
Mémoire

Présentée à



L'université de TEBESSA

Par

Fehdi KHEDIDJA

L'obtention du diplôme du :

Master

Discipline : construction Mécanique

Etude statique et dynamique des pales de turbomachines

Mémoire soutenue le 9 juillet 2020 devant le jury composé de :

MCA BELGHALEM Hadj	Université Larbi Tébeesi-Tébessa	Président.
MAA HADJAB Abdelhakim	Université Larbi Tébeesi-Tébessa	Examineur.
MAA MALIM Madani	Université Larbi Tébeesi-Tébessa	Rapporteur.

Remerciements

Nous tenons à adresser nos remerciements à l'ensemble des personnes qui nous ont aidés de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire et de ce projet.

En premier lieu, nous remercions notre encadreur MR. Madani MAALIM pour leur implication totale et leur dévouement tout au long de cette année, pour nous avoir accordé un peu de leur temps pour nous orienter et nous mettre sur la voie sans qui l'évolution du projet n'aurait pas été la même.

En seconde lieu, nous remercions nos familles et nos amis (à vici) qui ont su être au moment opportun pour nous remettre sur la voie et nous encourager

Enfin, nous aimerions exprimer notre reconnaissance envers nos mamans pour avoir eu la patience, le courage et l'envie de nous accompagner dans l'accomplissement de ce travail.

Pour finir, nous avons eu une pensée à toutes les personnes qui nous ont accompagnés pendant notre cursus à l'université et dans notre entourage.

RESUME

Dans ce présent sujet, une étude statique et dynamique d'une aube d'une turbomachine est faite Avec la simulation numérique, nous avons étudié la rigidité à la flexion (analytiquement ,vérification des résultats par RDM6 et simulation numérique par ABAQUS), déterminer les pulsations est les fréquences propre (analytiquement avec simulation numérique par ABAQUS et SolidWorks) des aubes droites a une section constante lorsqu'en vibre en flexion.

ABSTRACT

In this present subject, a static and dynamic study of a blade of a turbo machine is made With numerical simulation, we have studied bending stiffness (analytically ,verification of results by RDM6 and numerical simulation by ABAQUS), we determine the pulsations and the natural frequencies (analytically with numerical simulation by ABAQUS and SolidWorks) of straight blades at a constant section when it flexural vibration.

ملخص

في هذا الموضوع الحالي ، يتم إجراء دراسة ثابتة وديناميكية لجنيح التوربيني. مع المحاكاة العددية ، درسنا الصلابة المرنة (من الناحية التحليلية ، التحقق من النتائج عن طريق RDM6 والمحاكاة العددية بواسطة ABAQUS) ، وتحديد النبضات و الترددات الطبيعية (تحليليًا، بالمحاكاة العددية بواسطة ABAQUS و SolidWorks) للجنيحات المستقيمة ثابتة المقطع عندما تهتز (حالة الانحناء) .

Sommaire

Chapitre I : Généralités sur les turbomachines

I.1 Définitions générales des turbomachines	1
I.2 Classification des turbomachines.....	1
I.3 Les turbine à gaz	
I.3.1 Définition	3
I.3.2 Principe et fonctionnement	3
I.4. Turbine à vapeur	
I.4.1 Définition.	4
I.4.2 Objet de la turbine à vapeur. Sa place dans la centrale thermique.....	4
I.4.3 Description de la turbine à vapeur.	6
I.4.4 Classification des turbines à vapeur.....	7
I.5 Aubage et grilles d'aubes	
I.5.1 L'aube.	10
I.5.2 Grille d'aube.	12
I.5.3 Triangles de Vitesses.	16
I. 6. Turbocompresseur.	
I.6.1 Les compresseurs	16

Chapitre II : Etude statique d'une aube de turbine à vapeur

II .1. Notions sur la résistance des matériaux.	
II .2. Flexion.	24
II .3. Contraintes.	25

II .4. Conditions de résistance.	26
II .5. Etude de la déformée.	26
II .6. Déplacement d'une aube a section constante en flexion plane.....	27
a) Cas encastré- libre charge concentrée.	27
b) Cas encastré- libre charge uniformément répartie.	29
c) Cas encastré- appuyé charge uniformément répartie.....	30
d) Cas encastré- encastré charge uniformément répartie.....	31
- Applicaion numerique: flexion d'une aube.	

Chapitre III : Etude dynamique d'une aube de turbine à vapeur.

III.1. Vibration de l'aube.	44
III.2. Modes des vibrations d'aube.	44
a) Les aubes isolées	
b) Vibration des aubes en paquet.	
III.3. Détermination des fréquences propre de l'aube de section constante.	45
III.4.1 Examen des cas particuliers.	50
A. Extrémité libre, sans masse M (encastré-libre).....	51
B. Extrémité libre avec masse M, K=0, C=0. (encastré -libre).....	58
III.5analyses des forces aérodynamique applique sur l'aube.	62
- Influence de la force centrifuge.	62

Annex a

Annex b

Annex c

Liste des figures

Chapitre I: Généralités sur les turbomachines

Figure I.1 Eléments constituant les turbomachines monocellulaires

Figure I.2 Vue intérieure d'une Turbomachine multicellulaire

Figure I.3 Description d'une turbine.

Figure I.4 Schéma d'une centrale thermique

Figure I.5 Turbine à vapeur

Figure I.6 Principe de fonctionnement d'une centrale thermique

Figure I.7 Schéma de turbine à vapeur

Figure I.8 Turbine à action

Figure I.9 turbine à réaction

Figure I.10 sens d'écoulement axial

Figure I.11 sens d'écoulement radial

Figure I.12 différentes forme des aubes.

Figure I.13 Exemples de profils d'aube.

Figure I.14 Géométrie du profil.

Figure I.15 Ligne du profil.

Figure I.16 Construction d'aube.

Figure I.17 une grille d'aube de turbine.

Figure I.18 Différente types de grille d'aubes.

Figure I.19 Fonctionnement de l'aubage à action.

Figure I.20 fonctionnement de l'aubage à réaction.

Figure I.21 Triangles de vitesse à l'entrée et à la sortie de l'aube.

Figure I.22 Schéma simplifié d'un compresseur axial.

Figure I.23 Schéma simplifié sur un Compresseur.

Figure I.24 Différentes formes de la roue du compresseur centrifuge.

Figure I.25 Diffuseur radial d'un compresseur centrifuge.

Figure I.26 Le compresseur centrifuge en éléments séparés.

Figure I.27 Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue du compresseur.

Figure I.28 Calage des aubes du compresseur centrifuge.

Figure I.29 Taux de compression en fonction du débit massique.

Chapitre II: Etude statique d'une Aube de turbine à vapeur.

Figure II.1 Éléments de réduction : tranchantes et moment fléchissant.

Figure II.2 Fibres tendues et comprimées sollicitées en flexion.

Figure II.3 Dimensions de l'aube simplifiée à une poutre.

Figure II.4 Dimensions de poutre.

Figure II.5 le déplacement de la poutre suivant y.

Figure II.6 une poutre soumise a une charge uniformément repartie.

Figure II.7 la courbe numérique de la flexion 1^{er} cas.

Figure II.8 la courbe numérique de la flexion 2^{ème} cas.

Figure II.9 la courbe numérique de la flexion 3^{ème} cas.

Figure II.10 la courbe numérique de la flexion 4^{ème} cas.

Chapitre III: Etude dynamique d'une Aube de turbine à vapeur.

Figure III.1 Vibration des aubes isolées.

Figure III.2 Vibration des aubes en paquet.

Figure III.3 Vibration des aubes de section constante.

Figure III.4 Racine de l'équation aux fréquences propres.

Figure III.5 la flexion suivant l'axe y (poutre).

Figure III.6 la flexion suivant l'axe y (aube).

Figure III.7 Déformée modale 1.

Figure III.8 Déformée modale 2.

Figure III.9 Déformée modale 3.

Figure III.10 Déformée modale 4.

Figure III.11 Déformée modale 5.

Figure III.12 graphe de l'harmonique 2.

Figure III.13 Détermination des fréquences propres de l'aube d'une section constante.

Figure III.14 solution graphique de l'équation (11) (cas de l'application).

Liste des tableaux

Chapitre II: Etude statique d'une Aube de turbine à vapeur.

Tableau II.1 Résultats de calcul de code ABAQUS 1^{er} cas.

Tableau II.2 Résultats de calcul de code ABAQUS 2^{ème} cas.

Tableau II.3 Résultats de calcul de code ABAQUS 3^{ème} cas.

Tableau II.4 Résultats de calcul de code ABAQUS 4^{ème} cas.

Chapitre III : Etude dynamique d'une Aube de turbine à vapeur.

Tableau III.1 Les solutions graphiques de l'équation des fréquences (10).

Tableau III.2 Résultats de calcul analytique cas de poutre.

Tableau III.3 Résultats de calcul de code ABAQUS cas de poutre.

Tableau III.4 Erreurs relatives entre le calcul analytique et le calcul de code ABAQUS.

Tableau III.5 Résultats de calcul analytique cas d'une aube.

Tableau III.6 Résultats de calcul de code ABAQUS cas d'une aube.

Tableau III.7 Erreurs relatives entre le calcul analytique et le calcul de code ABAQUS.

Tableau III.8 Erreurs relatives entre les résultats des fréquences de 1^{er} et 2^{ème} cas.

Tableau II.9 Les solutions graphiques de l'équation des fréquences (11)(*cas de l'application*).

Tableau III.10 Résultats de calcul analytique cas encasté libre avec masse M.

Tableau III.11 Résultats de calcul de code SOLIDWORKS cas encasté libre avec masse M.

Tableau III.12 Erreurs relatives entre le calcul analytique et le calcul de code SOLIDWORKS.

Introduction générale

Les aubes sont des pièces maitresses dans un tel système turbomachine ; elles sont montées sur des disques ou arbres en rotation, alors qu'elles sont sollicitées aux la flexion et à vibrations sous l'effet de fluide circulant entre eux.

La plupart des aubes sont caractérisées par le fait que leurs dimensions longitudinale dans la direction Z est importante par rapport aux dimensions suivant X et Y ; c'est pour cela dans une partie de notre étude (chapitre II) on va la considérer comme une poutre en flexion, alors on va proposer quatre configurations différentes à étudier:

- 1) poutre encastré- libre avec charge concentrée
- 2) poutre encastré- libre avec charge uniformément répartie
- 3) poutre encastré - encastré avec charge uniformément répartie
- 4) poutre encastré - appuyé avec charge uniformément répartie

Le comportement dynamique est un paramètre important dont il faut tenir compte lors de l'étude et la conception des structures et mécanismes.

Dans le cas des vibrations linéaires la détermination des paramètres modaux d'une structure, à savoir les fréquences et déformées propres des modes de résonance ainsi que les amortissements modaux associés, permet de localiser les problèmes liés aux vibrations et de construire un modèle de comportement en basses fréquences de cette structure, servant à prédire la réponse de celle-ci aux différents types de chargements dynamiques, et ainsi à vérifier les solutions apportées pour le contrôle de ces problèmes.

Dans cette étude nous nous impliquons de contribuer à la compréhension de quelques aspects du comportement statique et vibratoire et de calculer les fréquences et les pulsations propres, analytiquement par la méthode de Euler et numériquement grâce au codes de calculs par éléments finis ABAQUS, RDM6, SolidWorks.

➤ **Plan de travail.**

Après une introduction générale, ce mémoire est composé de trois chapitres.

- Le premier chapitre présente quelques généralités sur les turbomachines et les différents types existants.
- Le second chapitre est consacré à l'étude de la rigidité à la flexion des aubes droites par la méthode analytique et la simulation numérique avec le logiciel ABAQUS dont on a déterminé les contraintes max, les flèches max et les moments de flexion max pour différentes configurations de poutres et aubes fini par comparaison des résultats.
- Le troisième chapitre est réservé à l'étude dynamique des aubes droites par la méthode analytique en déterminant leurs modes propres et leurs fréquences propres, comme on a effectué des simulations numériques avec les logiciels ABAQUS et SOLIDWORKS pour différentes cas d'étude et finir par une comparaison des résultats des deux méthodes.

Les divers résultats obtenus sont repris enfin dans la conclusion qui constitue la clôture de ce travail.



Généralités sur les turbomachines

Chapitre I

Généralités sur les turbomachines

I.1 Définitions générales des turbomachines.

On appelle turbomachine un ensemble mécanique de révolution comportant une ou plusieurs roues mobiles (rotor) munies d'aubes (ailettes) qui ménagent entre elles des canaux à travers lesquels le fluide s'écoule. L'échange d'énergie s'effectue dans le rotor et résulte du travail des forces aérodynamiques sur les aubes produites par l'écoulement de fluide autour de celle-ci, et qui résultent principalement de la différence de pression entre les deux faces des aubes [1].

I.2 Classification des turbomachines.

De nombreux critères servent à classer les turbomachines. Les plus importants sont le suivant :

- le **Sens de l'échange d'énergie**, on distingue :
 - a) **Turbomachines réceptrices** : ce sont des machines qui reçoivent du travail (les compresseurs, les turbopompes) elles ont pour but de faire passer le fluide d'une pression inférieure à une pression supérieure.
 - b) **Turbomachines motrices** : ce sont des machines qui fournissent un travail (turbines à vapeur et à gaz). Elles ont pour but de faire passer le fluide d'une pression supérieure à une pression inférieure c'est à dire faire intervenir une détente [1].
- D'après leur constitution, on distingue :
 - a) **Turbomachines monocellulaires**: ce sont des machines complètes composées de trois organes distincts que le fluide traverse successivement :
 - Distributeur**: son rôle est de conduire le fluide depuis la section d'entrée de la machine à la section d'entrée du rotor.
 - Rotor**: dans lequel s'effectue l'échange d'énergie par le travail des forces aérodynamiques sur les aubes en rotation.
 - Diffuseur**: son rôle est de collecter le fluide à la sortie du rotor et de l'amener à la section de la sortie de la machine [1].

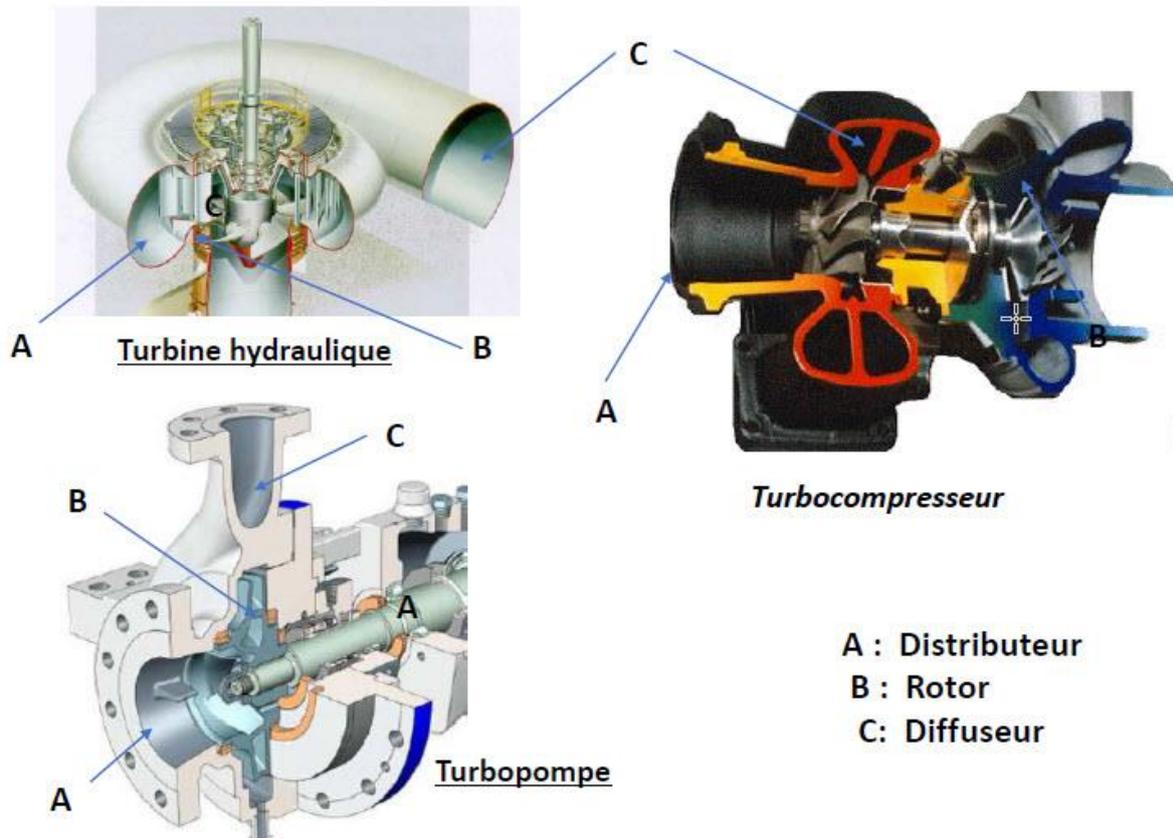


Figure I.1 Eléments constituant les turbomachines monocellulaires

b) **Turbomachines multicellulaires:** ce sont des machines comportant un seul rotor composé de plusieurs étages, chaque étage ne comprend généralement que deux éléments, à savoir un distributeur et un rotor pour les turbines, un rotor et un diffuseur pour les pompes et les compresseurs [1].

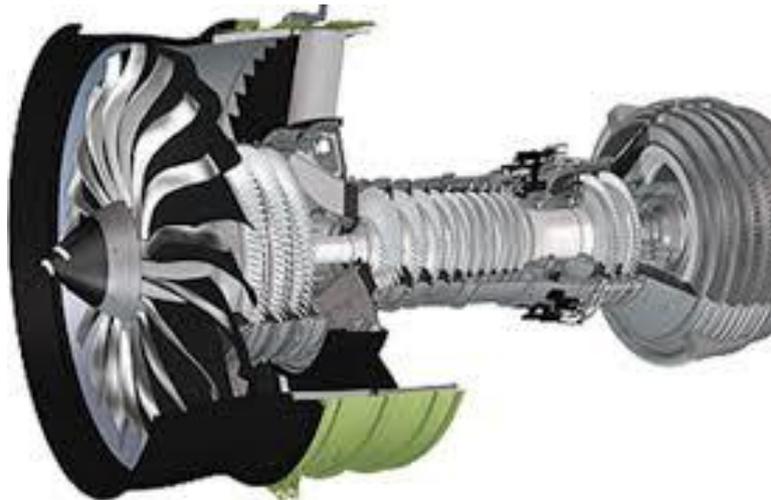


Figure I.2 Vue intérieure d'une Turbomachine multicellulaire [3]

I.3 Turbine à gaz.

I.3.1 Définition.

Les turbines à gaz font partie de la catégorie des TURBOMACHINES dans lesquels a lieu un échange d'énergie entre un rotor tournant autour d'un axe à vitesse constante et un fluide en écoulement permanent.

Selon le type de fluide utilisé, dit fluide actif ou fluide moteur, on a affaire à une turbine hydraulique, une turbine à vapeur ou une turbine à gaz. Dans ce dernier cas, le fluide moteur le plus fréquemment utilisé provient des gaz de combustion d'un combustible solide, liquide ou gazeux.

Selon le type d'énergie délivrée, les turbines à gaz se répartissent en deux classes : d'une part, les turbomoteurs fournissant de l'énergie mécanique disponible sur un arbre et, d'autre part, les turboréacteurs fournissant de l'énergie cinétique utilisable pour la propulsion. C'est dans la turbomachine que la turbine à gaz s'est imposée en priorité. Les turboréacteurs sont utilisés de façon quasi universelle pour la propulsion des appareils à voilure fixe : avions et missiles [4].

I.3.2 Principe et fonctionnement.

Dans sa forme la plus simple et la plus répandue, une turbine à gaz est composée essentiellement de trois éléments:

- un compresseur, centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise entre 10 et 30 bars environ.
- une chambre de combustion, dans laquelle un combustible gazeux ou liquide est injecté sous pression, puis brûlé avec l'air comprimé, avec un fort excès d'air afin de limiter la température des gaz d'échappement.
- une turbine proprement dite, dans laquelle sont détendus les gaz qui sortent de la chambre de combustion. Schématiquement on peut classer les fonctions remplies par une turbine à gaz dans l'ordre suivant:
 - Aspiration de l'air ambiant extérieur.
 - Compression.
 - Combustion du mélange air combustible.
 - Détente des gaz brûlés.

- Echappement.

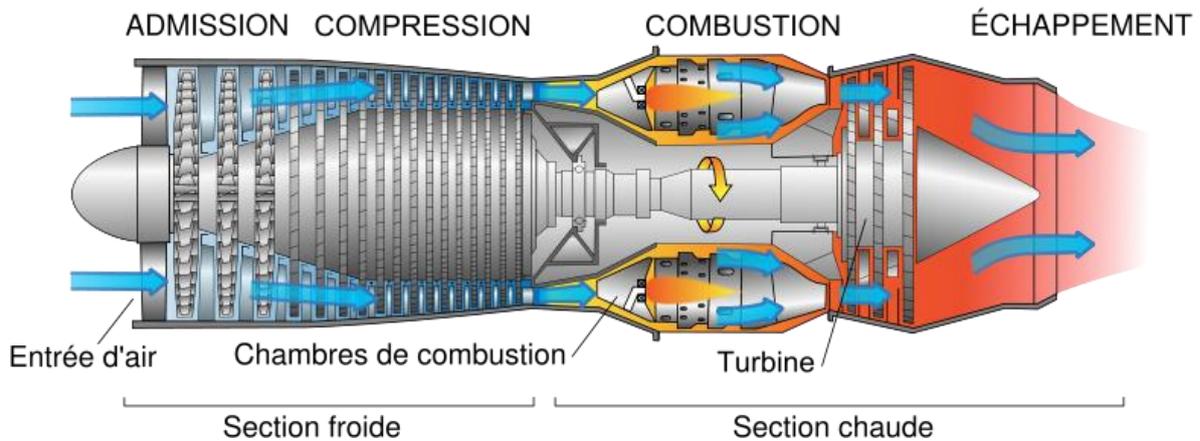


Figure I.3 Description d'une turbine. [1]

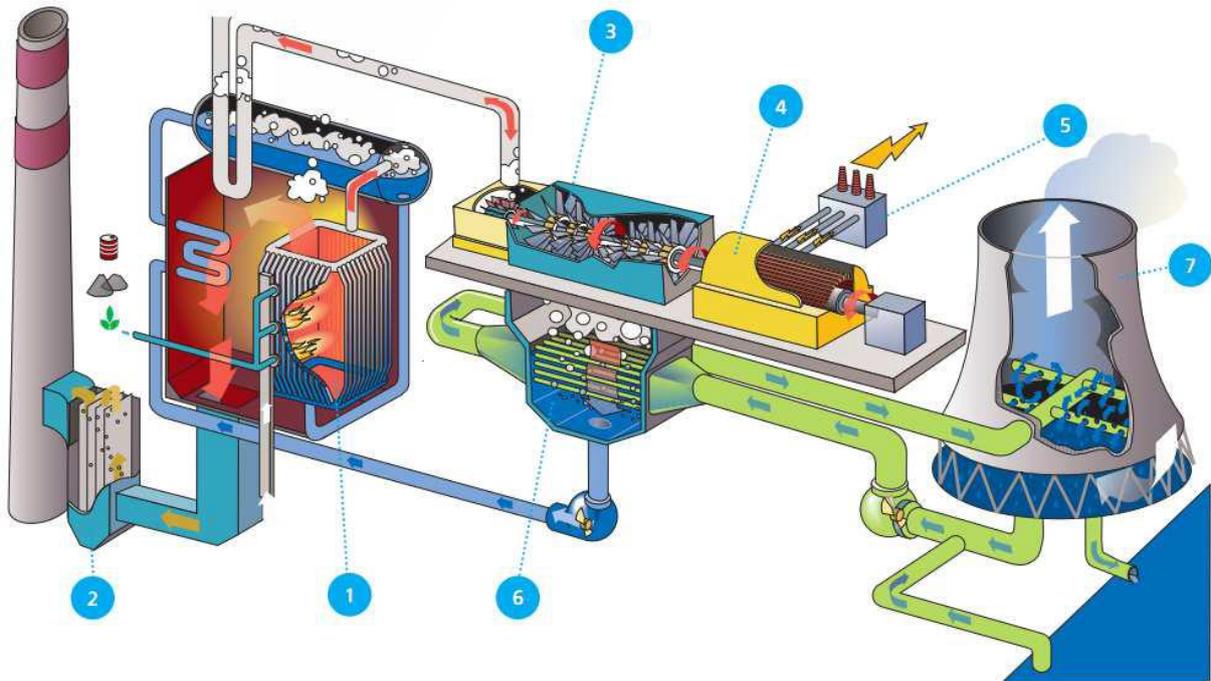
I.4. Turbine à vapeur.

I.4.1 Définition.

La turbine à vapeur est un moteur thermique rotatif qui convertit l'énergie d'un courant de vapeur d'eau ou en énergie mécanique. Plus généralement c'est un organe qui permet la détente d'un fluide en transformant son énergie sous forme mécanique [1].

I.4.2 Objet de la turbine à vapeur. Sa place dans la centrale thermique.

Une centrale thermique fonctionne grâce à la combustion du (gaz naturel, du charbon pulvérisé) ou du fuel dans une chaudière à vapeur. La chaleur des gaz de fumées et des flammes sert à chauffer la tuyauterie de la chaudière et transforme progressivement l'eau qui y circule en vapeur. La vapeur fait tourner la turbine à vapeur, qui à son tour entraîne l'alternateur pour produire l'électricité. Le transformateur élève la tension du courant produit, avant qu'il ne soit injecté dans le réseau de transport (figure 4.1) [1].



- 1: Chaudière à vapeur 5 : Transformateur
- 2: Electro filtre 4: Alternateur 6 : Condenseur
- 3: Turbine à vapeur 7 : Tour de refroidissement

Figure I.4 Schéma d'une centrale thermique

La turbine à vapeur représente l'un des éléments essentiels de la centrale thermique, c'est une machine thermique dans laquelle le fluide (vapeur d'eau) échange de l'énergie avec des roues appelées rotors, munies d'aubes tournantes. Elle a pour rôle la transformation de l'énergie enthalpique (de pression) contenue dans la vapeur en énergie cinétique puis mécanique de rotation (*figure 5.1*) [1].

- 1. Aubes de turbines
- 2. Carters de turbines
- 3. Carters de turbines
- 4. Arbre de turbine à vapeur
- 5. Diaphragme de turbine à vapeur

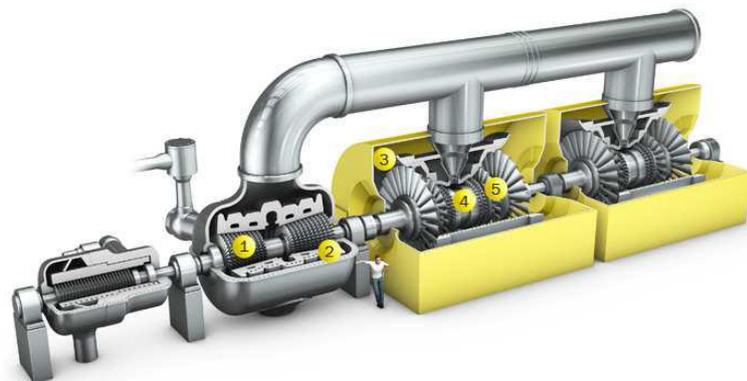


Figure I.5 Turbine à vapeur

La centrale thermique est composée principalement des éléments suivants (figure 6.1) :

- Une chaudière qui représente la source chaude.
- Une turbine à vapeur.
- Un condenseur qui représente la source froide.
- Une pompe [1].

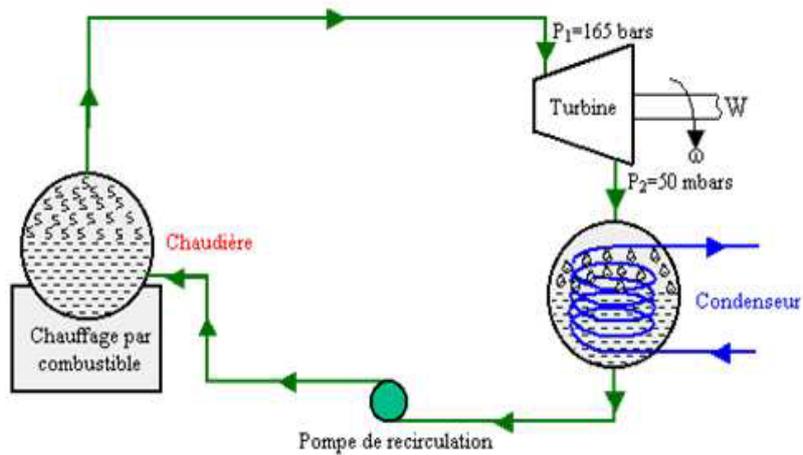


Figure I.6 Principe de fonctionnement d'une centrale thermique

I.4.3 Description de la turbine à vapeur.

La turbine à vapeur comprend une partie fixe appelée stator qui porte des aubages directeurs. La vapeur en provenance de l'évaporateur est admise dans un collecteur. Elle s'écoule ensuite dans des canaux fixes (c'est là où l'énergie thermique se transforme en énergie cinétique) et dans des canaux mobiles (les énergies thermiques et cinétiques sont transformées en énergie mécanique). Les canaux fixes et mobiles se succèdent les uns à la suite des autres dans le sens de l'écoulement. La vapeur en provenance du générateur de vapeur est introduite dans les premiers étages de la turbine à travers des vannes d'admission et des soupapes de

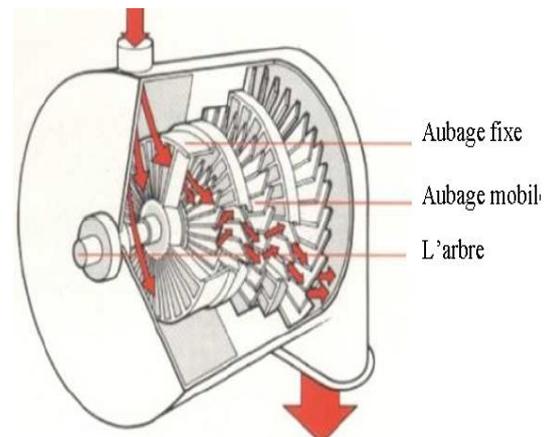


Figure I.7 Schéma de turbine à vapeur

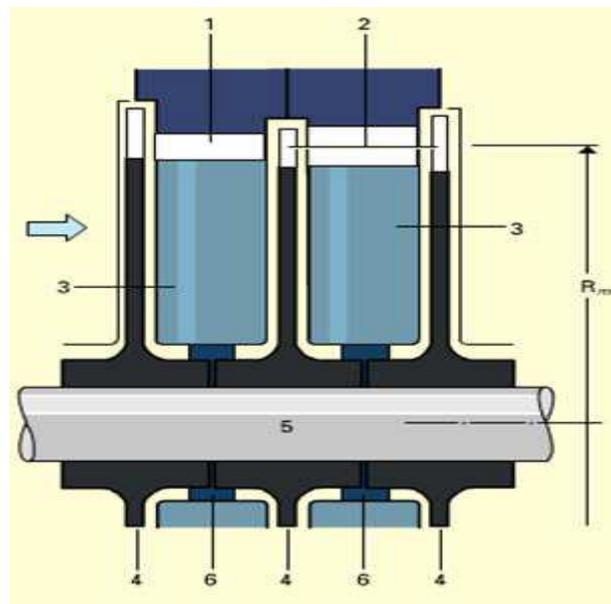
réglage asservies aux dispositifs de sécurité et de réglage de la turbine. La vapeur est détendue adiabatiquement en produisant un travail mécanique. La détente de la vapeur à travers les divers étages de la turbine se fait de façon différente selon qu'il s'agisse de turbines à action ou à réaction [6].

I.4.4 Classification des turbines à vapeur.

On peut classer les turbines à vapeur selon leurs mode de fonctionnement en :

✓ **Turbine à action**

La forme la plus simple de turbine à vapeur est la turbine à action, dans laquelle les jets sont fixés sur la partie intérieure de l'enveloppe de la turbine, les aubes sont placées sur le bord des roues tournantes montées sur un arbre central. La vapeur qui se déplace dans une tuyère fixe passe sur ces ailettes incurvées, qui absorbent une partie de l'énergie cinétique de la vapeur dilatée, faisant ainsi tourner la roue et l'arbre sur lesquels elles sont montées. Cette turbine est conçue de manière à ce que la vapeur entrant par une extrémité de la turbine se dilate à travers une succession de tuyères jusqu'à ce qu'elle ait perdu la majeure partie de son énergie interne [6].



1 : aubages fixes 2 : aubages mobiles 3 : diaphragmes 4 : disque 5 : arbre,
6 : dispositif d'étanchéité Rm : rayon moyen La flèche : sens de l'écoulement de la vapeur

Figure I.8 Turbine à action

✓ Turbine à réaction

Dans la turbine à réaction, une partie de l'énergie mécanique est obtenue par l'impact de la vapeur sur les aubes. La partie la plus importante est obtenue par l'accélération de la vapeur lors de son passage dans la roue de la turbine, où elle se dilate. Une turbine de ce type se compose de deux jeux d'aubes, l'un fixe l'autre mobile. Ces aubes sont disposées de telle façon que chaque paire joue le rôle de tuyère, à travers laquelle la vapeur se dilate lors de son passage. Dans chaque étage, une faible quantité d'énergie thermique est convertie en énergie cinétique. La vapeur se détend dans les aubes fixes, puis entraîne les aubes mobiles disposées sur la roue ou le tambour de la turbine. Les aubes d'une turbine à réaction sont en général montées sur un tambour. Les turbines à réaction nécessitent en général davantage d'étages que les turbines à action. Il a été démontré que, pour le même diamètre et la même gamme énergétique, une turbine à réaction a besoin de deux fois plus d'étages pour obtenir un rendement maximal. Les grosses turbines, qui sont généralement à action, utilisent une certaine réaction à la base du trajet de vapeur pour assurer un débit efficace à travers les aubes un certain nombre de turbines, qui sont normalement à réaction, disposent d'un premier étage de commande d'impulsion, qui permet d'envisager la réduction du nombre total d'étages nécessaires. Les arbres des turbines de chaque étage sont reliés entre eux au moyen d'accouplements [6].

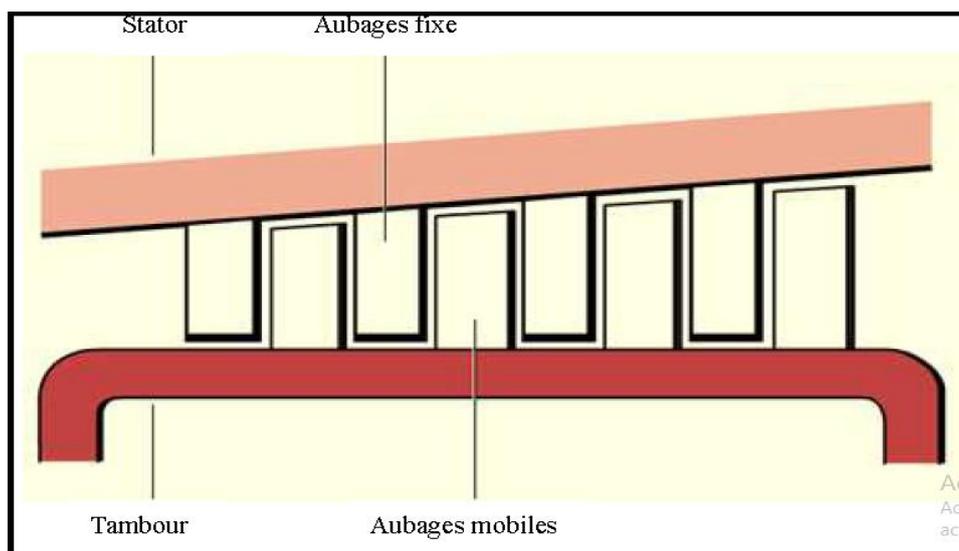


Figure 1.9 turbine à réaction

Un autre critère de classement est de les classées selon la direction du jet de vapeur, on peut distinguer ainsi les turbines axiales et les turbines radiales.

✓ **Turbines axiales**

Dans ce type de turbines le flux de vapeur est essentiellement parallèle à l'axe de la turbine .Les turbines axiales sont essentiellement composées d'un tore d'admission qui canalise le fluide vers l'entrée et d'un stator portant des aubes fixes ou distributeurs ou l'énergie cinétique thermique du fluide se transforme entièrement cas de la turbine à action ou partiellement cas de la turbine à réaction en énergie cinétique. Le rotor porte les aubes ou l'énergie cinétique et l'énergie thermique restantes se transforment en énergie mécanique [6].

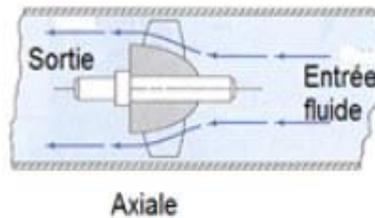


Figure I.10 sens d'écoulement axiale

✓ **Turbines radiales**

Le flux de vapeur entre dans ce cas perpendiculairement à l'axe du rotor. Ces turbines fonctionnent comme un compresseur centrifuge avec un écoulement inversé (centripète) et une rotation dans le sens opposé. Elles sont en général utilisées pour de petites puissances et pour des applications où la turbine axiale plus longue (donc plus encombrante) ne peut être utilisée [6].

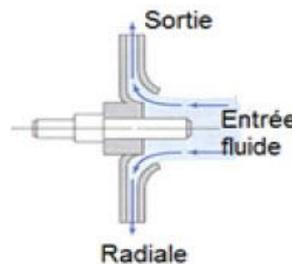


Figure I.11 sens d'écoulement radial

I.5 Aubage et grilles d'aubes.

I.5.1 Aube.

On définit les aubes comme étant des obstacles profilés plongés dans un écoulement formant entre elles des canaux à travers lesquelles le fluide circule. [6] Une turbine comporte plusieurs aubes réparties régulièrement sur son pourtour.



Figure I.12 différentes forme des aubes [1]

Comme une aile, une aube est composée d'un bord d'attaque d'une âme et d'un bord de fuite, et son profil est optimisé pour respecter le domaine d'utilisation de l'étage du compresseur auquel elle appartient. [7]

✓ Détails d'aube.

✚ Profil d'aube.

Les profils d'aube sont des formes aérodynamique sont caractérisés par un contour dont la courbure varie d'une façon continue et par une haute résistance mécanique. La réalisation de ses profils d'aube à de tout temps, particulièrement intéressé les constructeurs des turbines, ce qui se traduit par la grande diversité de variantes qu'on rencontre, dans l'étude d'un profil d'aube il faut satisfaire non seulement les conditions relevant de la M.D.F, mais encore celles relatives à la résistance et à la fabrication. C'est surtout à partir du début des années soixante que de grands efforts ont été faits afin de calculer la qualité aérodynamique d'un profil. Cela est aujourd'hui du domaine du possible dans différents condition ; on détermine des grandeurs appropriée caractérisant la qualité aérodynamique et la résistance à la flexion d'un profil, et permettant ainsi une sélection judicieuse parmi différentes variantes. [1]



Figure I.13 Exemples de profils d'aube[4]

On trouve plusieurs formes d'aube a partir de la variation de leur longueur, section, Géométrie du profil, tel que : les aube droit (section constante et ne variée pas), les aube vrillée (la géométrie de la profile change dans chaque plans), ...

- **Géométrie du profil.**

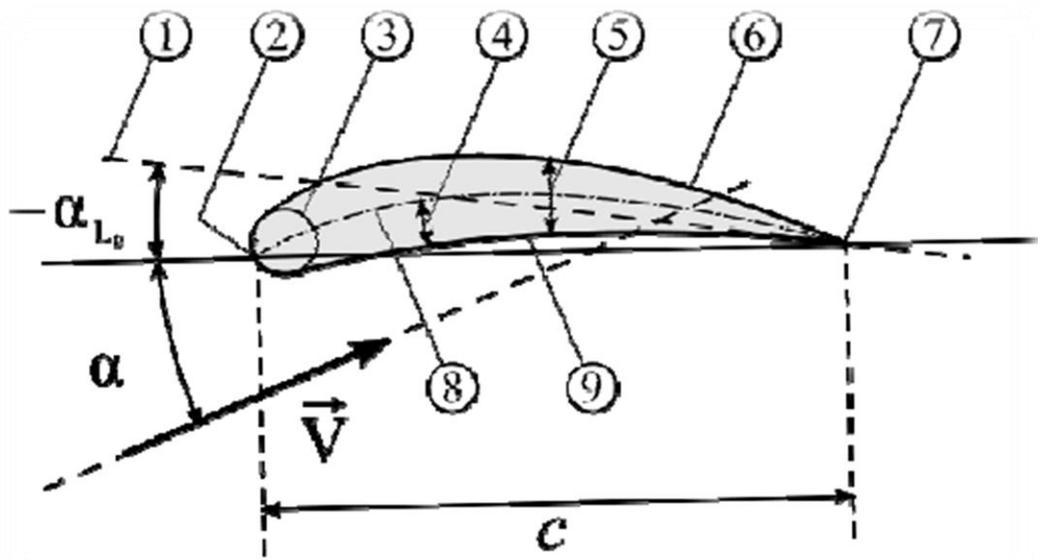


Figure I.14 Géométrie du profil. [7]

1.Ligne de portance nulle; 2 Bord d'attaque ; 3 Cylindre du bord d'attaque;4 Cambrure; 5 Epaisseur maximale; 6 Extrados; 7 Bord de fuite; 8 Ligne moyenne de cambrure;

Les paramètres dans le code numérique peuvent être saisis dans les équations pour générer précisément la section de l'aile et de calculer ses propriétés. Toutes les dimensions en % sont entendues en % de longueur de corde, la droite reliant bord d'attaque et bord de fuite, par rapport au bord d'attaque sauf lorsque précisé. [7]

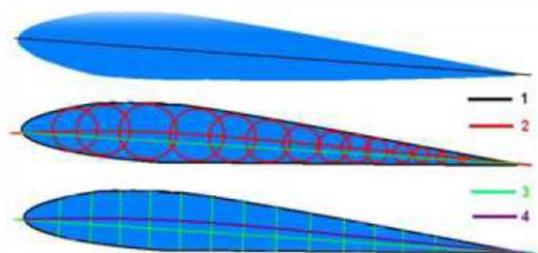


Figure I.15 Ligne du profil [7]

1-Corde; 2- Cambrure; 3- Longueur; 4- Ligne médiane.

✚ Construction des aubes.

Ci-dessous deux sortes d'ailettes avec pied de sapin qui assure la liaison avec le disque ou bien le tambour. A droite l'ailette (Un corps qui reçoit l'action de la vapeur) porte un talon.

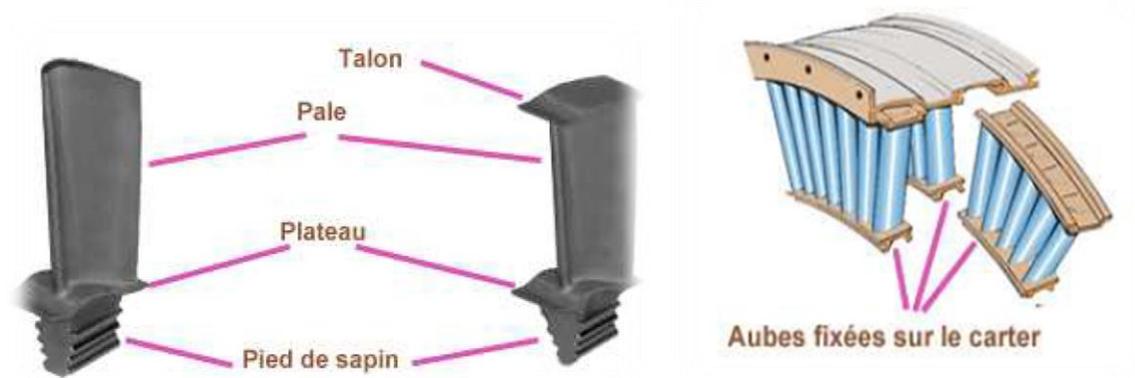


Figure I.16 construction d'aube [7]

L'ensemble de ces talons forment une couronne. Face à cette couronne est fixé sur l'anneau extérieur ou les demi-carters un joint abradable, ce qui permet d'améliorer l'étanchéité et donc d'augmenter le rendement de la turbine. [7]

I.5.2 Grille d'aube.

On appelle grille d'aubes un ensemble fixe ou mobile d'obstacles profilés déduit les uns de l'autre par un déplacement géométrique, conçues d'une manière très spéciale afin de guider l'écoulement du fluide

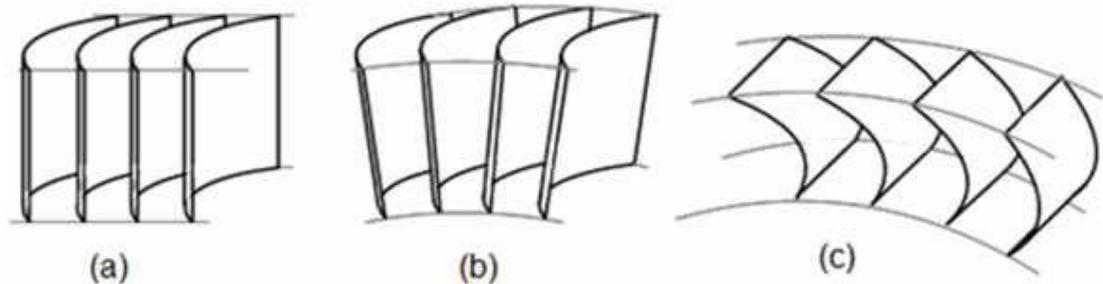


Figure I.17 une grille d'aube de turbine

et pour échanger avec lui les efforts mécanique, La vitesse du fluide par rapport à chaque grille d'aubes fixes ou mobiles d'une turbine axiale est définie par trois vecteurs différents

$\vec{v}, \vec{w}, \vec{u}$ qui représentent respectivement les vitesses, absolue et relative de la vapeur ainsi que la vitesse d'entraînement de l'aube. Le courant de vapeur provient du distributeur avec une vitesse absolue \vec{v} , les aubes s'en suivent la vitesse tangentielle (d'entraînement) \vec{u} , de la combinaison de ces deux vitesses résulte la vitesse relative notée \vec{w} , Il existe plusieurs types de grilles d'aubes tels que :

- La grille plane parallèle (figure 14.Ia)
- La grille cylindrique de la turbine axiale (figure 14.Ib)
- La grille radiante de la turbine radiale (figure 14.Ic).



a. Grille plane parallèle b. Grille cylindrique c. Grille plane radiante

Figure I.18 Différents types de grille d'aubes [1]

Aubage à action

Il existe deux types d'aube à action :

Aubage fixe : Qui est lui-même de deux formes ; tuyères ou distributeur qui permettent la détente de la vapeur grâce à une géométrie particulière et les redresseurs, existant au niveau d'étages de vitesse leurs rôles est de dévier le jet de vapeur tout en maintenant constante la pression de la vapeur. [6]

Aubage mobile : C'est à leur niveau que la transformation de l'énergie cinétique de la vapeur issue du distributeur en énergie mécanique de rotation, elles sont caractérisées par un écoulement à pression constante et une diminution de la vitesse absolue de la vapeur. [6]

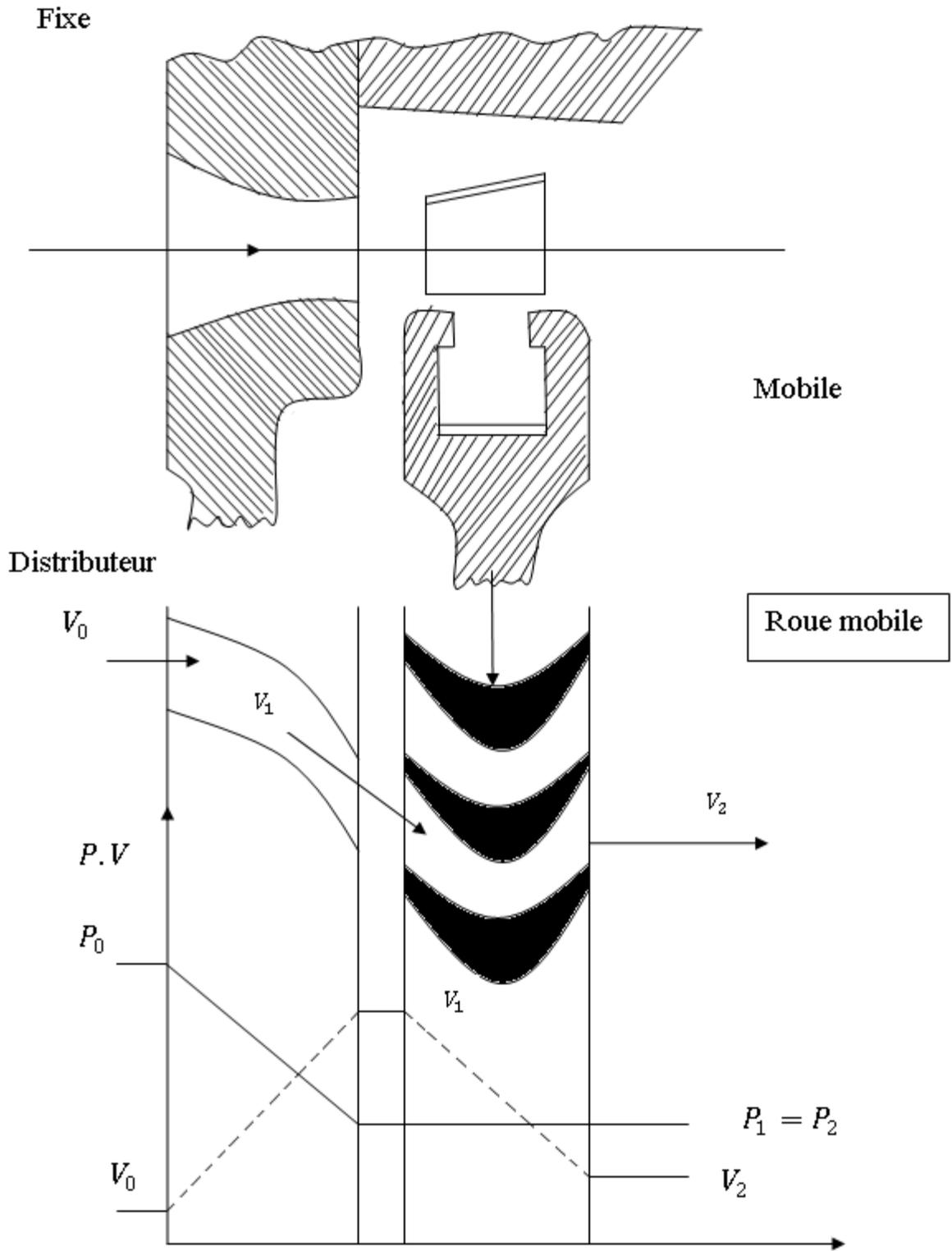


Figure I.19 Fonctionnement de l'aubage à action [6]

Aubage à réaction.

L'aubage à réaction est aussi de deux types, fixe et mobile, une partie seulement de la chute d'enthalpie est transformée en énergie cinétique à la sortie de la tuyère, le reste est directement transformé en énergie mécanique par les aubages mobiles

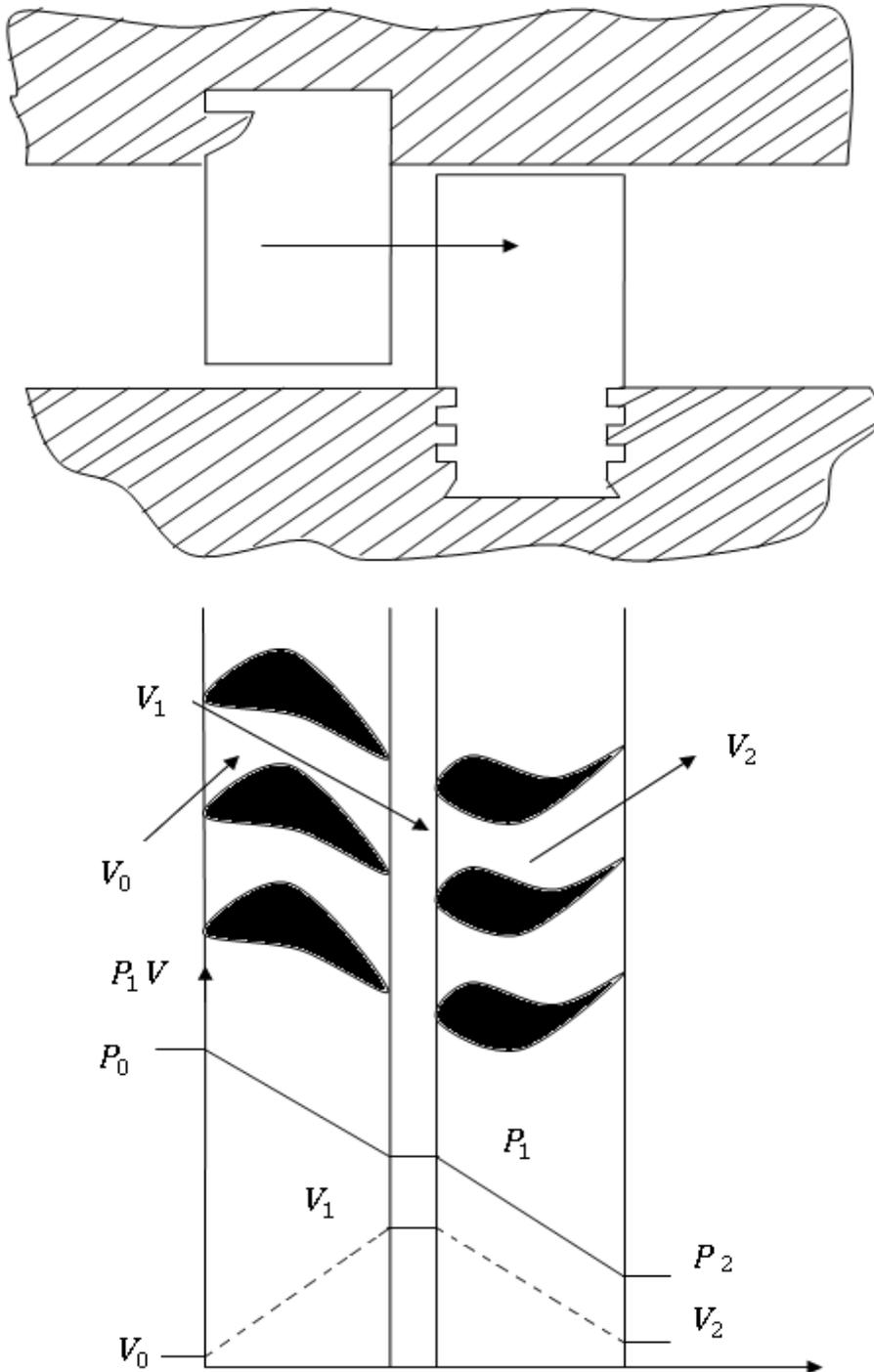


Figure I.20 fonctionnement de l'aubage à réaction [6]

I.5.3 Triangles de Vitesses

La figure 21.I représente une coupe en plan, d'une partie d'un étage de turbine à vapeur, composée d'un distributeur de vapeur et d'un ensemble d'aubes, formant entre elles un canal permettant le passage de la vapeur. Le courant de vapeur provient du distributeur avec une vitesse absolue notée \vec{V} , les aubes tournent avec une vitesse tangentielle \vec{U} ou vitesse périphérique de l'aube. La vitesse de la vapeur arrivant au niveau des aubes mobiles est appelée vitesse relative et notée \vec{W}

Les lois de la mécanique permettent de calculer les valeurs ainsi que les directions de ces vitesses grâce à la relation géométrique obtenue à partir de la construction graphique des triangles de vitesses.

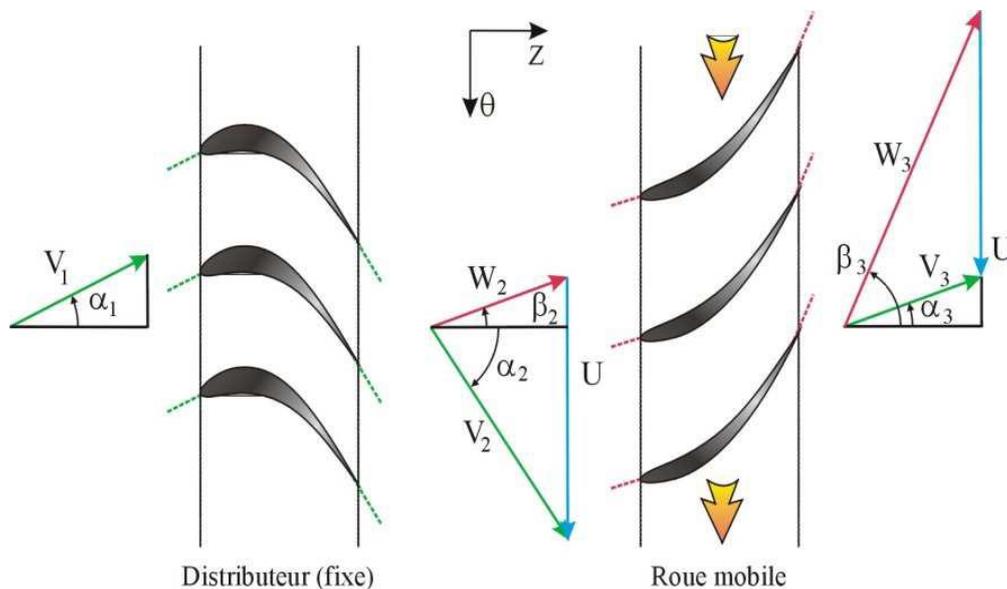


Figure I.21 Triangles de vitesse à l'entrée et à la sortie de l'aube. [6]

I. 6. Turbocompresseur.

Les Turbocompresseurs sont des Turbomachines qui réalisent la compression de l'air sans lui imposer diminution de volume. Us sont très répandus dans l'industrie moderne, ils fonctionnent comme des machines individuelles (compresseurs alimentant les mines, les hauts fourneaux, les foyers des chaudières...etc.) et dans les groupes de machines (Turbosoufflante de suralimentation de moteurs à piston, turbine à gaz, Turbomoteurs...etc.) Dans la famille des Turbocompresseurs on distingue:

- a) **Compresseur:** machine dont le gain de pression est supérieur à 2 bar.

- b) **Pompe à vide** : machine qui refoule un gaz de la zone à très basse pression à la zone de pression atmosphérique ou la pression est inférieure à la pression atmosphérique.
- c) **Soufflante** : machine dont le gain de pression net compris entre 0,1 à 2 bar.
- d) **Ventilateur** : le gain de pression ne dépasse pas 0,1 bar. [9]

I.6.1 Compresseurs :

➤ **Compresseurs axiaux :**

Un turboréacteur est généralement composé :

- ❖ d'une compresseur basse pression.
- ❖ d'une compresseur haute pression.

Le taux de compression des compresseurs est lié à sa vitesse de rotation et au nombre d'étages qu'il comporte, Conçus de la même manière, les compresseur basses et hautes pressions se différencient par la taille de leurs aubes et par leur vitesse de rotation, Un compresseur axial se compose d'une suite d'étages axiaux disposés en série chacun comprenant une roue à aubes mobile rotor et d'un stator à aubes redresseur, tous ces étages sont calculés pour adapter parfaitement leurs conditions de fonctionnement à celles des étages en amont et en aval.

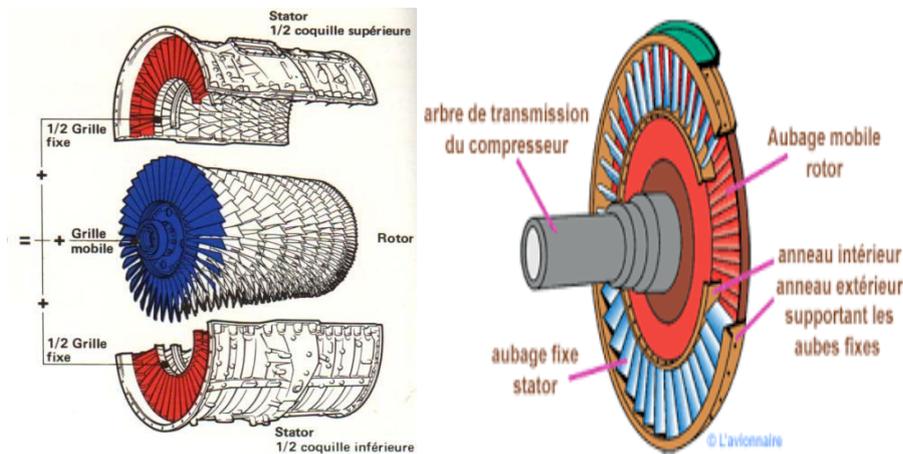


Figure I.22 Schéma simplifié d'un compresseur axial [7]

L'aubage mobile rotor est constitué d'un disque circulaire sur lequel sont fixées des aubes (ailettes) et tourne devant l'aubage fixe redresseur. L'envergure des ailettes varie le long de l'écoulement pour compenser les variations de la masse volumique du fluide et pour conserver à la vitesse débitante axiale une valeur constante [7]

➤ **Compresseurs centrifuges :**

Un compresseur centrifuge est composé d'un rouet à palettes radiales qui aspire l'air axialement. Les palettes étant divergentes, l'air sous l'effet de la force centrifuge va être accéléré, comprimé et refoulé radialement. Cet air est ensuite redressé dans un diffuseur (aubage fixe) qui transforme une partie de sa vitesse en pression. Un collecteur récupère finalement cet air comprimé pour l'amener dans l'axe de la chambre de combustion. [7]

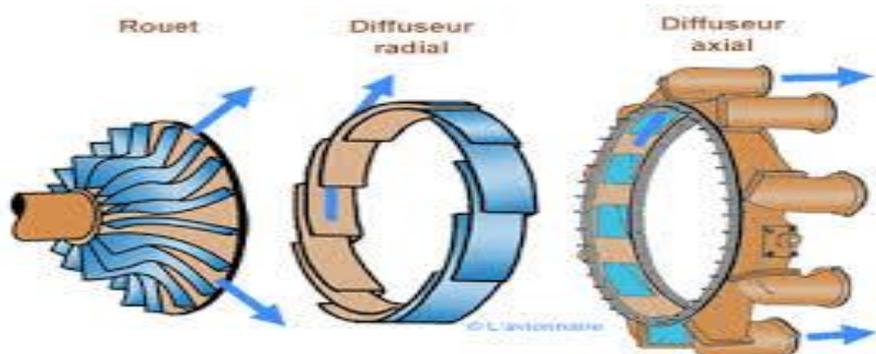


Figure I.23 Schéma simplifié sur un Compresseur [7]

✚ **Rotor (roue):**

La roue est l'élément fondamental du compresseur, car elle assure l'échange de travail, il s'agit en effet du seul élément mobile de l'étage. La roue de la figure (24..I) comporte ce que l'on appelle une zone inductrice, c'est-à-dire que les pales commencent dans un sens axial et finissent par la direction radiale.

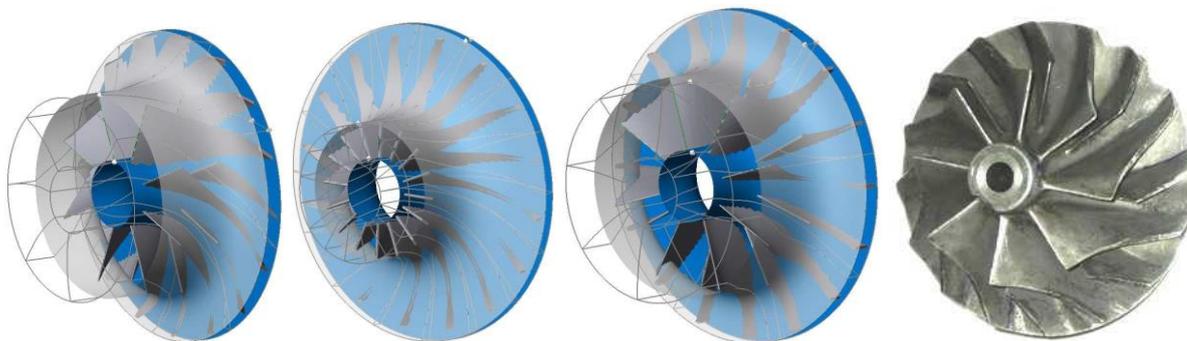


Figure I.24 Différentes formes de la roue du compresseur centrifuge [10]

La figure (24.I) présente diverses formes géométriques de roues de compresseurs centrifuges. On remarque notamment les différences entre ces roues en terme de nombre de aubes, de hauteur des aubages et d'angle de calage à la sortie. La complexité de ce type de géométrie pleinement tridimensionnelle nécessite l'introduction de surfaces de référence, qui rendent l'analyse des écoulements plus accessible. Les surfaces méridiennes sont obtenues par projection sur le plan générant le volume de la roue ; les surfaces aube-à-aube sont généralement représentées par une transformation conforme au plan moyen et les coupes orthogonales qui peuvent être considérées comme quasi-planes. [10]

Diffuser:

À la sortie du rotor, la pression statique de l'écoulement augmente, mais une partie de la pression totale apportée par la roue est présente sous forme d'énergie cinétique. Le rôle du diffuseur est alors de ralentir cet écoulement, figure (25.I), car les pertes dans les conduits en aval dépendent fortement du nombre de Mach de l'écoulement. Ce ralentissement permet aussi la conversion d'une partie de l'énergie cinétique en énergie pression statique. [10]

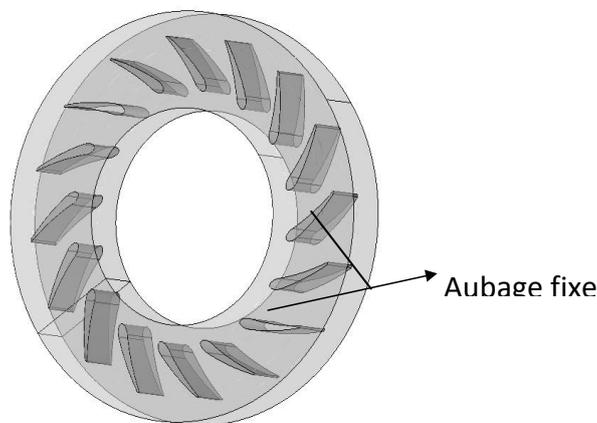


Figure I.25 Diffuseur radial d'un compresseur centrifuge. [10]

✚ Volute :

Le rôle principal de la volute est de collecter l'écoulement radial à la sortie du diffuseur, pour le restituer au système par un conduit tubulaire, par le biais d'une évolution de la section de passage. L'écoulement dans la volute est souvent modélisé (hypothèse de fluide incompressible) par des spirales logarithmiques, mais une partie du fluide effectue la giration complète et se juxtapose à l'écoulement principal au niveau du bec (zone de commencement de la spirale)

Si la roue se met en rotation, elle donne un débit à la sortie, l'air est ensuite collecté par la volute figure (26.I.b), ou bien par un système qui change la direction suivant l'axe de rotation pour le cas des turboréacteurs, figure (26.I.a) [10]

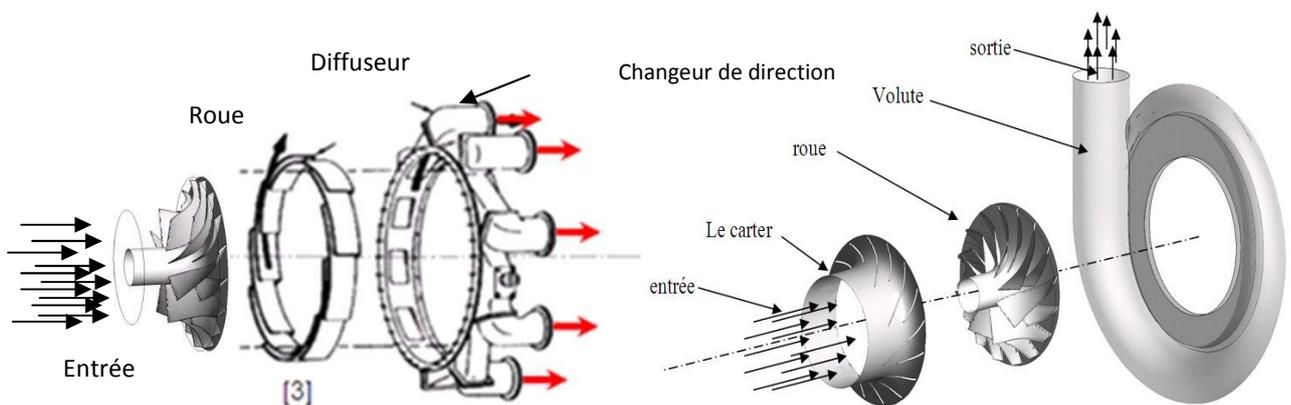


Figure 1.26 Le compresseur centrifuge en éléments séparés. [10]

✚ Triangle des vitesses et degré de réaction.

Les particules fluides pénètrent dans la roue, figure (27.I), par un passage axial de la section défini par $(S_{r'1} - S_{r1})$ ensuite radial, avec une vitesse \vec{c}_1 inclinée d'un angle α_1 par rapport à la vitesse périphérique \vec{U}_1 et en sortent par une surface cylindrique de rayon r_2 , avec une vitesse absolue \vec{c}_2 inclinée d'un angle α_2 par rapport à la vitesse périphérique \vec{u}_2 .

Les états du mouvement à l'entrée et la sortie de la roue tournant à une vitesse angulaire constante ω , sont représentés par les triangles des vitesses. Nous décomposons la vitesse Absolue \vec{c}_1 sur le bord d'attaque en vitesse périphérique $\vec{U}_1 = r_1 \vec{\omega}$ et en vitesse relative \vec{w}_1 , tangente au premier élément de l'aube. La composante méridienne de la vitesse absolue \vec{c}_1

sera désignée par le symbole \vec{c}_{m1} et la composante périphérique par \vec{c}_{u1} . De la même façon nous décomposons la vitesse absolue \vec{c}_2 à la sortie de la roue, pour obtenir les vitesses $\vec{U}_2 = r_2\vec{\omega}$ et \vec{w}_2 , tangente au dernier élément de l'aube. La composante méridienne de la vitesse absolue à la sortie sera désignée par \vec{c}_{m2} et la composante périphérique par \vec{c}_{u2} .

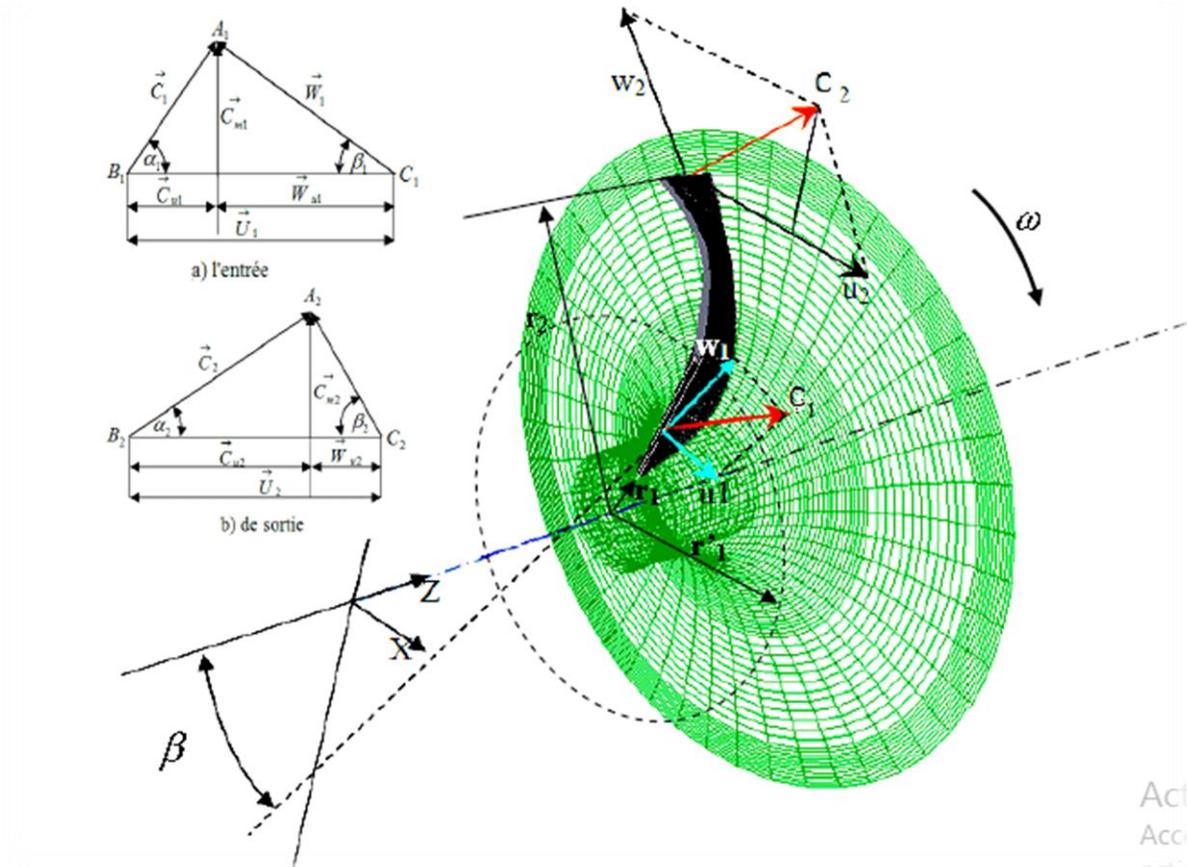


Figure 1.27 Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue du compresseur [10]

Les angles α_1 et α_2 formés respectivement par les vecteurs $(\vec{c}_1 \text{ et } \vec{u}_1)$, $(\vec{c}_2 \text{ et } \vec{u}_2)$ sont appelés angles des vitesses absolues respectivement à l'entrée et à la sortie, tandis que les angles β_1 et β_2 formés respectivement par les vecteurs $(\vec{w}_1 \text{ et } -\vec{u}_1)$, $(\vec{w}_2 \text{ et } -\vec{u}_2)$ sont les angles des vitesses relatives respectivement d'entrée et de sortie de la roue. Les angles β_1 et β_2 constituent en même temps les angles de l'aube, que l'on appelle habituellement angle à l'entrée de l'aubage et angle à la sortie de l'aubage respectivement. [10]

✚ Influence de l'angle du calage des aubes sur les performances du compresseur.

Les aubes d'un compresseur ont différents calages : incliné vers l'avant $\beta_2 < 90^\circ$, incliné vers l'arrière $\beta_2 > 90^\circ$ ou radiale $\beta_2 = 90^\circ$, figure (22.I).

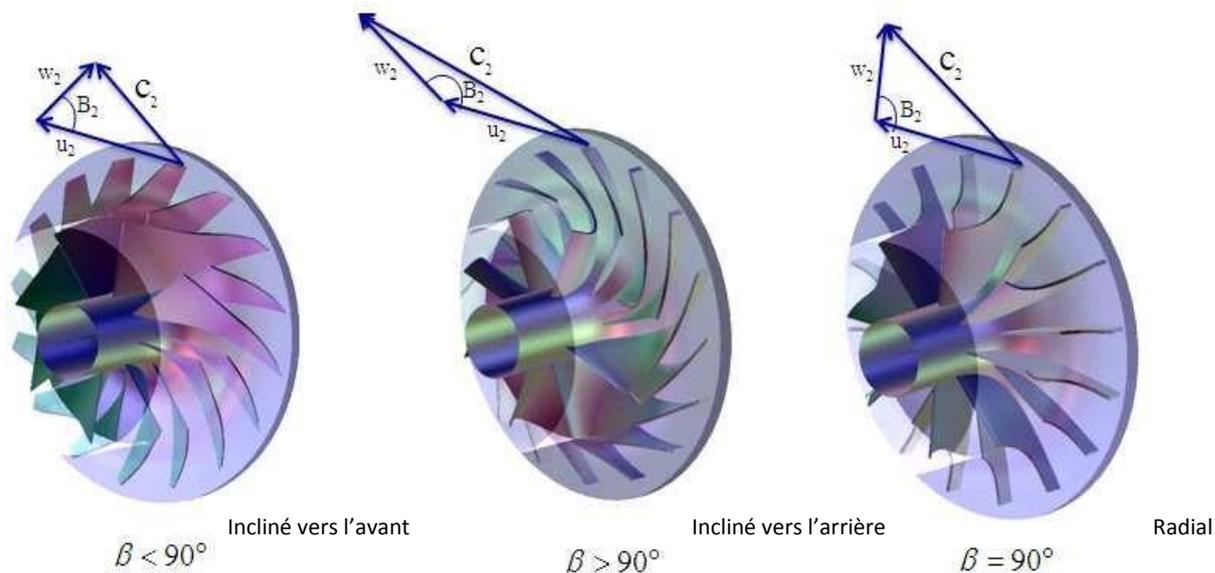


Figure I.28 Calage des aubes du compresseur centrifuge [10]

Les aubes inclinées vers l'avant causent beaucoup de pression et provoquent moins de débit. Les aubes radiales sont encore moins résistantes que les aubes inclinées vers l'avant, par contre les inclinées vers l'arrière sont plus favorisées au passage du débit que l'élévation de pression celles figure (29.I). Mais un avantage qui se caractérise par moins de consommation de la puissance ce qui implique un rendement meilleur. Pour les aubes inclinées vers l'arrière. [10]

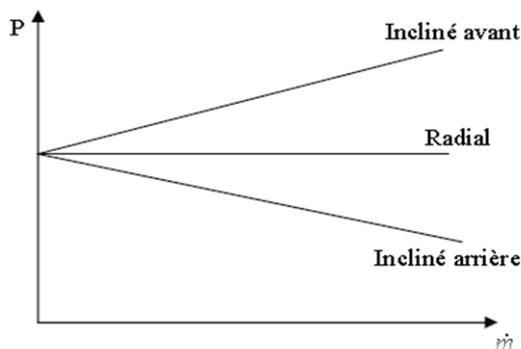


Figure I.29 Taux de compression en fonction du débit massique [10]

Etude statique d'une aube de turbine à vapeur

Chapitre II

Etude statique d'une Aube de turbine à vapeur (par la méthode analytique et vérification par RDM6 simulation par ABAQUS)

Introduction

Dans ce chapitre nous allons étudier la rigidité à la flexion des aubes droites par la méthode analytique en déterminant les contraintes max, les flèches max et les moments de flexion max pour différentes configuration de poutres et aubes, et on va vérifier les résultats de calcul analytique par le logiciel RDM, Une validation de l'approche proposée est effectuée au travers de comparaisons avec des simulations numériques on utilisant le code de calcul ABAQUS pour les différentes cas d'étude

II .1. Notions sur la résistance des matériaux.

La résistance des matériaux, aussi appelée RDM, est une discipline particulière de la mécanique des milieux continus permettant le calcul des contraintes et déformations dans les structures des différents matériaux dans le but de déterminer ou de vérifier leurs dimensions afin qu'ils supportent les charges dans des conditions de sécurité satisfaisantes et au meilleur coût (optimisation des formes, des dimensions, des matériaux. . .) [6]

II .2. Flexion

Une poutre est sollicitée à la flexion plane simple lorsque le système des forces extérieures se réduit à un système plan et que toutes les forces qui agissent sur ce système sont perpendiculaires à la ligne moyenne. L'ensemble des efforts de cohésion se réduit à deux composantes. Un effort tranchant (T_y) porté par l'axe G_y , exprimé en (Newton).

- Un moment de flexion (M_{fz}) porté par l'axe G_z , exprimé en (Newton. mètre).

Il existe plusieurs types de flexions (pure, plane, déviée). Nous limiterons notre étude au cas de la flexion plane simple. [6]

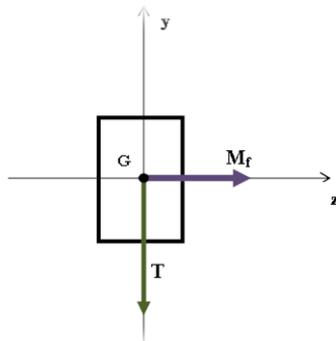


Figure II.1 Éléments de réduction : tranchantes et moment fléchissant

II .3. Contraintes.

Dans le cas de la flexion plane simple, les contraintes se réduisent essentiellement à des contraintes normales. Les contraintes de cisaillement sont négligeables. La contrainte normale σ_{max}

En un point M d'une section droite (s) est proportionnelle à la distance y entre ce point et le plan

$$\sigma = \frac{M_f(x)}{I} \cdot y$$

I : Le moment quadratique calculé par rapport à l'axe qui passe par le centre de gravité de la section perpendiculairement au chargement.

$M_f(x)$: La valeur maxi du moment fléchissant dans la section étudiée.

y : Variable représentant la cote algébrique entre la fibre neutre et les fibres extrêmes (supérieure et inférieure) de la section. [6]

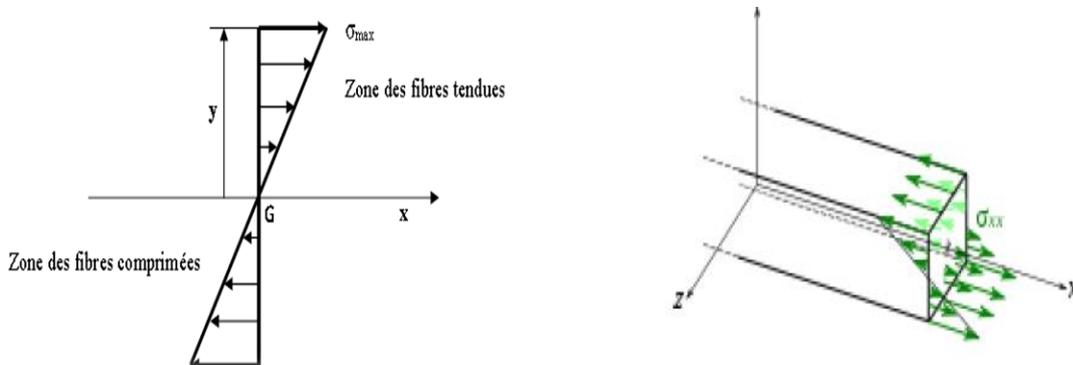


Figure II.2 Fibres tendues et comprimées sollicitées en flexion

II .4. Conditions de résistance.

Pour des raisons de sécurité, la contrainte normale doit rester inférieure à une valeur limite appelée contrainte pratique à l'extension σ_{pe} .

$$\text{On a :} \quad \sigma_{pe} = \frac{\sigma_e}{s}$$

s : Coefficient de sécurité

La condition de résistance traduit simplement le fait que la contrainte réelle ne doit pas dépasser le seuil précédent, soit :

$$\sigma_{\text{réelle}} = \frac{M_f(x)}{\frac{I}{y}} < \sigma_{pe} [6]$$

II .5. Etude de la déformée.

Cette étude permet de donner l'équation de la déformée de la poutre sous la forme $y = f(x)$. Elle est principalement basée sur la résolution de l'équation différentielle suivante :

$$- M_f = E . I . y''$$

Il faut alors procéder à deux intégrations successives:

$$- M_f = E . I . y''$$

$$\int E . I . y'' = E . I . y'$$

$$y' = -\frac{1}{EI} \int M_f dx + c_1$$

$$y = \int \left(-\frac{1}{EI} \int M_f dx + c_1 \right) dx$$

$$y = -\frac{1}{EI} \int \left(\int M_f dx \right) + c_1 x + c_2$$

Les constantes d'intégration s'obtiennent grâce aux conditions aux limites (appuis, encastremets...), $y(x)$:C'est l'équation de la ligne élastique. [6]

II .6. Déplacement d'une aube a section constante en flexion plane.

Chaque ailette considérée comme une poutre ($h \ll L$) encastré à sa base, libre ou appuyé a son extrémité, est soumise à l'action de jet de vapeur (cas d'une aube de turbine a vapeur) et de la force centrifuge. [11]

On détermine généralement la contrainte résultante à l'encastrement.

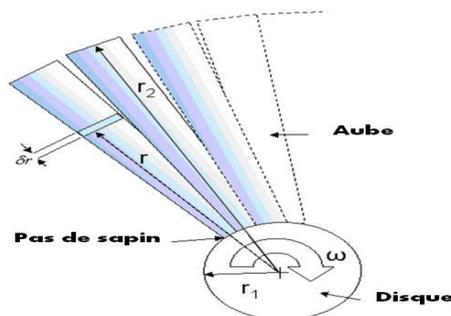


Figure II.3 Dimensions de l'aube simplifiée à une poutre [13]

✚ Cas encastré- libre charge concentrée.

En flexion simple, pour le cas d'une poutre de longueur L et d'une section rectangulaire (b, h).

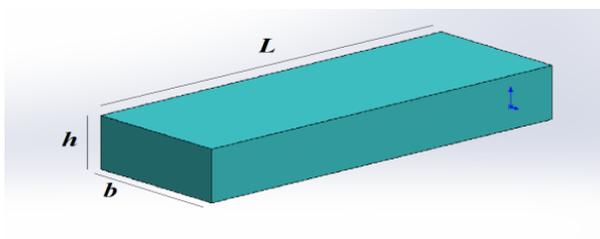
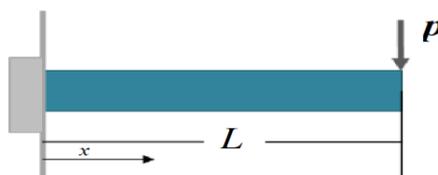


Figure II.4 Dimensions de poutre

Encastre libre soumise a une force concentré P



La déformation de la poutre provoque un déplacement transversal de la ligne moyenne dans la direction de y.

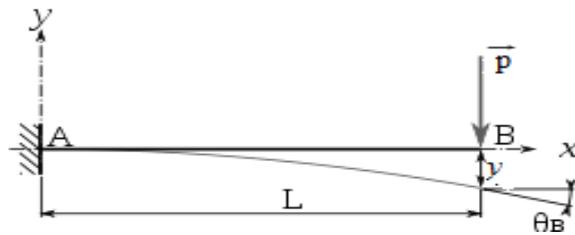
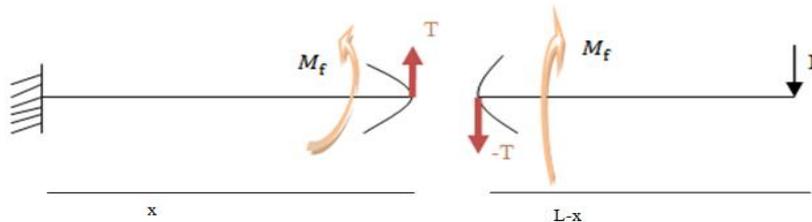


Figure II.5 le déplacement de la poutre suivant y

On trouve $M_f(x)$:



$$M_f - P (L - X) = 0$$

$$M_f = + P (L - X)$$

$$= +P L - P X$$

L'équation de la ligne élastique:

$$E.I. y'' = -M_f = - (P L - P X)$$

$$E.I. y' = - \int P L - P X dx = - \frac{P x^2}{2} + P L x + c_1 \quad \dots (1)$$

$$E.I. y = - \frac{P x^3}{6} + P L \frac{x^2}{2} + c_1 x + c_2 \quad \dots (2)$$

Pour trouve c_1 et c_2 on applique les conditions aux limite:

à l'encastrement : $y(0) = 0$ et $y'(0) = 0$

on remplace $y'(0) = 0$ dans(1) , en trouve $c_1 = 0$

on remplace $y(0) = 0$ dans(2) , en trouve $c_2 = 0$

L'équation de la ligne élastique dans ce cas et donnée par la formule suivante:

$$E.I. y = - \frac{P x^3}{6} + P L \frac{x^2}{2}$$

L'équation de la flèche max est décrite par la formule suivante:

$$y(l) = \frac{PL^3}{3EI} \quad \text{avec:} \quad I = \frac{bh^3}{12}$$

✚ Cas encastré- libre charge uniformément répartie.

On se propose d'étudier la flexion d'une poutre encastrée par une de ses extrémités et libre de l'autre, soumise à une charge uniformément répartie q

On prendra les mêmes les caractéristiques géométriques de l'exemple 1

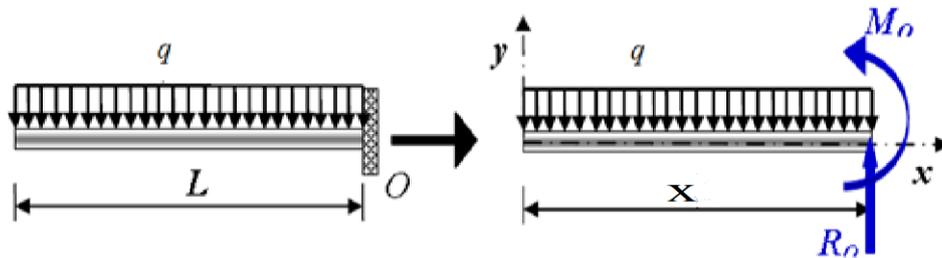


Figure II.6 une poutre soumise a une charge uniformément répartie [14]

On trouve $M_f(x)$:

On a, pour $0 \leq x \leq L$:

$$T(x) = q \cdot x$$

$$M_f(x) = \frac{q \cdot x^2}{2}$$

L'équation de la ligne élastique:

$$E \cdot I \cdot y'' = -M_f = -\frac{q \cdot x^2}{2}$$

$$E \cdot I \cdot y' = \int -\frac{q \cdot x^2}{2} dx = -\frac{qx^3}{6} + c_1 \quad \dots (1)$$

$$E \cdot I \cdot y = -\frac{qx^4}{24} + c_1x + c_2 \quad \dots (2)$$

Pour trouver c_1 et c_2 on applique les conditions aux limites:

L'équation de la ligne élastique dans ce cas est donnée par la formule suivante:

$$E \cdot I \cdot y = -\frac{qx^2}{24}(x^2 - 4Lx + 6L^2)$$

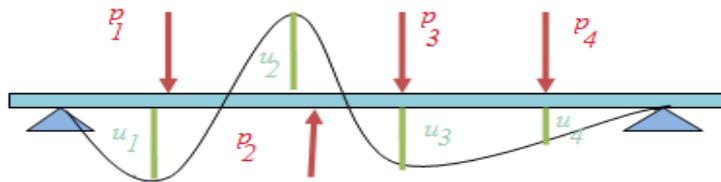
L'équation de la flèche max est décrite par la formule suivante:

$$y(l) = -\frac{qL^4}{8EI} \quad \text{avec: } I = \frac{bh^3}{12}$$

- Pour un système hyperstatique, on utilise la méthode de **Castigliano** qui permet de donner la flèche max

➤ **théorème de Castigliano.**

Considérons un système de forces P_i ($i = 1 \dots n$) appliqué à une structure, ces forces et les réactions constituent le système I, à chaque point d'application de ces forces, on a un déplacement u_i



$$u_1 = \frac{\partial w_I}{\partial p_1}, \quad u_2 = \frac{\partial w_I}{\partial p_2}, \quad u_3 = \frac{\partial w_I}{\partial p_3}, \dots, u_l = \frac{\partial w_I}{\partial p_l}$$

w_I : L'énergie de déformation du système I

u_i : Le travail effectué par la force p_i

D'où :

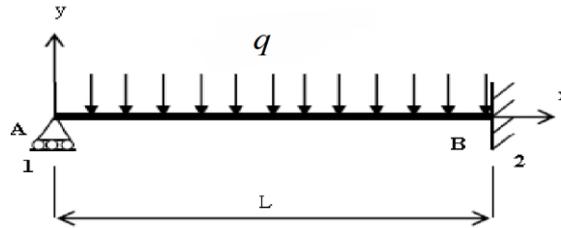
L'énergie de déformation du système pour la flexion est:

$$w = \int_0^l \frac{M_f^2(x)}{2EI} dx$$

✚ **Cas encasté- appuyé charge uniformément répartie.**

On se propose d'étudier la flexion d'une poutre encastée par une de ses extrémités et appuyé de l'autre, soumise à une charge uniformément répartie q

On prendra les mêmes caractéristiques géométriques de l'exemple 1



Déterminer les actions en A et B:

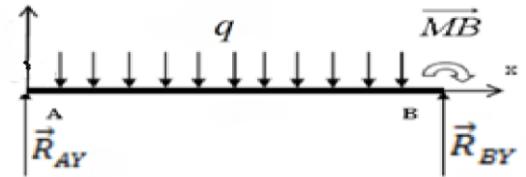
Equations de statique :

Equilibre vertical : $\vec{R}_{AY} + \vec{R}_{BY} = q \cdot L$

Equilibre de rotation:

$$\sum M_{z/b} = - \vec{R}_{AY} \cdot L + \frac{qL^2}{2} + M_B$$

On trouve $M_f(x)$:



On a, pour $0 \leq x \leq L$:

$$M_f(x) = R_{Ay} \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2}$$

Puis :

$$w = \int_0^L \frac{M_f^2(x)}{2EI} dx = \frac{1}{2EI} \left(R_A^2 \frac{L^3}{3} - qR_A \frac{L^4}{4} + q \frac{L^5}{20} \right)$$

Lorsque le déplacement vertical du point A est nul:

$$\frac{\partial w_I}{\partial R_A} = \frac{1}{2EI} \left(2 R_A \frac{L^3}{3} - q \frac{L^4}{4} \right) = 0$$

L'équation de la flèche max est décrite par la formule suivante:

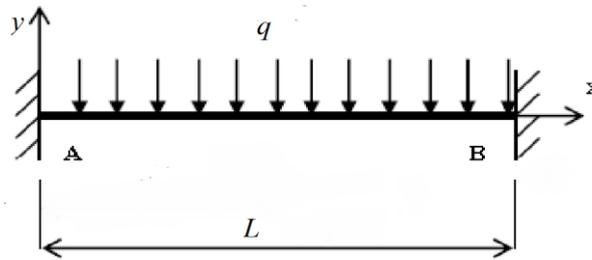
$$y(0.421L) = -\frac{qL^4}{185EI} \quad \text{avec: } I = \frac{bh^3}{12}$$

✚ Cas encastéré- encastéré charge uniformément répartie.

On se propose d'étudier la flexion d'une poutre encastérée par les deux de ses extrémités, soumise à une charge uniformément répartie q

On prendre les mêmes les caractéristiques géométriques de l'exemple 1

Par la même méthode on trouve:



Déterminer les actions en A et B:

Equations de statique :

Equilibre vertical : $\vec{R}_{AY} = \vec{R}_{BY} = \frac{qL}{2}$ (symétrie)

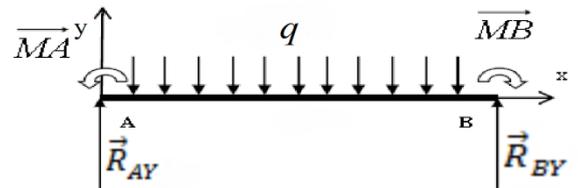
Equilibre de rotation:

$\sum M_{z/A} = 0, M_A = -M_B = \frac{qL^2}{12}$ (Symétrie)

On trouve $M_f(x)$:

On a, pour $0 \leq x \leq L$:

$$M_f(x) = R_{Ay} \cdot x - M_A - \frac{q \cdot x^2}{2}$$



L'équation de la flèche max est décrite par la formule suivante:

$$y(l/2) = -\frac{qL^4}{384EI} \quad \text{avec: } I = \frac{bh^3}{12}$$

Application numérique : flexion d'une aube

On se propose d'appliquer la théorie précédentes des quatre cas de flexion sur une aube en l'assimilant à une poutre tout en calculant la contrainte max et la flèche max pour chaque cas :

- 1- Analytiquement.
- 2 - numériquement par le logiciel **RDM6**
- 3- Comparaison des résultats analytiques et numériques

Etant donné que :

- La charge concentrée $P = 250 \text{ N}$, de longueur de section rectangulaire
- La charge uniformément répartie $q = 100 \text{ N/m}$ avec :
- Les caractéristiques géométriques : $L = 250 \text{ mm}$, $b = 100 \text{ mm}$, $h = 10 \text{ mm}$
- Le module de young $E = 210000 \text{ MPa}$

A- La solution analytique**1) Cas encastré- libre avec charge concentrée**

- la contrainte max:

$$\sigma_{max} = \left| \frac{6 M_f(x)_{max}}{bh^2} \right|$$

$$M_f(x)_{max} = PL = 250.250 = 62500 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{max} = \left| \frac{6.62500}{100 \cdot 10^2} \right| = 37,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{ou bien : } -37,5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- la flèche max:

$$\begin{aligned} y(l) &= -\frac{PL^3}{3EI} = -\frac{4PL^3}{Ebh^3} = -\frac{4 \cdot 250 \cdot 250^3}{210000 \cdot 100 \cdot 10^3} \\ &= -7,44 \cdot 10^{-1} \text{ mm} \end{aligned}$$

2) Cas encastré- libre avec charge uniformément répartie

- la contrainte max:

$$\sigma_{max} = \left| \frac{6 M_f(x)_{max}}{bh^2} \right|$$

$$M_f(x)_{max} = \frac{q \cdot x^2}{2} = \frac{100 \cdot 250^2}{2} = 3125000 N \cdot mm$$

$$\sigma_{max} = \left| \frac{6 \cdot 3125000}{100 \cdot 10^2} \right| = 1875 \frac{N}{mm^2}$$

- la flèche max:

$$y(l) = -\frac{qL^4}{8EI} = -\frac{3qL^4}{2Ebh^3} = -\frac{3 \cdot 100 \cdot 250^4}{2 \cdot 210000 \cdot 100 \cdot 10^3} = -27,9 \text{ mm}$$

3) Cas encasté - encasté avec charge uniformément répartie

- la contrainte max:

$$\sigma_{max} = \left| \frac{6 M_f(x)_{max}}{bh^2} \right|$$

$$\begin{aligned} M_f(x)_{max} &= R_{Ay} \cdot x - M_A - \frac{q \cdot x^2}{2} = \frac{qL}{2} \cdot x - \frac{qL^2}{12} - \frac{q \cdot x^2}{2} \\ &= \frac{100 \cdot 250}{2} \cdot 250 - \frac{100 \cdot 250^2}{12} - \frac{100 \cdot 250^2}{2} = -5,2083 \times 10^5 N \cdot mm \end{aligned}$$

$$\sigma_{max} = \left| \frac{6 \cdot -5,2083 \times 10^5}{100 \cdot 10^2} \right| = -312,50 \frac{N}{mm^2}$$

- la flèche max:

$$\begin{aligned} y(l/2) &= -\frac{qL^4}{384EI} = -\frac{qL^4}{384E \frac{bh^3}{12}} = -\frac{100 \cdot 250^4}{384 \cdot 210000 \cdot \frac{100 \cdot 10^3}{12}} \\ &= -5,813 \times 10^{-1} \text{ mm} \end{aligned}$$

4) Cas encasté - appuyé avec charge uniformément répartie

- la contrainte max:

$$\sigma_{max} = \left| \frac{6 M_f(x)_{max}}{bh^2} \right|$$

$$\begin{aligned} M_f(x)_{max} &= R_{Ay} \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2} = \frac{3qL}{8} \cdot x - \frac{q \cdot x^2}{2} = \frac{3 \cdot 100 \cdot 250}{8} \cdot 250 - \frac{100 \cdot 250^2}{2} \\ &= -7,8125 \times 10^5 N \cdot mm \end{aligned}$$

$$\sigma_{max} = \left| \frac{6 \cdot -7,8125 \times 10^5}{100 \cdot 10^2} \right| = -468,75 \frac{N}{mm^2}$$

- la flèche max:

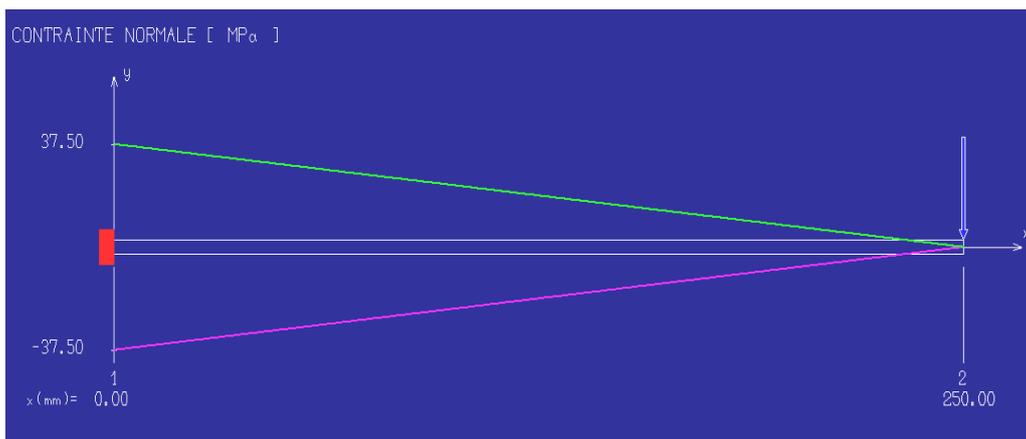
$$y(l/2) = -\frac{qL^4}{185EI} = -\frac{qL^4}{185E \frac{bh^3}{12}} = -\frac{100 \cdot 250^4}{185 \cdot 210000 \cdot \frac{100 \cdot 10^3}{12}}$$

$$= -1.206 \text{ mm}$$

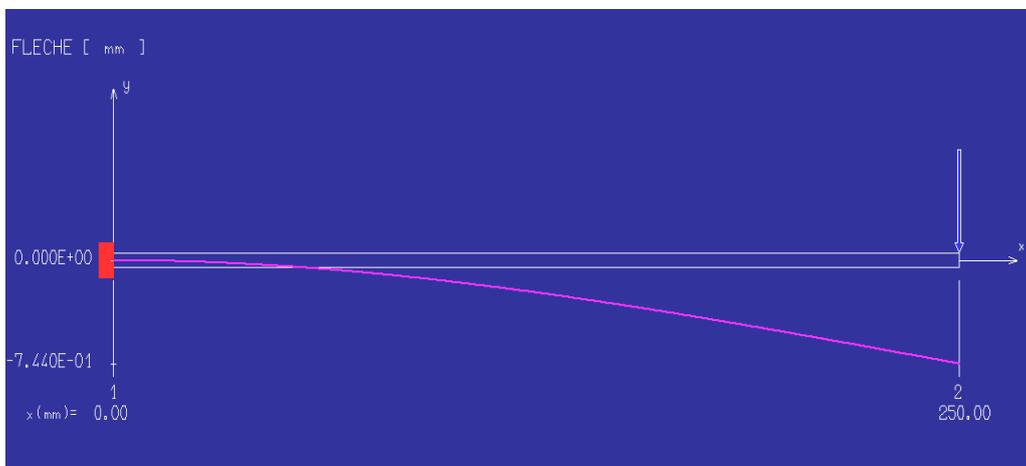
B- vérification du Solution par le logiciel RDM6:

1) Cas encasturé- libre avec charge concentrée

- la contrainte max:

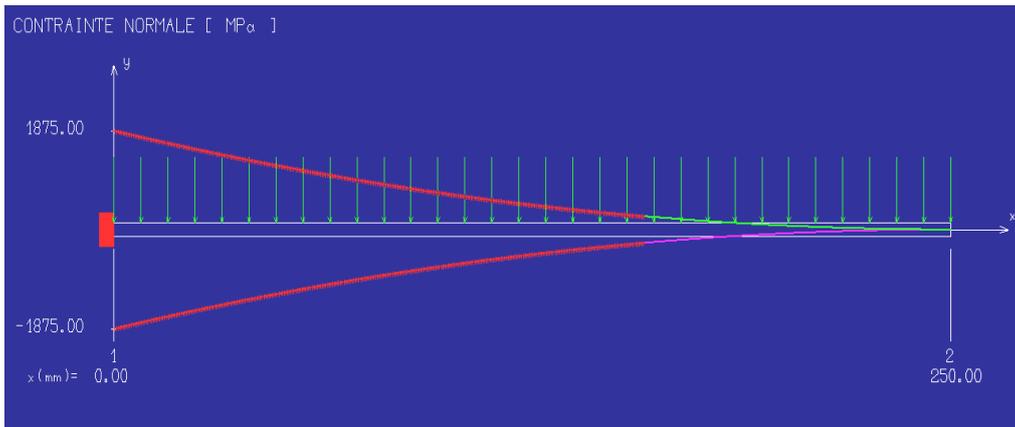


- la flèche max:

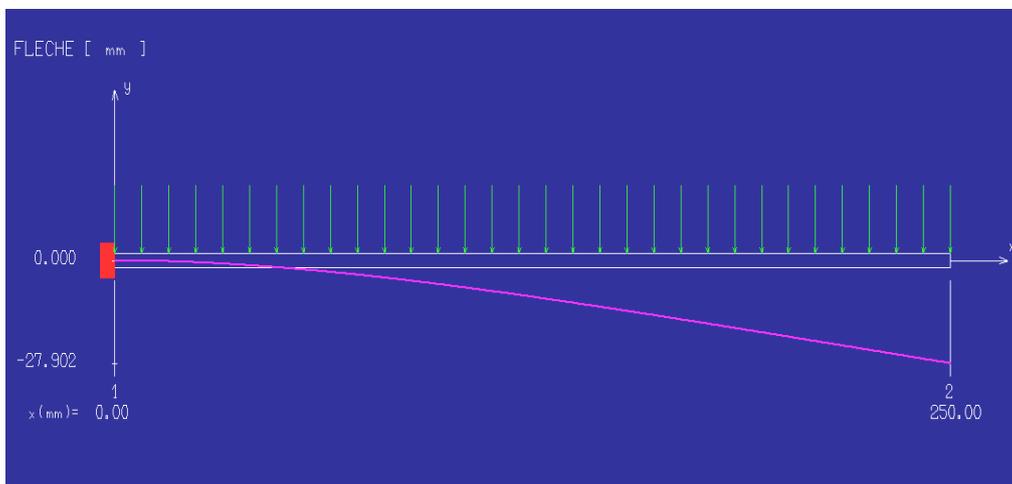


2) Cas encastré- libre avec charge uniformément répartie

- la contrainte max:

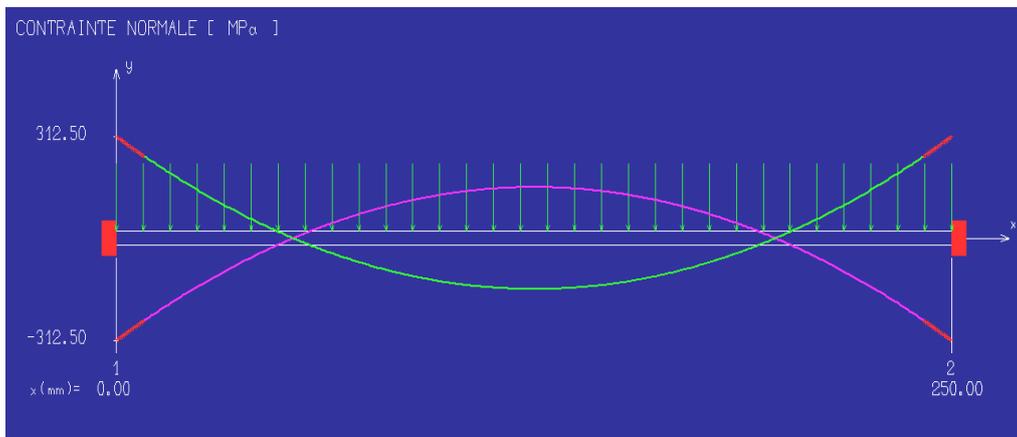


- la flèche max:

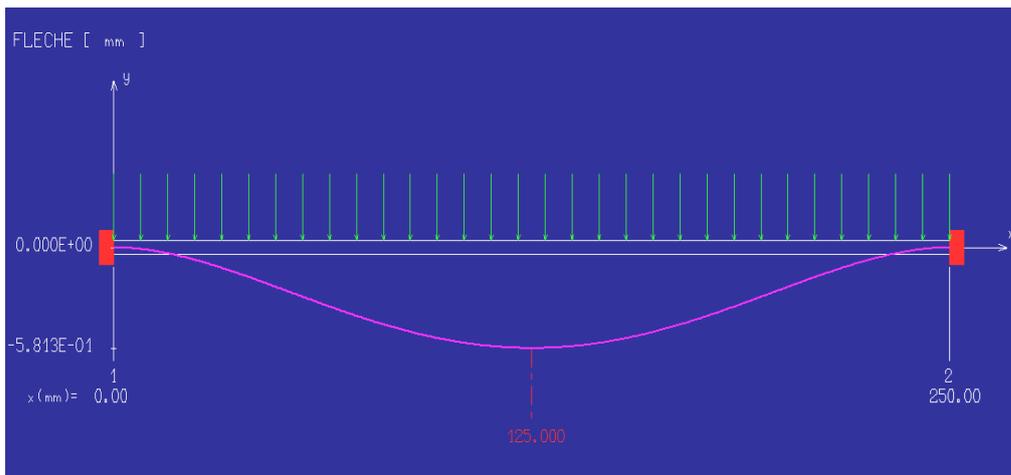


3) Cas encastré - encastré avec charge uniformément répartie

- La contrainte max:

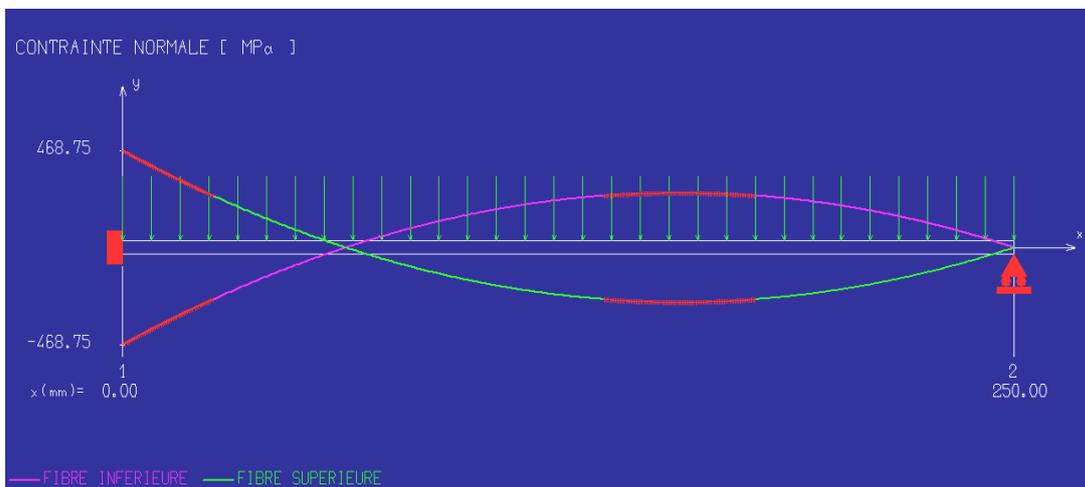


- la flèche max:

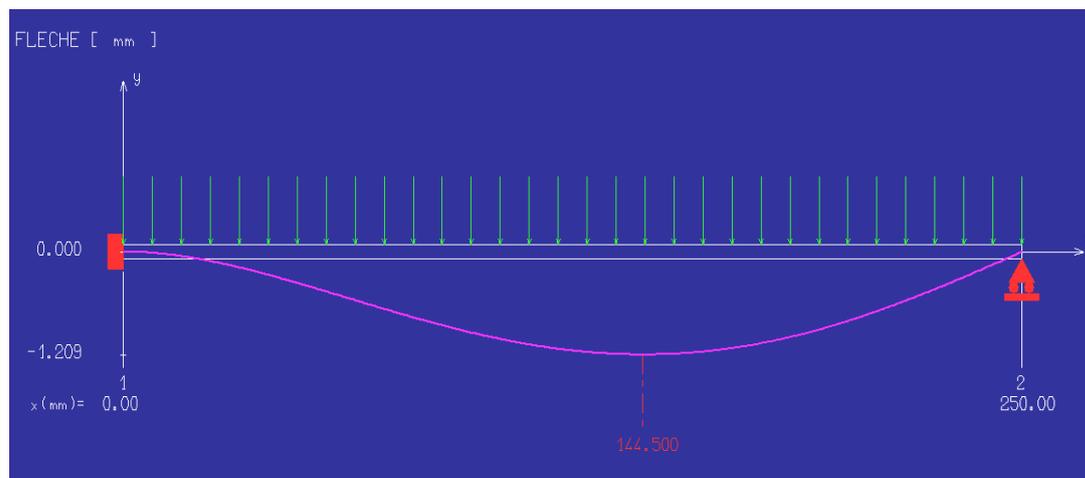


4) Cas encastré - appuyé avec charge uniformément répartie

- La contrainte max:

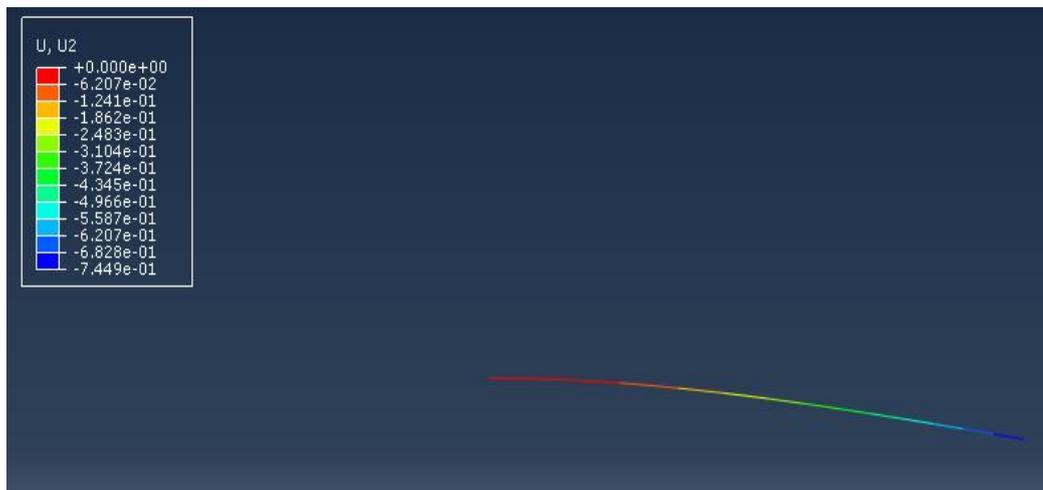


- la flèche max:

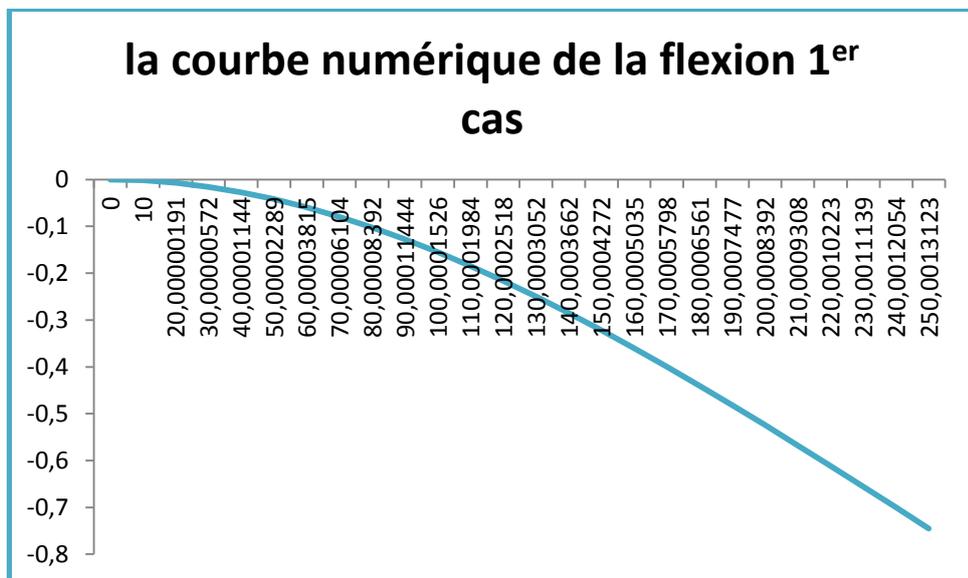


▪ **Solution numérique par élément fini (ABAQUS)**

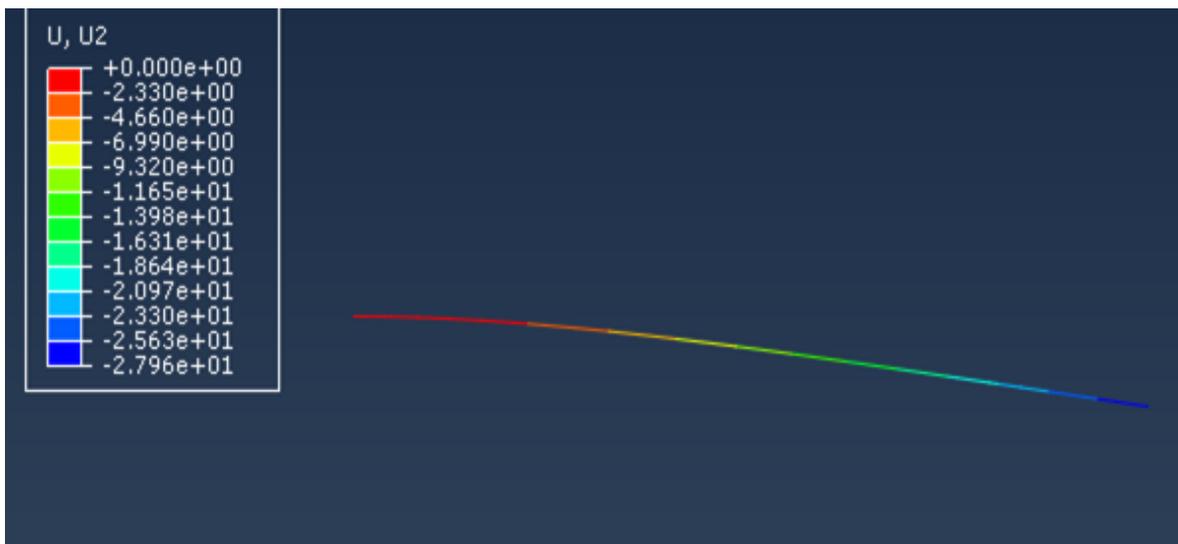
1) *Cas encasturé- libre avec charge concentrée:*



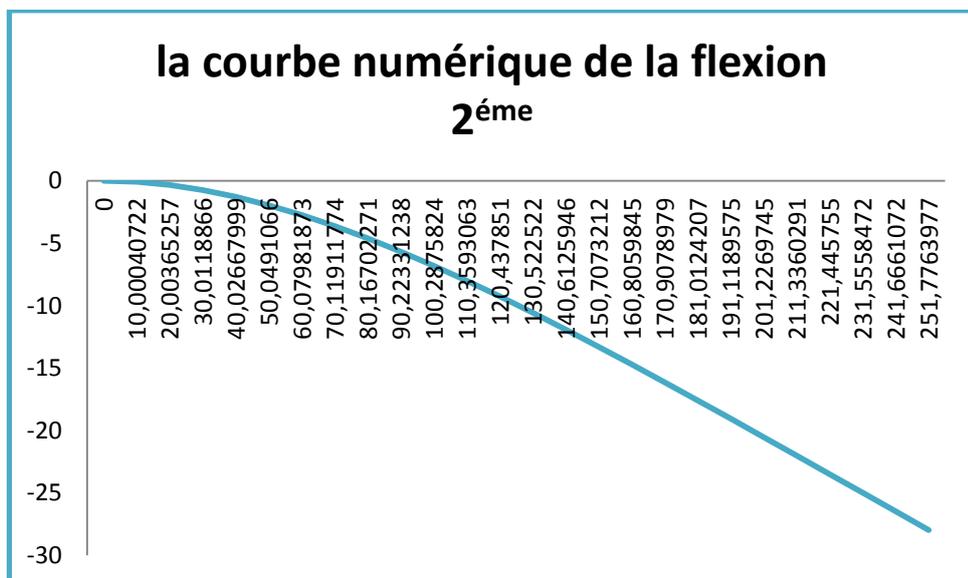
Y	x
-2,5E-34	0
-0,001	10
-0,007	20
-0,015	30,
-0,027	40
-0,041	50
-0,059	60
-0,079	70
-0,102	80
-0,127	90
-0,155	100
-0,184	110
-0,216	120
-0,249	130
-0,285	140
-0,321	150
-0,360	160
-0,399	170
-0,440	180
-0,481	190
-0,524	200
-0,567	210
-0,611	220
-0,655	230
-0,700	240
-0,744	250



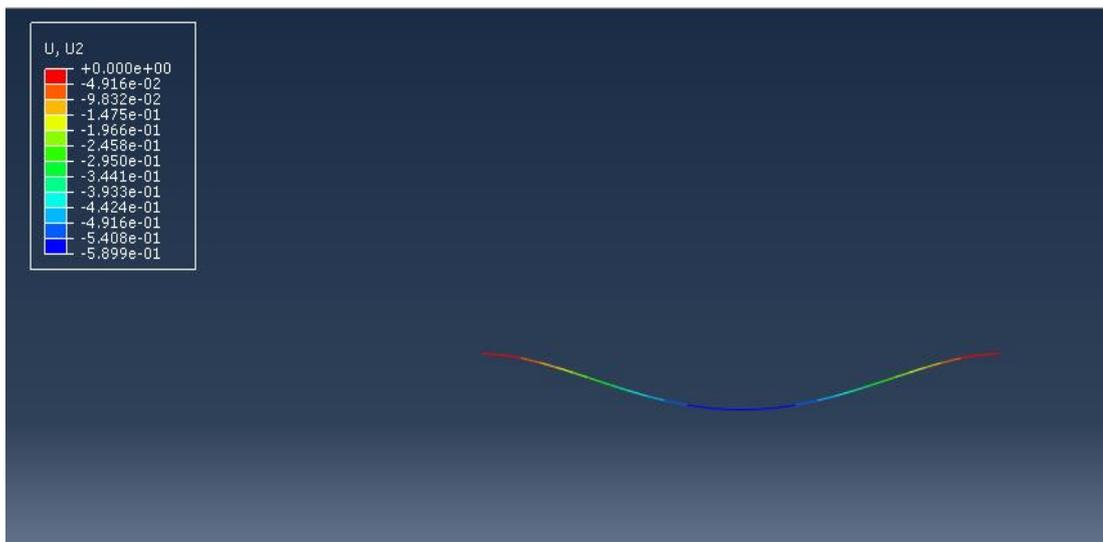
2) Cas encastré- libre avec charge uniformément répartie



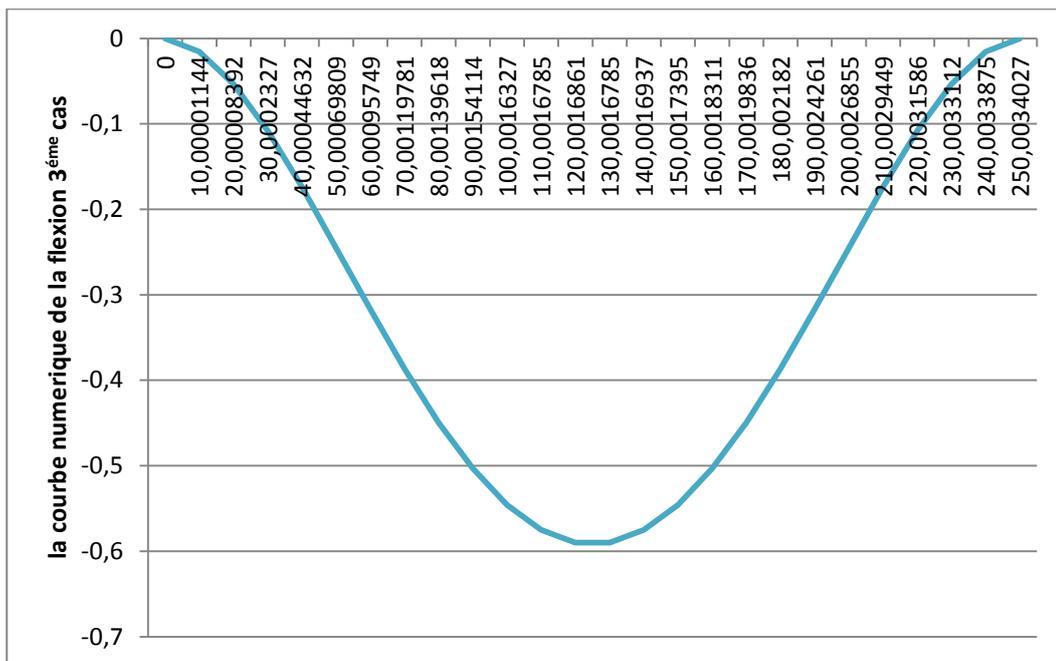
Y	x
-2,45E-32	0
-0,090	10
-0,345	20
-0,750	30
-1,295	40
-1,965	50
-2,749	60
-3,636	70
-4,616	80
-5,679	90
-6,814	100
-8,014	110
-9,270	120
-10,574	130
-11,919	140
-13,29958	150
-14,707	160
-16,139	170
-17,588	180
-19,052	190
-20,526	200
-22,006	210
-23,492	220
-24,980	230
-26,469	240
-27,958	250



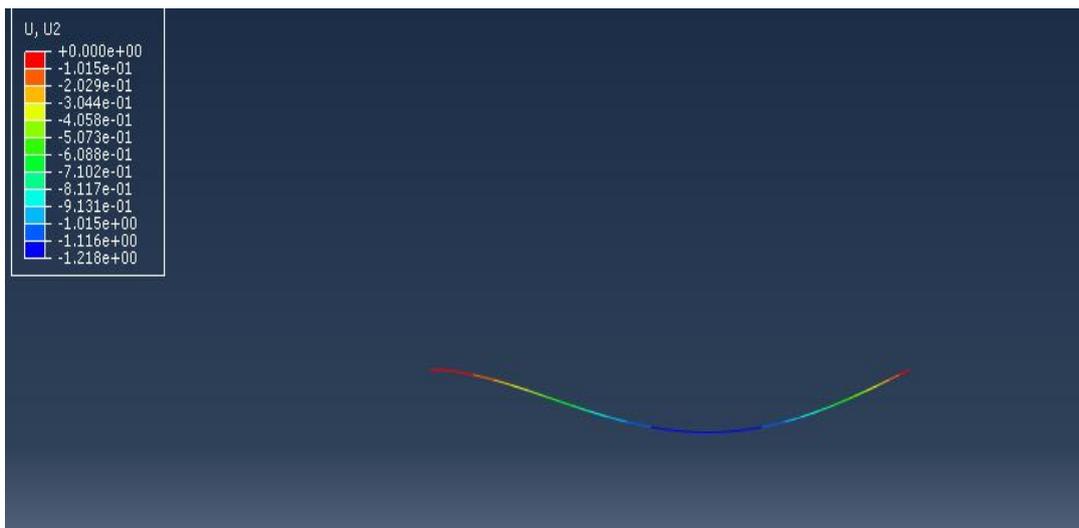
3) Cas encastré - encastré avec charge uniformément répartie



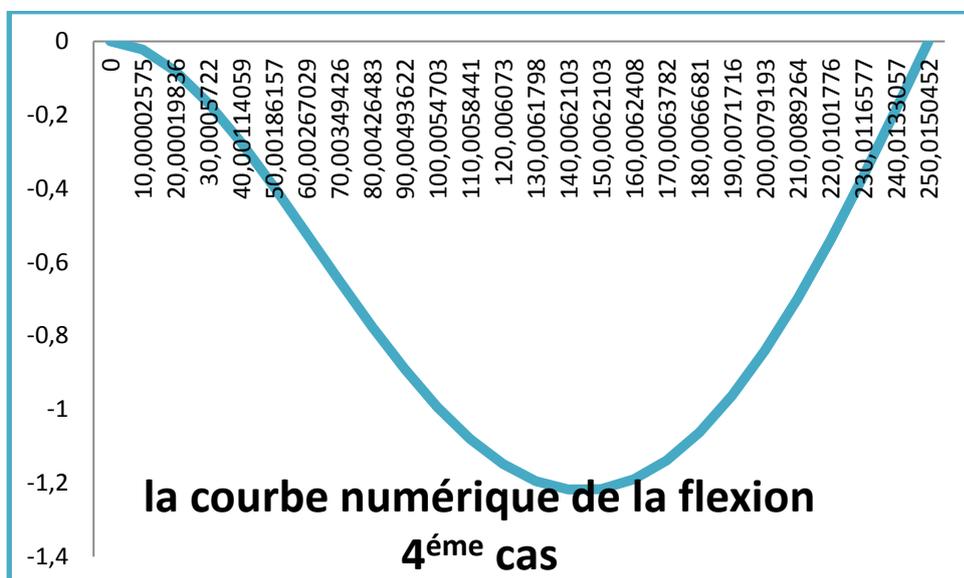
Y	x
-1,2E-32	0
-0,015	10
-0,053	20
-0,108	30
-0,173	40
-0,244	50
-0,317	60
-0,386	70
-0,449	80
-0,503	90
-0,545	100
-0,575	110
-0,589	120
-0,589	130
-0,575	140
-0,545	150
-0,503	160
-0,449	170
-0,386	180
-0,317	190
-0,244	200
-0,173	210
-0,108	220
-0,053	230
-0,015	240
-1,2E-32	250



4) Cas encastré - appuyé avec charge uniformément répartie

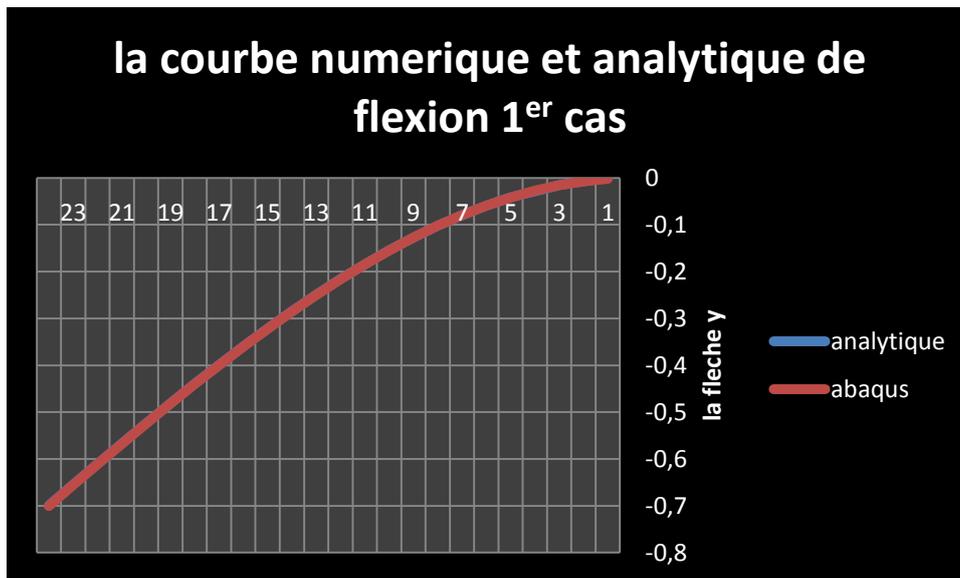


Y	x
-1,512E-32	0
-0,022	10
-0,081	20
-0,168	30
-0,274	40
-0,394	50
-0,522	60
-0,650	70
-0,774	80
-0,890	90
-0,993	100
-1,080	110
-1,148	120
-1,194	130
-1,217	140
-1,216	150
-1,189	160,
-1,138	170
-1,061	180
-0,961	190
-0,840	200
-0,698	210
-0,540	220
-0,368	230
-0,186	240
-8,884E-33	250

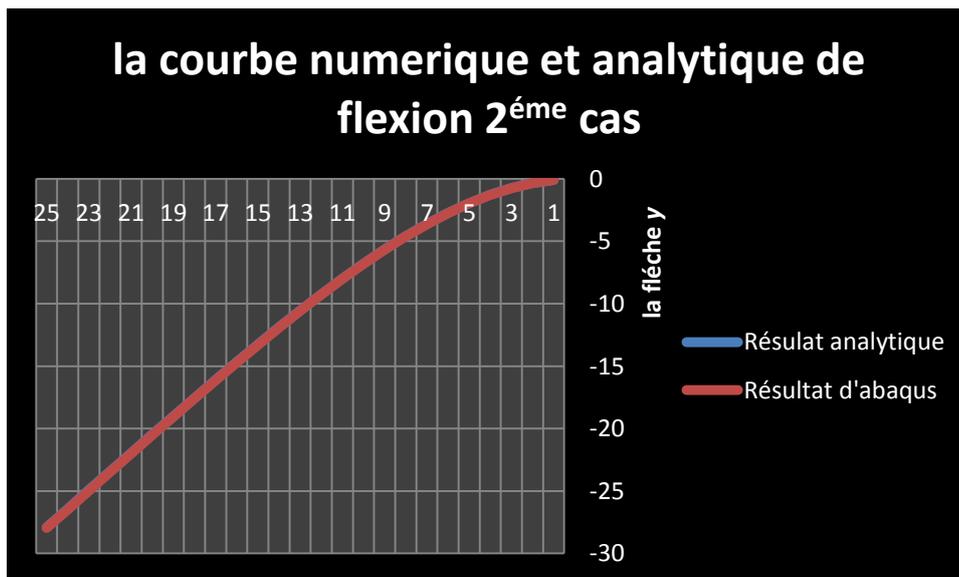


➤ *Comparaison entre Résultats analytiques et numériques*

1) Cas encastré- libre avec charge concentrée:



2) Cas encastré- libre avec charge uniformément répartie:



Conclusion

Dans ce chapitre nous avons étudié la rigidité à la flexion des aubes droites par la méthode analytique et la simulations numériques avec le logiciel RDM6 dont on a déterminé les contraintes max , les flèches max et les moments de flexion max pour différentes configurations de poutres et aubes, en effet d’après les résultats obtenus on constate qu’ils sont très proches en comparaison les deux méthodes.

**Etude dynamique
d'une aube de
turbine à vapeur**

Chapitre III

Etude dynamique d'une Aube de turbine à vapeur par la méthode analytique et vérification par ABAQUS et SOLIDWORKS

Introduction

Dans ce chapitre nous allons étudier les vibrations à la flexion des aubes droites par la méthode analytique en déterminant leurs modes propres et leurs fréquences propres comme on va effectuer des simulations numériques avec les logiciels ABAQUS et SOLIDWORKS pour différentes cas d'étude et faire une comparaison des résultats des deux méthodes.

III.1. Vibration de l'aube:

En particulier les aubes qui constituent des systèmes à masse réparties possèdent une suite indéfinie de fréquences naturelles de vibration qui sont des éléments particulièrement exposés aux dangers de la rupture résultant des efforts alternés qui se produisent lorsqu'une des fréquences propre de l'aube coïncide avec les fréquences d'excitation.

L'étude de vibration d'un aubage pose deux problèmes :

- La détermination des fréquences propre.
- L'examen des impulsions excitatrices

La comparaison des chiffres obtenus permet de déterminer des zones de résonance possibles. L'aube peut être assimilée à une poutre de section constante ou non, généralement encastree au pied dans le disque ou le rotor, mais dont les lisons en tête peuvent être de natures diverses. [11]

III.2. Modes des vibrations d'aube.

a) Les aubes isolées

L'aube libre en tête (encastree – libre) peut vibrer en flexion suivant les deux axes d'inertie de la section d'encastrement et en torsion autour de l'axe longitudinal.

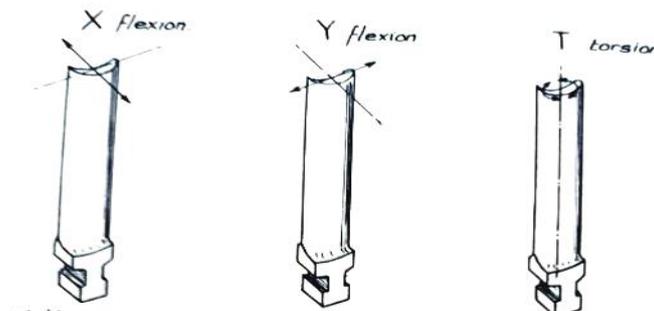


Fig.1. III. Vibration des aubes isolées. [11]

b) Vibration des aubes en paquet.

On ce qui concerne les aubes appartenant à un paquet en raison de liaison en tête, suivant qu'elles vibrent en phase ou non, la liaison d'extrémité est considérée comme un appui simple ou comme un encastrement, ou encore elle peut n'introduire qu'une masse supplémentaire. [11]

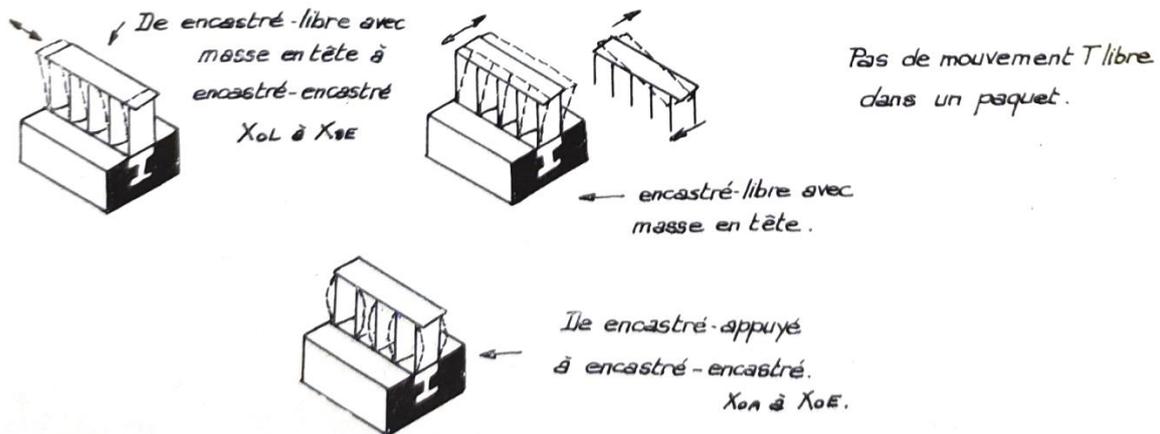


Fig.2.III. Vibration des aubes en paquet [11]

III.3. Détermination des fréquences propre de l'aube de section constante

On admet au pied de l'aubage un encastrement parfait. En tête, en considère un appui élastique et un couple de liaison résistante proportionnel à la rotation de talon. On admet en outre au talon une masse concentré M dont on néglige l'effet d'inertie de rotation.

L'équilibre de l'élément $dx = dl$

- Poids propre négligé [11]

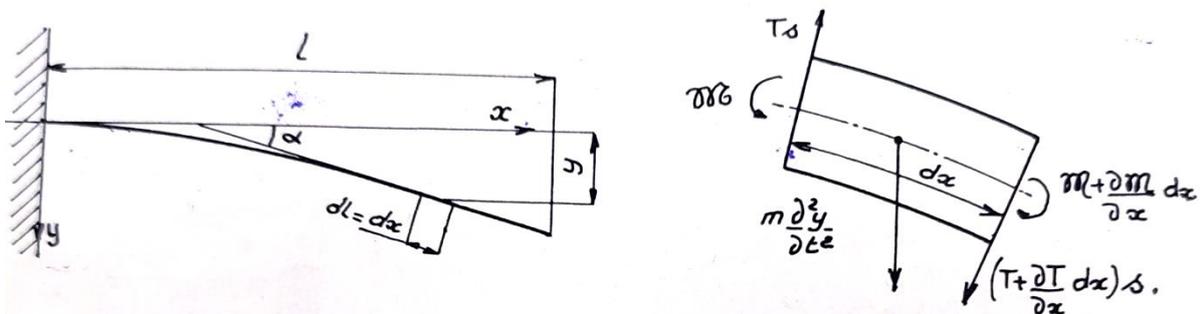


Fig.3.III. Vibration des aubes de section constante. [11]

Les efforts normaux de section s admettent une résultante nulle, la sollicitation étant une flexion plane simple.

- Équation de projection suivent y :

$$m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - Ts \cdot \cos\left(\alpha - \frac{d\alpha}{2}\right) + \left(T + \frac{\partial T}{\partial x} dx\right) s \cdot \cos\left(\alpha + \frac{d\alpha}{2}\right) = 0$$

$$\cos\left(\alpha - \frac{d\alpha}{2}\right) = \cos\left(\alpha + \frac{d\alpha}{2}\right) \approx 1 \quad \text{Petite mouvements.}$$

D'où :

$$m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{\partial T}{\partial x} dx \cdot s = 0$$

Avec :

$$m = \frac{\bar{\omega}}{g} \cdot s \cdot dx \quad \text{avec : } \bar{\omega} : \text{volume massique, } m : \text{la masse, } s : \text{la section}$$

Soit :

$$\frac{\bar{\omega}}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \dots (1)$$

Or :

$$Ts = -\frac{\partial \mathcal{M}}{\partial x} \quad \text{et} \quad \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -\frac{\mathcal{M}}{EI} \quad \text{Équation de la flexion}$$

$$T = -\frac{1}{s} \frac{\partial \mathcal{M}}{\partial x} = \frac{EI}{S} \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{EI}{S} \frac{\partial^4 y}{\partial x^4}$$

Il devient:

$$\frac{\bar{\omega}}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \frac{EI}{S} \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0$$

Soit :

$$\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \bar{k} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad \dots (2) \quad \text{avec : } \bar{k} = \frac{\bar{\omega}}{g} \frac{S}{EI}$$

Pour résoudre l'équation (2) posons : $y = z(x) \sin \omega t$

$$\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = \sin \omega t \frac{d^4 z}{dx^4} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -\omega^2 \cdot z \cdot \sin \omega t$$

2 devient:

$$\frac{d^4 z}{dx^4} - \bar{k}\omega^2 \cdot z = 0 \quad (3)$$

Dont les solutions en pose: $A^4 = \bar{k}\omega^2 = \frac{\bar{\omega}}{g} \frac{S}{EI} \cdot \omega^2$

$$z = c_1 sh Ax + c_2 ch Ax + c_3 \sin Ax + c_4 \cos Ax \quad (4)$$

Dans le cas générale la lame est encastree au pied, porte en tete une masse M concentree. En tete, egalement appui elastique de raideur K . de couple resistant C .

Condition aux limites :

- Au pied : $x = 0$ $z = 0$ $\frac{dz}{dx} = 0$

D'où :

$$c_2 + c_4 = 0 \quad (5)$$

$$c_1 + c_3 = 0 \quad (6)$$

- A l'extremite :

$$x = l$$

Couple de liaison $C \frac{\partial y}{\partial x}$ egal et oppose au moment de flexion.

$$C \frac{\partial y}{\partial x} = -\mathcal{M} = -EI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \quad \text{Soit} \quad \frac{d^2 z}{dx^2} = \frac{c}{EI} \frac{dz}{dx}$$

qui conduit à :

$$\begin{aligned} & A[c_1 sh Al + c_2 ch Al - c_3 \sin Al - c_4 \cos Al] \\ & = \frac{c}{EI} [c_1 ch Al + c_2 sh Al + c_3 \cos Al - c_4 \sin Al] \end{aligned}$$

Soit :

$$\begin{aligned} & c_1 [sh Al - \alpha ch Al] + c_2 [ch Al - \alpha sh Al] - c_3 [\sin Al + \alpha \cos Al] \\ & - c_4 [\cos Al - \alpha \sin Al] = 0 \quad \dots (7) \end{aligned}$$

Avec:
$$\alpha = \frac{Cl}{Al \cdot EI}$$

L'effort tranchant est équilibré par la raideur élastique de l'appui et la force d'inertie de la masse M .

$$Ts = Ky + M \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}$$

$$\text{Soit : } EI \frac{\partial^3 y}{\partial x^3} = Ky + M \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}$$

$$\text{Ou : } \frac{d^3 z}{dx^3} = \left(\frac{K}{EI} - \frac{M\omega^2}{EI} \right) z$$

qui conduit à:

$$\begin{aligned} A^3 [c_1 \overline{ch Al} + c_2 sh Al - c_3 \cos Al + c_4 \sin Al] \\ = \left(\frac{K}{EI} - \frac{M\omega^2}{EI} \right) (c_1 sh Al + c_2 ch Al + c_3 \sin Al + c_4 \cos Al) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Ou: } c_1 \left[ch Al - \left(\frac{K}{A^3 EI} - \frac{M\omega^2}{A^3 EI} \right) sh Al \right] + c_2 \left[sh Al - \left(\frac{K}{A^3 EI} - \frac{M\omega^2}{A^3 EI} \right) ch Al \right] - c_3 \left[\cos Al + \right. \\ \left. \left(\frac{K}{A^3 EI} - \frac{M\omega^2}{A^3 EI} \right) \sin Al \right] + c_4 \left[\sin Al - \left(\frac{K}{A^3 EI} - \frac{M\omega^2}{A^3 EI} \right) \cos Al \right] = 0 \end{aligned}$$

En posant $k' = \frac{3EI}{l^3}$ raideur de lame à la flexion, en remarquant que

$$\frac{\omega^2}{EI} = \frac{g A^4}{\bar{\omega} s} \text{ et que } M_0 = \frac{\bar{\omega}}{g} \cdot s \cdot l \quad \text{masse de lame, on obtient:}$$

$$\frac{K}{A^3 EI} - \frac{M\omega^2}{A^3 EI} = \frac{k}{k'} \cdot \frac{3}{A^3 l^3} - \frac{M}{M_0} Al = \beta \text{ et}$$

$$\begin{aligned} c_1 (ch Al - \beta sh Al) + c_2 (sh Al - \beta ch Al) - c_3 (\cos Al + \beta \sin Al) + c_4 (\sin Al - \beta \cos Al) \\ = 0 \quad \dots (8) \end{aligned}$$

Le système de l'équation 5, 6, 7 et 8 homogènes on à c_1, c_2, c_3, c_4 admet des solutions si le déterminant définis ci-dessous est nulle :

$$\Delta = 0$$

$$\Delta = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 1 & 0 \\ sh Al - \alpha ch Al & ch Al - \alpha sh Al & \sin Al + \alpha \cos Al & \cos Al - \alpha \sin Al \\ ch Al - \beta sh Al & sh Al - \beta ch Al & \cos Al + \beta \sin Al & \sin Al - \beta \cos Al \end{bmatrix} = 0$$

Soit: $-(1 + \cos Al ch Al) + \beta (\cos Al sh Al - \sin Al ch Al) + \alpha (\sin Al ch Al + \cos Al sh Al) + \alpha \beta (1 - \cos Al ch Al) = 0$

Ou: $-(1 + \cos Al ch Al) + \left[\frac{k}{k'} \cdot \frac{3}{A^3 l^3} - \frac{M}{M_0} Al \right] (\cos Al sh Al - \sin Al ch Al) + \frac{Cl}{Al \cdot EI} (\sin Al ch Al + \cos Al sh Al) + \frac{Cl}{Al \cdot EI} \left[\frac{k}{k'} \cdot \frac{3}{A^3 l^3} - \frac{M}{M_0} Al \right] (1 - \cos Al ch Al) = 0 \dots (9)$

III.4.1 Examen des cas particuliers.

Les équations des fréquences se déduisant de l'équation générale indiquée ci-dessus (9)

A. Extrémité libre, sans masse M (encastré-libre) $\longrightarrow M=0, K=0, c=0$

(9) devient: $\cos AL \cdot \text{ch}AL + 1 = 0$ (10)

On détermine graphiquement les racines de l'équation (10) en utilisant le logiciel SCIENTIFIC WORKPLACE :

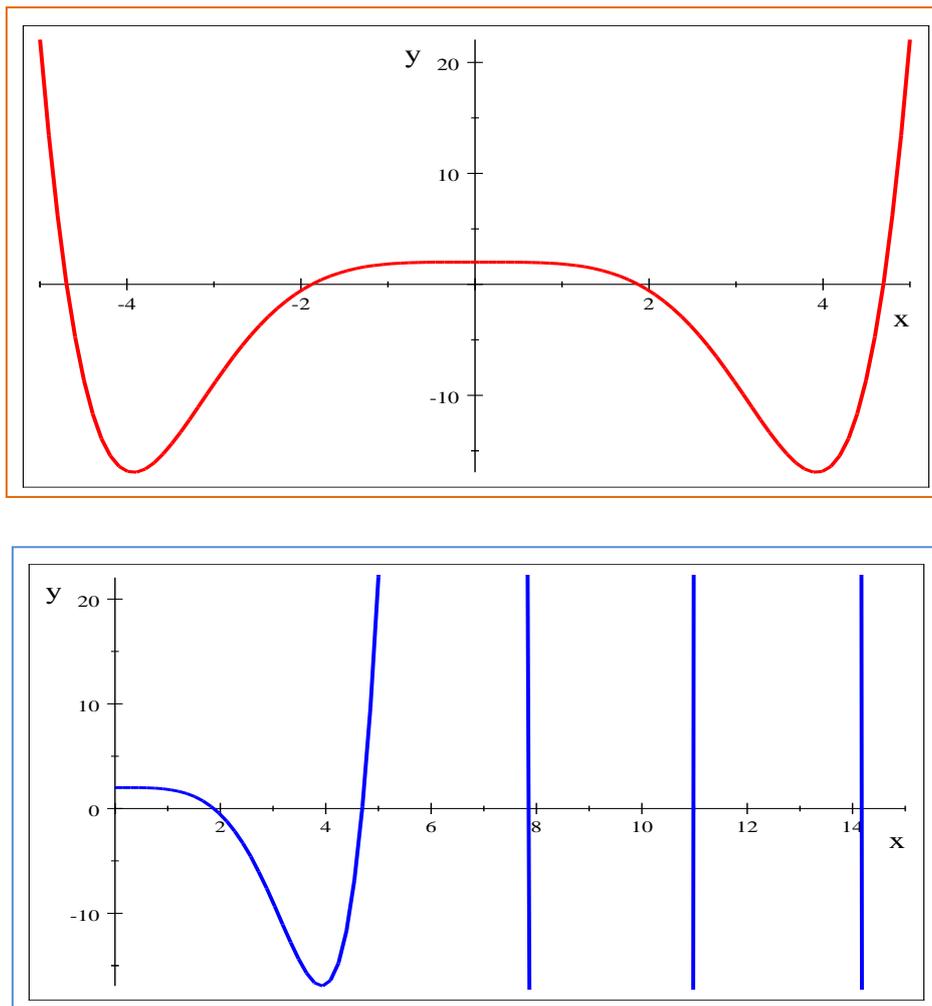


Figure III.4 Racine de l'équation aux fréquences propres (10)

Dont les racines sont :

α	1,876	4,696	7,857	10,995	14,132
----------	--------------	--------------	--------------	---------------	---------------

Tableau III.1.Les solutions graphiques de l'équation des fréquences (10)

On à :

$$AL = \left(\frac{\bar{\omega} S}{g EI} \right)^{1/4} \omega^{1/2} \cdot l$$

Ou l'expression des pulsations propres sera comme suit :

$$\omega_i = (AL)^2 \cdot \sqrt{\frac{EI}{\rho S L^4}} \quad \omega_i = (\alpha^2) \cdot \sqrt{\frac{EI}{M_0 L^3}} \quad \text{et} \quad \alpha = AL$$

i : indice indiquant l'ordre du mode vibratoire.

L'expression des fréquences propres est donnée par la relation:

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi}$$

- Pour obtenir les déformées modales, il faut utiliser les relations entre les différents coefficients c_1, c_2, c_3, c_4 déterminé par les conditions aux limites :

pour $x = 0$ on à $c_2 = -c_4$ et $c_1 = -c_3$ En utilisant ces relations dans l'équation $z'' = 0$.

$$c_4(\sinh Al_i - \sin Al_i) + c_3(\cosh Al_i + \cos Al_i) = 0$$

$$c_3 = - \frac{(\sinh Al_i - \sin Al_i)}{(\cosh Al_i + \cos Al_i)} c_4$$

La déformée du mode i de la poutre est alors donnée par :

$$z_i(x) = c_1 \left[\sin Ax_i - \sinh Ax_i - \frac{(\sinh Al_i + \sin Al_i)}{(\cosh Al_i + \cos Al_i)} (-\cosh Ax_i + \cos Ax_i) \right]$$

- **Application numérique: Calcul des fréquences propres**

1^{er} cas: Cas d' une poutre

Calcul des fréquences propres Lorsque on a considérée l'aube comme une poutre

Les données ci-dessous sont déterminées par SOLIDWORKS:

- En prend l'épaisseur max de l'aube (cas de l'exemple) comme une épaisseur de poutre. $h=10\text{mm}$.
- En prendre la même largeur de profile comme une largeur de poutre, et la même longueur. ($b=100\text{mm}$, $L=250\text{mm}$)
- Avec un moment quadratique de section :

$$I_x = 8333,3 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 8,3 \times 10^5 \text{ mm}^4$$

- Une section de l'aire : $S = 10^3 \text{ mm}^2$
- Une masse : $m = 1,9625 \text{ kg}$
- le module de Young : $E = 205000 \text{ Mpa}$
- Coefficient de poisson $\nu = 0,29$

La masse volumique $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3 = 7,85 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

- **Pour la flexion suivant l'axe y :**



Figure III.5 la flexion suivant l'axe y (poutre)

La force appliquée est perpendiculaire à l'axe x , en utilisant le moment d'inertie au centre de gravité de la section de poutre (I_x):

Résultats du calcul analytique :

Mode vibratoire	Premier	Second	Troisième	Quatrième	cinquième
Pulsation (rad/s)	829,88	5200,86	14562,66	28536,49	47173,42
Fréquence (Hz)	132,08	827,74	2317,72	4541,72	7507,88

Tableau III.2. Résultats de calcul analytique cas de poutre

Résultats du code de calcul ABAQUS (ANNEXE c) :

Mode vibratoire	Premier	Second	Troisième	Quatrième	cinquième
Pulsation (rad/s)	843,84	5236,5	24848.	39036	56484
Fréquence (Hz)	134,37	833,83	3956,7	6216,0	8994,2

Tableau III.3. Résultats de calcul de code ABAQUS cas de poutre

- *Erreurs relatives entre le calcul analytique et le calcul d'ABAQUS:*

On compare les résultats du calcul analytique et les résultats du code de calcul ABAQUS pour trouver l'erreur relative entre les deux résultats:

Mode vibratoire	Premier	Second	Troisième	Quatrième	cinquième
Fréquence analytique	132,08	827,74	2317,72	4541,72	7507,88
Fréquence Abaqus	134,37	833,83	3956,7	6216,0	8994,2
Erreur relative	0.01	0.007	0.7	0.36	0.19

Tableau III.4. Erreurs relatives entre le calcul analytique et le calcul de code ABAQUS

✓ *Conclusion*

On constate que les erreurs calculées entre la méthode analytique et numérique concernant la poutre sont très minimisées surtout pour les premiers modes; ce qui prouve une très bonne concordance des résultats entre ces deux méthodes et l'influence de type de maillage et le choix de la taille de l'élément.

2^{ème} cas: Cas d' une Aube :

Calcul des fréquences propres d'une aube droite (section constante) avec les données ci-dessous déterminé par SOLIDWORKS (ANNEXE A):

- Centre de gravité de profile : (millimètres)

$$\begin{aligned} X &= 42,97 \\ Y &= 4,98 \\ Z &= 250,00 \end{aligned}$$

- Une longueur $l = 250 \text{ mm} = 0,25\text{m}$
- Une section de profile : $S = 635,47 \text{ mm}^2 = 6,3547 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$
- Le module de Young : $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2 = 210000 \text{ Mpa}$
- Coefficient de poisson $\nu = 0,29$
- La masse volumique $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3 = 7,85 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$
- $M_0 = 1285,52 \text{ g} = 1,285 \text{ kg}$
- Moment d'inertie de la profile de l'aube, au centre de gravité (mm^4):

$$\begin{aligned} I_x &= 4696,71(\text{mm}^4) \\ I_y &= 321600,19(\text{mm}^4) \end{aligned}$$

- Pour la flexion suivant l'axe y :



Figure III.6 la flexion suivant l'axe y (aube)

La force appliqué est perpendiculaire a l'axe x, en utilise le moment d'inertie au centre de gravité de profile d'aube (I_x):

Résultats du calcul analytique :

Mode vibratoire	Premier	Second	Troisième	Quatrième	cinquième
Pulsation (rad/s)	761,97	4775,28	13371,01	26201,38	43313,28
Fréquence (Hz)	121,27	760,01	2128,06	4170,07	6893,52

Tableau III.5. Résultats de calcule analytique cas d'une aube

Résultats du code de calcul ABAQUS (ANNEXE c) :

Mode vibratoire	Premier	Second	Troisième	Quatrième	cinquième
Pulsation (rad/s)	787,32	4803,0	23302	34212	46145
Fréquence (Hz)	125,37	764,81	3710,5	5447,7	7348,0

Tableau III.6. Résultats de calcul de code ABAQUS cas d'une aube

Erreurs relatives entre les résultats analytique et les résultats de code de calcul ABAQUS:

On compare les résultats du calcul analytique et les résultats du code de calcul ABAQUS pour trouver l'erreur relative entre les deux résultats:

Mode vibratoire	Premier	Second	Troisième	Quatrième	cinquième
Fréquence analytique	121,27	760,01	2128,06	4170,07	6893,52
Fréquence Abaqus	125,37	764,81	3710,5	5447,7	7348,0
Erreur relative	0.03	0.006	0.74	0.30	0.06

Tableau III.7. Erreurs relatives entre le calcul analytique et le calcul de code ABAQUS

Conclusion

On constate que les erreurs calculées entre la méthode analytique et numérique concernant l'aube sont très minimisées surtout pour les premiers modes; ce qui prouve une très bonne concordance des résultats entre ces deux méthodes et l'influence de type de maillage et le choix de la taille de l'élément.

Erreurs relatives entre le cas du poutre et d'aube:

(On prend en considération les résultats de la simulation par ABAQUS)

On compare les résultats du code de calcul ABAQUS pour le cas de poutre et le cas d'aube pour trouver l'erreur relative entre les deux résultats:

Mode vibratoire	Premier	Second	Troisième	Quatrième	cinquième
Fréquencecas d'aube	125,37	764,81	3710,5	5447,7	7348,0
Fréquence Cas de poutre	134,37	833,83	3956,7	6216,0	8994,2
Erreur relative	0,06	0,08	0,06	0,12	0,18

Tableau III.8. Erreurs relatives entre les résultats des fréquences de 1^{er} et 2^{ème} cas

✓ *Conclusion*

Pour que les résultats des deux forme soit très proche d'eux même on a pris leurs dimensions proportionnelles qui corresponds a la théorie d'égale résistance.

Après calcul On a trouvé que les erreurs calculées entre la poutre et l'aube sont très minimisées surtout pour les premiers modes; ce qui prouve une très bonne concordance des résultats entre ces deux modèles géométriques.

Les cinq premiers modes propres de vibration de l'aube sont représentés sur les figures suivantes :

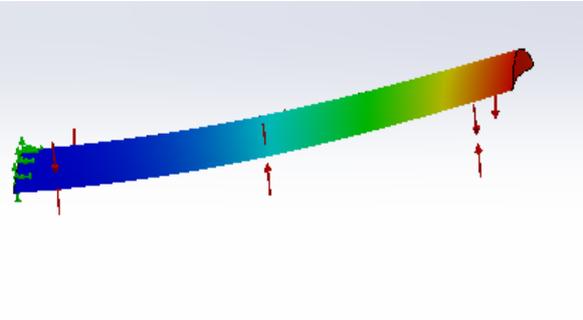
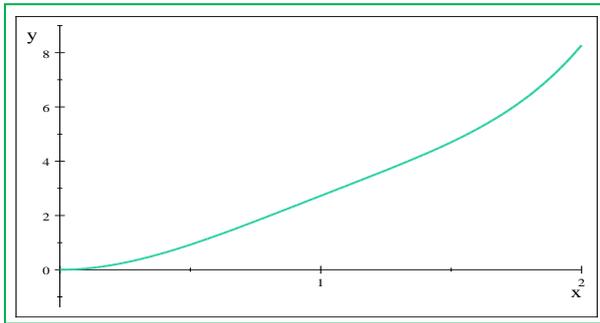


Figure III.7 Déformée modale 1

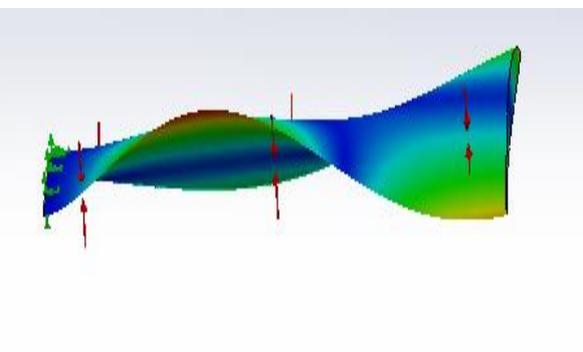
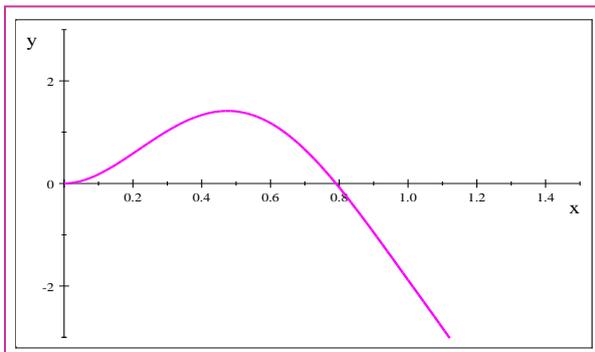


Figure III.8 Déformée modale 2

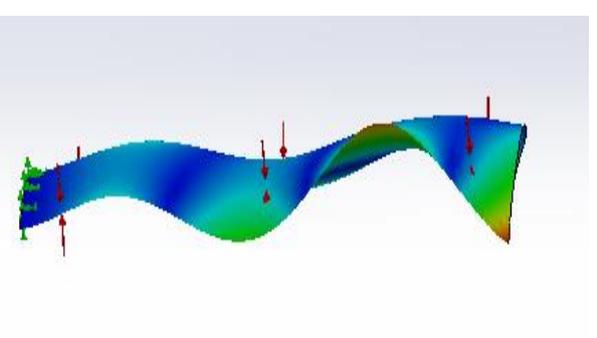
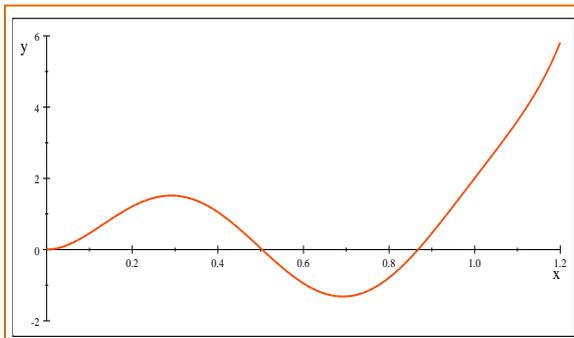


Figure III.9 Déformée modale 3

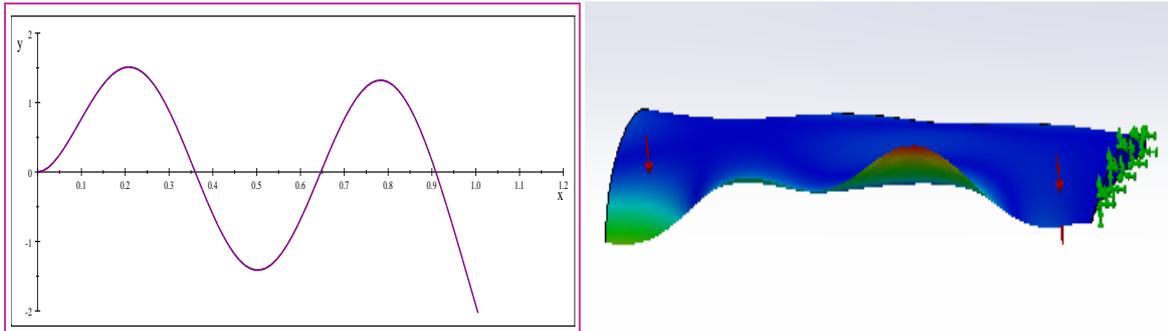


Figure III.10 Déformée modale 4

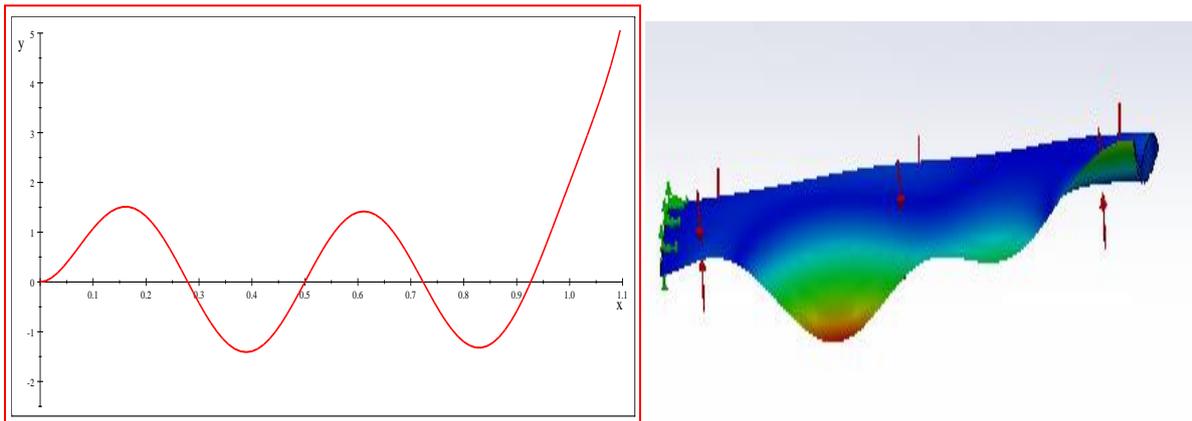


Figure III.11 Déformée modale 5

B. Extrémité libre avec masse M , $K=0$, $C=0$. (encastre-libre)

$$1 + \cos AL \operatorname{ch} AL + \frac{M}{M_0} Al (\cos Al \operatorname{sh} Al - \sin Al \operatorname{ch} Al) = 0$$

Soit :

$$-\frac{M}{M_0} Al = \frac{1 + \cos AL \operatorname{ch} AL}{\cos Al \operatorname{sh} Al - \sin Al \operatorname{ch} Al} \quad \dots (11)$$

Le diagramme fig. a sur lequel on a tracé les fonctions:

$$y_1 = -\frac{M}{M_0} Al \quad \text{et} \quad y_2 = \frac{1 + \cos AL \operatorname{ch} AL}{\cos Al \operatorname{sh} Al - \sin Al \operatorname{ch} Al}$$

• $y_2 = \frac{1 + \cos AL \operatorname{ch} AL}{\cos AL \operatorname{sh} AL - \sin AL \operatorname{ch} AL}$:

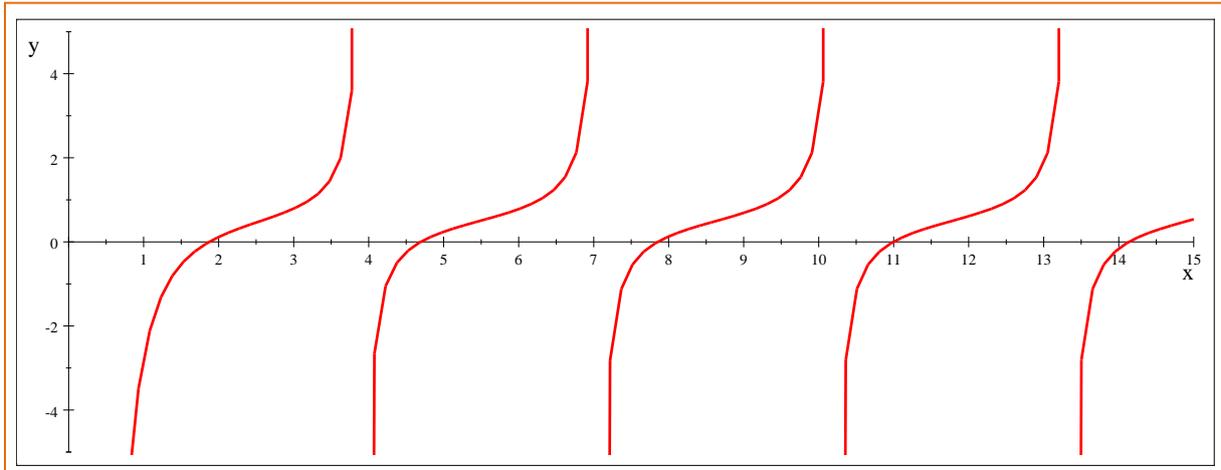


Figure III.12 graphe de l'harmonique 2

Donne les solutions pour diverses valeurs de M/M_0 variant de 0.1 à 1.5 jusqu'à l'harmonique 2.

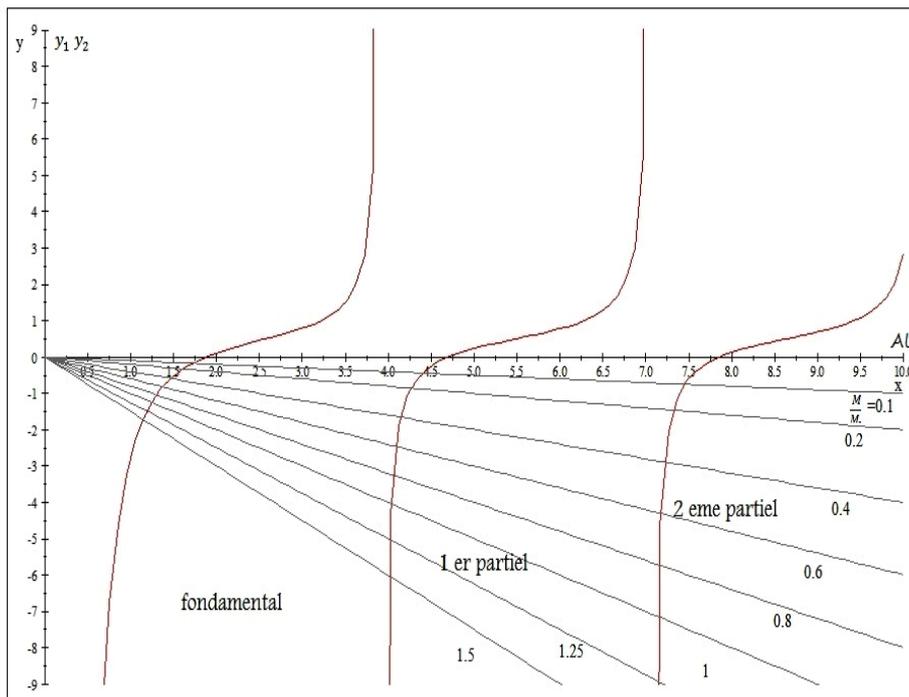


Figure III.13 Détermination des fréquences propres de l'aube d'une section constante

- **Application numérique:**

- pour l'extrémité libre avec masse M ou: $\frac{M}{M_0} = 0.5$

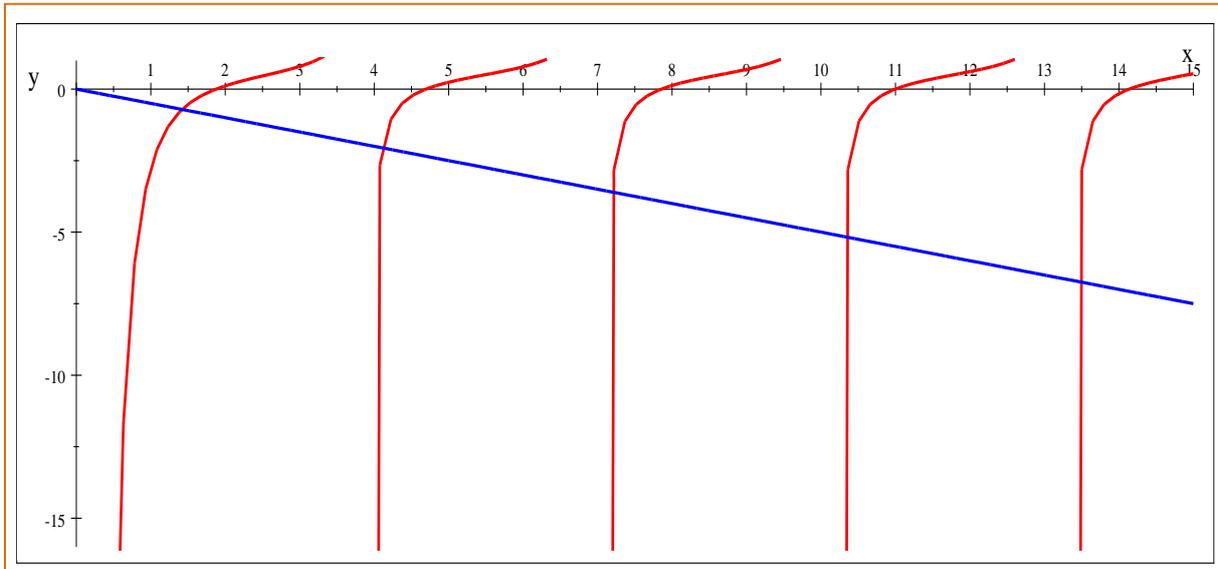


Figure III.14 solution graphique de l'équation (11) (cas de l'application)

Dont les racines sont :

α	1,415	4,112	7,190	10,2988	13,421
----------	-------	-------	-------	---------	--------

Tableau II.9. Les solutions graphiques de l'équation des fréquences (11) (cas de l'application)

Calcul des fréquences propres d'une aube droite (section constante) avec les données ci-dessous déterminé par SOLIDWORKS (ANNEXE A):

- Centre de gravité de profilé : (millimètres)
 - $X = 42,97$
 - $Y = 4,98$
 - $Z = 250,00$
- Une longueur $l = 250 \text{ mm} = 0,25\text{m}$
- Une section de profilé : $S = 635,47 \text{ mm}^2 = 6,3547 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$
- Le module de Young : $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2 = 210000 \text{ Mpa}$
- Coefficient de poisson $\nu = 0,29$
- La masse volumique $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3 = 7,85 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$
- $M_0 = 1285,52 \text{ g} = 1,285 \text{ kg}$
- $M = 0,6425 \text{ kg}$
- Moment d'inertie de la profilé de l'aube, au centre de gravité (mm^4):
 - $I_x = 4696,71(\text{mm}^4)$
 - $I_y = 321600,19(\text{mm}^4)$

Résultats du calcul analytique :

Mode vibratoire	Premier	Second	Troisième	Quatrième	cinquième
Pulsation (rad/s)	433,91	3664,37	11203,45	22986,21	39035,88
Fréquence (Hz)	69,06	583,20	1783,08	3658,37	6212,75

Tableau III.10. Résultats de calcul analytique cas encasté libre avec masse M

Résultats du code de calcul SOLIDWORKS (ANNEXE B) :

Mode vibratoire	Premier	Second	Troisième	Quatrième	cinquième
Pulsation (rad/s)	452,66	3704,8	10870,0	23035	41862
Fréquence (Hz)	72,08	589,94	1730,9	3668	6666

Tableau III.11. Résultats de calcul de code SOLIDWORKS cas encasté libre avec masse M

Erreurs relatives entre les résultats analytiques et les résultats obtenus par SOLIDWORKS:

On compare les résultats du calcul analytique et les résultats du code de calcul SOLIDWORKS pour trouver l'erreur relative entre les deux résultats:

Mode vibratoire	Premier	Second	Troisième	Quatrième	cinquième
Fréquence analytique	69,06	583,20	1783,08	3658,37	6212,75
Fréquence SOLIDWORKS	72,08	589,94	1730,9	3668	6666
Erreur relative	0,04	0,01	0,01	0,01	0,01

Tableau III.12. Erreurs relatives entre le calcul analytique et le calcul de code SOLIDWORKS

Conclusion

On a utilisé l'étude de simulation SolidWorks pour la configuration encasté porté une masse M a son extrémité parce qu'il contient un complément d'étude de la masse a distance et pour varier notre connaissances en utilisant différentes logiciels de simulation.

Après calcul et simulation on a constaté que les erreurs calculées entre la méthode analytique et numérique concernant l'aube sont très minimisées surtout pour les premiers modes; ce qui

prouve une très bonne concordance des résultats entre ces deux méthodes et l'influence de type de maillage et le choix de la taille de l'élément entre en jeu.

III.5 analyses des forces aérodynamique applique sur l'aube.

Influence de la force centrifuge.

La force centrifuge a pour effet de raidir l'ailette et d'accroître la fréquence propre. On peut employer la formule de Scharffenberg qui n'est rigoureusement valable que dans le cas particulier d'une aube de section constante encastrée avec l'autre extrémité libre.

$$\omega^2 = \omega_0^2 + \Omega^2 \left[2 \frac{R}{L} - \frac{1}{2} \right]$$

ω : Pulsation compte tenu de la force centrifuge.

ω_0 : Pulsation sans tenir compte de l'influence de la force centrifuge.

Ω : vitesse angulaire de la roue mobile.

R : rayon moyen, L longueur de l'aube.

Lorsque la rigidité provoquée par la force centrifuge devient prépondérante devant la rigidité propre de l'ailette ce qui peut être le cas pour certaines de section uniforme ou non se ramène à la détermination des figures de vibration d'une chaîne suspendue par son extrémité et soumise à la pesanteur.

La force centrifuge appliquée à un élément d'ailette de longueur dx et de masse $\frac{\bar{\omega}}{g} \cdot S \cdot dx$ est :

$$\frac{\bar{\omega}}{g} \cdot S \cdot dx (R - x) \Omega^2$$

La tension provoquée dans une section à la distance x est :

$$T = \frac{\bar{\omega}}{g} \Omega^2 \cdot \int_0^x (R - x) S \cdot dx$$

Les formes d'ailettes habituellement utilisées sont telles que la fonction $T(x)$ peut sensiblement être représentée par une droite :

$$T(x) = \alpha \frac{P}{g} \Omega^2 \cdot R \cdot x \quad (1)$$

En posant P, l (poids et longueur de l'ailette) et α coefficient à déterminer fonction de la forme de l'aube.

Si la rigidité de l'aube peut être négligée vis-à-vis des efforts centrifuges l'étude revient à celle d'une chaîne suspendue pour laquelle:

$$T(x) = P \cdot x \quad (2)$$

Pour passer 2 à 1 il suffit de remplacer dans l'étude de la chaîne l'accélération de la pesanteur g par l'accélération centrifuge: $\alpha \Omega^2 \cdot R$

La figure b précise les actions appliquées à un élément de chaînette traduit par une équation de projection conduit à :

$$x \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + \frac{\partial y}{\partial x} = \frac{1}{g} \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \quad (3)$$

Qui, en admettant la vibration propre de la chaînette définie par:

$$y = z(x) \sin \omega t$$

Devient :

$$x \frac{d^2 z}{dx^2} + \frac{dz}{dx} - \frac{\omega^2}{g} z = 0 \quad (4)$$

Dont la solution est exprimée par une série entière :

$$z = a_0 + a_1 \cdot x + a_2 x^2 \dots + a_n x^n$$

Dont les coefficients obtenus par identification donnent :

$$z = 1 - \frac{\omega^2}{g} x + \left(\frac{\omega^2}{g}\right)^2 \frac{x^2}{2^2} - \left(\frac{\omega^2}{g}\right)^3 \frac{x^3}{2^2 \cdot 3^2} \dots + (-1)^n \left(\frac{\omega^2}{g}\right)^n \frac{x^n}{2^2 \cdot 3^2 \cdot 4^2 \dots n^2}$$

Qui doit satisfaire aux conditions aux limites, en particulier: $x = l, y = 0$,

Soit $z(l) = 0$. d'où l'équation:

$$z = 1 - \frac{\omega^2}{g} l + \left(\frac{\omega^2}{g}\right)^2 \frac{l^2}{2^2} - \left(\frac{\omega^2}{g}\right)^3 \frac{l^3}{2^2 \cdot 3^2} \dots + (-1)^n \left(\frac{\omega^2}{g}\right)^n \frac{l^n}{2^2 \cdot 3^2 \cdot 4^2 \dots n^2}$$

Qui donne les pulsations des mouvements d'oscillations propres, les trois premières solutions sont:

$$\frac{\omega^2 \cdot l}{g} = 1.446 \dots 7.619 \dots 18.69$$

Conclusion générale

Ce travail de mémoire a traité en premier lieu une étude statique d'une aube de turbine axiale considérée comme poutre de différentes configurations, dont on a calculé les contraintes max, les flèches max et les moments de flexion max pour différentes configurations de poutres et d'aubes fini par comparaison des résultats.

Ensuite on a entamé une étude dynamique d'une aube par deux approches analytique et numérique par le code de calcul par éléments finis ABAQUS et SolidWorks

- Suite à cette étude nous nous sommes parvenu aux résultats suivants :

on a déterminé les contraintes max, les flèches max et les moments de flexion max pour différentes configurations de poutres et aubes, par l'étude statique analytique et numérique avec le logiciel RDM6.

Calcul et détermination des pulsations et des fréquences naturelles des aubes analytiquement à partir de la résolution des équations différentielles du mouvement analytiquement par la méthode de Euler et numériquement grâce au codes de calculs par éléments finis ABAQUS, RDM6, SolidWorks.

Le comportement vibratoire des aubes est fortement influencé par le facteur de forme (rapport longueur/largeur).

Les résultats du calcul analytique et numérique sont en parfaites concordances, ce qui permet de valider l'approche numérique.

En plus des résultats trouvé nous avons pu grâce à ce travail, compléter les lacunes de notre formation et nous somme parvenu à apprendre et voir même maitriser quelques logiciels (ABAQUS, RDM6, SolidWorks, EXCEL...etc.).



Annexe A

Annexe A

Détermination des caractéristiques géométriques d'une aube avec SOLIDWORKS.

Les caractéristiques géométriques de l'aube telle que:

- La section.
- Les moments.
- Le centre de gravité.

Reste toujours la base dans tous calculs de résistance mécanique ou vibratoire, Le travail que nous présentons dans cette annexe a pour but de déterminer les caractéristiques géométriques d'une aube Avec **SOLIDWORKS** :

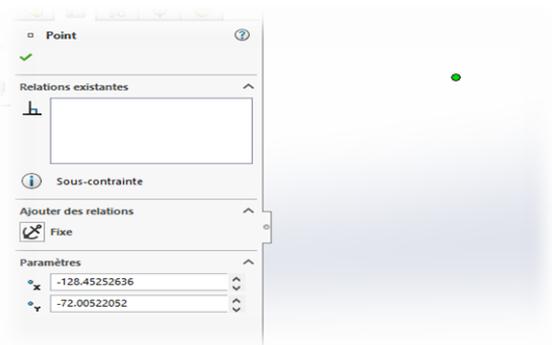
Conception d'une aube sur SOLIDWORKS:

- Création de profil d'une aube:

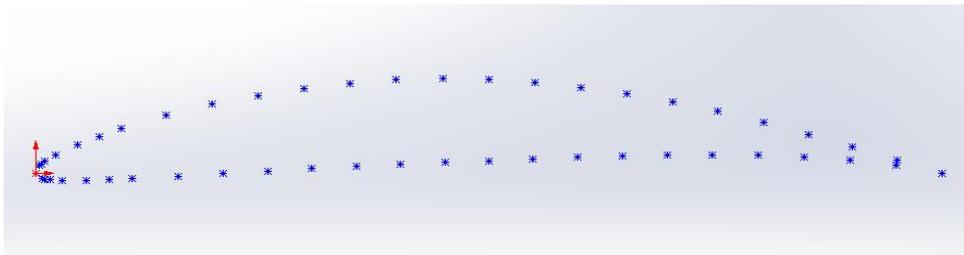
Ce tableau présente les coordonnées des points de profile : **Naca 65 (fi=28.63)**

Intrados		Extrados	
x	Y	x	Y
0	0	0	0
0,68897028	-6,22E-01	0,31102972	0,87542346
0,97698291	-0,714083	0,52301709	1,09379174
1,53181243	-0,8197935	0,96818757	1,44925279
2,86971694	-0,908956	2,13028306	2,15096904
5,48444219	-0,9140565	4,51555782	3,33077316
8,05630618	-0,8255264	6,94369382	4,35023724
10,6013185	-0,6966582	9,39868147	5,26321297
15,6344998	-0,3837561	14,3655002	6,83759166
20,6146207	-0,0560186	19,3853793	8,13829415
25,5566894	0,25905601	24,4433106	9,19596955
30,4707691	0,55068799	29,5292309	10,024014
35,3652417	0,81127097	34,6347583	10,6321415
40,2470549	1,04150033	39,7529451	11,0212759
45,1227115	1,25548677	44,8772885	11,1784522
50	1,46679212	50	11,0907921
54,8879945	1,68835439	55,1120055	10,7455846
59,7949781	1,89046042	60,2050219	10,1723158
64,7268847	2,04984949	65,2731153	9,393563
69,6878682	2,14682401	70,3121318	8,42787798
74,6805495	2,16333506	75,3194505	7,29169051
79,7052254	2,07612457	80,2947747	6,00615098
84,7602885	1,86281975	85,2397115	4,59101579
89,8397803	1,48928141	90,1602197	3,07727339
94,9319066	0,91003083	95,0680934	1,50668581
100	0	100	0

- Ouvrir une nouvelle pièce :
- Sélectionner le plan de dessus.
- cliquer sur la fonction **point**  et entrer les coordonnées de ces points représentées dans le tableau(x, y), en utilisant la fonction **fixe**  **Fixe** pour fixer les point :

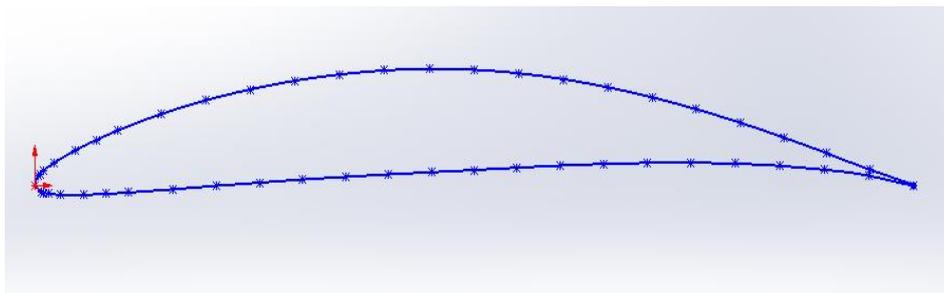


 Vous devez avoir :



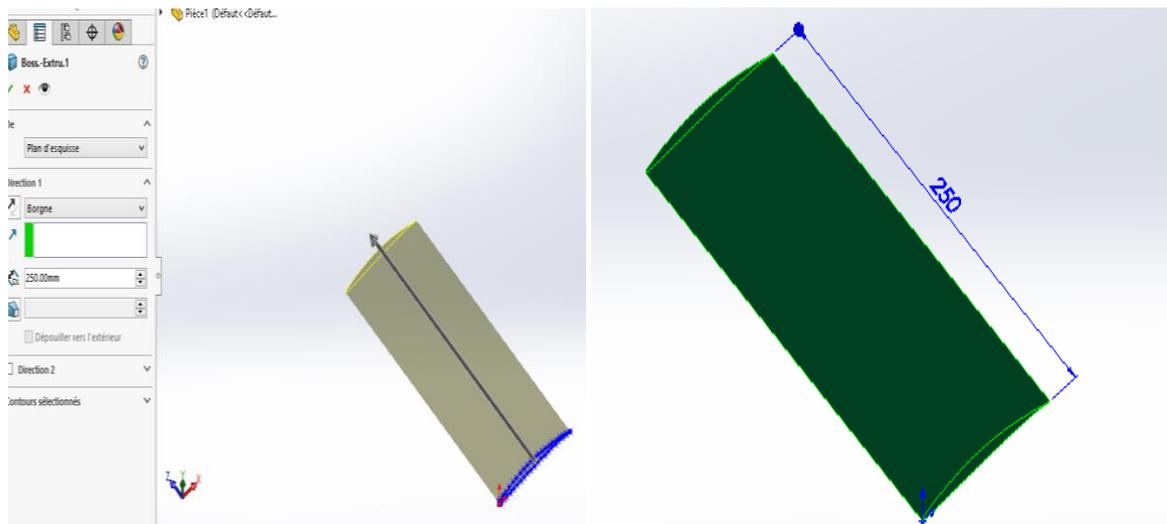
 Cliquer sur la fonction **spline**  et Tracez la ligne en respectant l'ordre des points

 vous devez avoir :



-En fin en ajoutant la matière par la fonction **bossage**  : entrer la valeur de la longueur

 Vous devez avoir :



▪ Choix du matériaux :

- Cliquer sur la fonction matériaux , choisir : éditer le matériau,
Choisir ou ajouter un matériau de la bibliothèque suivante, avec les propriétés mécanique nécessaires:(Ces propriétés que nous avons utilisé pour le calcul analytique et numérique)

Matériau

Acier

- 1023 Tôle d'acier au carbone (SS)
- 201 Acier inoxydable recuit (SS)
- A286 Superalliage à base de fer
- AISI 1010 Barre d'acier laminée à chaud
- AISI 1015 Acier étiré à froid (SS)
- AISI 1020
- AISI 1020 Acier laminé à froid
- AISI 1035 Acier (SS)**
- AISI 1045 Acier étiré à froid
- AISI 304
- AISI 316 Barre d'acier inoxydable recuit (SS)
- AISI 316 Tôle d'acier inoxydable (SS)
- AISI 321 Acier inoxydable recuit (SS)
- AISI 347 Acier inoxydable recuit (SS)
- AISI 4130 Acier recuit à 865C
- AISI 4130 Acier normalisé à 870C
- AISI 4340 Acier recuit
- AISI 4340 Acier normalisé
- AISI Acier inoxydable type 316L
- AISI Acier à outil type A2
- Acier allié
- Acier allié (SS)
- ASTM A36 Acier

Propriétés | Tables & Courbes | Apparence | Hachures | Personnalisé | Données d'application

Propriétés du matériau

Les matériaux de la bibliothèque par défaut ne sont pas modifiables. Vous devez d'abord copier le matériau vers une bibliothèque personnalisée afin de le modifier.

Type de modèle: Plasticité - von Mises

Unités: SI - N/m² (Pa)

Catégorie: Acier Créer courbe contrainte-déformation

Nom: AISI 1035 Acier (SS)

Critère de ruine par défaut: Contrainte de von Mises max

Description:

Source:

Durabilité: Définie

Propriété	Valeur	Unités
Module d'élasticité	2.049999984e+011	N/m ²
Coefficient de Poisson	0.29	S.O.
Limite de traction	58500002.9	N/m ²
Limite d'élasticité	282685049	N/m ²
Module tangent		N/m ²
Coefficient de dilatation thermique	1.1e-005	/K
Masse volumique	7850	kg/m ³
Facteur d'érouissage	0.85	S.O.

[Ouvrir...](#)
[Appliquer](#)
[Fermer](#)
[Enregistrer](#)
[Config...](#)
[Aide](#)

Active Window

Cliquez [ici](#) pour accéder à plus de matériaux à l'aide du portail Web SOLIDWORKS Materials.

▪ Les caractéristiques géométriques de la section du profile de l'aube

- ✚ on sélectionne la section verticale de l'aube.
- ✚ Cliquer sur la fonction outils, évaluer, propriétés de la section.
- ✚ Vous devez avoir cette fenêtre :

The screenshot shows the 'Propriétés de la section' (Section Properties) dialog box for a selected face in a CAD application. The dialog displays the following properties:

Indiquer les valeurs de coordonnées relatives à: -- par défaut --

Propriétés de section de la face sélectionnée de Pièce1

Aire = 653.47 millimètres²

Centre de gravité par rapport à l'origine du système de coordonnées de sort

X = 42.97
Y = 4.98
Z = 250.00

Moment d'inertie de la zone, au centre de gravité: (millimètres ^ 4)

Lxx = 4914.14	Lxy = -8297.99	Lxz = 0.00
Lyx = -8297.99	Lyy = 321382.76	Lyz = 0.00
Lzx = 0.00	Lzy = 0.00	Lzz = 326296.90

Moment d'inertie polaire de la zone, au centre de gravité = 326296.90 millim

Angle entre les axes principaux et les axes de pièce = 1.50 degrés

Principaux moments d'inertie de la zone, au centre de gravité: (millimètres ^ 4)

lx = 4696.71
ly = 321600.19

Moment d'inertie de la zone, au système de coordonnées de sortie: (millimètres ^ 4)

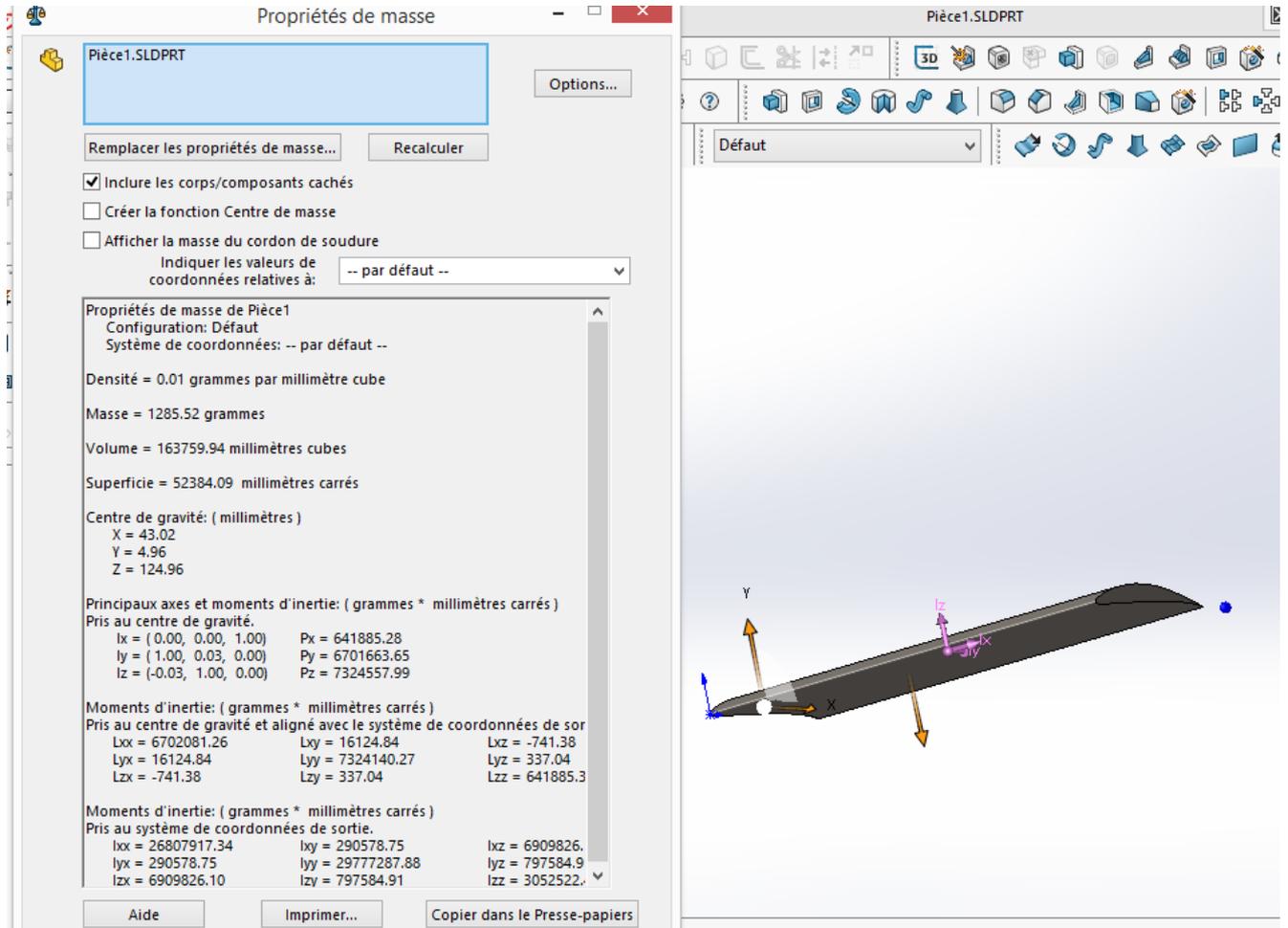
LXX = 40862853.40	LXY = 148035.44	LXZ = 7020427.97
LYX = 148035.44	LYY = 42369906.22	LYZ = 812930.94
LZX = 7020427.97	LZY = 812930.94	LZZ = 1549242.92

The main window shows a 3D model of a blade with a coordinate system. The blade is dark grey and the coordinate system is pink. The blade is oriented along the Z-axis.

- Les caractéristiques géométriques volumiques de l'aube

Cliquer sur la fonction outils, évaluer, propriétés de masse.

- Vous devez avoir :



✓ Conclusion :

On peut déterminer avec SOLIDWORKS :

- Le profil en 2D
- La pièce en 3D
- L'aire de section de l'aube, son centre de gravité et ses moments d'inertie principaux.
- La superficie de l'aube totale, son volume, sa densité, sa masse, son centre de gravité, ses moments principaux d'inertie pris au centre de gravité...etc
- La matière et leurs propriétés.

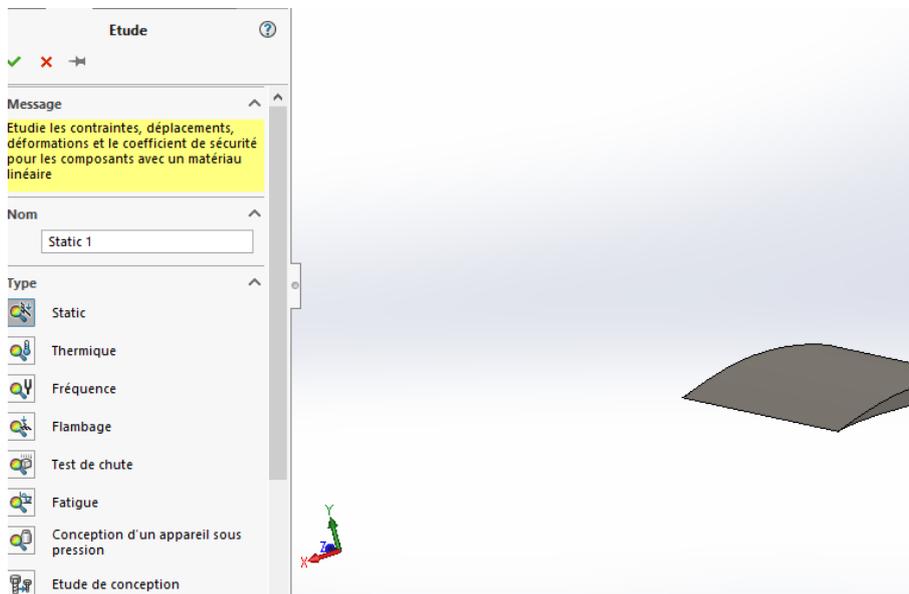
Annexe B

Annexe B

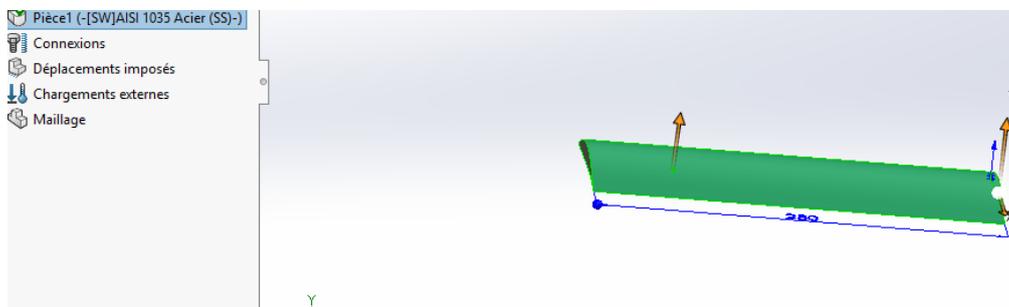
Simulation de la vibration d'une aube avec SOLIDWORKS

La réalisation complète d'une simulation d'une aube à une section constante encasté libre avec une masse en tête et déterminer leurs fréquences propres lorsqu'il vibre en flexion s'effectue après un passage successif dans les étapes intégré dans le code de calcul **SOLIDWORKS** suivant :

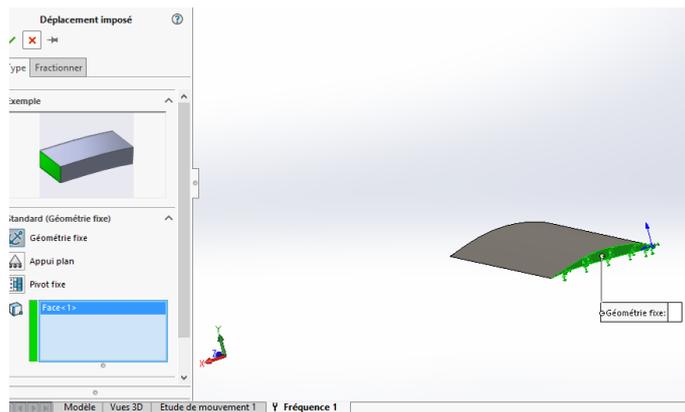
- Apres la conception de l'aube et le choix du matériau (voire ANNEXE E) .
 - Cliquez sur l'icône **simulation** puis **étude**, sélectionnez **fréquence**.



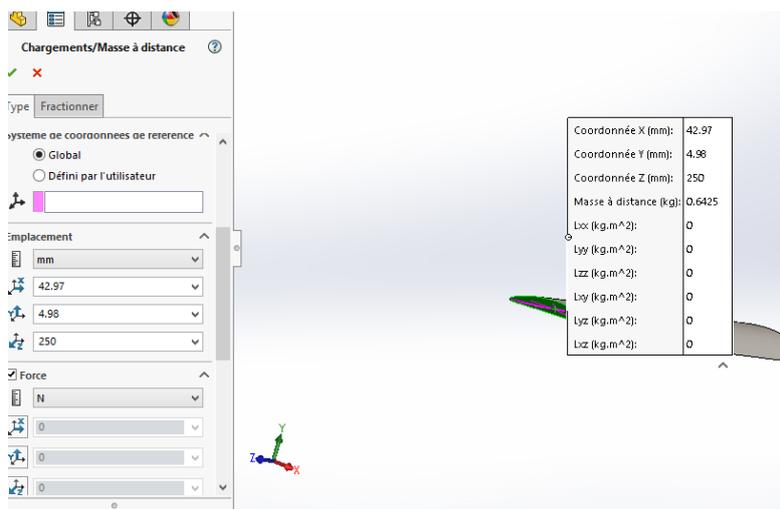
- sélectionnez **l'aube** pour définir la pièce.



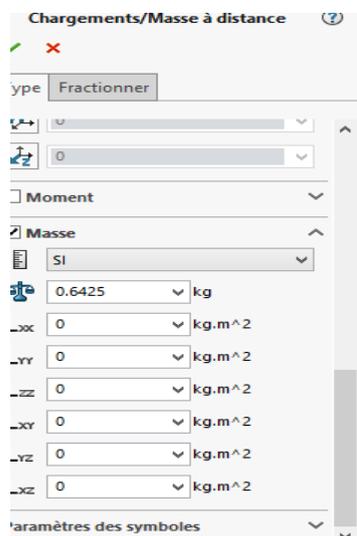
- Cliquez sur l'icône **déplacements imposés** puis **géométrie fixe** pour ajouter un encastrement.
- Sélectionnez la face encasté, cliquez sur **ok**.



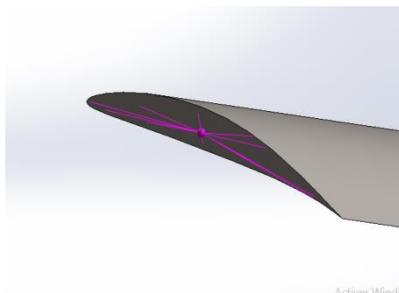
- Cliquez sur l'icône **chargements externes** puis **chargements/masse à distance** pour ajouter une masse.
- Sélectionnez dans la liste **type**, **chargements/masse (connexion rigide)**.
- Entrez les coordonnées de la position de masse (centre de gravité de l'aube dans notre cas)



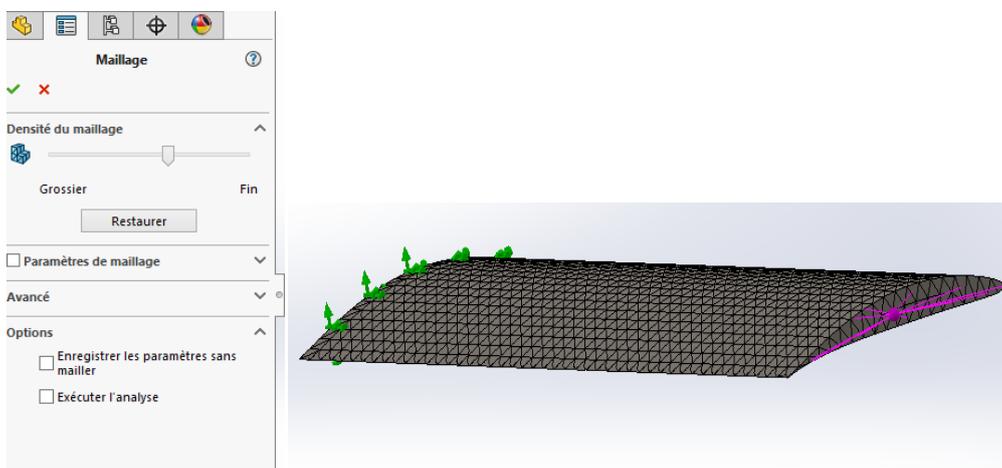
- Entrez la valeur de la masse: (notre cas $M = 0,6425$ kg)



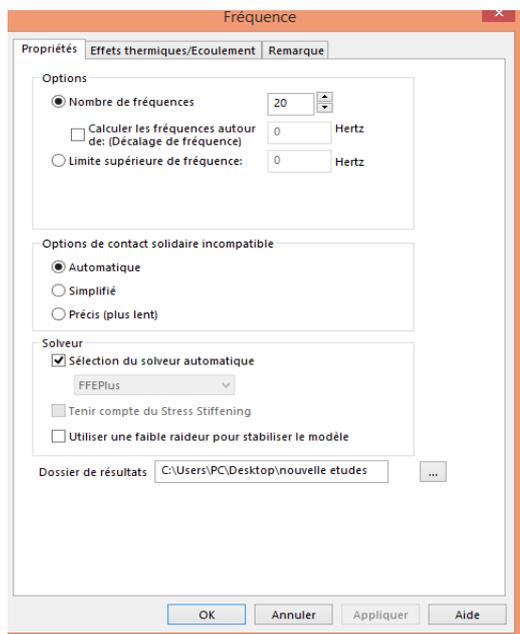
- cliquez sur **ok**.



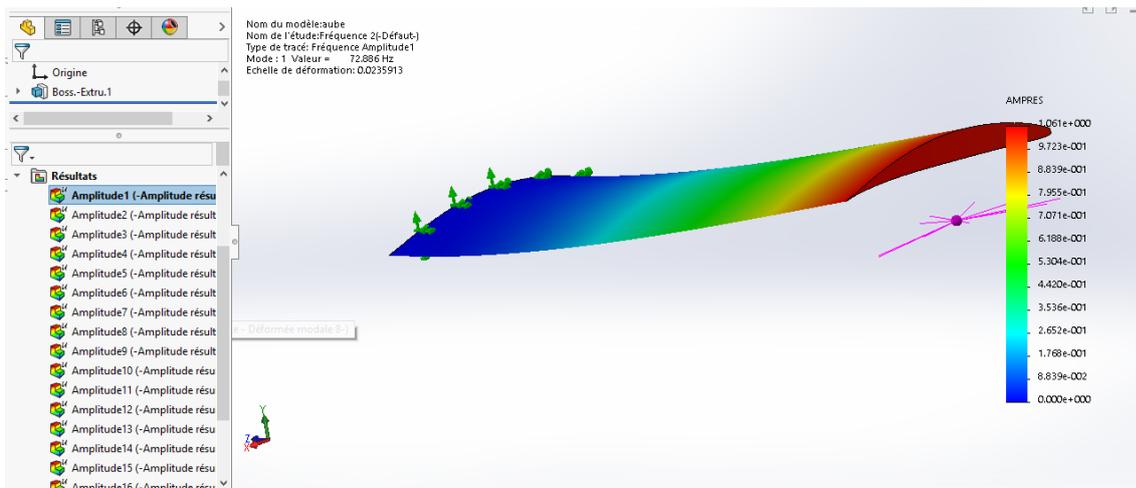
- Cliquez sur l'icône **maillage** puis sélectionnez **créer le maillage** pour généré un maillage
- Choisi la taille de maillage, cliquez sur **ok**.



- Cliquez sur l'icône **fréquence** puis sélectionnez **propriété**.
- Entrez 20 dans la ligne de **le nombre des fréquences**.
- Cochez la ligne **sélection de serveur automatique**, puis cliquez sur **ok**.



- Cliquez sur l'icône **fréquence** puis sélectionnez **exécuter**.



- Cliquez sur l'icône **résultats** puis sélectionnez **lister les fréquences de résonance**.

Modes propres

Nom de l'étude: Fréquence 1

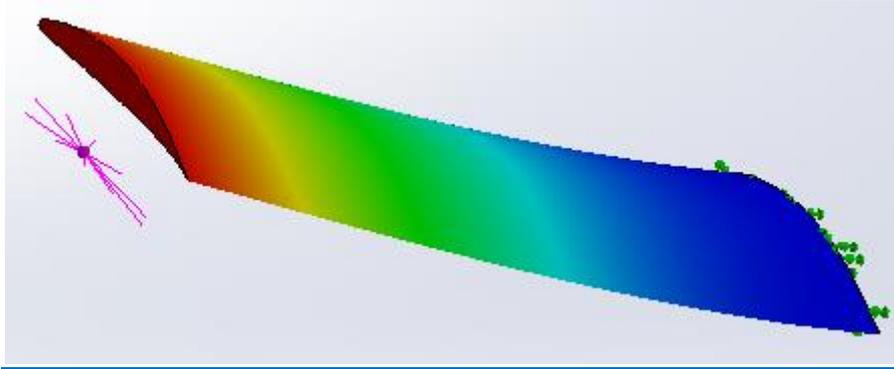
Numéro de mo	Fréquence(Rad/sec)	Fréquence(Hertz)	Période(secondes)
1	452.93	72.087	0.013872
2	3467.5	551.87	0.001812
3	3706.7	589.94	0.0016951
4	4548.9	723.98	0.0013812
5	10876	1730.9	0.00057772
6	13619	2167.6	0.00046135
7	20884	3323.9	0.00030085
8	22018	3504.3	0.00028537
9	23047	3668	0.00027263
10	24218	3854.4	0.00025944
11	31694	5044.3	0.00019824
12	35329	5622.8	0.00017785
13	41884	6666	0.00015002
14	43605	6939.9	0.00014409
15	47163	7506.3	0.00013322
16	48308	7688.4	0.00013007
17	52538	8361.6	0.00011959
18	55046	8760.8	0.00011414
19	56979	9068.4	0.00011027
20	58241	9269.4	0.00010788
21	61828	9840.3	0.00010162
22	65474	10420	9.5965e-005
23	68741	10941	9.1403e-005
24	73188	11648	8.585e-005
25	73611	11716	8.5357e-005

Fermer Enregistrer Aide

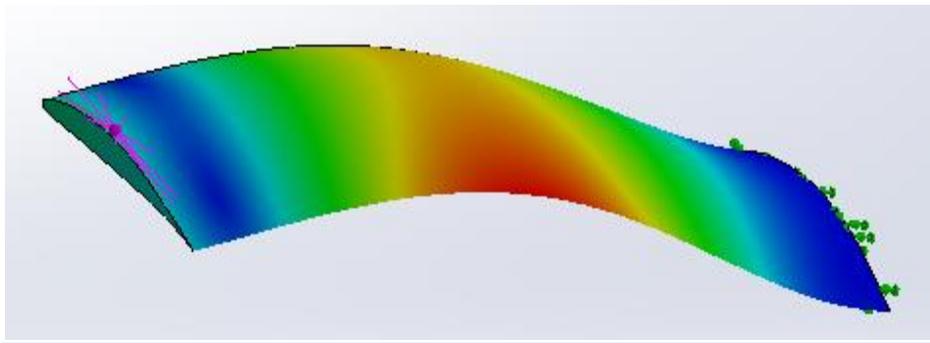
Accédez au

- Pour les cinq premiers modes de flexion suivant y on a :

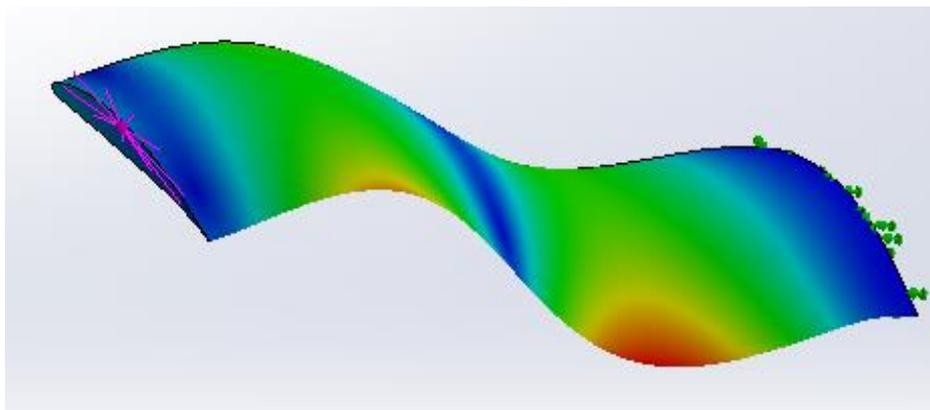
Mode 1



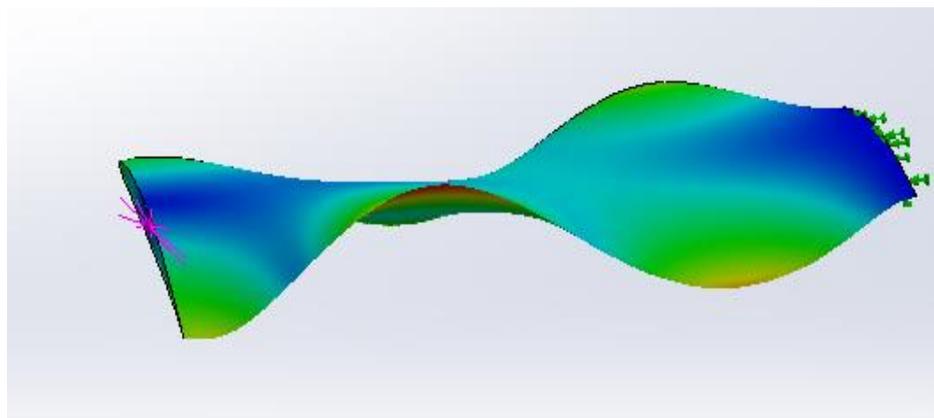
Mode 2



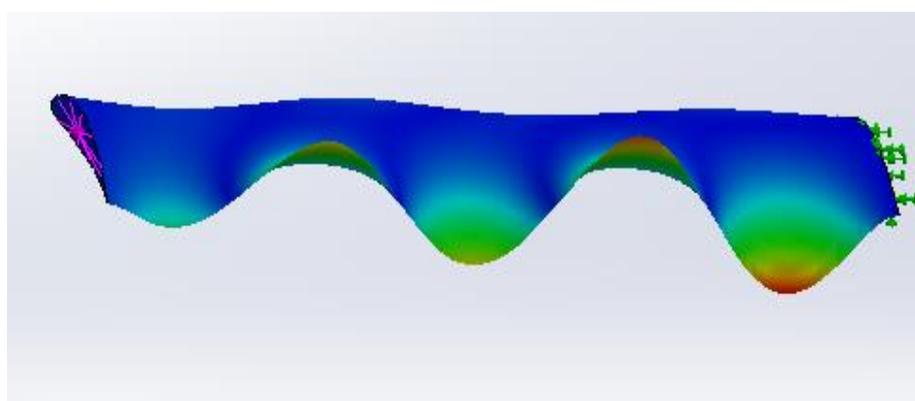
Mode 3



Mode 4



Mode 5



Annexe C

Annexe C

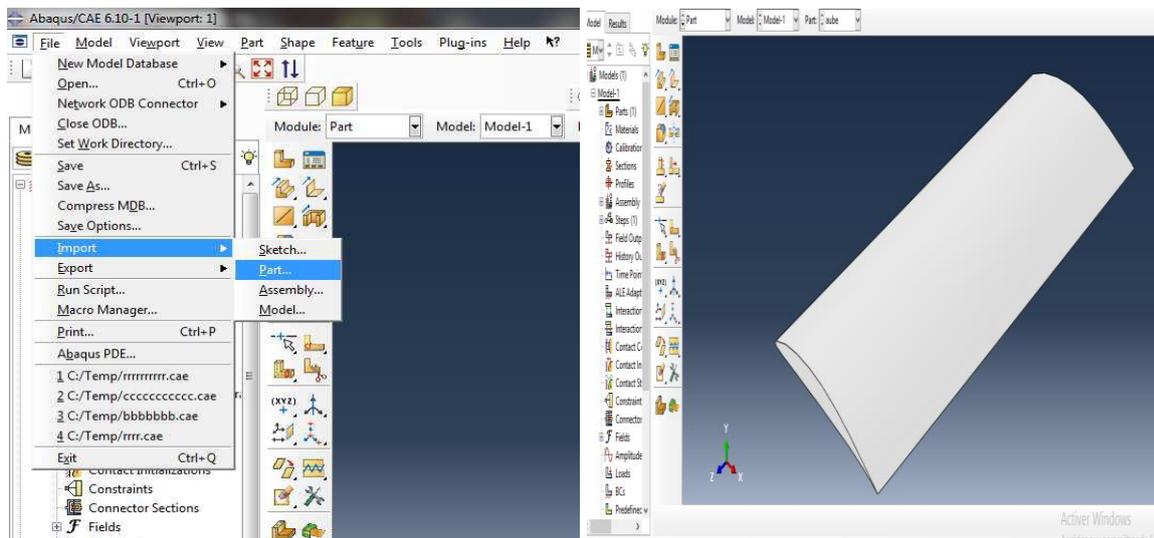
ABAQUS Simulation de la vibration d'une aube

La réalisation complète d'une simulation d'une aube à une section constante et déterminer leurs fréquences propres lorsqu'il vibre en flexion s'effectue après un passage successif dans les modules intégré dans le code de calcul **ABAQUS** suivant :

- **Part, • Property, • Step, • Load, • Mesh, • Job, • Visualization.**

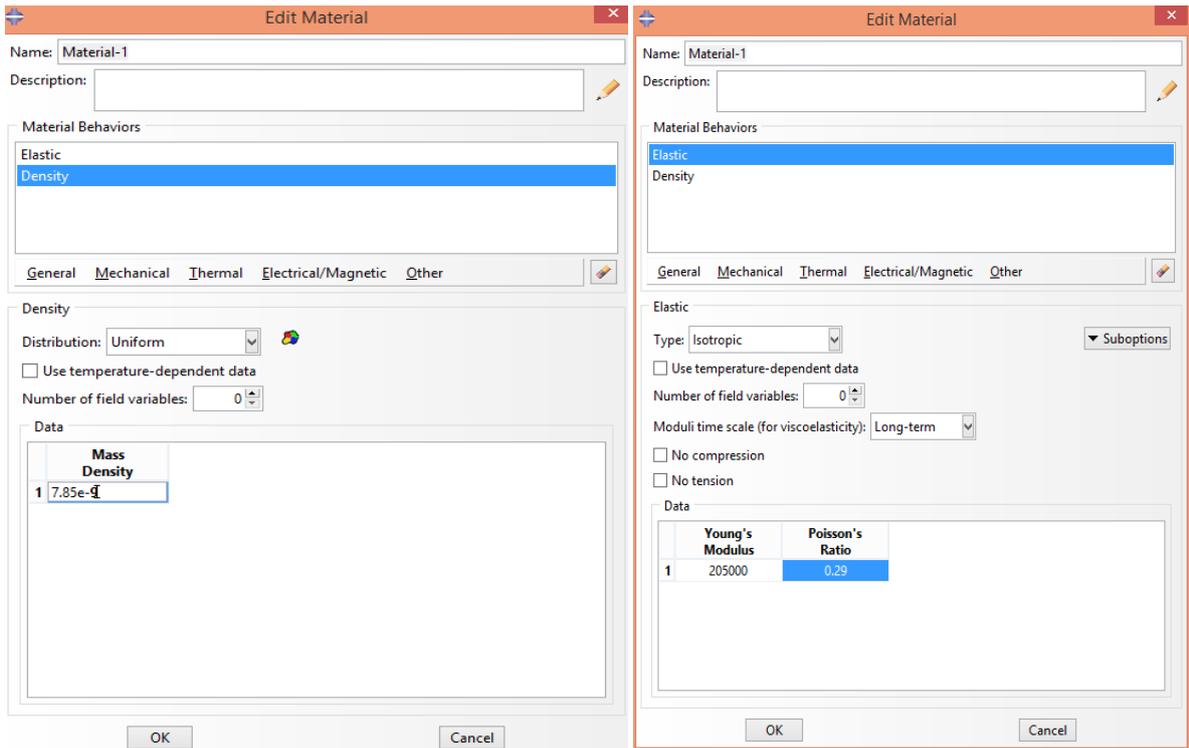
1. Module Part

Cliquez sur l'icône **File**, **import** puis **part**, sélectionnez la pièce (**aube**), puis cliquez sur **OK**.



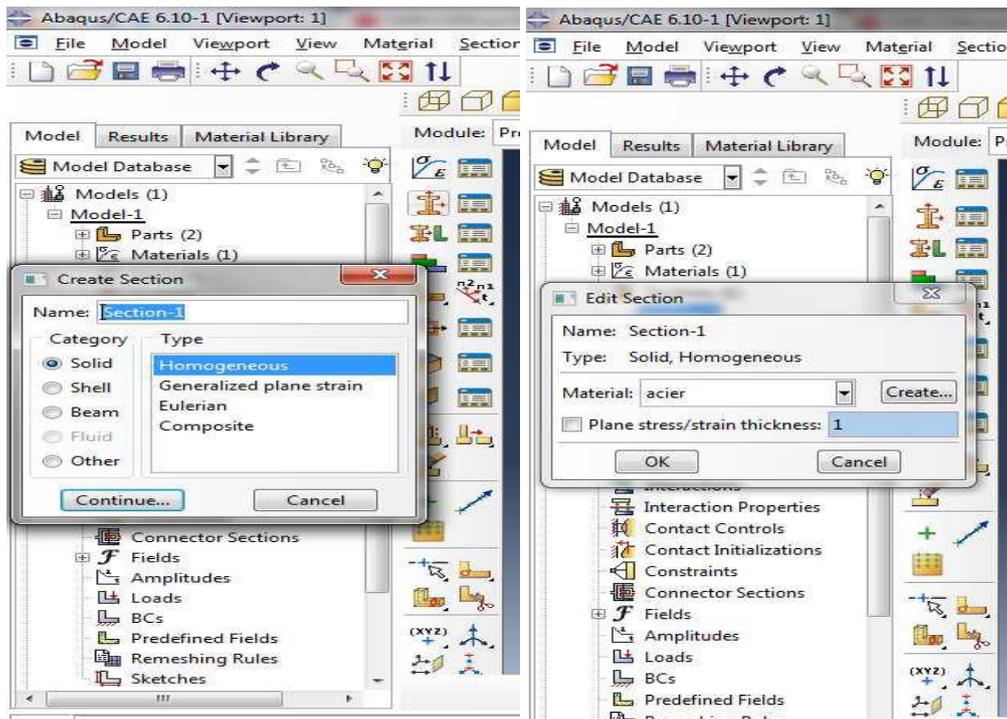
2. Module Property:

- **Création du matériau**
 - Cliquez sur l'icône **CreateMaterial**.
 - Entrez dans le champ Name : **acier**.
 - Cliquez sur **Mechanical**, sélectionnez **Elasticity** et **Elastic**.
 - Entrez 205e3 sur la ligne **Young's modulus**.
 - Entrez 0.29 sur la ligne **Possion's ratio**.
 - Puis Cliquez sur **general**, sélectionnez **density**.
 - Entrez 7.85e-9 sur la ligne **mass density**.
 - Cliquez sur **OK**

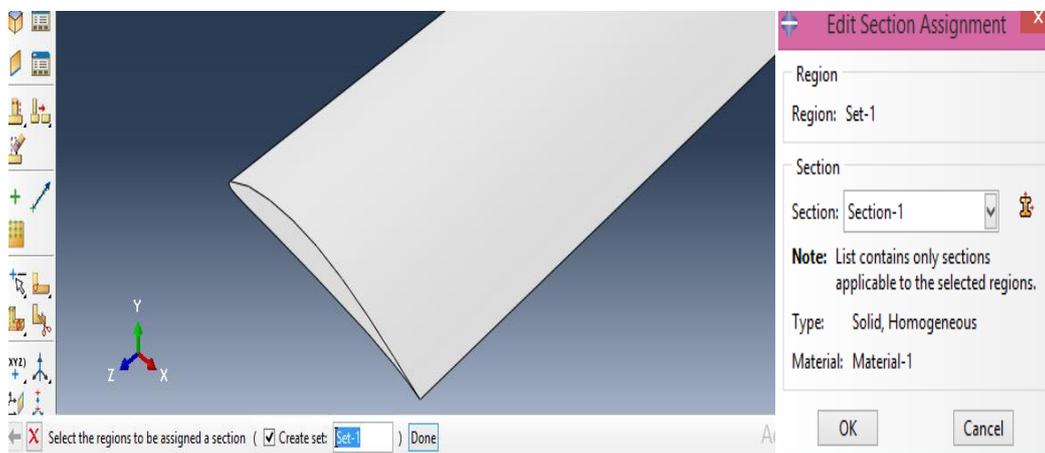


- *Création de la section*

- Cliquez sur l'icône **Create section**
- Entrez dans le champ Name : **section-1**
- Cliquez sur **Solid**, puis **Homogeneous**, puis Continue
- Cliquez **OK**



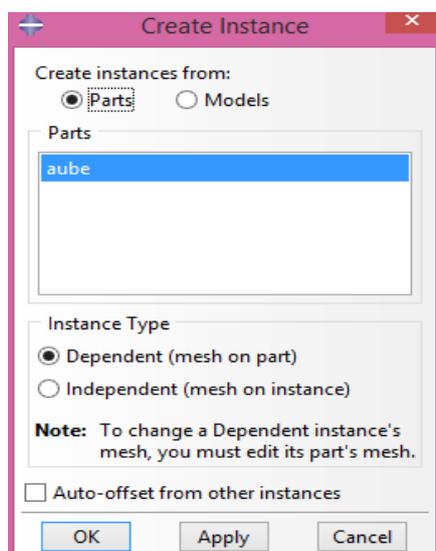
- **Application de la section à l'Aube**
 - Sélectionnez dans la barre de menu à coté de Part, Aube
 - Cliquez sur l'icône **Assign Section**
 - Cliquez sur la fenêtre graphique un bord de l'Aube, puis sur **Done**, puis sur **OK**



3. Module Assembly

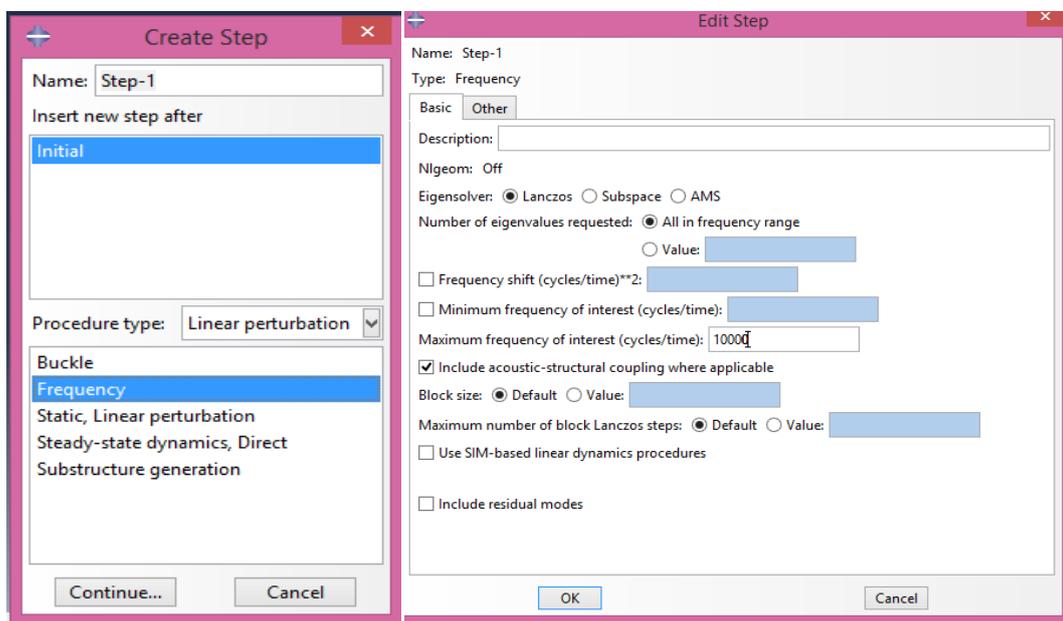
Dans ce module, il s'agit de créer une (voire plusieurs) instance à partir des entités que vous avez définies dans le module Part. Ces instances seront celles que vous manipulerez par la suite dans le modèle.

- **Création de l'instance**
 - Sélectionnez **Aube** dans la liste
 - sélectionnez **Independent** (Mesh on part)
 - Cliquez sur **OK**



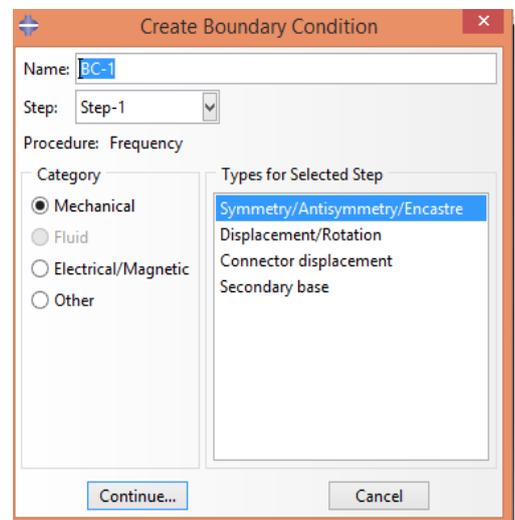
4. Module Step

- **Création du pas de calcul Step**
 - Cliquez sur l'icône **Create Step**
 - Entrez dans le champ Name : **Step-1**
 - Cliquez sur **procedure type** Sélectionnez dans la liste **linear perturbation**.
 - Sélectionnez dans la liste **frequency** .
 - Cliquez sur **continue**.
 - Entrez 10000 sur la ligne **maximum frequency of interest time (cycle/time)**.
 - Cliquez sur **OK**

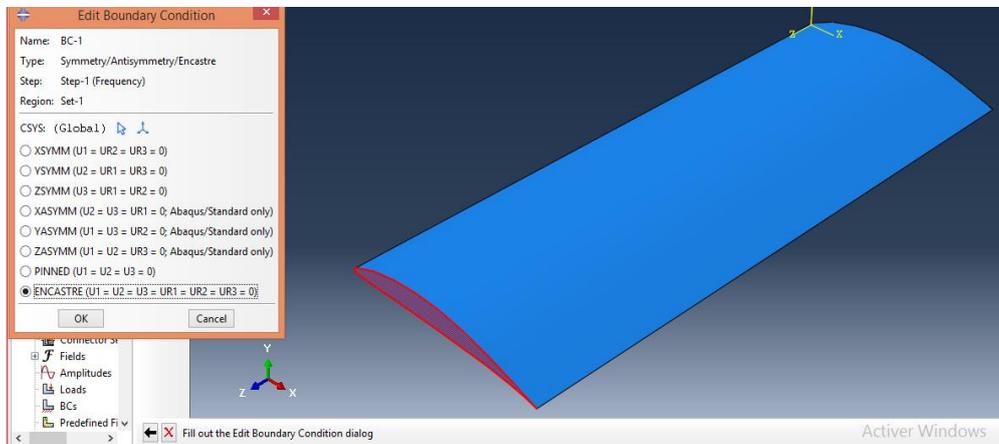


5. Module Load

- **Condition sur la surface de pied de l'aube**
 - Cliquez sur l'icône **Create Boundary Condition**
 - Entrez dans le champ Name : **BC-1**
 - Vérifiez que pour la ligne **Step** l'item soit sur **initial**
 - Sélectionnez dans la liste **Category, Mechanical** et dans la liste **Type for selectedstep, Symmetry/Antisymmetry/Encastre**
 - Cliquez sur **Continue**

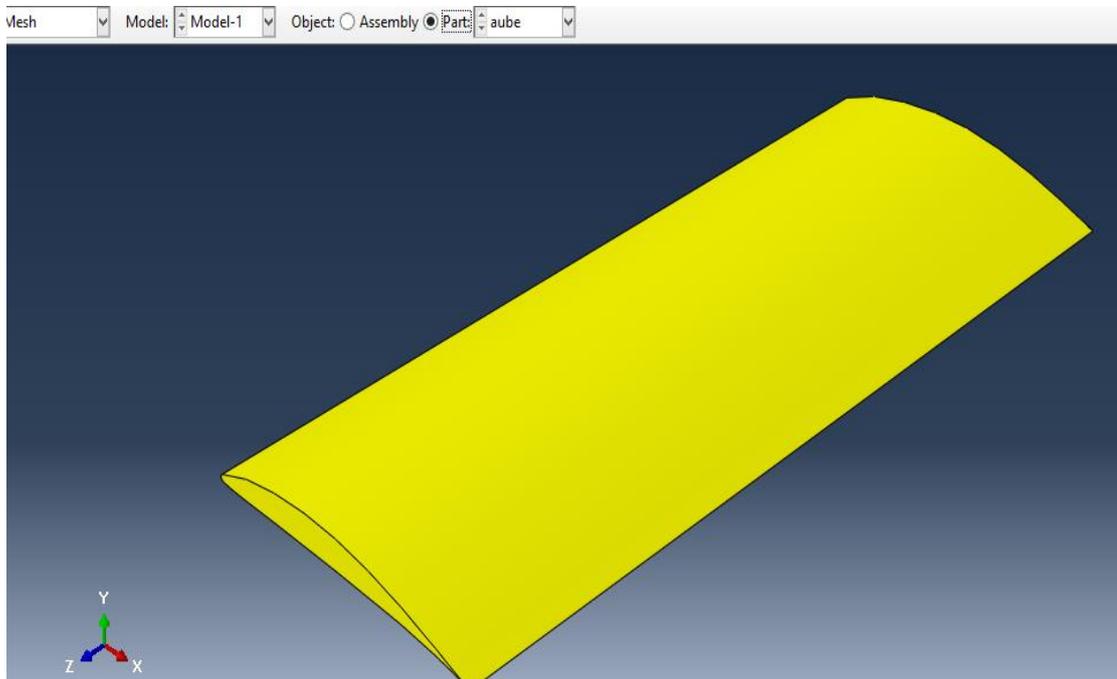


- Sélectionnez dans la fenêtre graphique la surface de pied de l'aube
- Cliquez **Done**
- Sélectionnez dans la liste **ENCASTRE**
- Cliquez sur **OK**

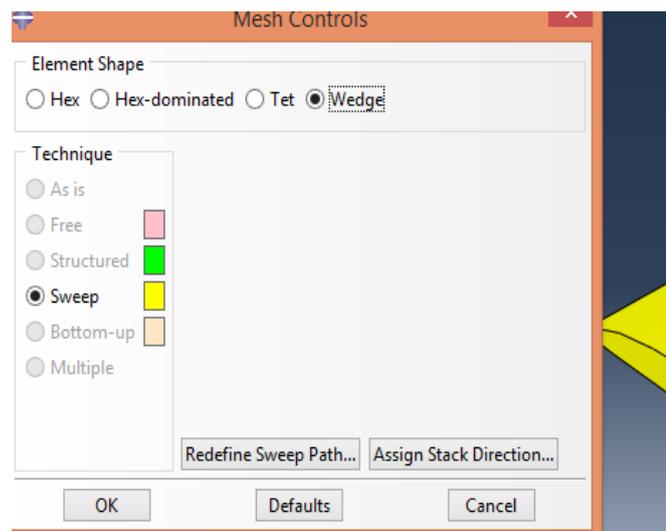


6. Module Mesh

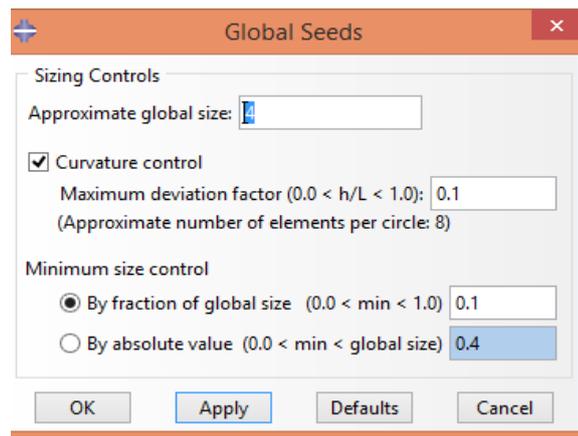
- **Taille des éléments de l'Aube:**
 - Cliquez sur l'icône **Mesh**
 - Cliquer sur **Seed**, puis **Part** dans la barre d'outils



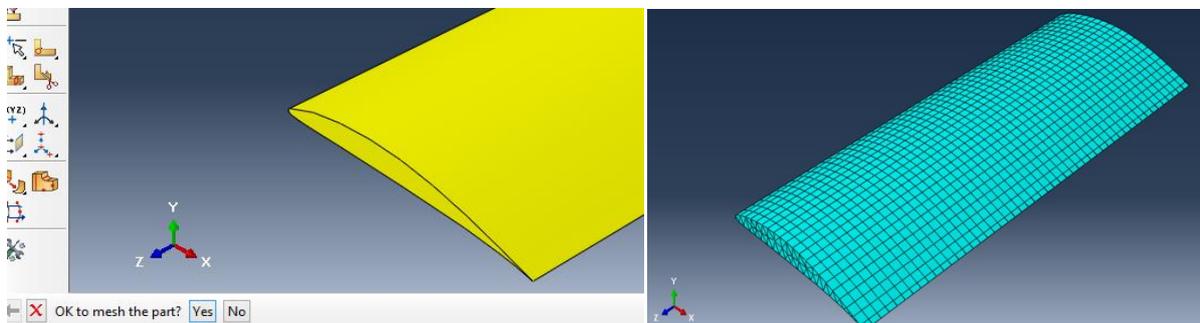
- Dans la barre d'outils cliquez sur **Mesh**, puis sélectionnez **controls**, puis **wedeg**



- Cliquez sur **OK**
- Cliquer sur l'icône **Seed Part Instance**
- Entrez sur la ligne **Global size element** (Apporximate) : **4** et tapez **Entrée** au clavier



- Cliquez sur **Done**
- Cliquer sur l'icône **Mesh Part Instance**, puis **Yes**



7. Module Job

- *Création d'un Job de travail.*

Cliquez sur l'icône [Create Job](#)

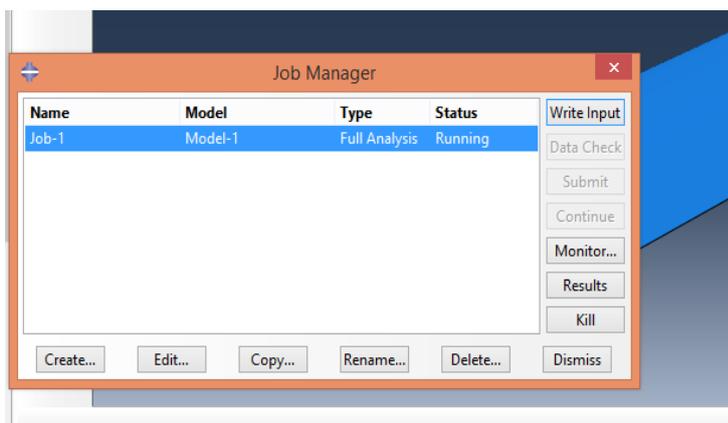
Entrez dans le champ Name: [job-1](#)

Cliquez sur continue, puis sur [OK](#)

- *Lancement du calcul.*

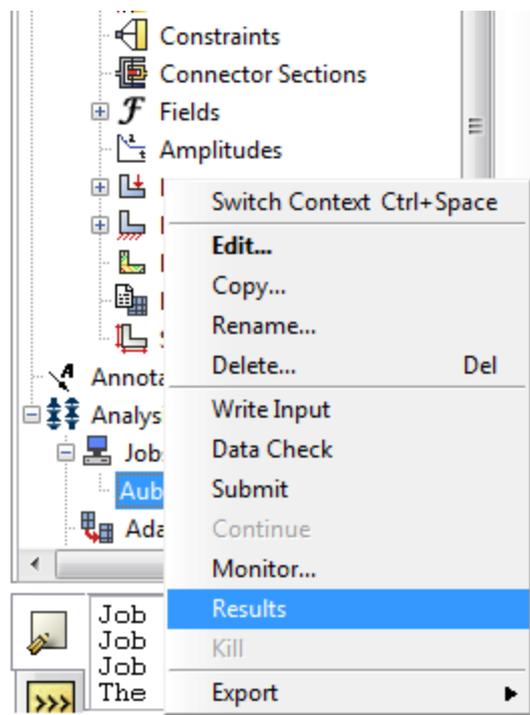
Cliquez sur l'icône [Job Manager](#)

Cliquez sur [Submit](#)

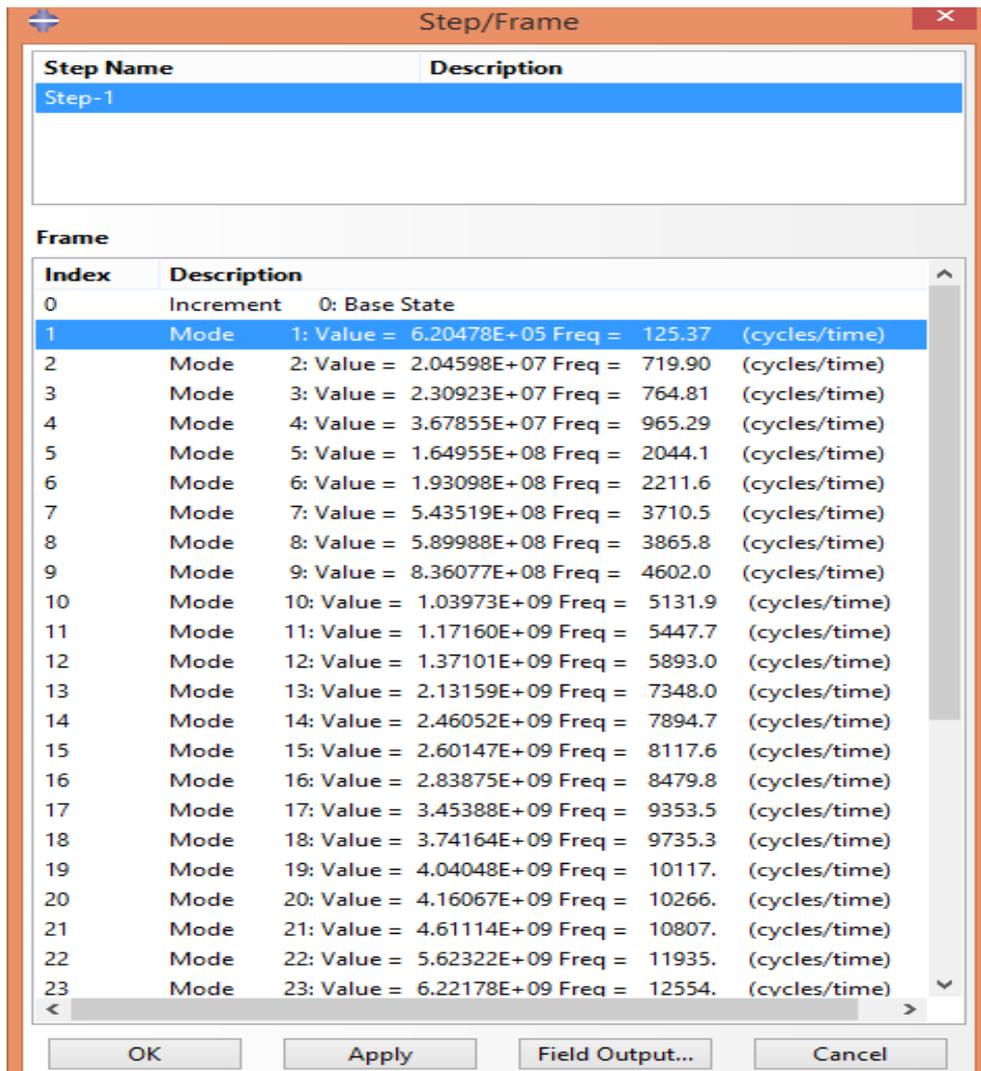


8. Module Visualisation

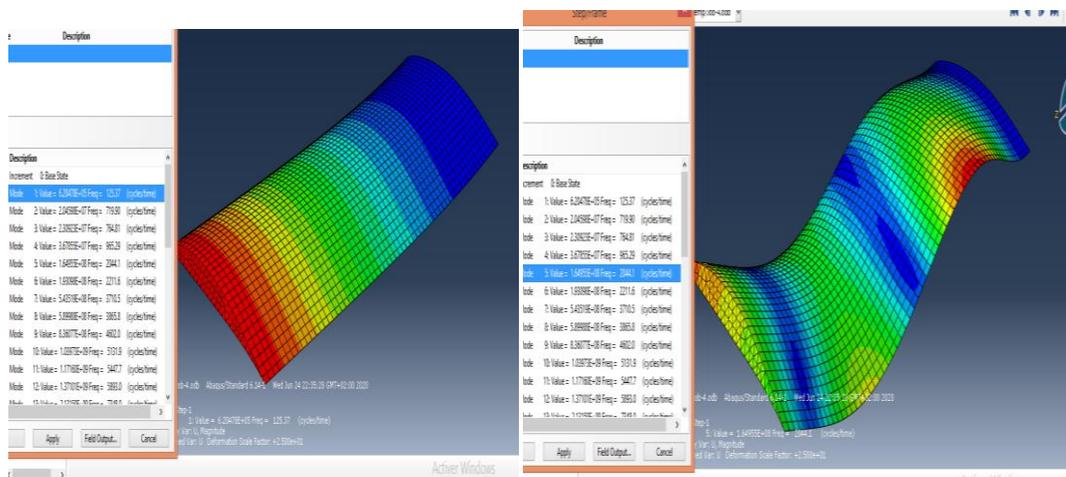
Dans l'icône Job Manager cliquez sur Aube, puis sur [Results](#)

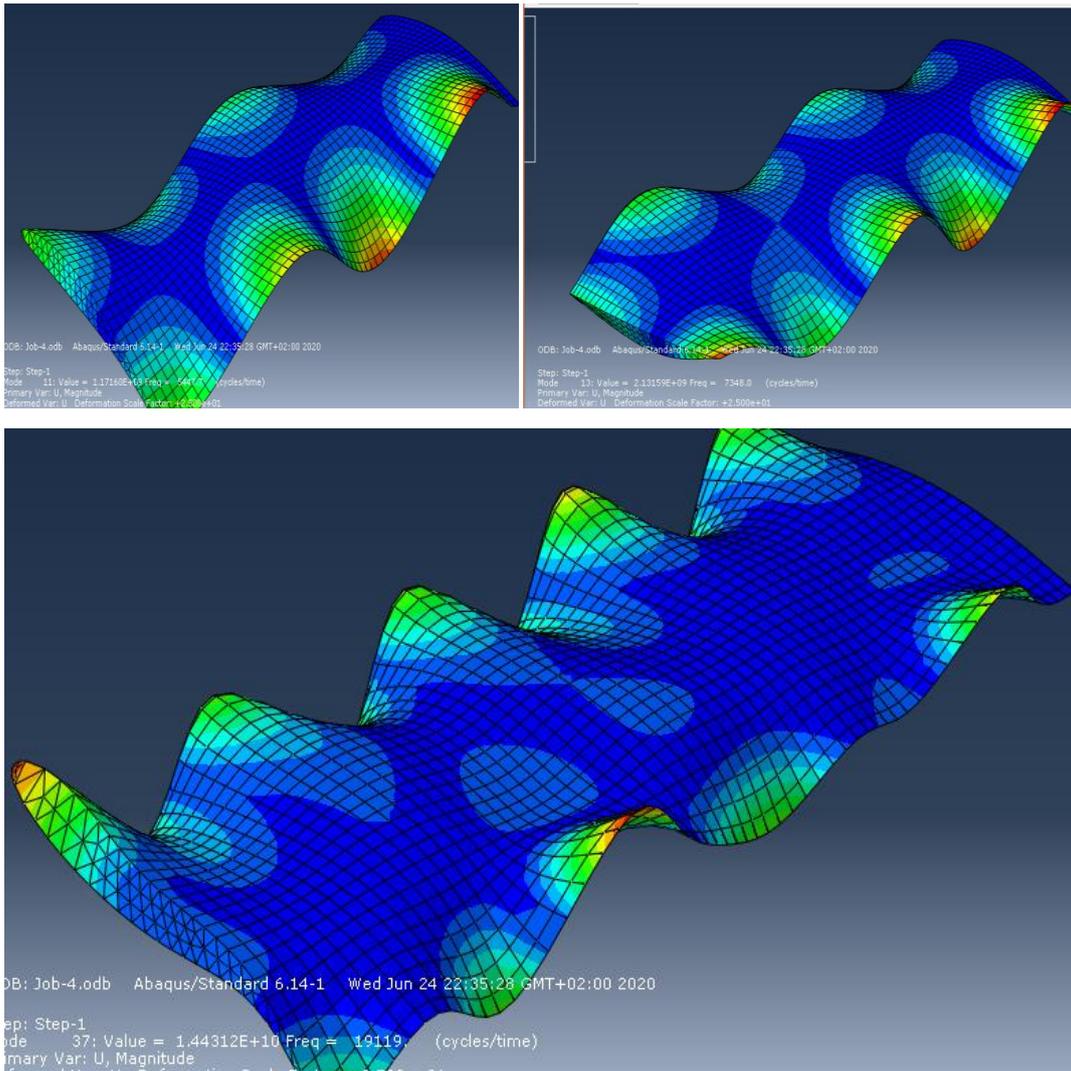


- Cliquez sur l'icône **result** puis **step /frame**.



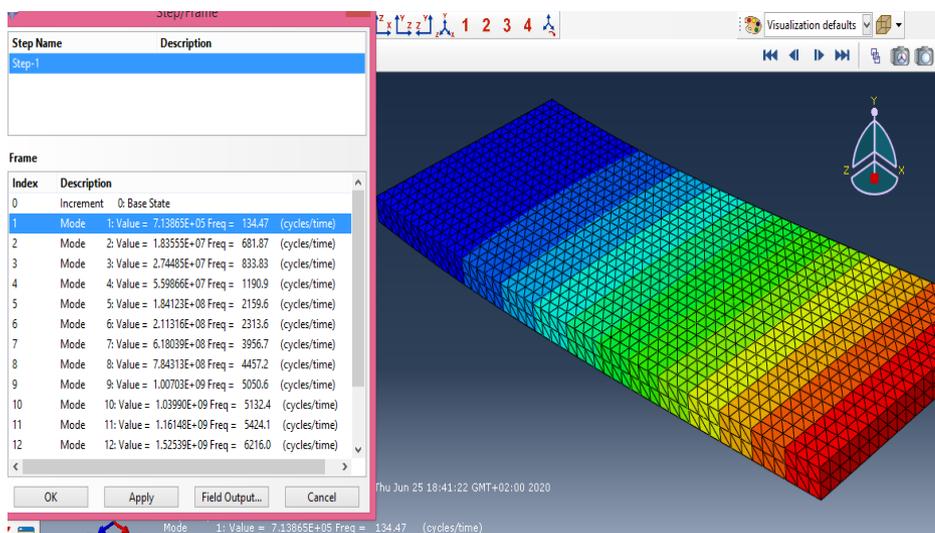
- Cliquez sur **apply** pour voir les modes des vibrations :



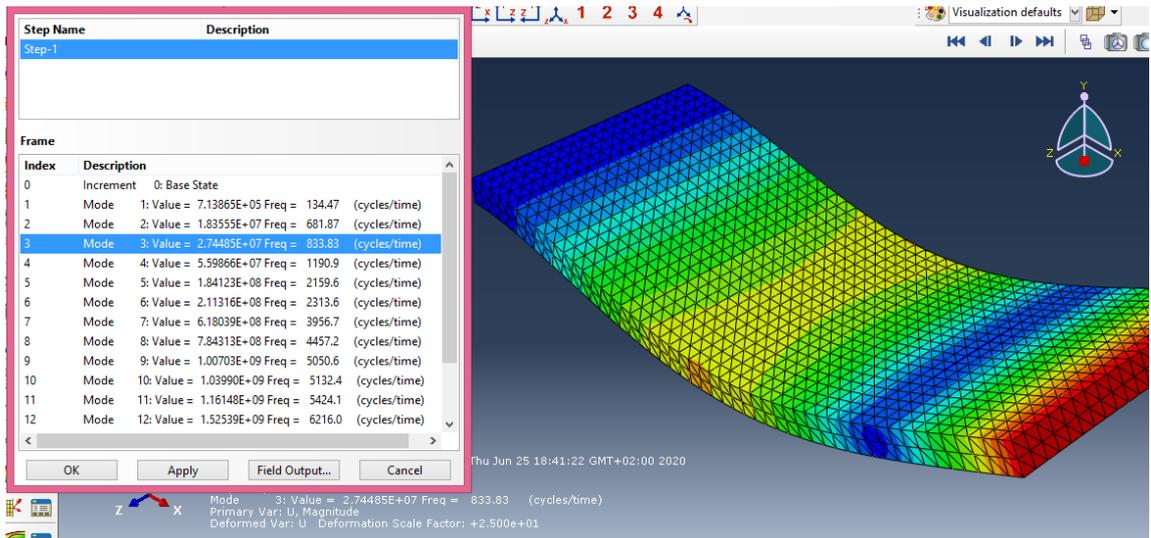


- Lorsqu'en considérée l'aube comme une poutre** en fait les même étapes pour obtenir les résultats suivant :

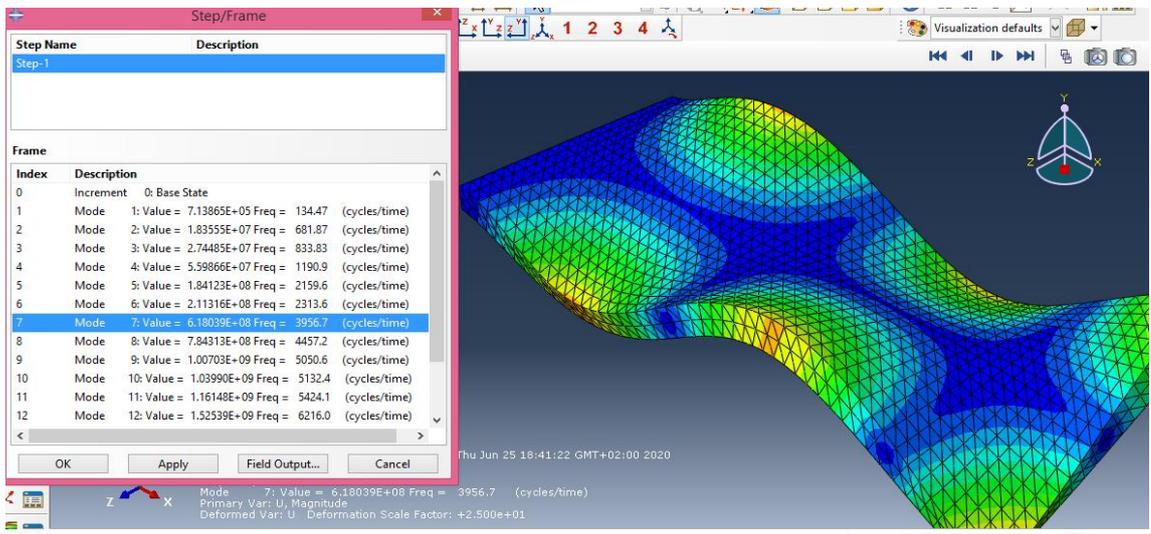
1^{er} mode :



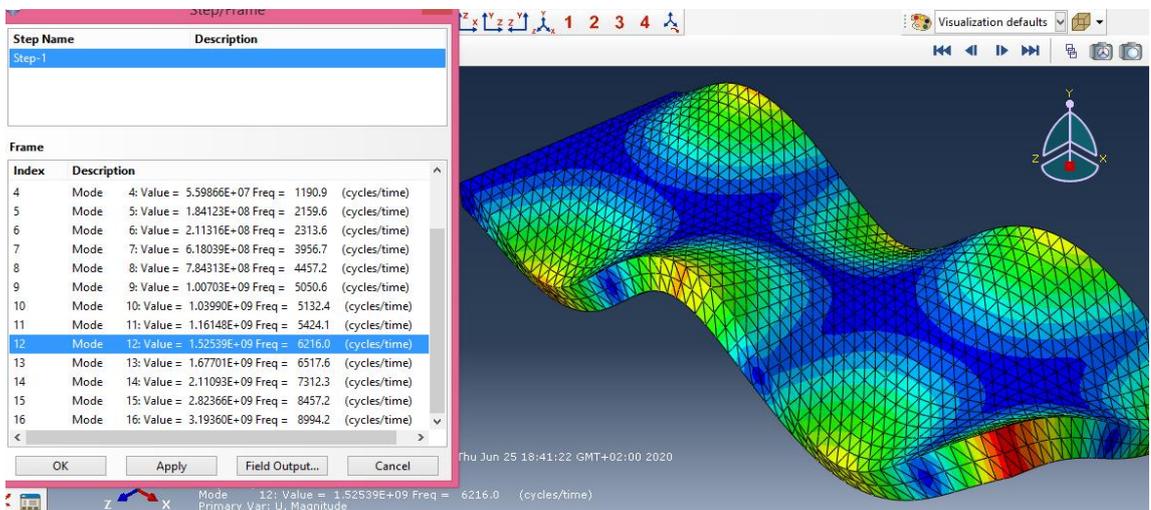
2^{ème} mode:



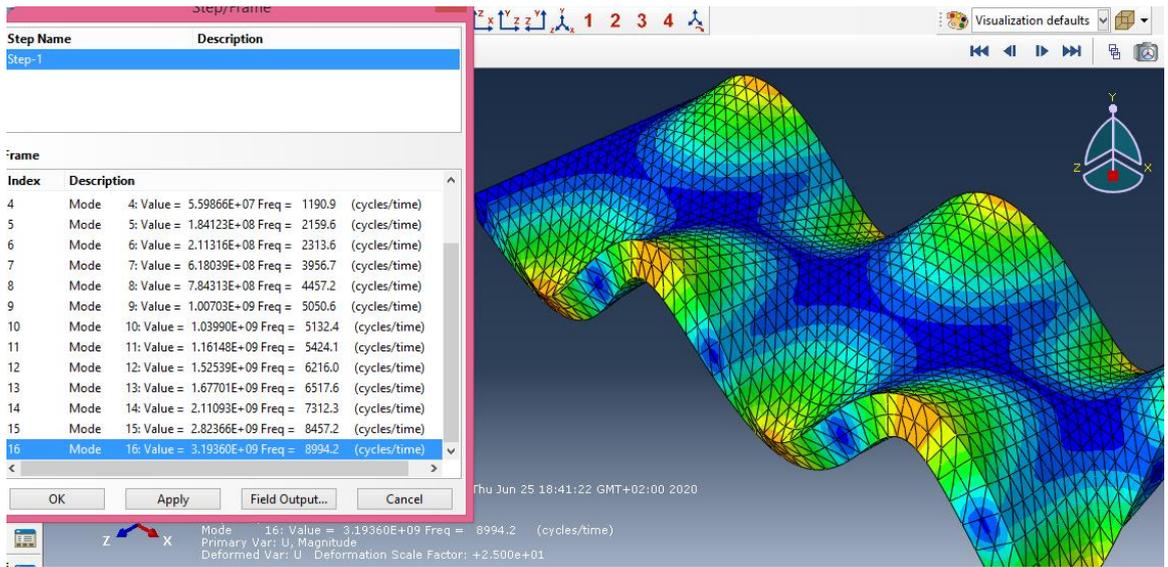
3^{ème} mode:



4^{ème} mode:



5^{ème} mode:



Références bibliographiques

- [1] **M DJABRI. S DAGHBOUDJ**, Etude numérique des caractéristiques géométriques des aubes à action des turbines à vapeur, Mémoire master, Université de Tébessa, (2015).
- [2] **D. LAXALDE**, Etude d'amortissements non linéaires appliqués aux roues aubagées aux systèmes multi-étages, Mémoire de thèse, école doctoral Lyon.2007.
- [3] https://encrypted-tbn0.gstatic.com/images?q=tbn:ANd9GcQ6LeqbxXhvhxOXteQqkWw0ze-oxufrgCLyJwUQ_mN9w8QtCIA&s
- [4] **S HAOUAM. M MAALIM**, simulation d'usinage d'une aube vrillée sur une machine CNC à quatre axes, Mémoire master, Université de Tébessa,
- [6] **R ZOGLAMI. S DAGHBOUDJ**, Etude numérique du vrillage des aubes d'une turbine à vapeur axiale, Mémoire master, Université de Tébessa, (2012).
- [7] **E KLAAL. R MANAA**, Conception d'une aube de turbine à gaz en matériaux composites, Mémoire master, Université de BATNA, 2015.
- [8] https://img.aws.la-croix.com/2016/06/17/1200769565/Une-partie-turbine-9HA-General-Electric-Belfort_0_730_485.jpg
- [9] **M BOUASLA. R ADJABI**, contribution à l'étude aérothermodynamique d'un compresseur centrifuge multi-étage, mémoire master, Université de ANNABA, 2015.
- [10] **M MAAMMEUR, A BETTAHAR**, simulation de l'écoulement de l'aire dans la roue d'un compresseur centrifuge, Mémoire de magister, École doctorale Mécanique et Ingénierie des Systèmes, Université Hassiba Ben Bouali de Chlef , 2011.
- [11] **L. Vivier**, 1965, Turbine à vapeur et à gaz, Edition Albin Michel.
- [12] **M.A.Djeridane, K. Abdessamed**, analyse défaillance des attaches aubes-disque des roues HP des turbines à gaz, article journal internationale, Département Mécanique, université de Laghouat, novembre 2012.
- [13] **H Zamila**, Polycopié de Résistance des Matériaux, Université Hassiba Benbouali de Chlef, 2013.