

Réf. : /2015/

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITÉ DES SCIENCE ET DE LA TECHNOLOGIE
MOHAMMED BOUDIAF D'ORAN

Faculté de Génie-Mécanique

Thèse de DOCTORAT EN SCIENCES

Spécialité Génie Mécanique

**CONTROLE NON DESTRUCTIF DES MACHINES TOURNANTES :
APPLICATION A UNE EOLIENNE A AXE VERTICAL**

Présenté par :

Khélifi Chérif

Soutenu en 2015

Devant le jury composé de :

YOUCEFI Abdelkader	Professeur, USTOran	Président
IMINE Bachir	Professeur, USTOran	Examineur
LARIBI Boualem	Professeur, Univ. Khemis-Miliana	Examineur
TEMMAR Mustapha	M.C.A., Univ. Blida1	Examineur
OUALI Mohammed	Professeur, Univ. Blida1	Promoteur
ADJLOUT Lahouari	Professeur, USTOran	co-Promoteur

Résumé

ملخص:

أصبحت الآلات الدوارة الحديثة معقدة، خفيفة الوزن، متينة ومرنة للحد من العطالة، إضافة إلى عملية التصنيع وتكلفة الجهاز. كل هذه المطالب من المستهلك والصناعي جعلت هذه الهياكل عرضة للاهتزازات الغير المرغوب فيها والتي تتطلب التطبيق الصارم لمعايير السلامة والموثوقية التي وضعتها القوانين والنظم الخاصة. هذا الوضع شكل تحديا للباحثين والمهندسين في مجال ديناميكا الهياكل لفهم أفضل وأدق للخصائص الديناميكية للهياكل وذلك باستخدام كل الوسائل المتاحة.

العمل المقدم في هذه الأطروحة يركز على استغلال التصاميم بمساعدة الكمبيوتر CAM/CAD في إطار طريقة العناصر المنتهية في التحليل الميكانيكي والاهتزازي لتوربينة رياح ذات محور عمودي من نوع Savonius بطاقة منخفضة، أصلية أو متشفقة تحت أحمال الرياح الدورية الحرجة المبنية على أساس البرنامج العالمي SolidWorks Simulation.

والهدف هو اقتراح وسيلة محاكاة سريعة لمعالجة الظواهر الستاتيكية والديناميكية للآلة في ظل ظروف التثبيت المفروضة وأحمال الرياح الحرجة. عمل المحاكاة الستاتيكي مكن من الولوج إلى الإجهادات المكافئة القصوى المحددة لشروط فشل المادة، أما الديناميكي فقد مكن من الوصول إلى العناصر البنيوية المحددة لشروط الرنين ومعامل الجودة الديناميكية للآلة.

ان استقرار وموثوقية الهيكل قد تأكدت بما أن معيار VonMises لمقاومة المادة ومعامل التضخيم الديناميكي يتماشى مع النظم المحددة للجودة مع مراعاة احتمالات القصور في التصميم .

ان خواص المقاومة الميكانيكية المحاكاة للجهاز تتأثر بقوة بفعل إنتشار التشقق العرضي خاصة داخل عمود الدوران البطيء وكذلك بفعل ارتفاع قوة الطرد المركزي تحت تأثير سرعة الرياح. لكن التغيرات المتنبأ بها على العناصر البنيوية مثل الترددات والأوضاع الحرة ضعيفة، لا يمكن التقاطها عمليا من أجل مراقبة الحالة الصحية للآلة على الخط مباشرة.

من ناحية أخرى، عمل نمذجة ومحاكاة تدفق الهواء أظهرت أن محطات الطاقة للمداخن الشمسية المنشأة على أساس توربينات الرياح هي تكنولوجية طاقوية متجددة ممكنة وفعالة في الجنوب الجزائري الغني بالموارد الطبيعية من: طاقة الشمس، طاقة الرياح و توفر المياه، والأراضي المسطحة والرمل الذي يعتبر مادة أساسية في بناء زجاج اللواقط الشمسية.

الكلمات المفتاحية: توربينة رياح ذات محور عمودي من نوع Savonius، تصميم، تحليل ستاتيكي، تحليل ديناميكي، نمذجة، FEA، (المحاكاة) SolidWorks Simulation ، محطات الطاقة للمداخن الشمسية.

Résumé

Résumé :

Les structures des machines tournantes modernes sont devenues complexes, légères, résistantes et plus flexibles afin de réduire l'inertie, le processus de fabrication et le coût du système. Ces exigences du consommateur rendent ces structures assujetties aux vibrations indésirables nécessitant l'application des normes de fiabilité et de sécurité strictes fixées par des réglementations. Cette situation, pose un défi aux chercheurs et ingénieurs de la dynamique des structures de mieux comprendre les propriétés dynamiques des structures en utilisant tous les moyens disponibles. Les travaux présentés dans cette thèse portent sur l'exploitation de la conception assistée par ordinateur CAO/DAO dans le cadre de la méthode des éléments finis dans l'analyse mécanique et vibratoire d'une éolienne à axe vertical de type Savonius de faible puissance, original ou fissuré sous des chargements critiques du vent, fondée sur le code universel SolidWorks Simulation. Le but est de proposer une procédure permettant de simuler rapidement le comportement statique et dynamique de la machine sous des conditions de fixation et de chargements critiques de vent. Les travaux de simulation statique ont permis d'accéder aux contraintes équivalentes maximales fixant les conditions de rupture de la structure et les travaux de simulation dynamique ont permis de déterminer les paramètres structuraux fixant les conditions de résonance et le facteur qualité dynamique du système. La stabilité et la fiabilité de la structure semble montrée car le critère de résistance des matériaux de la structure de VonMises et d'amplification dynamique testés sont dans les normes et tenant compte des défaillances de la conception. Les performances mécaniques de résistance simulées de l'aérogénérateur sont fortement influencées par la diffusion des criques longitudinales surtout dans l'arbre lent et aussi par l'augmentation de la force centrifuge due à la vitesse du vent. Seulement, les shifts prédites sur les paramètres structurels, fréquences propres et déformés modales sont faibles, ils sont indétectables dans la pratique pour surveiller l'état de santé de la machine en temps réel. D'autre part, les travaux de modélisation et de simulation des écoulements d'air ont montré que les centrales cheminées solaires de puissance à base d'aérogénérateur sont une technologie renouvelable faisable et rentable au sud algérien riche en ressources énergétiques solaire et éolienne, hydrique, en terrain plat et en matériaux de construction (sable).

Mots clés : aérogénérateur à axe vertical de type Savonius, design, dynamique de structure, analyse statique, analyse dynamique, modélisation, FEA, SolidWorks Simulation, Cheminée solaire de puissance.

Résumé

Abstract

Modern rotating structures have become complicated, lightweight, strong and flexible in the aim to reduce the inertia, the manufacturing process and the cost of the system. These industrial and consumer demands make these structures subject to unwanted vibrations which required to applied stringent reliability and safety standards set by regulations. This situation poses a challenge for researchers and engineers of the dynamics of structures to better understand the dynamic properties of structures using all available means. The work presented in this thesis focuses on the exploitation of computer-aided design CAD/CAM, within the finite element method analysis context for the mechanical and vibration analysis of low-power vertical axis wind turbine Savonius type, at original or cracked state under critical wind loads based on the universal SolidWorks Simulation code. The objective is to propose a procedure to quickly simulate the static and dynamic behavior of the machine under imposed fixation and critical wind loads conditions. Static simulation work allowed to access to the maximum equivalent stresses assessed the rupture conditions of the structure material and dynamics simulation studies permit to determine the structural parameters, which assess the resonance settings and dynamic quality factor of the system. The stability and reliability are shown since the tested criterion of VonMises strength and the dynamic amplification of the structure are within the standards by taking into account the shortcomings of the design. The simulated mechanical performances of resistance of the turbine are strongly influenced by the edge growth cracks, in particularly in the slow speed shaft and by increasing the centrifugal force due to wind speed. However, the predicted shifts in the structural parameters, such as natural frequencies and shape modes associated are very weak, are undetectable in practice to control the machine's healthy in online. On the other hand, the modeling and simulation works of airflow showed that the solar chimney power plant based on wind turbines is feasible and efficient renewable technology in southern Algeria. These regions are rich in solar and wind energy resource, as well as in water, flat soil topography and sand availability, which represent a principle material to construct the glazing of solar collector.

Keywords: vertical axis wind turbine Savonius type, design, structure dynamics, static analysis, dynamic analysis, modelisation, Finite element analysis, SolidWorks Simulation, solar power chimney.

Remerciement

Au terme de travail, je tiens à remercier tous qui ont coopéré et collaboré directement ou indirectement dans la réalisation de cette thèse.

Je tiens tout particulièrement à remercier, monsieur le Directeur de thèse, le Professeur **Mohammed Ouali**, chef du Laboratoire : Dynamique des Structures, à l'Univ. de Blida1 et le co-Directeur de thèse monsieur le professeur **Lhouari Adjlout**, chef du Laboratoire d'Aéro. Hydrodynamique Naval du Département de Génie Maritime, à U.S.T. Oran, de m'avoir accepté d'accueillir dans leurs institutions et de m'encadrer et diriger tout au long de mon thèse de doctorat et ainsi que pour la liberté qu'ils m'ont laissé dans l'organisation de mon travail et d'apprendre à trouver le bon chemin par soi-même. Ils m'ont fait confiance et aidé pendant les moments de doute et d'incertitude tant sur le plan scientifique qu'humain, je leurs adresses ma plus sincère gratitude.

Mes vifs remerciements vont à tous les membres de mon jury :

YOUCEFI Abdelkader	Professeur, USTOran	Président
IMINE Bachir	Professeur, USTOran	Examineur
LARIBI Boualem	Professeur, Univ. Khemis-Miliana	Examineur
TEMMAR Mustapha	M.C.A., Univ. Blida1	Examineur

pour avoir accepté de rapporter mon mémoire. Leurs remarques, pertinentes et constructives, sur le thème de la thèse.

Je présente mes sincères remerciements à mon ami et collègue de profession, le Doctorant **Ferroudji Fateh** de m'avoir beaucoup aidé en SolidWorks Simulation. Nous avons passé ensembles des moments inoubliables durant les quatre années de la préparation de mon thèse de doctorat.

Je souhaite également adresser mes vifs remerciements à mes collègues de l'Equipe Potentialité Energétique Solaire et Eolienne au sein de l'URERMS d'Adrar pour leurs patiences et leurs immenses générosités, ils m'ont souhaité toujours les exploits et la réussite.

Enfin, je remercie mes parents pour tout ce qu'ils ont fait pour mois. Ils se sont beaucoup sacrifiés pour m'offrir toutes les conditions nécessaires afin que je puisse devenir ce que je suis. Ma reconnaissance envers eux est inexprimable.

Dédicace

A ma petite famille

A mes parents

A tous les personnes qui m'ont souhaité le bonheur et la prospérité

Sommaire

Introduction générale	2
<hr/>	
Partie I : Etat de l'art éolien	
<hr/>	
Chapitre 1 : Fondement historique de la conversion éolienne dans le monde	9
1.1 Introduction.....	10
1.2 Les énergies renouvelables.....	10
1.2.1 Caractéristiques des énergies renouvelables.....	10
1.2.2 Ressources des énergies renouvelables.....	10
1.2.3 Perspectives des énergies renouvelables.....	11
1.3 Conversion de l'énergie éolienne.....	11
1.3.1 Ressource éolienne.....	11
1.3.2 La turbine à vent à axe horizontal.....	13
1.3.3 La turbine à vent à axe vertical.....	14
1.3.4 Les courbes de puissance des turbines à vent.....	15
1.4 Historique et concepts du moulin à vent.....	16
1.4.1 Introduction.....	16
1.4.2 Le système éolien d'Héron.....	17
1.4.3 Le moulin à vent à axe vertical Perse.....	18
1.4.4 Le moulin à vent à axe vertical chinois.....	20
1.4.5 Le moulin à vent européen.....	20
1.4.6 Le moulin à vent américain.....	24
1.4.7 Génération de la puissance électrique par les turbines à vent.....	26
1.4.8 Le développement du petit éolien.....	27
1.4.9 La turbine à vent soviétique.....	30
1.4.10 Les premières centrales de puissance des turbines à vent.....	30
1.4.11 Les moulins à vent modernes.....	32
Conclusion.....	34

Partie II : Conception du système

Chapitre 2 : Procédure de conception de l'aérogénérateur assistée par ordinateur CAO/DAO	37
2.1 Introduction.....	38
2.2 Description de l'outil de simulation utilisé.....	39
2.2.1 Types d'analyse sous SolidWorks Simulation.....	39
2.2.2 Types de packages SolidWorks Simulation.....	41
2.3 Descriptions des modèles géométrique et éléments finis de l'aérogénérateur conçu.....	41
2.3.1 Modèle géométrique solide de l'aérogénérateur.....	42
2.3.2 Modèle éléments finis de l'aérogénérateur.....	43
2.3.3 Propagation des criques dans l'aérogénérateur.....	44
2.3.4 Choix des matériaux de construction.....	44
2.4 Théorie de l'analyse statique.....	45
2.5 Théories de rupture du matériau.....	47
2.5.1 Le critère de la contrainte maximale de VonMises.....	48
2.5.2 Le critère de la contrainte de cisaillement maximal.....	48
2.5.3 Le critère de résistance de Mohr-Coulomb.....	49
2.6 Théorie de l'analyse dynamique.....	49
2.6.1 Bref historique sur la vibration des structures.....	50
2.6.2 Modélisation de l'aérogénérateur par une poutre d'Euler-Bernoulli en flexion.....	52
2.6.3 Théorie de l'analyse modale de l'aérogénérateur par éléments finis 3D.....	54
2.6.4 Analyse modale de la structure non amortie.....	55
2.6.5 Analyse modale de la structure amortie.....	56
2.7 Indices de performance dynamique de l'aérogénérateur.....	57
2.8 Procédure d'analyse de l'aérogénérateur par éléments finis.....	59
2.9 Propriétés des éléments solides de discrétisation par éléments finis.....	60
2.10 Conditions aux limites (contraintes et forces).....	61
2.10.1 Déplacements imposés.....	61
2.10.2 Chargements imposés.....	62
2.11 Erreurs dans l'analyse par éléments finis.....	63
2.12 Dessin de définition de l'aérogénérateur CAO/DAO.....	63
2.13 Conclusion.....	69

Chapitre 3 : Modélisation de l'aérogénérateur par des disques en torsion	71
3.1 Introduction.....	72
3.2 Modélisation de l'aérogénérateur par un système de disques en torsion.....	72
3.2.1 La méthode explicite.....	72
3.2.2 La méthode implicite.....	73
3.2.3 Résolution par la méthode directe.....	74
3.2.4 Résolution par la méthode itérative.....	76
3.3 Conclusion.....	78
<hr/>	
Chapitre 4 : Application des aérogénérateurs dans les centrales cheminées solaires de puissance	80
4.1 Introduction.....	81
4.2 Modélisation d'une centrale cheminée solaire de puissance à base l'aérogénérateurs.....	81
4.2.1 Modèle énergétique du CCSP.....	82
4.2.2 Modèle de la cheminée.....	87
4.2.3 Modèle de la turbine éolienne.....	88
4.2.4 Conclusion.....	88
<hr/>	
Partie III : Analyse des résultats	
<hr/>	
Chapitre 5 : Présentation et interprétation des résultats de la simulation	91
5.1 Introduction.....	92
5.2 Analyse statique de l'aérogénérateur.....	92
5.2.1 Conclusion.....	97
5.3 Analyse dynamique de l'aérogénérateur.....	107
5.4 Analyse dynamique de l'aérogénérateur fissuré.....	107
5.4.1 Conclusion.....	115
5.5 Application des turbines éoliennes dans une centrale cheminée solaire de puissance.....	115
5.5.1 Conclusion.....	120
Conclusions générales et perspectives	122
Références Bibliographiques	128

Liste des figures

Figure 1.1-Les ressources des énergies renouvelables dans le monde en 2014.....	10
Figure 1.2-Perspectives des énergies renouvelables.....	11
Figure 1.3-Capacité énergétique éolienne dans le monde	12
Figure 1.4-Distribution annuelle de la vitesse du vent à 10m du sol terrestre.....	13
Figure 1.5-Technologies des turbines à vent à axe horizontal.....	14
Figure 1.6-Technologies des turbines à vent à axe vertical.....	15
Figure 1.7-Coefficients de puissance et de couple des turbines à vent.....	16
Figure 1.8-Barques chinoises et égyptiennes anciennes.....	17
Figure 1.9-Concepts des moulins à vent décrits par Héron d'Alexandrie.....	18
Figure 1.10-Les moulins à vent Perse.....	19
Figure 1.11-Le moulin à vent à axe vertical chinois.....	20
Figure 1.12-Les premiers dessins connus sur les moulins à vent à axe horizontal.....	21
Figure 1.13-les Moulins à vent à pales larges de type Dutch à Amsterdam en 1757.....	22
Figure 1.14-Le poste de design du moulin à vent européen de 1430.....	23
Figure 1.15-Différents designs des moulins à vent américains de 1893.....	24
Figure 1.16-Le moulin à vent Brush pour la génération de l'électricité 1888 à Cleveland Ohio	26
Figure 1.17- Générateur de la puissance DC de LaCour en Danemark au 18 ^{ème} siècle.....	27
Figure 1.18-Premières centrales des turbines à vent	31
Figure 1.19-Turbines à vent modernes.....	33
Figure 2.1-Types d'analyses sous SolidWorks Simulation.....	40
Figure 2.2-Modèles Solide/SolidWorks de l'aérogénérateur.....	42
Figure 2.3-Modèles élément finis 3D de l'aérogénérateur.....	43
Figure 2.4-Positions des criques dans le rotor de l'aérogénérateur.....	44
Figure 2.5-Tenseur des contraintes statiques sur les facettes d'un élément solide en équilibre..	45
Figure 2.6-Eléments de maillage tétraédriques solides avant et après déformation.....	61
Figure 2.7-Les déplacements imposés à l'aérogénérateur.....	62
Figure 2.8-Les chargements sur l'aérogénérateur.....	62

Liste des figures

Figure 2.9-Aérogénérateur construit sous SolidWorks (vue d'ensemble).....	63
Figure 2.10-Aérogénérateur Savonius complet à trois pales.....	64
Figure 2.11-Multiplicateur planétaire de vitesse.....	65
Figure 2.12-Support du multiplicateur et du générateur.....	66
Figure 2.13-Gabarit de fixation de l'aérogénérateur dans la fondation.....	67
Figure 2.14-Turbine de l'aérogénérateur à deux et à trois pales.....	68
Figure 2.15-Support principal de l'aérogénérateur (le mât).....	69
Figure 3.1-Modèle de l'aérogénérateur à trois masses en torsion.....	74
Figure 3.2-Déformées modales de l'aérogénérateur à trois masses en torsion.....	76
Figure 4.1-Centrale cheminée solaire de puissance typique.....	82
Figure 5.1-Déplacements : (a). Structure originale, (b). Avec une crique, (c). Avec 3 criques	93
Figure 5.2-Déformations: (a). Sans crique, (b). Avec une crique, (c). Avec 3 criques.....	94
Figure 5.3-Contraintes de VonMises: (a).Sans crique, (b). Avec une crique, (c). avec 3criques	95
Figure 5.4-Facteur de sécurité : (a). Structure originale, (b). Une crique, (c). Trois criques...	96
Figure 5.5-Performances statiques de l'aérogénérateur à trois pales.....	98
Figure 5.6-Prédiction des cinq premiers modes de vibration de l'aérogénérateur à deux pales	101
Figure 5.8-Caractéristiques mécaniques du rotor sans défauts.....	106
Figure 5.9-Caractéristiques mécaniques du rotor avec défaut à l'axe lent $a=0.25R$	110
Figure 5.10-Caractéristiques mécaniques du rotor avec défaut de gorge $a=0.5R$	112
Figure 5.11-Caractéristiques mécaniques du rotor avec défaut à la liaison pale-plaque $\inf.a/R=1$	113
Figure 5.12-Effet du rayon du collecteur sur le gradient de température $(T_s - T_e)$	117
Figure 5.13-Effet de la radiation solaire sur le gradient de température $(T_s - T_e)$	118
Figure 5.14-Effet de la surface du collecteur à air sur la puissance de sortie.....	118
Figure 5.15-Effet de la hauteur de la cheminée sur la génération de la puissance électrique...	119
Figure 5.16-Effet de la température ambiante sur la puissance de sortie de la centrale.....	119
Figure 5.17-Influence de la taille du collecteur à air sur les températures de fonctionnement	120

Liste des tableaux

Tableau 2.1 : Propriétés mécaniques des matériaux de construction de l'aérogénérateur..	45
Tableau 3.1 : Méthode de Lanczos appliquée au système de la figure 2.6.....	78
Tableau 5.1 : Sévérité des criques sur les performances statiques de l'aérogénérateur.....	97
Tableau 5.2 : Résultats de l'analyse modale de l'aérogénérateur à deux pales.....	101
Tableau 5.3 : Indices de performance de la structure de l'aérogénérateur à deux pales.....	102
Tableau 5.4 : Fréquences d'excitation en [Hz] de l'aérogénérateur dues au TSR et vitesses de vent.....	102
Tableau 5.5 : Paramètres et critères de qualité structurels de l'aérogénérateur à trois pales.....	106
Tableau 5.6 : Fréquences d'excitation de l'aérogénérateur dues à la vitesse du vent.....	106
Tableau 5.7 : Effet de la vitesse centrifuge et de la diffusion des criques sur la qualité de la turbine.....	114
Tableau 5.8 : Variation des caractéristiques mécaniques de la turbine en %, $V=5-15\text{m/s}$...	114
Tableau 5.9 : Caractéristiques thermophysiques de la centrale CCSP.....	116
Tableau 5.10 : Performances énergétiques de la centrale cheminée solaire.....	116

Nomenclature

Nomenclature

$P_{méc}$	Puissance mécanique	[W]
C_p	Couple aérodynamique	[%]
ρ_{air}, ρ	Densité massique de l'air et de l'acier	[kg/m ³]
A	Section balayée par le rotor	[m ²]
V	Vitesse du vent	[m/s]
Ω_G	Fréquence de rotation du générateur	[Hz]
Ω_C	Fréquence de rotation de la couronne	[Hz]
Ω_r	Fréquence propre de la poutre en flexion du mode r	[Hz]
Ω_1	Fréquence fondamentale	[Hz]
[M]	Matrice de masse	[kg]
[K]	Matrice de rigidité	[N/m]
[D]	Matrice d'amortissement	[N/rd/s]
$\{\ddot{u}\}, \{\dot{u}\}, \{u\}$	Vecteur accélérations, vitesses et déplacements	[m/s ²], [m/s], [m]
$\ddot{u}_n, \dot{u}_n, u_n$	Les accélérations, vitesses et déplacement des nœuds n	[m/s ²], [m/s], [m]
u_r	Déplacement de flexion du mode r	[m]
{F}	Vecteur des forces appliquées	[N]
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	Contraintes statiques dans les directions x, y, z	[N/m ²]
$\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$	Contraintes de cisaillement dans les plans xy, yz, zx	[N/m ²]
E, G	Module d'élasticité longitudinal et transversal	[N/m ²]
$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$	Déformations linéaires dans les directions x, y, z	[..]
$\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$	Déformations angulaires dans les plans xy, yz, zx	[..]
σ_u	Contrainte résultante dans la direction u	[N/m ²]
τ_{uv}	Contrainte de cisaillement dans le plan uv	[N/m ²]
$\sigma_{min}, \sigma_{max}, \sigma_{moy}$	Contrainte minimale, maximale et moyenne	[N/m ²]
$\sigma_e, \sigma_{limit}, \sigma_{TL}$	Limite élastique, limite de rupture, limite de rupture compression	[N/m ²]
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3,$	Les contraintes principales dans les trois directions	[N/m ²]

Nomenclature

$\sigma_{VonMises}$	Contrainte de VonMises	[N/m ²]
N	Coefficient de poisson	[..]
λ_d	Vitesse spécifique de design du rotor	[..]
δ_{rk}	Indice de Kronecker	[..]
FS	Facteur de sécurité du matériau	[..]
I	Moment d'inertie quadratique	[m ⁴]
J_{n-1}, J_n, J_{n+1}	Les moments d'inertie polaire des disques	[Nm/rad/s ²]
L	Longueur de la poutre	[m]
R	Rayon de la poutre	[m]
E	Profondeur de crique	[m]
T	Temps	[sec.]
m_{rg}	Masse du rotor + le générateur	[kg]
η_r	Nombre d'ondes	[...]
$\{\Psi_r\}, \{\phi_r\}$	Vecteurs des modes propres d'ordre r	[m]
Ω_r	Fréquence propre du mode r	[Hz]
μ_r	Masse modale	[..]
γ_r	Rigidité modale	[Hz ²]
q_r	Coordonnée principale	[m]
A_r	Amplitude du mode r	[m]
θ_r	Angle de phase	[rad]
$\theta_{n-1}, \theta_n, \theta_{n+1}$	Déplacement, vitesse et accélération angulaire	[rad], [rad/s], [rad/s ²]
ξ_r	facteur d'amortissement du mode r	[..]
$X_{mass},$	Taux des participations massiques dans les directions	
Y_{mass}, Z_{mass}	x, y, z	[%]
Γ_r	Facteur de qualité du mode d'ordre r	[..]
$\ H_r\ _2, \ H_r\ _\infty$	Les normes du mode d'ordre r	[..]
PD_r	Pourcentage de dépassement	[..]
F	Fréquence d'excitation du vent	[Hz]
N_p	Nombre de pales	[..]

Nomenclature

k_{n-1}, k_n, k_{n+1}	Rigidité à la torsion des disques d'inertie	[Nm/rad]
Q_u	Chaleur utile du collecteur solaire	[W]
P_u	Puissance ascendante d'air dans la cheminée	[W]
$T_{abs}, T_g, T_{air}, T_a$	Temp. de l'absorbeur, du vitrage, de l'air et ambiante	[°C]
T_e, T_s	Température d'entrée et de sortie du fluide	[°C]
h_{abs}, h_g	Coefficients d'échange de chaleur par convection	[W/m ² °K]
h_r	Coefficient d'échange de chaleur par rayonnement	[W/m ² °K]
U_t, U_b	Coefficients des pertes thermiques globales avant et arrière	[W/m ² °K]
$\eta_o = \tau_g \alpha_{abs}$	Rendement optique du capteur	[..]
I_g	Eclairement solaire sur la surface d'ouverture du collecteur	[W/m ²]
I_b	Eclairement solaire direct sur un plan normal	[W/m ²]
I_d	Eclairement solaire diffus sur un plan horizontal	[W/m ²]
I_r	Eclairement solaire réfléchi par le sol	[W/m ²]
k_{abs}	La conductivité du sol absorbeur	[W/m°K]
ρ_{abs}	La densité du sol absorbeur	[kg/m ³]
$C_{p,abs}$	La capacité calorifique du sol absorbeur	[W/kg °K]
\dot{m}_{air}	Débit d'air	[kg/s]
D_h	Diamètre hydraulique du collecteur	[m]
r_c	Rayon du collecteur	[m]
H_{ch}	Hauteur de la cheminée	[m]
Nu	Nombre de Nusselt	[..]
h_s	Hauteur du soleil	[degrés]
ξ_{alb}	Albédo du sol	[%]
F'	L'efficacité du collecteur estimée	[%]
F''	Facteur de débit	[%]
η_c	Rendement du collecteur	[%]
η_{ch}	Rendement de la cheminée	[%]

Nomenclature

η_{mec}	Rendement mécanique de la turbine	[%]
η_m	Rendement du multiplicateur	[%]
η_{Tr}	Rendement de la transmission	[%]
F_R	Facteur d'extraction de la chaleur	[%]
V_{air}	Vitesse d'écoulement d'air dans le collecteur	[m/s]
g	Accélération de la gravité	[m/s ²]
Δp	Gradient de pression	[Pa]

Introduction générale

Introduction générale

L'activité de recherche scientifique et de développement technologique dans le domaine des énergies renouvelables et du développement durable s'est fortement intensifiée aujourd'hui dans le monde à cause des crises économiques énergétiques et des problèmes écologiques dus aux énergies conventionnelles et nouvelles. Le progrès de la conversion éolienne ne s'est pas fait d'une manière continue à cause des guerres et des crises économiques. L'éolien a subi des mutations technologiques profondes à travers l'histoire. Il passe des barques à voiles simples en Chine et en Egypte depuis 5500 ans avant J.-C aux turbines à vent modernes onshores et offshores les plus sophistiquées de plusieurs mégawatts en Belgique [Tong 2010(1)] [Dodd 1990(2)].

Le progrès scientifique et technique considérable acquis dans le domaine des moulins à vent n'a pu résoudre complètement les problèmes techniques liés au petit éolien fonctionnant à basse vitesse spécifique [Kadam et patil 2007(3)] [Akwa et al. 2012(4)]. La turbine à vent Savonius apparaît comme une machine appropriée dans les milieux urbains et les sites isolés pour l'exhaure de l'eau, la production de l'électricité, le démarrage passif d'autres types d'éoliennes ...etc. Ce convertisseur d'énergie robuste semble opportun et prometteur dans ces situations. Néanmoins, ce type de rotor souffre de l'inefficacité énergétique due à la faible surface de conversion disponible, à la vitesse spécifique limitée et aux problèmes mécaniques et vibratoires liés à l'interaction fluide-structure sous l'effet des charges de vent cycliques [Gupta et al. 2008(5)].

Ces machines sont conçues en général pour fonctionner avec succès sous des sollicitations mécaniques et aérodynamiques variables importantes induites par des charges de vent critiques répétitives. Elles sont assujetties à des forces centrifuges variables engendrant des contraintes cycliques de fatigue entraînant l'initiation et la propagation des fissures, conduisant à la déstabilisation de ces systèmes et réduisant leurs cycles de vie. Le diagnostic de ces systèmes pour identifier les défauts de fabrication ou de fonctionnement par l'utilisation des Techniques Non Destructives TND basées sur la magnétoscopie, le fluide pénétrant, l'ultrason et autres méthodes est onéreux et souvent difficile à mettre en œuvre dans la pratique [Ciang et al. 2008(6)] [Adams et al. 2011(7)].

Grâce au progrès dans le domaine de l'informatique et des méthodes de calcul, surtout au cours de la dernière décennie, les logiciels industriels sont devenus des outils technologiques d'une extrême

importance. Ils permettent de réaliser, entre autres, la modélisation géométrique et la simulation numérique, la conception et le fonctionnement des machines tournantes complexes pour le développement, l'amélioration et l'optimisation de leurs performances statiques et dynamiques [Dudnicov 2009(8)][Lars 2013(9)][Yang 2007(10)][Kurowski 2005(11,12)][Zhao et al. 2004(13)]. Ces outils de calcul, permettent :

- La détermination des caractéristiques mécaniques en termes de déplacements, de déformations et de contraintes, fixant le facteur de sécurité de la résistance des matériaux de la structure du système et
- La prédiction des paramètres structuraux de la structure en termes de fréquences naturelles, de modes propres et des amortissements modaux fixant les facteurs de la qualité dynamique de la structure [Wilson 2002(14)][Gawronski 2008(15)][Gangele et Ahmed 2013(16)].

La complexité croissante de la conception des machines tournantes et la concurrence entre les secteurs économiques et industriels pour lancer de nouveaux designs sur le marché ou améliorer la qualité des produits finis tout en réduisant leurs cycles de réalisation et leurs coûts, exigent l'utilisation intensive des idées innovatrices, les expériences des ingénieurs et les moyens de calcul les plus puissants durant tout le processus de conception [Dudnicov 2009(8)][Lars 2013(9)]. Ainsi, l'application des outils de simulation et d'analyse, fondés sur le Dessin et la Conception Assistés par Ordinateur DAO/CAO 3D, en se basant sur les représentations des objets volumiques, les méthodes d'analyses numériques en général et la Méthode des Eléments Finis MEF en particulier permet d'évaluer la conception des systèmes dynamiques plus tôt dans le processus de design et ainsi de retarder/avancer ou de programmer l'intervention adéquate au moment propice [Kurowski 2005(11)][Girard et Roy 2008(17)]. Ces techniques de modélisation et de traitement paramétriques modernes des structures dynamiques facilitent la détermination des causes des défaillances à l'avance. Elles permettent la découverte rapide des changements dans la conception et réduisent le poids et le coût du système en améliorant ses performances statiques et dynamiques avec son environnement tout en conservant des facteurs de sécurité et de qualité acceptables du produit fini avant même d'investir dans le prototypage et les tests expérimentaux [Bachschnid et al. 2010(18)].

L'analyse de la conception statique d'un aérogénérateur Savonius par éléments finis 3D est une étape indispensable dans le processus de fabrication de la machine. Elle permet de prédire les

performances des paramètres mécaniques optimaux du système en vérifiant le facteur de sécurité du matériau au niveau des points les plus sensibles de la structure. Ainsi, la stabilité et la fiabilité statique de la structure durant son cycle de vie sont assurées [Yang et al. 2007(10)][Wilson 2002(14)].

L'analyse dynamique libre et forcée de l'aérogénérateur par éléments finis 3D sous de faibles perturbations harmoniques et sous l'effet des charges dynamiques variables du vent, permet la prédiction des paramètres modaux et des conditions de résonances de la structure. Ces paramètres structurels aident à fixer les performances dynamiques souhaitées pour des fins de stabilité et de fiabilité du système pendant la durée de service prévue [He et Fu 2001(19)][Gawronski 2008(15)].

La formation et la diffusion des fissures dans les lignes d'arbres en rotation est un problème qui préoccupe en même temps les concepteurs et les exploitants des machines tournantes en général et des éoliennes en particulier. Le bon fonctionnement de ces systèmes est assuré fréquemment par une surveillance et une analyse vibratoire en temps réel. La procédure est appuyée sur des modèles numériques et des algorithmes robustes validés par des tests expérimentaux. Elle permette ainsi un suivi ponctuel rigoureux de l'état de santé mécanique des matériaux et des machines ainsi qu'un diagnostic précoce des principales défaillances de la structure [Sadettin 2007(20)][Patil et Maiti 2003(21)].

Le système éolien est soumis en permanence à des passages répétitifs aux fréquences de résonance, favorisant l'apparition et la diffusion des fissures qui conduisent à la fatigue du système. Les techniques CND (contrôle non destructif) sont souvent inefficaces et coûteuses. De ce fait, la surveillance vibratoire online des aérogénérateurs reçoit un intérêt croissant de la part des chercheurs et des utilisateurs de ces machines [Bachschmid et al. 2010(18)][Sadettin 2007(20)]. La technique du diagnostic vibratoire online permet de détecter d'éventuel dysfonctionnement de la machine et de suivre son évolution dans le but d'établir ou de reporter une intervention mécanique particulière. Seulement, le caractère singulier et complexe des fissures des machines éoliennes aux niveaux de certains composants (pales, engrenage, mât ...etc.) rend difficile l'évaluation de la fiabilité des algorithmes développés spécifiquement pour leurs détections et dont la validation par des modèles expérimentaux est souvent délicate et onéreuse [Ciang et al. 2008(6)]. De ce fait, la simulation et l'analyse numérique par éléments finis 3D constituent une alternative de solution intéressante par rapport au retour d'expérience.

La production de l'énergie électrique au moyen de la combinaison des ressources énergétiques solaires et éoliennes en développant et en utilisant les centrales cheminées solaires de puissance est une technique prometteuse de génération de l'énergie renouvelable à grande échelle [Haaf et al. 1983(22)][Schlaich et al. 2003(23)]. La modélisation et la simulation de l'écoulement d'air dans une centrale cheminée solaire typique a permis de montrer la faisabilité et la rentabilité énergétique du système au sud algérien.

Ce travail de thèse qui entre dans le cadre de l'activité de recherche-développement de l'Unité de Recherche en Energie Renouvelable en Milieu Saharien, URERMS, d'Adrar, qui est rattachée au Centre de Développement des Energies Renouvelables CDER de Bouzaréah ; du Laboratoire Dynamique des Structures de l'Université Saad Dahlab de Blida et du Laboratoire d'Aéro-Hydrodynamique Naval, du Département de Génie Maritime de la faculté de Génie Mécanique de l'U.S.T. d'Oran, vise principalement les objectifs scientifiques et techniques suivants :

- La conception et l'optimisation mécanique statique d'un aérogénérateur Savonius bipales ou tripales à travers la modélisation géométrique et la simulation numérique DAO/CAO basée sur les éléments finis 3D en utilisant l'environnement SolidWorks Simulation pour assurer la stabilité et la fiabilité statique de la machine sous les conditions des liaisons et de chargement critique du vent.
- La modélisation, la simulation et l'analyse dynamique de l'aérogénérateur par éléments finis 3D pour la prédiction des paramètres structurels optimaux en termes de fréquences naturelles, de modes propres et d'amortissements modaux. Le but de l'analyse est de fixer les conditions de résonance de la structure sous les perturbations extérieures cycliques du vent qui assurent un facteur de qualité dynamique acceptable confirmant la stabilité, la sécurité et la fiabilité dynamique du système selon des normes standards.
- La simulation et l'analyse des performances dynamiques du rotor éolien sous les effets combinés de la diffusion des criques longitudinales surtout dans l'arbre lent et de l'augmentation de la force centrifuge due à la vitesse du vent sur les caractéristiques mécaniques de résistance du système. L'objectif est de prédire les performances dynamiques critiques afin d'établir un plan de surveillance de l'état de santé de l'aérogénérateur en temps réel.

- La modélisation et la simulation des écoulements d'air dans une centrale cheminée solaire de puissance équipée d'aérogénérateurs afin de prédire la faisabilité et la rentabilité énergétique de la centrale à grande échelle en milieu saharien algérien.

La thèse se compose, ainsi, de trois parties :

La partie I se compose d'un chapitre :

Le chapitre **1** se veut être une synthèse sur les fondements technologiques historiques et les exploits de la conversion éolienne dans le monde.

La partie II est consacrée à la description de la procédure de la conception statique et dynamique de l'aérogénérateur Savonius dans les cas original (sans anomalies) et fissuré. La conception assistée par ordinateur CAO/DAO se base sur les éléments finis 3D sous l'environnement SolidWorks Simulation et sur l'analyse des écoulements dans une centrale cheminée solaire de puissance. Cette partie se compose de trois chapitres :

- Dans le chapitre **2** on présente la procédure détaillée de la modélisation solide et de l'analyse statique et dynamique par éléments finis 3D de l'aérogénérateur sous le code SolidWorks simulation.
- Le chapitre **3** traite les techniques de modélisation et de résolution simplifiées du problème aux valeurs propres d'une ligne d'arbres en torsion dédiée à un aérogénérateur Savonius par un système masses-ressorts et sa résolution par des méthodes algébriques directes ou par des techniques itératives directes fondées sur un algorithme disponible.
- Le chapitre **4** examine la modélisation et la simulation des écoulements unidirectionnels d'air dans une centrale cheminée solaire de puissance à base d'aérogénérateurs au sud algérien. L'approche porte sur la faisabilité du système et l'influence des paramètres d'échelle et de fonctionnement sur la puissance produite.

La partie III de la thèse se compose d'un chapitre.

Dans le chapitre **5**, nous avons présenté et analysé les résultats de la modélisation et de la simulation du comportement statique et dynamique de l'aérogénérateur avec ou sans défauts, ainsi que la faisabilité et l'efficacité énergétique des centrales cheminées solaires à base d'aérogénérateurs en milieu saharien.

La thèse se termine par une conclusion générale et des perspectives

Partie **I** : Etat de l'art éolien

Résumé

Cette partie propose les principaux fondements et conceptions technologiques historiques et les exploits associés à la conversion et à l'utilisation de l'énergie éolienne dans le monde, depuis le système légendaire d'Héron d'Alexandrie aux centrales des turbines à vent de puissance onshores et offshores de plusieurs gigawatts les plus sophistiquées.

Chapitre 1 :
Fondement historique de la conversion
éolienne dans le monde

Chapitre 1

Fondement historique de la conversion éolienne dans le monde

1.1 Introduction

1.2 Les énergies renouvelables

1.2.1 Caractéristiques des énergies renouvelables

1.2.2 Ressources des énergies renouvelables

1.2.3 Perspectives des énergies renouvelables

1.3 Conversion de l'énergie éolienne

1.3.1 Ressource éolienne

1.3.2 La turbine à vent à axe horizontal

1.3.3 La turbine à vent à axe vertical

1.3.4 Les courbes de puissance des turbines à vent

1.4 Historique et concepts du moulin à vent

1.4.1 Introduction

1.4.2 Le système éolien d'Héron

1.4.3 Le moulin à vent à axe vertical Perse

1.4.4 Le moulin à vent à axe vertical chinois

1.4.5 Le moulin à vent européen

1.4.6 Le moulin à vent américain

1.4.7 Génération de la puissance électrique par les turbines à vent

1.4.8 Le développement du petit éolien

1.4.9 La turbine à vent soviétique

1.4.10 Les premières centrales de puissance des turbines à vent

1.4.11 Les moulins à vent modernes

1.4.12 Conclusion

1.1 Introduction

Les énergies dans le monde se divisent en trois catégories principales : les énergies fossiles fondées sur les hydrocarbures, les énergies nouvelles basées sur le nucléaire et les énergies renouvelables fondées directement ou indirectement sur le rayonnement solaire. Les énergies conventionnelles sont exhaustives et polluantes alors que les énergies renouvelables sont propres et durables. Les plus importantes ressources d'énergies renouvelables sont : la biomasse, l'hydraulique, la géothermie, l'éolien et le solaire.

1.2 Les énergies renouvelables

1.2.1 Caractéristiques des énergies renouvelables

Les énergies renouvelables sont en général des énergies propres qui ne produisent pas de gaz à effet de serre tels que CO₂, NO₂ et NO_x durant leurs mises en œuvre. Elles ont un impact positif sur l'air ambiant car elles ne produisent ni dioxyde de soufre ni oxyde d'azote, les principales sources de pollution de l'atmosphère terrestre. La génération de la puissance électrique dans le monde libère 30% de dioxyde de Carbone dans l'atmosphère. La conversion des énergies renouvelables n'utilise pas les ressources hydriques cruciales pour la vie sur terre. La génération de l'électricité des énergies renouvelables est en général propre [Deglaire 2010(24)].

1.2.2 Ressources des énergies renouvelables

Les principales ressources des énergies renouvelables sont : Le solaire, l'éolien, l'hydraulique, la géothermie et la biomasse (figure 1.1) selon le rapport de la source [REN21 2014(25)]. La capacité de la puissance des énergies renouvelables hors hydraulique, dépassent les 560 TWth.

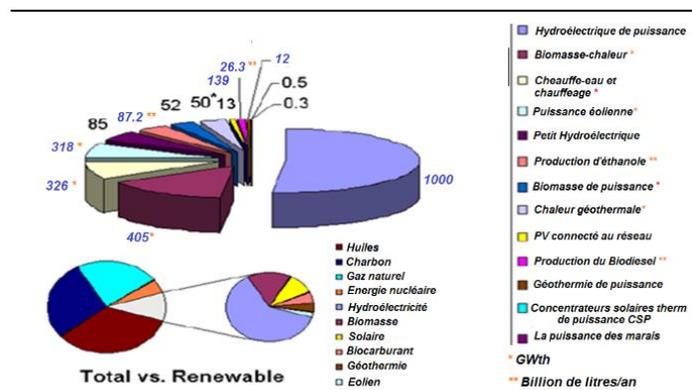


Figure 1.1-Les ressources des énergies renouvelables dans le monde en 2014 [REN21 2014(25)]

1.2.3 Perspectives des énergies renouvelables

La demande énergétique mondiale est en constante augmentation et peut dépasser les 50% avant 2030 selon les prédictions de l'Agence International d'Energie AIE (figure 1.2). Actuellement, plus de 80% de la demande énergétique sont couverts par les hydrocarbures qui sont en voie de disparition durant les prochaines décennies. Ces énergies conventionnelles sont incapables de subvenir aux besoins énergétiques de la planète terre à long terme, en plus il y a des problèmes écologiques associés aux émissions des gaz à effet de serre. Ainsi, le développement et l'utilisation des énergies renouvelables est le seul moyen stratégique pour subvenir aux besoins énergétiques de la société moderne sans risque écologique malgré leur coût relativement élevé. L'Union Européenne s'est fixée comme objectif d'arriver à un taux d'intégration des énergies renouvelables de 20% en 2020 dans le domaine de la chaleur et du transport [Mark et Daurrschmidt 2009(27)]. De toute façon, quand il s'agit des problèmes de climat, l'aspect économique des énergies renouvelables vient au second plan avec l'optimisation de toute la chaine de la conversion et de l'utilisation rationnelle de l'énergie: développement, conversion, transport et stockage vers l'utilisation rationnelle. L'innovation technologique et l'amélioration de l'efficacité énergétique tout en réduisant la consommation dans tous les domaines semble la seule issue de développement et de prospérité.

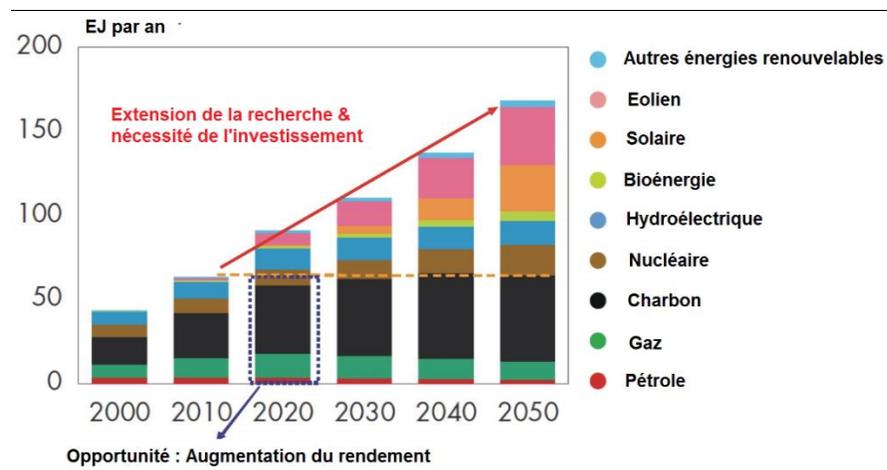


Figure 1.2-Perspectives des énergies renouvelables [RER 2014(26)].

1.3 Conversion de l'énergie éolienne

1.3.1 Ressource éolienne

L'énergie éolienne représente une source d'énergie modèle pour la génération d'une nouvelle puissance ayant un enjeu important sur le marché mondial d'énergie. Elle représente une technologie énergétique importante et une puissante technique à vitesse de déploiement connue. On

estime que la puissance solaire incidente est d'environ $1.8.10^{11}$ MW dont seulement 2% sont convertis en énergie du vent. Les 35% de l'énergie du vent sont dissipés à 1km d'altitude. Ainsi, la puissance du vent disponible pour la conversion en d'autres formes d'énergie est d'environ $1.26.10^9$ MW. Cette quantité est équivalente à 20 fois la consommation énergétique mondiale actuelle. La puissance éolienne produite progresse à un taux de 23% par an avec une capacité mondiale installée de 318GW en 2014 (figure 1.3) selon le rapport du [REN21(25)]. L'énergie éolienne est largement utilisée en Europe, en Asie et aux USA.

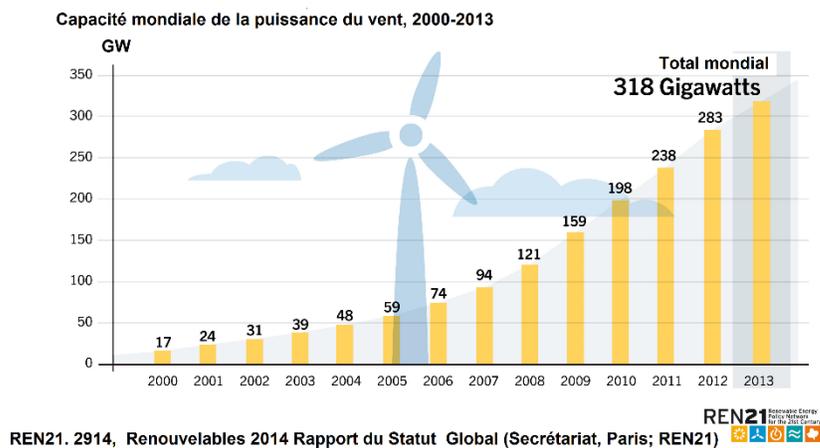


Figure 1.3-Capacité énergétique éolienne dans le monde [REN21(25)]

Le vent est induit par le mouvement de la masse d'air sous l'effet du gradient de pression atmosphérique. Un gradient de pression fort induit une forte vitesse de vent contenant une forte puissance susceptible à être capturée et utilisée par des éoliennes. Le mouvement du vent et la génération de la puissance sont très compliqués à cause de l'irrégularité du rayonnement solaire sur le globe terre et dans l'atmosphère et aussi à cause de l'effet de la force de Coriolis de la rotation propre de la terre ainsi que des conditions géographiques et topologiques locales. Les vitesses moyennes annuelles du vent à 10m du sol à l'échelle mondiale sont représentées sur la figure 1.4. Les turbines éoliennes produisent en permanence une puissance qui fluctue dans le temps et dans l'espace. La plus grande complexité réside dans l'input, le vent. Les éoliennes modernes sont sophistiquées et peuvent extraire relativement le maximum de puissance éolienne possible. Les rotors sont formés par une ou plusieurs pales selon les besoins en couple ou en vitesse de rotation.

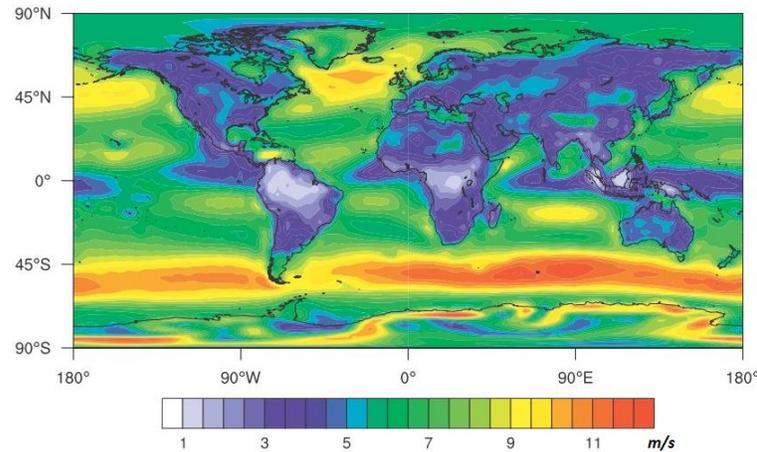


Figure 1.4-Distribution annuelle de la vitesse du vent à 10m du sol terrestre source :

[<http://www.creativeenergyengineering.com/wind.html>]

La puissance extraite du vent génère une vitesse de rotation et est convertie en énergie mécanique au niveau de l'arbre du rotor. La puissance mécanique produite est utilisée directement ou transformée en énergie électrique au moyen d'un générateur électrique approprié. Il est physiquement impossible d'exploiter toute la puissance du vent car cela nécessite un rotor avec une infinité de pales et cela va freiner l'écoulement d'air sur la surface de conversion. Il existe deux principes physiques d'extraction de la puissance cinétique du vent la trainée et la portance. Chaque type de capteur a ses avantages, ses inconvénients et son efficacité. La quasi-totalité des efforts de recherche-développement déployés dans l'industrie des turbines éoliennes est consacrée à la dynamique des structures, à l'électronique de puissance, à l'aérodynamique tout en se focalisant sur le perfectionnement des pales qui offrent le plus de performance pour la machine éolienne [Pechlivanoglon 2010(30)].

1.3.2 La turbine à vent à axe horizontal

Ce capteur est le plus utilisé de nos jours, car il est le plus efficace (figure 1.5). La conversion éolienne de ce type de rotor est basée sur la force de portance induite par la déviation du vent sur les pales qui génère une force circonférentielle sur le rotor. Pour des éoliennes à grandes vitesses, les pales du rotor sont conçues selon la théorie de l'aile portante. Le profil de la pale est incliné par rapport au plan de rotation pour optimiser la conversion.

Afin d'accroître la surface de captation et réduire le bruit acoustique émis, des dispositifs à concentration de vent ont été réalisés mais ne sont pas encore commercialisés car le carénage est

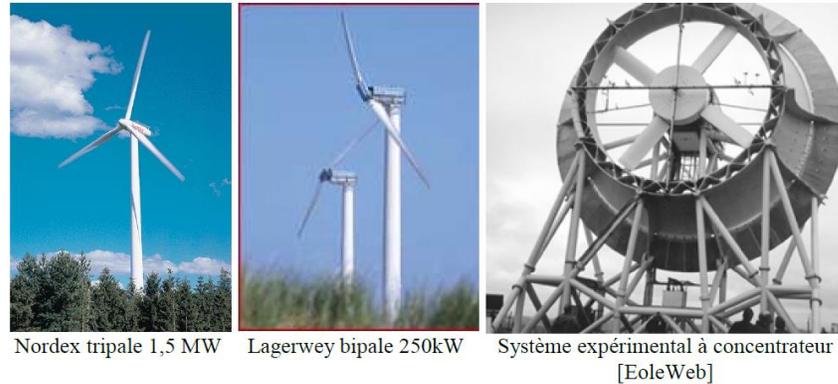


Figure 1.5-Technologies des turbines à vent à axe horizontal [Hau 2006(31)]

lourd, excepté la société française CITA qui a réalisé une machine de 12kW avec un rotor de 4,4m et un carénage de 5,3m de diamètre. La turbine peut se trouver à l'avant ou à l'arrière de la nacelle. L'intérêt du dispositif sous le vent est qu'il se positionne automatiquement face au vent ce qui permet, notamment pour les fortes puissances d'éviter le système mécanique d'orientation complexe, lourd et coûteux. L'inconvénient majeur réside dans la fatigue accrue due aux fréquentes oscillations liées aux changements de la direction du vent. Les réserves sur le second procédé sont comparables à celles du premier. La réduction du nombre de pales permet théoriquement de réduire le coût du système mais au dépend de la régularité du couple et des problèmes vibratoires. Le coefficient de puissance de la machine est également sensiblement plus faible, d'environ 5% entre un rotor tripale et bipale. Des machines monopales ont même été construites mais sans être commercialisées.

1.3.3 La turbine à vent à axe vertical

Après les records des moulins à vent antiques perses, plusieurs familles de technologies éoliennes à axe vertical ont été conçues et réalisées, seulement, aujourd'hui, elles sont plutôt marginalisées. La figure 1.6 montre les principales technologies sur le marché : le Savonius, le Darrieus de 2 ou 3 pales et le rotor en H, le Darrieus Québec de Hauteur 110m de 4 MW, AG Wind rotor de quelques kW et le Ecotools de 100W à quelques kW. Leurs avantages sont : équipements au sol, elles n'ont pas besoin d'orientation dans le vent, couple de démarrage important, construction simple telle que la turbine Savonius qui tourne à faible vitesse et est peu bruyante.

Leurs inconvénients sont : le guidage mécanique, notamment le palier bas qui doit supporter le poids de l'ensemble de la turbine. D'autre part, la technologie Darrieus nécessite un entraînement

au démarrage. Cette turbine présente moins de problèmes aujourd'hui avec le progrès de l'électronique de puissance déjà associé aux systèmes à vitesses variables.

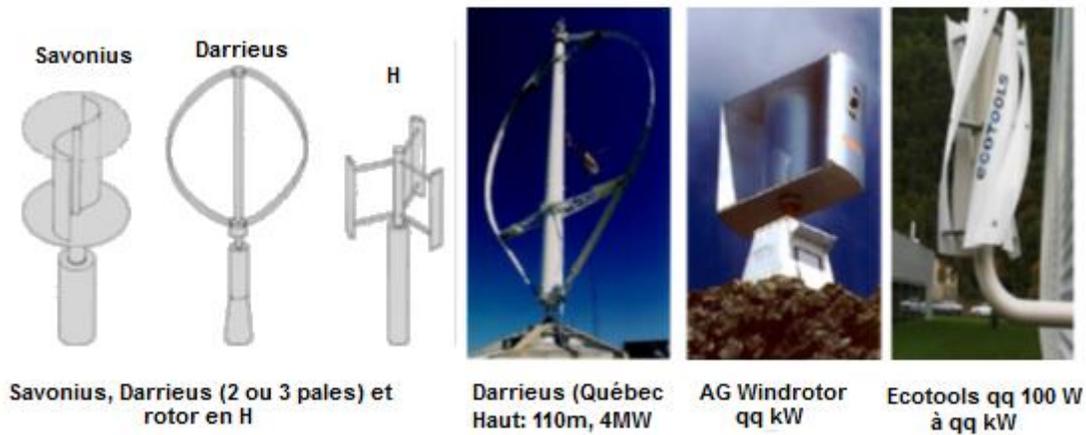


Figure 1.6-Technologies des turbines à vent à axe vertical [Hau 2010(31)]

Le rendement aérodynamique est inférieur à celui de la turbine à axe horizontal. La courbe de puissance est fonction de la vitesse spécifique et elle est fortement en cloche tout en nécessitant une optimisation de la vitesse de rotation par rapport à la vitesse du vent. Un système de conditionnement de puissance MPPT est quasi indispensable. C'est le même cas pour la société Ecotools, maison mère en Suisse et société en France, qui propose de petites turbines de 60W à 4.2kW à axe vertical (figure 1.6).

1.3.4 Les courbes de puissance des turbines à vent

Du point de vue aérodynamique, on peut comparer les différents types des turbines à vent en comparant leurs coefficients aérodynamiques de puissance ou de couple en fonction de la vitesse spécifique du rotor (figures 1.7a et b). Les facteurs de puissance (figure 1.7a) montrent clairement l'avantage des turbines à vent axe horizontal en termes de puissance. Les courbes de puissance sont plus plates pour les turbines à axe horizontal à faible nombre de pales 3, 2 ou 1 par rapport à celles à axe vertical et aux multipales. Elles sont ainsi moins sensibles aux variations de la vitesse spécifique autour de la valeur optimale ce qui rend la fonction MPPT moins importante. Les coefficients du couple (figure 1.7b) montrent l'évolution des couples de démarrage favorables aux éoliennes multipales de pompage. Il en est de même pour les systèmes à axe vertical.

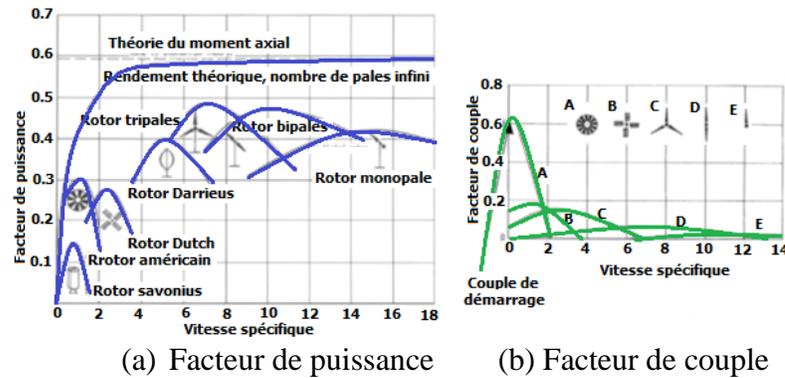
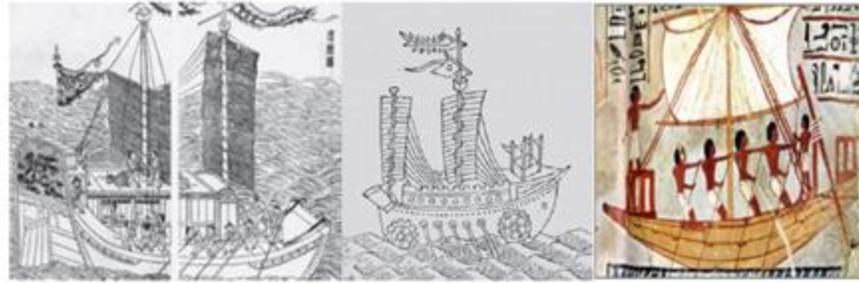


Figure 1.7-Coefficients de puissance et de couple des turbines à vent [Hau 2006(31)]

1.4 Historique et concepts du moulin à vent

1.4.1 Introduction

Les premières mentions d'utilisation de la puissance du vent sont apparues à l'Est : en Inde, en Tibet, en Afghanistan et en Perse. Seulement, les anciens manuscrits ont trop souffert des défections, des révisions et des interpolations aux cours des siècles. Les barques ont utilisé la puissance du vent et les architectes ont introduit la ventilation naturelle dans les bâtiments depuis 5500ans. L'usage du vent pour produire de la puissance mécanique est venu par la suite. L'empereur de Babylone Hammourabi avait planifié d'utiliser la puissance du vent pour son projet ambitieux d'irrigation au 7^{ème} siècle avant J.-C. Le système à vent de l'ingénieur grec Héron d'Alexandrie au 1^{er} siècle est le premier exemple d'usage de la puissance du vent pour entrainer une machine. Un autre exemple est le rotor de prière tibétaine et chinoise depuis le 4^{ème} siècle. Quatre siècles avant 4 siècles J.-C, les anciens chinois sont les premiers qui ont attaché des nageoires à leurs barques [Fulihara et al. 1998(32)]. A partir de la révélation de gravures, les anciens manuscrits sur une coquille de gazon de la dynastie Shang (1600-1046) révèlent l'ancien caractère chinois "𠄎" "凡", qui signifie nageoire et qui apparait fréquemment dans la langue chinoise ancienne. Dans la dynastie Han (220-200) avant J.-C, les jonques chinoises ont été développées et utilisées comme des contenaires de transport des provisions sur mer [Wong 1996(33)]. Il y a des barques avec des multiples-mâts à multi-nageoires qui flottent dans la mer du sud, capable de transporter plus de 700 personnes avec 260 tonnes de provisions. Deux anciennes barques chinoises sont montrées sur les figures 1.8a et b. Ce sont des barques à deux mâts, destinées au transport des céréales. Elles sont mentionnées dans le livre encyclopédique des sciences et des technologies [Figueirido et al.(34)]. La figure 1.8b montre une barque de la dynastie Song (960-1279) [Uddin 2003(35)].



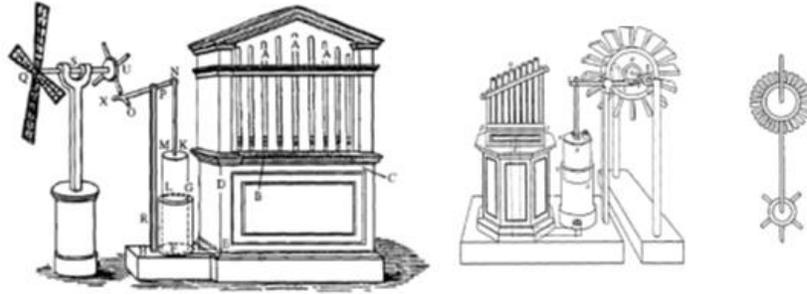
(a) Barque à deux mâts (b) Barque à rotor (c) Barque égyptien

Figure 1.8-Barques chinoises et égyptiennes anciennes [Figueirido et al. 2006(34)][Uddin2003(35)].

C'est une barque à rotor utilisé dans les guerres entre les dynasties Song et Jin (1115-1234) vers 3400 avant J.-C. La puissance du vent est largement utilisée dans le transport de l'eau pour une longue période avant la découverte de la machine à vapeur au 19^{ème} siècle. Les anciens égyptiens ont lancé leurs premières barques sur la rivière du Nil, ensuite sur le méditerranée. Aux environs de 1250 avant J.-C, ils ont construit des barques sophistiqués capables de naviguer sur la mer rouge qui sont illustrées sur le papier russe de la figure 1.8c. Vers 300 avant J.-C, les Singhalaises ont pris l'avantage durant les saisons des fortes pluies pour alimenter les fours avec suffisamment d'air afin de maintenir la température à l'intérieur à environ 1100°C dans le processus de fusion des métaux. Cette technique était capable de produire de l'Acier au carbone [ANL 2009(36)]. D'autre part, le piston à double action inventé en Chine est largement utilisé en métallurgie dans le 4^{ème} siècle avant J.-C [Herr 2002(37)]. Le système est capable d'alimenter en permanence la chambre de combustion d'un four par de l'air pour garder la température élevée afin de fondre des tonnes de métal.

1.4.2 Le système éolien d'Héron

L'invention du moulin à vent est attribuée à Héron d'Alexandrie au 1^{er} siècle avant J.-C par mérite à sa glorieuse histoire. Le chapitre pertinent d'ouverture de la Pneumatica de 2000ans passés est donné par [Woodcraft 1851(38)]. Il décrit la construction d'un organe qui utilise le vent pour produire la musique de la flute. La version contient le digramme de la figure 1.9a, montrant l'arbre avec les nageoires à l'une de ses extrémités et les quatre tiges de l'autre côté. Woodcraft présente un rotor à axe horizontal ayant 4 nageoires. [Schmidt 1889(39)] présente le moulin à eau de type rotor (figure 1.9b).



(a) Le rotor type-Dutch [Woodcroft 1851(38)], (b) Le moulin à eau à rotor [Schmidt 1899(39)]

Figure 1.9-Concepts des moulins à vent décrits par Héron d'Alexandrie

Le fonctionnement de la machine à vent sans date spécifique de naissance est probablement imaginé uniquement pour les records. Selon [Vowles1931(40)], le moulin à vent est fort connu en temps Gréco-Romains. Au moyen âge, à la fin de l'empire romain, la culture grecque s'est développée à l'extérieur de la terre mère : l'Alexandrie et Proche et Moyen-Orient, la Palestine, la Syrie, l'Anatholie, la Mésopotamie et la Perse. Ces régions sont devenues des régions islamiques au 7^{ème} siècle et tout l'héritage Gréco-Romains est devenu disponible pour les musulmans. Certains textes grecs sont traduits en arabe y compris la *Pneumatica*. La période arabo-musulmane est sans doute l'âge d'or de la renaissance et de la civilisation humaine. La puissance du travail d'Héron a simulé l'usage de la puissance du vent dans le monde arabo-musulman, mais il n'est y a pas une évidence solide validant cette hypothèse. Les histoires et les records sont établis entre le 1^{er} et le 12^{ème} siècle dans le Proche-Orient et l'Asie centrale et ces régions sont perçues comme ceux de la naissance des moulins à vent.

1.4.3 Le moulin à vent à axe vertical Perse

La première mention du moulin à vent au 7^{ème} siècle est donnée par Ali El-Tabari (834-927). Le Calife Omar est occupé dans la capitale islamique Medina en 644 par la capture d'un technicien esclave Perse dénommé Abu-Lealea qui est libéré par une amande importante, car il est le concepteur d'un moulin à vent en Perse. Cette histoire est répétée par le géographe Ali El-Massidi 956. Le Calife interrogea l'expert s'il a les moyens de bâtir un moulin entraîné par le vent, Abu-Lealea a répondu par le Dieu tout puissant selon [Needham 1965(42)][Wulff 1966(43)]. Cette histoire est transmise oralement durant plusieurs siècles.

Au 10^{ème} siècle, on rencontre le premier établissement utilisant des moulins à vent dans le monde en Perse. Cette affirmation est confirmée par plusieurs écrivains célèbres et renforcée par des dessins des moulins anciens d'usage moderne. La région est le Sistan à l'Est de la Perse, l'Iran d'aujourd'hui selon El-Massidi. Le géographe perse Al-Estakhri 950, donne aussi une description similaire qui est confirmée par le géographe El-Qazwini (1203-1283) d'après [Wulff 1966(43)]. Le rapport du cosmographe El-Dimashqui (1256-1326) en Syrie donne une description détaillée du moulin à vent perse avec des dessins (figure 1.10). Le moulin continua à fonctionner en Sistan et à Neh jusqu'au 1963. Le moulin est de 5.5m de haut et de 4.3m de diamètre. Il est clôturé sur les côtés par des murs de 6.5m et un demi-mur de 2.2m de large, ouvert de la face du vent dominant nord. Chaque moulin peut moudre une tonne de céréales en 24h, mais durant une saison ventée de 120 jours, ils sont supposés moudre un total de 6000 tonnes.

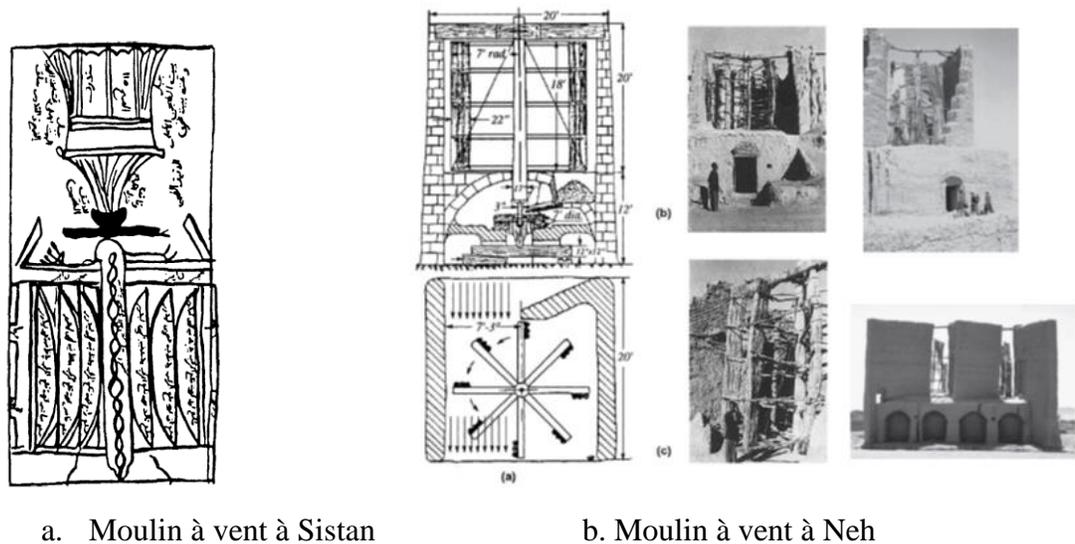
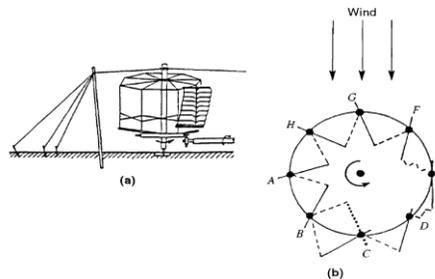


Figure 1.10-Les moulins à vent Perse au Sistan et à Neh [Wulff 1966(43)]

L'élévation du chaînon menant est pour plus d'exposition d'ouverture à des vitesses de vent élevées afin d'améliorer la puissance de sortie du moulin. L'usage des canes à la place des vêtements (figure 1.10a) pour offrir une surface de travail plus importante et plus efficace. On y voit une seule porte d'entrée à la place des quatre portes décrites par El-Dimashqui mais, [Forbes 1956(44)] attribue la première invention du moulin aux temps de l'islam. L'apparition de l'islam au début du 7^{ème} siècle est une bonne translation historique primaire à la plupart des sciences historiques considérées prouvées. Forbes déclare aussi qu'après la restriction de la Perse et de l'Afghanistan, les inventions se sont multipliées au 12^{ème} siècle grâce l'islam et passent à l'Est.

1.4.4 Le moulin à vent à axe vertical chinois

La première référence importante dans le domaine éolien date d'avant 1219 [Needham 1965(45)]. L'introduction des moulins à vent prend sa place en retard en Chine à l'opposé des ventilateurs rotatifs qui sont très anciens en Chine. Le premier européen qui a transcrit les moulins à vent en Chine est J. Nieuhoff 1666. Ces moulins ont des formes distinctes, avec 8 nageoires montées sur des mâts autour d'un axe vertical et disposées de telles sortes qu'elles puissent s'auto positionner face au vent (figure 1.11a). La figure 1.11b illustre l'action des nageoires comme un rotor à tourelle. Le moulin ne nécessite pas des murs protecteurs comme le modèle Perse et peut utiliser le vent de n'importe quelle direction. Ce type de moulin reste utilisé dans l'Est de la Chine.



(a). Arrangement du moulin

(b). Positionnement des nageoires

Figure 1.11-Le moulin à vent à axe vertical chinois [Needham 1966(45)]

1.4.5 Le moulin à vent européen

Le moulin à vent Perse n'a jamais été utilisé au Nord-ouest de l'Europe. A la fin du 12^{ème} siècle, il y'a une émergence de tous les types des moulins à vent. Ce développement présente une seconde étape dans le développement des moulins à vent qui a duré plusieurs siècles après le système d'Héron. Le Nord-ouest de l'Europe, en particulier la France, l'Allemagne, la grande Bretagne et les Pays-Bas ont développé les moulins à vent les plus efficaces. L'une parmi d'autres développements, l'orientation de l'arbre de rotation du vertical à l'horizontal. Depuis le 12^{ème} siècle et durant 9 siècles on utilise le système moulin à vent européen à axe horizontal pour les différentes tâches. Le livre Domesday enregistre entre 5000 et 6000 moulins en Angleterre en 1086, tous types confondus. Le premier moulin à vent dans l'Ouest est supposé être localisé près de Bury Saint Edmonds à Suffolk en Angleterre, à cause du fameux record de Jocelyn de Brakelond issu du texte de Thomas Carlyle, qui est basé sur les records. [Holt 1988(41)] déclare fermement qu'il existe 23 moulins à vent anglais datant avant 1200. De ces 23, trois datent de 1180, quinze de 1190 et le reste d'avant 1200. Ainsi, il semble raisonnable de considérer l'Angleterre comme pays d'origine des

moulins à vent à axe horizontal. A la fin de ce siècle, on rencontre les moulins à vent partout au Nord-ouest de l'Europe. Les figures [Notebaart 1965(45)], donnent un ordre de grandeur du nombre maximum possible des moulins à vent au 18^{ème} siècle depuis l'introduction jusqu'à l'apogée des moulins à vent multipales au USA : 3000 en Belgique, 10000 en Angleterre, 650 en France et 9000 en Hollande.

a. Changement de la position de l'axe de rotation du moulin du vertical à l'horizontal

Le moulin à vent européen de quatre pales engendre plusieurs problèmes d'engineering. Le plus important est (i) la transmission de la puissance de l'arbre horizontal à l'arbre vertical, sur lequel les masselottes des grains sont montées ; (ii) la rotation du moulin dans le vent et (iii) l'arrêt du rotor en cas de blocage ou de mauvais fonctionnement. Le premier problème est résolu par l'adoption de la transmission par engrenage (figure 1.12). La résolution du second problème est l'étape la plus délicate. Elle consiste en la prise de la rotation de tout le système sur la tourelle centrale composant le poste solide supporté par la poutre principale dite de climat. La figure 1.12 est la première représentation de ce type de moulin à vent. Il apparaît en partie d'un éminent écrivain en Angleterre en 1270 [Wailes 1956(46)]. Le troisième problème, l'arrêt du moulin est résolu par son orientation à l'extérieur du vent en appliquant l'action d'un frein de friction d'arrêt latéralement sur le train d'engrenage.

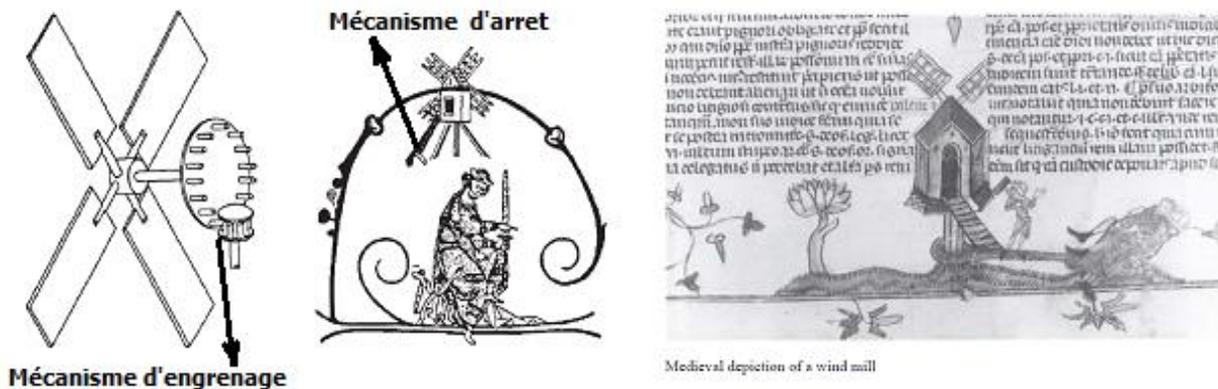


Figure 1.12-Les premiers dessins connus sur les moulins à vent à axe horizontal [Wailes 1956(46)]

Le moulin à vent à axe horizontal est considérablement plus complexe que celui à axe vertical de type Perse, mais leur adoption est exprimée réellement par le fait d'être plus rentable. L'invention du moulin à vent à axe horizontal et leur apparence soudaine dans les régions non initiées aux moulins à vent à axe vertical s'a peut-être une nouvelle création, une diffusion des connaissances via le vent de l'Est, un copiage des prototypes qui n'ont pas fait des records ou le

développement naturel de la roue à eau à axe horizontal. [Vowles 1930-1931(40)] déclare dans son livre que le mécanisme du premier poste de moulin à vent est similaire au premier moulin à eau en descendant. Le moulin à eau entraîne de bas en haut, et le moulin à vent de bas en haut. Il apparaît que l'un des premiers moulins à vent européens est celui du temps du père Abbott Samson de Bury St. Edmonds en 1191.

b. Remplacement de la trainée par la portance

Le remplacement de la trainée par la portance est une révolution dans le domaine de la conversion éolienne à l'époque. La poussée du vent sur la surface des nageoires est remplacée par l'action du vent soufflant efficacement autour des nageoires, produisant ainsi une force normale à la direction du vent. Ce nouveau concept est une innovation, mais il n'est complètement développé qu'avec l'arrivée de l'ère de l'aviation à la fin du 19^{ème} siècle et les sciences de l'engineering aéronautique. Le moulin à vent à axe horizontal s'est développé rapidement à travers l'Europe au 13^{ème} siècle, plus au moins de l'Ouest vers l'Est mais les authentications sont difficiles. La densité moyenne des moulins à vent en Hollande à ses pics est de trois fois plus qu'en Angleterre. Elle est entre 800 et 1000 moulins à vent par mile carré, comme à Zaandam d'Amsterdam depuis le 17^{ème} siècle (figure 1.13). C'est une ville hautement industrialisée qui utilise les moulins à vent pour la puissance des moteurs électriques.

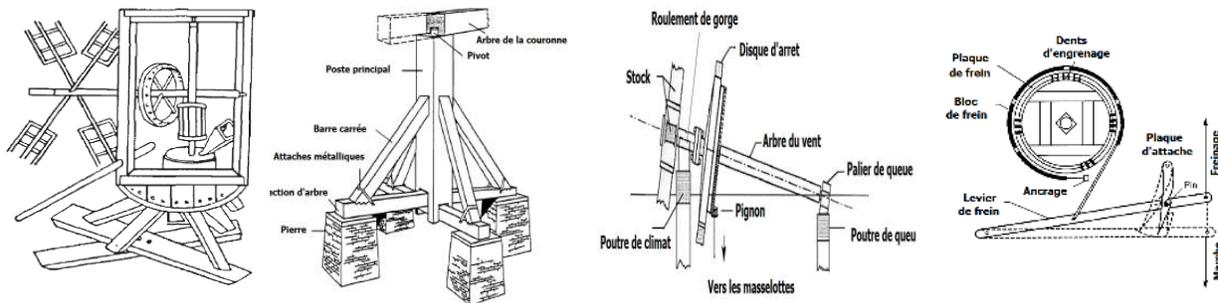


Figure 1.13-les Moulins à vent à pales larges de type Dutch à Amsterdam en1757

c. Le poste de design du moulin à vent européen

La première illustration des moulins à vent européens dans les livres datant de 1270 est donnée par la figure 1.14a [Usher 1954(47)]. Elle montre un moulin avec un long levier pour le faire tourner. Le corps complet du moulin est monté sur une poutre centrale supportée par des contrepoids

de support au sol. Il est le type simplifié du moulin à vent à axe horizontal. Il existe un certain nombre de plans et formes depuis la fin du 14^{ème} siècle et le début du 15^{ème} siècle, qui montrent les schémas de base en particulier ceux de la figure 1.14 décrivant le moulin de 1430.



(a) Le moulin à vent, (b). Le poste du moulin, (c). L'engrenage, (d). le frein d'arrêt

Figure 1.14-Poste de design du moulin à vent européen de 1430 [Usher 1954(47)].

Le poste principal (figure 1.14b) est le cœur de la conception du moulin. En général, c'est un grand bloc en chêne de 80cm² de diamètre, supporté par quatre barres immobilisées sur la partie supérieure, encastrées à la base, jointées en forme des becs d'oiseaux et renforcées par des traverses en métal. La partie supérieure du poste principal est préparée pour recevoir les roulements ou les courroies de 20cm de diamètre et de profondeur, ajustée dans une grande couronne qui supporte le poids total de l'assemblage en rotation. La chaîne de transmission de puissance est logée dans la nacelle. Un stabilisateur donne un support pour la couronne contre le poste juste au-dessus des quatre barres pour éviter les fluctuations excessives dues au vent élevé. Cela est formé par des traverses et des joints longitudinaux permettant le déplacement souple autour de la section circulaire de la poutre principale. Dans les derniers modèles, le bois stabilisé est remplacé par du métal. Le poste du moulin est développé et utilisé avec plus de six nageoires. La figure 1.14c est un diagramme simplifié pour l'essentiel de la chaîne de transmission de puissance du moulin. La poutre du climat supporte la butée de roulement et par conséquent le poids considérable de l'assemblage des nageoires. La butée supporte la poussée axiale qui est aussi importante et plus grande que la composante tangentielle de la force du vent qui donne le couple. La poutre du climat et de la queue transmettent leur charge par flambage, par flexion et par torsion à l'extrémité de la couronne et du poste principal. Chaque paire de nageoires est opposée à une seule bride d'attache encastrée dans le support et l'arbre du moulin. Par la suite, les socles sont fabriqués en métal de construction poli, ce préventif est utilisé contre l'affaiblissement de l'arbre du vent par mortillage et par exposition aux

intempéries. La surface de roulement des coussinets est dressée par du métal et celle des masselottes par un bois dur, qui sont remplacées par la suite par du bronze. La deuxième extension est la plus raisonnable. La puissance stoppée par l'arbre du vent est effectuée par un disque de frein, fabriqué originalement en bois dur qui transmet le couple à la périphérie du pignon. L'arbre vertical directement ou par engrenage donne de la puissance pour la charge du moulin. Au fur du temps, les disques en bois sont devenus des mécanismes de formes variées. Le métal remplace en partie le bois et éventuellement les disques de frein et les bâtis. Le train d'engrenage conique et les tiges en bois sont lubrifiés pour fonctionner très longtemps. Le frein (figure 1.14d), est simplement une bande de friction autour de la circonférence de la bague de frein, formé par un certain nombre de feuilles en bois courbées pour former le bloc d'arrêt. L'extrémité active du levier d'arrêt traîne par corde. Le levier a une broche en métal qui doit être engagée avec la nuque dans la plaque de fixation et roule librement la broche dans sa tête. Le levier est très important, insupportable par les cordes et les plaques de fixation, il pousse les blocs d'arrêt suffisamment dur contre les côtés des plaquettes de frein pour fixer l'arbre.

1.4.6 Le moulin à vent américain

Le meilleur catalogue compréhensif sur les moulins à vent et leurs utilisations est établi par [Baker 1985(48)]. La figure 1.15 de ce guide montre les différentes conceptions des moulins américains. Une douzaine d'industriels ont exposé leurs moulins à vent à Chicago en 1893, avec différentes conceptions pour des fins de compétition économique et de reconnaissance.



Figure 1.15-Différents designs des moulins à vent américains de 1893 [Baker 1985(48)]

L'origine de l'invention du premier moulin à vent américain auto guidé commercialement avec succès est attribuée à Daniel Halladay en 1854. Le Halladay standard est devenu le modèle américain. Il est confectionné dans des modèles de 2 à 5m de diamètre pour le pompage.

La puissance de sortie de ce moulin dans un vent de 7m/s est d'environ d'un cheval, ce moulin est adéquat pour le pompage de l'eau. Par la suite des systèmes de 18m de diamètre ont été construits pour les systèmes d'alimentation en eau potable.

a. Le Halladay standard

Initialement le Halladay avait quatre pales rotatives en bois fixées à un arbre en métal au moyen d'une manivelle excentrique à l'extrémité opposée. Une vanne de queue solide en bois est attachée à l'arbre et se situe perpendiculairement au plan de rotation du rotor donnant le vent. Le système est équipé d'un gouvernail centrifuge changeant la position de l'angle de calage des pales selon la vitesse du vent. Par la suite, les quatre pales sont remplacées par un grand nombre de pales fines en bois fixées sur les côtés. Ces pales sont regroupées en douze sections d'une demi-douzaine de pales, chaque section est montée sur un pivot. Cette technique permet au groupe de pales de pivoter de l'avant vers l'arrière comme un parapluie contrôlé par la pression du vent ou l'effet centrifuge avec des ressorts et des masses. Cette méthode constitue l'un des deux principaux styles des moulins à vent américain utilisés au 19^{ème} siècle. Une fois la section variée, le moulin n'aura pas besoin de la vanne de la queue et les pales deviennent des ailes libres. La machine la plus à gauche dans la figure 1.15 a un contrôle de vitesse similaire à celui du modèle à vanne upwind.

b. L'éclipse

Le second type des moulins à vent américains est celui qui dispose des pales solides par opposition aux pales sectionnées flexibles. Les pales sont montées ensemble sur une seule section rigide et le contrôle est effectué par le mouvement des pales à un certain angle pour équilibrer la vitesse du vent. Le self-control est effectué de plusieurs manières. Le prototype des pales solides est introduit en 1866 par le Révérend R. Leonard Wheeler en Wisconsin et nommé Eclipse (figure 1.15). La vanne de la queue pivote sur l'arrière de la structure du système qui doit tourner pour être perpendiculaire aux pales à la position parallèle. La plus faible vanne de côté fixe est montée en arête sur un support parallèle à la pale, avec un bout projeté juste à l'extérieur de la circonférence. La force de traînée sur cette petite vanne permet de tourner les pales hors du vent, en réduisant ainsi l'exposition de la surface effective des pales lors de vents élevés et par conséquent en contrôlant la vitesse. La force de rappel est assurée par un levier massique ou par un ressort. Cette forme de contrôle reste la plus commune dans le domaine des moulins à vent américains. Sur place, les pales sont montées sur une tour pivotante à ligne centrée dans certains designs. La poussée donne l'effet de détachement quand la vitesse du vent augmente.

1.4.7 Génération de la puissance électrique par les turbines à vent

Des moulins à vent aux turbines à vent (1888-1938), un développement intéressant concerne l'utilisation de la puissance du vent pour produire de l'électricité surtout urbaine. Selon [Wolff 1885(50)], l'utilisation du moulin à vent pour entraîner un générateur destiné au chargement des batteries de stockage est la première suggestion de [Thomson 1881(49)]. Au début, le coût des turbines à vent est d'une considération majeure. Sur la proposition de l'éclairage électrique par moulin à vent entraînant un générateur, Wolff prédit l'application des moulins à vent pour cet objectif qui doit aussitôt entrer en mise en œuvre car le stockage batterie a été développé avec un grand succès. En ce temps, il y'a eu la puissance électrique DC pour charger les batteries et comme système d'appoint. La demande est importante et les travaux expérimentaux sont entrepris dans plusieurs pays durant des siècles. Les deux véritables moulins à vent à générateurs pionniers sont : le moulin à vent des grains Brush (figure 1.16) industrialisé dans le domaine électrique en 1888. Brush a construit un système de 12kW en puissance DC pour alimenter un chargeur à stockage batterie pour l'alimentation de 350 lampes à incandescence. La configuration est le poste de moulin. Le rotor comprend 144 pales, de 17m de diamètre, montées sur une tour de 18m de hauteur. Le système est supporté par un poste central en métal de 36 m de

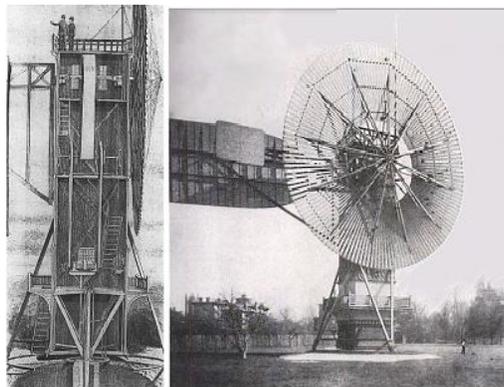
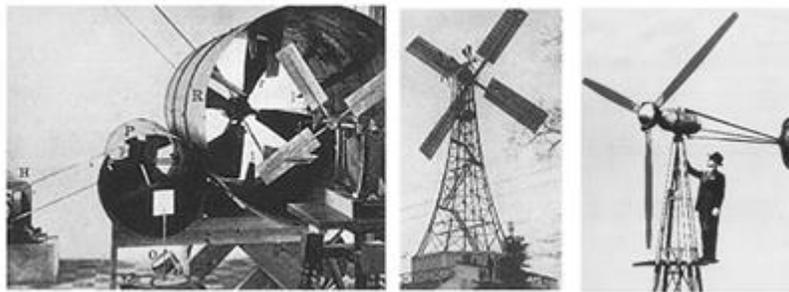


Figure 1.16-Le moulin à vent Brush pour la génération de l'électricité, 1888, Cleveland, Ohio [Spera 1977(51)].

diamètre encastré dans une fondation en maçonnerie de 2.4m de diamètre. Pour donner une stabilité à la tension dans le poste durant les vents critiques, la tour est armée par quatre coins encastrés par leurs extrémités de base qui ont une faible permission avec les rails concentriques dans la fondation. Le rotor est de type solide, monté en upwind, avec une vanne de queue de 18m par 6m et une vanne de côté pour le faire tourner à l'extérieur du vent, voir le rotor Eclipse. Le système a fonctionné

automatiquement avec un minimum de maintenance durant 20ans jusqu'à 1908. Le moulin à vent Brush est une marque dans l'histoire des types multivannes, la première parmi les larges gammes de construction dans la même catégorie que les machines de 18m de diamètre utilisées pour moudre les fleurs et le pompage de l'eau. Ensuite, il introduit un facteur de multiplication important 1:50 pour la transmission de puissance, dans ce cas par deux poulies et courroies en tandem, pour donner une vitesse de 500trs/min. La deuxième transition est entreprise par Poul LaCour en Danemark [Juul 1956(52)]. LaCour est un scientifique qui avait conduit la recherche depuis 1891, l'année de son meeting pour une station expérimentale à Ascov, jusqu'à sa mort en 1907. Il a établi les principes des nouvelles sciences d'engineering aérodynamique en utilisation dans le moulin à vent. Il est l'un des premiers à avoir utilisé le tunnel à vent pour tester les moulins (figure 1.17a), avec un modèle de rotor en position de test dans un écoulement d'air juste à la sortie du tunnel. Le rotor à quatre pales à l'entrée du tunnel est un ventilateur qui crée le débit d'air. La figure 1.17b montre



(a). Le tunnel du vent de LaCour, 1895, (b). La turbine à vent à quatre pales, (c). Le Kit chargeur de batterie de Jacobs 1930, montré ici avec Marcellus-Jacobs, co-inventeur et manufacturier.

Figure 1.17- Générateur de la puissance DC de LaCour au Danemark au 18^{ème} siècle [Juul 1956(52)]

le rotor de LaCour à quatre pales avec une solidité appréciable due à la cambrure et à la faible trainée. Après plusieurs années d'expérimentation, LaCour laisse tomber la règle d'obtenir le maximum de performance du rotor et continue à développer les turbines à vent pratiques pour produire de l'électricité. Il a conçu une centrale de 5 à 25kW pour l'agriculture et l'éclairage. En 1910 plusieurs milliers d'éoliennes sont opérationnelles au Danemark. Par la suite il vient le Diesel, au début de l'oscillation de la fortune éolienne pour le pompage de l'eau et l'électrification.

1.4.8 Le développement du petit éolien

L'arrivée et le développement des avions au début du 19^{ème} siècle intensifient les études de design et d'analyse sur les propulseurs qui sont immédiatement appliqués aux turbines à vent. Albert

Betz a développé la valeur magique $16/27$ comme une valeur maximale idéale du facteur de puissance extractible du vent en 1926. Betz s'est intéressé aussi à d'autres aspects des performances aérodynamiques, mais le temps n'était pas propice pour les tenir en considération à cause de la crise économique de 1930. Par contre, un effet notable est l'introduction dans plusieurs pays d'un nouveau modèle de turbine rapide bipales et tripales avec un profil aérodynamique plus favorable pour la génération de l'électricité. La conception de Marcellus et Joseph Jacobs est considérée le type chargeur de batterie éolien au USA. Il est aussitôt devenu populaire pour un quart de siècle [Jacob 1973(53)] (figure 1.17c). Le système est développé en 1925, commercialisé en 1931 et retiré de la production en 1957. Le générateur Jacob a une performance élevée, une maintenance minimale et une fiabilité structurelle élevée. Un modèle de 2.5kW à 32V DC et de 3kW à 110V DC est construit. Cette période est marquée par la sélection des rotors tripales. Des conditions de vibrations sérieuses ont été observées sur les rotors bipales durant le changement de la direction du vent. Le rotor embardé pratique une série de jerks par changement du moment d'inertie gyroscopique par rapport à l'axe de la tour lors du passage devant le mât. Le rotor tripales, par contre, crée une inertie constante et résout le problème de vibration. Cette difficulté avec les rotors à deux pales a été contournée par l'utilisation des mâts ondulés ces derniers temps. Tous les rotors Danois demeurent construits à trois pales, avec la plupart des autres types européens. Les turbines à propulsion donnant le courant électrique direct sont des chargeurs de batterie de 200 à 1200W. Le modèle de 200W possède un rotor de 1.8m, il est moins cher que le modèle Jacob et il est soldé en large gamme pour alimenter les postes radios et l'éclairage de quelques fermes et ranchs.

Un type innovant de turbine à vent est le rotor Savonius de l'ingénieur inventeur Finlandais S. J. Savonius. Le Savonius est testé la première fois en 1925 [Savonius 1931(54)]. Cet inventeur s'est intéressé à la production de puissance d'un rotor de bateau en flettner avec ses pales larges en rotation. Le vent en passant sur le cylindre crée l'effet Magnus qui propulse le bateau vers l'avant. Il est impressionné par la possibilité de substituer la puissance du vent pour son moteur de puissance utilisé pour la rotation du cylindre en flettner du bateau. Son expérience résulte dans le rotor avec une section droite en forme de la lettre 'S', qui est une forme simple à construire à partir du découpage longitudinal d'un cylindre circulaire en deux moitiés et de joindre les côtés en sens opposés le long de l'axe de rotation. Les tests ont montré réellement que le rotor 'S' tourne en flettner avec une puissance suffisante pour propulser un petit bateau à la vitesse de 15 nœuds à différents angles du vent. Selon l'inventeur, le rotor Savonius acquit une certaine popularité en

Finlande, mais il n'était pas prospère en commerce comme moyen de production d'électricité à l'époque. Ce rotor a eu une renaissance dans les années 1960-70 et 2000 avec le développement des logiciels industriels pour sa simplicité de conception et sa construction à partir des fûts des huiles et des pipelines disponibles. L'autre grand avantage du système est le grand couple de démarrage et l'aptitude à accepter le vent de différentes directions. Le système a une vitesse faible et un poids élevé. Le rotor Savonius apparaît sous plusieurs formes de sections droites sophistiquées, parfois avec tripales produisant un couple de rotation variable durant chaque révolution. Son facteur maximal de puissance est dans la gamme 0.18 à 0.23.

Une autre conception innovante du rotor introduite au début des années 1930 est la turbine de type axe vertical [Darrieus 1931(55)]. Le rotor Darrieus a deux ou trois pales courbées attachées en haut et en bas à une colonne verticale, interceptant le vent de toute direction sans orientation, c'est un rotor à variation cyclique d'incidence à portance. Ce rotor tourne en haute et en faible performance et transmet le couple des pales au train d'engrenage localisé en bas du rotor. La maintenance est simple et le poids est modéré. Le roulement du haut est supporté par des câbles flexibles. La forme courbée des pales de la turbine Darrieus est favorable pour les actions des forces centrifuges, car aucune force de flexion n'apparaît le long de la longueur. Cette courbe théorique est appelée Troposkine, du grec tourner la corde. Après sa première apparition, la turbine Darrieus est négligée jusqu'à sa réinvention au Canada dans les années 1970 et développée d'avantage dans ce pays et aux USA.

Le générateur type de la turbine à vent des années 1930 est développé à partir des machines pionnières de Brush et de LaCour à deux ou à trois pales avec un rotor upwind de faible solidité, en utilisant le même type de vanne de queue comme pour le pompage de l'eau pour un contrôle directionnel. Le système fonctionne à 12 ou à 32V, DC et utilise des batteries à acides pour le stockage d'énergie. L'unité de production du courant typique en 1930 est réalisée par un générateur de turbine à vent fonctionnant à des vitesses variables à calage fixe. Certains concepteurs, par contre, ont incorporés des pas variables comme un moyen de contrôle de la vitesse élevée de la turbine. Par exemple, le rotor électrique à vent de Jacob supporte les charges centrifuges sur un bal flottant gouvernail pour le calage pitch des pales. Cela donne un simple système passif de pitch contrôle avec l'augmentation de la vitesse du vent. A la fin des années 1930, ces turbines à vent sont développées dans le cadre des machines performantes à longue durée de vie, nécessitant une maintenance raisonnable. Par contre, elles n'ont pas les performances ou le coût effectif pour

produire la puissance AC en compétition avec les stations centrales comme sources d'électricité. L'Action d'Electrification Rurale AER de 1937, du programme de l'administration de Roosevelt pour sauver la nation contre la grande crise économique permet de construire de nouvelles centrales de puissance. Certaines d'entre elles sont des centrales hydroélectriques. Le financement de l'installation des grands systèmes électriques de distribution à partir de ces centrales se fait avec des crédits bas. Incapables de concurrencer les stations centrales de puissance, les kits des turbines éoliennes générant des courants directs à basse tension, sont morts dans l'USA vers les années 1940.

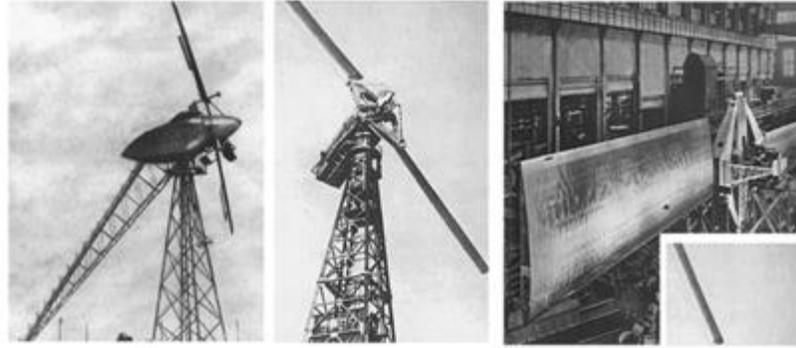
1.4.9 La turbine à vent soviétique

L'ex URSS, comme l'USA, possède des grandes espaces d'agriculture qui nécessitent une puissance électrique importante. Pour cette raison, les russes ont aussi développé des fermes de turbines à vent multipales de simples types avec un couple important, de faible vitesse des rotors pour extraire de l'eau d'irrigation, appelées Fateyev en 1959. La recherche sur les turbines à vent [Fateyev 1959(56)] est sous la tutelle du gouvernement de l'URSS, car la fin de la première guerre mondiale favorise l'intensification des tests expérimentaux et l'acquisition des connaissances nécessaires pour tester le système éolien complet afin d'arriver à un rendement opérationnel et à une endurance mécanique raisonnable. Les turbines à vent modernes à vitesse élevée avec deux ou trois pales sont construites en plusieurs tailles, de diamètres supérieurs à 20m, générant plus de 35kW. Les Fateyev sont hors de cette gamme, l'utilisation avec succès de ces systèmes est rendue possible grâce à la bonne maintenance.

1.4.10 Les premières centrales de puissance des turbines à vent

a. La centrale soviétique Balaclava

En parallèle avec la fin des petites turbines à vent, on a le début des grandes centrales de puissance à vent pour l'incorporation en utilité électrique. Ce progrès est apparu pour des considérations d'augmentation de la demande énergétique dans le monde. L'un des premiers pas dans le développement des centrales de puissance à vent à grande échelle pour des applications à utilité électrique dans le monde est entrepris en Russie en 1931, avec la construction d'une centrale de turbine à vent de 100kW/30m, nommée Balaclava sur la mer noire (figure 1.18a). La centrale avait fonctionné plus de deux ans et généré 200.000 kWh dans la même période [Sectorov 1934(57)].



(a).Centrale de 100kW AC, 30m, Balaclava de 1931, (b). Centrale de Smith-Putnam de 1.25MW, 53.3m, de 1941.

Figure 1.18-Premières centrales des turbines à vent [[Sectorov 1934\(57\)](#)][[Koepl 1982\(58\)](#)].

b. La centrale américaine Smith-Putnam

La dernière turbine à vent de marque est conçue et dirigée par Palmer C. Putnam qui prévoit que les grandes turbines à vent doivent être utilisées pour alimenter les centrales de puissance. A la fin des années 1930, Putnam a intéressé la compagnie de Morgan-Smith en Pennsylvanie pour construire un prototype de générateur éolien d'une échelle de Mégawatt. La compagnie Smith expérimentée dans la construction des turbines hydroélectriques et les équipements de puissance électrique, donna le financement et le management de toutes les phases de l'engineering, la construction et le fonctionnement de la centrale. Le résultat de cette collaboration est la construction en 1941 de la plus grande turbine à vent de cette période et les quarante ans suivants. La turbine Putnam est montrée sur la figure 1.18b. Le système a un rotor bipales, une surface disponible de 53.3m de diamètre et une structure de la tour en charpente métallique [[Koepl 1982\(58\)](#)]. La puissance du rotor est de 1.25MW avec un générateur synchrone et une transmission à engrenage. Cette configuration est choisie pour convaincre Putnam à produire de l'énergie au coût le plus bas possible en approvisionnant le maximum de citoyens en électricité. L'effort de la conception primaire revient à Putnam qui recrute des consultants incluant les aérodynamiciens célèbres comme Theodore von Karman et le staff des ingénieurs de la Compagnie Electric Générale CEG. Les innovations technologiques dans la turbine à vent Smith-Putnam incluent un contrôle actif complet pitch à distance des pales. Le système utilise un pivot flotteur dans les pales pour réduire les charges gyroscopiques sur l'arbre. Un problème générique de fissure avec les rotors bipales sur un mât rigide est apparu que les frères Jacobs avaient testé auparavant. Un contrôle actif de type Yaw par le moyen d'un servomoteur tournant et un pignon à mèche avec un engrenage à rouleaux large entre la

nacelle et la tour est utilisé. La compagnie Smith avait organisé une équipe pour les travaux du design final qui commençait en 1939 et pour la fabrication des pièces en 1940. Les pales sont construites par la compagnie de la Philadelphie en feuilles d'Acier allié résistant à la corrosion, en appliquant la technologie développée pour les rails des chemins de fer. Après l'assemblage et le test par la Compagnie d'Engineering de Wellman CEW à Cleveland, les machineries et les pales sont livrées sur le site d'installation le 10 Octobre 1941. L'électricité est obtenue les premiers temps à partir des moulins à vent sur le réseau de la compagnie du Service Public Central de Vermont SPCV. Plusieurs milliers d'heures de test montrent que le système fonctionne comme une centrale de puissance d'utilité. Seulement, un échec en 1943 a causé un retard de fonctionnement de deux ans, en raison des difficultés de subvention de la guerre. On a découvert aussi que la pale est déformée d'origine et par conséquent elle est renforcée en doublant les pales par soudure sur place. Le rotor est aussi réalisé sur place, pour subir les tempêtes de l'hiver avec l'absence de la maintenance. Quand les opérations reprennent en 1945, des criques sont découvertes dans les pales d'origine au niveau de la soudure. Incapable d'obtenir le financement nécessaire pour le remplacement du rotor, le gérant du projet prend le risque de compléter le programme des tests avec succès avant que les fissures ne se propagent jusqu'à la rupture. La turbine avait fonctionné en permanence pour plusieurs semaines avec une production de puissance excellente, mais le risque était très grand. Durant les premières heures du 26 mars 1945, une pale s'est détachée au niveau de la soudure. La compagnie de Morgan-Smith n'avait pas assez de financement pour continuer à travailler. Cette équipe est aussi la pionnière dans l'organisation de la recherche sur les turbines à vent et les projets de développement. Lorsque la crise du pétrole de 1970 a provoqué le choc mondial qui demande de tirer l'attention concrètement vers les ressources d'énergie alternative, la puissance du vent était à la tête car cette technologie est relativement avancée.

1.4.11 Les moulins à vent modernes

Durant les 40ans après le projet Smith-Putnam, l'énergie éolienne propose des turbines à vent couvrant tous les concepts, les formes, les tailles et les types des commandes. Certains designs sont incomplets et d'autres sont construits, testés et exploités. Durant la dernière décade du 20^{ème} siècle, les configurations typiques modernes des turbines à vent à axe horizontal et à axe vertical commencent à émerger. Les nomenclatures des turbines à vent sont aussi évoluées et les définitions des termes communs le sont aussi. Les paramètres utilisés par les ingénieurs pour analyser la

dynamique de la structure, la puissance et l'énergie de sortie sont introduits. Les deux premiers prototypes des turbines à vent sont décrits ici pour illustrer l'influence des anciens moulins à vent sur les configurations des turbines à vent modernes. Ces machines sont réalisées par le département DOE/NASA modèle-5B HAWT (figure 1.19a) et le département DOE/SNL modèle-34m VAWT (figure 1.19b). A l'époque, chaque configuration représente une phase avancée dans la conception des turbines à vent. Plusieurs topographies de ces deux configurations sont aujourd'hui communes aux turbines à vent modernes de différentes tailles. Le Modèle-5B avec son rotor de 97.5m a une puissance nominale de 3.2MW à vitesse variable. A l'époque il est la plus grande turbine à vent au monde. Le système de la figure 1.19b est conçu par la Compagnie Spatiale Boeing du département de la NASA aux USA, il est installé sur l'Hawaiien Island de Oahu. Il a fonctionné plusieurs années comme une centrale commerciale de puissance [Spera et Miller 1991(59)]. La turbine à vent à axe vertical de 34m de diamètre (figure 1.19b), est conçue et construite par le Sandia National Laboratories SNL, le système est un rotor Darrieus à corde variable de 34m de diamètre et d'une hauteur de 42m qui génère une puissance nominale de 625kW à vitesse variable [Dodd et al. 1990(2)]. Fréquemment, ces systèmes sont décrits comme une échelle utile car leurs applications sont dans l'alimentation du réseau électrique de puissance.



(a). HAWT 3.2MW DEO/NASA, 97.5, 1988, (b). VAWT 625kW, 34m de DOE/SNL, (c). Modèle-GE de 1.5MW rotor 70.5m et (d). modèle-5MW, rotor 126m en Belgique.

Figure 1.19-Turbines à vent modernes

Les turbines à vent modernes sont typiquement des machines à axe horizontal de trois pales. La figure 1.19c est un extrait des turbines d'une ferme de 136 unités installées à New Mexico Energy Center NMEC. La centrale produit une puissance nominale de 204MW. Une nouvelle application relativement en progrès avec les turbines à vent à grande échelle sont les stations de puissance de

vent offshores. La figure 1.19d montre la première centrale de turbine à vent de 300MW en mer sur 30km sur la côte Belge. C'est un modèle de puissance d'énergie renouvelable de 5MW avec un rotor de 126m de diamètre du rotor, installé en mer à une profondeur de 25m.

1.5 Conclusion

Ce chapitre reprend les principaux fondements et conceptions pratiques des moulins à vent et leurs utilisations dans la conversion de la puissance du vent en énergie mécanique ou électrique pour les divers usages à travers l'histoire, depuis le système d'Héron d'Alexandrie aux centrales à base des turbines à vent offshores les plus sophistiquées de plusieurs gigawatts. Cette synthèse bibliographique a permis aussi de mieux comprendre les grandes mutations technologiques de la conversion éolienne à travers l'histoire sous la pression des guerres et des crises économiques ainsi que la capacité de l'énergie éolienne à subvenir aux besoins énergétiques de l'humanité dans l'avenir.

Partie **II** : Conception du système

Résumé

Cette partie concerne la modélisation et la simulation des comportements statique et dynamique de l'aérogénérateur Savonius par éléments finis 3D sous SolidWorks Simulation. On présente la procédure de modélisation CAD/DAO et de simulation 3D.

Le premier chapitre est réservé à l'exposition de la procédure de modélisation CAO/DAO et de simulation sous le Code SolidWorks Simulation de l'aérogénérateur Savonius et la discussion des problèmes liés à la construction. Le deuxième chapitre porte sur la modélisation simplifiée du problème de torsion d'une ligne d'arbre dédiée à un aérogénérateur Savonius par un système de masses-ressorts et sa résolution par des méthodes algébriques directes ou par une technique itérative directe fondée sur un algorithme disponible. Le troisième concerne la modélisation et la simulation des écoulements d'air dans une centrale cheminée solaire de puissance à base d'aérogénérateurs au sud algérien. L'approche porte sur la faisabilité du système et l'influence des paramètres d'échelle et de fonctionnement sur la puissance de sortie.

Chapitre 2 :
Procédure de conception d'un
aérogénérateur Savonius assistée par
ordinateur CAO/DAO

Chapitre 2 : Procédure de conception d'un aérogénérateur Savonius assistée par ordinateur CAO/DAO

- 2.1 Introduction
- 2.2 Description de l'outil de simulation utilisé
 - 2.2.1 Types d'analyse sous SolidWorks Simulation
 - 2.2.2 Types de packages SolidWorks Simulation
- 2.3 Descriptions des modèles géométrique et éléments finis de l'aérogénérateur conçu
 - 2.3.1 Modèle géométrique solide de l'aérogénérateur
 - 2.3.2 Propagation des criques dans l'aérogénérateur
 - 2.3.3 Choix des matériaux de construction
- 2.4 Théorie de l'analyse statique
- 2.5 Théories de rupture du matériau
 - 2.5.1 Le critère de la contrainte maximale de VonMises
 - 2.5.2 Le critère de la contrainte de cisaillement maximal
 - 2.5.3 Le critère de résistance de Mohr-Coulomb
- 2.6 Théorie de l'analyse dynamique
 - 2.6.1 Bref historique sur la vibration des structures
 - 2.6.2 Modélisation de l'aérogénérateur par une poutre d'Euler-Bernoulli en flexion
 - 2.6.3 Théorie de l'analyse modale de l'aérogénérateur par éléments finis 3D
 - 2.6.4 Analyse modale de la structure non amortie
 - 2.6.5 Analyse modale de la structure amortie
- 2.7 Indices de performance dynamique de l'aérogénérateur
- 2.8 Procédure d'analyse de l'aérogénérateur par éléments finis
- 2.9 Propriétés des éléments solides de discrétisation par éléments finis 3D
- 2.10 Conditions aux limites (contraintes et forces)
 - 2.10.1 Déplacements imposés
 - 2.10.2 Chargements imposés
- 2.11 Erreurs dans l'analyse par éléments finis
- 2.12 Dessin de définition de l'aérogénérateur CAO/DAO
- 2.13 Conclusion

2.1 Introduction

La conception de nouvelles structures de systèmes ou l'amélioration des configurations existantes, nécessite l'expérience des ingénieurs et leurs idées innovantes, car il est très difficile, voire même, impossible dans la majorité des cas de quantifier en utilisant uniquement des mesures mathématiques. Actuellement, il existe un nombre limité de travaux créatifs dans la conception des structures utilisant des outils mathématiques en raison du temps mis pour développer un nouveau produit avec un concept tout à fait différent [Bendsoe1995(60)][Clark et Fujimoto 1991(61)]. Ainsi, les efforts doivent être consacrés à l'amélioration des produits existants pour les rendre plus performants, durables et sécuritaires.

La conception des structures mécaniques peut être faite par développement et amélioration des performances de ces systèmes par le changement de leurs paramètres physiques structurels. La quantification ou la mesure des performances est généralement relative dans le champ de l'engineering. Elle peut inclure le poids, la rigidité, la passivité de la structure, le cycle de fatigue des composants mécaniques et pas mal d'autres indicateurs. Les paramètres du système sont des quantités variables que l'ingénieur concepteur peut changer durant le processus du design. Par exemple, l'épaisseur des pales et la section de l'arbre peuvent être changées pour améliorer les performances de l'aérogénérateur. Aujourd'hui, le processus de design basé sur la simulation émerge comme un outil prometteur d'avenir pour le processus de développement et de fabrication des produits industriels, car il permet d'atteindre une qualité élevée du produit, au moyen de la réduction du temps de développement et l'introduction de nouveaux modèles sur le marché, la réduction des cycles de tests et la diminution du coût global du système. Toutes les activités qui précèdent le fonctionnement de l'aérogénérateur comme système sont des simulations selon [Choi 2000(62)]. Dans cette optique, la simulation peut contenir plus de modèles mathématiques ou de tests expérimentaux physiques qui sont créés pour compléter l'environnement et les conditions d'expérience par le produit dans sa forme actuelle. Des progrès importants ont été réalisés durant les décades passées sur les outils de dessin et de conception assistée par ordinateur CAO/DAO pour le développement des systèmes mécaniques. Les compétences de simulation sont orientées vers la dynamique des structures mécaniques, aérodynamiques, contrôle, etc... L'intégration de ces outils est venue pour créer une simulation robuste basée sur les objectifs de la conception. La première étape dans le processus de conception est la modélisation structurelle et la paramétrisation du design. Ainsi, le problème physique de l'engineering est converti complètement en modèle

mathématique et les paramètres qui définissent le modèle mathématique sont identifiés. Finalement, le but du processus de design est de trouver la position propre des variables de design pour produire les performances mécaniques et structuraux désirées à moindre coût [Clough et Penzien 1975(63)].

2.2 Description de l'outil de simulation utilisé

L'outil de simulation utilisé est le code SolidWorks Simulation SWS. C'est un outil de Conception et de Dessin Assistés par Ordinateur CAO/DAO. Ce moyen aide les ingénieurs à concevoir les différents systèmes de l'engineering, Computer-Aided Engineering CAE. Il est basé sur l'Analyse par Eléments Finis AEF ou Finite Element Analysis FEA. Il est originalement développé par l'association : Structural Recherche and Analysis Corporation SRAC établie en 1982, qui est devenue aujourd'hui une partie de l'association SolidWorks. L'association de SRAC avec SolidWorks avait créé le simulateur COSMOSWorks en 1995. Seulement, en 2001, SRAC est acquise par Dassault Systems DS, la compagnie mère de l'association SolidWorks et elle est devenue un partenaire crédible avec SolidWorks en 2003. COSMOSWorks est renommé SolidWorks Simulation en 2009 et il est intégré avec SolidWorks Computer Aided Design CAD software qui l'utilise pour créer le modèle géométrique solide des objets. SolidWorks est un code solide, paramétrique, à fonction axée et développé spécifiquement pour le système de gestion Windows Operating System WOS [Kurowski 2006(12)][Dudnikov 2009(8)].

2.2.1 Types d'analyse sous SolidWorks Simulation

Le code SWS permet d'effectuer les principaux types d'analyses des structures statiques et dynamiques (figure 2.1).

- **Analyse statique** : elle donne les outils nécessaires qui rendent performant l'analyse statique des pièces et des assemblages lorsque les charges sont appliquées lentement et peuvent être considérées constantes.
- **Analyse fréquentielle/modale** : cette analyse offre la possibilité de déterminer les fréquences naturelles et les modes propres associés des pièces et des assemblages ainsi que les participations massiques dans chaque direction principale.

- **Analyse du flambage** : cette analyse détermine les modes et les charges critiques de flambage des structures.
- **Analyse thermique** : elle permet la détermination de la distribution du champ de température due au transfert de chaleur dans les pièces ou les assemblages.
- **Analyse de la fatigue** : elle permet d'examiner les paramètres caractéristiques de la fatigue des matériaux sous des charges cycliques sur la durée de vie et de déterminer le facteur d'endommagement.
- **Analyse de la pression des coques** : elle traite les paramètres de conception dans le processus de conception des coques sous des charges de pression internes ou externes.
- **Analyse dynamique linéaire** : elle étudie les effets de l'application des charges dépendant du temps ou de la fréquence sur les corps.
- **Analyse nonlinéaire** : elle traite les performances dynamiques nonlinéaires des corps sous l'effet des charges.
- **Analyse du fluide dynamique** : elle traite les écoulements des fluides compressibles et incompressibles internes et externes dans les systèmes dynamiques.

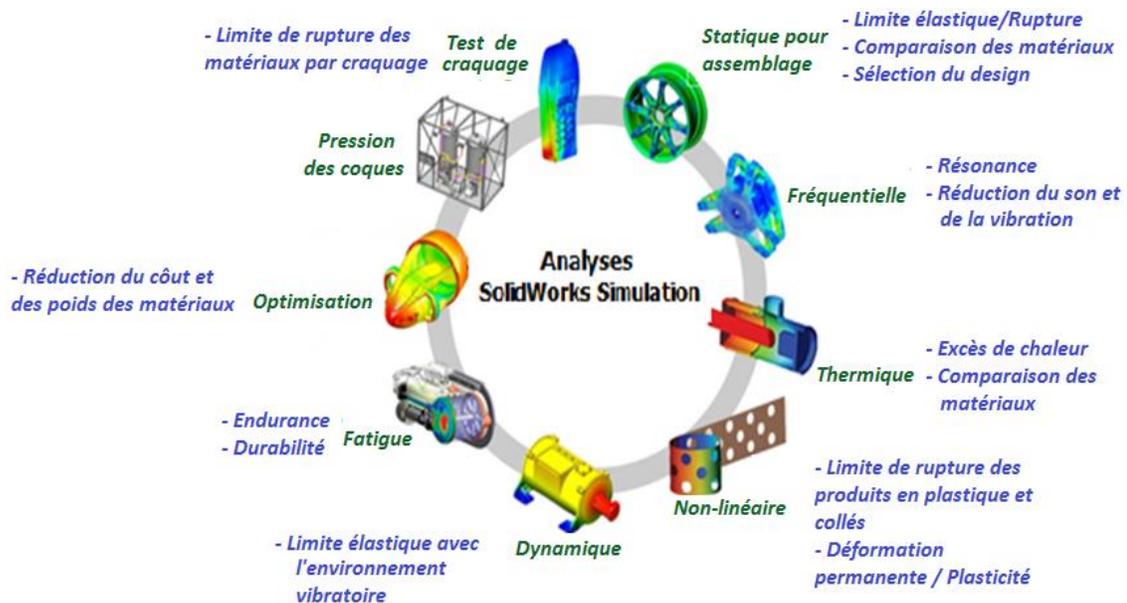


Figure 2.1-Types d'analyses sous SolidWorks Simulation

2.2.2 Types de packages SolidWorks Simulation

Ce code industriel est disponible sous forme de quatre différents packages :

- **Simulation Xpress** : il dispose d'outils de simulation de l'analyse statique des pièces avec des types de chargements et des conditions aux limites très limitées.
- **SolidWorks Simulation** : ce package traite l'analyse statique des pièces et des assemblages.
- **SolidWorks Simulation Professionnel** : il examine les analyses : statique, thermique, de flambage, fréquentielle, test d'entraînement, l'optimisation et l'analyse de la fatigue des pièces et des assemblages.
- **SolidWorks Simulation Premium** : il comprend les outils de simulation de toutes les analyses faisables par SWS professionnel plus les analyses nonlinéaires et dynamiques.

2.3 Description des modèles géométriques et éléments finis de l'aérogénérateur conçu

La génération de l'énergie du vent au moyen des éoliennes à axe vertical est devenue une technologie prometteuse des énergies renouvelables et du développement durable. Elle est appropriée et économique dans les milieux urbains et les sites isolés pour les diverses applications, incluant le pompage de l'eau, la génération de l'électricité, le chargement des batteries ...etc. Le rotor Savonius est plus résistant aux contraintes mécaniques, ce qui réduit l'acuité des risques en cas de détachement d'une pale et sa vitesse de rotation est réduite, ce qui diminue le bruit et l'impact sur les oiseaux. Cette performante machine opère avec des vitesses de vent élevées dépassant les 50m/s sans arrêt et elle nécessite peu de maintenance car elle lubrifie automatiquement ses organes de transmission. Elle démarre à basse vitesse de vent inférieure à 1m/s et s'oriente automatiquement dans le vent ce qui permet la génération de la puissance pour une longue période de l'année. Mais, le rotor Savonius souffre d'une production faible due à la faible surface disponible pour convertir la puissance du vent et aux pertes de puissance dues aux variations cycliques du couple aérodynamique. Le Savonius est assujetti à un vent latéral durant le fonctionnement entraînant une chute d'efficacité avec l'augmentation de la vitesse spécifique supérieure à l'unité [Akwa et al. 2012(4)][Gangele et Ahmed 2013(16)].

2.3.1 Modèle géométrique solide de l'aérogénérateur

L'aérogénérateur Savonius (figure 2.2) est construit par le soudage de deux ou de trois demi-cylindres à l'arbre central selon des directions disposées à 120° l'une par rapport à l'autre. Le système fonctionne grâce à la force de trainée différentielle créée par le vent sur les pales du rotor. Cette machine est conçue pour convertir une fraction de la puissance cinétique du vent en puissance mécanique de rotation selon la relation :

$$P_{méc} = C_p 0.5 \rho_{air} A V^3 \tag{2.1}$$

$A = DH$ est la section de l'aérogénérateur projetée de hauteur H et de diamètre D . ρ_{air} représente la densité de l'air et C_p le facteur de puissance.

L'énergie mécanique captée est transformée en énergie électrique par le biais d'un générateur électrique couplé à l'arbre du rotor au moyen d'un multiplicateur planétaire de vitesse. Le système est relativement simple à construire et à gérer. Il permet de placer les équipements (générateur, multiplicateur,..) au niveau du sol. Le système est construit pour produire une puissance de sortie maximale de 300W pour une vitesse périphérique égale à la vitesse du vent. Le multiplicateur de

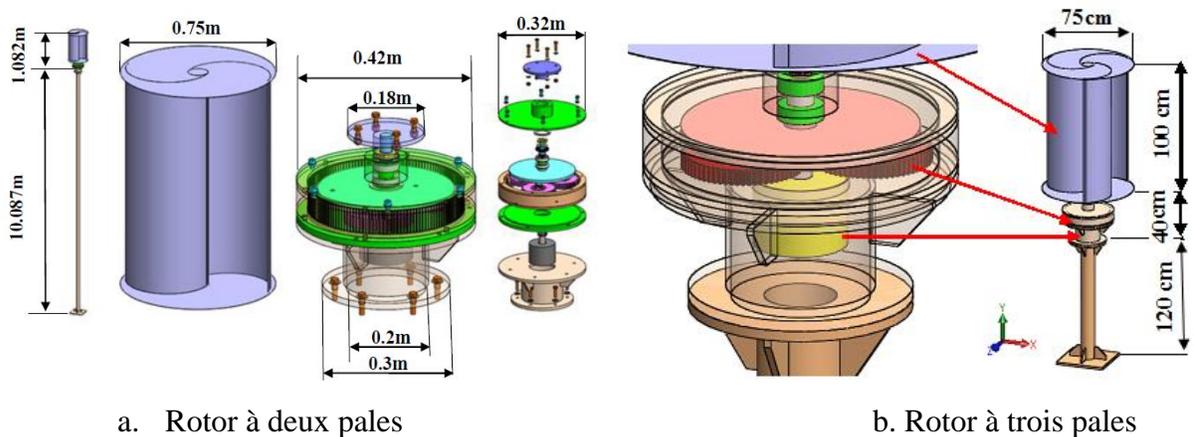


Figure 2.2-Modèles solide/SolidWorks de l'aérogénérateur

Vitesse nécessaire pour augmenter la vitesse de rotation de la turbine et assurer sa stabilité mécanique est choisi de type planétaire de gain élevé égal à $G_{GC} = 10$ afin de réduire la taille de l'aérogénérateur. Le gain du multiplicateur est calculé par la formule de Willis :

$$\Omega_G = \frac{Z_C}{Z_G} \Omega_C \quad (2.2)$$

Ω_C et Ω_G sont les vitesses de rotation de la couronne et de l'arbre du pignon central du générateur. Z_C , Z_G sont les nombres de dents associés.

2.3.2 Modèle éléments finis de l'aérogénérateur

En analyse statique, le modèle éléments finis de l'aérogénérateur à deux pales (figure 2.3a) est généré en procédant à l'importation du modèle géométrique (solide) de la structure modélisée sous SolidWorks (figure 2.2a). On définit les propriétés des matériaux, les contraintes (déplacements imposés), les chargements nécessaires et le type de maillage. Ainsi, le maillage global du système est généré par des éléments tétraédriques quadratiques 3D de tailles 30.728mm à 153.642mm. Le système est discrétisé en 74807 éléments liés à 151864 nœuds à 405194 DDL. Le maillage de certaines pièces complexes (multiplicateur de vitesse, liaisons,...etc.) est soumis à un contrôle de maillage.

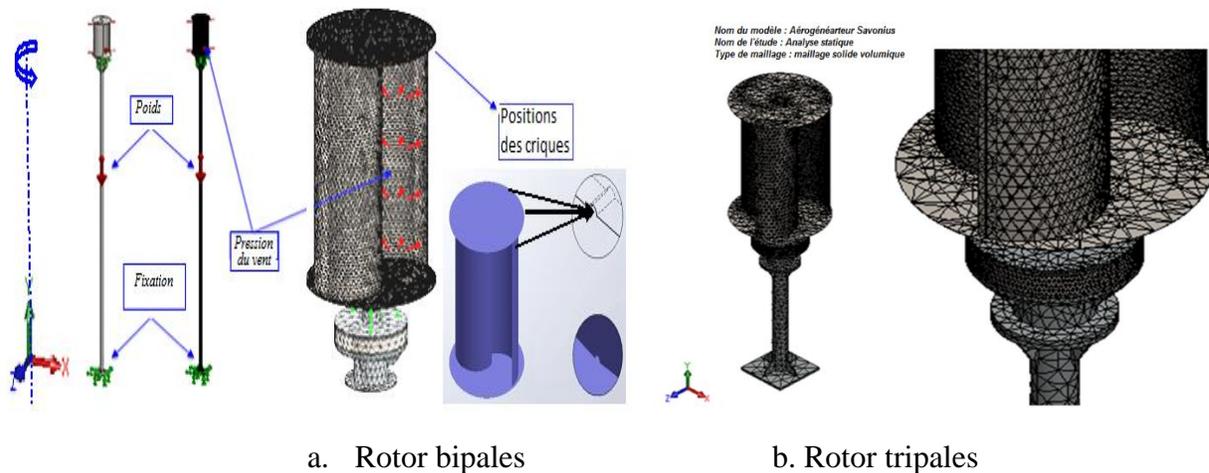


Figure 2.3-Modèles élément finis 3D de l'aérogénérateur

En analyse modale, afin de construire le modèle éléments finis de l'aérogénérateur à trois pales (figure 2.3b), on procède d'une manière similaire à l'analyse statique sauf que le système doit être considéré libre de tout changement. La structure est discrétisée ainsi en 73696 cellules associées à

139378 nœuds et 426873 DDL en utilisant aussi des éléments tétraédriques quadratiques précis et numériquement efficaces de dimensions 25.52mm à 127.6mm.

2.3.3 Propagation des criques dans l'aérogénérateur

La propagation des criques dans les structures mécaniques est un problème majeur dans la prédiction des performances et la maintenance des structures des machines tournantes. Les criques se localisent généralement aux niveaux des discontinuités géométriques des pièces et des défauts métallurgiques dans le plan normal à l'axe de rotation de la ligne d'arbre, aux endroits où les contraintes de flexion sont prépondérantes dans les directions X et Z (figure 2.4). Les discontinuités géométriques peuvent être liées au changement de section et de la géométrie de l'arbre sous l'effet de la présence de clavettes et au voisinage des régions de grande concentration de contraintes.

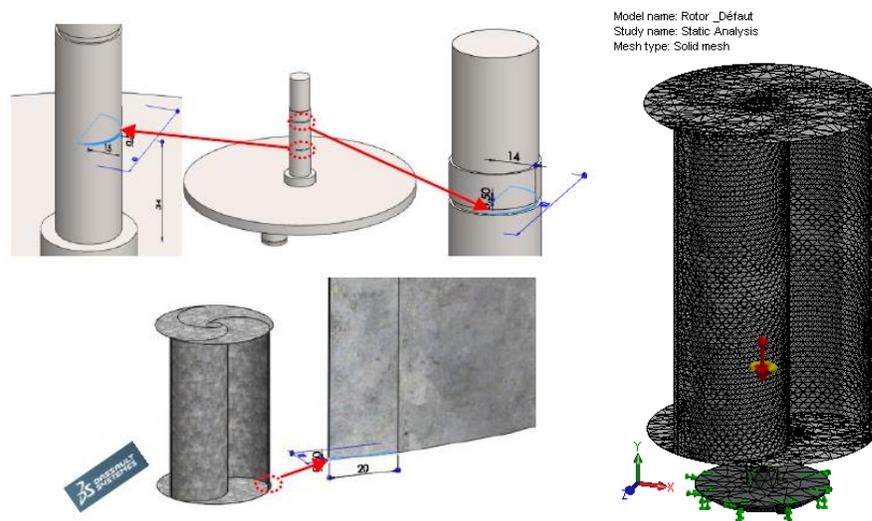


Figure 2.4-Positions des criques dans le rotor de l'aérogénérateur

2.3.4 Choix des matériaux de construction

La structure de l'aérogénérateur est construite en grande majorité en Acier de construction. L'Acier présente une bonne usinabilité, soudabilité, rigidité et disponibilité sur le marché. Pour des considérations techniques et économiques, les propriétés mécaniques des matériaux des composants de la structure de l'aérogénérateur sont admises homogènes et linéaires selon des spécificités (tableau 2.1).

Tableau 2.1-Propriétés mécaniques des matériaux de construction de l'aérogénérateur

Pièces	Matériau	Densité [kg/m ³]	Module de Young [GPa]	Coefficient de Poisson
Turbine	Acier allié	7300	190	0.26
Pignon Générateur, Couronne, Satellites	Acier AISI1020	7900	200	0.29
Générateur, Mât, Plaques	Acier allié au carbone	7800	210	0.28

2.4 Théorie de l'analyse statique

L'équation d'équilibre qui gouverne la déformation statique de la structure linéaire invariante intacte et fissurée pour un système à multiple degrés de liberté dédié à l'aérogénérateur Savonius peut être écrite sous la forme généralisée suivante :

$$[K]\{u\}=\{F\} \tag{2.3}$$

Avec $[K]$: matrice de rigidité de dimensions $(n.n)$, formée par l'assemblage des matrices de rigidités élémentaires associées à chaque sous domaine de la structure. $\{u\}$ et $\{F\}$ sont les vecteurs des déplacements et des chargements spécifiques de longueur n appliqués aux nœuds du maillage. Les tenseurs des contraintes et des déformations en chaque point de la structure sont obtenus par des lois de comportement. Les 9 composantes des contraintes actives sur les facettes d'un élément cubique du corps solide en équilibre statique sont montrées sur la figure 2.5.

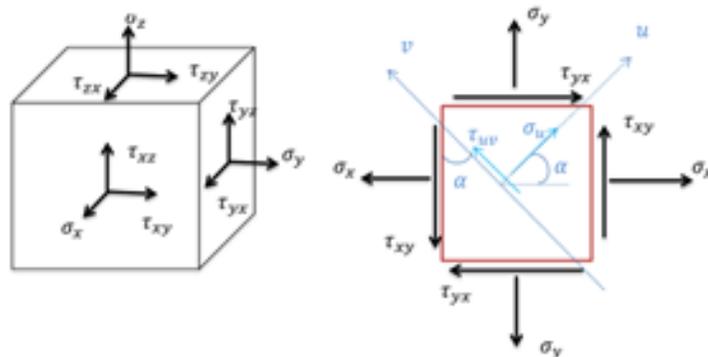


Figure 2.5-Tenseur des contraintes statiques sur les facettes d'un élément solide en équilibre

Les amplitudes des contraintes normales $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ et de cisaillement $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ sont exprimées dans le système cartésien de coordonnées x, y et z . Ces valeurs varient avec la direction dans n'importe quel système de coordonnées. Seulement, il existe toujours des plans dans lesquels les composantes de cisaillement sont nulles [Wilson 2002(14)]. Les efforts activant sur ces facettes sont appelés des contraintes normales principales et les plans associés sont les plans principaux. Aussi, les directions des vecteurs qui sont normaux aux plans principaux sont appelés les axes principaux. Il existe aussi des plans où les contraintes de cisaillement sont maximales. Ces contraintes sont appelées les contraintes de cisaillement principales. Il est nécessaire de déterminer les contraintes normales et tangentielles en se basant sur le chargement et la géométrie considérés pour s'assurer que le matériau du système soit résistant sans rupture dans le domaine élastique. L'hypothèse d'isotropie est acceptable pour plusieurs matériaux dans l'engineering. Les contraintes de cisaillement vérifient la condition de réciprocité $\tau_{xy} = \tau_{yx}, \tau_{yz} = \tau_{zy}$ et $\tau_{zx} = \tau_{xz}$. Les trois contraintes normales principales sont la solution de l'équation caractéristique du tenseur des contraintes :

$$\sigma^3 - (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)\sigma^2 - (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2 - \sigma_x\sigma_y - \sigma_y\sigma_z - \sigma_z\sigma_x)\sigma - \sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{zx}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2 = 0 \quad (2.4)$$

Les contraintes globales peuvent être déterminées par les relations de comportement suivantes :

$$\sigma_x = (E/(1 - \nu)(1 - 2\nu))[(1 - \nu)\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y + \nu\varepsilon_z] \quad (2.4.a)$$

$$\sigma_y = (E/(1 - \nu)(1 - 2\nu))[\nu\varepsilon_x + (1 - \nu)\varepsilon_y + \nu\varepsilon_z] \quad (2.4.b)$$

$$\sigma_z = (E/(1 - \nu)(1 - 2\nu))[\nu\varepsilon_x + \nu\varepsilon_y + (1 - \nu)\varepsilon_z] \quad (2.4.c)$$

$$\tau_{xy} = G\gamma_{xy}, \tau_{yz} = G\gamma_{yz}, \tau_{zx} = G\gamma_{zx} = E/2(1 + \nu)\gamma_{zx} \quad (2.5)$$

Les caractéristiques des matériaux ε, γ la dilatation linéaire et tangentielle, le module de cisaillement G , le coefficient de Young E et le coefficient de Poisson ν sont reliés par la relation :

$$G = E/2(1 + \nu) \quad (2.6)$$

Les contraintes normales σ_u et tangentielles τ_{uv} qui s'exercent sur les facettes d'un élément cubique selon un angle arbitraire α (figure 2.5) sont données par les expressions :

$$\sigma_u = 0.5(\sigma_x + \sigma_y) + 0.5(\sigma_x - \sigma_y)\cos 2\alpha - \tau_{xy}\sin 2\alpha \quad (2.7)$$

$$\tau_{uv} = -0.5(\sigma_x - \sigma_y)\sin 2\alpha - \tau_{xy}\cos 2\alpha \quad (2.8)$$

La conception et l'analyse du système nécessite de déterminer les contraintes principales, l'angle α qui oriente la contrainte principale normale et l'intensité des contraintes maximale σ_1 et minimale σ_2 .

$$\alpha = 0.5\tan^{-1}\left(-\tau_{xy}/0.5(\sigma_x - \sigma_y)\right) \quad (2.9)$$

$$\sigma_1 = \sigma_{max} = 0.5(\sigma_x + \sigma_y) + \sqrt{[0.5(\sigma_x - \sigma_y)]^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.10)$$

$$\sigma_2 = \sigma_{min} = 0.5(\sigma_x + \sigma_y) - \sqrt{[0.5(\sigma_x - \sigma_y)]^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.11)$$

Sur le plan d'action des contraintes normales, le cisaillement est évidemment nul. L'angle β qui localise les contraintes principales de cisaillement et leurs amplitudes maximales τ_{xy} sont :

$$\beta = 0.5\tan^{-1}(0.5(\sigma_x - \sigma_y)/\tau_{xy}) \quad (2.12)$$

$$\tau_{max} = \pm\sqrt{[0.5(\sigma_x - \sigma_y)]^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.13)$$

Les contraintes normales moyennes sur le plan de cisaillement maximal sont déterminées par la relation :

$$\sigma_{moy} = 0.5(\sigma_x + \sigma_y) \quad (2.14)$$

2.5 Théories de rupture du matériau

Les critères de rupture prédisent la rupture du matériau des structures sous l'effet des contraintes combinées. Sous SolidWorks Simulation, quatre critères de rupture sont disponibles : Le critère

maximal de VonMises, le critère de cisaillement maximal, le critère de Mohr-Colomb et le critère de la contrainte normale maximale.

2.5.1 Le critère de la contrainte maximale de VonMises

Ce test de performance prédit la rupture des matériaux ductiles au point où la contrainte de VonMises devient égale à la contrainte limite élastique ou égale à la contrainte de la tension de rupture σ_e . Par contre, dans le SWS, la limite élastique coïncide avec la contrainte de rupture. Le facteur de sécurité du matériau est défini sous la forme :

$$FS = \sigma_e / \sigma_{vonMises} \quad (2.15)$$

La contrainte de VonMises est définie en se basant sur les contraintes normales et tangentielles dans le système de coordonnées globales.

$$\sigma_{Von\ Mises} = \sqrt{0.5 [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (2.16)$$

Dans le repère principal, cette contrainte devient :

$$\sigma_{Von\ Mises} = \sqrt{0.5[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (2.17)$$

Pour un état de contrainte de cisaillement pur, on a :

$$\sigma_{Von\ Mises} = \tau_{xy} \sqrt{3} \quad (2.18)$$

2.5.2 Le critère de la contrainte de cisaillement maximal

Ce critère prévoit la rupture du matériau du système au point où la contrainte de cisaillement maximal est égale à la limite élastique de rupture pour un simple test de résistance.

$$FS = \sigma_{limit} / 2\tau_{max} \quad (2.19)$$

$$\tau_{max} = \max(\tau_{12}, \tau_{23}, \tau_{31}) = \max(0.5(\sigma_1 - \sigma_2), 0.5(\sigma_2 - \sigma_3), 0.5(\sigma_3 - \sigma_1)) \quad (2.20)$$

où $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$

2.5.3 Le critère de résistance de Mohr-Coulomb

Cet indice de résistance est réservée pour la prédiction de la rupture des matériaux fragiles avec différentes tensions et propriétés compressives, il se produit au point où $\sigma_1 > \sigma_{TL}$ si $\sigma_1 > 0$. Le facteur de sécurité s'écrit :

$$FS = \sigma_{TL}/\sigma_1 \quad (2.21)$$

σ_{TL} est la tension limite de rupture

2.6 Théorie de l'analyse dynamique

L'analyse modale par éléments finis est l'un des plus importants outils de résolution des problèmes de vibration des systèmes dynamiques. Elle est devenue une technologie majeure pour la détermination, l'amélioration et l'optimisation des caractéristiques dynamiques des structures flexibles de l'engineering dans diverses disciplines : mécanique, aéronautique, génie civil, acoustique, biomécanique, nucléaire, etc. L'appréciation de leur signification dans le domaine technique moderne et leur potentiel pour la science et la technologie moderne, nécessitent d'acquérir un certain savoir-faire spécifique permettant de souligner cette méthode unique [Bendsoe 1995(60)].

Les structures mécaniques complexes contemporaines sont devenues plus légères, plus résistantes et plus flexibles afin de réduire l'inertie, le processus de fabrication et le coût du système. Ces exigences du consommateur rendent ces structures susceptibles aux vibrations indésirables. Les structures modernes demandent aussi la sécurité et la fiabilité fixées par les réglementations et les normes, ce qui pose un défi aux chercheurs et aux ingénieurs de la dynamique des structures. Le défi consiste en la compréhension des propriétés dynamiques des structures en utilisant des moyens analytiques et expérimentaux adéquats [Clark et Fujimoto 1991(61)].

L'analyse des structures mécaniques par la méthode des éléments finis MEF est une approche de modélisation qui donne aux ingénieurs un outil de conception adaptable, spécialement lorsque les propriétés dynamiques nécessitent une vérification pointue. L'analyse numérique nécessite un contrôle rigoureux pour déterminer les sorties pertinentes importantes en relation avec la dynamique de structure du système. Ainsi, la partie la plus importante de la dynamique des structures est l'analyse. La modélisation numérique seule ne peut déterminer complètement les performances

dynamiques de la structure, car certaines propriétés structurelles comme l'amortissement et la non linéarité ne sont pas conformes avec le traitement de la modélisation traditionnelle. Il y'a aussi l'incertitude sur les conditions aux limites qui nécessite un travail d'aide complémentaire de validation. Le développement substantiel des techniques d'expérimentation complémente souvent la modélisation avec la détermination expérimentale des propriétés structurales surtout avec l'arrivée de la transformation rapide de Fourier FFT. Ainsi, les techniques expérimentales sont conduites par la théorie de l'analyse modale et offrent des avancées [[Choi 2000\(62\)](#)].

2.6.1 Bref historique sur la vibration des structures

Un mouvement répétitif d'un objet physique est appelé oscillation ou vibration. Le mouvement d'un brin d'une guitare, le mouvement de la structure d'un bâtiment sous l'effet du vent ou du tremblement de terre, le mouvement d'un avion ou d'un navire dans un écoulement turbulent sont des exemples de systèmes vibrants. La vibration mécanique peut se produire ainsi sous forme d'une réponse naturelle libre ou forcée dans plusieurs situations pratiques. Certaines de ces vibrations sont souhaitables et utiles, mais d'autres sont indésirables et doivent être évitées, atténuées ou supprimées. Le son généré par le brin d'une guitare est considéré comme une vibration libre désirée, par contre, celui qui est produit par un violon est un mixage de vibration libre et forcée. Ces vibrations sonores sont généralement désirables. En revanche, la réponse d'une voiture après un choc contre une crevasse dans la route produit une vibration indésirable nécessitant un amortisseur adéquat pour l'atténuer ou l'éliminer. Les oscillations et les vibrations ne sont pas les mêmes. Chaque vibration est une oscillation et chaque oscillation est un mouvement. Seulement, cette explication n'est pas correcte d'une certaine façon. Une feuille de papier est souvent en mouvement mais elle n'oscille pas et un pendule oscille souvent mais il ne vibre pas. Cela est lié au concept de l'énergie mise en jeu. Les oscillations et les vibrations se prolongent dans le temps, par contre les différents types d'énergie interfèrent. De ce fait, dans le système de pendule, la forme d'interférence est l'énergie cinétique et potentielle. En revanche, la vibration nécessite une autre forme d'énergie, connue sous le nom d'énergie de déformation [[Maia et Silva 1997\(64\)](#)].

L'analyse dynamique d'un système réel passe mécaniquement par la connaissance de son modèle mathématique décrivant ses caractéristiques et ses propriétés physiques nommées paramètres. Ces paramètres sont la masse, la rigidité et l'amortissement, corrélés avec les forces d'inerties, élastiques et de dissipation respectivement.

- **L'inertie** en (kg) est la force qui tente de changer l'état de repos ou de mouvement du système due à la masse.
- **La rigidité** en (kg/m) est la force nécessaire pour faire fléchir ou déformer une structure à une certaine distance. Cette mesure de la force nécessaire pour obtenir une certaine déflexion est appelée rigidité.
- **L'amortissement** en (N/m/s) est la force nécessaire pour ralentir ou reposer une partie ou une structure lors du mouvement. Cette caractéristique de réduire la vitesse du mouvement d'un système est appelée amortissement. Ces paramètres mécaniques de la structure sont généralement invariants dans le temps et au cours de la déformation des structures [Clough et al. 1975(63)].

Les origines de la théorie de vibration peuvent être tracées suite à la conception et au développement des instruments musicaux. Les tambours, les flûtes, et les clarinettes existant en Chine et en Inde plusieurs millénaires avant J.-C. Les égyptiens et les grecs anciens ont découvert l'aspect théorique et pratique de la musique et de la vibration. Par exemple, les égyptiens ont connu la guitare 3000 avant J.-C, le physicien, mathématicien et musicien grec Pythagore a vécu durant la période (582-502) avant J.-C et avait expérimenté les sons générés par les blackmiths et ses relations avec la music et la physique. Les chinois avaient développé un sismographe mécanique pour la détection des vibrations de la terre dues aux séismes durant le 2^{ème} siècle avant la préhistoire. Seulement, la fondation de la théorie de vibration moderne est mise en place par les scientifiques et les mathématiciens comme Robert Hooke (1635-1703) avec sa fameuse loi, il avait expérimenté les vibrations des ressorts. Isaac Newton (1642-1727) a donné les lois de mouvement des objets pour analyser les vibrations. Daniel Bernoulli (1700-1782) et Leonard Euler (1707-1783) avaient étudié la vibration des poutres donnée par la théorie d'Euler-Bernoulli et aussi par l'exploitation de cette théorie dans la dynamique et la mécanique des fluides. Joseph Lagrange (1736-1813) analysa la vibration des ressorts et a découvert l'approche énergétique du formalisme des équations générales de la dynamique. Charles Coulomb (1736-1806) étudia les vibrations de torsion et de friction. Joseph Fourier (1768-1830) avait développé la théorie de l'analyse fréquentielle des signaux et Siméon-Dennis Poisson (1781-1840) analysa la vibration des membranes et établissait son coefficient. Comme résultat de la révolution industrielle du 19^{ème} siècle et les progrès associés aux turbines à vapeur et d'autres machines tournantes, une nécessité urgente s'est faite ressentir pour le

développement de l'analyse, le design, les tests expérimentaux et le contrôle de la vibration. La motivation pour plusieurs aspects techniques de vibration existant a pu tracer un gain de retour lié aux activités en liaison grâce à la révolution industrielle. Plusieurs reconnaissances vont également aux scientifiques et aux ingénieurs de la plus récente histoire. On trouve aussi parmi les contributions notables Rankine (1820-1872) qui avait étudié les vitesses critiques des arbres tournants. Kirchhoff (1824-1887) qui analysa les vibrations des plaques. Rayleigh (1842-1919) avait ajouté une contribution à la théorie du son et de la vibration et développa les techniques de calcul pour déterminer les vibrations naturelles. De-Laval (1845-1913) étudia le problème de balancement des disques rotatifs, Poincaré (1854-1912) analysa les vibrations non linéaires et Stodola (1859-1943) les vibrations des rotors, les roulements, et les systèmes continus. Parmi les ingénieurs célèbres qui ont apporté des contributions significatives à la littérature vibratoire publiée et aussi à la pratique des vibrations, on cite Timoshenko, Den Hartog, Clough, et Crandall [De Silva 2000(65)].

2.6.2 Modélisation de l'aérogénérateur par une poutre d'Euler-Bernoulli en flexion

La perte prématurée de l'intégrité des structures la plus commune en mécanique des structures est la formation et la diffusion des criques pendant le processus de développement ou sous l'effet de l'environnement comme la corrosion et la destruction par friction. Une inspection minutieuse des structures industrielles montre que les criques peuvent se propager à plus de 50% du diamètre des lignes d'arbres de transmission de puissances, ce qui représente une situation critique pour ces machines. Ces défauts créent des zones plastiques avec concentration de contraintes et induisent des forces d'excitation qui génèrent des vibrations excessives dans la structure. Ces problèmes augmentent la fatigue des éléments endommagés durant le mode opératoire jusqu'à la panne parfois catastrophique de la machine. La propagation des fissures réduit la rigidité locale de l'élément mécanique ce qui fragilise et déstabilise la structure selon [Bachschmid et al. 2010(18)]. La structure de l'aérogénérateur fissurée est assimilée à une poutre d'Euler-Bernoulli verticale, encastree-libre avec une masse du rotor-générateur de $m_{rg} = 30$ kg concentrée en bout. Le système est dédié à l'arbre lent du rotor d'une section circulaire constante de 15.5 cm² et de densité massique $\rho = 7800$ kg/m³.

Le $r^{\text{ème}}$ mode de vibration de flexion de la poutre est décrit par une équation différentielle aux dérivées partielles [He et Fu 2001(19)] :

$$\frac{\partial^4 y_r(x,t)}{\partial x^4} + \frac{\partial^2 y_r(x,t)}{a^2 \partial t^2} = 0, a = \sqrt{\frac{EI}{\rho A}} \quad (2.22)$$

La solution de la vibration libre du système peut être obtenue en utilisant la méthode des variables séparables :

$$y_r(x, t) = u_r(x)v_r(t) \quad (2.23)$$

L'équation (2.22) est décomposée ainsi en deux équations différentielles normales séparées en temps et en espace.

$$\partial^4 u_r(x) / \partial x^4 - \eta_r^4 u_r(x) = 0, \quad \eta_r^4 = \omega_r^2 / a^2 \quad (2.24)$$

$$\partial^2 v_r(t) / \partial t^2 + \omega_r^2 v_r(t) = 0 \quad (2.25)$$

L'équation (2.24) décrit le $r^{\text{ème}}$ mode de flexion de la structure et l'équation (2.25) donne son animation physique dans le temps. La solution de cette dernière équation s'écrit sous la forme :

$$v_r(t) = A \sin(\omega_r t) + B \cos(\omega_r t) \quad (2.26)$$

A, B sont des constantes qui peuvent être déterminées par les conditions initiales. Afin de résoudre l'équation (2.25) on pose $u_r(x) = Ce^{\lambda x}$. C et λ sont des constantes à déterminer en fonction des conditions du problème. La solution générale de l'équation (2.24) résulte de :

$$u_r(x) = C_1 \cos(\eta_r x) + C_2 \sin(\eta_r x) + C_3 \cosh(\eta_r x) + C_4 \sinh(\eta_r x) \quad (2.27)$$

Les constantes de C_1 à C_4 dépendent des conditions aux limites et des relations de compatibilité.

$$\begin{cases} u_r(0) = \dot{u}_r(0) = u_r''(L) = 0 \\ u_r(L) = \pm m_{rg}(\eta_r^4 / \rho A) \end{cases} \quad (2.28)$$

La fréquence naturelle du $r^{\text{ème}}$ mode est obtenue respectivement pour les poutres originale et fissurée :

$$\Omega_r = (\eta_r L)^2 \sqrt{EI/\rho AL^4} \quad (2.29)$$

$$\Omega_r^* = (\eta_r L)^2 \sqrt{EI^*/\rho AL^4} \quad (2.30)$$

EI^* est la rigidité en flexion de la poutre fissurée due à la réduction de la section ΔA ou du moment d'inertie ΔI en utilisant le quotient de Rayleigh donné dans la référence [Sinou et Lees 2005(66)],

$$\frac{\Delta I/I}{1+\Delta I/I} = \frac{R}{L} (1 - \nu^2) f\left(\frac{e}{R}\right) \quad (2.31)$$

Les paramètres de la poutre I , R , L , e et ν sont respectivement le moment d'inertie quadratique de la section, le rayon, la longueur, la profondeur de la crique et le coefficient de Poisson. Le facteur de correction géométrique dû à la crique $f\left(\frac{e}{R}\right)$ est estimé pour les modes de flexion de la poutre dans le cas $0.3 < e/D < 0.6$ selon [Anderson 2013(67)].

$$f\left(\frac{e}{D}\right) = \frac{\sqrt{72 \tan(\pi e/2D)}}{\cos(\pi e/2D)} [0.9 + 0.2\{1 - \sin(\pi e/2D)\}]^4 \quad (2.32)$$

2.6.3 Théorie de l'analyse modale de l'aérogénérateur par éléments finis 3D

L'équation de mouvement de la structure dans le cadre de la MEF est donnée sous la forme généralisée [He et Fu 2001(19)].

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [D]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{F(t)\} \quad (2.33)$$

$[M]$, $[D]$ et $[K]$ sont respectivement les matrices de masse, d'amortissement et de rigidité de la structure. $\{\ddot{u}\}$, $\{\dot{u}\}$, $\{u\}$ et $\{F(t)\}$ sont les vecteurs d'accélération, de vitesse, de déplacement et de force extérieure dépendant du temps. La littérature scientifique présente plusieurs algorithmes pour résoudre ce type de problèmes aux valeurs propres comme la méthode itérative de décomposition modale, la méthode de Rayleigh-Ritz, la méthode de Lanczos, ...etc. Ces méthodes sont détaillées dans les références [Girard et Roy 2008 (17)][Szabo et Babuska 1991(68)].

2.6.4 Analyse modale de la structure non amortie

La solution du problème décrit par l'équation (2.33) peut être obtenue en supposant une solution en déplacement harmonique de même pulsation :

$$\{u(t)\} = \{\Psi\} \sin(\Omega_r t) \quad (2.34)$$

Ω_r est la fréquence propre et $\{\Psi_r\}$ est le mode propre associé. Le nombre de degrés de liberté DDL du système est égal au nombre des fréquences naturelles du système. L'équation caractéristique pour le $r^{\text{ème}}$ mode en se basant sur l'équation (2.33) permet d'écrire :

$$([K] - \lambda_r [M])\{\Psi_r\} = \{0\} \quad (2.35)$$

Le mode de vibration apparaît quand le système vibre à l'une des fréquences naturelles Ω_r . $[\lambda_r]$ et $[\Psi_r]$ sont les matrices modales spectrales carrées. Sous l'hypothèse de la FEM, les matrices $[M]$ et $[K]$ sont typiquement réelles, symétriques et définies positives. Les modes naturels sont normalisés en considérant la matrice de masse ou de rigidité en utilisant les propriétés d'orthogonalité :

$$\begin{cases} \{\Psi_r\}^T [M] \{\Psi_k\} = \{0\}; & r \neq k \\ \{\Psi_r\}^T [K] \{\Psi_k\} = \{0\} \end{cases} \quad (2.36)$$

$$\text{et } \begin{cases} \{\Psi_r\}^T [M] \{\Psi_r\} = \mu_r > 0; & r = k \\ \{\Psi_r\}^T [K] \{\Psi_r\} = \gamma_r > 0 \end{cases} \quad (2.37)$$

Le super-script T désigne la matrice transposée. μ_r , γ_r sont la masse et la rigidité modales de la structure respectivement reliées par la relation $\gamma_r = \lambda_r \mu_r$. Les modes naturels sont normalisés en considérant $\mu_r = 1$.

$$\begin{cases} \{\phi_r\}^T [M] \{\phi_k\} = \delta_{rk}; & r = k \\ \{\phi_r\}^T [K] \{\phi_k\} = \delta_{rk} \lambda_r; & r \neq k \\ \{\phi_r\} = \{\Psi_r\} / \sqrt{\mu_r} \end{cases} \quad (2.38)$$

δ_{rk} est le symbole de Kronecker. Les modes normalisés $\{\phi_r\}$ constituent aussi une base orthogonale liant les caractéristiques mécaniques $[M]$ et $[K]$ du modèle spatial aux propriétés structurelles

$[\phi]$ et $[\lambda]$ du modèle modal. Cependant, le système d'équations (2.38) est couplé indépendamment des propriétés intrinsèques de la structure, seulement il dépend du système de référence choisi pour le mouvement de la structure. Le mouvement libre de la structure non amortie équation (2.33) est découplé par projection sur les bases modales $[\Psi]$ où $[\phi]$ et réécrit en coordonnées généralisées q_r :

$$\begin{cases} \mu_r \ddot{q}_r(t) + \gamma_r q_r(t) = \{0\} \\ \Omega_r = \sqrt{\gamma_r / \mu_r} \end{cases} \quad (2.39)$$

Les modes de vibration associés constituent une combinaison linéaire de tous les modes. Chaque coordonnée principale $q_r(t) = A_r \sin(\Omega_r t + \theta_r)$ associée à son mode propre $\{\Psi_r\}$ décrit un mode de vibration. Ainsi, le mouvement libre de la structure est la superposition de tous les modes libres.

$$w(u, t) \cong \sum_{r=1}^n \Psi_r(u) q_r(t) \quad (2.40)$$

θ_r est l'angle de phase entre la réponse du système et la force d'excitation. La structure accomplit une oscillation harmonique à la fréquence Ω_r , mais sa configuration est similaire à leur forme pour le $r^{\text{ème}}$ mode tout le temps. Ainsi, aucun mode ne peut s'exécuter séparément des autres modes quel que soit les conditions initiales imposées. L'énergie totale associée à chaque mode de vibration est permanente et les modes propres ne peuvent pas échanger de l'énergie mutuellement. L'orthogonalité des modes exprime uniquement la force d'inertie ou de rigidité développée dans un mode de vibration particulier sans participer dans les autres modes.

2.6.5 Analyse modale de la structure amortie

Le taux d'amortissement est le premier paramètre à choisir dans la plupart des analyses dynamiques numériques pratiques des structures de même pour le traitement par le code SWS. L'amortissement de Rayleigh permet d'estimer la contribution des coefficients α et β dans la rigidité modale et la masse modale du système :

$$[D] = \alpha[K] + \beta[M] \quad (2.41)$$

Les coefficients précités peuvent être spécifiés en connaissant uniquement deux fréquences naturelles Ω_r et Ω_k correspondant aux coefficients d'amortissement ξ_r, ξ_k respectivement selon [Malcolm 2002(69)]. Le facteur d'amortissement typique des structures en Acier est $\xi = 1 - 2\%$.

$$\alpha = 2 \frac{\Omega_r \xi_r - \Omega_k \xi_k}{\Omega_r^2 - \Omega_k^2} \text{ et } \beta = 2 \Omega_r \Omega_k \frac{\Omega_r \xi_k - \Omega_k \xi_r}{\Omega_r^2 - \Omega_k^2} \quad (2.42)$$

Selon les résultats de simulation de l'analyse modale libre de l'aérogénérateur présentés dans le tableau 3.5 en chapitre 3, la première et la seconde fréquences propres $\Omega_1 = 16.616 \text{ Hz}$, $\Omega_2 = 16.743 \text{ Hz}$ donnent les coefficients $\alpha = 0.0012$ et $\beta = 0.3336$. Il est clair que le facteur d'amortissement $[D]$ est plus fortement lié à la masse qu'à la rigidité. En coordonnées modales, le mouvement de la structure amortie décrit par l'équation (2.33), peut être réécrit pour le $r^{\text{ème}}$ mode sous la forme :

$$\begin{cases} \mu_r \ddot{q}_r(t) + \eta_r \dot{q}_r(t) + \gamma_r q_r(t) = 0 \\ \eta_r = 2 \xi_r \Omega_r \end{cases} \quad (2.43)$$

2.7 Indices de performance dynamique de l'aérogénérateur

Les principaux indicateurs de performances dynamiques de l'aérogénérateur sont:

a. Taux de participation massique

Le code SWS permet de calculer le Taux de Participation Massique TPM de la réponse vibratoire du système dans chaque direction principale de la structure de l'aérogénérateur. Cette condition est basée sur l'Accélération Basique Unitaire ABU dans une direction particulière en calculant le cisaillement de base dû au même chargement. La solution en régime quasi permanent dans ce cas exige l'absence de l'amortissement et des forces élastiques. Ainsi, la réponse modale pour l'ABU dans la direction X peut s'écrire sous la forme $\ddot{q}_r = p_{rX}$. Les forces d'inertie des points nodaux et le mode propre dans la même direction sont donnés par l'expression $f_{Xr} = M\ddot{u}(t) = p_{rX} M \psi_r$. Le cisaillement basique résistant dans la direction X pour le $r^{\text{ème}}$ mode est la somme de toutes les forces des points nodaux \ddot{q}_r^2 . Le cisaillement basique total dans la direction X, contenant n

modes s'exprime par la relation $S_X = \sum_{r=1}^n p_{rX}^2$. Pour une ABU dans une direction arbitraire, le cisaillement basique exact doit être égal à toute la masse des composants dans cette direction.

Le TPM est défini ainsi comme étant la participation massique divisée par la masse totale dans la même direction selon [Wilson 2002(14)].

$$\begin{cases} X_{\text{mass}} = \sum_{r=1}^n p_{rX}^2 / \sum m_X, Y_{\text{mass}} = \sum_{r=1}^n p_{rY}^2 / \sum m_Y, Z_{\text{mass}} = \sum_{r=1}^n p_{rZ}^2 / \sum m_Z \\ R_{\text{mass}} = \sqrt{X_{\text{mass}}^2 + Y_{\text{mass}}^2 + Z_{\text{mass}}^2} \end{cases} \quad (2.44)$$

Si tous les modes propres sont utilisés, le TPM vaut 1.

b. Facteur de qualité de la conception

L'amplification dynamique à la résonance mesure la qualité dynamique de la structure à chaque mode Γ_r . Ce facteur dépend directement de l'amortissement des modes de vibration. Pour un amortissement faible, Γ_r varie de 5 à 50. Il peut être estimé en utilisant l'amplitude de la réponse dynamique du système divisé par $\sqrt{2}$ afin de fixer les valeurs des fréquences admissibles Ω_a et Ω_b au voisinage des pics des résonances Ω_r .

$$\Gamma_r = \frac{4\Omega_r^2}{\Omega_b^2 - \Omega_a^2} \cong \frac{\Omega_r}{\Delta\Omega_r} = \frac{1}{2\xi_r} \quad (2.45)$$

Le taux d'amortissement ξ_r peut-être approximé pour un matériau ductile par l'expression [Abdelal 2008(70)].

$$\xi_r = 1/(10 + 0.05\Omega_r) \quad (2.46)$$

c. Pourcentage de dépassement : il indique l'énergie de vibration perdue par cycle de vibration de l'aérogénérateur [John et Constantine 2003(71)].

$$PD_r = 100 \exp(-\pi\xi_r / \sqrt{1 - \xi_r^2}) \quad (2.47)$$

- d. La norme : la norme mixte est un critère utilisé généralement en automatisme. Il permet de tester le contrôle optimal de la structure [Gawronski 2008(15)],

$$\|H_r\|_2/\|H_r\|_\infty = \sqrt{\xi_r \Omega_r} \quad (2.48)$$

- e. Taux spécifiques des amplitudes des modes de résonance

Tant que la masse généralisée, la force et l'amortissement pour tous les modes sont identiques, les relations suivantes existent entre les réponses et les fréquences naturelles :

$$|A_r|_{max}/|A_1|_{max} = \Omega_1^2/\Omega_r^2 \quad (2.49)$$

- f. Fréquences d'excitations

Les fréquences d'excitations f d'un aérogénérateur à N_p pales dues aux vitesses du vent V_v sous les conditions de design, vitesse spécifique λ_d et diamètre de la turbine D_t , sont données par l'expression :

$$f = N_p (\lambda_d V_v / \pi D_t) \quad (2.50)$$

2.8 Procédure d'analyse de l'aérogénérateur par éléments finis

La procédure d'analyse de la structure du système par éléments finis peut être classée en trois étapes majeures: (i)-**Pré-processing**, (ii)-**Processing** et (iii)-**Post-processing**. Ces parties peuvent être résumées en la construction du modèle mathématique (géométrique) ainsi que du modèle discret élément finis et de la résolution du système d'équations algébriques d'équilibre selon les objectifs de l'analyse recherchée en spécifiant les matériaux, les conditions aux limites et les chargements de la structure [Kurowski 2012(12)] [Paul 2014 (72)].

- (i) **L'étape Pré-processing** : elle comprend l'accomplissement des tâches nécessaires et la détermination de tous les paramètres essentiels avant de résoudre le modèle d'Analyse par Eléments Finis AEF. Cette étape consiste en l'établissement du modèle géométrique de la structure. La majorité des tâches de description solide du système comprend l'idéalisation (la simplification) comme la suppression des pièces ou leurs arrêtes qui n'ont pas une grande influence sur les paramètres physiques et structurels du modèle afin de réduire le temps de

compilation. La suppression concerne l'élimination des chanfreins externes des pièces, des vis, des boulons, des clavettes, des joints, des pièces cachées,...etc, du modèle solide 3D. La simplification concerne aussi la réduction ou le changement de la géométrie du modèle solide 3D, par exemple représenter un mur de faible épaisseur par une surface plane ou une poutre par un segment de droite...etc. La tâche mathématique la plus importante dans cette étape est la sélection du type d'analyse adéquat en se basant sur les objectifs recherchés par éléments finis à travers le choix du type d'éléments de maillage, l'implémentation des conditions aux limites correctes, l'attribution des matériaux nécessaires et l'application des chargement exigés par les conditions de fonctionnement.

- (ii) **L'étape Processing** : elle concerne le maillage de la structure et la transformation du modèle solide en un modèle Eléments Finis Discrets EFD et simultanément la résolution du système d'équations algébriques du mouvement. Le but est de déterminer les paramètres intéressants de l'analyse recherchée : statiques, modaux ou autres, utiles pour la conception tels que les déplacements, les déformations, les contraintes équivalentes, les fréquences naturelles, les taux des participations massiques, les formes propres, ...etc.
- (iii) **L'étape du Post-processing** : cette étape nécessite la vérification et la validation des résultats obtenus pour s'assurer que l'analyse par éléments finis représente le modèle numérique et caractérise le système réel de la meilleure manière.

2.9 Propriétés des éléments solides de discrétisation par éléments finis

Le type de géométrie des éléments de maillage le plus utilisé pour l'analyse avec le SWS est la géométrie solide CAO/DAO. La discrétisation de la structure est effectuée au moyen d'éléments tétraédriques solides (figure 2.6) de premier ou de second ordre [Randy 2012(73)].

Les éléments tétraédriques de 1^{er} ordre ont des nœuds de coins uniquement, par contre les éléments de 2^{ème} ordre ont des nœuds de coins et aux milieux des côtés des nœuds. Dans le 1^{er} type d'éléments, les côtés sont rectilignes et les facettes sont planes et ils le restent ainsi après déformations. En revanche, pour les éléments de 2^{ème} ordre, les côtés peuvent rester droits ou devenir courbés après déformations selon la topographie (actuelle) de l'élément et par conséquent, les facettes deviendront planes ou courbées. Après déformation, les côtés des éléments du 2^{ème} ordre peuvent avoir une seule ou différentes courbures lorsqu'ils sont initialement droits. De même les facettes peuvent être droites

ou courbées. Les éléments tétraédriques de 1^{er} ordre modélisent le champ linéaire des déplacements dans son volume, sur les facettes ou le long des côtés. Comme les déplacements sont linéaires, les déformations et le champ des contraintes sont constants. Cette situation impose une limitation de la construction du maillage.

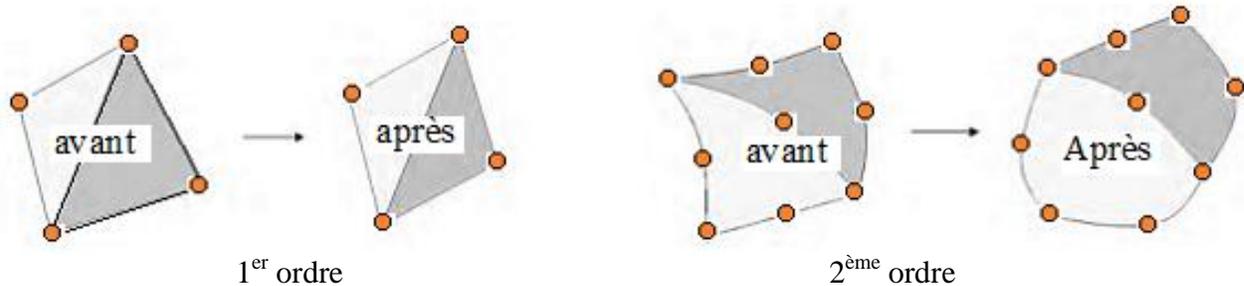


Figure 2.6-Eléments de maillage tétraédriques solides avant et après déformation

2.10 Conditions aux limites (Contraintes et forces)

Les charges et les contraintes sont nécessaires pour définir l'environnement de travail du modèle. Elles sont appliquées aux entités géométriques du système comme des caractéristiques complètement associées et ajustables. Par exemple, la force de pression dynamique du vent sur les surfaces des pales et la liaison pivot de l'engrenage. Toute modification de ces surfaces nécessite le remaillage du système. Le type de charges et de contraintes aux limites qui doivent être prise en charge dépendent du type d'analyse convoité. Les conditions aux limites sont de deux types :

2.10.1 Déplacements imposés

- a. **Contrainte fixe:** support rigide, tous les degrés de liberté de translation et de rotation sont éliminés, par exemple l'encastrement de l'aérogénérateur à la base (figure 2.7a).
- b. **Pivot fixe:** Une contrainte pivot limite le mouvement entre deux composants à un degré de liberté en rotation. Elle revient à ajouter une contrainte coaxiale et une contrainte coïncidente. On peut aussi limiter le mouvement angulaire entre les deux composants. Pour l'aérogénérateur on définit le déplacement imposé pivot pour le train d'engrenage, l'axe principale, la roue et le pignon du générateur (figure 2.7b).

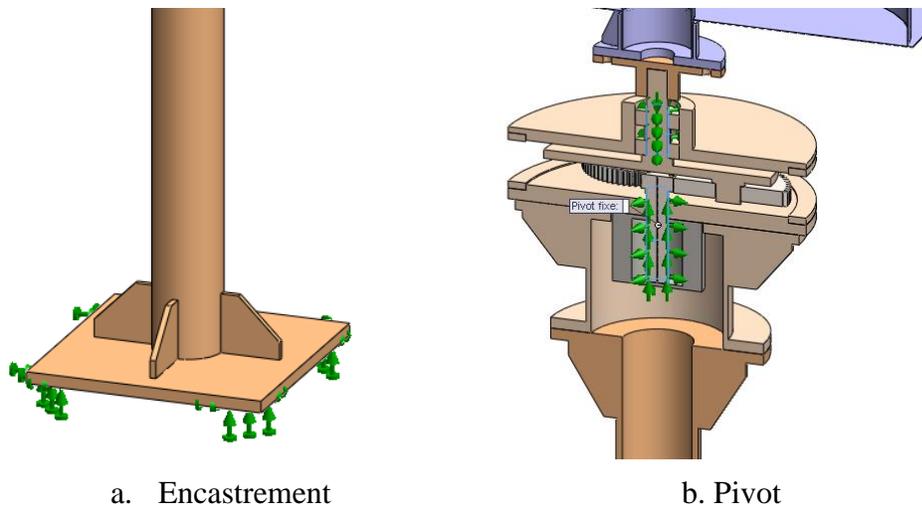


Figure 2.7-Les déplacements imposés à l'aérogénérateur

2.10.2 Chargements imposés

L'aérogénérateur est soumis en générale à des charges extérieures volumiques de poids de ses composants et à des charges surfaciques de pression dynamiques du vent qui peuvent être appliquées au système sous forme de force par unité de surface ou de pression (figure 2.8). Le cas échéant nous avons considéré un chargement critique de vent de 30m/s ou 551.25Pa car la majorité des aérogénérateurs industriels sont construit pour des vitesses de mise hors service à 25-27m/s. pour l'analyse statique, on applique les deux types de force, mais en analyse dynamique modal on supprime toute les forces extérieures.

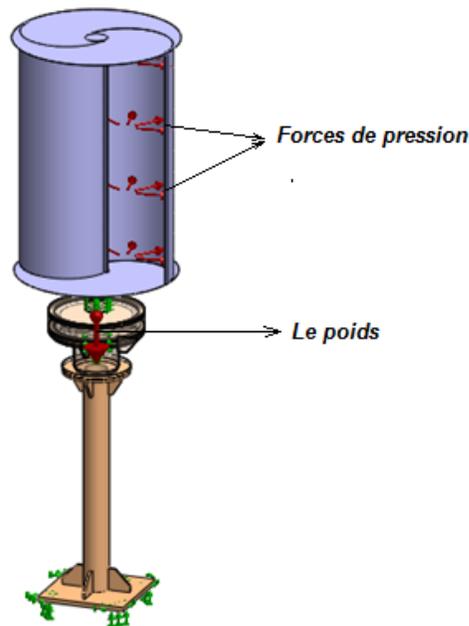
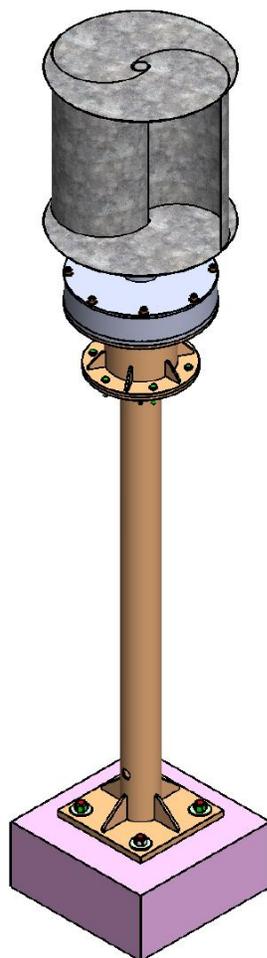


Figure 2.8-Les chargements sur l'aérogénérateur

2.11 Erreurs dans l'analyse par éléments finis 3D

L'analyse par élément finis sous SWS introduit des erreurs inévitables. Elle comprend des erreurs d'idéalisation lors de la construction du modèle géométrique, des erreurs de discrétisation de la structure et des erreurs de résolution des équations numériques d'équilibre. Parmi ces trois sources d'erreurs, uniquement les erreurs de discrétisation sont spécifiques à cette analyse. Les autres types d'erreurs sont soit des erreurs qui sont introduites avant l'analyse par élément finis ou des erreurs d'accumulation et d'arrondi.

2.12 Dessin de définition de l'aérogénérateur CAO/DAO



a. Bipales



b. Tripales

Figure 2.9-Aérogénérateur construit sous SolidWorks (vue d'ensemble)

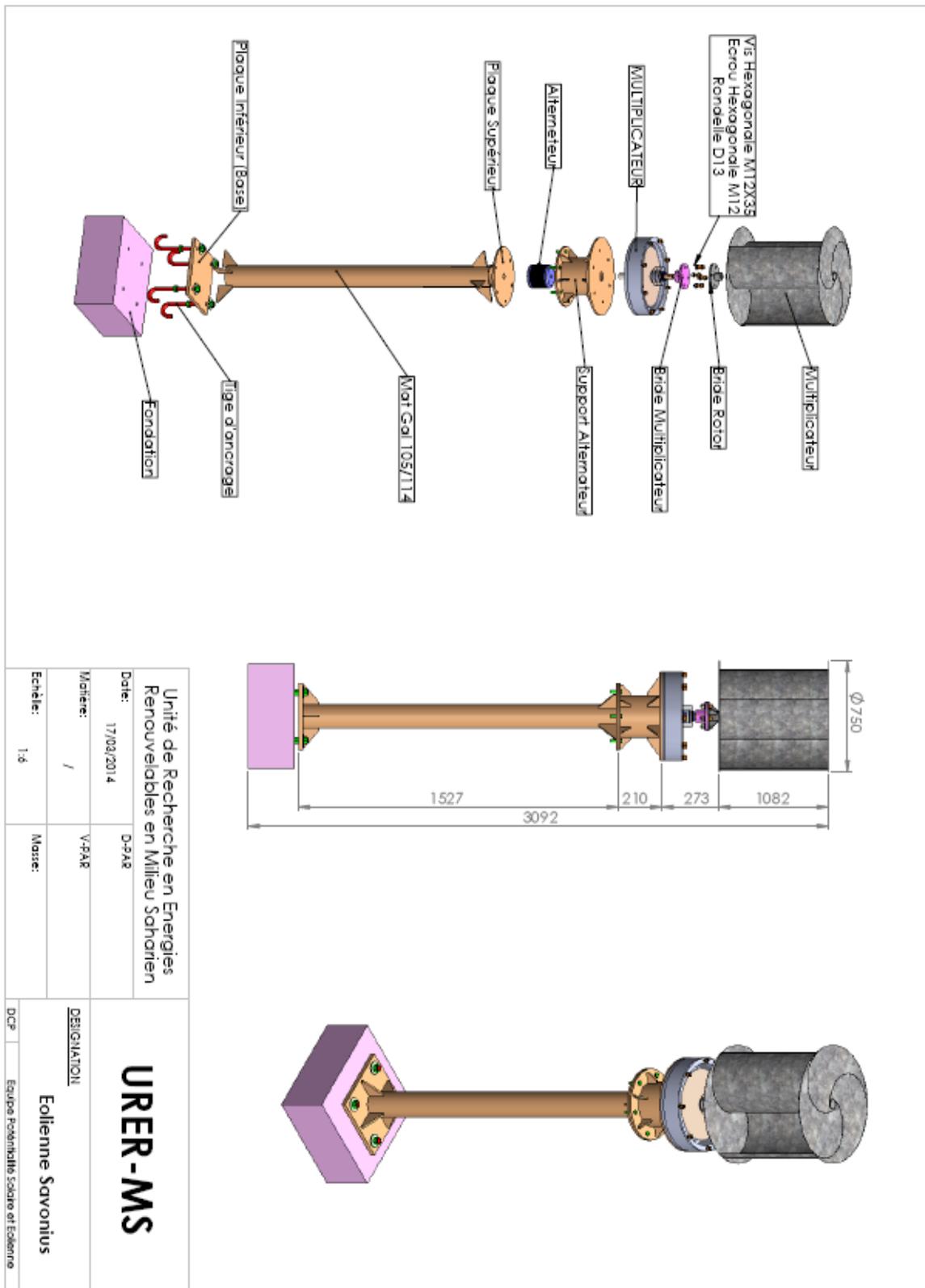


Figure 2.10-Aérogénérateur Savonius complet à trois pales

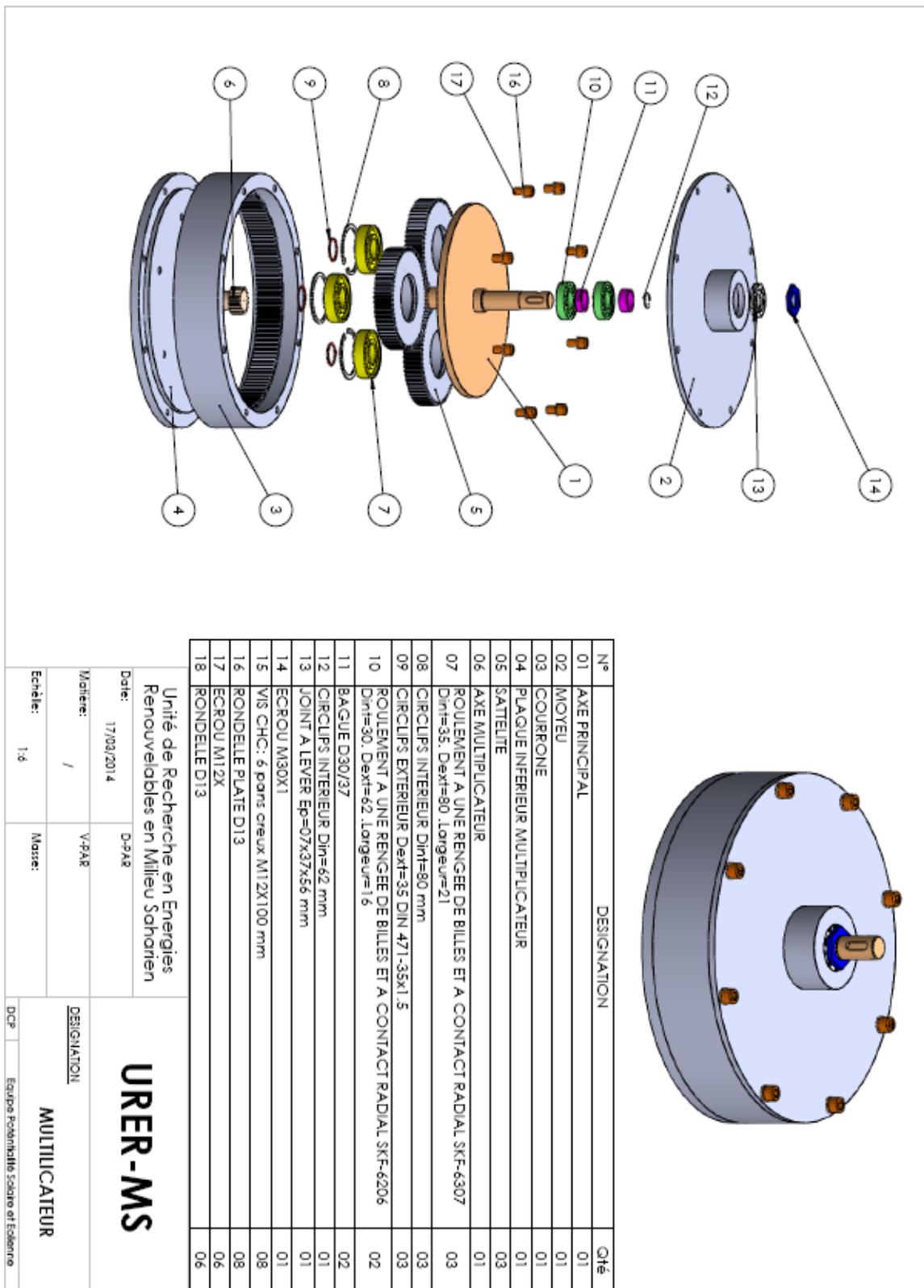


Figure 2.11-Multiplicateur planétaire de vitesse

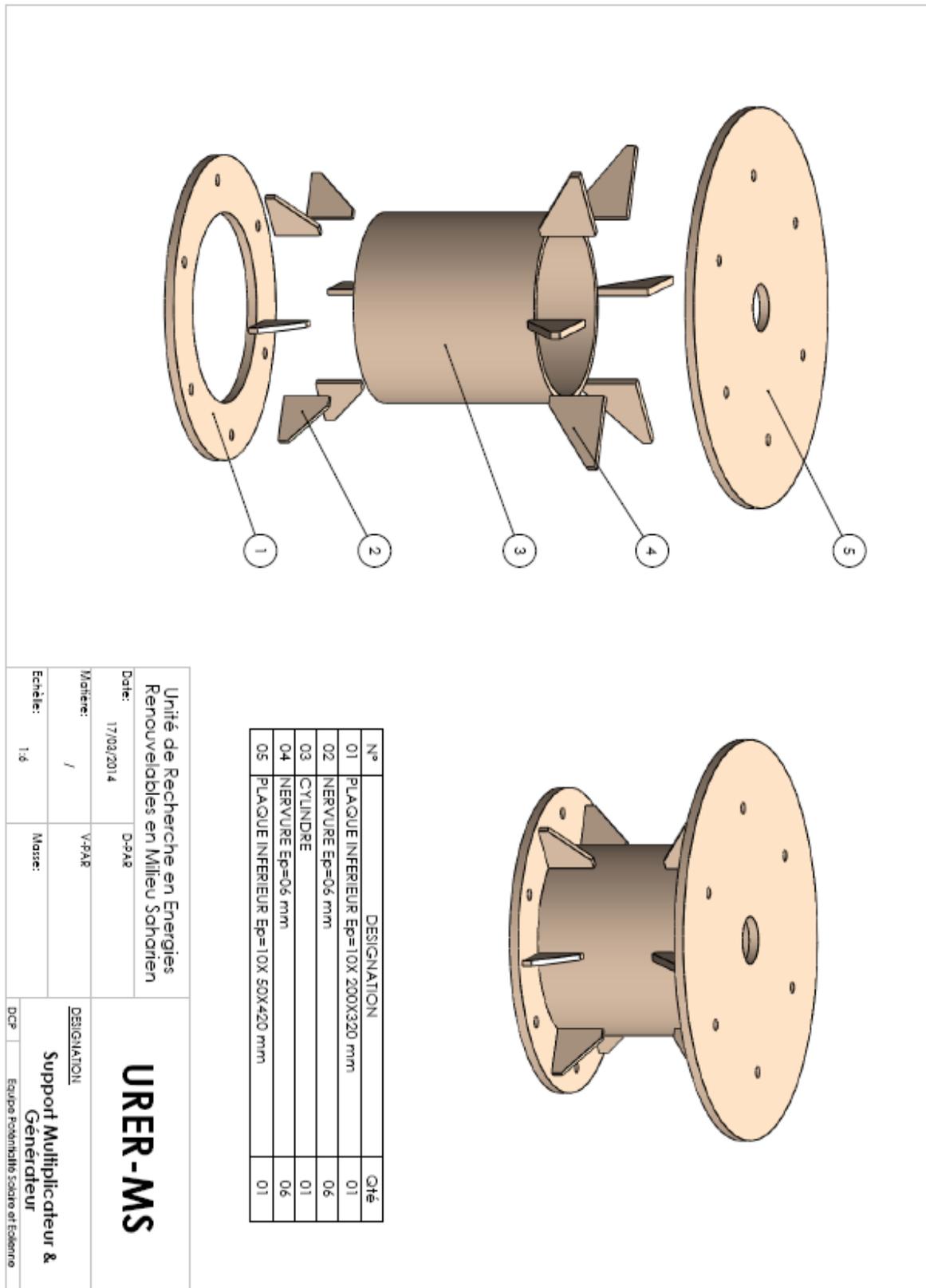


Figure 2.12-Support du multiplicateur et du générateur

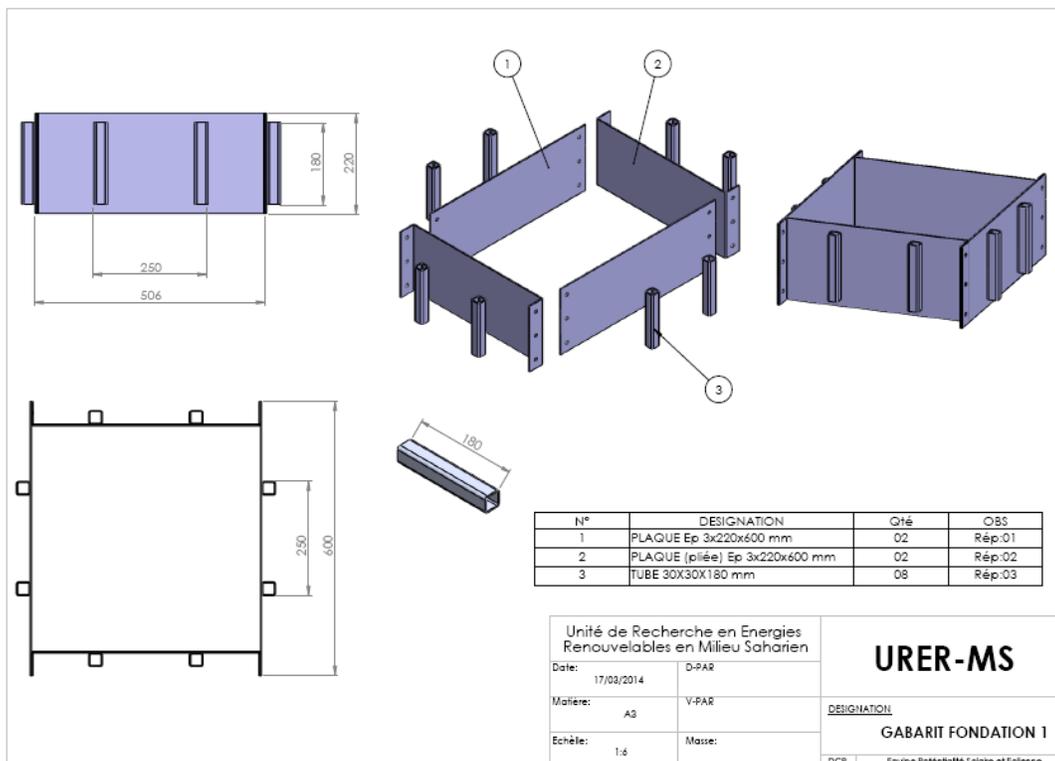
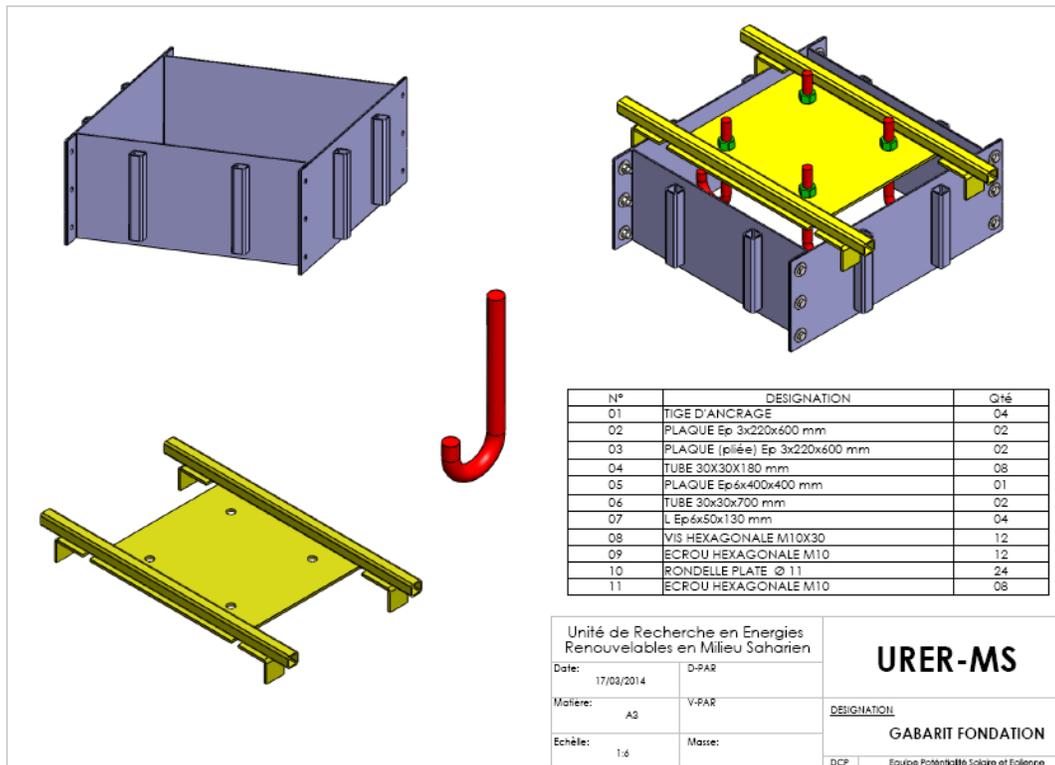


Figure 2.13-Gabarit de fixation de l'aérogénérateur dans la fondation

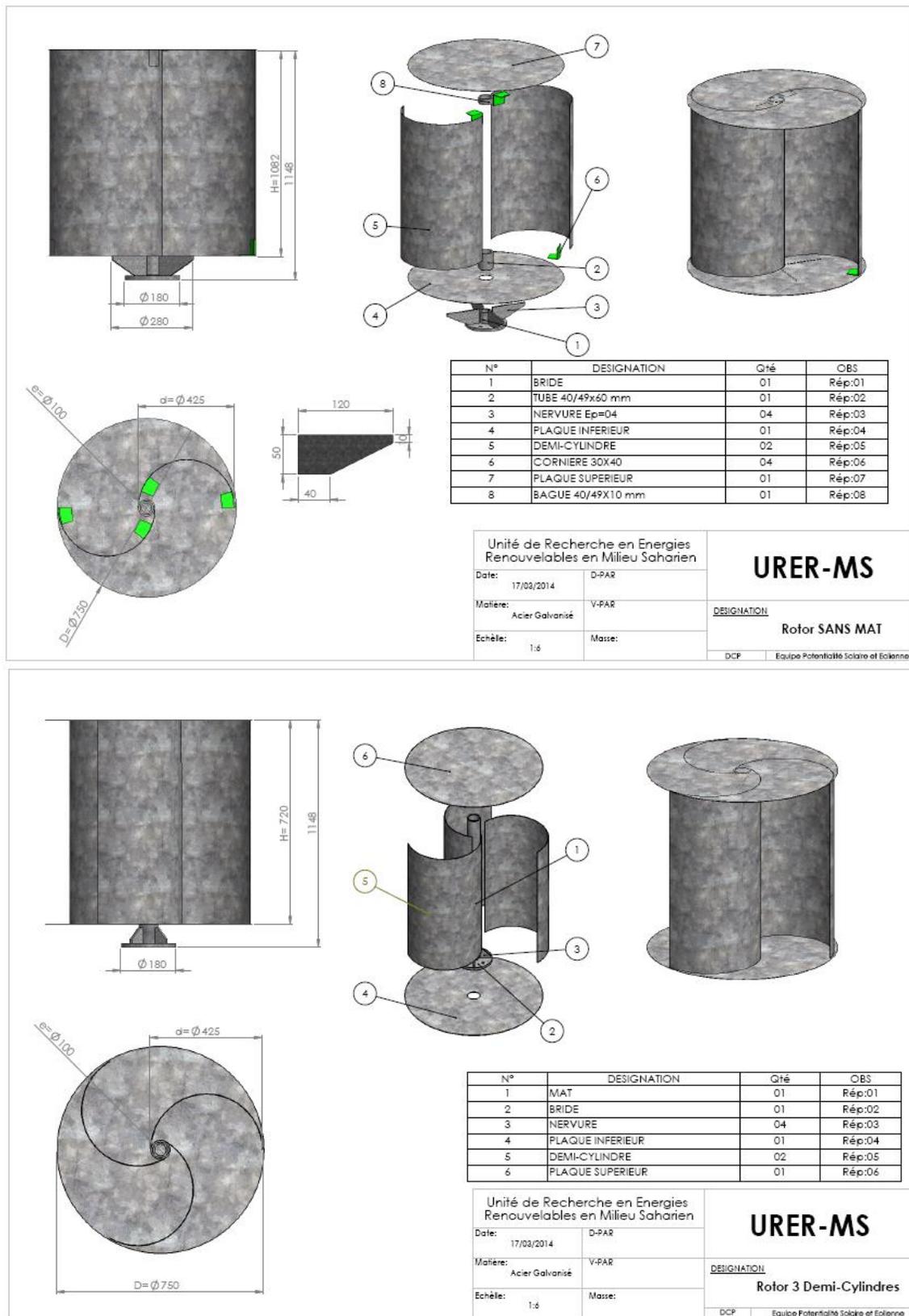


Figure 2.14-Turbine de l'aérogénérateur à deux et à trois pales

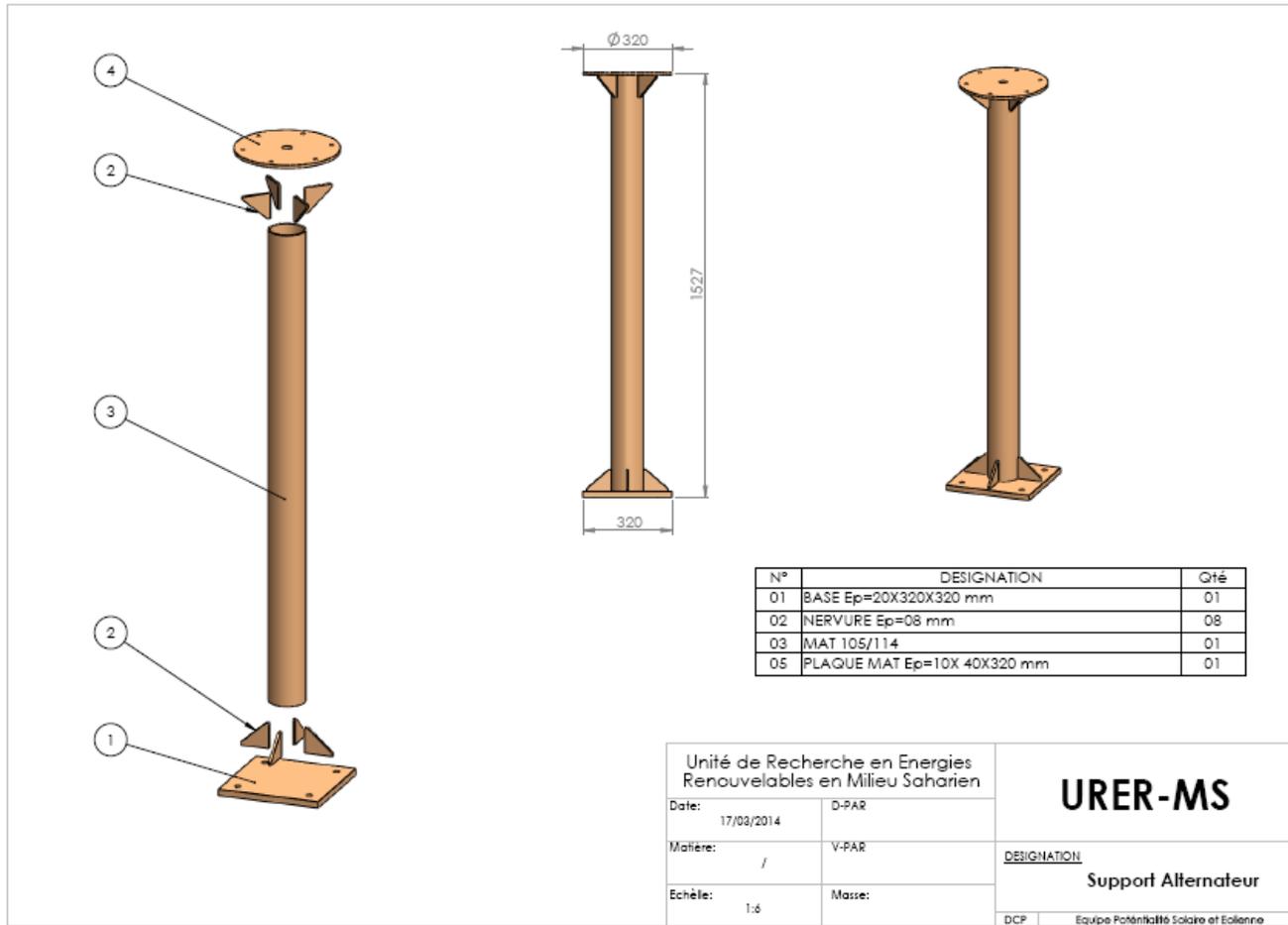


Figure 2.15-Support principal de l'aérogénérateur (le mât)

2.13 Conclusion

Ce chapitre a présenté la procédure de conception CAO/DAO 3D et la simulation par éléments finis sous SolidWorks Simulation du premier prototype d'aérogénérateur Savonius de faible puissance de deux ou de trois pales destiné à la fabrication à l'Entreprise de Réalisation Industrielle ERIS à Seriana (Batna). La démarche a décrit les méthodes d'analyses et les critères de performances statique et dynamique du système original ou fissuré.

Chapitre 3 :
Modélisation de l'aérogénérateur par
des disques en torsion

Chapitre 3 : Modélisation de l'aérogénérateur par des disques en torsion

3.1 Introduction

3.2 Modélisation de l'aérogénérateur par un système de disques en torsion

3.1.1 La méthode explicite

3.1.2 La méthode implicite

3.1.3 Résolution par la méthode directe

3.1.4 Résolution par la méthode itérative

3.3 Conclusion

3.1 Introduction

On expose dans ce chapitre une modélisation simplifiée du problème de torsion d'une ligne d'arbres dédiée à un aérogénérateur Savonius par un système de masses-ressorts et à son résolution par des méthodes algébriques directes ou par une technique itérative directe fondée sur un algorithme disponible.

3.2 Modélisation de l'aérogénérateur par un système de disques-ressorts en torsion

La solution de l'équation (2.33) du chapitre 2 (section 2.6.3) de la dynamique de la structure discrète de l'aérogénérateur par intégration directe est la stratégie de résolution la plus générale, mais aussi la plus délicate. Elle constitue ainsi le dernier moyen lorsque les autres possibilités de résolution ne sont pas applicables pour des raisons de fréquences élevées ou de présence de fortes non-linéarités. L'idée dominante est de rester dans le domaine temporel et la discrétisation de l'équation dynamique de mouvement du système avec un pas de temps Δt , généralement constant. La difficulté principale de la solution réside dans la taille du système à résoudre, qui génère un problème d'instabilité numérique. Les valeurs propres n'ont pas de significations physiques car elles sont directement générées par maillage mais en même temps elles conditionnent la solution numérique. On distingue fréquemment deux techniques de discrétisation : explicite et implicite [Alain et Nicolas 2003(17)][Genta 1999(74)]:

3.2.1 La méthode explicite

La simplicité de la méthode explicite est liée aux différences finies centrées. Les vitesses des nœuds à l'étape n sont évaluées par les différences des déplacements aux étapes $n - 1$ et $n + 1$ et les accélérations par les différences finies des vitesses déduites aux étapes $n - 1$, n , $n + 1$ ce qui donne :

$$\begin{cases} \{\dot{u}_n\} = \frac{1}{2\Delta t} (\{u_{n+1}\} - \{u_{n-1}\}) \\ \{\ddot{u}_n\} = \frac{1}{2\Delta t} (\{u_{n+1}\} - 2\{u_n\} + \{u_{n-1}\}) \end{cases} \quad (3.1)$$

En considérant l'équation (2.33) de mouvement du système discret à l'étape n , on a

$$[M]\{\ddot{u}_n\} + [D]\{\dot{u}_n\} + [K]\{u_n\} = \{F_n\} \quad (3.2)$$

On peut écrire :

$$\left(\frac{[M]}{\Delta t^2} + \frac{[D]}{2\Delta t}\right)\{u_{n+1}\} = \{F_n\} - \left([K] - \frac{2[M]}{\Delta t^2}\right)\{u_n\} - \left(\frac{[M]}{\Delta t^2} - \frac{[D]}{2\Delta t}\right)\{u_{n-1}\} \quad (3.3)$$

$\{F_n\}$: Vecteur des sollicitations extérieures

3.2.2 La méthode implicite

L'une des plus importantes raisons de l'utilisation de cette méthode est la condition de Newmark β qui permet d'exprimer les déplacements et les vitesses à l'étape $n + 1$.

$$\begin{cases} \{u_{n+1}\} = \{u_n\} + \Delta t\{\dot{u}_n\} + (0.5 - \beta)\Delta t^2\{\ddot{u}_n\} + \beta\Delta t^2\{\ddot{u}_{n+1}\} \\ \{\dot{u}_{n+1}\} = \{\dot{u}_n\} + (1 - \gamma)\Delta t\{\ddot{u}_n\} + \gamma\Delta t\{\ddot{u}_{n+1}\} \end{cases} \quad (3.4)$$

β et γ sont deux paramètres ajustables selon la situation du problème. Le paramètre β qui donne son nom à la méthode, rend possible l'ajustement de la contribution des accélérations aux déplacements. $\beta = 1/4$ correspond à une accélération moyenne entre l'étape n et $n + 1$, $\beta = 1/6$ pour une accélération linéaire. Le paramètre γ joue un rôle similaire pour les vitesses. La relation $1/2 \leq \gamma \leq 2\beta$ garantit une stabilité inconditionnelle de l'algorithme. Les valeurs limites $\beta = 1/4$ et $\gamma = 1/2$ sont utilisées pour les problèmes linéaires et cela cadre conjointement avec l'équation du mouvement à l'étape n et $n + 1$.

$$\left(\frac{4[M]}{\Delta t^2} + \frac{2[D]}{\Delta t} + [K]\right)\{u_{n+1}\} = \{F_{n+1}\} + \left(\frac{4[M]}{\Delta t^2} + \frac{2[D]}{\Delta t}\right)\{u_n\} - \left(\frac{4[M]}{\Delta t} + [D]\right)\{\dot{u}_n\} + [M]\{\ddot{u}_n\} \quad (3.5)$$

Pour les problèmes non-linéaires, la valeur de β doit être augmentée pour assurer une marge de stabilité suffisante. La méthode directe consiste à transformer la matrice considérée en une matrice diagonale (Jacobi) ou tri-diagonale (Givens, Householder). Cette stratégie est bien adaptée pour les systèmes de faibles tailles.

3.2.3 Résolution par la méthode directe

La structure de l'aérogénérateur étudié peut être représentée par un modèle discret de trois masses ou de disques d'inerties en torsion décrivant le rotor, le multiplicateur de vitesse et le générateur électrique (figure 3.1) [Chérif et Mohammed 2010(89)]. Ce modèle peut être généralisé pour n'importe quel nombre de masses et il permet une analyse dynamique simplifiée de la ligne d'arbres élastiques non amorties en torsion de la machine. Les paramètres J_{n-1} , J_n et J_{n+1} représentent le système de masses concentrées, k_{n-1} , k_n , k_{n+1} les rigidités des tronçons d'arbres de masses négligeables et de longueurs respectives L_{n-1} , L_n , L_{n+1} . F_{n+1} est la force extérieure généralisée des inputs appliquée au système qui est nulle dans le cas d'analyse modale libre.

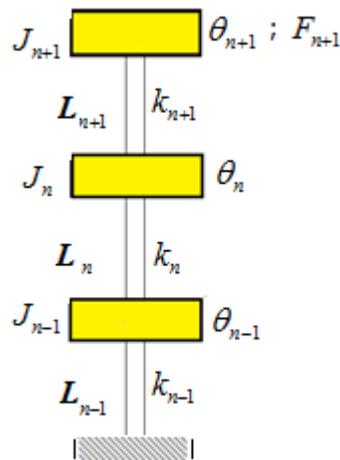


Figure 3.1-Modèle de l'aérogénérateur à trois masses en torsion

Le système de la figure 3.1 est régi par les équations de mouvement linéaires suivantes :

$$\begin{cases} J_{n-1}\ddot{\theta}_{n-1} + k_{n-1}\theta_{n-1} + k_n(\theta_{n-1} - \theta_n) = 0 \\ J_n\ddot{\theta}_n + k_n(\theta_n - \theta_{n-1}) + k_{n+1}(\theta_n - \theta_{n+1}) = 0 \\ J_{n+1}\ddot{\theta}_{n+1} + k_{n+1}(\theta_{n+1} - \theta_n) = F_{n+1} \end{cases} \quad (3.6)$$

Pour un système à degrés de liberté limités, il existe plusieurs méthodes algébriques de résolution directe de ce problème aux valeurs propres. La plus simple méthode est de transformer les équations du mouvement du domaine temporel dans le domaine de Laplace ou de Fourier et d'appliquer un

algorithme standard de résolution du système algébrique obtenu. Pour le système de l'équation (3.6), les matrices de masse et de rigidité sont :

$$[M] = \begin{bmatrix} J_{n-1} & 0 & 0 \\ 0 & J_n & 0 \\ 0 & 0 & J_{n+1} \end{bmatrix} \text{ et } [K] = \begin{bmatrix} k_{n-1} + k_n & -k_n & 0 \\ -k_n & k_n + k_{n+1} & -k_{n+1} \\ 0 & -k_{n+1} & k_{n+1} \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

La matrice K peut-être décomposée en utilisant les valeurs des rigidités partielles sous la forme :

$$[K] = k_{n-1} \begin{bmatrix} 1 & -1 & 0 \\ -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} + k_n \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1 \\ 0 & -1 & 1 \end{bmatrix} + k_{n+1} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

L'avantage numérique de la décomposition de l'équation (3.8) est évident. Lorsque la connectivité physique est factorisée, la matrice K est déterminée par trois valeurs des rigidités, par contre sans information sur la connectivité, cette matrice doit être déterminée par six éléments non nuls.

Illustration : considérons le cas pratique $J_i = 1$, $k_i = \frac{G_i l_i}{L_i} = 1$ et $i = n - 1, n, n+1$, Les matrices des fréquences Ω_i et des modes propres de la structure Ψ_i sont données par l'équation (3.9) et représentés sur la figure 3.2 sous la forme :

$$[\Omega_i^2] = \begin{bmatrix} 0.3080 & 0 & 0 \\ 0 & 0.6431 & 0 \\ 0 & 0 & 5.0489 \end{bmatrix}, \quad [\Psi_i] = \begin{bmatrix} 0.591 & 0.737 & 0.328 \\ -0.737 & 0.328 & 0.591 \\ 0.328 & -0.591 & 0.737 \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

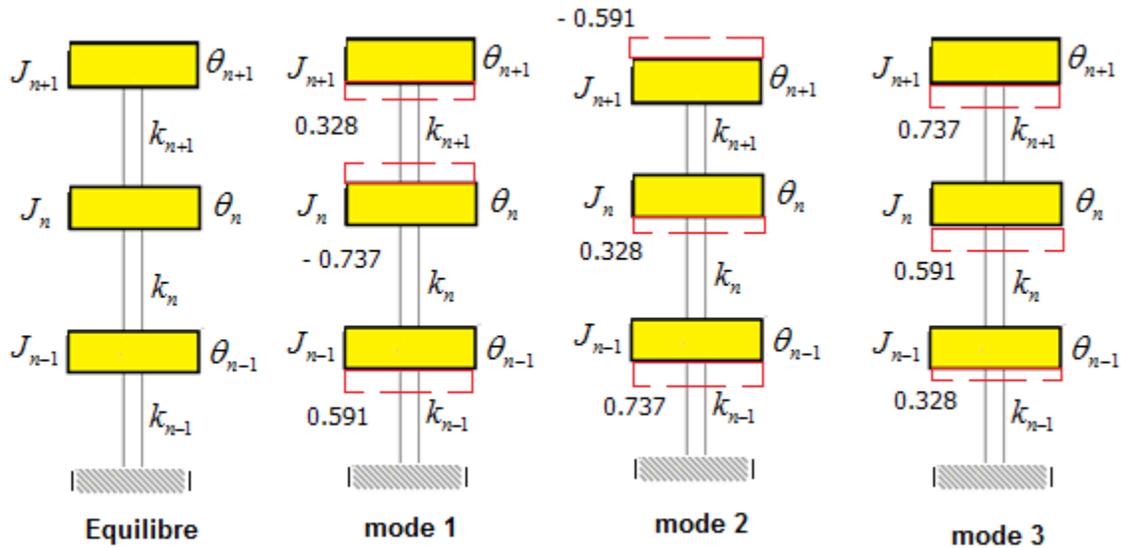


Figure 3.2-Déformées modales de l'aérogénérateur à trois masses en torsion

3.2.4 Résolution par la méthode itérative

La solution du problème aux valeurs propres de l'exemple de la figure 3.1, modélisé par le système d'équations (3.6), peut être obtenue par la méthode de condensation, seulement, la procédure est onéreuse pour les modèles industriels à grande échelle possédant un grand nombre de DDL. Dans le but de procéder efficacement, il est nécessaire d'avoir un algorithme disponible, adapté à ce type de problèmes qui tient compte des caractéristiques principales du système : la taille du système, la proportion des termes non nuls et le nombre de modes désirés. Comme méthode itérative pour déterminer les modes ou les positions des modes en résolvant le système linéaire à chaque étape, on procède à l'itération directe basée sur l'algorithme de Lanczos fondé sur le principe d'orthogonalisation de Gram-Schmidt pour déterminer le premier mode de vibration [Alain et Nicolas 2008(17)]:

$$z_n = K^{-1}M y_{n-1} \rightarrow y_n = z_n / \|z_n\| \rightarrow \|z_n\| \rightarrow \Omega_1^{-2} \quad (3.10)$$

Les autres modes sont déterminés de la même façon dans un sous espace orthogonal aux modes précédents. La méthode la plus efficace est l'itération inverse en utilisant l'algorithme suivant :

$$K z_n = M y_{n-1} \rightarrow y_n = z_n / \|z_n\| \rightarrow \|z_n\| \rightarrow \Omega_1^2 \quad (3.11)$$

Pour chaque itération, on peut considérer simultanément la position des vecteurs et rechercher les solutions propres dans ce sous-espace de dimension réduite selon le principe de Ritz. La possibilité de vérifier la séquence précédente permet une évaluation rapide du nombre de valeurs propres dans la bande des fréquences considérées. Ainsi, on a la possibilité de vérifier que l'algorithme utilisé permet de déterminer toutes les solutions dans la bande envisagée. Pour les modèles industriels, la méthode la plus commune est la méthode de Lanczos qui est devenue effective suite aux diverses améliorations. C'est une méthode itérative du sous-espace qui converge à la solution exacte après un certain nombre d'itérations égal à la taille du système. Dans la pratique, peu d'itérations sont utilisées car la convergence est très rapide. Le schéma de l'algorithme est organisé comme suit :

- Initialisation des vecteurs : $u_0 = 0$ et r_0 arbitraire
- Itération n :
- Le scalaire : $\beta_n^2 = r_{n-1}^T M r_{n-1}$
- Le vecteur de Lanczos : $u_n = r_{n-1} / \beta_n$
- Le scalaire : $\alpha_n = u_n^T M K^{-1} M u_n$
- Le vecteur : $r_n = K^{-1} M u_n - \alpha_n u_n - \beta_n u_{n-1}$
- Réduction : n
- Matrice de transformation : $Q_n = [u_1 u_2 \dots u_n]$
- Matrice transformée
- $T_n = Q_n^T M K^{-1} M Q_n = \begin{bmatrix} \alpha_1 & \beta_2 & 0 & 0 \\ \beta_2 & \alpha_2 & 0 & \beta_n \\ 0 & 0 & \beta_n & \alpha_n \end{bmatrix}$

Les valeurs propres avec les solutions $(\lambda, X)_k$

- $\lambda_k^{-1} \rightarrow \Omega_k^2, [u_1 u_2 \dots u_n] X_k \rightarrow \Phi_k$

Afin de s'assurer que l'algorithme est appliqué correctement, il faut vérifier l'orthogonalité de la matrice Q_n et la troncature tri-diagonale de la matrice T_n .

Les itérations donnent les résultats du tableau 3.1.

Tableau 3.1-Méthode de Lanczos appliquée au système de la figure 3.1

N	0	1	2	3 (Solution exacte)
β_n	-	1.2249	2.2028	0.0835
u_n	$\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0.6651 \\ 0.7395 \\ 0.1037 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} -0.2201 \\ 0.0615 \\ 0.9735 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} -0.7136 \\ 0.6703 \\ -0.2037 \end{bmatrix}$
α_n	-	2.9967	2.6831	0.3202
r_n	$\begin{bmatrix} 0.8147 \\ 0.9058 \\ 0.1270 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} -0.4849 \\ 0.1354 \\ 2.1445 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} -0.0596 \\ 0.0560 \\ -0.0170 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} -0.2234 \\ -0.3492 \\ -0.3136 \end{bmatrix} 10^{-14}$
T_n	-	[2.9967]	$\begin{bmatrix} 2.9967 & 2.2028 \\ 2.2028 & 2.6831 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 2.9967 & 2.2028 & -5.440110^{-15} \\ 2.2028 & 2.6831 & 0.0835 \\ -5.440110^{-15} & 0.0835 & 0.3202 \end{bmatrix}$
Ω_k^2	-	[2.9967]	[5.0482 0.6316]	[5.0489 0.6431 0.308]
Φ_k	-	[1]	$\begin{bmatrix} 0.7318 & -0.6815 \\ 0.6815 & 0.7318 \end{bmatrix}$	$\begin{bmatrix} 0.7316 & 0.6714 & 0.1179 \\ 0.6816 & -0.7174 & -0.1439 \\ 0.0120 & -0.1856 & 0.9825 \end{bmatrix}$

L'algorithme itérative de Lanczos (tableau 3.1), converge rapidement vers la solution du problème à partir de la 3^{ème} itération et donne dans un sous espace réduit les mêmes valeurs propres que les méthodes algébriques directes.

3.3 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons essayé de montrer la possibilité de modéliser la ligne d'arbres de l'aérogénérateur par un modèle dynamique simple de masses-ressorts en torsion en se basant sur une méthode algébrique directe ou sur une méthode itérative fondée sur un algorithme à convergence rapide disponible. Le but est de mieux décrire comprendre et optimiser le comportement dynamique du système. Seulement, pour les structures complexes à grand nombre de degrés de liberté tel que l'aérogénérateur étudié, le comportement dynamique du système devient une tâche fastidieuse, impossible de quantifier par des techniques similaires aux précédentes, d'où l'utilisation des logiciels industriels des dynamiques de structures est indispensable pour résoudre le problème à moindre coût.

Chapitre 4 :
**Application des aérogénérateurs dans
les centrales cheminée solaire de
puissance**

Chapitre 4 : Application des aérogénérateurs dans les centrales cheminée solaire de puissance

4.1 Introduction

4.2 Modélisation d'une centrale cheminée solaire de puissance à base l'aérogénérateur

4.2.1 Modèle énergétique du CCSP

4.2.2 Modèle de la cheminée

4.2.3 Modèle de la turbine éolienne

4.3 Conclusion

4.1 Introduction

Les cheminées solaires de puissance sont devenues des systèmes prometteurs pour la production de la puissance électrique à grande échelle à long terme. Ce chapitre porte sur la modélisation et la simulation des performances énergétiques d'une centrale cheminée solaire de puissance à base d'aérogénérateurs en régime quasi permanent sous l'effet des paramètres de construction et de fonctionnement. L'objectif est de déterminer la faisabilité et la rentabilité de ce type de système à grande échelle au sud algérien.

4.2 Modélisation d'une centrale cheminée solaire de puissance à base l'aérogénérateur

Une centrale cheminée solaire de puissance CCSP (figure 4.1) est un générateur de puissance électrique renouvelable. Le système est composé en général, d'un collecteur à air, d'une cheminée à effet thermosiphon et d'un aérogénérateur. Le système transforme le gain utile d'un capteur à air solaire en énergie cinétique de circulation d'air. L'écoulement créé à l'entrée de la cheminée est transformé en puissance mécanique ou électrique selon les besoins en utilisant une chaîne de conversion de puissance appropriée. La centrale fonctionne avec les composantes directes et diffuses de la radiation solaire et restitue les résidus directement à l'atmosphère. Le système se refroidit automatiquement, sans problèmes techniques ni frais additionnels en comparaison avec d'autres types de centrales de puissance conventionnelles.

Le principe de fonctionnement et les premiers résultats techniques et économiques sont obtenus sur la centrale de Manzanares en Espagne en 1982 selon [Haaff et al. 1984]. Les auteurs de la référence [Pasumathi et sheriff 1998(76)] ont développé une étude théorique, expérimentale et économique sur le même prototype dans le but de développer un nouveau modèle de centrale plus performant pour la génération de la puissance à grande échelle de 30kW à 100MW. La possibilité de génération de la puissance électrique utilisant l'effet cheminée à différentes échelles en milieu urbain a été examinée par [Padki et al. 1989(77)]. L'influence des différentes équations et variables de transfert de chaleur sur les performances énergétiques de la centrale de Manzanares est étudiée [van Backström et Gannon 2004(78)]. La modélisation des écoulements d'air incompressible pour prédire et analyser les paramètres du design de la centrale ainsi que l'examen de l'influence de l'écoulement dans la turbine, le facteur de charge et le degré de réaction sur l'efficacité de la turbine sont examinés par [Back et al. 2003(79)].

La disponibilité abondante du terrain plat au sud algérien, supérieure à 1.5 millions de km², les réserves d'eau caractérisées par la nappe albienne, le sable comme matière première pour la fabrication du vitrage, le gisement solaire qui dépasse les 6.5 kWh/m²/jour, le gisement éolien qui dépasse les 2.3 kWh/m²/jour et l'état psychrométrique moyen de l'air ambiant qui est de 35°C à une humidité de 10%, encouragent fortement le développement de ce type de systèmes à grande échelle.

Cette partie de la thèse porte sur la modélisation des échanges de chaleur et de masse dans une centrale CCSP d'une puissance de mégawatt afin de mieux comprendre et optimiser les performances énergétiques du système sous l'effet de la variation de la radiation solaire, la température ambiante, les dimensions du capteur à air et de la cheminée sous des vitesses de vent constantes.

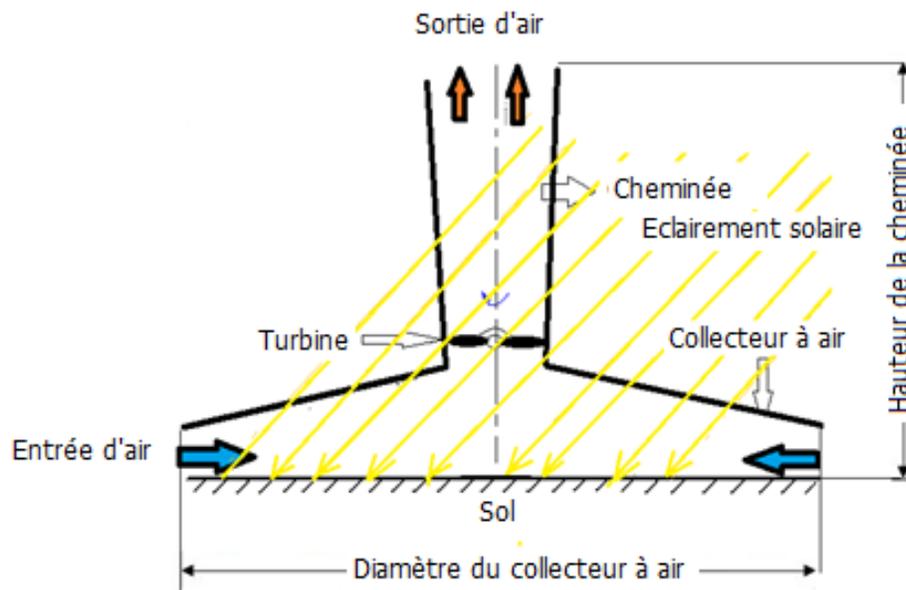


Figure 4.1-Centrale cheminée solaire de puissance typique

4.2.1 Modèle énergétique du CCSP

La modélisation thermophysique de la centrale nécessite la description de chaque composant: le capteur à air, la cheminée et la turbine éolienne (voir figure 4.1).

a. Modèle du capteur à air

L'équilibre thermique du capteur à air est traité en régime quasi permanent en admettant que :

- Le sol, le débit d'air et les températures du vitrage T_{abs} , T_{air} , T_g sont respectivement uniformes dans les sections perpendiculaires à l'écoulement de débit massique \dot{m}_{air} . La vitesse du vent est prise constante dans l'intervalle 3-5 m/s.
- Le facteur d'échange par rayonnement h_r entre le sol et le vitrage est admis linéaire en fonction du gradient de température et ceux d'échange de chaleur par convection air-vitrage et air-sol sont considérés égaux $h_{abs} = h_g = h_c$
- Les coefficients des pertes thermiques latérales et la circulation d'air sont négligés. le débit d'air est considéré turbulent et complètement développé. Le rayon du collecteur r_c est très grand devant la hauteur du conduit d'air e , le diamètre hydraulique est égale à $D_h = 2e$.
- Les émissivités du sol et du vitrage sont considérées égales $\epsilon_{abs} = \epsilon_g = \epsilon$.
- Le facteur des pertes thermiques globales U_L mesure la somme des pertes thermiques avant, arrière et latérale U_t , U_b , U_e . Les pertes latérales sont incluses dans les pertes arrières.
- Le rendement optique du collecteur à air $\eta_o = \tau_g \alpha_{abs}$ est limité au produit de la transmittance-absorptance du vitrage τ_g et de l'absorptance du sol α_{abs} . Ces coefficients sont estimés pour une incidence solaire normale.
- La chaleur latente d'évaporation entre le sol et le vitrage est négligée car le sol sableux du Sahara algérien est sec.
- La radiation solaire sur la surface d'ouverture du collecteur I_g est estimée par le modèle isotropique de Liu et Jordan pour un ciel clair car l'indice de clarté au Sahara algérien est supérieur à 65%. La composante de la radiation solaire réfléchié par le sol est négligée car la pente du vitrage est considérée très faible $\beta < 2^\circ$,

En régime permanent, la première loi de la thermodynamique appliquée à un volume de contrôle délimitant les surfaces d'échanges pertinentes du capteur à air circulaire entre les positions radiales r et $r + dr$ permet d'écrire l'équation qui gouverne l'écoulement d'air :

$$dQ_u(r) = [h_g(T_g - T_{air}) + h_{abs}(T_{abs} - T_{air})]2r\pi dr \quad (4.1)$$

Avec comme contrainte thermique au niveau du vitrage :

$$\alpha_g I_g - U_t(T_g - T_a) - h_g(T_g - T_{air}) + h_r(T_{abs} - T_g) = 0 \quad (4.2)$$

Et au niveau du sol absorbeur

$$\tau_g \alpha_{abs} I_g - U_b (T_{abs} - T_{abs}^*) - h_{abs} (T_{abs} - T_{air}) - h_r (T_{abs} - T_g) = 0 \quad (4.3)$$

T_{abs}^* : température du sol à une profondeur d'équilibre thermique.

En tenant compte des conditions aux limites :

$$T_{air}(r = r_c) = T_a, T_g(r = r_c) = T_a + \alpha_g U_t^{-1} I_g \quad (4.4)$$

$$T_{abs}(r = r_c) = T_a + \tau_g \alpha_{abs} U_b^{-1} I_g \quad (4.5)$$

La résolution de l'équation (4.1) respectant les contraintes (4.2) et (4.3) et tenant compte des conditions aux limites (4.4) à (4.5) en utilisant le code Matlab Simulink (odeset/hb1dae) donne respectivement la distribution des températures de fonctionnement radiales et le gain utile du collecteur $T_{abs}(r)$, $T_g(r)$, $T_r(r)$ et $Q_u(r)$.

Le facteur U_b est exprimé en fonction des propriétés du sol : conductivité thermique k_{abs} , densité massique ρ_{abs} et capacité calorifique $C_{p,abs}$ [Muneer 2004(80)]. Le facteur U_t est estimé par l'équation de Klein [Duffie et Beckman 1991(81)].

$$U_b = \sqrt{\frac{k_{abs} \rho_{abs} C_{p,abs}}{6\pi}} \quad (4.6)$$

Le facteur h_r est donné en fonction de la température moyenne de l'air

$$h_r = \frac{4\sigma T_{air}^3}{2\varepsilon^{-1} - 1} \quad (4.7)$$

σ est la constante de Stefan Boltzmann. Le facteur h_c est exprimé en fonction du nombre de Nusselt Nu , la conductivité de l'air k_{air} et le diamètre hydraulique du collecteur:

$$h_c = Nu \frac{k_{air}}{D_h} \quad (4.8)$$

La température ambiante T_a est décrite en fonction du temps solaire vrai t_{sv} et du temps de coucher du soleil t_s en considérant la température moyenne mensuelle \bar{T}_a et ses fluctuations autour de la moyenne ΔT_a [Howel et al(82)].

$$T_a = \bar{T}_a + \Delta T_a \sin \left[\pi \frac{t_{sv} - (t_s + 180)}{720} \right] \quad (4.9)$$

La radiation solaire incidente sur la surface d'ouverture du capteur à air pour chaque position du soleil I_g est exprimée en fonction de la composante directe I_b , diffuse I_d et réfléchi par le sol $I_r = \xi_{abs}(I_b \sin \chi + I_d)$ en considérant le facteur géométrique R_b , les facteur de forme entre le collecteur et le sol $0.5(1 - \cos \beta)$ et entre le collecteur et la voûte céleste $0.5(1 + \cos \beta)$, ξ_{abs} est l'albédo du sol [Liu et Jordan 1960(83)].

$$I_g = R_b I_b + 0.5(1 + \cos \beta) I_d + 0.5(1 - \cos \beta) I_r \cong R_b I_b + I_d \quad (4.10)$$

χ : Hauteur du soleil

Les paramètres d'écoulement dans le capteur sont donnés en fonction des températures de fonctionnement et des caractéristiques thermophysiques [Duffie et Beckman 1991(81)]. Le gain utile du collecteur est estimé à partir de la température moyenne de l'air par l'expression :

$$Q_u = F' \eta_o I_g A_c - F' U_L A_c (T_{air} - T_a) \quad (4.11)$$

L'efficacité du collecteur F' est déterminée par l'identification entre l'équation (4.11) et les équations (4.1) à (4.3). D'un autre côté, l'élimination de la température de l'air dans ces équations, donne le gain utile maximal possible extractible du collecteur à la température d'écoulement du fluide à l'entrée T_e :

$$Q_u = F_R \eta_o I_g A_c - F_R U_L A_c (T_e - T_a) = \eta_c I_g A_c \quad (4.12)$$

Où F_R est le facteur d'extraction de chaleur et η_c le rendement du collecteur à air. D'autre part, la température du sol absorbeur permet aussi d'estimer le gain utile du collecteur :

$$Q_u = \eta_o I_g A_c - U_L A_c (T_{abs} - T_a) \quad (4.13)$$

La résolution des équations (4.12) et (4.13) pour la température de l'absorbeur donne :

$$T_{abs} = T_e + \frac{Q_u}{F_R U_L A_c} (1 - F_R) \quad (4.14)$$

Le facteur de débit du collecteur F'' est:

$$F'' = \frac{F_R}{F'} = \frac{\dot{m}_{air} c_{p,air}}{F' U_L A_c} \left(1 - \exp \frac{F' U_L A_c}{\dot{m}_{air} c_{p,air}}\right) \quad (4.15)$$

$C_{p,air}$ est la capacité calorifique de l'air.

La température moyenne du fluide caloporteur est :

$$T_{air} = T_e + \frac{Q_u}{F_R U_L A_c} (1 - F') \quad (4.16)$$

La température moyenne de l'absorbeur a pour expression :

$$T_{abs} = T_{air} + \frac{Q_u}{F_R U_L A_c} (1 - F_R) \quad (4.17)$$

La température de sortie T_s de l'air est estimée en considérant l'expression du gain utile du collecteur.

$$T_s = T_e + \frac{Q_u}{\dot{m}_{air} c_{p,air}} \quad (4.18)$$

Les températures T_{abs} et la température de sortie T_s permettent l'estimation de la vitesse moyenne de l'air V_{air} à l'entrée de la cheminée :

$$V_{\text{air}} = [\eta_o I_g A_c - U_L A_c (T_{\text{abs}} - T_a)] / \rho_{\text{air}} A_{\text{air}} C_{p,\text{air}} (T_s - T_e) \quad (4.19)$$

Où $A_{\text{air}} = 2\pi r_c e$ est l'aire du conduit d'air et $A_c = \pi r_c^2$ est l'aire du collecteur. Les performances énergétiques du collecteur sont obtenues par un processus itératif en procédant à l'initialisation des températures T_{abs} et T_e .

4.2.2 Modèle de la cheminée

L'effet cheminé dans la centrale est créé essentiellement par le gradient de pression entre l'air à l'entrée de la cheminée et l'ambiance. Pour des hauteurs de la cheminée inférieures à 1000m, où la loi de Boussineq demeure valable pour décrire l'écoulement, en admettant que l'air est un gaz parfait à écoulement permanent, les forces de volume dérivent d'un potentiel, la densité de l'air varie avec la pression ou est constante en considérant des températures et des vitesses d'écoulement faibles. Sous ces conditions, le gain utile du collecteur est transformé en partie en une puissance ascendante dans la cheminée de hauteur H_{ch} et il est calculé par la formule :

$$P_u = V_{\text{air}} A_{\text{air}} \rho_{\text{air}} g H_{\text{ch}} \quad (4.20)$$

g est l'accélération de la pesanteur.

L'efficacité de la cheminée est définie par la relation suivante :

$$\eta_{\text{ch}} = \frac{P_u}{Q_u} = \frac{g H_{\text{ch}}}{c_p (T_s - T_e)} \quad (4.21)$$

À partir des équations (4.18) et (4.20), la puissance produite dans la cheminée prend la forme :

$$P_u = V_{\text{air}} \rho_{\text{air}} A_{\text{air}} g H_{\text{ch}} \frac{(T_{\text{air}} - T_e)}{(T_s - T_e)} \quad (4.22)$$

Le gradient de pression Δp créé entre l'entrée de la cheminée et l'atmosphère est déduit de l'équation (4.22) sous la forme :

$$\Delta p = \rho_{\text{air}} g H_{\text{ch}} \frac{(T_{\text{air}} - T_e)}{(T_s - T_e)} \quad (4.23)$$

4.2.3 Modèle de la turbine éolienne

Par analogie avec la théorie de Betz, le facteur de puissance aérodynamique de la turbine éolienne placée dans la cheminée ne peut pas dépasser $\eta_{mec} = 60\%$. Cependant, la puissance mécanique produite par la turbine est donnée par l'expression :

$$P_{mec} = \eta_{mec} 0.5 \rho_{air} A_t V^3 \quad (4.24)$$

A_t est la surface balayée par le rotor de la turbine.

Cette puissance est égale à la puissance utile créée par effet thermosiphon dans la cheminée :

$$P_{mec} = \eta_{mec} P_u = \eta_{mec} \eta_c \eta_{ch} I_g A_c \quad (4.25)$$

La puissance électrique produite par la centrale CSP sera :

$$P_{elec} = \eta_{mec} \eta_c \eta_{ch} \eta_m \eta_g I_g A_c = \eta_{sys} (I_g A_c) \quad (4.26)$$

Le terme $\eta_{Tr} = \eta_m \eta_g$ est le facteur de la chaîne de transmission de puissance représentant le produit du gain du multiplicateur de vitesse η_m par le rendement du générateur électrique η_g . La puissance électrique produite par une CCSP est directement liée à la surface de captation du collecteur à air et à l'intensité de l'éclairement solaire incident sur la surface d'ouverture.

4.3 Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre une modélisation énergétique des écoulements d'air dans une centrale cheminée solaire de puissance de 1MW à base d'aérogénérateurs. Les travaux portent sur l'influence des paramètres de construction et d'environnement sur la puissance de sortie afin de montrer la faisabilité et la rentabilité énergétique du système au sud algérien.

Partie **III** : Analyse des résultats

Résumé

Cette partie reprend les principaux résultats de simulation des performances statiques et dynamiques de la structure de l'Aérogénérateur bipales et tripales original et fissuré par éléments finis 3D ainsi que l'analyse de l'écoulement d'air dans une centrale cheminée solaire de puissance.

Chapitre 5 :
Présentation et interprétation des
résultats de la simulation

Chapitre 5 : Présentation et interprétation des résultats de la simulation

5.6 Introduction

5.7 Analyse statique de l'aérogénérateur

5.2.2 Conclusion

5.8 Analyse dynamique de l'aérogénérateur

5.3.1 Conclusion

5.9 Analyse dynamique de l'aérogénérateur fissuré

5.4.2 Conclusion

5.10 Application des turbines éoliennes dans une centrale cheminée solaire de puissance

1.4.13 Conclusion

5.11 Conclusion

5.1 Introduction

Ce chapitre reprend les principaux résultats et discussions concernant la modélisation et la simulation statique et dynamique par éléments finis 3D de l'aérogénérateur Savonius bipales ou tripales original (sans défauts) ou fissuré ainsi que l'analyse des écoulements d'air unidirectionnels dans une centrale cheminée solaire de puissance de 1MW, basés sur les codes SolidWorks et Matlab Simulations.

5.2 Analyse statique de l'aérogénérateur

a. Aérogénérateur à deux pales

Les résultats de la simulation de l'analyse statique de l'aérogénérateur Savonius à deux pales respectivement intact et fissuré en termes de contraintes, de déformations, de déplacements et de facteur de sécurité sont présentés dans le tableau 5.1 et les figures 5.1 à 5.4. Les fissures sont simulées par le détachement de points de soudures de 0.5mm de diamètre pratiqués au niveau de la liaison de la pale avec la plaque supérieure [Chérif et al. 2014(85)].

- Le déplacement maximal (figure 5.1) augmente de 0.28% pour une crique et de 0.45% pour trois criques.
- La déformation maximale du matériau de la structure (figure 5.2) augmente de 0.0086% pour une crique et de 0.009639% pour trois criques.
- La contrainte équivalente de VonMises de la structure (figure 5.3) augmente de 10.21% pour une crique et de 84.66% pour trois criques.
- Le facteur de sécurité minimal du matériau (figure 5.4) décroît de 9.25% pour une seule crique à 45.89% pour trois criques.

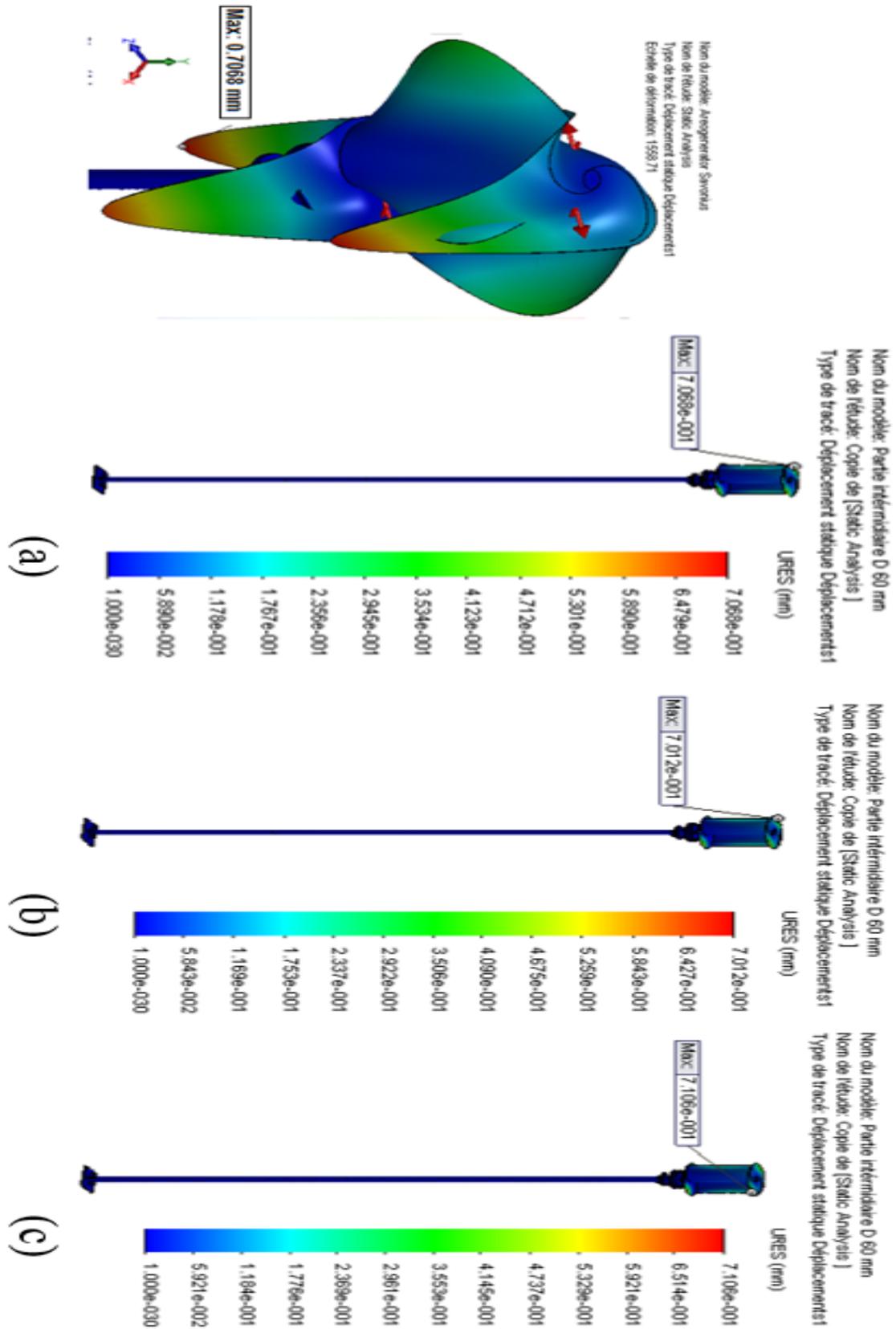


Figure 5.1-Déplacements : (a). Structure originale, (b). Avec une crrique, (c). Avec 3 crriques

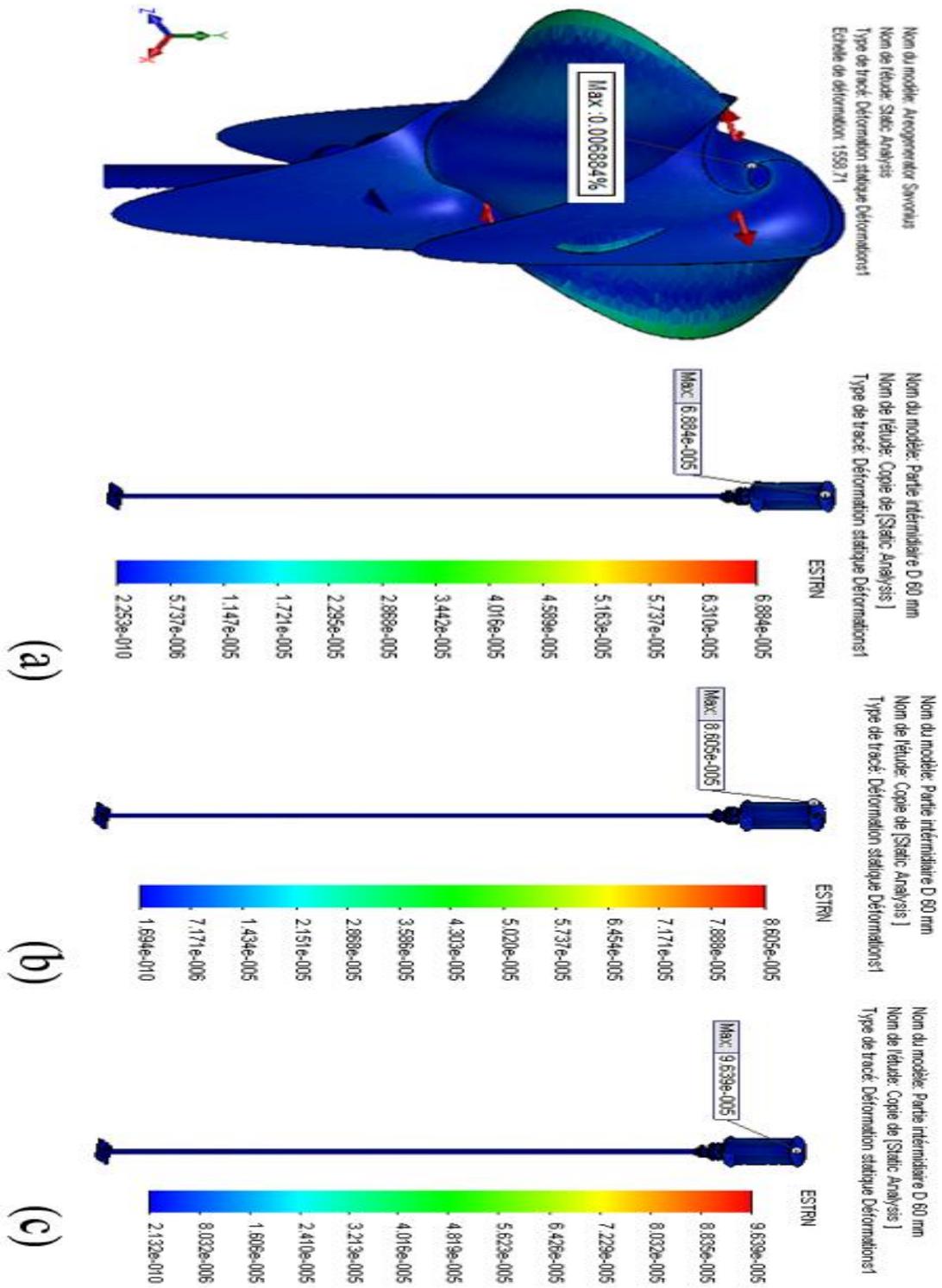


Figure 5.2-Déformations: (a). Sans crque, (b). Avec une crque, (c). Avec 3 crques

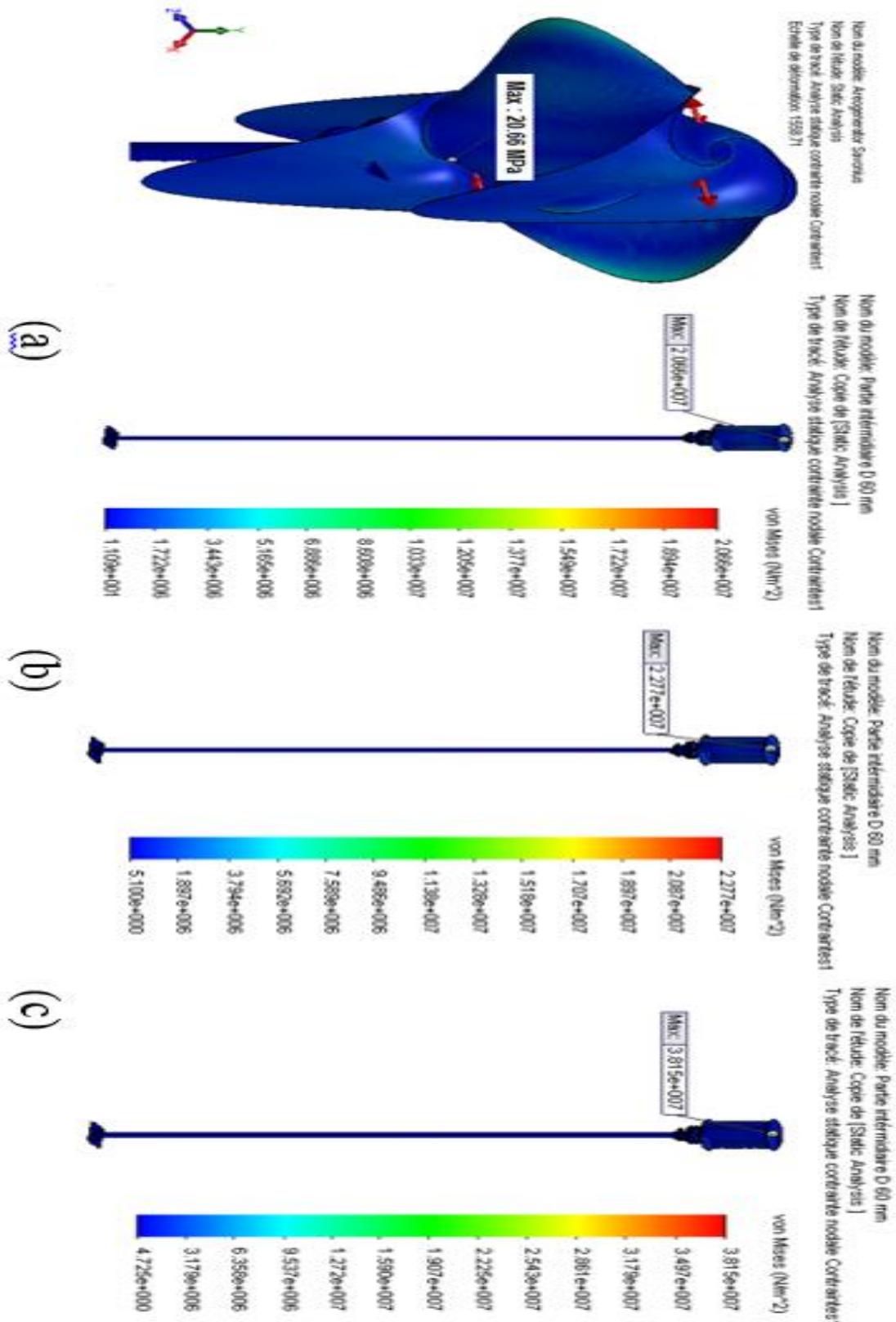


Figure 5.3-Contraintes de VonMises : (a). Sans craque, (b). Avec une craque, (c). Avec 3 crakes

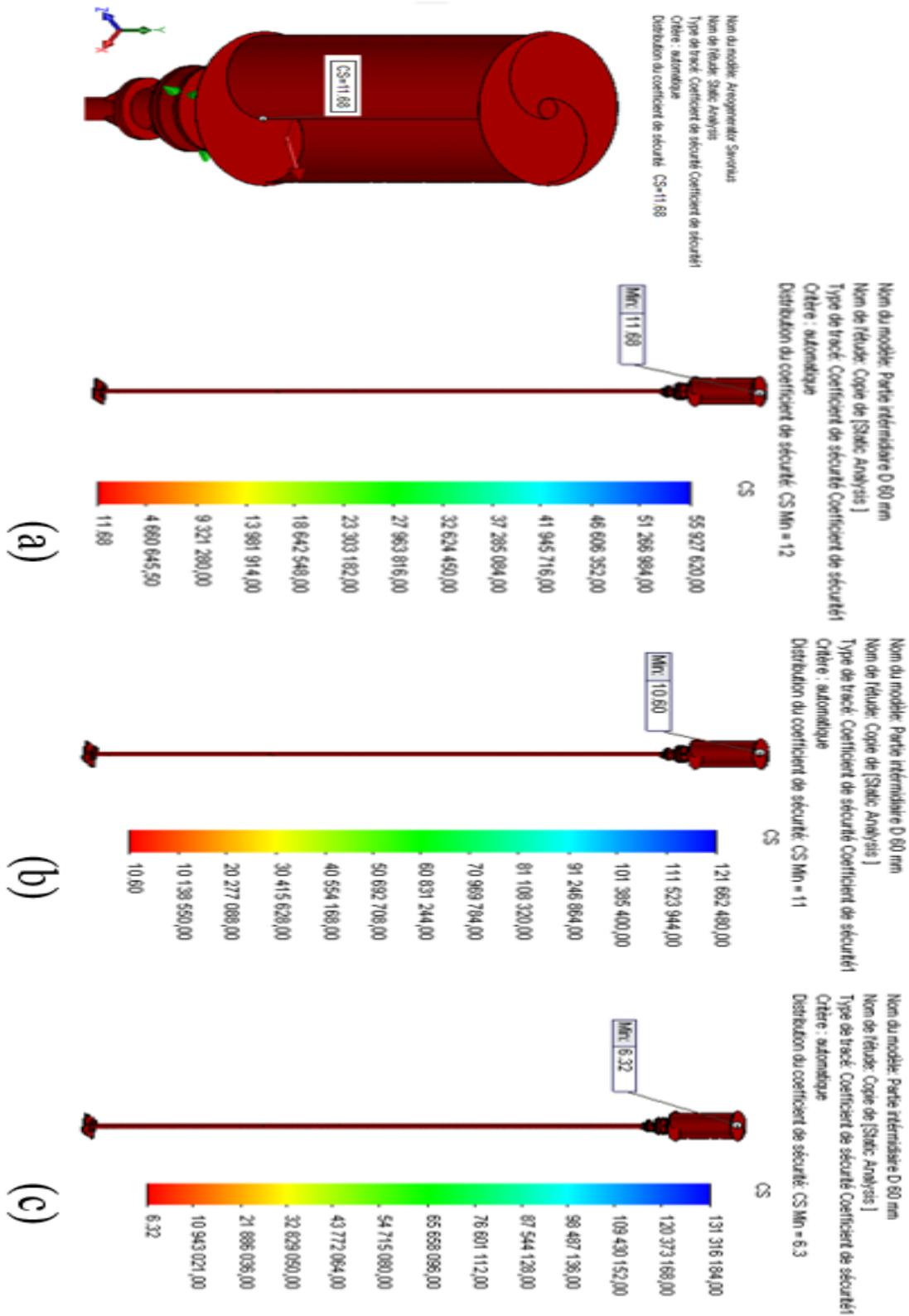


Figure 5.4-Facteur de sécurité : (a). Structure originale, (b). avec une fissure, (c). avec Trois fissures

Tableau 5.1-Sévérité des criques sur les performances statiques de l'aérogénérateur

État de la structure	Contraintes de VonMises (MPa)	Déformation (%)	Déplacement (mm)	Facteur de Sécurité
Originale	20.66	0.006884	0.7068	11.68
Une crique	22.77	0.008600	0.7088	10.60
Trois criques	38.15	0.009639	0.7100	06.32

5.2.1 Conclusion

Cette étape dans le processus de design de l'aérogénérateur confirme l'importance de prédire les performances statiques respectivement des systèmes original (sans défauts) et fissuré sous les conditions du poids propre et du chargement critique de la pression du vent de 30 m/s en utilisant le code de calcul SolidWorks simulation. La fiabilité statique du système original semble vérifiée car le déplacement maximal de 0.7068mm entraîne une déformation maximale de 0.006884% et ceci en concordance avec l'hypothèse de petites déformations. De même, le critère de résistance de VonMises est validé avec un bon facteur de sécurité de 11.68. De l'autre côté, il est observé que les caractéristiques mécaniques des matériaux de la structure précités présentés dans le chapitre 2, section 3 sont fortement influencées par la présence des criques aux niveaux des soudures des pales avec la plaque supérieure. Ainsi, la présence d'une seule crique, de 0.5mm de diamètre, conduit à une augmentation de la contrainte admissible de 10.21%, de la déformation critique de 24.93% et à la réduction du facteur de sécurité de 9.25%.

b. Aérogénérateur à trois pales

La contrainte équivalente de VonMises qui apparait dans la structure de l'éolienne à trois pales avec les caractéristiques des matériaux données dans le chapitre 2, section 3, sous un chargement critique de 30m/s est égale à 17.7 MPa. Cette contrainte est inférieure à la limite élastique du matériau et assure un bon coefficient de sécurité du système égale à 7.5 (figure 5.5). Cette valeur est relativement élevée car elle tient compte des hypothèses simplificatrices de l'analyse par éléments finis et des erreurs qui peuvent être commises lors du processus de conception.

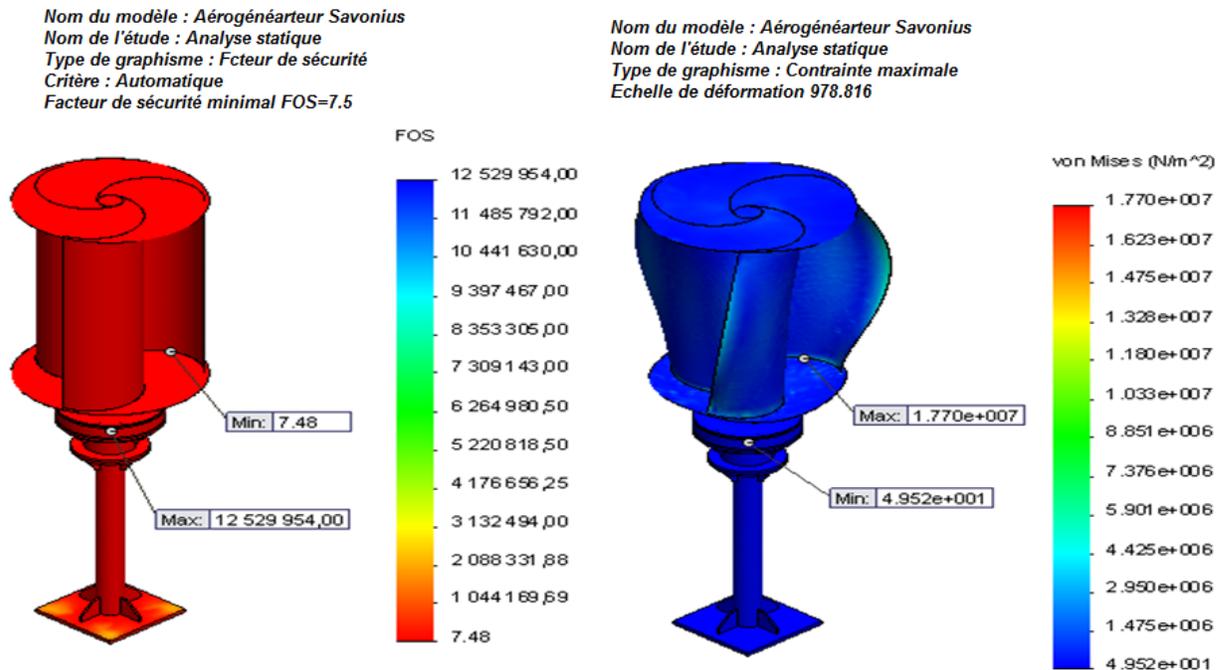


Figure 5.5- Performances statiques de l'aérogénérateur à trois pales

5.3 Analyse dynamique de l'aérogénérateur

Le comportement dynamique de l'aérogénérateur est caractérisé par un nombre réduit de paramètres structuraux dits modaux : fréquences, amortissements et modes propres de déformation. L'analyse modale consiste essentiellement à identifier ces paramètres.

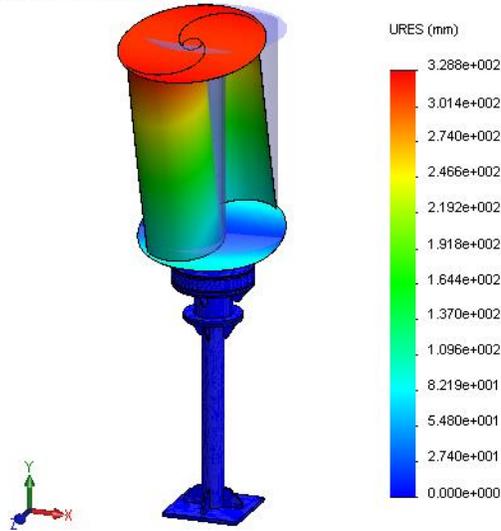
a. Aérogénérateur à deux pales

Les résultats de la simulation de l'aérogénérateur à deux pales par FEM 3D permettent de tirer un certain nombre de conclusions et de recommandations [Chérif et al. 2014(86)].

- La figure 5.6 montre qu'en raison de la similitude élevée entre les symétries longitudinales du système dans les directions perpendiculaires X et Z, les deux premiers modes de flexion ont pratiquement des fréquences identiques égales à 17.5Hz et 18.4Hz dans l'analyse de l'aérogénérateur par FEM 3D respectivement. Ces modes de vibration sont en concordance avec ceux de la théorie. La différence de 16% enregistrée entre les fréquences propres des deux approches, modèle solide et modèle analytique de la poutre d'Euler-Bernoulli est due aux hypothèses simplificatrices de la modélisation et de la simulation.

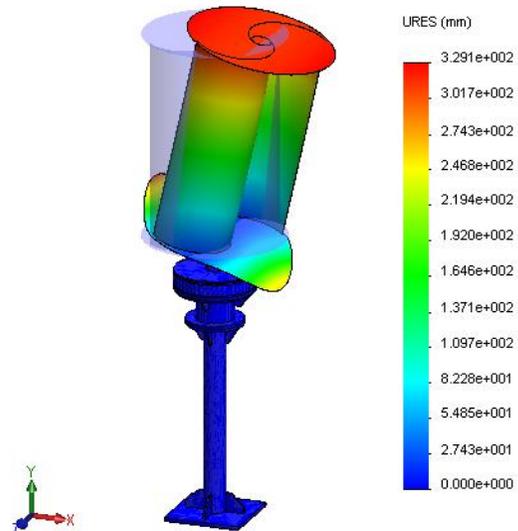
- Concernant la réponse symétrique (figures 5.6 a et b), l'aérogénérateur exécute des modes de flexion dans les directions X et Z pour lesquelles, le TPM du système (tableau 5.2) est l'un des plus importants paramètres du problème. En revanche, durant la réponse antisymétrique (figures 5.6 c, d et e), le système effectue des vibrations axiales et de torsion. Dans ce cas, le moment d'inertie du système est le plus important paramètre. Les deux premiers modes de flexion sont caractérisés par un TPM plus élevé égal à 8% et les modes d'ordres supérieurs sont caractérisés par des TPM plus faibles inférieurs à 4%.
- Le tableau 5.2, montre aussi que les modes de flexion de l'aérogénérateur sont équivalents aux caractéristiques du vent de 30m/s, les modes axiaux sont équivalents aux caractéristiques du vent de 44m/s et le mode de torsion est équivalent à l'effet d'un vent de 71m/s. Les modes de flexion du modèle poutre sont équivalents à l'effet d'un vent de 24m/s.
- Les fréquences d'excitation dangereuses dues au vent sont égales à 18.372Hz et 17.47Hz (tableau 5.4). Elles apparaissent aux vitesses de vent de 6m/s et de 18m/s correspondant aux TSR de 1.3 et 0.4 respectivement. La première fréquence forcée apparaît à un TSR élevé et à faible vitesse de vent. Cette excitation est proche de la deuxième fréquence propre du mode de flexion libre de 18.372Hz. La deuxième fréquence d'excitation apparaît à une vitesse de vent élevée et à un TSR faible et elle est très proche de la première fréquence de résonance de flexion qui est de 17.47Hz. Ces deux situations sont susceptibles d'induire des contraintes dynamiques cycliques qui peuvent conduire à la fatigue accélérée du système ce qui nécessite l'introduction d'un système de contrôle pour protéger l'intégrité de la machine.
- Les changements dans les fréquences de résonance (tableaux 5.2 et 5.4) sont dus à la diminution de la flexibilité de la structure sous l'effet de l'initiation et la propagation des criques. Il est observé que le shift entre les fréquences du système fissuré et l'original est très faible. Il est inférieur à 4.3% pour l'analyse par FEM 3D et 1.62% pour le modèle poutre lorsque la profondeur de la crique varie de 0 à 50% de la section droite du rotor pour les différentes positions le long de l'arbre lent de l'aérogénérateur. Ces changements dans les fréquences sont imperceptibles dans la pratique pour le contrôle online de la structure.
- Les critères de qualité de l'aérogénérateur Savonius (tableau 5.3) montrent que ses performances dynamiques sont dans les normes et par conséquent la stabilité et la fiabilité de la structure sont confirmées.

Nom du modèle: Areogenerator Savonius
 Nom de l'étude: Modal Analysis Vibration
 Type de tracé: Fréquence Déplacements1
 Mode : 1 Valeur = 17.47 Hz
 Echelle de déformation: 0.827024



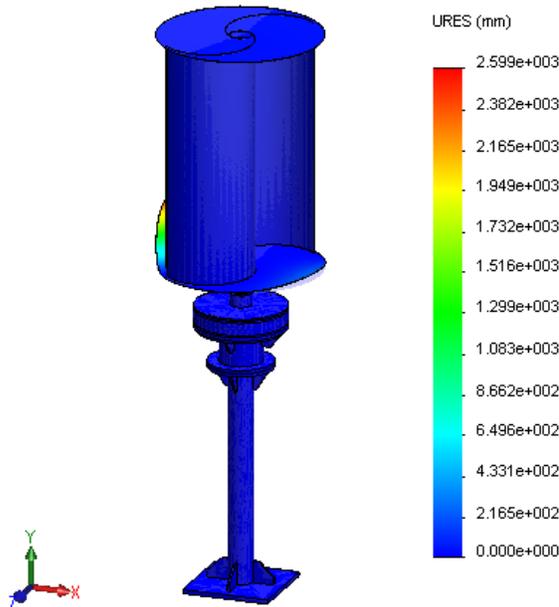
a. Flexion X : $\Omega_1 = 17.47 \text{ Hz}$

Nom du modèle: Areogenerator Savonius
 Nom de l'étude: Modal Analysis Vibration
 Type de tracé: Fréquence Déplacements2
 Mode : 2 Valeur = 18.372 Hz
 Echelle de déformation: 0.825563



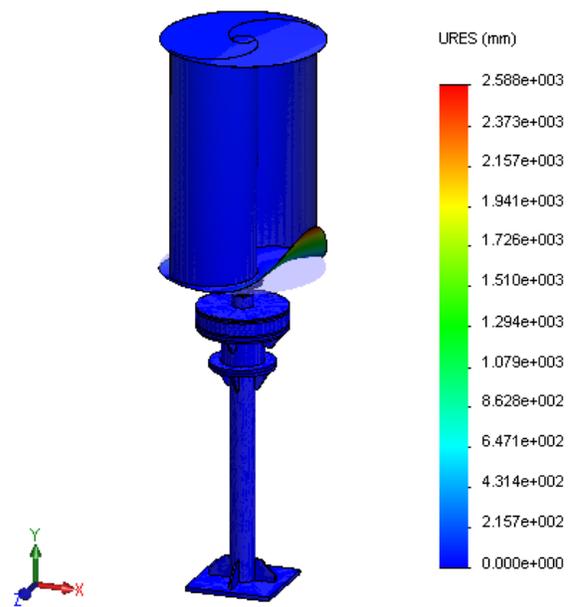
b. Flexion Z : $\Omega_2 = 18.372 \text{ Hz}$

Nom du modèle: Areogenerator Savonius
 Nom de l'étude: Modal Analysis Vibration
 Type de tracé: Fréquence Déplacements3
 Mode : 3 Valeur = 26.012 Hz
 Echelle de déformation: 0.0993798



c. Axial : $\Omega_3 = 26.012 \text{ Hz}$

Nom du modèle: Areogenerator Savonius
 Nom de l'étude: Modal Analysis Vibration
 Type de tracé: Fréquence Déplacements4
 Mode : 4 Valeur = 27.058 Hz
 Echelle de déformation: 0.0997647



d. Axial : $\Omega_4 = 27.058 \text{ Hz}$

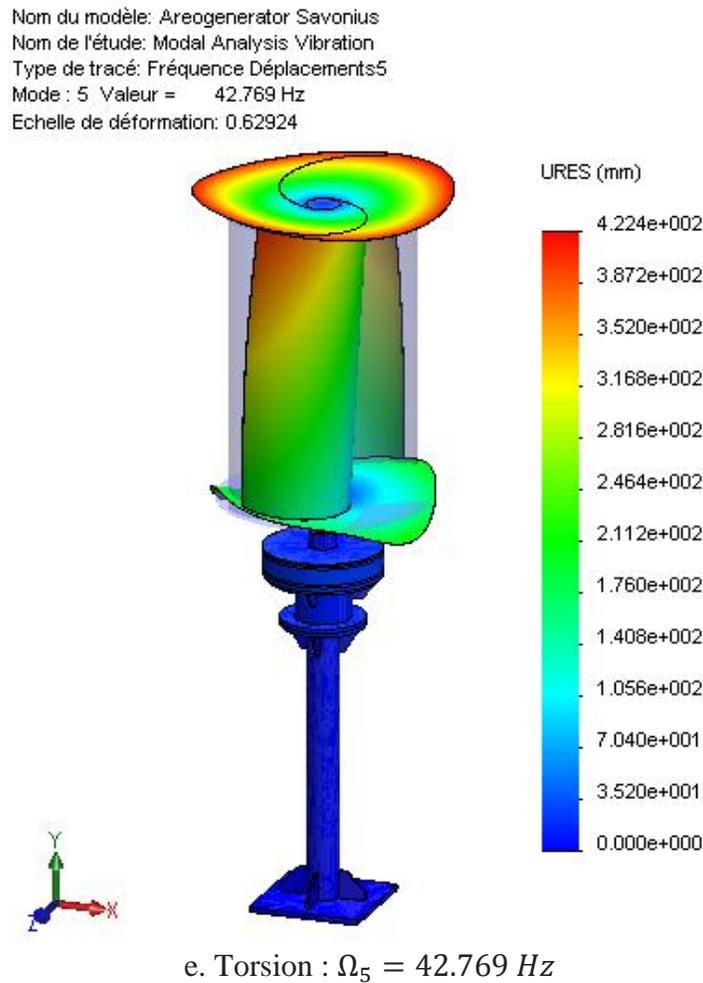


Figure 5.6-Prédiction des cinq premiers modes de vibration de l'aérogénérateur à deux pales

Tableau 5.2-Résultats de l'analyse modale de l'aérogénérateur à deux pales

N° Mod	Fréquences naturelles (Hz)			Vitesse de vent (m/s)			TPM (%)		
	e/R=0	e/R=0.25	e/R=0.5	e/R=0	e/R=0.25	e/R=0.5	e/R=0	e/R=0.25	e/R=0.5
1	17.470	17.434	17.432	29.0883	29.0284	29.0250	07.82	07.80	07.81
2	18.372	18.379	18.541	30.5902	30.6018	30.8716	08.04	08.01	08.00
3	26.012	25.987	25.757	43.3111	43.2695	42.8865	00.41	00.42	00.50
4	27.058	26.978	26.254	45.0528	44.9196	43.7141	00.30	00.30	00.30
5	42.769	42.678	42.737	71.2123	71.0608	71.1590	00.12	00.12	00.12

Tableau 5.3-Indices de performance de la structure de l'aérogénérateur à deux pales

Mode no.	Amortissement ξ_r (--)	Amplification dynamique Γ_r (--)	Pourcentage de dépassement PD_r (%)	Norme mixte $\ H_r\ _2/\ H_r\ _\infty$ (--)	Taux d'Amplitude $ A_r _{max}/ A_1 _{max}$ (%)	Déformées modales
1	0.0920	5.4348	74.8071	1.2678	100	Flexion-X
2	0.0916	5.4585	74.9024	1.2973	90.4	Flexion-Z
3	0.0885	5.6497	75.6444	1.5173	45.1	Axial
4	0.0881	5.6754	75.7407	1.5440	41.6	Axial
5	0.0824	6.0680	77.1244	1.8773	16.6	torsion

Tableau 5.4-Fréquences d'excitation en (Hz) de l'aérogénérateur dues aux TSR et vitesses de vent

TSR \ V_v (m/s)	0.1	0.4	0.7	1	1.3	1.6	1.9
1	0.2402	0.9609	1.6816	2.4023	3.1230	3.8437	4.5644
3	0.7207	2.8828	5.0449	7.2070	9.3691	11.5312	13.6933
6	1.4414	5.7656	10.0898	14.4140	18.7382	23.0625	27.3867
9	2.1621	8.6484	15.1347	21.6210	28.1074	34.5937	41.0800
12	2.8828	11.5312	20.1796	28.8281	37.4765	46.1249	54.7733
15	3.6035	14.4140	25.2246	36.0351	46.8456	57.6561	68.4667
18	4.3242	17.2968	30.2695	43.2421	56.2147	69.1874	82.1600
21	5.0449	20.1796	35.3144	50.4491	65.5838	80.7186	95.8533
24	5.7656	23.0625	40.3593	57.6561	74.9530	92.2498	109.5466
27	6.4863	25.9453	45.4042	64.8631	84.3221	103.7810	123.2400

La stabilité et la fiabilité de la conception dynamique de l'aérogénérateur à deux pales sont confirmées car tous les critères des performances dynamiques sont dans les normes. Il est observé que les deux premières fréquences de résonance sont égales à 17.434Hz et 18.34Hz, les TPM associés sont égaux à 7.82% et 8.04%, les facteurs d'amplification dynamique sont de 5.43 et 5.45 et les normes mixtes correspondantes sont de 1.27 et 1.3 respectivement. Aussi, lorsque le système est excité à la résonance, les amplitudes maximales des 2^{ème} et 3^{ème} modes sont égales respectivement à 90.4% et 45% de la réponse du 1^{er} mode. Les shifts sur les fréquences de résonance entre le système original et celui fissuré sont très faibles. Ils sont inférieurs à 4.3% lorsque la profondeur de la crique

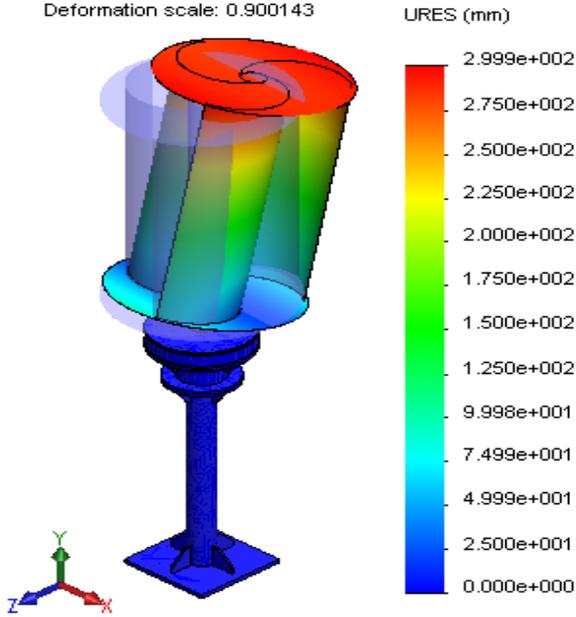
varie de 0 à 50% de la section de l'arbre lent pour différentes positions. Ces changements sont indétectables pour contrôler l'état de santé de la machine online durant la mise en œuvre.

b. Aérogénérateur à trois pales

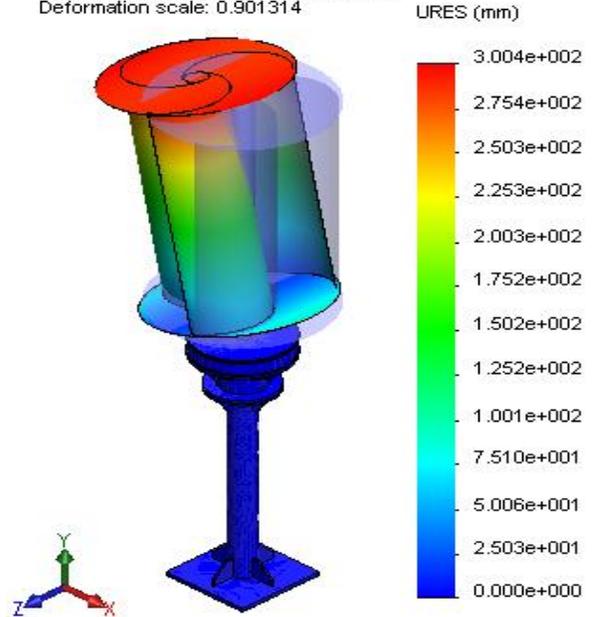
Les résultats de la simulation de l'analyse modale de l'aérogénérateur à trois pales sont résumés dans le tableau 5.3. En raison de la symétrie du système, les fréquences naturelles sont pratiquement identiques et les modes propres sont symétriques conjugués pour chaque type de mode de vibration. Ce résultat est en bonne concordance avec le fondement théorique de l'analyse modale. En particulier, en basses fréquences, le premier et le second mode de vibration ont la plus grande influence sur les performances dynamiques de la structure. Ces modes sont caractérisés par des TPM élevés supérieurs à 10% et ils sont plus dangereux sur l'état de santé dynamique de la structure que les modes des fréquences propres les plus élevés. Les basses fréquences génèrent relativement de simples modes propres de la structure, marqués par des longueurs d'ondes semblables à la taille du système ce qui facilite l'analyse du mouvement vibratoire du système. Par contre, les hautes fréquences libres sont assez nombreuses et condensées et les ondes qui leur sont associées sont plus complexes et plus difficile à analyser dans le domaine temporel [Chérif et al. 2014(86)].

- Les deux premiers modes de vibration de l'aérogénérateur (figures 5.7a et b) décrivent des modes de vibration de flexion dans les directions X et Z respectivement, induisant des déformations de la plaque supérieure du rotor. Ces modes sont caractérisés par un TPM relativement le plus élevé égale à 10% (tableau 5.5).
- Le troisième mode de vibration de l'aérogénérateur (figure 5.7c), décrit un mode de torsion autour de l'axe de rotation Y, couplé avec des modes de flexion dans les autres directions.
- Les 4^{ème}, 5^{ème} et 6^{ème} modes de vibration (figures 5.7d, e et f), décrivent des modes de vibrations axiales, suivis par la déformation des pales et des plaques inférieures en phase et en opposition de phase.
- La comparaison des tableaux 5.5 et 5.6, montre que la première fréquence propre et la seconde qui sont égales respectivement à 16.62 Hz et 16.74 Hz sont loin des fréquences d'excitation qui apparaissent à des vitesses de vent élevées, supérieures à 15m/s. Seulement, la résonance de la structure peut se produire dans la plage de 12-15m/s ce qui nécessite un contrôle adéquat de l'aérogénérateur dans cette plage de fréquences.

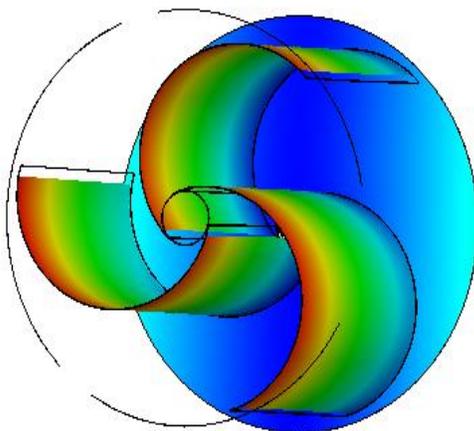
Model name: Areogenerator Savonius
 Study name: Frequency Analysis
 Plot type: Frequency Déplacements2
 Mode Shape : 2 Value = 16.743 Hz
 Deformation scale: 0.900143



Model name: Areogenerator Savonius
 Study name: Frequency Analysis
 Plot type: Frequency Déplacements1
 Mode Shape : 1 Value = 16.616 Hz
 Deformation scale: 0.901314

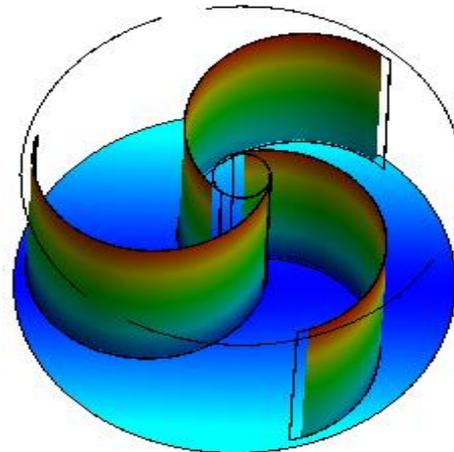


Model name: Areogenerator Savonius
 Study name: Frequency Analysis
 Plot type: Frequency Déplacements1
 Mode Shape : 1 Value = 16.616 Hz
 Deformation scale: 0.901314

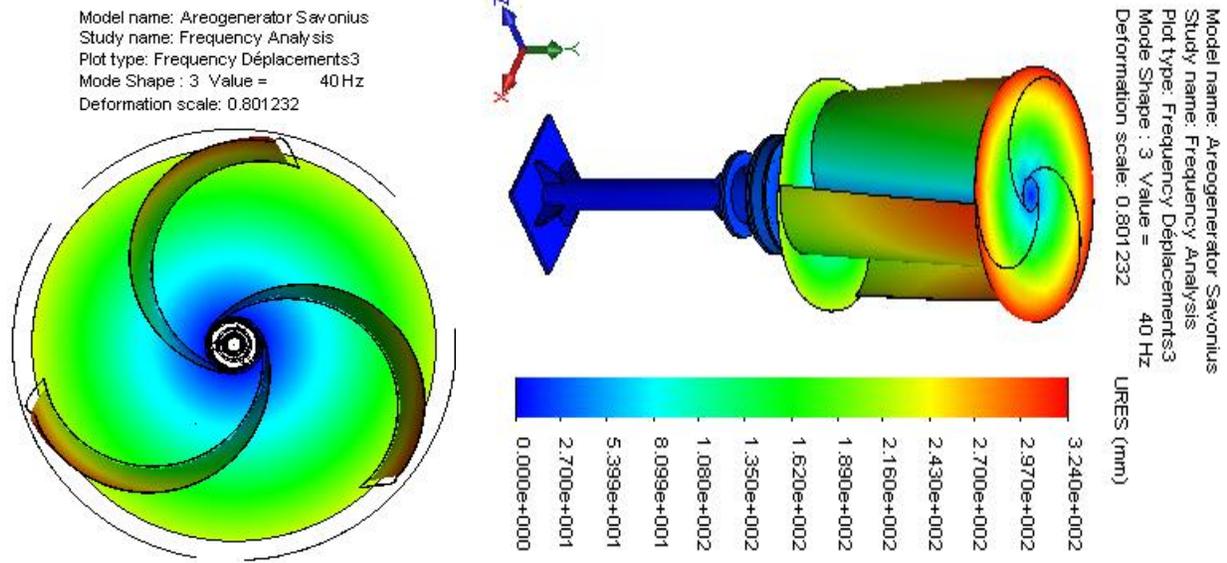


a. 1^{er} mode : Flexion-X

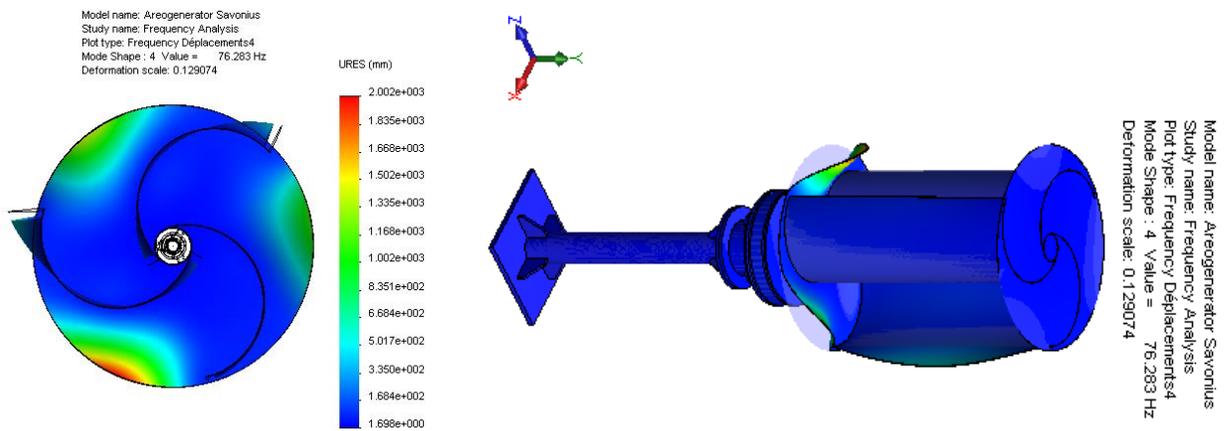
Model name: Areogenerator Savonius
 Study name: Frequency Analysis
 Plot type: Frequency Déplacements2
 Mode Shape : 2 Value = 16.743 Hz
 Deformation scale: 0.900143



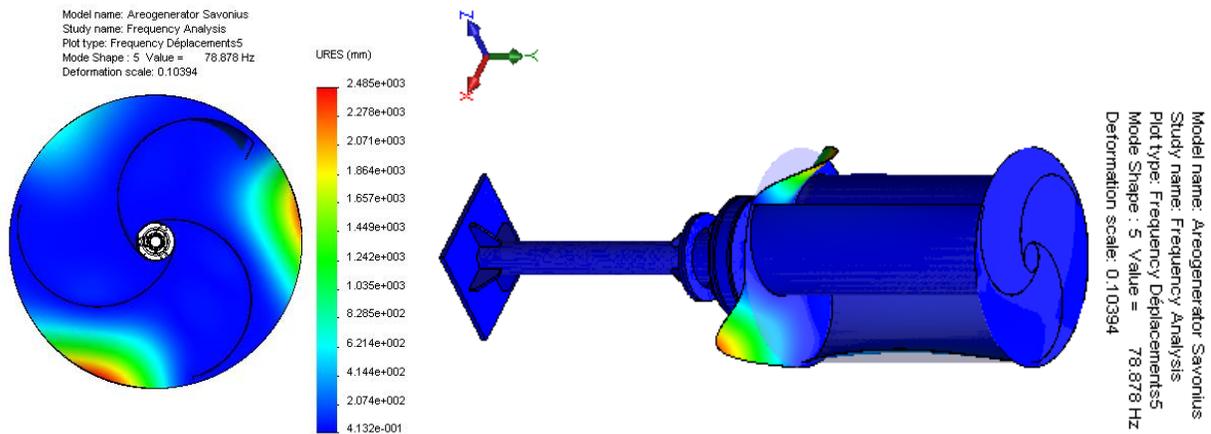
b. 2^{ème} mode : Flexion-Z



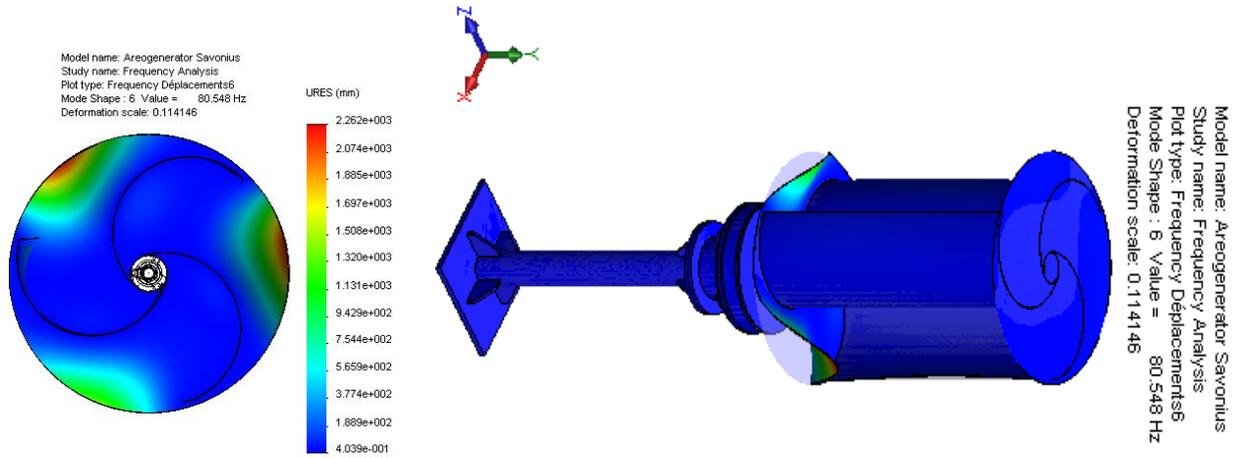
c. 3^{ème} mode : Torsion-Y



d. 4^{ème} mode: axial



e. 5^{ème} mode : axial



f. 6^{ème} : mode axial

Figure 5.7-Prédiction des six premiers modes de vibration de l'aérogénérateur à 3 pales

Tableau 5.5-Paramètres et critères de qualité structuraux de l'aérogénérateur à trois pales

Modes	Ω_r (Hz)	ξ_r	Γ_r	TPM (%)	$ A_r _{max}/ A_1 _{max}$ (%)	Déformés Modales
1	16.616	0.0923	5.4154	10.070	100	Flexion-X
2	16.743	0.0923	5.4186	10.084	98.4887	Flexion-Z
3	40.000	0.0833	6.0000	0.0423	17.2557	Torsion
4	76.283	0.0724	6.9071	0.2670	4.7446	Axial
5	78.878	0.0717	6.9719	0.0299	4.4375	Axial

La résonance de la structure de l'aérogénérateur sous l'effet des vitesses de vent élevées ne peut pas se produire car la fréquence fondamentale de l'éolienne est loin des fréquences d'excitation extérieures de vent activant à des vitesses élevées (voir tableau 5.6). Les modes des flexions activant à basses fréquences n'ont pas une grande influence sur le comportement dynamique de la structure, car les TPM dans ces modes sont faibles, de l'ordre de 10%.

Tableau 5.6-Fréquences d'excitation de l'aérogénérateur dues à la vitesse du vent

V_p [m/s]	1	5	10	12	13	14	15	20	25	30
f [Hz]	1.27	6.37	12.73	15.3	16.56	17.8	19.1	25.5	31.8	38.2

5.3.1 Conclusion

La modélisation géométrique et les simulations statique et dynamique de l'aérogénérateur par éléments finis 3D sous le code SWS montrent l'importance des paramètres mécaniques structurels en termes de déplacements, de déformations et de contraintes pour apporter des réponses sur la stabilité et la résistance de la structure à la rupture sous l'effet des chargements critiques de vent. D'un autre côté, l'analyse dynamique illustre l'importance des modes naturels de vibration de l'aérogénérateur en termes de fréquences, déformées et amortissements modaux sous formes numériques et animées pour fixer les conditions de résonance et les performances dynamiques du système. Les éléments structurels obtenus permettent de développer ou de valider le modèle modal proposé et de fixer les performances statiques et dynamiques de l'aérogénérateur à travers les critères de résistance et les indices de qualité dynamiques. Les contraintes équivalentes et les fréquences naturelles sont fixées par les propriétés des matériaux, les conditions aux limites et les chargements imposés ainsi que les formes propres associées décrivent les déformées modales de la structure à des fréquences naturelles particulières en fonction de l'amortissement modal. On remarque que tous les indices de performances testés confirment que la conception dynamique de l'aérogénérateur est acceptable ainsi que la stabilité et la fiabilité du système. Ainsi, le CAO/DAO a permis de sauvegarder les ressources, de réduire le cycle de développement, de vérifier et fixer la qualité statique et dynamique de l'aérogénérateur avant le prototypage et les tests expérimentaux.

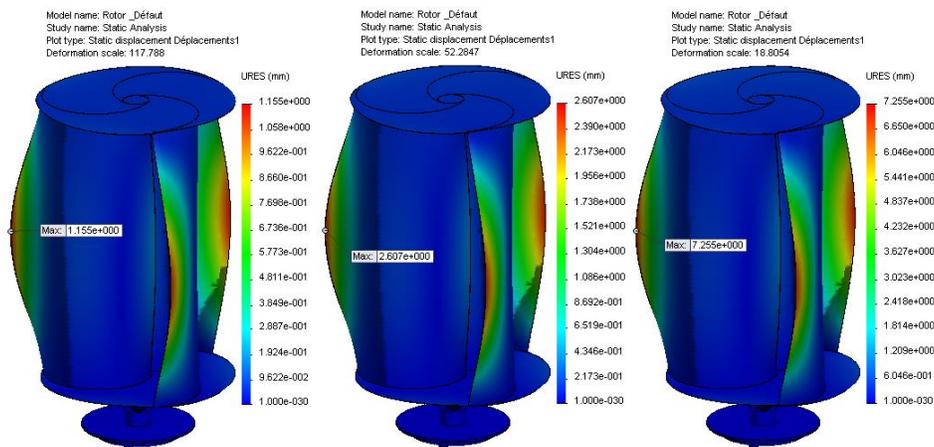
5.4 Analyse dynamique de l'aérogénérateur fissuré

Les résultats de la simulation de la turbine de l'aérogénérateur sous l'effet de la propagation des criques et l'augmentation de la vitesse centrifuge (figures 5.8 à 5.11 et tableaux 5.7 et 5.8) permettent de tirer les conclusions suivantes [Chérif et al. 2014(87)]:

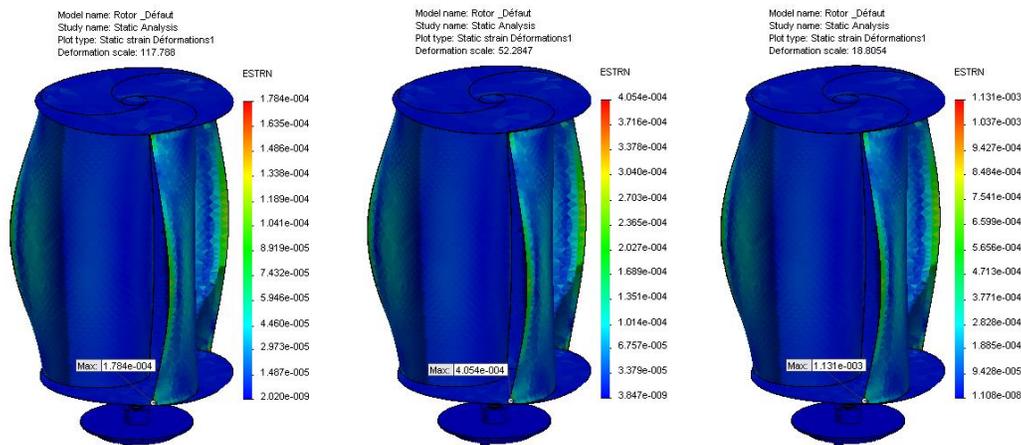
- Le shift des déplacements, des déformations et des contraintes statiques (tableau 5.7), du à la propagation des criques dans la section de l'arbre lent et les arêtes des pales est très faible. Ainsi, les changements dans les propriétés mécaniques structurelles sont indétectables dans la pratique pour contrôler l'état de santé de l'aérogénérateur en temps réel. La raison est que l'analyse par éléments finis se base sur le calcul des valeurs moyennes. Seulement, ce n'est pas le cas pour la concentration des contraintes et des déformations aux niveaux de certains points locaux spécifiques qui apparaissent dans le matériau sous l'effet des criques et des effets non linéaires.

De plus, l'analyse des contraintes nécessite uniquement la connaissance du champ total des contraintes, par contre, les contraintes locales élevées sont redistribuées par les déformations locales selon le principe linéaire.

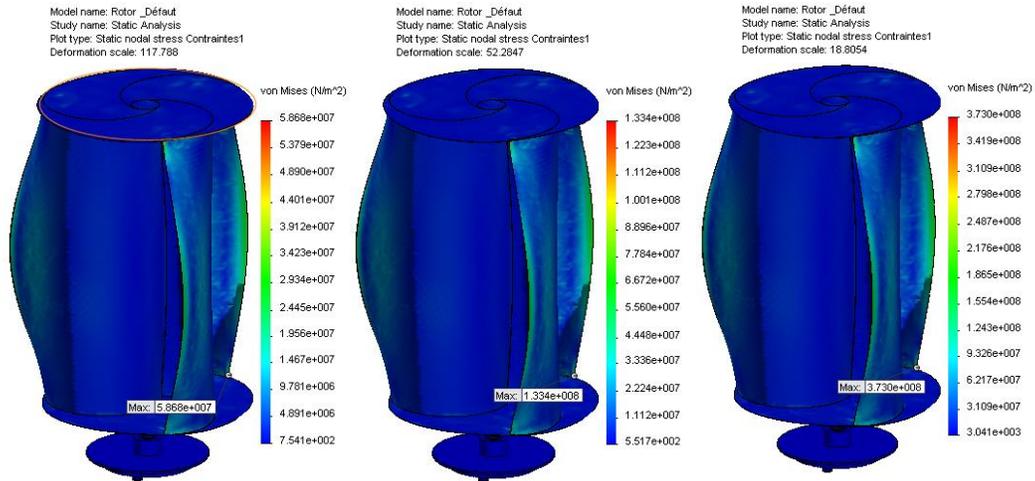
- Les caractéristiques mécaniques de l'aérogénérateur (tableau 5.8), sont fortement influencées par la variation de la vitesse de rotation due à la vitesse du vent. L'augmentation de la vitesse du vent de 5 à 15 m/s, accroît les déplacements de 73.19%, les déformations de 826.77% à 876.30% et réduit les contraintes de VonMises de 856.94% à 827.48% entre la structure originale et endommagée, par contre le facteur de sécurité demeure approximativement constant à une réduction de 89%.
- La propagation des criques dans la structure engendre des déformations inélastiques et plastiques qui doivent être traitées par des considérations physiques non linéaires pour mieux décrire le phénomène physique et mieux optimiser la conception du système fissuré.



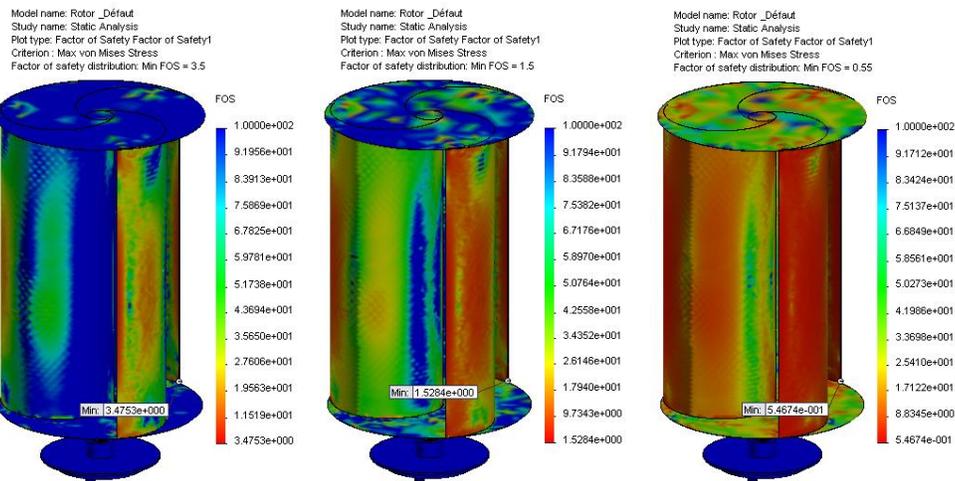
a. Déplacements



b. Déformations

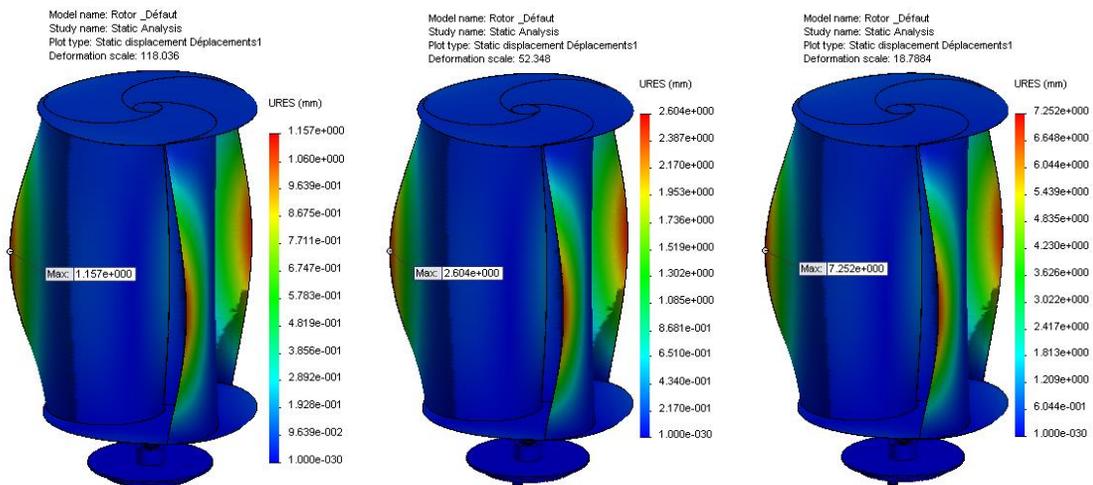


c. Contraintes de VonMises



d. Coefficients de sécurité

Figure 5.8-Caractéristiques mécaniques du rotor sans défauts



a. Déplacements

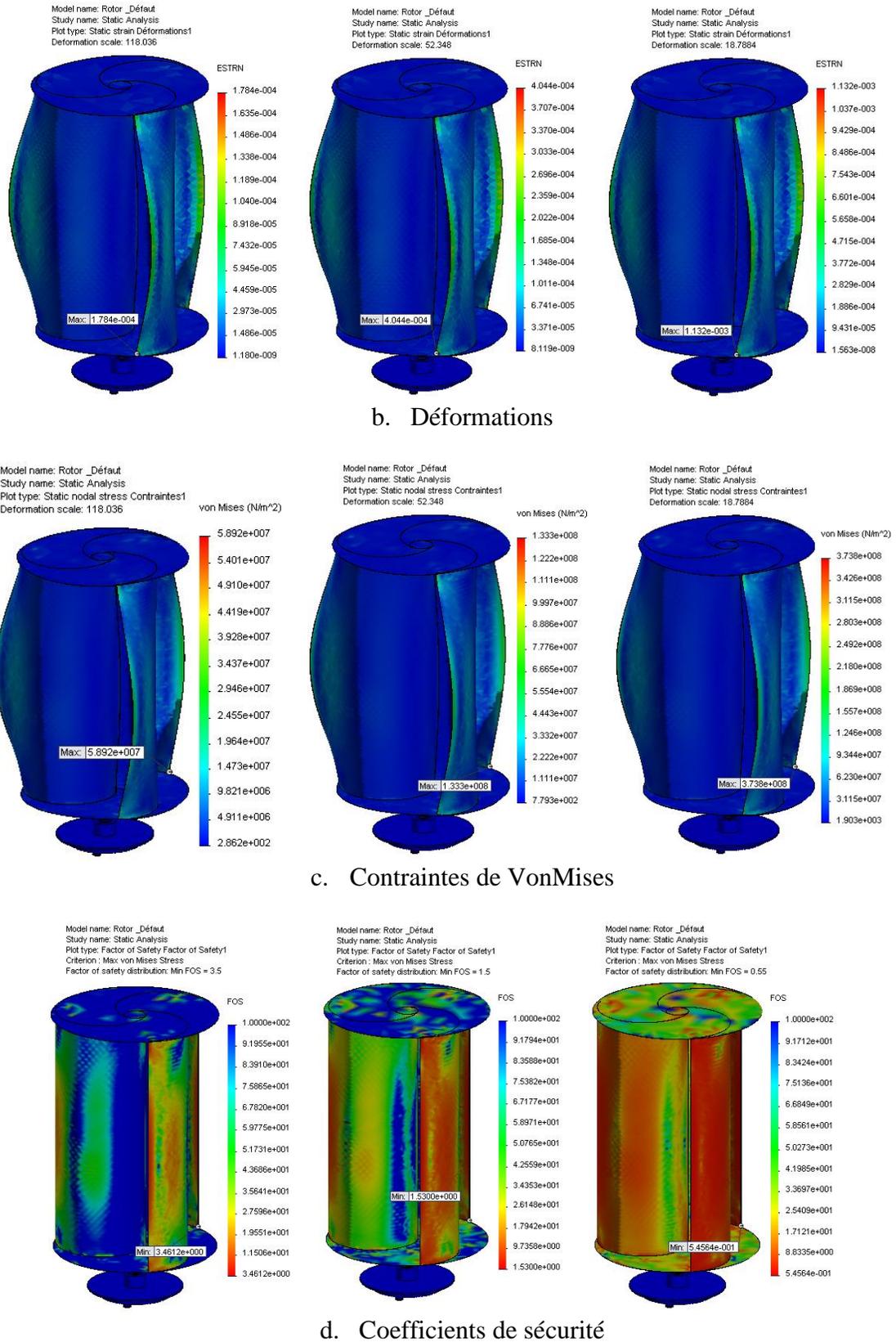
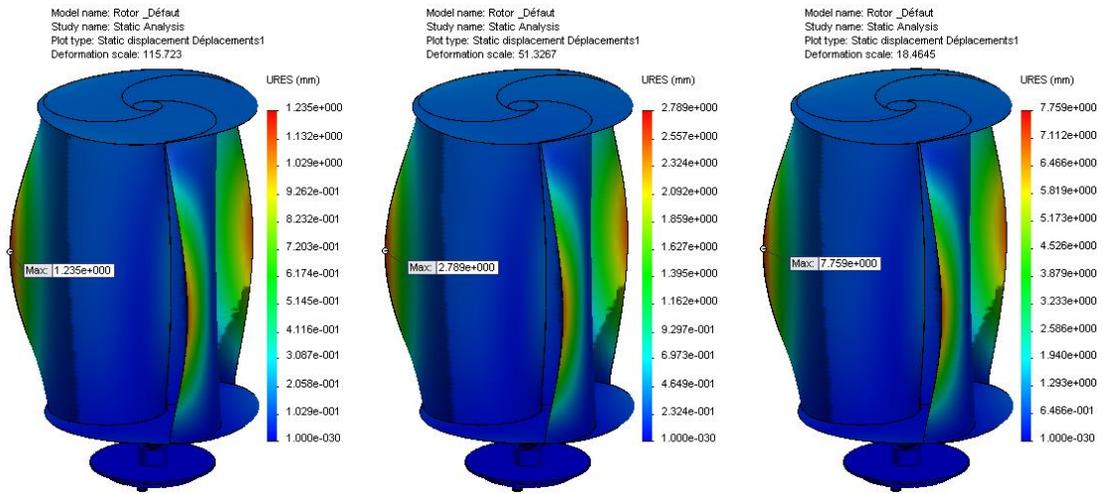
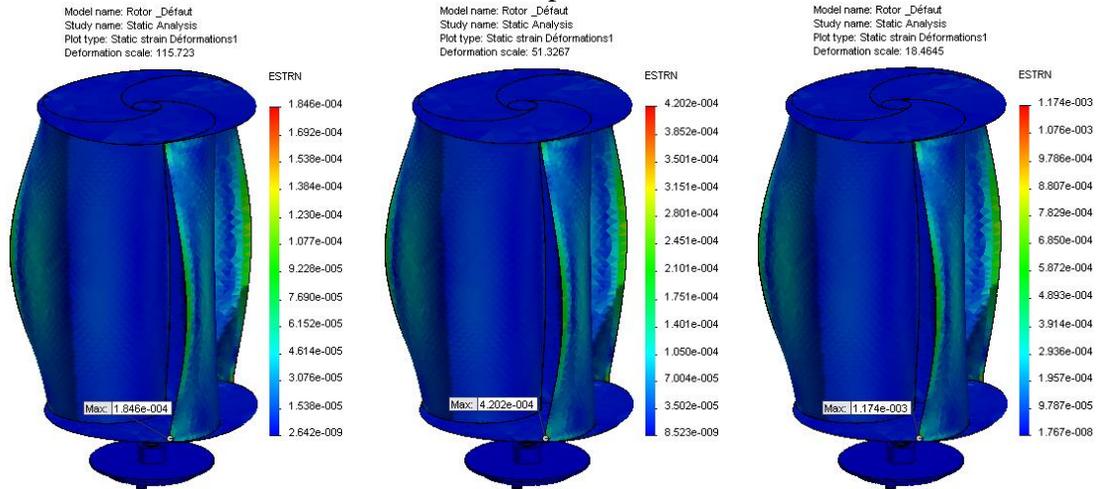


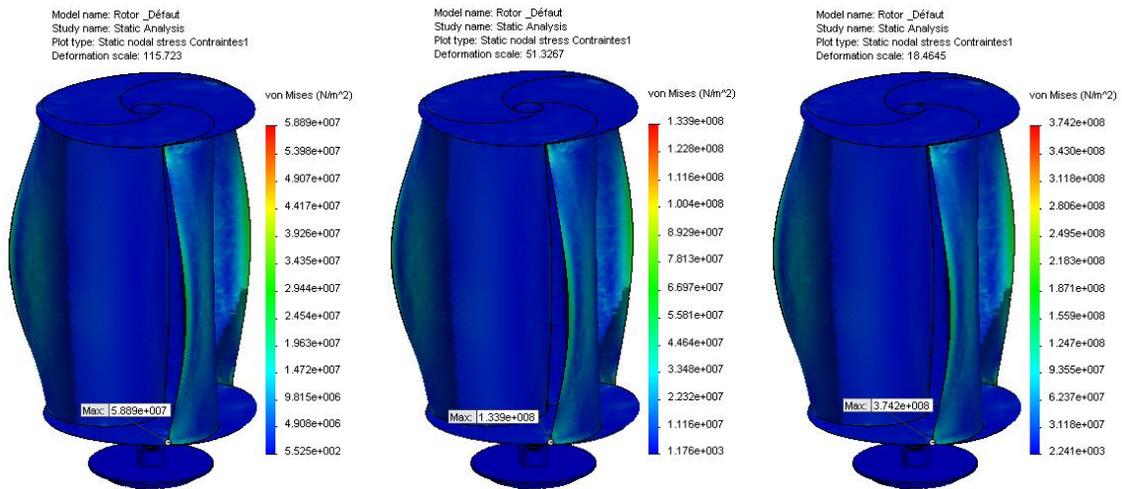
Figure 5.9-Caractéristiques mécaniques du rotor avec défaut à l'axe lent ($a=0.25R$)



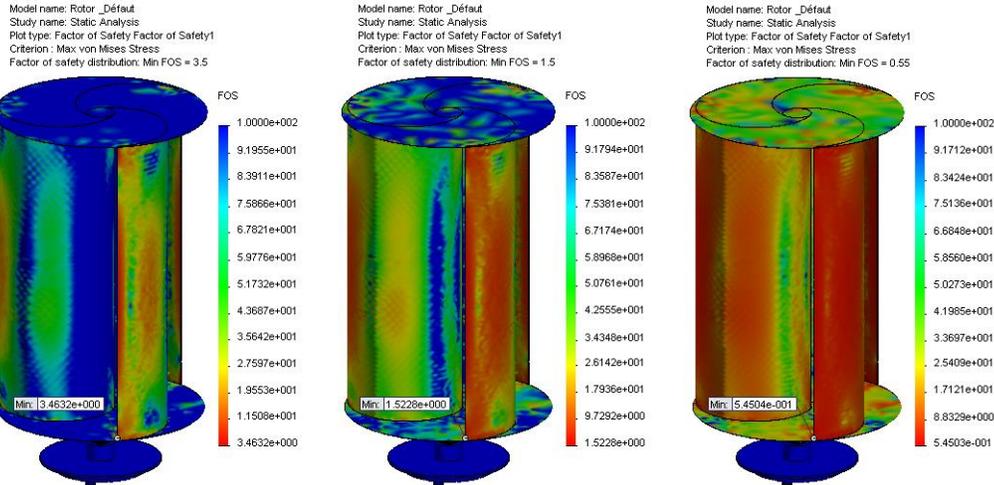
a. Déplacements



b. Déformations

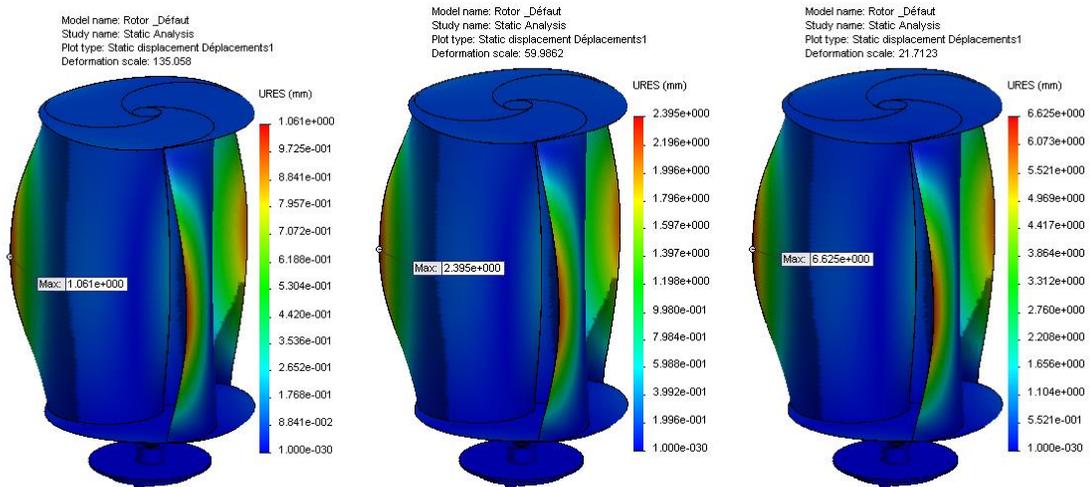


c. Contraintes de VonMises

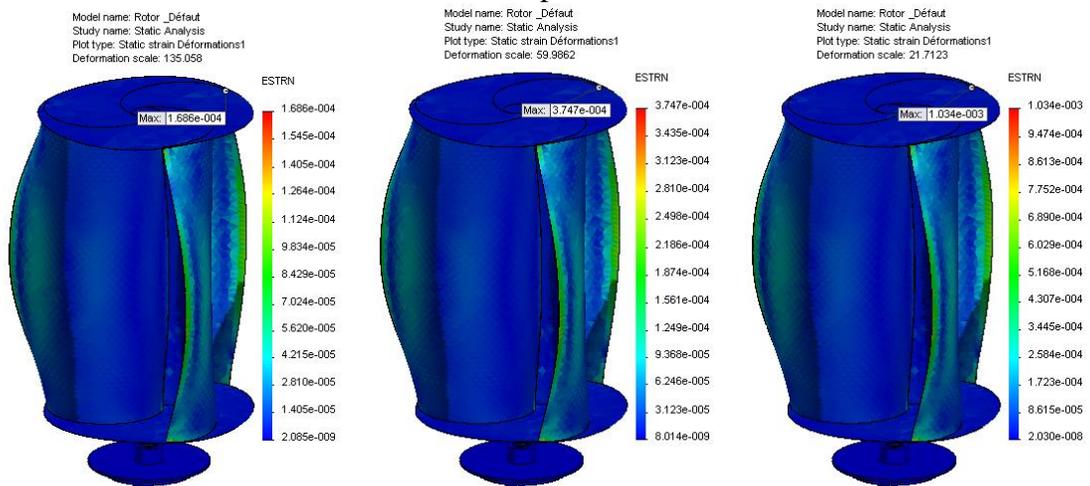


d. Coefficients de sécurité

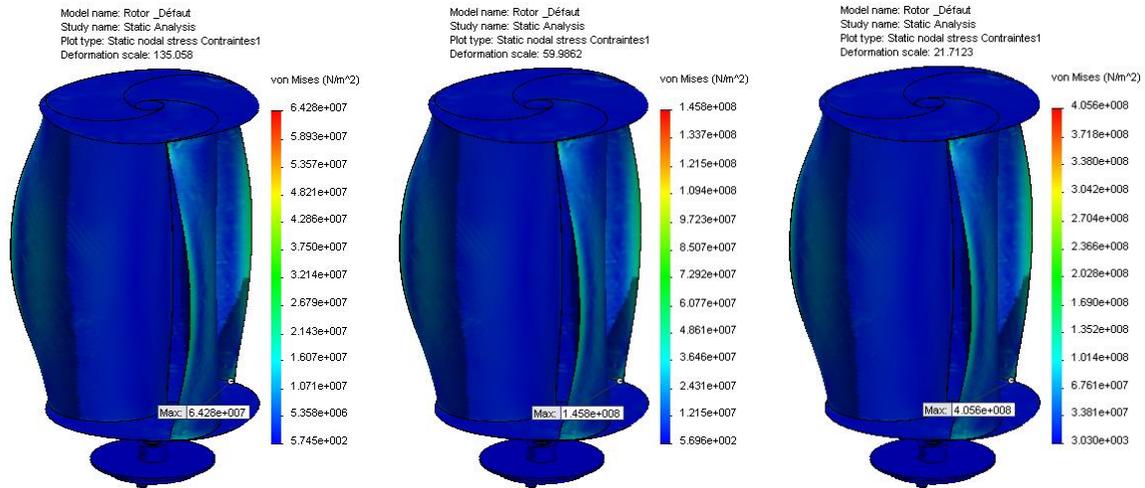
Figure 5.10-Caractéristiques mécaniques du rotor avec défaut de gorge (a=0.5R)



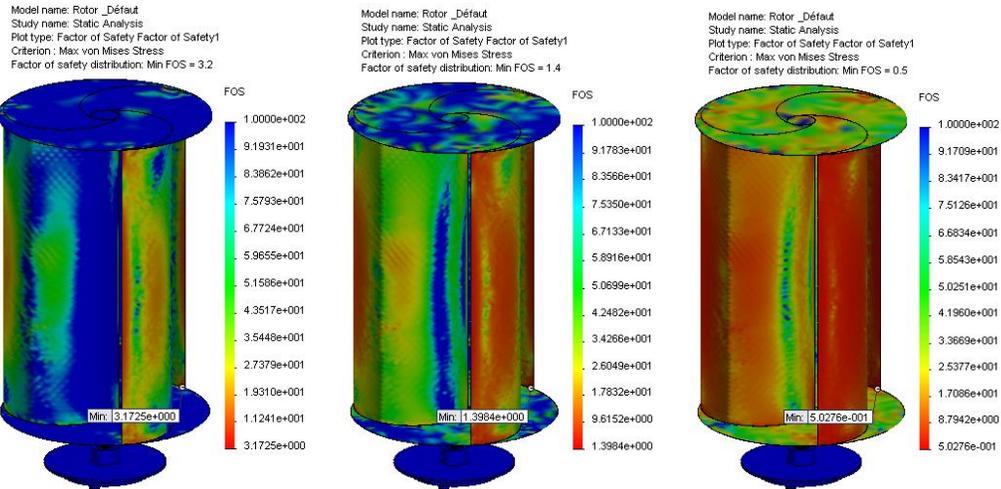
a. Déplacements



b. Déformations



c. Contraintes de VonMises



d. Coefficients de sécurité

Figure 5.11-Caractéristiques mécaniques du rotor avec défaut à la liaison pale-plaque inf. (a/R=1)

Tableau 5.7-Effet de la vitesse centrifuge et de la diffusion des criques sur la qualité de la turbine

Positions des criques	V (m/s)	σ_{VonMises} (MPa)	u (mm)	ε (%)	FS (--)
e/R=0	05	13.94	0.283	0.00437	14.635
	10	58.68	1.155	0.0178	3.475
	15	133.4	2.607	0.0405	1.528
	25	373	7.255	0.1131	0.5467
Arbre e/R =0.5	05	13.98	0.282	0.00433	14.589
	10	59.20	1.155	0.01763	3.444
	15	133.6	2.609	0.04052	1.526
	25	373	7.255	0.1131	0.5467
Arbre e/R =1	05	13.97	0.286	0.00436	14.601
	10	58.92	1.157	0.01784	3.461
	15	133.3	2.604	0.04044	1.530
	25	373.8	7.252	0.1132	0.5456
Changement de section e/R=1	05	14.00	0.285	0.00434	14.569
	10	58.89	1.235	0.01846	3.463
	15	133.9	2.789	0.04202	1.522
	25	374.2	7.759	0.1174	0.545
Arête de la pale (e= 0-20 mm)	05	15.72	0.252	0.00454	12.973
	10	64.28	1.061	0.01686	3.172
	15	145.8	2.395	0.03747	1.398
	25	405.6	6.625	0.1034	0.503

Tableau 5.8-Variation des caractéristiques mécaniques de la turbine en (%), V=5-15m/s

Position des criques	σ_{VonMises}	u	ε	FS
Arbre e/R=0	856.94	810.58	826.77	89.55
Arbre e/R =0.5	855.65	811.60	830.85	89.54
Arbre e/R =1	854.18	810.48	828.37	89.52
Changement de section (gorge) e/R=1	856.42	883.77	876.30	89.55
Arrête inférieure de la pale (e= 0-2cm)	827.48	831.18	720.99	89.22

5.4.1 Conclusion

Les performances mécaniques du rotor de l'aérogénérateur sont simulées et analysées sous l'effet de la variation de la vitesse du vent et de la propagation des criques sur l'arbre lent de rotation et aux niveaux des liaisons des pales. Les déplacements, les déformations et les contraintes admissibles sont permisibles car le facteur de sécurité pour la partie la plus fragile de la structure est supérieur à 1.2 pour des vitesses de vent de 15m/s et des profondeurs de criques de 50% du diamètre de l'arbre pour différentes positions le long de l'arbre. Ainsi, l'éolienne ne peut perdre sa stabilité mécanique durant ces différents régimes de fonctionnement sous l'effet des contraintes cycliques du vent. Le matériau choisi pour la fabrication de la turbine éolienne et ses accessoires possède des propriétés mécaniques satisfaisantes du point de vue résistance des matériaux. Ainsi, une mauvaise conception n'est pas seulement la détérioration du système sous des sollicitations critiques mais elle induit aussi une mauvaise qualité du service rendu à un coût exorbitant.

5.5 Application des turbines éoliennes dans une centrale cheminée solaire de puissance

Les propriétés thermophysiques de la centrale cheminée solaire de puissance CSSP sont résumées dans le tableau 5.9 et les résultats de la simulation dans le tableau 5.10.

- L'efficacité du capteur (tableau 5.10) est égale à $\eta_c = 22.6\%$. Cette valeur est très faible en comparaison avec celles des collecteurs solaires de hautes qualités qui dépassent les 60%. Cela est dû essentiellement aux facteurs d'échange et aux hypothèses simplificatrices admises dans le modèle numérique. En effet, le facteur d'échange thermique global U_L est supérieur à $150 \text{ W/m}^2\text{K}$ et le facteur d'efficacité du collecteur F' est inférieur à 30% [Chérif et al. 2011(88)].

Tableau 5.9-Caractéristiques thermophysiques de la centrale CCSP

Vitrage collecteur	Sol absorbeur	Cheminée	Turbine
Vitrage	Sable	Acier	Turbo-turbine
Rayon 300 m	Rayon 300 m		Selon le nombre
Epaisseur 0.005 m		Hauteur 100 m	Efficacité 80%
Elévation 2.5		Diamètre interne 10 m	Pertes internes 25%
Cond. 0.8 W/m ² C	Cond. 0.4W/m ² C	Cond. 52 W/m ² C	
Cap. Cal.830 J/kgK	Cap Cal 360Wh/m ² K		
Densité 2530kg/m ³	Densité 1600 kg/m ³	Densité 7800 kg/m ³	
Transmittivité 0.88	Albédo du sol 0.35		
Emissivité 0.88	Emissivité 0.76		
Extinction 4/m;			
Réfraction 1.526			
Rugosité 0.00	Rugosité 0.01m	Rugosité interne 0.002m	

Tableau 5.10-Performances énergétiques de la centrale cheminée solaire

I_g [W/m ²]	ΔT [°]	Q_u [MW]	P_{elec} [MW]
300	4.63	8.50	0.78
500	7.18	14.18	0.84
700	9.60	19.86	0.88
900	11.93	25.55	0.90
1000	13.00	28.39	0.92
$\eta_c = 22.6\%$; $\eta_{ch} = 19.2\%$; $\eta_{sys} = 4.34\%$			

η_c efficacité du capteur à air, η_{ch} efficacité de la cheminée et η_{sys} efficacité de la centrale

- Le gradient de température du débit d'air entre l'entrée et la sortie de la cheminée (figure 5.12), demeure pratiquement constant sous la variation des conditions opératoires.

- La puissance générée par la centrale cheminée solaire est fortement influencée par l'intensité de la radiation solaire (figure 5.13), la surface du collecteur à air (figure 5.14) et la hauteur de la cheminée (figure 5.15). Ainsi, l'augmentation de la puissance produite par la centrale passe automatiquement par la décision du concepteur : nécessité d'augmenter la surface du collecteur ou la hauteur de la cheminée en fonction des considérations techniques et économiques offertes.
- La température ambiante (figure 5.16), n'a pas d'effet sur la production électrique de la centrale.
- La température du collecteur à air (figure 5.17) est égale approximativement à la moyenne arithmétique entre la température du sol et du vitrage $T_{air} = 0.5(T_{abs} + T_g)$.
- En raison des grandes limites de variation des résultats de simulation obtenus dans la littérature sur les centrales CCSP, il est très difficile de comparer et de valider les résultats des modélisations et des simulations obtenus.

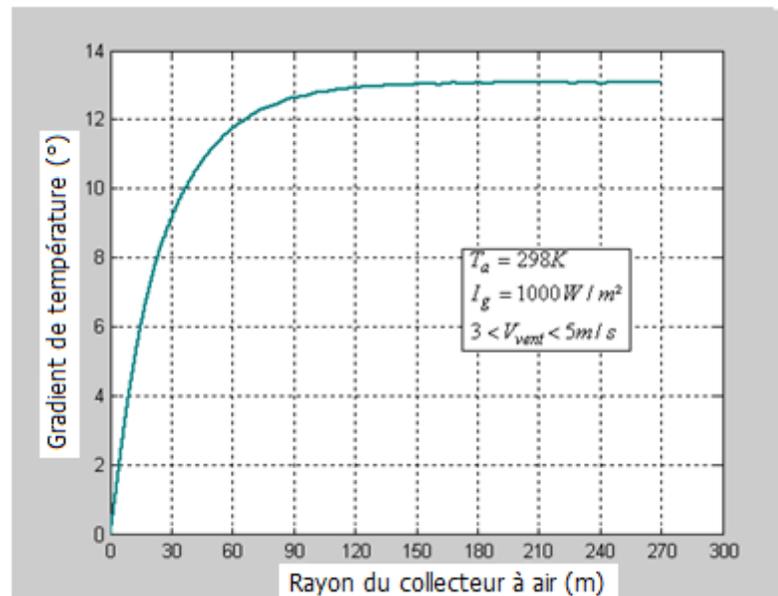


Figure 3.12-Effet du rayon du collecteur sur le gradient de température ($T_s - T_e$)

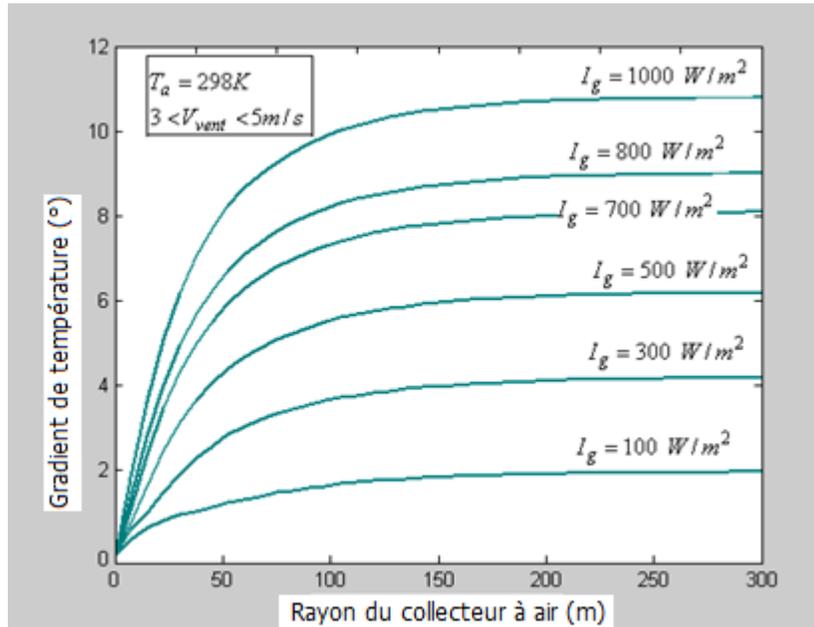


Figure 5.13-Effet de la radiation solaire sur le gradient de température ($T_s - T_e$)

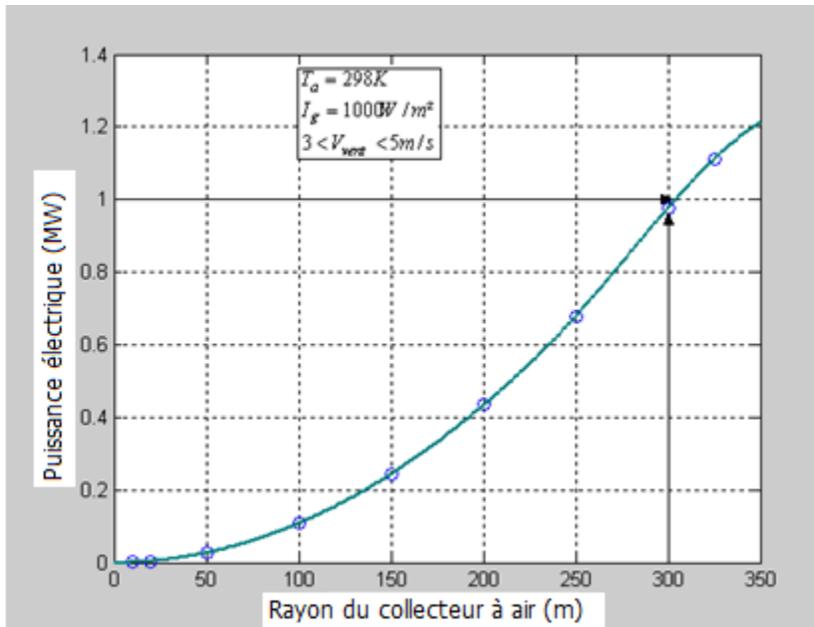


Figure 5.14-Effet de la surface du collecteur à air sur la puissance de sortie

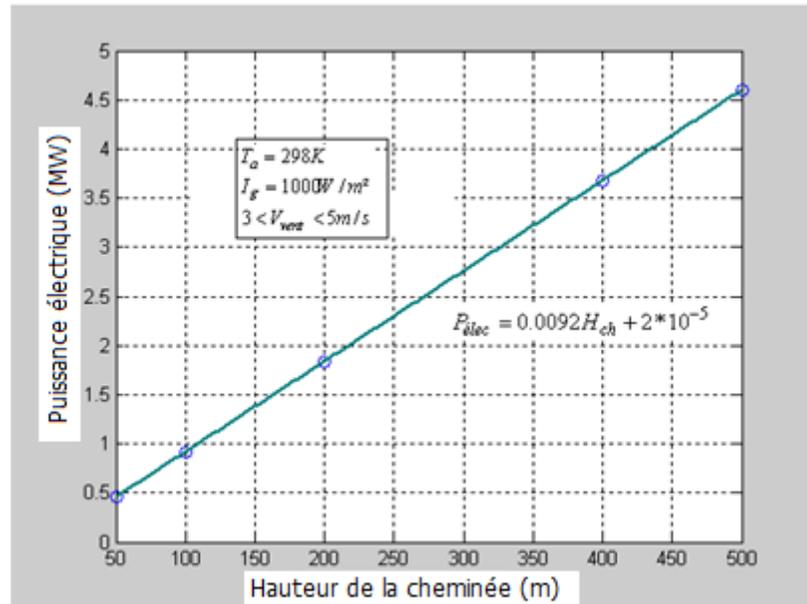


Figure 5.15-Effet de la hauteur de la cheminée sur la génération de la puissance électrique

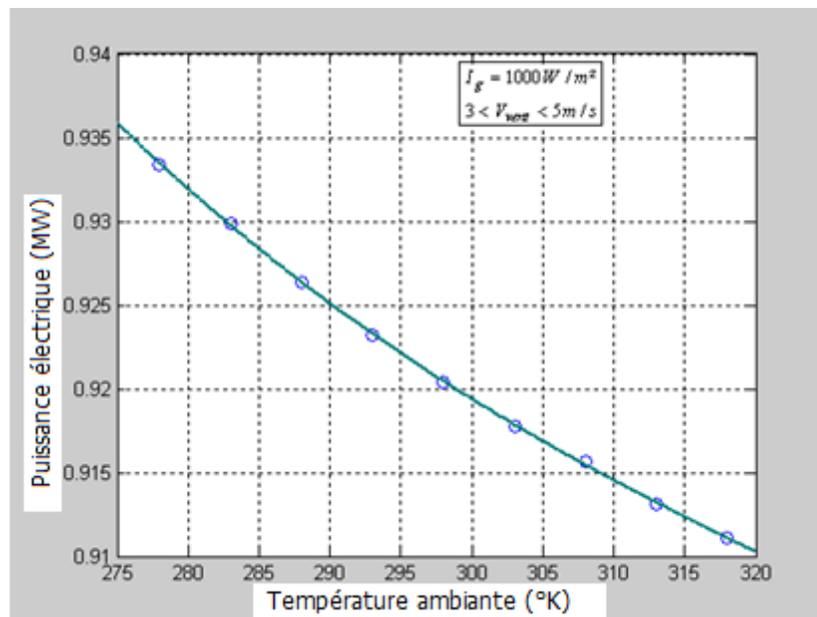


Figure 5.16-Effet de la température ambiante sur la puissance de sortie de la centrale

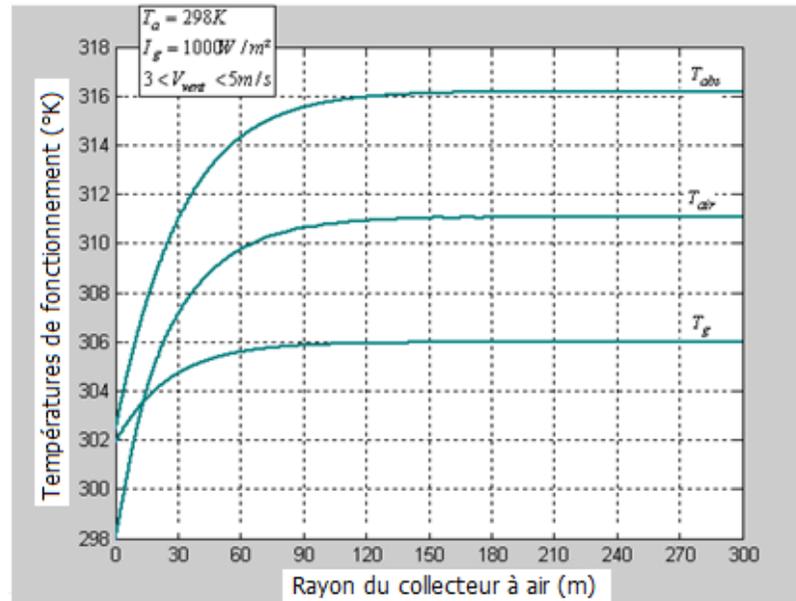


Figure 5.17-Influence de la taille du collecteur à air sur les températures de fonctionnement

5.5.1 Conclusion

La production de l'énergie électrique à coût réduit à travers la combinaison des ressources énergétiques solaires et éoliennes au moyen des centrales cheminées solaires de puissance CCSP est une technique prometteuse d'énergie renouvelable et de développement durable à grande échelle. Les résultats de simulation de l'écoulement d'air dans la centrale CCSP ont permis de tirer un certain nombre d'enseignements utiles pour les futures conceptions. Ce type de système est réalisable et rentable à long terme dans le sud algérien en raison de la disponibilité des ressources de construction et de fonctionnement du système : potentiels solaire et éolien, hydriques, terrain plat et matériau de construction en particulier le sable pour la fabrication du vitrage.

5.6 Conclusion

Les résultats de simulation exposés dans ce chapitre confirment l'importance de l'analyse par éléments finis 3D du comportement statique et dynamique de l'aérogénérateur Savonius dans la détermination des paramètres spatiaux et modaux qui permettent l'analyse et l'optimisation des performances de la structure intacte ou fissurée et la confirmation de sa stabilité et fiabilité. L'étude a montré aussi la faisabilité et la rentabilité des centrales cheminées solaires à base d'aérogénérateurs dans le sud algérien.

Conclusion générale et perspectives

La conception et l'utilisation des aérogénérateurs dans les domaines industriels et économiques, nécessitent une parfaite connaissance de leurs comportements statique et dynamique qui demeurent relativement mal maîtrisés. Ainsi l'étude de l'influence des fissures est une étape cruciale dans le progrès technologique et la préservation de l'intégrité du système.

Le présent travail de thèse fondé sur l'exploitation des techniques CAO/DAO a permis d'aboutir aux simulations statique et dynamique de la structure d'un aérogénérateur Savonius par éléments finis 3D et l'analyse des écoulements d'air dans une CCSP en utilisant les codes universels le SolidWorks et le Matlab Simulations.

On a essayé d'apporter des éléments de réponses à la problématique du thème de la thèse de la manière suivante :

- La modélisation géométrique CAD de la structure complexe de l'aérogénérateur de faible puissance de sortie de 300W, **bipales** ou **tripales** avec un accouplement à engrenage épicycloïdal planétaire de gain égale à 1:10 et cela pièce par pièce, l'assemblage des composants et la vérification de leurs interférences.
- L'analyse du comportement statique de l'aérogénérateur sous un chargement critique de vent de **30m/s** a permis de prédire les déplacements, les déformations, les contraintes de VonMises et les coefficients des sécurités des matériaux aux points les plus sensibles de la structure : aux niveaux des liaisons soudées entre les pales et la plaque inférieure. En effet, la stabilité et la fiabilité statique du **rotor bipales** original avec un mât de **10m** de hauteur sont confirmées car le déplacement maximal obtenu est égale à **0.71mm** et la déformation maximale est égale à **0.0069%**. Ces paramètres vérifient l'hypothèse des petites déformations autour de la configuration de référence. De même la condition de résistance à la rupture des matériaux de VonMises est validée avec un bon facteur de sécurité égale à **11.68**. Pour le **rotor tripales** avec un mât de **1.6m** de hauteur, la contrainte de VonMises est égale à **17.7MPa** et le facteur de sécurité minimal est de **7.48**. Les coefficients de sécurité sont relativement élevés pour les deux rotors en vue de tenir compte des carences de la conception qui peuvent être commises lors de la

réalisation des premiers prototypes d'aérogénérateurs et aussi pour tenir compte des augmentations des contraintes équivalentes et des déflexions lors des analyses dynamiques forcées, de flambage et de la fatigue. D'autre part, l'analyse statique a montré aussi que la structure est fortement influencée par la propagation des criques sous formes de détachement de points de soudures. Ainsi, le détachement d'un seul point de soudure de **0.5mm** de diamètre conduit à l'augmentation du déplacement résultant de **0.28%**, la déformation critique de **24.93%**, la contrainte de **10.21%** et à la réduction du facteur de sécurité de **9.25%**.

- La simulation et l'analyse dynamique de l'aérogénérateur par FEM 3D a permis aussi de déterminer les paramètres structurels en termes de fréquences naturelles, de déformées et d'amortissements modaux. La stabilité et la fiabilité de la structure semble validée car toutes les valeurs des critères de qualités dynamiques testés sont dans les normes du point de vue de la dynamique des structures.

En raison de la symétrie géométrique de l'aérogénérateur dans les deux directions X et Z perpendiculaires à la rotation, les fréquences naturelles sont pratiquement identiques et les modes propres associés sont symétriques et conjugués pour chaque type de mode de vibration. Ce résultat est en bonne concordance avec la théorie. Les deux premières fréquences de résonance du **rotor bipales** sont des modes de flexion et sont plus dangereux et elles sont respectivement égales à **17.434Hz** et **18.34Hz**. Les taux des participations massiques associés sont faibles et égaux à **7.82%** et **8.04%**. Les facteurs d'amplification dynamiques sont égaux à **5.43** et **5.45**. Ils sont dans la plage des normes **5** à **50** et les normes mixtes correspondantes sont égales **1.27** et **1.3**, inférieures à **2**. A la résonance, les rapports des amplitudes maximales des modes de vibration d'ordres supérieurs par rapport au mode fondamental sont égales à **90.4%**, **45.1%**, **41,6%** et **16.6%** pour le **rotor bipales** et à **98.49%**, **17.26%**, **4.7%** et **4.44%** pour le **rotor triples** respectivement. Ces valeurs montrent que le **rotor tripales** est plus stable que le **rotor bipales** du point de vue stabilité vibratoire. Cela est dû à la distribution symétrique de l'inertie du système qui réduise le couple gyroscopique.

Les shifts sur les fréquences de résonance entre le **rotor bipales** original et celui fissuré sont très faibles. Ils sont inf. à **4.3%** lorsque la profondeur de crique varie de **0** à **50%** de la section de l'arbre lent de l'aérogénérateur et cela pour différentes positions le long de cet arbre et aussi sur les liaisons des pales. Ces changements sont indétectables dans la pratique pour contrôler l'état de santé de la machine en service.

Les deux rotors sont caractérisés par des modes de vibrations libres similaires, sauf que la 2^{ème} déformée modale est un mode de torsion et que la 3^{ème} déformée modale est un mode axial. Cette situation vibratoire est inversée pour le **rotor bipales**.

Les fréquences d'excitations forcées de résonance du **rotor bipales** dues au vent sont égales à **18.38Hz** et **17.3Hz**. Elles apparaissent respectivement à faible vitesse de vent **6m/s** à vitesse réduite élevée TSR égale à **1.3** et à vitesse de vent élevée **18m/s** à TSR faible égale à **0.4**. Ces deux situations peuvent provoquer la résonance de l'aérogénérateur et augmenter les amplitudes et les contraintes dynamiques cycliques et induire par conséquent la fatigue accélérée du système ce qui nécessite l'introduction d'un système de contrôle pour protéger l'intégrité de la machine.

Les mêmes remarques concernent le **rotor tripales**.

- Le diagnostic de l'influence de la propagation des criques dans des points particuliers de l'aérogénérateur sous l'effet des forces centrifuges du vent sur leurs performances dynamiques est crucial pour programmer l'intervention adéquate dans le cadre de la procédure de surveillance de l'intégrité de la machine en temps réel. Les caractéristiques mécaniques de résistance du système obtenues, sont fortement influencées par la variation de la vitesse de rotation (force centrifuge) due à la vitesse du vent. En effet, l'augmentation de ce paramètre de **5** à **15m/s**, fait accroître les déplacements de **73.19%**, les déformations de **49.53%** et les contraintes de VonMises de **29.46%** entre la structure originale et celle endommagée, mais, l'augmentation du facteur de sécurité demeure approximativement constant et égal à la valeur de **89%**. Le facteur de sécurité de la partie la plus fragile de la structure est supérieur à la valeur tolérée **1.2** pour des vitesses de vent de **15m/s** et des

profondeurs des criques de **50%** du diamètre de l'arbre lent de l'aérogénérateur pour différentes positions.

- Finalement, la production de l'énergie électrique à coût bas au moyen de la combinaison des ressources énergétiques solaires et éoliennes par l'utilisation des CCSP est une technique récente prometteuse de production d'énergie renouvelable à grande échelle à long terme. Ainsi, les résultats de simulation des écoulements d'air dans la centrale ont permis de tirer un certain nombre d'enseignements utiles pour les futures conceptions. La centrale est réalisable et elle est rentable à long terme au sud algérien en raison de la disponibilité des ressources énergétiques solaires et éoliennes, des ressources hydriques, disponibilité des terrains plats et du sable qui entre dans la construction du vitrage des collecteurs solaires.

Les travaux de simulation et d'analyse entrepris montrent que plusieurs aspects dynamiques de l'aérogénérateur ne sont pas développés au vu du plan de travail préétabli pour la thèse. Parmi ces points on cite :

- l'analyse dynamique forcée,
- l'analyse de flambage de la structure,
- l'analyse de la fatigue des matériaux,
- l'optimisation des matériaux de construction et de la forme aérodynamique du rotor, ...etc.

Il reste aussi la validation expérimentale des résultats obtenus dans cette thèse.

Après des efforts considérables, on a réussi à déposer le premier prototype d'éolienne pour la fabrication à l'Entreprise de Réalisation Industrielle de Seriana ERIS à Batna. Néanmoins, les tests expérimentaux des modes vibratoires de l'aérogénérateur seront effectués au moyen de l'acquisition d'une caméra infrarouge à haute fréquence ou d'un vibreur laser.

Pour les raisons de sa simplicité de construction, d'exploitation et de maintenance, malgré la faiblesse de son rendement, le petit éolien de type Savonius est devenu un axe de recherche

fort d'actualité. Il mérite une attention particulière au sein des pays en voie de développement, en particulier dans les régions isolées du Sud-ouest de l'Algérie qui disposent d'un potentiel éolien important pour l'exhaure de l'eau, le renforcement des Foggaras, la ventilation des bâtiments, la production des huiles bioénergétiques etc... L'enjeu est si grand qu'il mérite le déploiement de tous les moyens et de toutes les compétences disponibles pour concrétiser ce projet.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] Wei Tong, "Wind power generation and wind design, Kollmorgen Corp.", WIT Press, Boston, USA, 2010, <http://www.witpress.com>.
- [2] Dodd H. M., "Performance Predictions for an Intermediate-Sized VAWT Based on Performance of the 34-m VAWT Test Bed", *Proceedings, Ninth ASME Wind Energy Symposium*, D. E. Berg, ed., SED, Vol. 9, New York: American Society of Mechanical Engineers, pp. 131-136, 1990.
- [3] A. A. Kadam; S. S. Patil, "A review study on Savonius wind rotors for accessing the power performance", *Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSR-JMCE)*, pp.18-24, ISSN (e): 2278-1684, ISSN (p): 2320-334X, www.iosrjournals.org.
- [4] J. V. Akwa, H. A. Vielmo, A. P. Petry, "A review on the performance of Savonius wind turbines", *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, pp. 3054-3064, 2012.
- [5] R. Gupta, A. Biswas, K.K. Sharma, "Comparative study of a three-bucket Savonius rotor with a combined three-bucket Savonius three-bladed Darrieus rotor", *Renew. Energy* 33, pp. 1974-1981, 2008.
- [6] Ciang C., Lee JR., Bang HJ., "Structural health monitoring for a wind turbine system: a review of damage detection methods", *Meas. Sci. Technol.* 19(12), pp. 122-132, 2008.
- [7] Adams D., White J., Rumsey M., Farrar C., "Structural health monitoring of wind turbines: method and applications to a HAWT", *Wind Energy* 14 (4), pp. 603-623, 2011.
- [8] E. E. Dudnikov, "Universal software packages to model the distributed-parameter systems", *Automation and Remote Control*, 70(1), pp. 1-19, 2009.
- [9] C. H. Lars, "Wind energy literature survey no. 30", *Wind Energy*, Vol.16, pp. 1303-1308, 2013
- [10] W. M. Yang, T. Yang, "Finite element analysis software in the machine tool bed modal analysis", *Electrical Engineering Technology*. Vol. 1, pp. 25-27, 2007.
- [11] Paul M. Kurowski, *CosmosWorks Professional, "Finite Element Analysis with COSMOSWorks 2005"*, www.schroff.com; www.schroff-europe.com
- [12] Paul, M, Kurowski, "Engineering Analysis with CosmosWorks Professional: Finite Element Analysis with CosmosWorks", USA, Schroff Development Corporation, 2006, ISBN: 1-58503-249-2.
- [13] F. H. Zhao, D. Giang, "ANSYS8.0. Strength of Engineering Structure", Beijing China Press 2004.
- [14] Wilson E. L., "Three Dimensional Static and Dynamic Analysis of Structures a Physical Approach with Emphasis on Earthquake Engineering", CSI, Inc, USA, 2002.
- [15] Wodek K. Gawronski, "Advanced structural dynamic and active control of structure", Springer-Verlag, New York, Berlin Heidelberg, pp. 113-123, 2008, www.springer-ny.com
- [16] A. Gangele, S. Ahmed, "Modal analysis of S809 wind turbine blade considering different geometrical and material parameters", *J. Inst. Eng. India*, Vol. 94(3), pp. 225-228, 2013.
- [17] Alain Girard, Nicolas Roy, "Structural dynamics in Industry", ISTE Ltd John Wiley & Sons, GB and USA, pp.71-77, 2008, www.wiley.com
- [18] N. Bachschmid, P. Pennacchi, E. Tanzi, "Cracked Rotors: A Survey on Static and dynamic Behavior Including Modeling and Diagnosis", Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.
- [19] Jimin He, Zhi-Fang Fu, "Modal Analysis", 1st ed.; Butterworth-Heinemann, GB, pp. 94-128, 2001.
- [20] Sadettin Orhan, "Analysis of free and forced vibration of a cracked cantilever beam", *NDT & E International* Vol. 40, pp. 443-450, 2007.
- [21] D. P. Patil, S.K. Maiti, "Detection of multiple cracks using frequency measurements", *Engineering Fracture Mechanics*, 70, pp. 1553-1572, 2003.
- [22] Haaf W., Friedrich K., Mayr G., Schlaich J., "Solar chimneys, part I: principle and construction of the pilot plant in Manzanares", *Inter. J. of Solar Energy*, Vol. 2, pp. 3-20, 1983.
- [23] J. Schlaich, R. Bergermann, W. Schiel, Weinrebe G., "Design of commercial solar tower systems-utilization of solar induced convective flows for power generation", In: *Proceedings of the International Solar Energy Conference*, 2003.

- [24] Paul Deglaire, "Analytical aerodynamic simulation tools for vertical axis wind turbines", Doctoral thesis, Sweden, Uppsala University, Nov. 2010.
- [25] REN21 Steering Committee, "Renewable global status report 2014". RENE21 Renewable Energy policy Network for the 21st century, page 1-32, 2014.
- [26] RER, "Renewable Energy Ressources", <http://scienceonline.co.uk/energy/renewableenergy.html>.
- [27] Mark M. V., Daurrschmidt W., "Electricity from renewable energy sources", *Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety (BMU)*, Berlin – Germany, 1 (44), 2009.
- [28] EU-Japan Centre for Industrial Cooperation Seminar Report 2008, "The future of energy: Shell energy scenarios to 2050", *Climate Change, Environment and Energy seminar series*, (4):1-59, 2008.
- [29] Kaltschmitt M., Streicher W., Wiese A., "Renewable energy", Technology and Environment Economics. Springer-Verlag, Berlin, Heideberg, 2007.
- [30] Pechlivanoglon G., Wagner J., Naeri C.N., Paschereit C. O, "Active aerodynamic control of wind turbine blades with high deflection flexible flaps", 48th AIAA Aerospace Science Meeting, Orlando, Florida, USA, (AIAA 2010-644), 2010.
- [31] Hau, E. "Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics, Springer, Germany", 2010.
- [32] Fulihara, T., Imano, H. & Oshima, K., Development of pump turbine for seawater pumped-storage power plant. *Hitachi Review*, 47(5), pp. 199-202, 1998
- [33] Wong I. H., "An underground pumped storage scheme in the Bukit Timah Granit of Singapore", *Tunneling and Underground Space Technology*, 11(4), pp. 485-489, 1996.
- [34] Figueirido F. C., Flynn P. C., Using diurnal power to configure pumped storage, *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 21(3), pp. 804-809, 2006.
- [35] Uddin N., "Preliminary design of an underground reservoir for pumped storage", *Geotechnical and Geological Engineering*, 21, pp. 331-355, 2003.
- [36] Argonne National Laboratory ANL, "Compressed Air Energy Storage CAES in Salt Argonne National Laboratory, in Salt Caverns", 2009, <http://web.ead.anl.gov/saltcaverns/uses/compair/index.htm>
- [37] Herr M., "Economics of Integrated Renewables and Hydrogen Storage Systems in Distributed Generation", University of London: Imperial College of Science, 2002.
- [38] Woodcroft B., "The Pneumatics of Hero of Alexandria", London: Taylor, Walton, and Meberley, pp. 108-109, 1851.
- [39] Schmidt W., "Herons von Alexandria", *Pneumatica et Automata*, 1st ed., Leipzig, Germany: Teubner, pp. 203-207, 1899.
- [40] Vowles H. P., "An Inquiry into Origins of the Windmill", *Transactions of the Newcomen Society of London*, XI, pp. 1-14, 1930-1931.
- [41] Holt R., "The Mills of Medieval England", Oxford, England: Basil Blackwell, Ltd., App. 1, 1988.
- [42] Needham J., "Science and Civilization in China", Vol. 4, Physics and Physical Technology, Pt. II: Mechanical Engineering, London: Cambridge University Press, pp. 556-560, 1965.
- [43] Wulff, H. E., "The Traditional Crafts of Persia, Their Development, Technology, and Influence on Eastern and Western Civilization", Cambridge, Massachusetts: M.I.T. Press, pp. 284-289, 1966.
- [44] Forbes R. J., "Power, A History of Technology", Vol. 2, C. Singer *et al*, eds., London: Oxford University Press, pp. 6-17, 1956.
- [45] Notebaart J., *Windmühlen*, Den Haag: Mouton Verlag; see the summary in English, pp. 357, 1965.
- [46] Wailes R. "A Note on Windmills, A History of Technology", Vol. 2, C. Singer *et al*, eds., London: Oxford University Press, p. 623, 1956.
- [47] Usher A. P., "A History of Mechanical Inventions", Cambridge, Massachusetts: Harvard University Press, p. 174, 1954.

- [48] Baker T. L., *"A Field Guide to American Windmills"*, Norman, Oklahoma: University of Oklahoma Press, 1985.
- [49] Thomson W., "On the Sources of Energy in Nature available to Man for the Production of Mechanical Effect", Report of British Association for the Advancement of Science, Transactions of the Sections, Section A.-Mathematical and Physical Science, pp. 513-518, 1881.
- [50] Wolff, A.R., *"The Windmill as a Prime Mover"*, New York, John Wiley & Sons, p. 4. 1885.
- [51] Spera D. A., "The Brush Wind Turbine Generator as Described in *Scientific American* of 1890", *Proceedings, Workshop on Wind Turbine Structural Dynamics*, NASA CP2034, DOE CONF771148, Cleveland, Ohio: NASA Lewis Research Center, pp. 275-283, 1977.
- [52] Juul J., "Design of Wind Power Plants in Denmark", *Wind Power-Proceedings*, US Conf. on New Sources of Energy, Vol. 7, New York: The United Nations, pp. 229-240, 1964.
- [53] Jacobs M. L., 1973, "Experience with Jacobs Wind Driven Electric Generating Plant", *Proceedings, First Wind Energy Conversion Systems Conference*, NSF/RANN73106, Washington, DC: National Science Foundation, pp. 155-158.
- [54] Savonius S. J., "The S Rotor and Its Applications", *Mech. Eng.*, 53(5), pp. 333-338, 1931.
- [55] Darrieus F. M., "Turbine Having its Rotating Shaft Transverse to the Flow of Current", U.S. Patent No. 1, 834, 018, Dec. 1931.
- [56] Fateyev E. M., *"Wind Power Installations, Present Condition and Possible Lines of Development"*, Moscow, translated by Krammer Associates", 1975, published as NASA TTF16204, Washington, DC: National Aeronautics and Space Administration, pp. 73, 1959.
- [57] Sektorov V. R., *"The First Aerodynamic Three Phase Electric Power Plant in Balaclava, L'Elektrotehnika"*, 21(23-24), pp. 538-542, Translated by Scientific Translation Service, NASA TTF14933, Washington, DC: NASA, pp. 13, 1934.
- [58] Koepl G. W., *"Putnam's Power from the Wind"*, 2nd ed., New York: Van Nostrand Reinhold Co., 1982.
- [59] Spera D. A., "Bibliography of NASA-Related Publications on Wind Turbine Technology 1973-1995", DOE/NASA/5776-3, NASA CR-195462, Cleveland, Ohio: National Aeronautics and Space Administration.
- [60] Bendsoe M. P., *"Optimization of Structural Topology, Shape and Materials"*, Berlin: Springer-Verlag, 1995.
- [61] Clark, Fujimoto, *"Product Development Performance"*, Boston: Harvard Business School Press, 1991.
- [62] Choi K. K., *"Simulation-Based Processes for Automotive Design Optimization"*, 3rd Edition of Business Briefing: Global Automotive Manufacturing and Technology, 2000.
- [63] Clough R.W., Penzien J., *"Dynamics of Structures"*, McGraw-Hill, New York, 1975.
- [64] Maia N. M. M., Silva J. M. M. (Editors), *"Theoretical and Experimental Modal Analysis"*, Research Studies Press, Taunton, England, 1997.
- [65] De Silva, C.W., *"Vibration, Fundamentals and Practice"*, CRC Press, Boca Raton, FL, 2000.
- [66] J-J. Sinou, A.W. Lees. "The influence of cracks in rotating shafts", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 285, Issues 4-5, 6, pp. 1015-1037, August 2005.
- [67] T. L. Anderson, *"Fracture mechanics"*, Taylor and Francis group. Third edition, 2013.
- [68] B. Szabo, I. Babuska, *"Finite Element Analysis"*, Edited by John Wiley & Sons, Inc., 1991.
- [69] D. J. Malcolm, "Modal response of 3-bladed wind turbines", *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME*, Vol. 124, pp. 372-377, 2002.
- [70] G. F. Abdelal, N. Abuelfoutouh, A. Hamdy, "Mechanical fatigue and spectrum analysis of small-satellite structure", *Int. J. Mech. Mater. Des.*, V4, pp.265-278, 2008, DOI10.1007/s10999-008-9064-4.
- [71] John J. D'Azzo, Constantine H. Houpis, *"Linear control system analysis with Matlab"*. Marcel Dekker Inc, USA, pp. 130-135, 2003.
- [72] Paul M., *"Engineering Analysis with SolidWorks"*, 2014, SDC pub, www.SDC, publications.com
- [73] Randy H. Shih, "Introduction to Finite Element SolidWorks and COSMOSWorks Software Analysis Using SolidWorks Simulation", 2012.
- [74] Genta G., *"Vibration of Structures and Machines"*, Springer-Verlag, New York, 1999.

- [75] Haaf, W., "Solar chimneys, part II: preliminary test results from the Manzanares pilot plant", *International Journal of Solar Energy*, Vol. 2, pp.141-161, 1984.
- [76] N. R. Pasumarthi, S. A. Sheriff, "Experimental and theoretical performance off has demonstration solar chimney model - share II: Experimental and theoretical results and economic analysis", *Int. J. Res. Energy*, Vol. 22, pp. 443-461, 1998.
- [77] M. M. Padki, S. A. Sheriff, A. B. Chan, "Solar Chimneys for Power Generation in Rural Areas", *Proceedings of the Seminar on Energy Conservation and Generation Through Renewable Resources*, Ranchi, India, pp. 91-96, January 19-20, 1989.
- [78] T.W. van Backström, A. J. Gannon, "Solar chimney turbine characteristics", *Solar Energy*, Vol.76, pp. 235-241, 2004.
- [79] M. A. Back, S. Bernardes, A. VoB, "Thermal and technical analyzes off solar chimneys", *Solar Energy*, Vol. 75, pp. 511-524, 2003.
- [80] T. Muneer, "*Solar Radiation and Daylight Models*", 2nd edition, Elsevier Ltd press, 2004.
- [81] J. Duffie, W.A. Beckman, "*Solar Energy of Thermal Process*", 2nd ed. USA, Wiley press, 1991.
- [82] John R. Howell, Richard B., Gary C. Vliet, "*Thermal Solar Energy Systems, Analysis and Design*", New York, 1982.
- [83] Liu B. Y. H. , R. C. Jordan, "The inter relationship and characteristic distribution of direct, diffuse and total solar radiation", *Solar Energy*, 4(3), pp. 1-19, 1960.
- [84] Turner M. J., R. W. Clough, H. C. Martin, L. J. Topp, "Stiffness and Deflection Analysis of Complex Structures", *J. Aeronautic Science*, Vol. 23, N.6, pp. 805-823, 1956.
- [85] Cherif Khelifi, Mohammed Ouali, Fateh Ferroudji, L. Adjlout, "Modeling and Static Analysis of an Aerogenerator Savonius Cracked by Using SolidWorks/CosmosWorks Software", *Applied Mechanics and Materials Vols. 446-447*, pp.744-750, 2014.
- [86] Ch. Khelifi, M. Ouali, F. Ferroudji and L. Adjlout, "Modal Analysis of a Small Savonius Aerogenerator by Using SolidWorks Simulation", *Proceeding 14th International Conference "Research and Development in Mechanical Industry"*, RaDMI-2014, 18-21 Sep. 2014, Topola, Serbia.
- [87] Chérif Khelifi, Mohammed Ouali, Fateh Ferroudji, Lhouari Adjlout, "Severity of Cracks Growths on Static Design of a Three Bladed Savonius Wind Turbine Using SolidWorks Simulation", *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS Vol:14 No:5*, 2014.
- [88] Ch. Khelifi, T. Chargui & M. Ouali, "Theoretical analysis of Solar Chimney Power Station In Algerian Sahara", *International Conference on Energy and Sustainable Development, ICESD'11*, Adrar 29 to 30 Nov. 2011.
- [89] Chérif Khelifi, Ouali Mohammed, "Modélisation dynamique d'un aérogénérateur par un modèle à trois masses", *Revue des Energies Renouvelables*, pp. 219-236, 2010.
- [90] Cherif Khelifi, Fatah Ferroudji, Ouali Mohammed, L. Adjlout, "Modélisation et Analyse Dynamique d'un Rotor Eolien à Axe Horizontal de Faible Puissance", *Revue des Sciences et de la Technologie-RST-Volume 4 N°1/janvier 2013*.
- [91] Fateh Ferroudji, Toufik Ouattas, Cherif Khelifi, "Design, Modeling and Finite Element Static Analysis of a New Two Axis Solar Tracker Using SolidWorks/COSMOSWorks", *Applied Mechanics and Materials Vols. 446-447*, pp. 738-743, 2014.
- [92] Fateh Ferroudji, Toufik Outtas, Chérif Khélifi, Rafik Mansouri, "Large-scale Dual Axis Sun Tracking System Modeling and Static Analysis by FEM", *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME-IJENS Vol.14 No: 04*, 2014.

ملخص: أصبحت الآلات الدوارة الحديثة معقدة، خفيفة الوزن، متينة ومرنة للحد من العطالة، إضافة إلى عملية التصنيع وتكلفة الجهاز. كل هذه المطالب من المستهلك والصناعي جعلت هذه الهياكل عرضة للاهتزازات الغير المرغوب فيها والتي تتطلب التطبيق الصارم لمعايير السلامة والموثوقية التي وضعتها القوانين والنظم الخاصة. هذا الوضع شكل تحدياً للباحثين والمهندسين في مجال ديناميكا الهياكل لفهم أفضل وأدق للخصائص الديناميكية للهياكل وذلك باستخدام كل الوسائل المتاحة.

العمل المقدم في هذه الأطروحة يركز على استغلال التصميم بمساعدة الكمبيوتر CAM/CAD في إطار طريقة العناصر المنتهية في التحليل الميكانيكي والاهتزازي لتوربينة رياح ذات محور عمودي من نوع Savonius بطاقة منخفضة، أصلية أو متشقة تحت أحمال الرياح الدورية الحرجة المبنية على أساس البرنامج العالمي SolidWorks Simulation.

والهدف هو اقتراح وسيلة محاكاة سريعة لمعالجة الظواهر الستاتيكية والديناميكية للآلة في ظل ظروف التثبيت المفروضة وأحمال الرياح الحرجة. عمل المحاكاة الستاتيكي مكن من الولوج إلى الإجهادات المكافئة القصوى المحددة لشرط فشل المادة، أما الديناميكي فقد مكن من الوصول إلى العناصر البنوية المحددة لشرط الرنين ومعامل الجودة الديناميكية للآلة.

ان استقرار وموثوقية الهيكل قد تأكدت بما أن معيار VonMises لمقاومة المادة ومعامل التضخيم الديناميكي يتماشى مع النظم المحددة للجودة مع مراعاة احتمالات القصور في التصميم.

ان خواص المقاومة الميكانيكية المحاكاة للجهاز تتأثر بقوة بفعل إنتشار التشقق العرضي خاصة داخل عمود الدوران البطيء وكذلك بفعل ارتفاع قوة الطرد المركزي تحت تأثير سرعة الرياح. لكن التغيرات المتنبأ بها على العناصر البنوية مثل الترددات والأوضاع الحرة ضعيفة، لا يمكن التقاطها عمليا من اجل مراقبة الحالة الصحية للآلة على الخط مباشرة.

من ناحية أخرى، عمل نمذجة ومحاكاة تدفق الهواء أظهرت أن محطات الطاقة للمداخن الشمسية المؤسسة على أساس توربينات الرياح هي تكنولوجية الطاقات المتجددة ممكنة وفعالة في الجنوب الجزائري الغني بالموارد الطبيعية من: طاقة الشمس، طاقة الرياح و توفر المياه، والأراضي المسطحة و الرمل الذي يعتبر مادة أساسية في بناء زجاج اللواقط الشمسية.

Résumé : Les structures des machines tournantes modernes sont devenues complexes, légères, résistantes et plus flexibles afin de réduire l'inertie, le processus de fabrication et le coût du système. Ces exigences du consommateur rendent ces structures assujetties aux vibrations indésirables nécessitant l'application des normes de fiabilité et de sécurité strictes fixées par des réglementations. Cette situation, pose un défi aux chercheurs et ingénieurs de la dynamique des structures de mieux comprendre les propriétés dynamiques des structures en utilisant tous les moyens disponibles. Les travaux présentés dans cette thèse portent sur l'exploration de la conception assistée par ordinateur CAO/DAO dans le cadre de la méthode des éléments finis dans l'analyse mécanique et vibratoire d'une éolienne à axe vertical de type Savonius de faible puissance, original ou fissuré sous des chargements critiques du vent, fondée sur le code universel SolidWorks Simulation. Le but est de proposer une procédure permettant de simuler rapidement le comportement statique et dynamique de la machine sous des conditions de fixation et de chargements critiques de vent. Les travaux de simulation statique ont permis d'accéder aux contraintes équivalentes maximales fixant les conditions de rupture de la structure et les travaux de simulation dynamique ont permis de déterminer les paramètres structuraux fixant les conditions de résonance et le facteur qualité dynamique du système. La stabilité et la fiabilité de la structure semble montrée car le critère de résistance des matériaux de la structure de VonMises et d'amplification dynamique testés sont dans les normes et tenant compte des défaillances de la conception. Les performances mécaniques de résistance simulées de l'aérogénérateur sont fortement influencées par la diffusion des criques longitudinales surtout dans l'arbre lent et aussi par l'augmentation de la force centrifuge due à la vitesse du vent. Seulement, les shifts prédites sur les paramètres structurels, fréquences propres et déformés modales sont faibles, ils sont indétectables dans la pratique pour surveiller l'état de santé de la machine en temps réel. D'autre part, les travaux de modélisation et de simulation des écoulements d'air ont montré que les centrales cheminées solaires de puissance à base d'aérogénérateur sont une technologie renouvelable faisable et rentable au sud algérien riche en ressource énergétique solaire et éolienne, hydrique, en terrain plat et en matériaux de construction (sable).

Abstract : Modern rotating structures have become complicated, lightweight, strong and flexible in the aim to reduce the inertia, the manufacturing process and the cost of the system. These industrial and consumer demands make these structures subject to unwanted vibrations which required to applied stringent reliability and safety standards set by regulations. This situation poses a challenge for researchers and engineers of the dynamics of structures to better understand the dynamic properties of structures using all available means. The work presented in this thesis focuses on the exploitation of computer-aided design CAD/CAM within the finite element method analysis context for the mechanical and vibration analysis of low-power vertical axis wind turbine Savonius type, at original or cracked state under critical wind loads based on the universal SolidWorks Simulation code. The objective is to propose a procedure to quickly simulate the static and dynamic behavior of the machine under imposed fixation and critical wind loads conditions. Static simulation work allowed to access to the maximum equivalent stresses assessed the rupture conditions of the structure material and dynamics simulation studies permit to determine the structural parameters which assess the resonance settings and dynamic quality factor of the system. The stability and reliability are shown since the tested criterion of VonMises strength and the dynamic amplification of the structure are within the standards by taking into account the shortcomings of the design. The simulated mechanical performances of resistance of the turbine are strongly influenced by the edge growth cracks, in particularly in the slow speed shaft and also by increasing the centrifugal force due to wind speed. However, the predicted shifts in the structural parameters, such as natural frequencies and shape modes associated are very weak, are undetectable in practice to control the machine's healthy in online. On the other hand, the modeling and simulation works of airflow showed that the solar chimney power plant based on wind turbines is feasible and efficient renewable technology in southern Algeria. These regions are rich in solar and wind energy resource, as well as in water, flat topography and sand which represent a principle material to construct the collector glazing.