les aubes peuvent être fixes (stator) ou mobile (rotor).

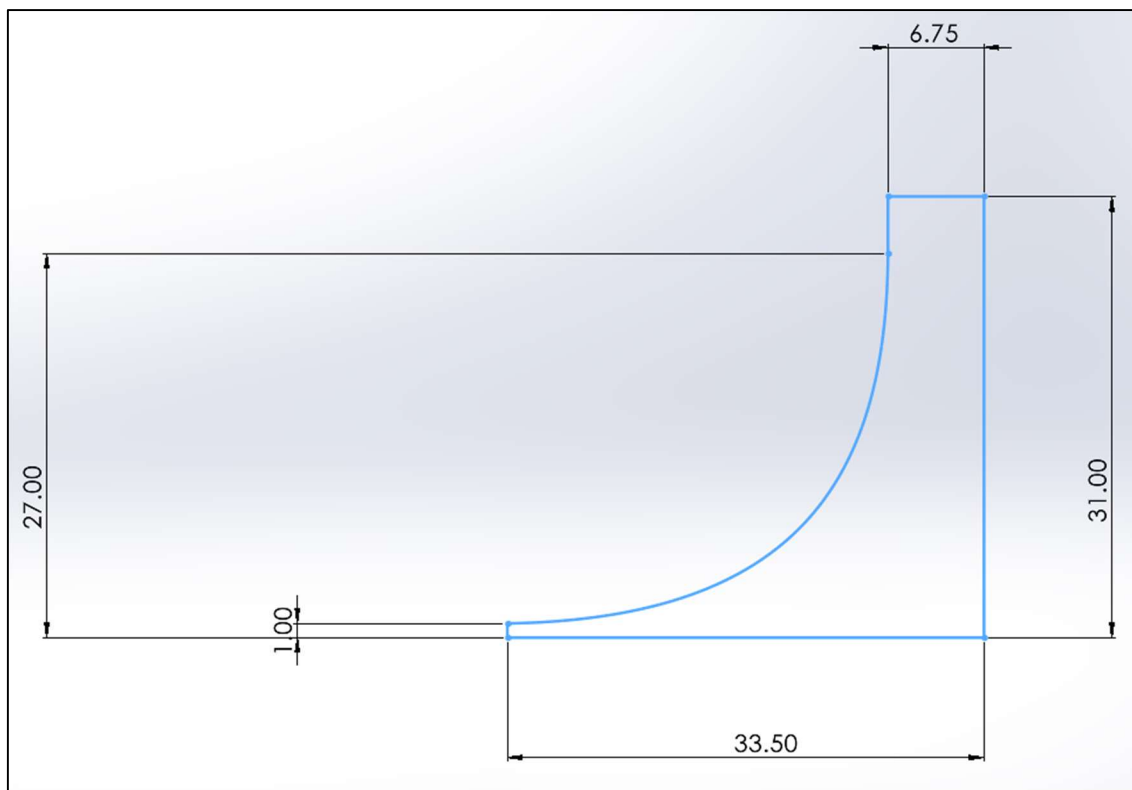
Elles sont utilisées dans des dispositifs où le flux de fluide doit être contrôlé et converti en énergie mécanique ou vice versa.

- Les hélices sont des dispositifs rotatifs qui produisent une poussée ou une traction en déplaçant le fluide dans lequel elles sont immergées (comme l'eau ou l'air).

Elles ont des pales qui sont fixées à un moyeu central et sont conçues pour tourner autour de cet axe. Les pales de l'hélice sont inclinées de manière à générer une force de propulsion lorsqu'elles tournent.

Elles sont couramment utilisées dans les propulseurs de bateaux, les avions, les drones, et autres véhicules où une force de propulsion directe est nécessaire.

En résumé, les aubes sont principalement utilisées pour guider ou comprimer les flux de fluide dans des machines, tandis que les hélices sont utilisées pour générer une poussée en déplaçant le fluide.



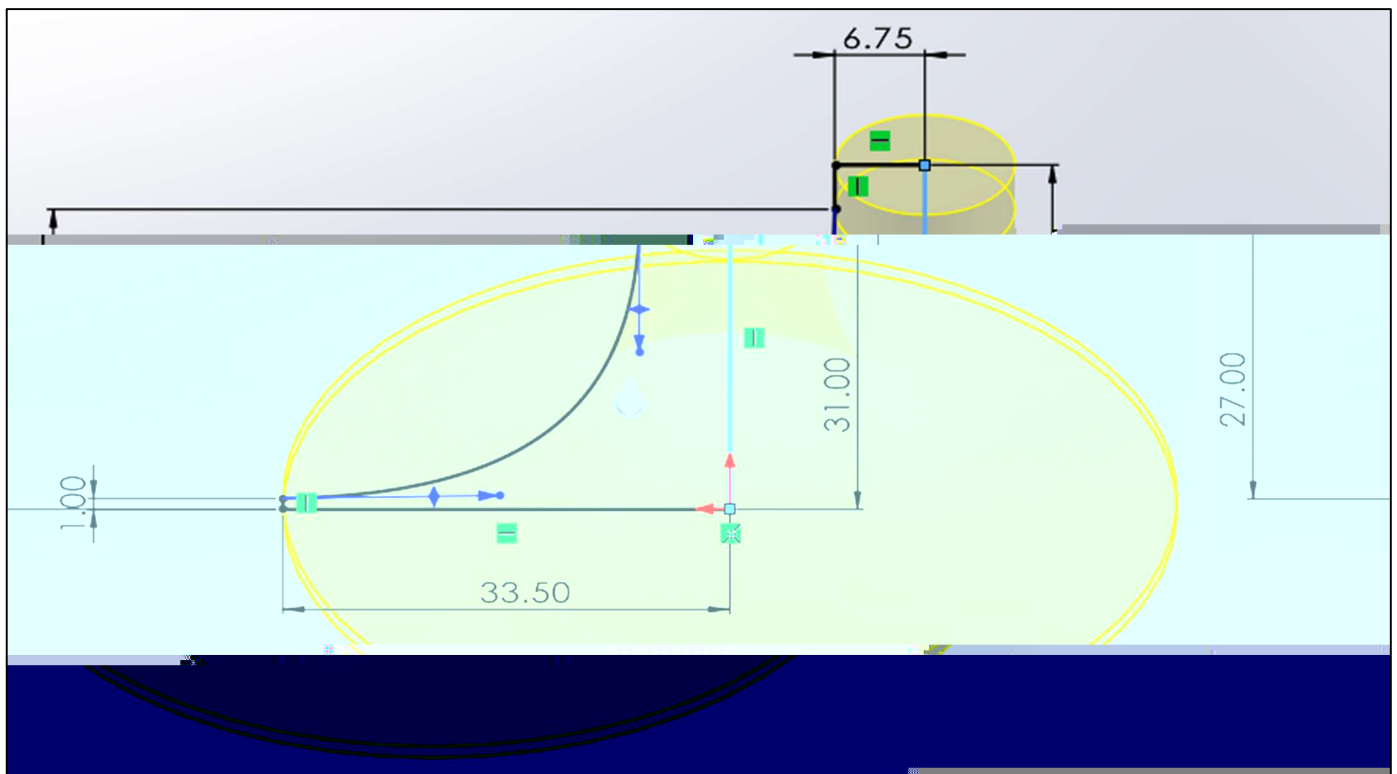
Création de l'esquisse de base

## Tableau Donnés géométriques des deux rotors étudiés

- Ouvrez SolidWorks et commencez un nouveau fichier de pièce.
- Sélectionnez le plan de face pour créer une esquisse de base de l'aube.
- Utilisez l'outil de ligne et d'arc pour dessiner le contour de l'aube en vue de profil.

La Figure 3.1 montre la phase initiale de la modélisation 3D de la turbine centrifuge dans SolidWorks. Cette étape consiste à créer l'esquisse de base sur un plan sélectionné, qui servira de fondation pour la pièce. L'interface de SolidWorks affiche les outils de dessin et le plan de face, où l'esquisse est tracée pour définir les contours de la pièce. Cette esquisse est essentielle pour les étapes de modélisation suivantes, telles que l'extrusion ou la révolution, qui donneront forme à la pièce finale.

- Utilisez l'outil "Extrude Boss/Base" pour extruder l'esquisse dans la troisième dimension, créant ainsi l'épaisseur de l'aube.



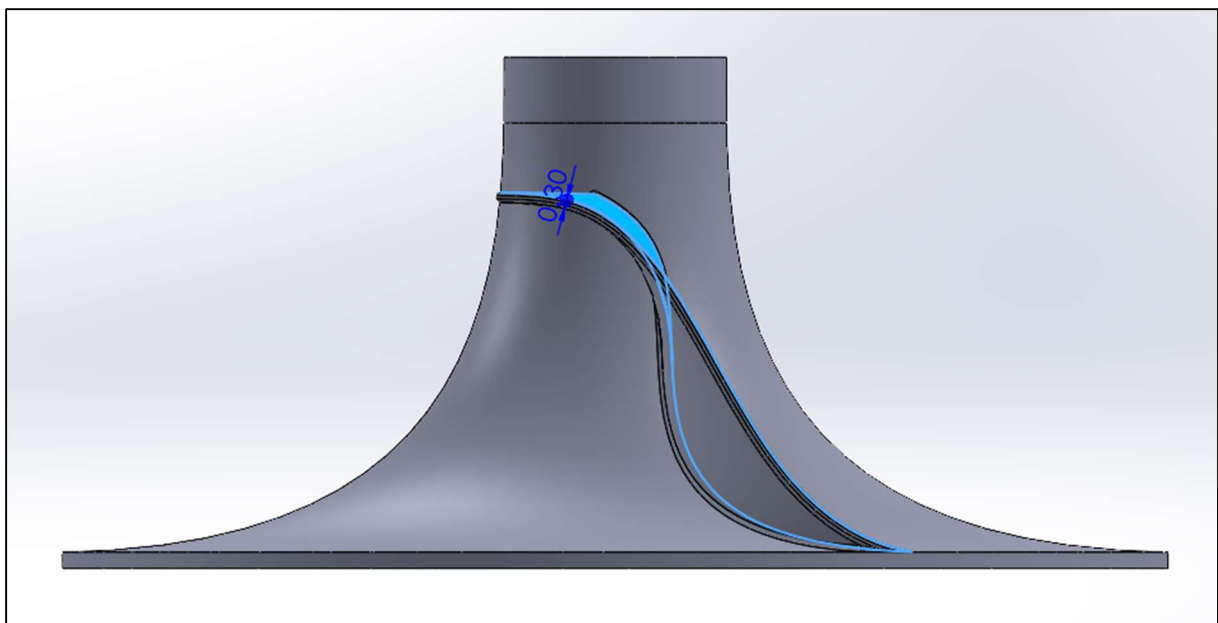
Extrusion de l'esquisse

La Figure 3.2 illustre le processus d'extrusion de l'esquisse dans SolidWorks. Après avoir créé l'esquisse de base, cette étape consiste à transformer cette esquisse en une forme

tridimensionnelle. L'interface de SolidWorks montre l'esquisse sélectionnée, avec les options d'extrusion permettant de définir la hauteur et la direction de l'extrusion. Cette opération donne du volume à l'esquisse, créant ainsi une pièce solide à partir des contours initialement dessinés. L'extrusion est une étape cruciale dans la modélisation 3D, car elle permet de passer d'une simple esquisse 2D à un objet 3D tangible.

- Utilisez l'outil "Fillet" pour adoucir les bords et donner à l'aube un profil aérodynamique.
- Vous pouvez également utiliser "Spline" pour créer des contours plus complexes sur l'aube si nécessaire.

La Figure 3.3 montre le processus d'ajout des courbures et des profils aérodynamiques à la pièce modélisée dans SolidWorks. Après l'extrusion de l'esquisse de base, cette étape permet de raffiner la forme de la pièce en intégrant des courbures lisses et des profils aérodynamiques. Les outils de SolidWorks permettent de modifier les contours et d'ajuster les surfaces pour améliorer les performances aérodynamiques de la pièce. Ces modifications sont essentielles pour des pièces comme les pales d'impulseur centrifuge, où l'efficacité du flux d'air ou de fluide est primordiale.

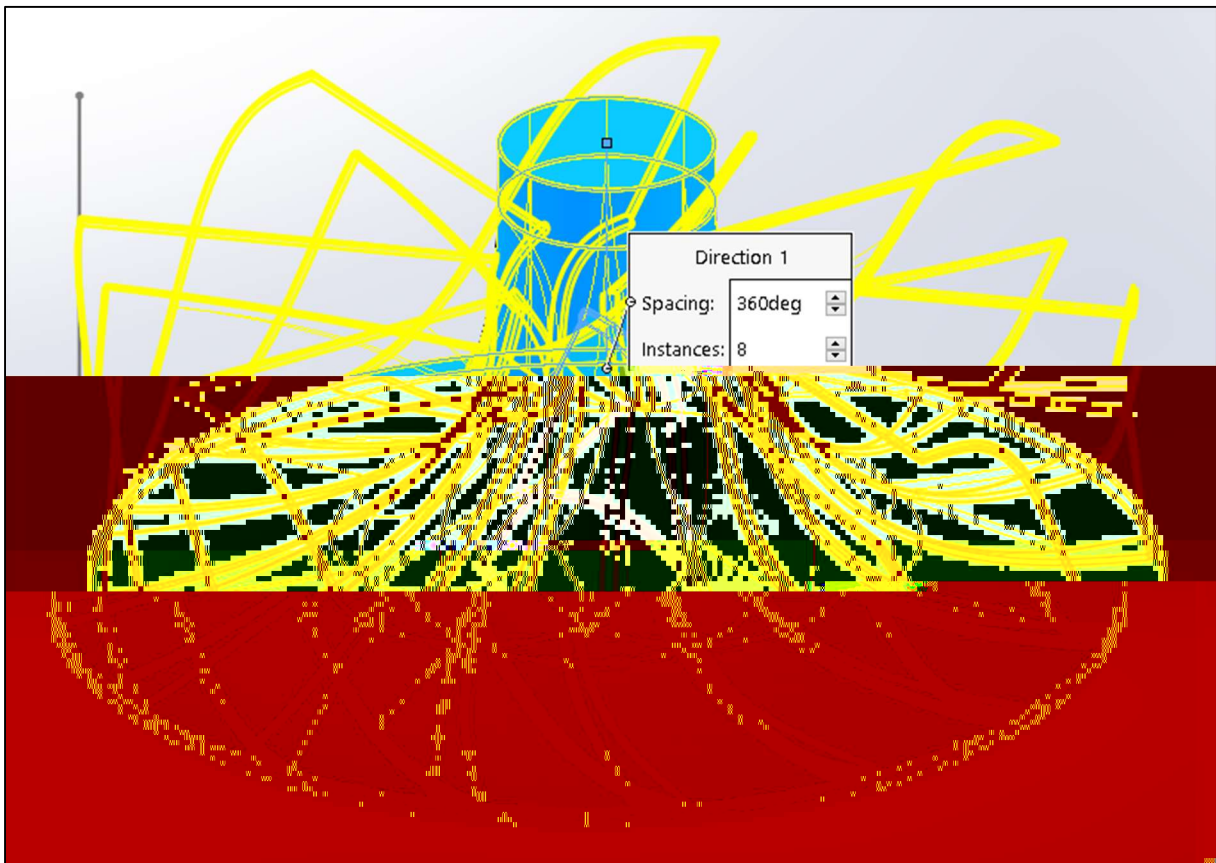


Ajout des courbures et des profils aérodynamiques

## Étape 4 : Répétition circulaire

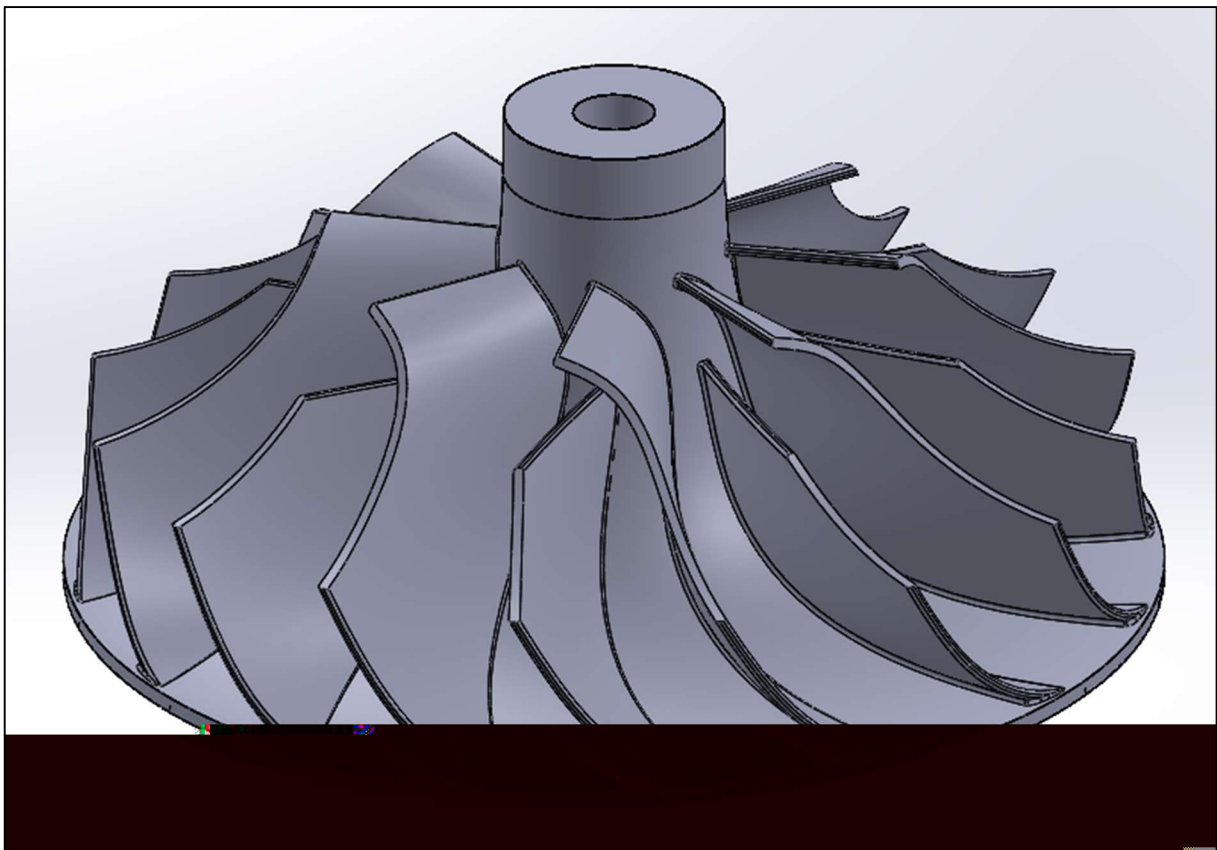
- Utilisez l'outil "Circular Pattern" pour dupliquer l'aube autour de l'axe central, créant ainsi une roue complète.
- Spécifiez le nombre de répétitions en fonction de la conception de la roue centrifuge.

La Figure 3.4 illustre l'utilisation de la fonction de répétition circulaire dans SolidWorks. Après avoir finalisé une pale de l'impulseur, cette étape permet de dupliquer cette pale autour d'un axe central pour compléter la géométrie de l'impulseur. La fonction de répétition circulaire assure que toutes les pales sont uniformément espacées et alignées, ce qui est crucial pour l'équilibrage et les performances du rotor. Cette technique simplifie la création de structures symétriques et garantit une précision élevée dans la disposition des composants répétés.



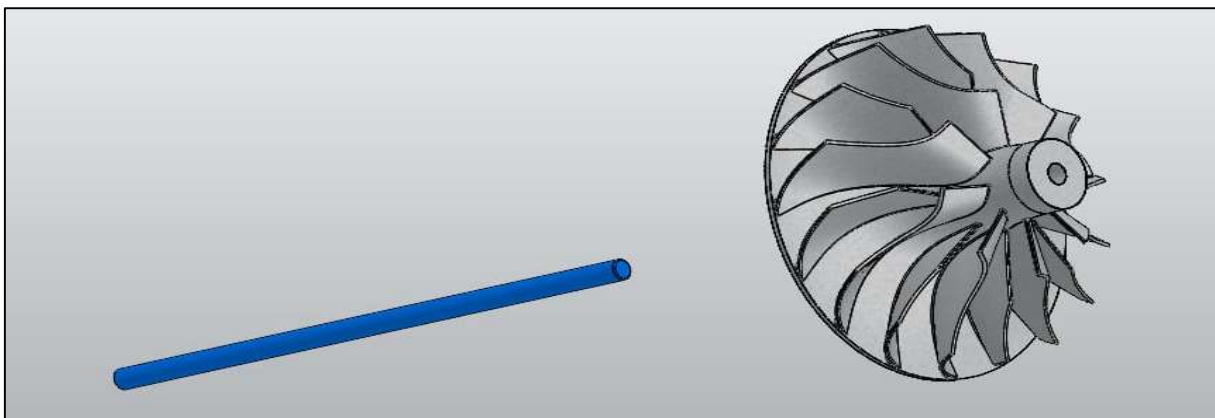
Répétition circulaire

La Figure 3.5 présente le résultat final de la modélisation de la pièce. À cette étape, toutes les caractéristiques de la géométrie, y compris les courbures, les profils aérodynamiques et les répétitions circulaires, sont intégralement appliquées. La pièce modélisée est une représentation précise et complète, prête pour des analyses supplémentaires, telles que des simulations de dynamique des fluides ou des tests de résistance structurelle. Cette vue finale montre un modèle détaillé et fonctionnel, prêt à être utilisé dans des applications pratiques.



Résultat final de la modélisation

La figure 3.5.1 présente la vue éclatée de impeller centrifuge with hélices



vue éclatée

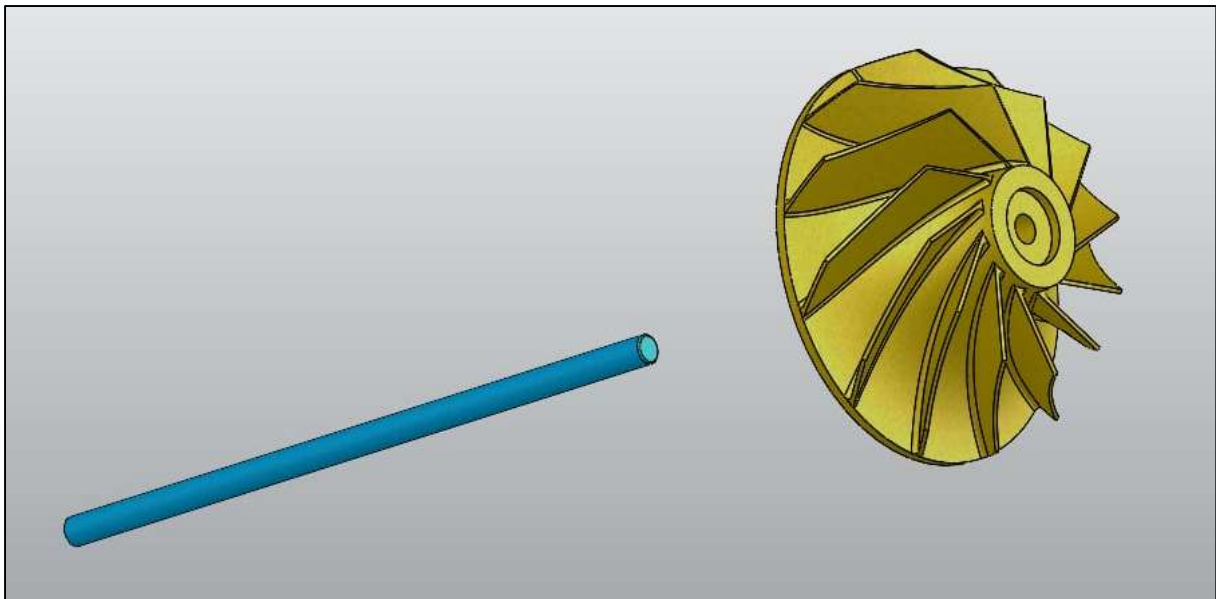
- Commencez par une nouvelle esquisse sur le plan de face.
- Utilisez l'outil "Helix and Spiral" pour créer une hélice autour de l'axe central. Définissez les paramètres de pas, de diamètre et de nombre de tours.

Dans la Figure 3.6, nous débutons le processus de modélisation de l'hélice en créant l'esquisse de base. Cette étape est cruciale car elle définit les dimensions et les contours initiaux de l'hélice. En utilisant des outils de dessin précis, nous traçons les contours de l'hélice en respectant les spécifications et les dimensions requises pour assurer un fonctionnement optimal. L'esquisse de base servira de fondement pour la création de la forme tridimensionnelle de l'hélice dans les étapes suivantes de la modélisation.



Création de l'esquisse de base pour l'hélice

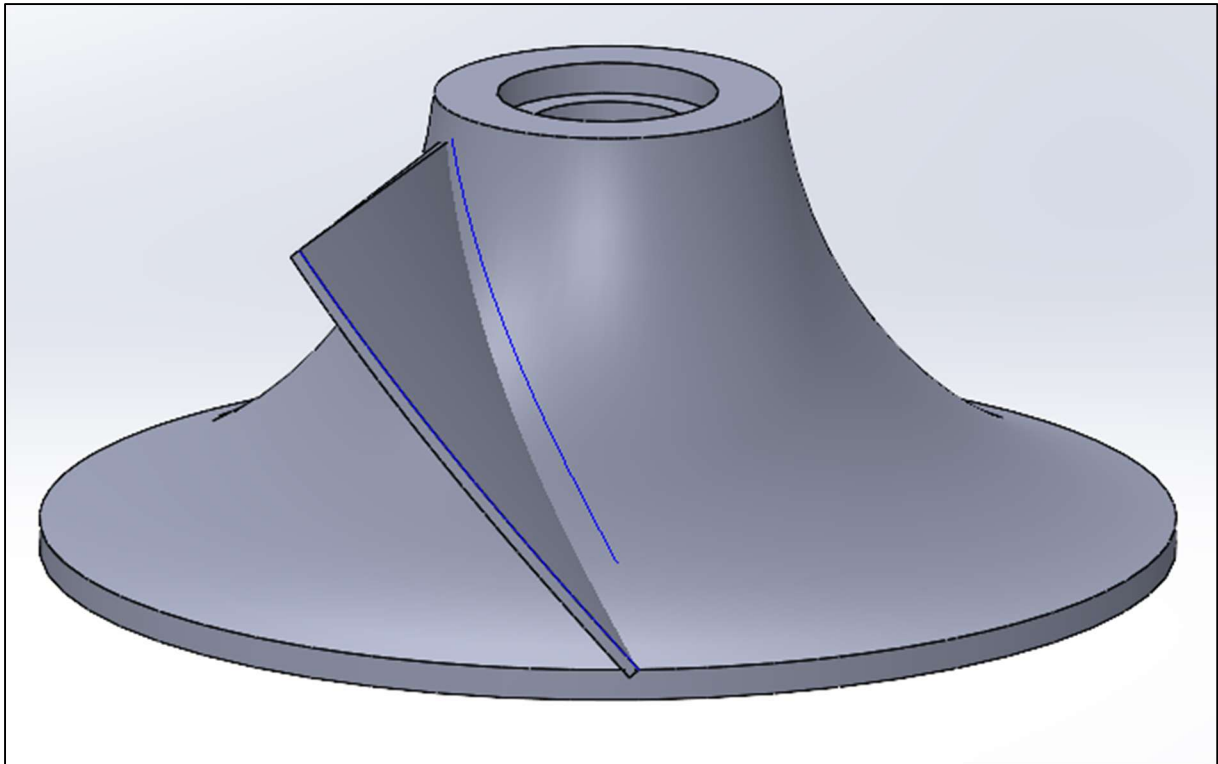
La figure 3.7 présente la vue éclatée de centrifuge impeller



vue éclatée

- Sur des plans perpendiculaires à l'hélice, créez plusieurs esquisses représentant les sections transversales de l'hélice.
- Utilisez l'outil "Loft" pour créer une surface entre ces profils, suivant le chemin de l'hélice.

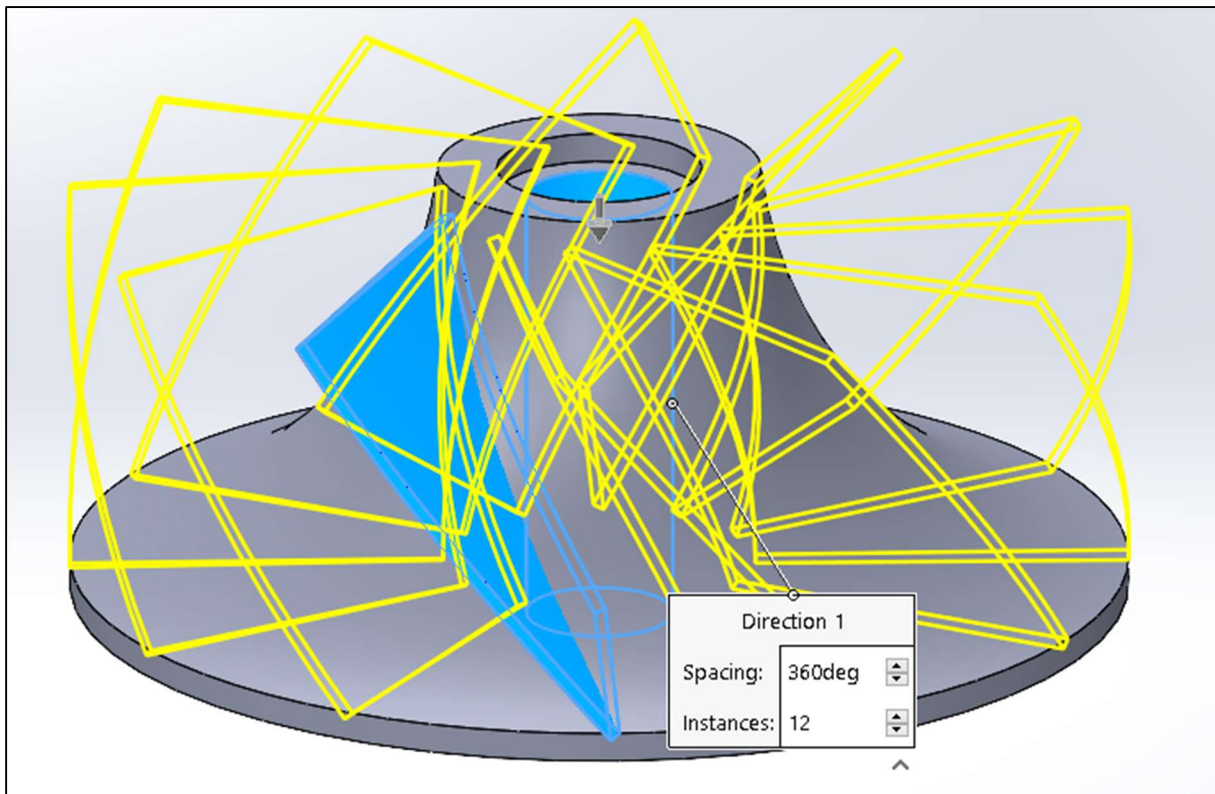
Dans la Figure 3.8, nous procédons à la création des profils de loft pour l'hélice. Cette étape consiste à définir les contours et les sections transversales de l'hélice le long de son axe. En utilisant des esquisses précises, nous dessinons les profils à différentes positions le long de l'hélice, en veillant à ce qu'ils soient cohérents et alignés avec l'esquisse de base. Ces profils de loft permettront de créer une transition fluide et aérodynamique entre les différentes sections de l'hélice, assurant ainsi un fonctionnement efficace et une performance optimale.



Création des profils de loft

- Utilisez l'outil "Circular Pattern" pour dupliquer l'aube autour de l'axe central, créant ainsi une roue complète.
- Spécifiez le nombre de répétitions en fonction de la conception de la roue centrifuge.

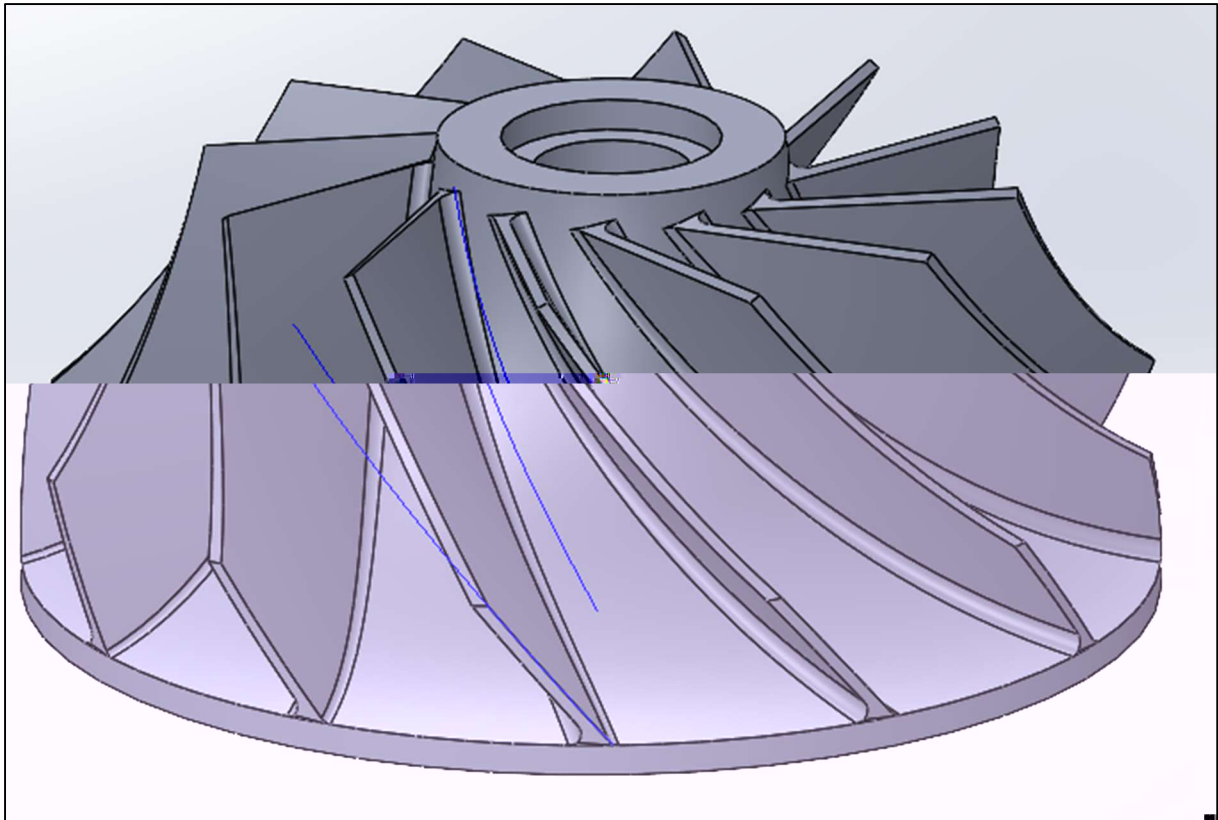
La Figure 3.9 illustre l'utilisation de la fonction de répétition circulaire dans SolidWorks. Après avoir finalisé une pale de l'impulseur, cette étape permet de dupliquer cette pale autour d'un axe central pour compléter la géométrie de l'impulseur. La fonction de répétition circulaire assure que toutes les pales sont uniformément espacées et alignées, ce qui est crucial pour l'équilibrage et les performances du rotor. Cette technique simplifie la création de structures symétriques et garantit une précision élevée dans la disposition des composants répétés.



Répétition circulaire

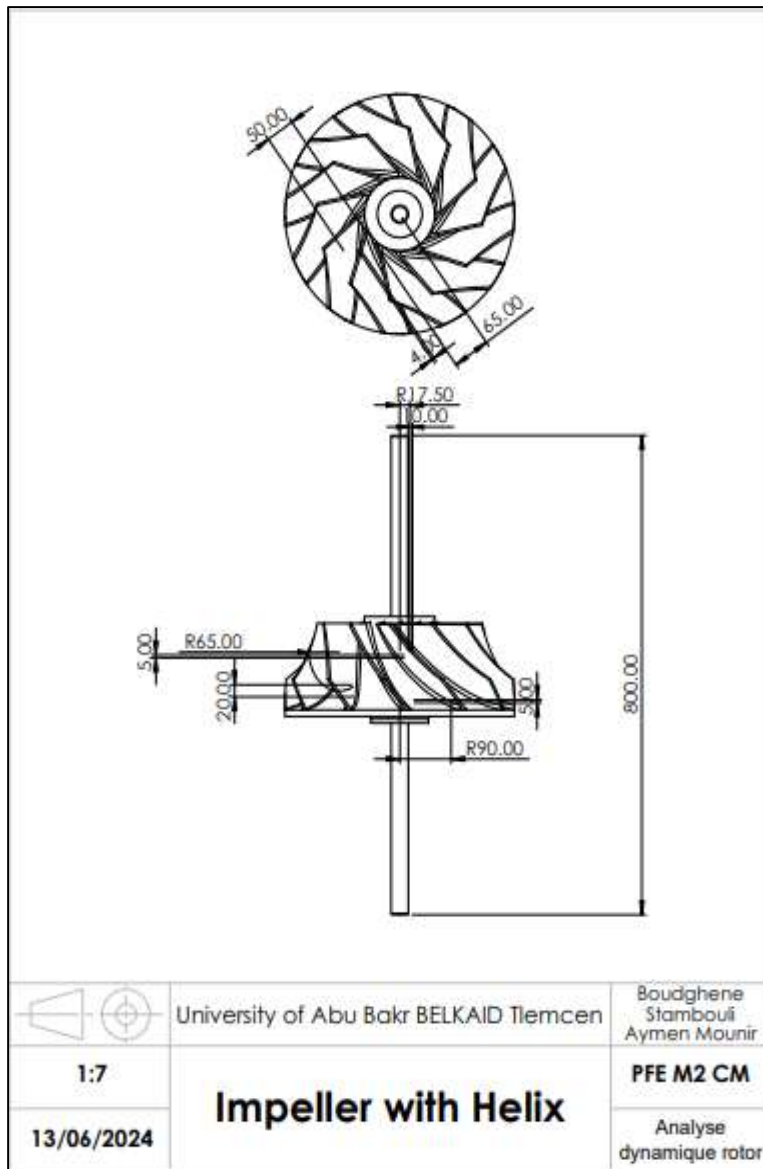
- Utilisez l'outil "Combine" pour fusionner la surface loft de l'hélice avec le corps principal de la roue.
- Assurez-vous que les surfaces se connectent de manière fluide et continue.

Dans la Figure 3.10, nous fusionnons les surfaces créées à partir des profils de loft pour former l'hélice dans sa totalité. Cette fusion permet de créer une surface continue et lisse, représentant fidèlement la forme et la structure de l'hélice. Le résultat final de la fusion des surfaces donne une représentation visuelle complète de l'hélice, prête à être utilisée dans des simulations et des analyses ultérieures. La géométrie résultante est conforme aux spécifications de conception et est prête à être intégrée dans des modèles plus larges pour des études plus poussées ou pour la fabrication.



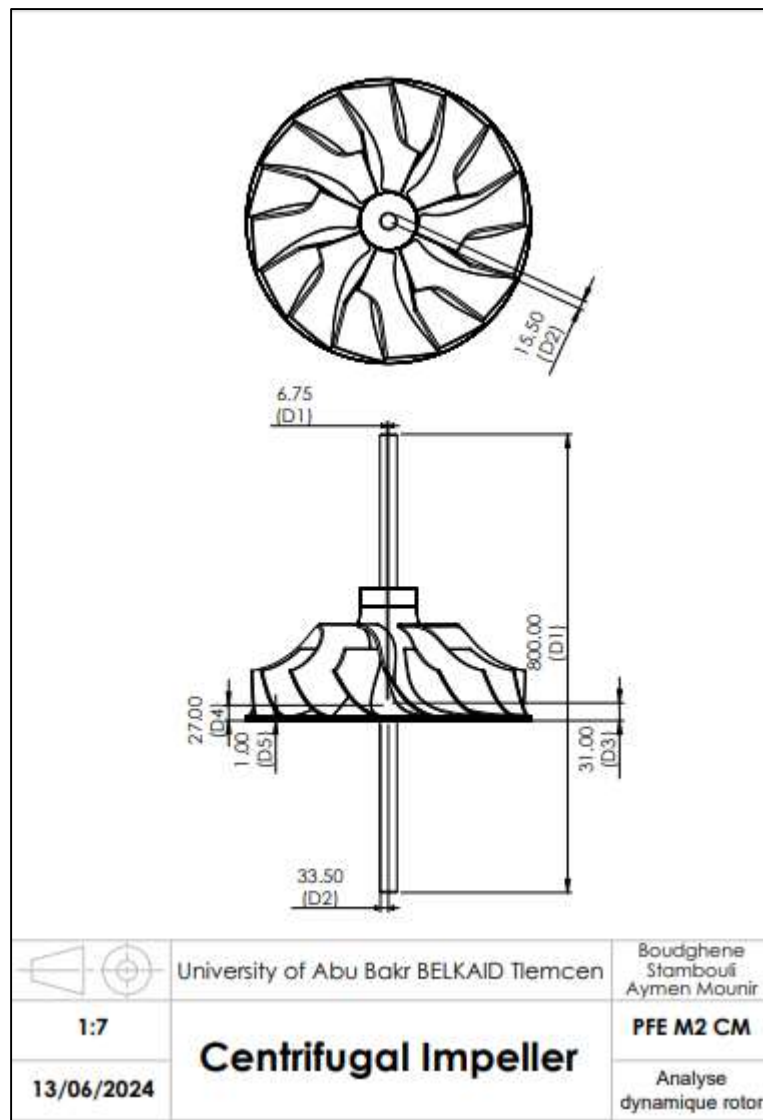
Fusion des surfaces et résultat final

La figure 3.11 présente le dessin de définition de le premier model impeller centrifuge avec hélice dans logiciel SolidWorks.



impeller avec hélices

La figure 3.12 présente le dessin de définition de le premier model impeller centrifuge avec hélices dans logiciel SolidWorks.



centrifuge impeller

ANSYS Workbench est une plateforme de simulation intégrée qui permet aux ingénieurs d'exécuter une gamme complète de simulations et d'analyses couvrant diverses disciplines de l'ingénierie, telles que la mécanique des structures, la thermique, la dynamique des fluides, et l'électromagnétisme. Cette plateforme se distingue par son interface conviviale, qui simplifie les processus complexes de simulation et facilite l'intégration et la collaboration entre différents outils de simulation.

L'une des forces majeures d'ANSYS Workbench réside dans sa capacité à intégrer une technologie de solveur robuste avec des capacités de post-traitement avancées et des

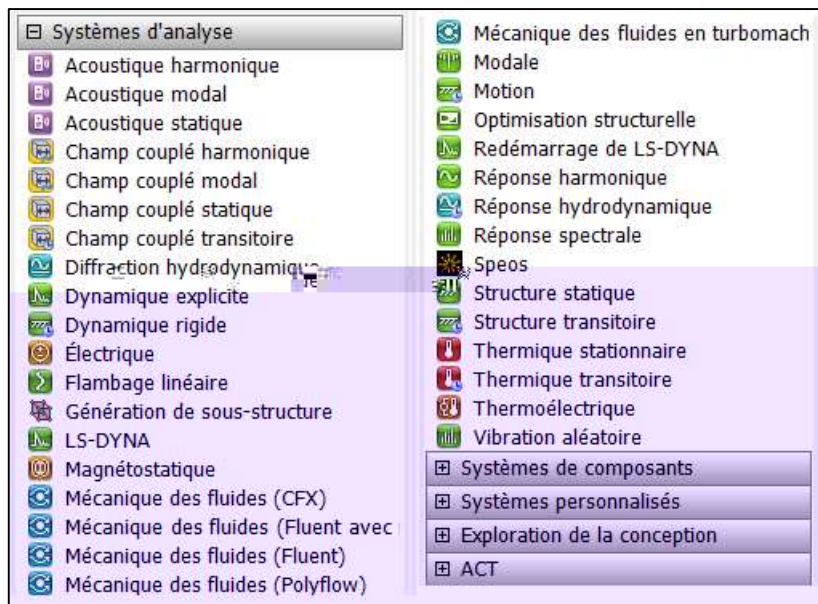
algorithmes d'optimisation sophistiqués. Cela permet aux ingénieurs de simuler de manière réaliste les performances de leurs conceptions et de procéder à des ajustements avant la phase de production réelle. ANSYS Workbench offre des outils pour modéliser des phénomènes multiphysiques complexes, permettant ainsi une analyse exhaustive des interactions entre différents aspects physiques d'un système.

L'utilisation d'ANSYS Workbench apporte plusieurs avantages aux ingénieurs. Tout d'abord, la plateforme améliore l'efficacité du processus de conception en permettant des itérations rapides et en réduisant le besoin de prototypes physiques coûteux. Ensuite, elle facilite une compréhension approfondie des performances du produit grâce à des visualisations détaillées et des analyses de données. De plus, ANSYS Workbench permet une meilleure collaboration entre équipes grâce à son environnement intégré, où divers modules et outils peuvent interagir de manière transparente.

Dans ce chapitre, nous explorerons comment utiliser ANSYS Workbench pour modéliser et simuler divers systèmes et produits. Nous détaillerons les étapes nécessaires pour créer des modèles précis, définir les conditions aux limites, exécuter des simulations, et interpréter les résultats obtenus. En outre, nous présenterons des études de cas concrètes pour illustrer l'application pratique de cette plateforme dans différents domaines de l'ingénierie.

La simulation des deux pièces modélisées sur SolidWorks dans ANSYS passe par plusieurs étapes essentielles pour évaluer leur comportement vibratoire et dynamique de manière exhaustive.

La Figure 3.13 présente le menu principal d'ANSYS, une plateforme de simulation d'ingénierie puissante et polyvalente. Ce menu principal sert de point de départ pour toutes les opérations et simulations dans ANSYS.



Menu principale

L'analyse modale des deux pièces modélisées dans SolidWorks et simulées sur ANSYS constitue une étape cruciale pour évaluer leur comportement vibratoire et dynamique. Cette étape initiale vise à déterminer les modes propres de vibration de chaque pièce ainsi que leurs fréquences associées. En identifiant ces modes de vibration naturels, cette analyse permet de mieux comprendre la réponse structurelle des pièces dans diverses conditions de fonctionnement.

Étapes à suivre :

1. Lancez ANSYS et importez les modèles des deux pièces modélisées sur SolidWorks en utilisant l'option d'importation appropriée.
2. Dans l'interface ANSYS, créez un nouveau projet pour les pièces en cliquant sur "File" > "New" > "Project".
3. Attribuez des matériaux appropriés aux pièces en sélectionnant les propriétés de matériau dans ANSYS et en les appliquant aux composants correspondants. Pour les deux types de rotors on a utilisé l'acier dont le module de Young  $E=2e+011$  et le coefficient de poisson  $\nu=0.3$ .
4. Accédez à l'onglet "Analysis Settings" ou "Setup" et configurez les paramètres de l'analyse modale, tels que les types de modes à extraire et les conditions aux limites.

5. Créez un maillage pour les pièces en utilisant l'outil de maillage d'ANSYS. Assurez-vous d'avoir un maillage de qualité avec une densité suffisante pour capturer les détails géométriques.
6. Lancez l'analyse modale en cliquant sur "Solve" ou "Run". ANSYS calculera les modes propres de vibration et leurs fréquences associées pour les deux pièces.
7. Une fois l'analyse terminée, examinez les résultats pour identifier les modes de vibration dominants, leurs fréquences et leurs formes modales. Cela vous aidera à comprendre le comportement vibratoire des pièces.

La Figure 3.14 illustre le schéma du projet pour une analyse modale. Ce schéma met en évidence les différentes étapes de la simulation modale dans ANSYS. Il commence par la définition de la géométrie et des matériaux du modèle, suivie de l'application des conditions aux limites. Ensuite, le maillage du modèle est effectué pour discrétiser la géométrie. Une fois le maillage terminé, les paramètres de l'analyse modale sont définis, incluant la spécification du nombre de modes à calculer. Enfin, les résultats de l'analyse modale, tels que les fréquences naturelles et les modes de vibration, sont obtenus et visualisés

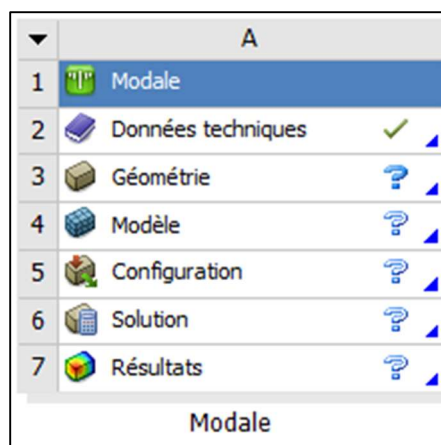
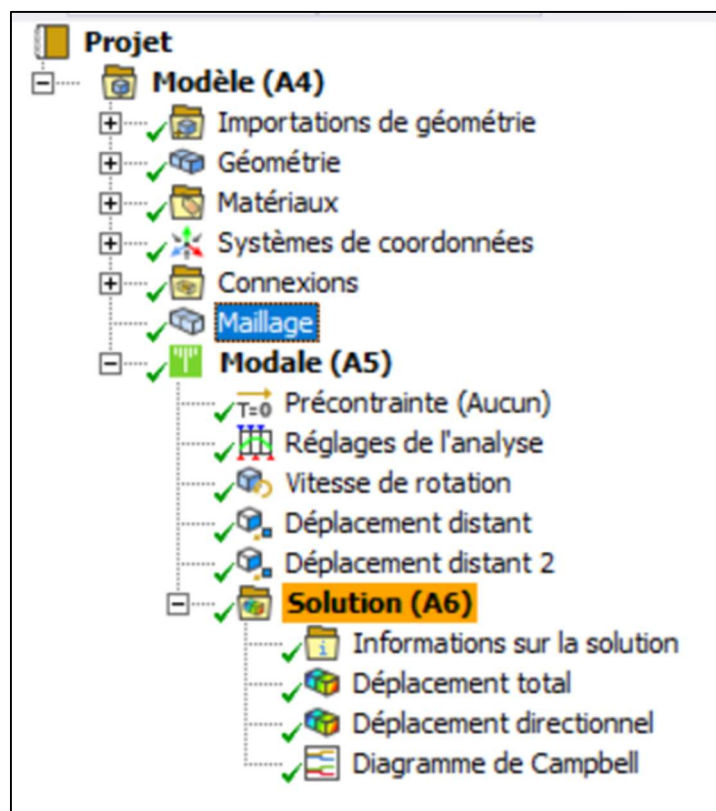


Schéma du projet

Une fois les modèles importés dans ANSYS, la génération d'un maillage de qualité devient essentielle pour une simulation précise. Ce processus consiste à créer une structure de maillage qui représente fidèlement la géométrie des pièces, comme montré dans (Figure 3.15). Il est crucial que le maillage soit suffisamment fin pour capturer avec précision les déformations et les modes de vibration des pièces. Cependant, il doit également être conçu de manière à être efficace du point de vue informatique, afin de réduire le temps de calcul nécessaire pour l'analyse.

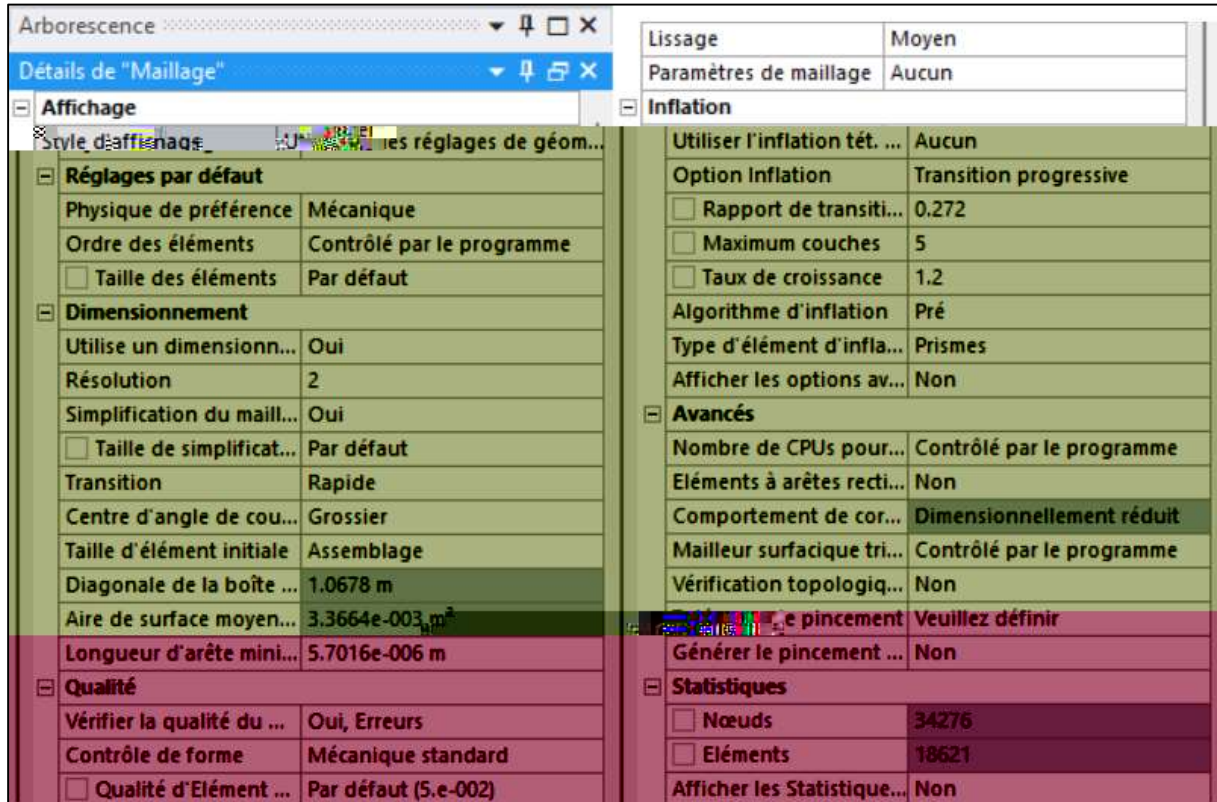
Les étapes à suivre :

1. Assurez-vous que les modèles des pièces sont correctement importés dans ANSYS et prêts à être maillés.
2. Dans l'interface ANSYS, accédez à l'outil de maillage en sélectionnant les composants à mailler et en utilisant les options appropriées dans le menu.



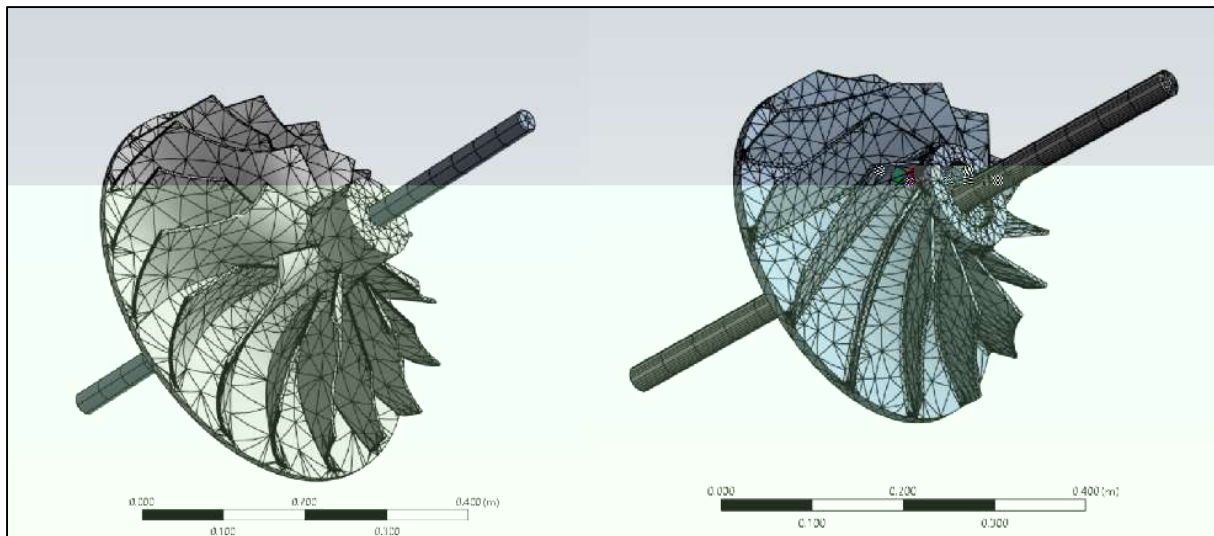
Outil de maillage

3. Configurez les paramètres de maillage, tels que la taille des éléments, la qualité du maillage et les méthodes de génération du maillage, en fonction des besoins spécifiques des pièces, voir la Figure 3.16.



Paramètres de maillages

4. Utilisez les outils de maillage pour générer un maillage pour chaque pièce. Veillez à ce que le maillage soit bien structuré et de qualité pour garantir des résultats précis.
5. Après avoir généré le maillage, vérifiez sa qualité en examinant des indicateurs tels que la qualité des éléments, la densité du maillage et la conformité aux spécifications requises.
6. Si nécessaire, ajustez le maillage pour optimiser sa qualité et sa performance en fonction des exigences de la simulation.
7. Une fois satisfait du maillage, validez-le pour vous assurer qu'il est prêt à être utilisé dans l'analyse de simulation voir la figure 3.17

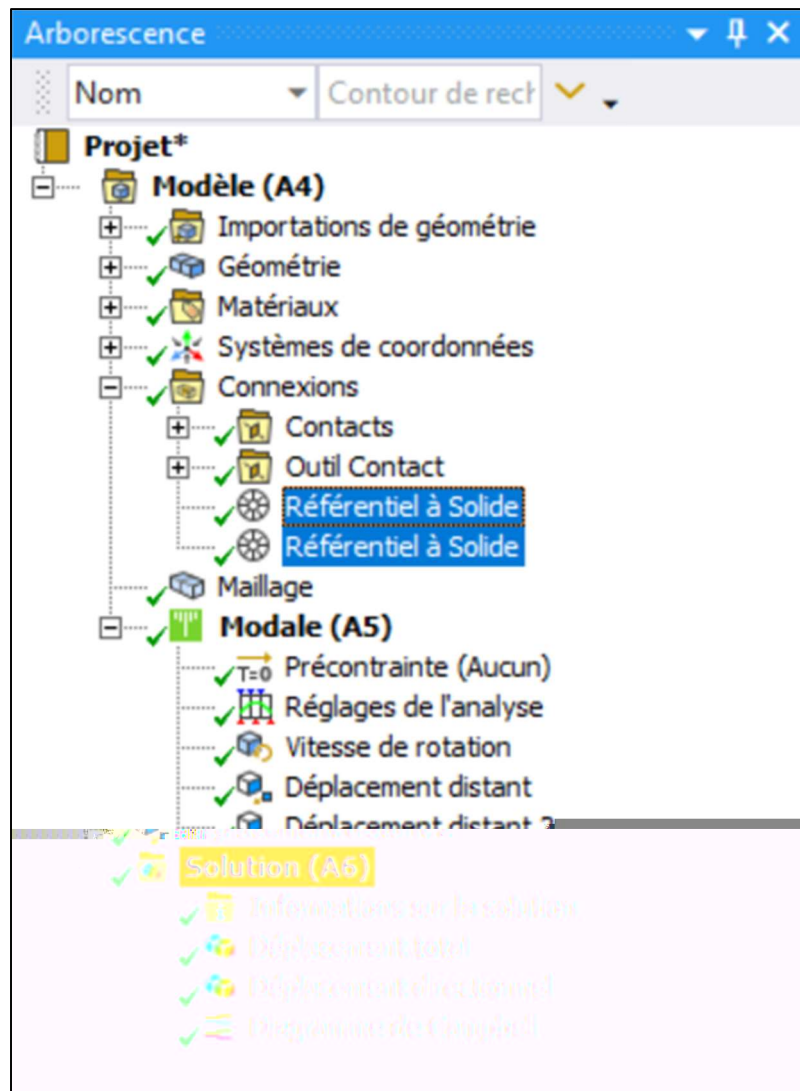


Validation de maillage

Ensuite, les raideurs des paliers sont intégrées dans la simulation afin de reproduire fidèlement les conditions de fonctionnement réelles des pièces en rotation. Ces raideurs jouent un rôle crucial dans la modélisation précise du support des pièces et dans la capture des effets dynamiques qui en découlent.

Etapas à suivre :

1. Avant de passer à l'analyse de la raideur des paliers, assurez-vous de définir correctement les conditions aux limites pour chaque pièce. Cela inclut la fixation des parties qui doivent rester immobiles pendant la simulation.
2. Intégrez des modèles de paliers appropriés dans votre simulation, en tenant compte de leur emplacement et de leur configuration sur les pièces voire figure 3.18



Ajout de paliers

3. Définissez les propriétés des paliers dans ANSYS, telles que la raideur, en fonction des spécifications du matériau et de la conception des paliers.(figure3.19)

Détails de "Référentiel à Solide"	
Propriétés graphiques	
	Oui
Connexion	Corps-Réf
Plan de rotation	Plan X-Z
K11	1.e+008 N/m
K22	1.e+008 N/m
K12	0. N/m
K21	0. N/m
Amortissement C11	1.e+008 N·s/m
Amortissement C22	1.e+008 N·s/m
Amortissement C12	0. N·s/m
Amortissement C21	0. N·s/m
	Non
Sélection de géométrie	
Champ d'application	1 Face
Corps	Solide
Système de coordonnées	Système de coordonnées global
Coordonnée X mobile	-8.6696e-002 m
Coordonnée Y mobile	0.47724 m
Coordonnée Z mobile	0.15206 m
Comportement	Rigide
Sphère de contact	Tout

## Propriétés aux paliers

4. Une fois que les paliers ont été ajoutés et configurés, assurez-vous qu'ils sont correctement intégrés dans le modèle global des pièces.
5. Lancez une analyse pour déterminer les raideurs des paliers, en prenant en compte leur effet sur le comportement dynamique et vibratoire des pièces.

La construction du diagramme de Campbell constitue une étape cruciale de la simulation. Ce diagramme permet de représenter graphiquement l'évolution des fréquences propres des pièces en fonction de leur vitesse de rotation. En identifiant les vitesses critiques et les phénomènes de résonance potentiels, il fournit des informations essentielles pour la conception et l'optimisation des pièces tournantes. On peut dire que le diagramme de Campbell est la carte d'identité de fonctionnement d'un rotor.( figure3.20)

Etapas à suivre :

1. Utilisez les outils d'analyse d'ANSYS pour configurer une analyse de stabilité, en incluant les paramètres nécessaires tels que la vitesse de rotation du rotor et les conditions aux limites.
2. Lancez l'analyse pour créer un diagramme de Campbell, qui montre les fréquences naturelles du système en fonction de sa vitesse de rotation. Cela permet d'identifier les vitesses critiques où des instabilités peuvent se produire.

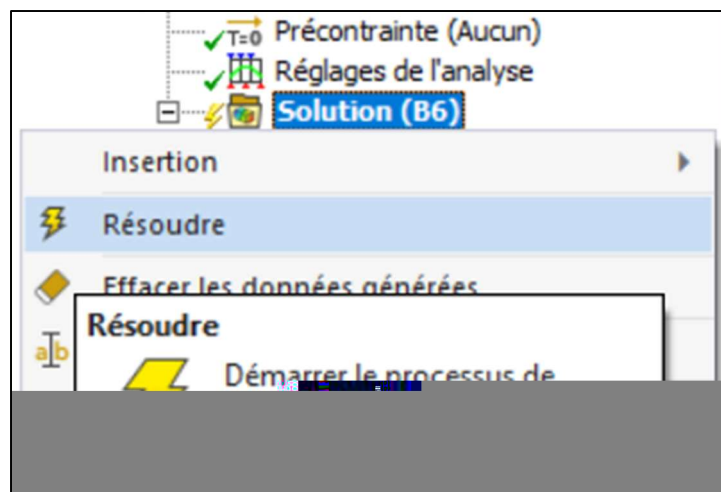


1. Examinez le diagramme de Campbell pour identifier les régions d'instabilité et déterminer les actions correctives nécessaires pour améliorer la stabilité du système.
2. Utilisez les résultats de l'analyse de stabilité pour comprendre les modes de vibration instables et développer des stratégies d'atténuation pour les éviter.

Dans la phase de résolution de la simulation, les charges et les conditions aux limites appropriées sont appliquées, en prenant en compte les forces d'excitation et les paramètres opérationnels spécifiques à chaque pièce. La simulation est ensuite lancée pour obtenir les résultats attendus, tels que les déformations, les fréquences propres, les modes de vibration et les réponses dynamiques.

Etapes à suivre :

1. Une fois que toutes les étapes précédentes sont complétées, lancez la simulation complète pour obtenir des résultats sur le comportement dynamique et vibratoire des pièces (Figure 3.21).



Lancement de la simulation

2. Examinez attentivement les résultats de la simulation pour comprendre le comportement des pièces dans des conditions de fonctionnement réalistes.

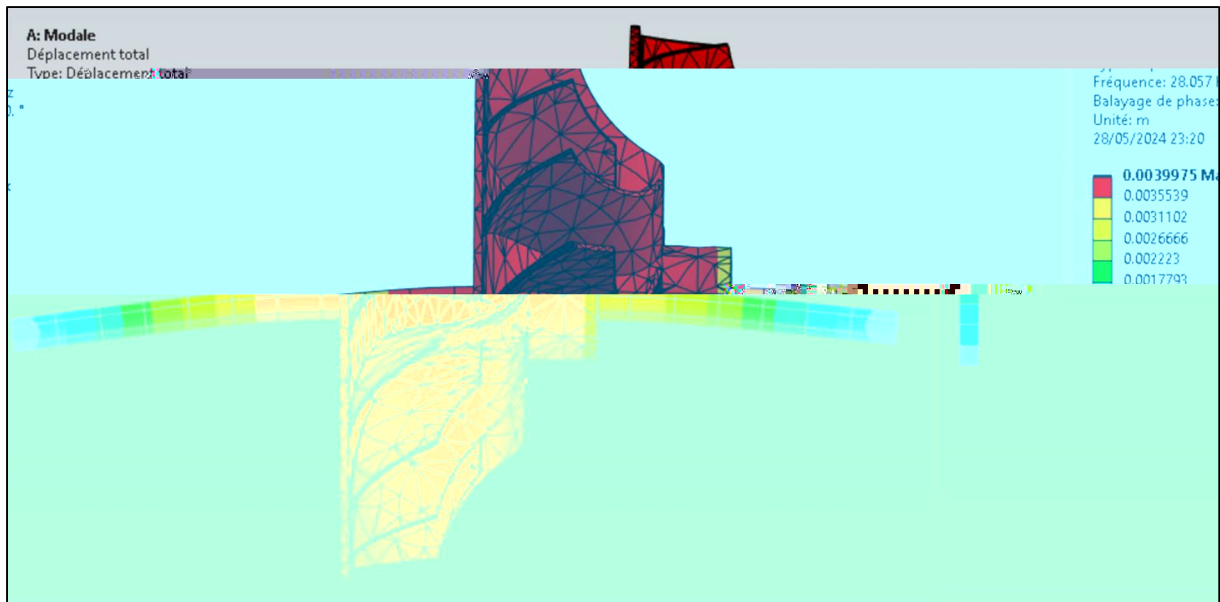
Les modes stables et instables sont enfin identifiés à partir des résultats de la simulation. Les modes stables correspondent à des configurations où la structure reste stable et ne présente pas de comportement vibratoire indésirable, assurant ainsi un fonctionnement sécurisé et efficace des pièces. En revanche, les modes instables nécessitent une attention particulière lors de la conception et de l'exploitation des pièces, car ils peuvent entraîner des vibrations excessives ou des défaillances structurelles.

Etapas à suivre :

1. Identifiez les modes de vibration stables et instables, ainsi que leurs fréquences associées, pour évaluer la performance globale des pièces et proposer des améliorations si nécessaire.

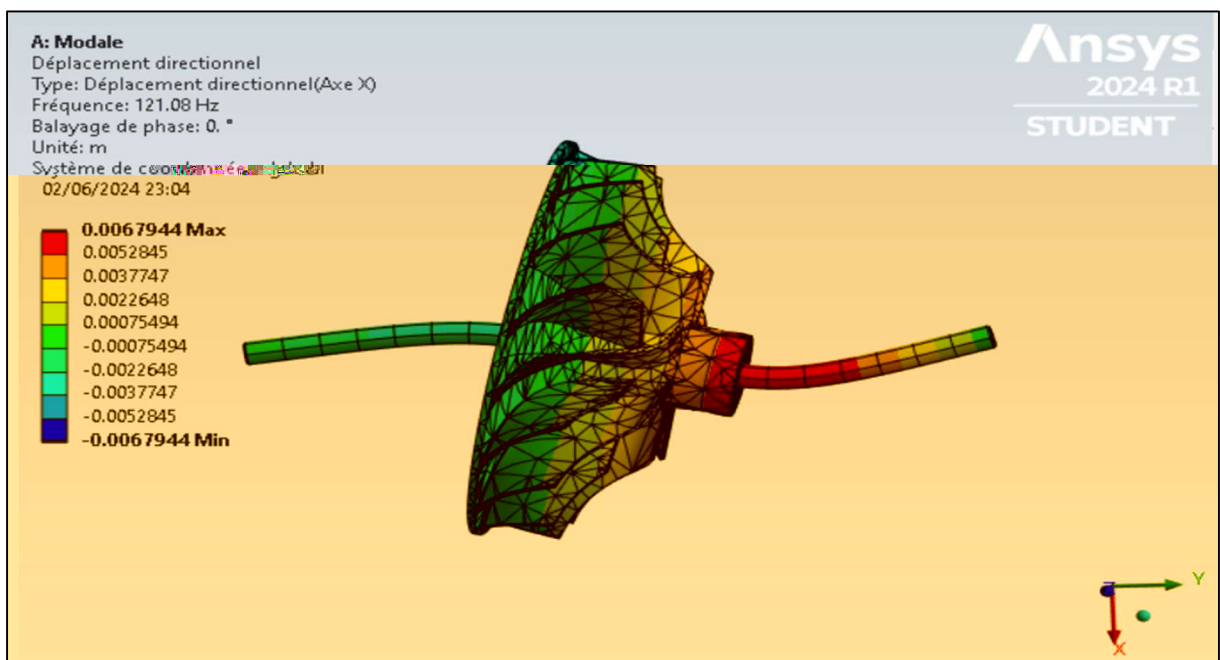
Dans le diagramme de Campbell, les roues centrifuges apparaissent comme des courbes caractéristiques qui illustrent les vitesses critiques et les modes vibratoires associés à un rotor en rotation. L'interprétation de la présence des roues centrifuges dans ce diagramme est cruciale pour comprendre la stabilité et le comportement dynamique du système rotorique.

La Figure 3.22 présente la déformation d'une roue centrifuge à une fréquence modale de 28.057 Hz. Cette déformation illustre le comportement vibratoire de la roue à cette fréquence spécifique. Les régions colorées indiquent l'amplitude et la distribution des déplacements à travers la roue, avec des couleurs chaudes (rouge et orange) représentant les zones de déplacement maximal, et des couleurs froides (bleu et vert) représentant les zones de déplacement minimal. Cette information est cruciale pour identifier les points de faiblesse potentiels et optimiser la conception pour améliorer la résistance aux déformations de la roue sous les conditions de fonctionnement données.



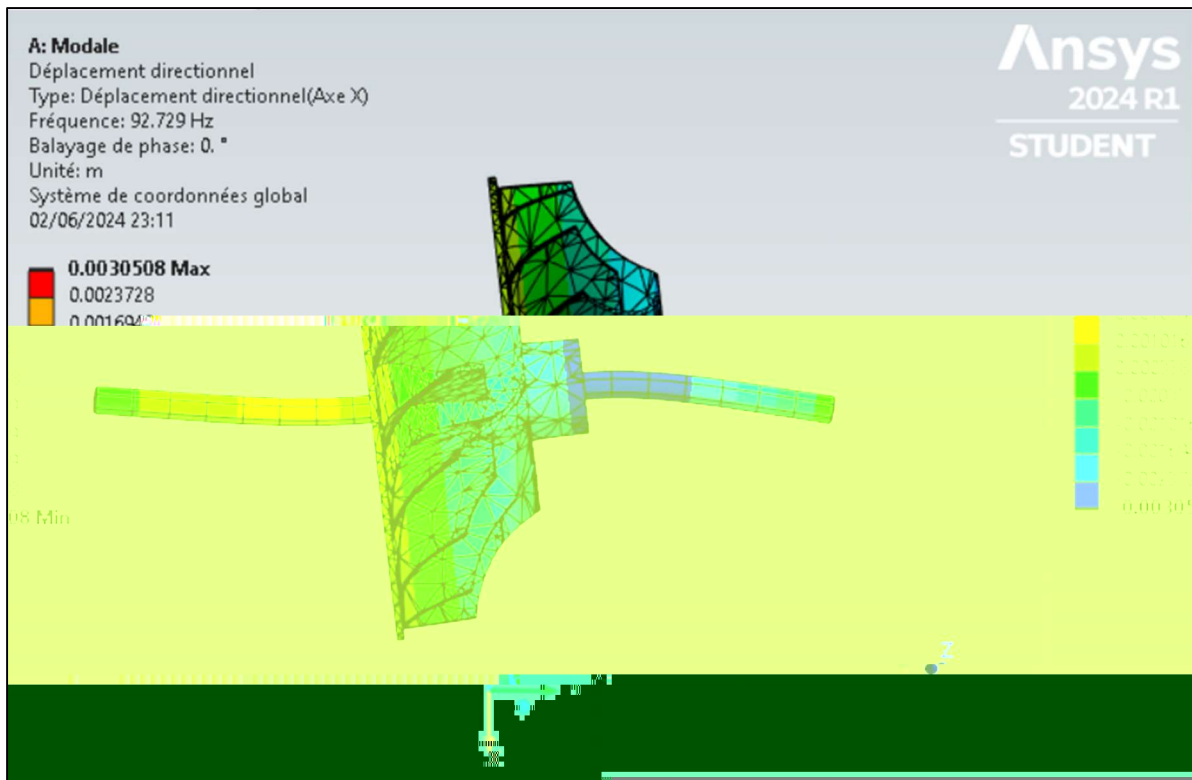
Déformation de la turbine à la fréquence 28.057Hz

La figure 3.23 montre la déformation de la turbine à une fréquence de 121.08 Hz. Les variations de couleur indiquent les niveaux de déformation, avec les zones rouges représentant les déformations maximales et les zones bleues les déformations minimales. Cela permet d'identifier les régions de la turbine les plus affectées par cette fréquence spécifique, informant les ingénieurs sur les ajustements nécessaires pour améliorer la durabilité et la performance de la turbine.



Déformation de la turbine a 121.08 Hz

La figure 3.24 illustre la déformation de la turbine à une fréquence de 92.729 Hz. Les zones colorées indiquent différents niveaux de déformation, où les régions en rouge montrent les déformations maximales et les régions en bleu les déformations minimales. Cette analyse permet de repérer les zones les plus affectées par cette fréquence, aidant ainsi à optimiser la conception pour améliorer la fiabilité et la performance de la turbine.



Déformation de la turbine a 92.729 Hz

La Figure 3.25 présente un diagramme de fréquences (Campbell) d'une roue centrifuge, utilisé pour analyser les fréquences naturelles et les vitesses critiques du rotor en rotation. Ce diagramme est essentiel pour évaluer les interactions entre les fréquences propres du système et les vitesses de rotation.

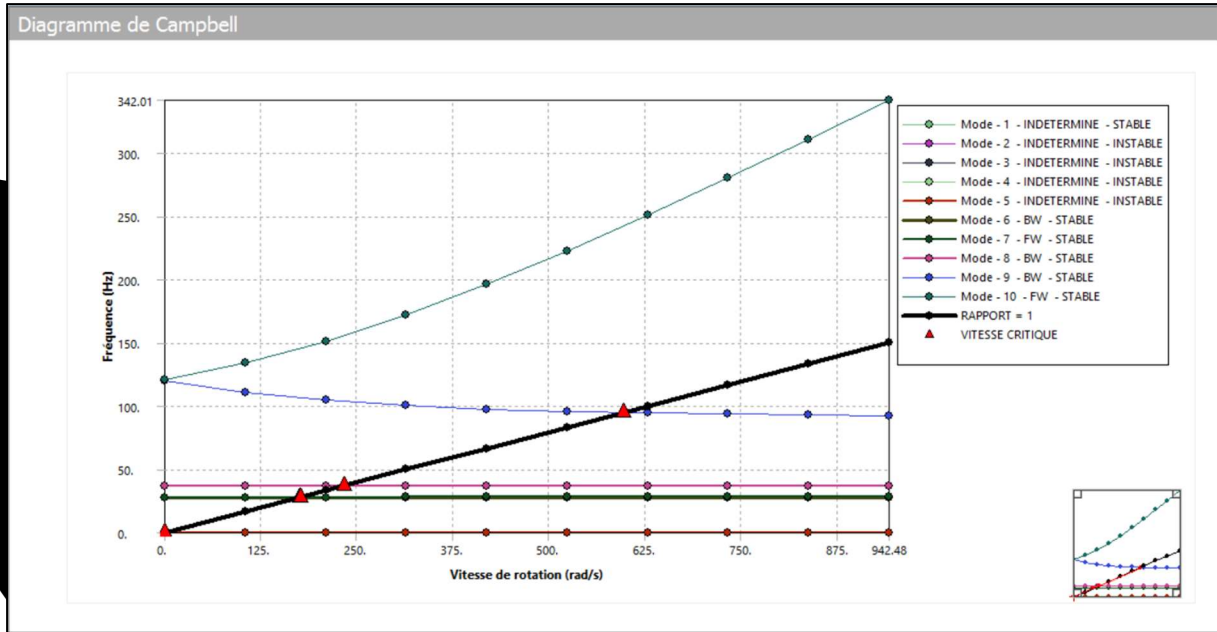


Diagramme de Campbell de la roue centrifuge avec turbine

fréquences propres en Hz du rotor avec turbine centrifuge mode instable

1	INDETERMINE	STABLE	1.5509e-002 rad/s	2.4684e-003 Hz	2.4073e-003 Hz	2.248e-003 Hz	2.0409e-003 Hz	1.8283e-003 Hz	1.6328e-003 Hz	1.4619e-003 Hz	1.3157e-003 Hz	1.1916e-003 Hz	1.0861e-003 Hz
2	INDETERMINE	INSTABLE	AUCUN	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz
3	INDETERMINE	INSTABLE	AUCUN	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz
4	INDETERMINE	INSTABLE	AUCUN	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz
5	INDETERMINE	INSTABLE	AUCUN	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz
6	BW	STABLE	175.93 rad/s	27.992 Hz	27.997 Hz	28.002 Hz	28.004 Hz	28.005 Hz	28.005 Hz	28.005 Hz	28.005 Hz	28.006 Hz	28.006 Hz
7	FW	STABLE	176.71 rad/s	28.057 Hz	28.08 Hz	28.144 Hz	28.226 Hz	28.306 Hz	28.373 Hz	28.427 Hz	28.469 Hz	28.501 Hz	28.526 Hz
8	BW	STABLE	233.91 rad/s	37.227 Hz	37.228 Hz	37.228 Hz	37.228 Hz	37.228 Hz	37.229 Hz	37.229 Hz	37.229 Hz	37.229 Hz	37.229 Hz
9	BW	STABLE	597.31 rad/s	120.56 Hz	111.25 Hz	104.79 Hz	100.55 Hz	97.782 Hz	95.944 Hz	94.694 Hz	93.82 Hz	93.192 Hz	92.729 Hz
10	FW	STABLE	AUCUN	121.08 Hz	134.19 Hz	151.56 Hz	172.59 Hz	196.63 Hz	222.99 Hz	251.1 Hz	280.51 Hz	310.89 Hz	342.01 Hz

Les résultats obtenus du diagramme de Campbell permettent de comprendre la stabilité et les fréquences naturelles des différents modes de vibration d'un rotor. Voici une interprétation détaillée des résultats :

- Vitesse critique :  $1.5509e-002$  rad/s
- Fréquences naturelles : Varient de  $2.4684e-003$  Hz à  $1.0861e-003$  Hz
- Interprétation : Ce mode est stable malgré son caractère indéterminé. Les fréquences naturelles diminuent progressivement, indiquant une stabilité avec des très faibles vibrations.
  
- Fréquences naturelles : 0 Hz pour tous ces modes
- Interprétation : Ces modes sont instables et indéterminés, indiquant une absence de fréquence naturelle définie. Cela peut signaler un problème dans la modélisation ou des conditions où le rotor ne trouve pas d'équilibre stable dans ces modes.

Les modes 6 et 7 dans la figure 3.20 représentant le premier mode vibratoire d'où mode 6 est le mode indirect et le mode 7 est le mode direct, d'où :

- Vitesse critique de mode 6-BW : 175.93 rad/s
- Vitesse critique de mode 7-FW : 176.71 rad/s

Selon le résultat dans la figure 3.20 et le tableau les modes 6 et 7 sont en augmentation et ont la même allure ce qui explique que ces deux modes représentent des fréquences de vibration de torsion de l'ensemble du rotor, qui sont insensible au changement de la géométrie, de plus ce type de réponse vibratoire n'est généralement pas excité par un déséquilibre du système, comme c'est le cas dans les modes de vibrations de flexion.

Les fréquences de ces deux modes varient entre 27Hz et 28Hz en fonction de la vitesse de rotation. On peut traduire des résultats physiquement comme des fréquences vibratoires de démarrage.

Ce mode est aussi est mode de torsion

- Vitesse critique : 233.91 rad/s

- Fréquences naturelles : 37.227 Hz pour tous les points

- Interprétation : La constance des fréquences naturelles à travers les vitesses de rotation suggère un mode de vibration en arrière extrêmement stable et peu affecté par les variations de la vitesse angulaire.

- Vitesse critique : 597.31 rad/s

- Fréquences naturelles : Varient de 120.56 Hz à 92.729 Hz

On constate que ces deux mode ont des valeurs très proches dans une vitesse de rotation 0 Rad/sec, en augmentant la vitesse de rotation, les deux modes 9 et 10 se séparant d'où les fréquences de mode 9 diminuent et les fréquences de mode 10 augmentât, ce qui explique le phénomène de vibration du a la flexion.

Le mode 9 est classifié comme mode indirect (BW), dans lequel le centre de gravité du système orbite dans une trajectoire opposée a la direction de la rotation autour de l'axe de rotation. Dans l'autre côté on a le mode 10 qui est classée comme mode direct (FW) dans lequel le centre de gravité orbite selon une trajectoire alignée avec la direction de rotation du système.

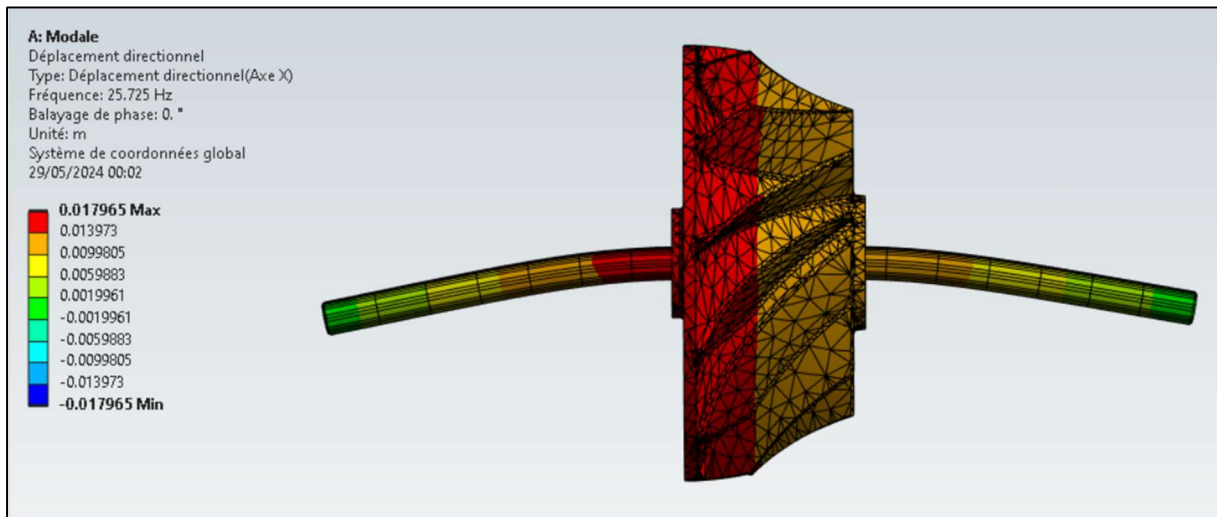
- Interprétation : Ce mode de vibration en arrière est stable, mais les fréquences naturelles diminuent avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Cela peut indiquer une interaction complexe entre le rotor et ses supports ou une influence significative de l'inertie.

- Fréquences naturelles : Varient de 121.08 Hz à 342.01 Hz

- Interprétation : Ce mode de vibration en avant montre une large gamme de fréquences naturelles, augmentant avec la vitesse de rotation. Cette large variation peut indiquer une réponse dynamique riche mais reste stable.

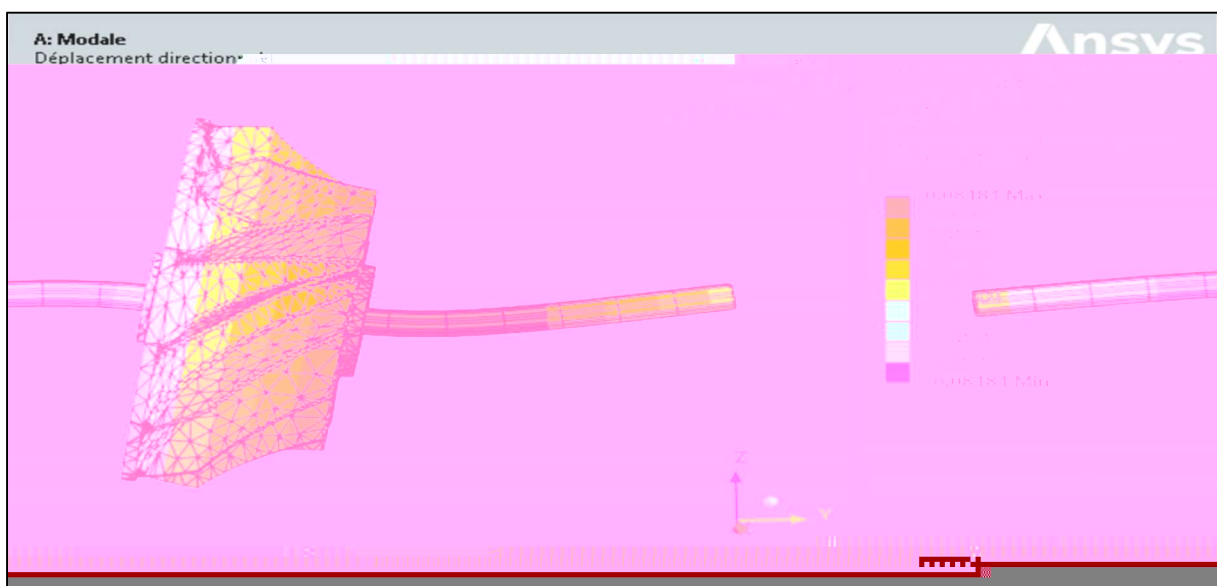
La Figure 3.26 présente la déformation de la roue à la fréquence de 25.725 Hz lors de l'analyse modale sur ANSYS. À cette fréquence, la roue subit une déformation caractéristique qui indique comment la structure réagit à cette condition de résonance. La forme de la déformation montre les zones de maximum et de minimum déplacement, fournissant des informations

cruciales sur les points faibles et les comportements vibratoires potentiels de la roue. Cela aide à identifier les modifications nécessaires pour améliorer la performance et la stabilité de la roue en conditions réelles.



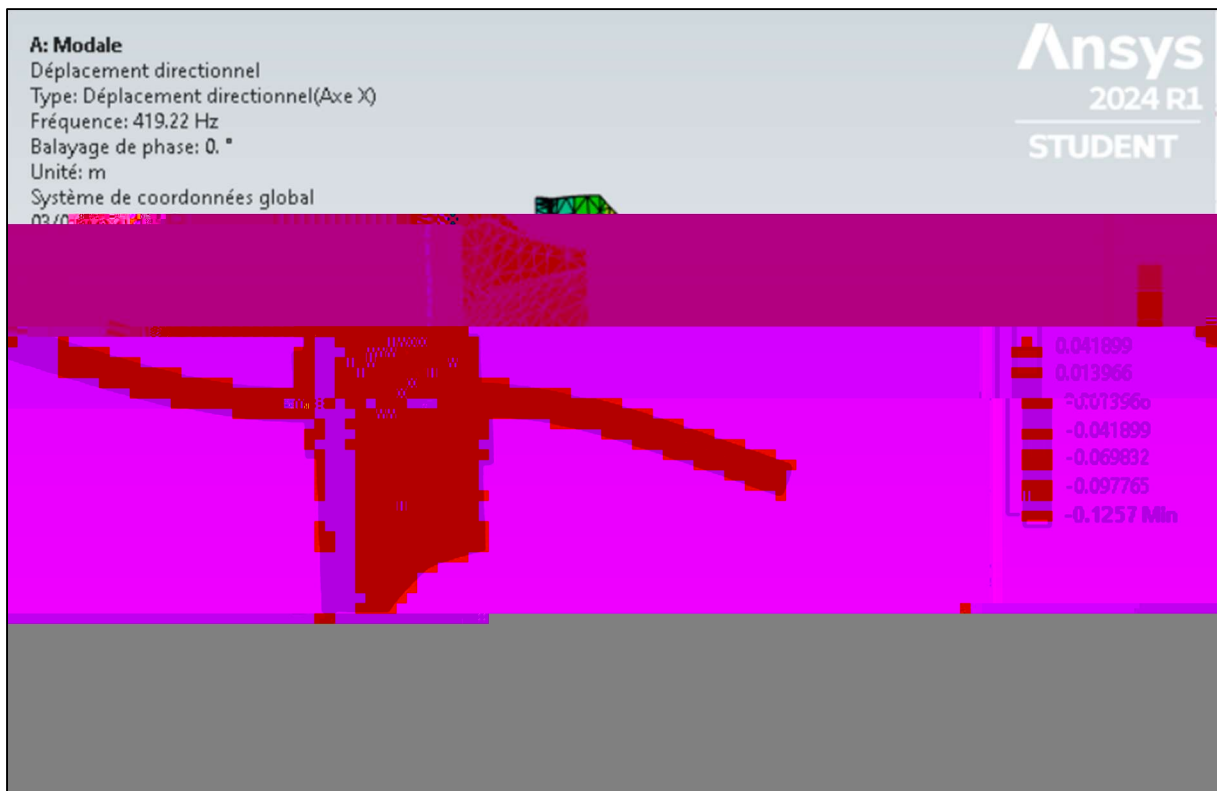
Déformation de la turbine a la fréquence 25.725 Hz

La figure 3.27 illustre la déformation de la turbine à une fréquence de 92.729 Hz. Les zones colorées indiquent différents niveaux de déformation, où les régions en rouge montrent les déformations maximales et les régions en bleu les déformations minimales. Cette analyse permet de repérer les zones les plus affectées par cette fréquence, aidant ainsi à optimiser la conception pour améliorer la fiabilité et la performance de la turbine.



Déformation de la turbine à la fréquence 94.419 Hz

La figure 3.28 montre la déformation de la turbine à une fréquence de 419.22 Hz. Les variations de couleur sur la figure illustrent les niveaux de déformation, avec les zones rouges indiquant les déformations maximales et les zones bleues les déformations minimales. Cette visualisation est essentielle pour identifier les parties de la turbine les plus sensibles à cette fréquence, permettant aux ingénieurs d'ajuster la conception pour améliorer la robustesse et la fiabilité de la turbine sous ces conditions de fonctionnement spécifiques.



Déformation de la turbine à la fréquence 419.22 Hz

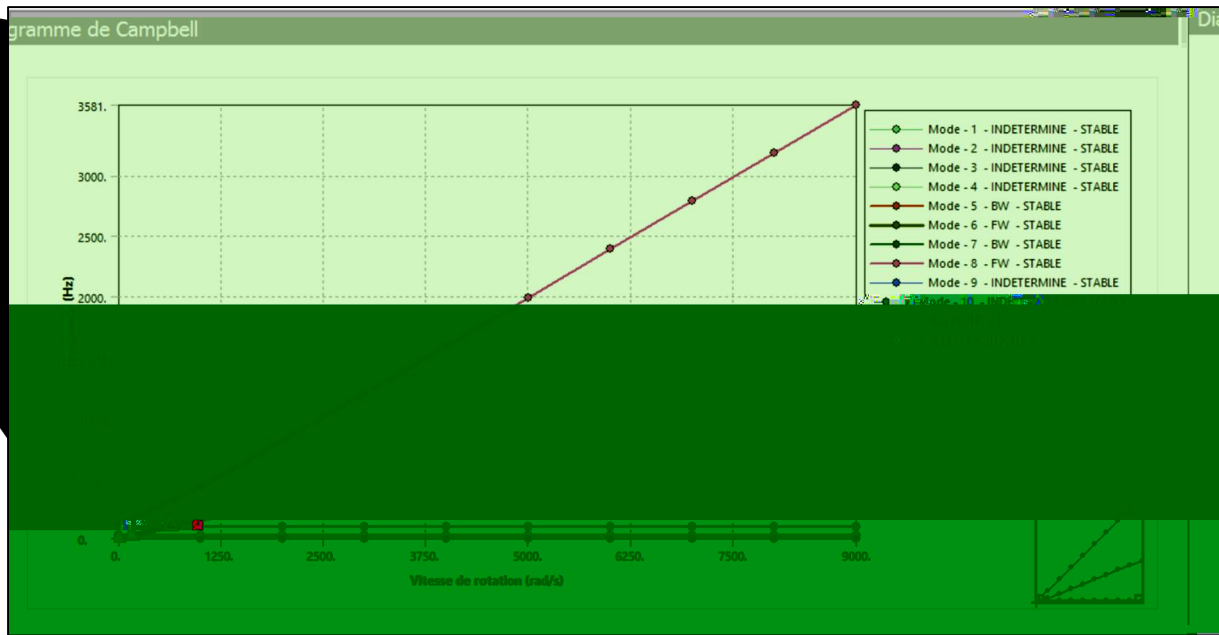


Diagramme de Campbell de la turbine avec hélice

fréquences propres en Hz du rotor avec turbine et surface loft mode instable

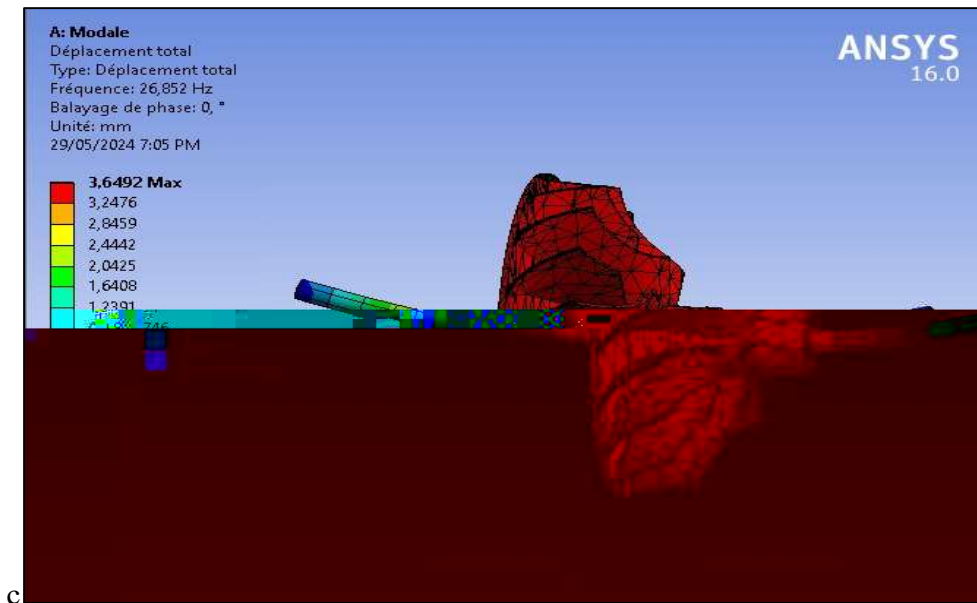
1	INDETERMINE	INSTABLE	AUCUN	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz
2	INDETERMINE	STABLE	2.8807e-002 rad/s	4.5847e-003 Hz	4.5847e-003 Hz	4.5847e-003 Hz	4.5847e-003 Hz	4.5847e-003 Hz	4.5847e-003 Hz	4.5847e-003 Hz	4.5847e-003 Hz	4.5847e-003 Hz	4.5847e-003 Hz	4.5847e-003 Hz
3	INDETERMINE	STABLE	AUCUN	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz
4	INDETERMINE	STABLE	AUCUN	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz
5	BW	STABLE	161.55 rad/s	25.709 Hz	25.725 Hz	25.725 Hz	25.724 Hz	25.723 Hz	25.721 Hz	25.718 Hz	25.716 Hz	25.713 Hz	25.709 Hz	
6	FW	STABLE	162.17 rad/s	25.802 Hz	25.848 Hz	25.853 Hz	25.856 Hz	25.858 Hz	25.86 Hz	25.862 Hz	25.865 Hz	25.868 Hz	25.871 Hz	
7	BW	STABLE	642.64 rad/s	115.31 Hz	95.031 Hz	94.572 Hz	94.483 Hz	94.452 Hz	94.437 Hz	94.429 Hz	94.424 Hz	94.421 Hz	94.419 Hz	
8	FW	STABLE	AUCUN	115.68 Hz	419.22 Hz	806.3 Hz	1200.3 Hz	1596. Hz	1992.5 Hz	2389.4 Hz	2786.5 Hz	3183.7 Hz	3581. Hz	
9	INDETERMINE	STABLE	AUCUN	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	
10	INDETERMINE	STABLE	AUCUN	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	0. Hz	

Le diagramme de Campbell est un outil essentiel pour analyser les fréquences naturelles et les vitesses critiques d'un rotor en rotation. Les résultats fournis donnent un aperçu détaillé des comportements modaux à différentes vitesses de rotation. Voici une interprétation des résultats fournis :

- Modes 1, 3, 4, 9, et 10 :
  - Direction de Swirl : Indéterminée.
  - Stabilité : Stable
  - Fréquences : 0 Hz à toutes les vitesses de rotation.
  - Interprétation : Ces modes ne présentent pas de fréquences naturelles détectables dans la plage de vitesse analysée. Ils restent stables et n'ont pas d'impact significatif sur le comportement dynamique du rotor.
  
- Direction de Swirl : Indéterminée.
- Stabilité : Stable.
- Vitesse Critique :  $2.894e-002$  rad/s.
- Fréquences : Constante à  $4.606e-003$  Hz pour toutes les vitesses de rotation.
- Interprétation : Ce mode montre une fréquence naturelle très basse et stable, sans variations significatives avec la vitesse de rotation. Il n'atteint pas de vitesse critique significative.
  
- Direction de Swirl : BW (Backward Whirl).
- Stabilité : Stable.
- Vitesse Critique : 161.55 rad/s.
- Fréquences : Diminuent légèrement de 25.725 Hz à 25.709 Hz en augmentant la vitesse de rotation.
- Interprétation : Ce mode est associé à un tourbillon arrière avec une vitesse critique identifiable à 161.55 rad/s. La fréquence diminue légèrement, ce qui peut indiquer une interaction modérée avec la vitesse de rotation.
  
- Direction de Swirl : FW (Forward Whirl).

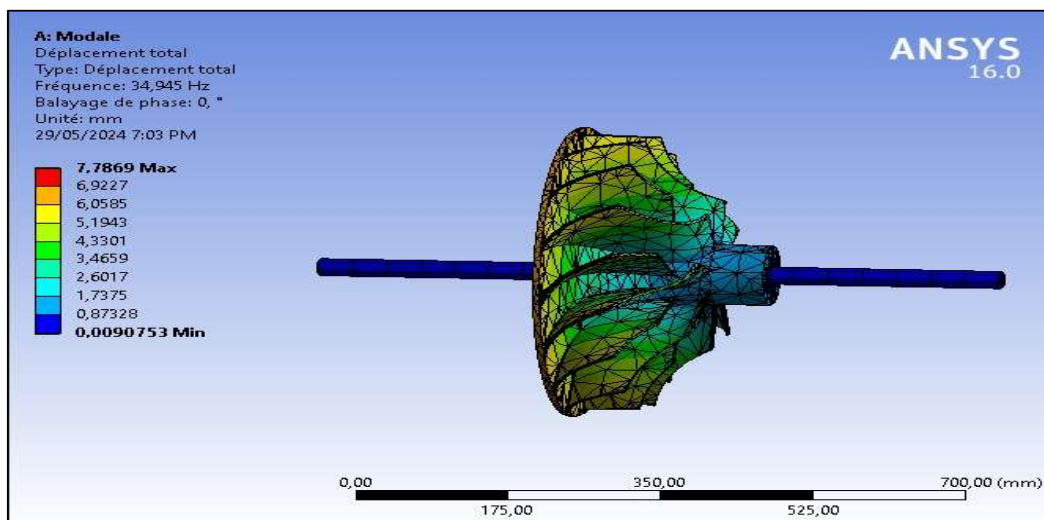
- Stabilité : Stable.
  - Vitesse Critique : 162.17 rad/s.
  - Fréquences : Augmentent légèrement de 25.802 Hz à 25.871 Hz en augmentant la vitesse de rotation.
  - Interprétation : Ce mode est associé à un tourbillon avant avec une vitesse critique à 162.17 rad/s. La fréquence augmente légèrement avec la vitesse de rotation, indiquant une interaction positive entre le tourbillon avant et la rotation.
- 
- Direction de Swirl : BW.
  - Stabilité : Stable.
  - Vitesse Critique : 642.64 rad/s.
  - Fréquences : Diminuent de 115.31 Hz à 94.419 Hz en augmentant la vitesse de rotation.
  - Interprétation : Ce mode montre une diminution significative des fréquences avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Il a une vitesse critique élevée à 642.64 rad/s, indiquant un tourbillon arrière influencé fortement par la vitesse de rotation.
- 
- Direction de Swirl : FW.
  - Stabilité : Stable.
  - Vitesse Critique : Aucun.
  - Fréquences : Augmentent de 115.68 Hz à 3581 Hz avec l'augmentation de la vitesse de rotation.
  - Interprétation : Ce mode présente une forte augmentation des fréquences avec la vitesse de rotation, ce qui est typique des modes de tourbillon avant. Bien qu'il n'y ait pas de vitesse critique spécifiée, les fréquences croissantes indiquent des interactions dynamiques importantes à des vitesses élevées.

La Figure 3.30 montre la déformation de la turbine lorsqu'elle est en mode stable à une fréquence de 26.852 Hz.



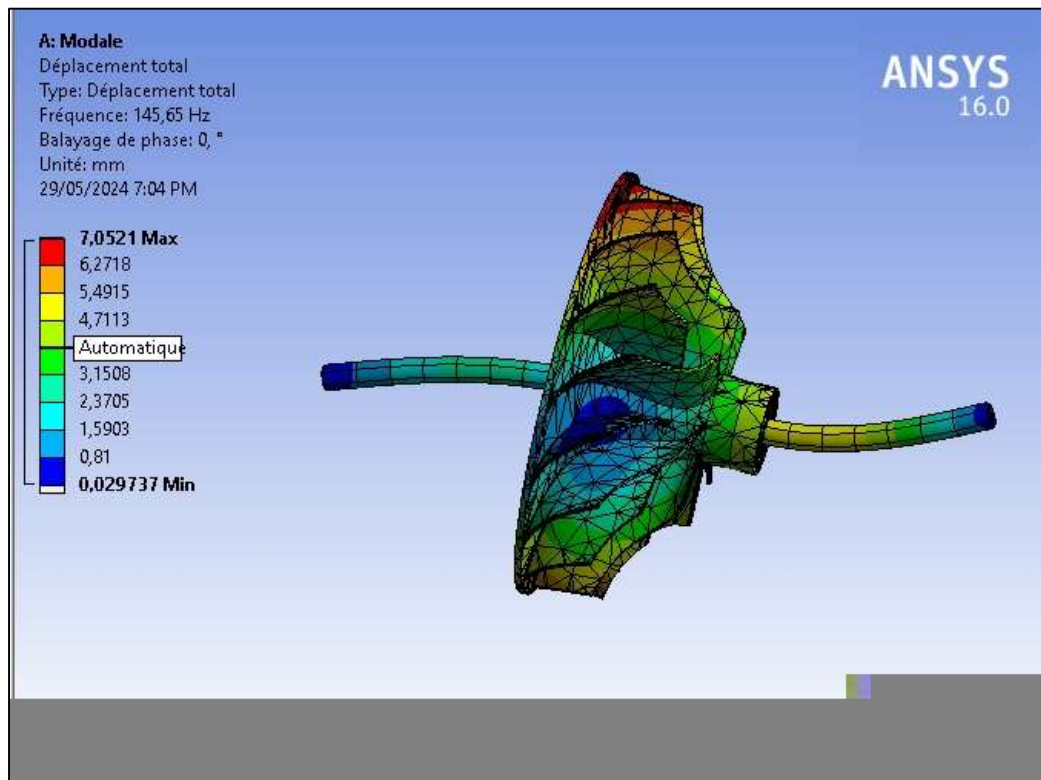
Déformation de la turbine en mode stable à la fréquence 26.852 Hz

La Figure 3.31 montre la déformation de la turbine lorsqu'elle est en mode stable à une fréquence de 34.945 Hz. À cette fréquence, la turbine subit une déformation spécifique tout en maintenant une stabilité structurelle, ce qui indique une réponse cohérente et stable aux forces



Déformation de la turbine en mode stable à 34.945 Hz

La Figure 3.32 montre la déformation de la turbine lorsqu'elle est en mode stable à une fréquence de 145.65 Hz. À cette fréquence élevée, la turbine subit une déformation notable tout en restant structurellement stable, indiquant sa capacité à gérer les forces dynamiques à des fréquences élevées.



Déformation de la turbine en mode stable à 145.65 Hz

La Figure 3.33 présente le diagramme de Campbell du rotor équipé d'une turbine et d'une surface loft. Ce diagramme illustre les fréquences naturelles du rotor en fonction de la vitesse de rotation, permettant d'identifier les points de résonance potentiels et d'analyser la stabilité dynamique du système.

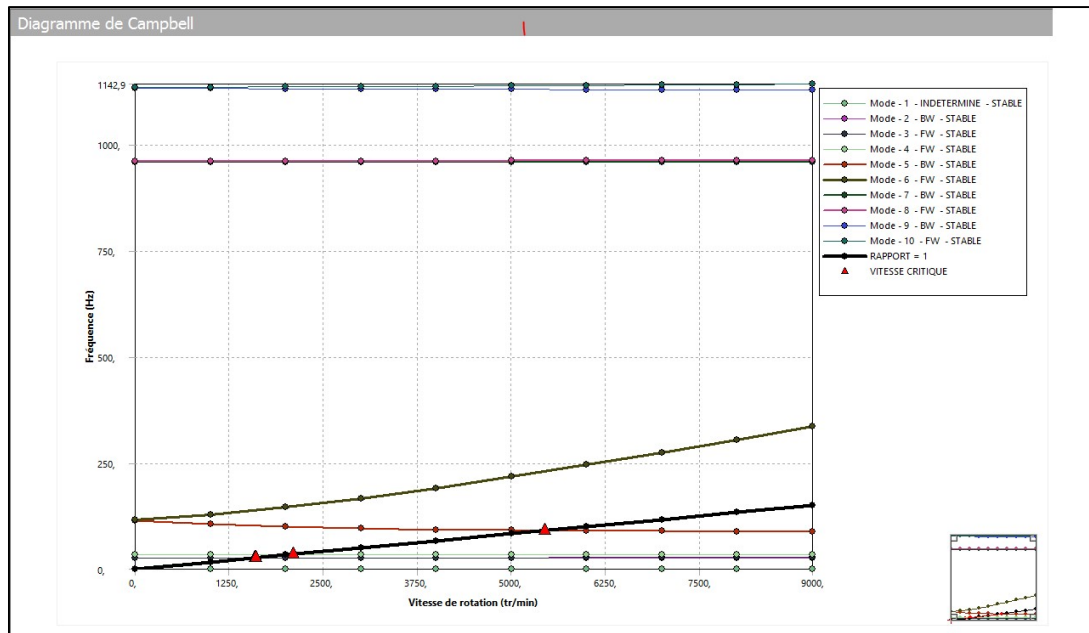


Diagramme de Campbell du rotor avec turbine

fréquences propres en Hz du rotor avec turbine centrifuge mode stable

1	INDETERMINE	STABLE	0, tr/min	2,2394e-004 Hz	2,1832e-004 Hz	2,0368e-004 Hz	1,8472e-004 Hz	1,6531e-004 Hz	1,475e-004 Hz	1,3198e-004 Hz	1,1873e-004 Hz	1,0749e-004 Hz	9,794e-005 Hz
2	BW	STABLE	1597,7 tr/min	26,621 Hz	26,626 Hz	26,631 Hz	26,633 Hz	26,634 Hz	26,634 Hz	26,634 Hz	26,635 Hz	26,635 Hz	26,635 Hz
3	FW	STABLE	1604,7 tr/min	26,683 Hz	26,706 Hz	26,771 Hz	26,852 Hz	26,929 Hz	26,992 Hz	27,042 Hz	27,08 Hz	27,109 Hz	27,132 Hz
4	FW	STABLE	2096,7 tr/min	34,945 Hz	34,945 Hz	34,945 Hz	34,945 Hz	34,945 Hz	34,945 Hz	34,945 Hz	34,945 Hz	34,945 Hz	34,945 Hz
5	BW	STABLE	5440,1 tr/min	114,59 Hz	105,59 Hz	99,388 Hz	95,4 Hz	92,839 Hz	91,164 Hz	90,037 Hz	89,256 Hz	88,697 Hz	88,287 Hz
6	FW	STABLE	0, tr/min	115,34 Hz	128,25 Hz	145,65 Hz	166,77 Hz	190,88 Hz	217,25 Hz	245,28 Hz	274,5 Hz	304,57 Hz	335,26 Hz
7	BW	STABLE	0, tr/min	959,09 Hz	959,08 Hz	959,05 Hz	958,99 Hz	958,92 Hz	958,84 Hz	958,75 Hz	958,64 Hz	958,54 Hz	958,43 Hz
8	FW	STABLE	0, tr/min	961,45 Hz	961,47 Hz	961,52 Hz	961,61 Hz	961,73 Hz	961,87 Hz	962,04 Hz	962,23 Hz	962,45 Hz	962,69 Hz
9	BW	STABLE	0, tr/min	1132, Hz	1131,9 Hz	1131,6 Hz	1131,1 Hz	1130,6 Hz	1130,1 Hz	1129,6 Hz	1129,1 Hz	1128,6 Hz	1128,1 Hz
10	FW	STABLE	0, tr/min	1135,5 Hz	1135,7 Hz	1136,2 Hz	1136,8 Hz	1137,6 Hz	1138,5 Hz	1139,4 Hz	1140,5 Hz	1141,6 Hz	1142,9 Hz



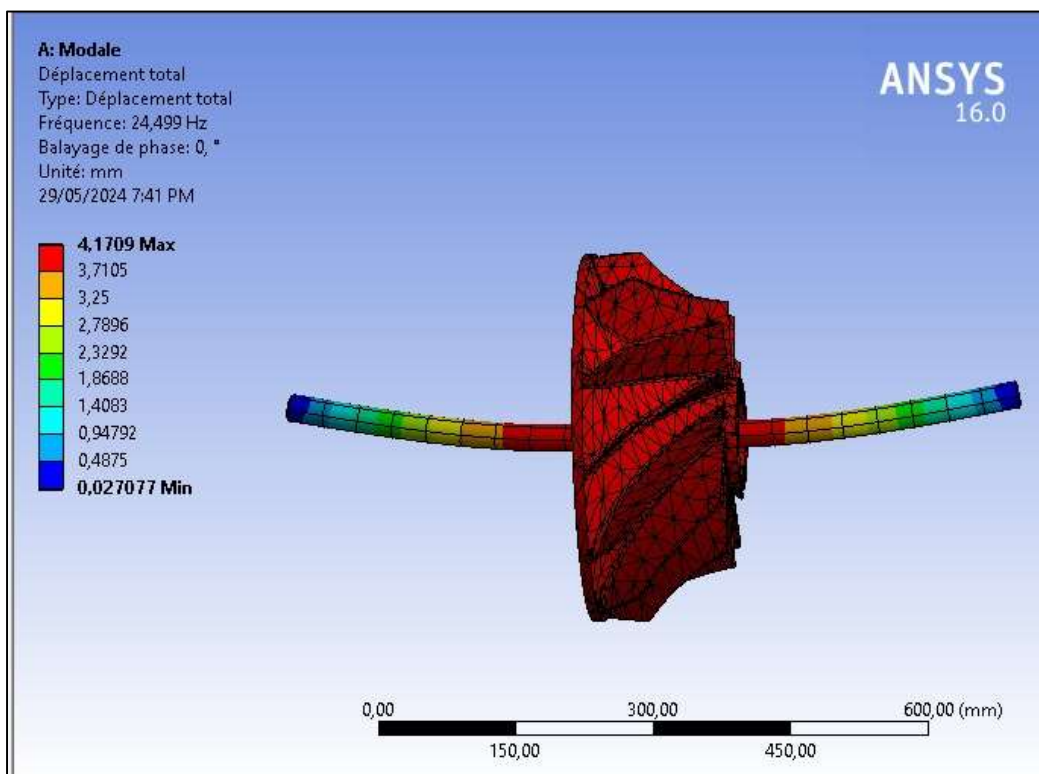
- : Forward (FW)
  - : Stable
  - : 2096,7 tr/min
  - : Les fréquences restent constantes à 34,945 Hz indépendamment de la vitesse de rotation, ce qui suggère un mode très rigide et peu sensible aux variations de vitesse.
5. :
- : Backward (BW)
  - : Stable
  - : 5440,1 tr/min
  - : Les fréquences diminuent progressivement de 114,59 Hz à 88,287 Hz avec l'augmentation de la vitesse. Ce comportement peut être dû à une interaction complexe entre les forces centrifuges et gyroscopiques qui affectent les modes rétrogrades (BW).
6. :
- : Forward (FW)
  - : Stable
  - : 0 tr/min
  - : Les fréquences augmentent de manière significative, de 115,34 Hz à 335,26 Hz, avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Cela est typique des modes progressifs (FW) où l'influence des forces centrifuges devient plus prononcée.
7. :
- : Backward (BW)
  - : Stable
  - : 0 tr/min

- : Les fréquences restent extrêmement élevées mais diminuent légèrement, de 959,09 Hz à 958,43 Hz. Cela peut indiquer un mode très rigide avec peu de dépendance à la vitesse.
8. :
- : Forward (FW)
  - : Stable
  - : 0 tr/min
  - : Les fréquences augmentent légèrement, de 961,45 Hz à 962,69 Hz. Cette augmentation est typique des modes progressifs et indique une réponse stable aux variations de vitesse.
9. :
- : Backward (BW)
  - : Stable
  - : 0 tr/min
  - : Les fréquences diminuent de 1132 Hz à 1128,1 Hz. Cela montre une légère dépendance à la vitesse, suggérant des effets gyroscopiques modérés.
10. :
- : Forward (FW)
  - : Stable
  - : 0 tr/min
  - : Les fréquences augmentent de 1135,5 Hz à 1142,9 Hz. Ce comportement est cohérent avec les modes progressifs où les forces centrifuges dominent à des vitesses plus élevées.

Le tableau de Campbell analysé montre une diversité de comportements des modes de vibration en fonction de la direction du swirl (FW ou BW) et de la stabilité. Les modes progressifs (FW) tendent à voir leurs fréquences augmenter avec la vitesse de rotation, tandis que les modes rétrogrades (BW) peuvent voir une diminution des fréquences. Les modes indéterminés

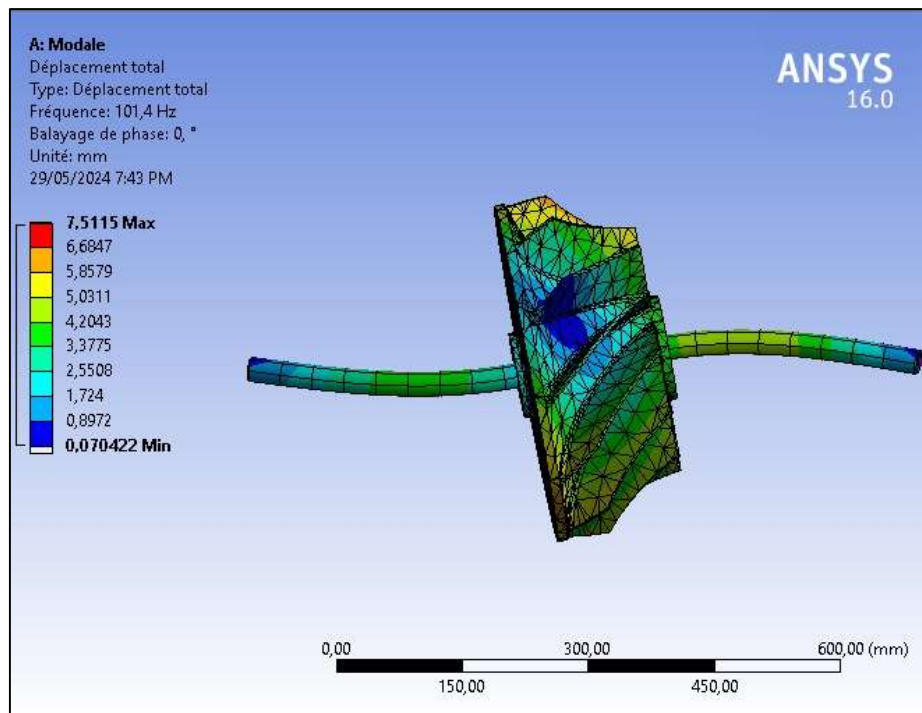
montrent des fréquences très basses ou nulles, indiquant des modes statiques ou des artefacts. La stabilité de tous les modes suggère que le rotor est bien conçu pour éviter les instabilités vibratoires à travers une large gamme de vitesses de rotation.

La Figure 3.34 montre la déformation de la turbine à une fréquence de 24.499 Hz, ce qui permet d'analyser comment la turbine réagit à cette fréquence particulière. Cette déformation est cruciale pour évaluer la performance et la résistance de la turbine dans des conditions réelles de fonctionnement.



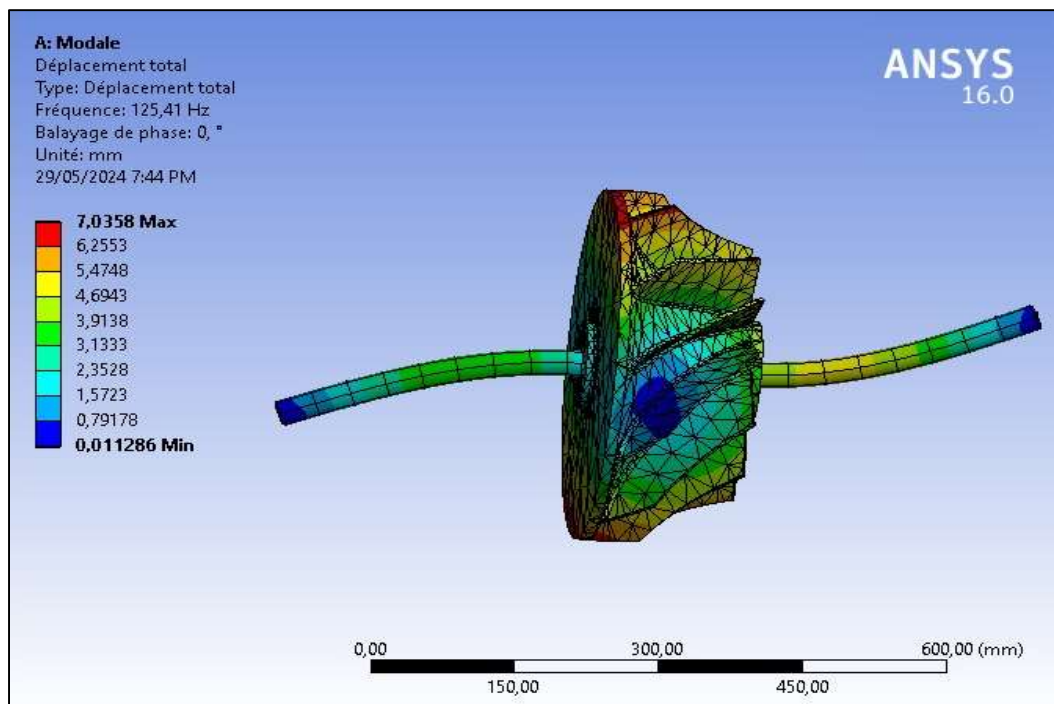
Déformation de la turbine avec surface loft 24.499 Hz

La Figure 3.35 illustre la déformation de la turbine avec surface loft à une fréquence de 101.4 Hz. Cette représentation visuelle permet d'analyser la réaction de la turbine à cette fréquence spécifique, offrant ainsi des insights précieux sur sa performance et sa résistance dans des conditions opérationnelles réalistes.



Déformation de la turbine avec surface loft à la fréquence 101.4 Hz

La Figure 3.36 montre la déformation de la turbine avec surface loft à une fréquence de 125.41 Hz. Cette visualisation permet d'observer comment la turbine réagit à cette fréquence particulière, ce qui est essentiel pour évaluer sa stabilité et sa durabilité dans des conditions de fonctionnement réelles.



Déformation de la turbine avec surface loft à la fréquence 125.41 Hz

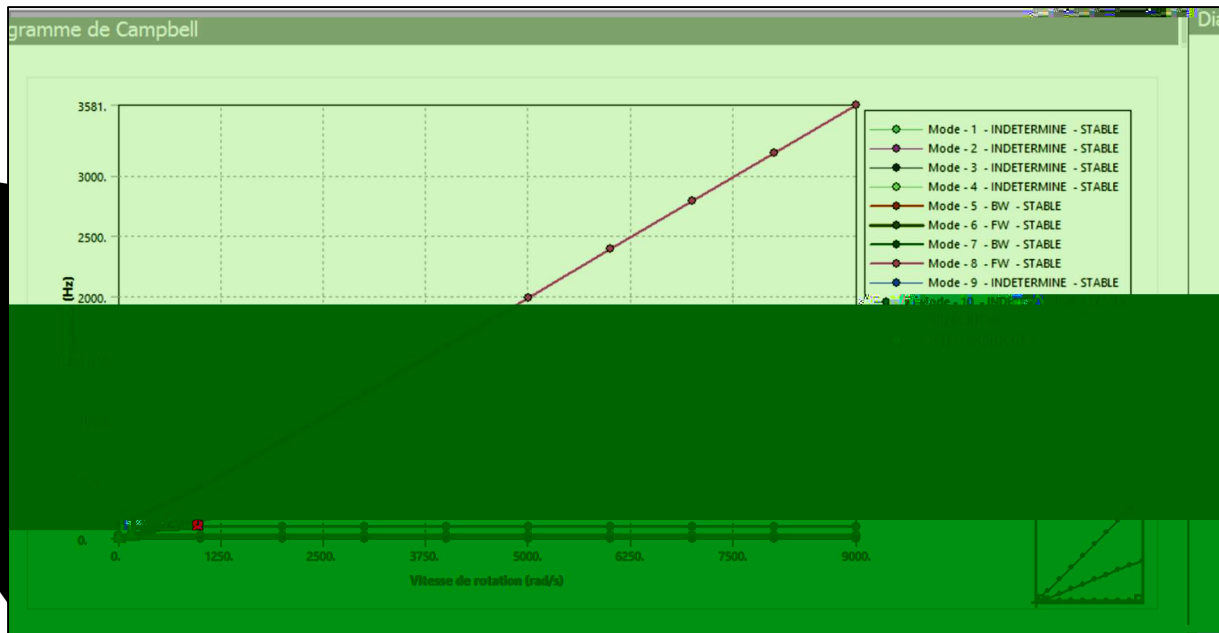


Diagramme de Campbell de la turbine avec hélice et surface loft

fréquences propres en Hz du rotor avec turbine et surface loft mode stable

1	INDETERMINE	STABLE	0, tr/min	8,4254e-004 Hz	8,0538e-004 Hz	7,1784e-004 Hz	6,1951e-004 Hz	5,3176e-004 Hz	4,5964e-004 Hz	4,0174e-004 Hz	3,5523e-004 Hz	3,1751e-004 Hz	2,8653e-004 Hz	
2	BW	STABLE	1369,3 tr/min	22,821 Hz	22,821 Hz	22,821 Hz	22,821 Hz	22,821 Hz	22,821 Hz	22,821 Hz	22,821 Hz	22,821 Hz	22,821 Hz	
3	BW	STABLE	1466,4 tr/min	24,432 Hz	24,436 Hz	24,444 Hz	24,452 Hz	24,458 Hz	24,462 Hz	24,464 Hz	24,466 Hz	24,467 Hz	24,468 Hz	
4	FW	STABLE	1469,9 tr/min	24,498 Hz	24,498 Hz	24,499 Hz	24,5 Hz	24,501 Hz	24,502 Hz	24,503 Hz	24,504 Hz	24,504 Hz	24,505 Hz	
5	BW	STABLE	5522,3 tr/min	109,97 Hz	101,4 Hz	96,744 Hz	94,337 Hz	93,034 Hz	92,281 Hz	91,817 Hz	91,514 Hz	91,307 Hz	91,161 Hz	
6	FW	STABLE	0, tr/min	110,57 Hz	125,41 Hz	147,39 Hz	175,01 Hz	206,57 Hz	240,7 Hz	276,49 Hz	313,32 Hz	350,81 Hz	388,65 Hz	
7	BW	STABLE	0, tr/min	862,09 Hz	862,08 Hz	862,07 Hz	862,05 Hz	862,02 Hz	861,99 Hz	861,95 Hz	861,9 Hz	861,86 Hz	861,81 Hz	
8	FW	STABLE	0, tr/min	865,45 Hz	865,47 Hz	865,5 Hz	865,57 Hz	865,66 Hz	865,77 Hz	865,91 Hz	866,07 Hz	866,25 Hz	866,46 Hz	
9	BW	STABLE	0, tr/min	896,7 Hz	896,52 Hz	896,13 Hz	895,7 Hz	895,27 Hz	894,86 Hz	894,47 Hz	894,11 Hz	893,76 Hz	893,44 Hz	
10	FW	STABLE	0, tr/min	898,44 Hz	898,69 Hz	899,25 Hz	900, Hz	900,87 Hz	901,87 Hz	903,02 Hz	904,34 Hz	905,86 Hz	907,62 Hz	

Le tableau de Campbell présente une analyse détaillée des modes de vibration d'un rotor en fonction de différentes vitesses de rotation. Voici une interprétation approfondie de chaque mode et de leur comportement à travers les différentes vitesses.

1. :
  - : Indéterminée
  - : Stable
  - : 0 tr/min
  - : Les fréquences de ce mode diminuent progressivement avec l'augmentation de la vitesse de rotation, suggérant une certaine stabilité malgré une indétermination dans la direction du swirl.
  
2. :
  - : Backward (BW)
  - : Stable
  - : 1369,3 tr/min
  - : Les fréquences restent constantes à 22,821 Hz, ce qui indique une stabilité remarquable du mode indépendamment de la vitesse de rotation.
  
3. :
  - : Backward (BW)
  - : Stable
  - : 1466,4 tr/min
  - : Les fréquences augmentent légèrement avec l'augmentation de la vitesse de rotation, montrant une stabilité relative du mode.
  
4. :
  - : Forward (FW)
  - : Stable
  - : 1469,9 tr/min

- : Les fréquences restent relativement constantes autour de 24,5 Hz, indiquant une stabilité du mode malgré des légères variations avec la vitesse.
5. :
- : Backward (BW)
  - : Stable
  - : 5522,3 tr/min
  - : Les fréquences diminuent progressivement avec l'augmentation de la vitesse, montrant une stabilisation du mode même à des vitesses élevées.
6. :
- : Forward (FW)
  - : Stable
  - : 0 tr/min
  - : Les fréquences augmentent considérablement avec la vitesse de rotation, suggérant une sensibilité accrue du mode à la vitesse.
7. :
- : Backward (BW)
  - : Stable
  - : 0 tr/min
  - : Les fréquences restent constantes mais élevées, indiquant une stabilité du mode même à des vitesses de rotation nulles.
8. :
- : Forward (FW)
  - : Stable
  - : 0 tr/min

- : Les fréquences augmentent légèrement avec la vitesse de rotation, indiquant une stabilité relative du mode.
9. :
- : Backward (BW)
  - : Stable
  - : 0 tr/min
  - : Les fréquences diminuent légèrement avec l'augmentation de la vitesse de rotation, montrant une certaine stabilité du mode.
10. :
- : Forward (FW)
  - : Stable
  - : 0 tr/min
  - : Les fréquences augmentent progressivement avec la vitesse de rotation, suggérant une sensibilité accrue du mode à la vitesse.

Le diagramme de Campbell montre des modes de vibration variés, certains stables avec des fréquences naturelles bien définies, et d'autres instables sans fréquence naturelle. La stabilité des modes 6 à 10, avec des fréquences naturelles définies et des variations prévisibles, contraste avec l'instabilité des modes 2 à 5, signalant une nécessité de réévaluation ou de modification des conditions de modélisation ou de support.

L'analyse modale révèle plusieurs comportements dynamiques importants pour le rotor :

- ∴ Stabilité : Tous les modes identifiés sont stables, ce qui est positif pour le fonctionnement du rotor.
- ∴ Vitesses Critiques : Identifiées principalement dans les modes de tourbillon avant et arrière, nécessitant une attention particulière pour éviter les résonances dangereuses.
- ∴ Fréquences Naturelles : Varient en fonction des vitesses de rotation, indiquant des interactions dynamiques complexes.

Ces résultats permettent de comprendre les comportements vibratoires du rotor à différentes vitesses de rotation. En identifiant les modes stables et instables, ainsi que les vitesses critiques, l'analyse modale fournit des informations essentielles pour optimiser la conception et améliorer la fiabilité opérationnelle du rotor. Assurer un fonctionnement sûr et efficace nécessite une réévaluation ou une modification des conditions de modélisation ou de support pour les modes instables, tout en portant une attention particulière aux vitesses critiques identifiées pour éviter les résonances dangereuses.



---

Cette étude approfondie des rotors met en lumière leur importance capitale dans les systèmes mécaniques, en se concentrant sur la modélisation et la simulation pour comprendre leurs comportements dynamiques et vibratoires. Les rotors, essentiels dans des domaines variés comme l'aéronautique et les moteurs à turbine, sont définis et leurs applications discutées, tout en soulignant les utilités et défis associés à leur utilisation. L'analyse détaillée inclut la typologie des rotors, les configurations de paliers, et met en avant l'analyse des vibrations comme critique pour assurer la fiabilité et la sécurité des systèmes. La modélisation 3D avec SolidWorks et les simulations sur ANSYS sont présentées comme des outils clés pour optimiser les conceptions, en interprétant les résultats pour améliorer la performance et la stabilité des rotors, démontrant ainsi l'importance cruciale de ces méthodes pour le développement pratique et l'optimisation des systèmes mécaniques complexes dans divers secteurs industriels..

**ques**

- 
- [1]: Mikhael Tannous, Patrice Cartraud, David Dureisseix, Mohamed Torkhani. A beam to 3D model switch for rotor dynamics applications. *Engineering Structures*, Elsevier, 2015, 84, pp.54-66.  
<<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0141029614007081>>.  
<10.1016/j.engstruct.2014.11.020>. <hal-01092485>
- [2] : (2004) *Airplane Flying Handbook*, U.S. Government Printing Office, Washington D. C.: U.S. Federal Aviation Administration
- [3] : semantic scholar [www.semanticscholar.org/paper/Analyse-théorique-et-experimentale-de-la-dynamique-Barzem-D'UN](http://www.semanticscholar.org/paper/Analyse-théorique-et-experimentale-de-la-dynamique-Barzem-D'UN)
- [4] : "Principles of Tribology" par J. Halling et M. Stolarski
- [5] : Vibration-based fault diagnosis of dynamic rotating systems for real-time maintenance monitoring by Sail Hadj Laaradj, Lousdad Abdelkader, Bouamama Mohamed and Mourad Nouioua
- [6] "Rolling Bearings Handbook and Troubleshooting Guide" par Heinz P. Bloch et et al.
- [7]"Hydrodynamic Lubrication: Bearings and Thrust Bearings" par Prasanta Sahoo
- [8] "Rotordynamics " par John M. Vance, Fouad Y. Zeidan, et Brian Murphy. Ce livre fournit une compréhension approfondie des concepts fondamentaux et avancés de la dynamique des rotors.
- [9] Pour les travaux de H. Lamb et R. Southwell sur le comportement dynamique des disques en rotation
- [10] Lamb, H., & Southwell, R. (1909). On the vibrations of an elastic plate of any shape. *Proceedings of the London Mathematical Society*, 7(1), 317-328.
- [11] Southwell, R. V. (1910). On the vibrations of a rotating disc. *Proceedings of the London Mathematical Society*, 8(1), 77-110.
- [12],[13] Pour les recherches de John F. Ward et K. Sinhas sur les rotors à aubages
- [14] Ward, J. F. (1951). The vibration of blades in a rotating disc. *Journal of the Royal Aeronautical Society*, 55(422), 103-112.

---

[15] Sinhas, K. (1978). Dynamics of aeroelastic systems with structural and aerodynamic coupling. *Journal of Sound and Vibration*, 56(1), 123-135.

[16] Pour les travaux de P. Hughes sur le comportement dynamique des rotors libres

[17] Ward, J. F. (1951). The vibration of blades in a rotating disc. *Journal of the Royal Aeronautical Society*, 55(422), 103-112.

[18] Hutton, D. V. (1996). Dynamics of flexible rotors supported on fluid film bearings. *Tribology International*, 29(3), 203-213.

[19] Pour les études sur les modèles de rotor rigide et de rotor de Jeffcott :

- Jeffcott, H. H. (1919). The lateral vibration of loaded shafts in the neighborhood of a whirling speed the lateral vibration of loaded shafts in the neighborhood of a whirling speed. *Philosophical Magazine*, 37(6), 268-280.
- Rieger, N. F. (1974). Theoretical analysis of rotors supported by annular-ball bearings. *Journal of Applied Mechanics*, 41(4), 1075-1080.

[20] Pour les recherches sur les rotors flexibles et leur comportement dynamique

Chiang, J. C. (1981). Dynamics of flexible rotors with journal bearings. *Journal of Engineering for Industry*, 103(1), 22-29.