

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Batna 2 – Mostefa Ben Boulaïd
Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique



Thèse

Présentée pour l'obtention du diplôme de :
Doctorat en Sciences en Mécanique
Option : Construction Mécanique

Sous le Thème :

**Analyse De La Réponse Des Coques Sous Différents
Chargements Par La Méthode Des Eléments Finis**

Présentée par :

BELHADJ Mourad

Devant le jury composé de :

Mr. OUTTAS Toufik	Prof.	Université de Batna	Président
Mr. LAHBARI Noureddine	Prof.	Université de Batna	Rapporteur
Mr. MAMEN Belgacem	Prof.	Université de Khenchela	Examineur
Mr. BOUTRID Abdelaziz	MCA	Université de Khenchela	Examineur

Année Universitaire 2023/2024

REMERCIEMENTS

*Je tiens à adresser mes vifs remerciements à mon encadreur
Professeur LAHBARI Nouredine, pour le sujet proposé et pour sa
contribution scientifique le long de l'élaboration de ce travail.*

*Je remercie également le président du jury Monsieur, OUTTAS
Toufik et ainsi que les membres du jury messieurs, MAMEN Belgacem
et BOUTRID Abdelaziz.*

*Ainsi que toute personne ayant contribué de près ou de loin à la
réalisation de ce travail.*

BELHADJ Mourad

DÉDICACES

Je dédie ce travail de recherche

À :

MES PARENTS LA SOURCE DE MA VIE.

MES FRÈRES et MES SŒURS

À ma famille, mon épouse qui m'a épaulé et encouragé
afin de terminer ce travail ainsi qu'à mes deux enfants
Mohamed Abdelhakim et Ahmed Abdeljalil.

À :

TOUS MES AMIS

BELHADJ Mourad

Résumé

Le but de ce travail est de présenter une méthode de calcul numérique précise capable de prédire le comportement d'une coque du mât d'une éolienne caractérisée par une découpe de porte dans la partie inférieure, afin de faciliter l'accès pour les travaux d'entretien. Une étude paramétrique a été menée dans ce contexte. La structure étudiée de la tour en acier est considérée comme une coque cylindrique avec section et épaisseur constantes le long de sa hauteur. La géométrie de la tour a été modélisée par d'élément de type coque linéaires. Les concepteurs utilisent des renforcements intérieurs ou extérieurs pour éviter le flambement global ou local et minimiser la perturbation de la distribution des contraintes dans des conditions extrêmes. Les conceptions adoptées dans les modèles sont proposées pour atteindre des résultats optimisés, à savoir la minimisation de la masse et la rigidité à la fin du travail. De nombreuses configurations ont été considérées dans cette étude ; le renforcement de la découpe par un panneau cylindrique en variant la valeur de l'épaisseur, par des raidisseurs longitudinaux, par des raidisseurs combinés (longitudinaux et circonférentiels) et finalement avec un panneau raidi (longitudinaux et ou longitudinaux/circonférentiels). Un modèle numérique a été proposé pour examiner le comportement en compression d'une coque cylindrique en utilisant le logiciel Abaqus. Les résultats obtenus peuvent répondre aux exigences de la structure de la tour éolienne. Il a été observé que le modèle à panneau cylindrique raidi verticalement donne des résultats fiables à la stabilité sous une charge extrême. D'autre part il est économiquement rentable et moins de matériel est nécessaire à la fabrication, ce qui réduit le coût.

Tableau des matières

Remerciements	II
Dédicace	III
Résumé	IV
Tableau des matières	V
Liste des figures	VIII
Liste des tableaux	X
Nomenclature	XI
Problématique	XIII
Revue du contenu de la thèse	XIV

Chapitre 1: Introduction générale

1.1 Introduction.....	15
1.1.1 Problématique industrielle.....	15
1.2 Problèmes du flambement dans la conception des structures en coques.....	16
1.3 Approche de la recherche.....	18
1.4 Objectifs de la recherche.....	18

Chapitre 2: Aperçu général sur le flambement des coques cylindriques

2.1 Introduction.....	20
2.2 Coques cylindriques sous compression.....	20
2.2.1 Comportements du flambement des coques cylindriques sous compression.....	20
2.3 Coques cylindriques sous flexion.....	22
2.3.1 Comportements du flambement des coques cylindriques sous flexion.....	24
2.4 Différents types de mode de flambement des coques cylindriques.....	26
2.5 Théories des coques cylindriques.....	28
2.6 Types d'analyse des coques cylindriques selon l'Eurocode3.....	29
2.7 Théories des coques cylindriques raidies.....	31
2.8 Analyse de la stabilité des coques cylindriques raidies et non-raïdiées selon l'Eurocode3.....	32
2.8.1 Cas des coques cylindriques non-raïdiées.....	33
2.8.2 Cas des coques cylindriques raidies.....	35
2.9 Analyse de la stabilité des coques cylindriques selon les recommandations	

ECCSEDR5.....	36
2.10 Sensibilité aux imperfections des coques cylindriques (élastique/plastique).....	40
2.10.1 Sensibilité aux imperfections des coques cylindriques-élastique.....	41
2.10.2 Sensibilité aux imperfections des coques cylindriques-plastique.....	43
2.11 Conclusion.....	43

Chapitre 3: Synthèse des recherches éoliennes

3.1 Introduction.....	44
3.2 Etat de l'art	45
3.2.1 Tour éolienne tubulaire en acier.....	46
3.3 Revue des imperfections géométriques.....	53

Chapitre 4: Méthodologies numériques

4.1 Introduction.....	55
4.2 Validation de la géométrie de la coque cylindrique.....	55
4.3 Les méthodes d'analyses le flambement des coques cylindriques.....	57
4.4 Modélisation par la méthode des éléments finis.....	57
4.4.1 La méthode des éléments finis.....	57
4.5 Méthodologie de calcul.....	58
4.5.1 Analyse linéaire (BUCKLE).....	58
4.5.2 Analyse non linéaire (RIKS).....	58
4.5.3 Imperfections géométriques.....	59
4.6 La géométrie de la structure de la coque cylindrique du mât étudiée.....	59
4.7 Efficacité des raidisseurs.....	60
4.7.1 Les différentes géométries des coques raidies examinées.....	61
4.7.2 Géométries des raidisseurs au niveau de la découpe de porte.....	61
4.8 Maillage et choix des éléments.....	64
4.9 Conditions aux limites et chargements.....	65
4.10 Matériaux de la structure.....	66
4.10.1 Linéarité du matériau.....	66
4.10.2 Non linéarité du matériau.....	66
4.10.3 Passage des paramètres nominaux à ceux réels.....	67
4.11 Conclusion.....	67

Chapitre 5: Expérimentation numérique

5.1 Introduction.....	68
5.2 Description de la modélisation numérique.....	68
5.3 Analyse de la stabilité des coques cylindriques raidies.....	68
5.3.1 Analyse linéaire de la stabilité des coques cylindriques sous flexion.....	68
5.3.2 Analyse non-linéaire de la stabilité des coques cylindriques raidies.....	73
5.3.3 La sensibilité aux imperfections géométriques et matérielles.....	73
5.4 Modes Iso contraintes du flambement de différentes structures des coques.....	74
5.5 Prédiction du moment de flexion des différentes géométries.....	79
5.6 Comparaisons et discussions.....	85
5.7 L'imperfection globale et locale des raidisseurs.....	86
5.7.1 L'imperfection globale de la coque cylindrique raidie.....	86
5.7.2 L'imperfection locale des raidisseurs.....	86
5.8 Analyse analytique de la stabilité du panneau raidi longitudinalement.....	89
5.9 Conclusion.....	93

Chapitre 6: Conclusion générale et recommandations

6.1 Résumé.....	95
6.2 Conclusions.....	96
6.3 Recherches et travaux futurs.....	98
Références bibliographiques.....	99

Liste des figures

Chapitre 1: Introduction générale

Figure 1-1: Structures à coque cylindrique en ingénierie

Chapitre 2: Aperçu général du flambement des coques cylindriques

Figure 2-1: L'instabilité par bifurcation pour une coque cylindrique sous compression axiale

Figure 2-2: Types des modes de flambement des coques cylindriques sous compression axiale

Figure 2-3: Déformation des coques cylindriques en flexion

Figure 2-4: Courbes charge/déformation (Différents modes de flambement)

Figure 2-5: Raidissement des coques

Figure 2-6: Imperfections

Figure 2-7: La courbe de paramètre d'élanement λ (région élastique)

Figure 2-8: Représentation graphique du coefficient d'abattement en fonction d'élanement

Chapitre 3: Synthèse des recherches éoliennes

Figure 3-1: Tour éolienne

Figure 3-2: Configuration structurelle de modèle éléments finis [96]

Figure 3-3: Modèle structurel simplifié [92]

Figure 3-4: Tronçons fondamentaux de l'éprouvette [112]

Figure 3-5: Modes expérimentaux et numériques (post-critique) [112]

Figure 3-6: Distribution de la contrainte normale à la charge ultime: (a) modèle sans découpe de porte, (b) modèle de découpe de porte, (c) modèle de découpe de porte avec raidisseur [93]

Figure 3-7: Echantillon polygonal sans et avec découpe [113]

Figure 3-8: Echantillon circulaire sans et avec découpe [113]

Figure 3-9: Imperfection géométrique du balayage laser: a) échantillon circulaire sans découpe ; b) échantillon circulaire avec découpe [113]

Figure 3-10: Imperfection géométrique du balayage laser: a) échantillon polygonal sans découpe; b) échantillon polygonal avec découpe [113]

Figure 3-11: Configuration de test [57]

Chapitre 4: Méthodologies numériques

Figure 4-1: Géométrie et maillage des modèles de validation [120]

Figure 4-2: Courbes et géométries de différents modèles de validation

Figure 4-3: Géométrie de la coque cylindrique avec découpe de porte de tour éolienne (Dimensions en mm)[120]

Figure 4-4: Géométries de différents types des structures de renforcement de la découpe de porte, -a) Panneau cylindrique ; -b) Raidisseurs combinés (longitudinaux et circonférentiels); -c) Panneau raidi (raidisseurs longitudinaux); -d) Panneau raidi (raidisseurs combinés)

Figure 4-5: Une coupe horizontale de la contribution des raidisseurs au niveau de la découpe de porte

Figure 4-6: Maillages aux éléments finis pour les géométries de différents types des structures de renforcement de la découpe de porte, a) coque avec découpe de porte ; b) cadre de porte ; c) panneau cylindrique; d) raidisseurs longitudinaux; e) raidisseurs combinés (longitudinaux et circonférentiels) ; f) panneau raidi (raidisseurs longitudinaux) ; g) panneau cylindrique raidi (raidisseurs combinés)

Figure 4-7: Configuration les points de références RP

Figure 4-8: Conditions aux limites et chargement

Figure 4-9: Courbe contrainte et déformation d'acier S355

Chapitre 5: Expérimentations numériques

Figure 5-1: Les cinq premiers modes de flambement du premier modèle de renforcement de la découpe par un panneau cylindrique ($t_p=40\text{mm}$)

Figure 5-2: Les cinq premiers modes de flambement du deuxième modèle de renforcement de la découpe par des raidisseurs combinés ($t_L=t_{\text{cir}}=80\text{mm}$)

Figure 5-3: Les cinq premiers modes de flambement du troisième modèle de renforcement de la découpe par un panneau cylindrique avec des raidisseurs longitudinaux ($t_p=20\text{mm}$ et $t_L=40\text{mm}$)

Figure 5-4: Les cinq premiers modes de flambement du quatrième modèle de renforcement de la découpe par un panneau cylindrique avec des raidisseurs combinés ($t_p=20\text{mm}$ et $t_L=t_{\text{cir}}=30\text{mm}$)

Figure 5-5: La répartition des contraintes de Von Mises du premier modèle de renforcement par un panneau cylindrique ($t_p=20\div 40\text{mm}$)

Figure 5-6: La répartition des contraintes de Von Mises du deuxième modèle de renforcement par des raidisseurs combinés ($t_L=t_{\text{cir}}=40\div 80\text{mm}$)

Figure 5-7: La répartition des contraintes de Von Mises du troisième modèle de renforcement par

panneau cylindrique raidi (raidisseurs longitudinaux)

Figure 5-8: La répartition des contraintes de Von Mises du quatrième modèle renforcement avec un panneau cylindrique raidi (raidisseurs combinés)

Figure 5-9: Courbes moment-rotation des coques cylindriques sans et avec découpe de porte (modèle de référence)

Figure 5-10: Courbes moment-rotation du premier modèle de renforcement par un panneau cylindrique

Figure 5-11: Courbes moment-rotation du deuxième modèle de renforcement avec raidisseurs combinés (longitudinaux et circonférentiels)

Figure 5-12: Courbes moment-rotation du troisième modèle de renforcement avec un panneau cylindrique raidi longitudinalement

Figure 5-13: Courbes moment-rotation du quatrième modèle de renforcement avec un panneau cylindrique raidi (Raidisseurs combinés)

Figure 5-14: Comparaison des courbes moment-rotation de différentes structures de renforcements (Panneau cylindrique, Panneau cylindrique raidis et raidisseurs combinés)

Figure 5-15: Valeurs propres de flambement local des panneaux cylindriques

Figure 5-16: Valeurs propres de flambement local des raidisseurs combinés

Figure 5-17: Valeurs propres de flambement local des panneaux cylindriques longitudinalement

Figure 5-18: Valeurs propres de flambement local du panneau cylindrique raidi longitudinalement et circonférentiels

Figure 5-19: Modèle de renforcement par panneau cylindrique raidi longitudinalement

Liste Des Tableaux

Chapitre 4 : Méthodologies numériques

Tableau 4-1: Dimensions des différents modèles examinés

Tableau 4-2: Rapport des surfaces des sections des raidisseurs et la découpe de porte

Chapitre 5 : Expérimentation numérique

Tableau 5-1: Résultats aux valeurs propres des cinq premiers modes des différents modèles

Tableau 5-2: Valeurs du paramètre de qualité de fabrication Q.

Nomenclature

σ_{cl}	Contrainte de flambement élastique classique sous compression axiale
E	Module d'Young
ν	Coefficient de Poisson
R	Rayon de la coque cylindrique
t	Épaisseur de paroi de la coque cylindrique
P_{cr}	Charge critique lainière sous compression axiale
I	Moment quadratique
L	Longueur de la hauteur de la coque cylindrique
ℓ	Demi-longueur d'onde
ω	Déplacement radial des coques cylindriques
P	Charge de compression axiale appliquée
α	Facteur de réduction des imperfections élastiques
λ	Élancement
R_{cr}	Résistance critique élastique classique
R_{pl}	Résistance plastique
$R_k (R_{GMNIA})$	Charge caractéristique déterminée par expérience ou à partir d'analyses GMNIA
β	Facteur de domaine plastique
λ_0	l'élancement relatif à la limite d'affaissement
λ_p	Élancement relatif à la limite plastique
χ	Facteur de réduction
η	Exposant d'interaction
η_0	Exposant d'interaction à la limite plastique
δ	Amplitude de l'imperfection
θ	Coordonnée circonférentielle de la surface médiane de la coque cylindrique
D	Rigidité en flexion des coques cylindriques avec $D=Et^2/12(1-\nu^2)$
σ_x	Contrainte méridienne des coques cylindriques
σ_θ	Contrainte circonférentielle de la coque cylindrique
ρ	Rayon local de la section transversale de la coque cylindrique
Ω	Paramètre de longueur sans dimension avec $\Omega = (L/r)(t/r)^{1/2}$
ω	Paramètre de longueur sans dimension avec $\omega = L/\sqrt{rt}$
σ_{cr}	Contrainte critique de flambement pour les coques cylindriques
ϕ	Courbure moyenne de la coque en flexion
M_{cr}	Moment de flexion critique élastique pour les coques cylindriques
M_{Braz}	Moment du Brasier de flexion pour les coques cylindriques
ϕ_{cr}	Courbure de la coque en flexion
ξ	Paramètre d'ovalisation
M_{LBA}	Moment de flexion critique dérivé de l'analyse de bifurcation linéaire
M_{MNA}	Moment de flexion critique dérivé d'une analyse non linéaire matériellement
M_{GNA}	Moment de flexion critique géométriquement non linéaire
σ_y	Contrainte de rendement
M_y	Premier moment d'élasticité initial pour la flexion des coques cylindriques

M_p	Moment plastique pour la flexion des coques cylindriques
$M_k (M_{GMNIA})$	Moment de flexion critique géométriquement et matériellement non linéaire des coques cylindriques imparfaites
ϕ_y	Courbure de la coque en flexion
E_T	Module tangent
σ_p	Contrainte critique de compression axiale pour les cylindres en axe purement uniforme avec prise en compte de la plasticité
m	Numéro d'onde de flambement
m_{cr}	Nombre d'onde de flambement critique
p	Pression externe appliquée
$\sigma_{\theta r,D}$	Contrainte circonférentielle critique élastique dérivée de la théorie linéaire du flambement de coque- type Donnell
$\sigma_{m\theta r}$	Contrainte de flambement basée sur la contrainte de membrane de pré-flambage
C_p	Le coefficient de pression du vent autour de la circonférence de la coque
$q_{cr, LBA}$	Pression de flambement critique linéaire pour les vérins sous pression externe
$q_{w, LBA}$	Pression critique linéaire pour les coques cylindriques sous la pression du vent
$q_{u, LBA}$	Pression critique linéaire pour les réservoirs sous pression externe uniforme
$q_{w,GNA}$	Pression de stagnation de flambement critique non linéaire pour les vérins sous pression du vent

Problématique

Les coques sont des structures très capricieuses. D'une part, elles sont capables de résister à des efforts importants grâce à leur courbure et d'autre part, cette grande résistance peut diminuer énergiquement même dans le cas où de petites variations de forme, des conditions aux limites ou de charge se manifestent.

La réponse non linéaire et le comportement instable des structures en coques exigent une description précise des équations de base cinématiques et dynamiques des coques, une discrétisation particulièrement soignée des configurations déformée et non déformée ainsi que des algorithmes numériques stables et convergents.

Il est clair d'accorder une même importance aux aspects mécanique, analytique et numérique pour mieux cerner le phénomène de flambement des coques en général.

Les coques affaiblies par la présence de découpes, de découpages ou de trous sont largement utilisées dans l'industrie de l'aviation, la marine, dans l'industrie chimique, dans la construction des réservoirs, des mâts éoliens, des tunnels et dans plusieurs autres sphères de technologie. Les exigences actuelles, pour la réduction du poids des coques dans les constructions civiles et industrielles tout en assurant la résistance et la stabilité, ont fait avancer le problème de stabilité dans l'un des plus perspicaces champs de la mécanique des structures. Souvent et dans la majorité des situations et pour des raisons de construction, de technologie et d'architecture, ces coques sont pourvues de découpes, de découpages ou de trous de différentes formes, tailles et rigidité.

Ces découpes et d'autres considérations sont responsables d'importantes difficultés théoriques et de calcul impliqués dans l'investigation de la stabilité des coques affaiblies par des découpes. Ces difficultés sont le résultat de la nécessité pour des constructions géométriques additionnelles et l'analyse du changement rapide du champ de contraintes.

L'objectif de ce travail est d'étudier les caractéristiques des comportements de flambement de différentes structures de renforcement de la partie inférieure d'un mât éolien avec une découpe de porte renforcée par plusieurs types de raidisseurs sous flexion globale. Certains problèmes pratiques difficiles dans la conception de ces structures de tours éoliennes sont explorés.

Revue du contenu de la thèse

Cette thèse est scindée en six chapitres. Elle est basée sur l'analyse par éléments finis linéaire et non linéaire du comportement au flambement d'un mât éolien avec découpe de porte renforcée par de différentes structures des raidisseurs sous des conditions de chargement extrêmes.

Chapitre 1.

Introduction générale sur les différents aspects du phénomène de flambement des coques cylindriques. Les problèmes du flambement dans la conception des structures à coques cylindriques orientés vers la démarche du comportement des tours éoliennes.

Chapitre 2.

Présente un aperçu général du flambement des coques cylindriques. Les développements historiques de la recherche bibliographique passe en revue les différentes théories de flambement des coques cylindriques du pont de vue élastique et plastique. Divers types des bifurcations de flambement sont introduits pour différents types de structures des coques.

Chapitre 3.

Passé en revue la littérature disponible sur les tours éoliennes, avec la prise en compte les imperfections géométriques et le comportement au flambement du mât éolien. Les études de la stabilité non linéaire des coques cylindriques sous différents chargements dans le domaine plastique sont exposées.

Chapitre 4.

Consacré principalement à la présentation de la géométrie de la structure, la section et l'efficacité des types des raidisseurs envisagés. Ici l'impétrant passe en revue les différents facteurs intervenant dans les analyses linéaire et non linéaire avec l'aspect de modélisation par la méthode des éléments finis.

Chapitre 5.

Présente une étude approfondie de différentes structures de renforcement de la découpe de porte du mât éolien sous flexion. Les analyses se concentrent sur les géométries des modèles des structures des raidisseurs de renforcement de la découpe de porte de la tour éolienne. L'analyse linéaire et l'analyse non linéaire sont utilisées.

Chapitre 6.

Et finalement une conclusion générale et des recommandations pour les travaux futurs sont exposées.

Chapitre 1:

Introduction générale

1.1. Introduction

1.1.1 Problématique industrielle

Les coques cylindriques sont largement utilisées dans le génie civil et la construction mécanique. Les exemples incluent les tours de refroidissement, tours éoliennes, silos métalliques, réservoirs pour le stockage, construction aéronautique et récipients sous pression. Les conditions de chargement de ces structures des coques sont assez variées en fonction du rôle spécifique de la coque. Compression, flexion globale, pression externe ou interne et les charges de vent sont parmi les formes de chargement courantes dans les structures. Pour notre travail, quelques exemples d'utilisation des coques raidies dans le domaine industriel sont présentés (Figure 1.1).



(a) Coque d'un avion



(b) Exemple de satellite



(c) coques sous-marine



(d) Silo de stockage



(e) Réservoir à gaz



(f) Tour éolienne

Figure 1-1: Structures à coque cylindrique en ingénierie

Les coques raidies sont des structures utilisées pour améliorer la résistance et la stabilité des éléments structurels soumis à des charges importantes. Elles sont composées d'une coque externe de forme cylindrique ou conique, qui peut être en métal, en plastique renforcé de fibres, en composite, ou tout autre matériau approprié. Cette coque externe est renforcée par des raidisseurs longitudinaux ou circonférentiels, qui sont des éléments structurels supplémentaires intégrés à l'intérieur de la coque pour augmenter sa rigidité.

- Construction aéronautique

Les structures de coques avec raidisseurs sont largement utilisées dans l'industrie aéronautique pour garantir la résistance mécanique des fuselages d'avions et des lanceurs spatiaux, en particulier pour contrer le flambement. Ces raidisseurs répartissent les charges et empêchent la déformation excessive de la coque, assurant ainsi la sécurité et la fiabilité des véhicules aérospatiaux (voir figure 1.1a).

Les structures en coque sont fréquemment utilisées dans la conception des satellites, que ce soit pour constituer le corps principal du satellite lui-même, pour abriter les panneaux solaires, ou pour protéger les tuyères des moteurs. Leur légèreté, leur rigidité et leur résistance mécanique en font un choix idéal pour répondre aux exigences spécifiques du domaine spatial (voir figure 1.1b).

- **Construction navale**

La discrétion acoustique des bâtiments sous-marins est essentielle pour minimiser leur détection par des moyens acoustiques. La conception des structures sous-marines, y compris les coques axisymétriques et les raidisseurs, ainsi que l'utilisation de matériaux et de techniques d'isolation acoustique appropriés, jouent un rôle crucial dans la réduction des signatures acoustiques et la préservation de la furtivité sous-marine (voir figure 1.1c).

- **Production d'énergie**

Les structures mentionnées sont utilisées dans les centrales de production d'énergie électrique et dans l'industrie pétrolière pour former des réservoirs de stockage (voir figures 1.d, e, f). Ces structures sont conçues pour contenir des fluides sous pression, tels que l'eau, le pétrole, le gaz naturel ou d'autres produits chimiques.

1.2. Problèmes du flambement dans la conception des structures en coques

Les coques cylindriques utilisées dans l'ingénierie sont généralement minces ou épaisses, et le comportement mécanique est plus complexe que celui d'autre structure comme les poutres. La résistance d'une structure de coque est souvent contrôlée par la rupture au flambement. Il est donc essentiel de comprendre le comportement au flambement des structures de coque dans différentes conditions de manière globale et établir des méthodes de conception.

L'analyse de flambement et de la stabilité des coques cylindriques est un domaine de recherche actif durant ces dernières années. Le flambement des structures de coque est un phénomène courant dans le monde réel. On pense que la rupture peut être causée par un flambement local ou global de la coque. En revanche, la rupture contrôlée par la perte de résistance du matériau n'est pas très courant dans les structures des coques. L'exploration du comportement de flambement des coques cylindriques comporte de nombreux différents aspects.

Le premier problème théorique de flambement de la coque à résoudre était la coque cylindrique sous compression axiale Lorenz [1]; Timoshenko [2]; Southwell [3]. Cette analyse a déterminé la contrainte de bifurcation linéaire d'une coque cylindrique parfaite sous conditions de longueur moyenne, avec des contraintes de pré-flambement non affectées par les conditions aux limites mais induisant la contrainte de déplacement circonférentiel pendant le flambage.

La résistance au flambement d'une coque soumise à une compression axiale est plus sensible aux imperfections que les coques dans d'autres conditions de chargement. Le comportement du flambement change considérablement avec le changement de la géométrie de modèle, les chargements et les conditions aux limites, ainsi que la forme et l'amplitude des imperfections.

Les structures à coques cylindriques sous flexion globale sont courantes et peuvent être trouvées dans le domaine de génie civil. Dans une tour éolienne (Figure 1-1c) la coque cylindrique du mât agit comme une poutre en flexion, conduisant à une flexion en haut de la coque. Cette compression ou traction axiale varie autour de la circonférence et le long de la tour. L'épaisseur de ces coques cylindriques est généralement plus mince que celle d'un pipeline ou d'un élément structural tubulaire, mais elle est souvent beaucoup plus marquée que celle d'une coque sensible aux imperfections utilisées dans les tours éoliennes, réservoirs et silos de stockage. L'épaisseur souhaitée se situe dans une plage inconfortable qui est extrêmement mince pour la communauté des tubes structuraux et très épaisse pour la communauté de flambage de coque. La résistance au flambement de ces structures est dominée par une plasticité extensive, mais l'état entièrement plastique est généralement loin d'être atteint. Le flambage peut se produire simultanément et les deux peuvent interagir les uns avec les autres, en fonction des géométries spécifiques et d'autres conditions. Le comportement mécanique de ces structures des coques est plus difficile à comprendre.

Les coques cylindriques d'épaisseur de paroi variant progressivement se trouvent généralement dans des structures de confinement cylindrique de longueur moyenne, comme les réservoirs à axe vertical, silos et mât éolien. L'épaisseur change car les résultantes de contrainte sont beaucoup plus grandes à un certain niveau. L'augmentation de la pression interne et de la compression axiale dans la coque est abordée en augmentant l'épaisseur de la paroi. Une boucle est causée par la pression externe où les vents étendent généralement à plusieurs des parties supérieures les plus minces d'une coque. Dans la norme européenne pour les coques EN 1993-1-6[4] et les recommandations européennes sur le flambement des coques ECCS EDR5 [5], une méthode de conception complexe basée sur la recherche de Resinger et Greiner[6-7] et Greiner[8] a été introduite.

L'analyse de sensibilité aux imperfections des coques cylindriques est l'un des problèmes les plus importants dans la conception des coques. Les imperfections sont inévitables pendant le processus de construction des coques. Le grand écart des prédictions entre la contrainte de flambement classique et la résistance au flambage expérimentale s'est d'abord révélé causé par des imperfections géométriques dans la surface de la coque selon Koiter[9]. La résistance au flambage d'une coque cylindrique dépend beaucoup de la forme et de l'amplitude de l'imperfection. Un problème clé dans le processus de conception est donc d'identifier et de caractériser les imperfections géométriques les plus pires et pertinentes sur le plan pratique, y compris les formes et les amplitudes (Rotter[10], Teng et Rotter[11]). La sensibilité d'imperfection est presque toujours observée dans les problèmes de flambement de la coque, où les imperfections ont une influence significative sur la résistance au flambement.

1.3. Approche de recherche

L'étude des structures de coque cylindrique implique de nombreuses zones couvrant de petites ou grandes déformations, élastiques, plastiques, analyses de sensibilité aux imperfections et de stabilité. Les propriétés mécaniques des coques cylindriques montrent que l'analyse théorique est assez complexe et difficile, provoquant parfois des erreurs inattendues. La résistance des coques cylindriques mesurée dans des tests de laboratoire se trouve bien en dessous de la résistance idéale. La raison de cette grande différence et la perte de résistance est principalement causée par des imperfections géométriques dans la surface de la coque. Comment définir correctement les imperfections géométriques pratiquement pertinentes est un défi majeur pour les chercheurs. Des facteurs tels que les différentes méthodes de fabrication, les cas de chargement plus simples ainsi que les conditions aux limites font qu'il est difficile d'assurer que le modèle expérimental est parfaitement cohérent avec les structures pratiques.

De plus, il n'est pas facile d'obtenir une résistance au flambement précise des coques cylindriques imparfaites obtenue grâce à des expériences coûteuses. Cependant, de nombreux résultats expérimentaux sont déjà documentés dans la littérature. Par exemple, de nombreuses données expérimentales sont disponibles pour flambement axial par compression Lee [12], Batterman[13], Bardi et Kyriakides[14] ainsi que les données expérimentales pour cylindres en flexion dérivée par Suer et al [15], Dow et Peterson [16], Elchalakani et Grzebieta[17], Jullien et Limam[18], Mâthon et Limam[19], Limam[20]. Compte tenu de la difficulté de mener des expériences et de l'existence de nombreuses données de test existants, il n'est pas nécessaire de mener des expériences pour une étude actuelle.

Le développement du ordinateur permet de réaliser des analyses par éléments finis non linéaires pour obtenir des résultats précis et fiables. Les compétences informatiques peuvent permettre maintenant au modèle d'éléments finis de se rapprocher assez bien des structures pratiques.

Le dernier Eurocode EN 1993-1-6 [4] représente une avancée majeure dans la définition de l'utilisation et interprétation de calculs numériques de toute nature dans la conception de coques, et permet à chaque type de calcul d'être introduit dans une partie manuellement et entamer le processus de calcul Rotter[21-22]. Cette thèse utilise le logiciel d'éléments finis Abaqus pour simuler l'analyse du flambement de la coque cylindrique du mât éolien.

1.4. Objectif de recherche

Cette étude traite certains problèmes pratiques de conception des tours éoliennes, dont certains n'ont pas encore été entièrement pris en charge dans la courante littérature. Ce projet devrait avoir des impacts considérables sur la conception des structures de mât éolien avec découpe de porte renforcée par des raidisseurs pour assurer une résistance adéquate aux différents chargements. De nombreux aspects seront basés sur l'Eurocode EN 1993-1-6[4] et les Recommandations ECCS EDR5 [5].

Dans cette thèse, les questions de recherche suivantes sont abordées :

1. Est-il possible de définir avec précision la perte de résistance en présence de la découpe de porte et la considérer comme une imperfection géométrique ?
2. Quelles sont les influences de différentes structures de renforcement de la découpe de porte ; par panneau, raidisseurs combinés ou panneau raidi sur la résistance de la coque cylindrique ?

Chapitre 2:

*Aperçu général du flambement
des coques cylindriques*

2.1 Introduction

Le flambage est un phénomène mécanique qui se produit dans les structures élancées soumises à une charge compressive. Il peut entraîner une perte de rigidité ou de résistance portante, et sa valeur de charge critique doit être déterminée avec soin lors de la conception des structures pour assurer leur sécurité et leur performance. Lorsqu'une structure est comprimée, elle subit des forces internes qui la maintiennent stable. Cependant, si la structure est suffisamment élancée et mince, ces forces internes peuvent devenir instables et entraîner une déformation latérale importante. La valeur du chargement nécessaire à l'apparition du phénomène de flambage est appelée charge ou force critique.

La défaillance de ces structures de coque cylindrique est souvent contrôlée par des études de rupture ou flambement élastique et plastique. Un échec de rendement peut se produire dans les coques cylindriques dans certaines situations. Une coque cylindrique dans différentes conditions de chargement peut afficher des comportements de flambement différents.

2.2 Coques cylindriques sous compression

Le flambage d'une coque cylindrique mince soumise à une compression axial a reçu plus d'attention que tout autre problème de flambement en raison de son importance économique et l'écart extraordinaire entre le test et la théorie causé par sa grande sensibilité aux imperfections géométriques (Rotter)[10]. Ce phénomène de flambement a été largement étudié au cours des dernières décennies (Timoshenko[2], Fischer[58-59], Almroth[41], Hoff[60], Flügge[27], Brush et Almroth[61], Singer[62-45], Calladine[24], Yamaki[46], Bushnell[23], Teng[63-64], Blachut[65], Rotter[21-22]et Limam[66]). Ces études se sont principalement concentrées sur les comportements non-linéaires de pré-flambement et ses effets sur le flambement par bifurcation, le comportement post-flambement d'une coque cylindrique parfaite et, surtout, l'effet d'imperfections géométriques sur la résistance au flambage. La résistance au flambage d'une coque cylindrique mince comprimée axialement dépend de nombreux facteurs, tels que les paramètres géométriques de coque cylindrique (rayon r , épaisseur t et longueur L), le module d'élasticité E , la limite élastique σ_y , l'amplitude, la forme de l'imperfection dans sa géométrie, les conditions aux limites d'extrémité et les modèles de condition de chargement, etc.

2.2.1 Comportements du flambement des coques cylindriques sous compression

L'analyse du flambement élastique des coques cylindriques parfaites sous compression axiale suppose que l'état de contrainte avant flambement est parfaitement uniforme et se compose de la seule contrainte de membrane. La courbe est illustrée à la figure 2.1 (Rotter, 2004)[10]. La ligne pointillée correspond à la charge axiale de bifurcation linéaire.

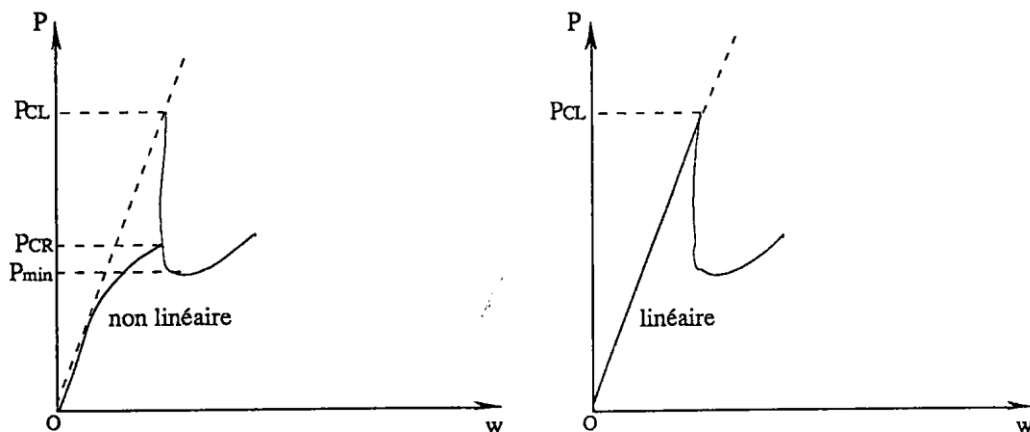


Figure 2-1: L'instabilité par bifurcation pour une coque cylindrique sous compression axiale [10]

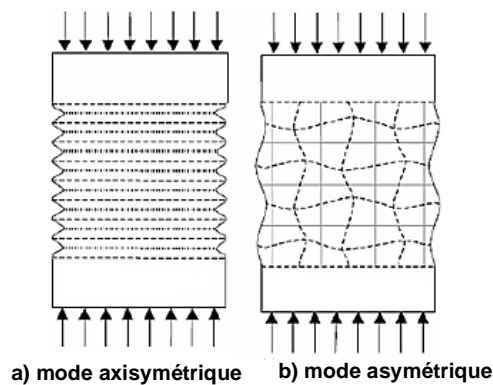


Figure 2-2: Types des modes de flambement des coques cylindriques Sous compression axiale (Rotter, 2004) [10]

Grâce à une analyse non linéaire géométrique, la courbe de raccourcissement axiale de la charge montre que la trajectoire primaire de pré-flambement non linéaire affiche une trajectoire très linéaire avant le point de bifurcation. Cela correspond à un mode de déformation axisymétrique. Alors qu'après le point de bifurcation, la coque cylindrique bifurque soudainement en un mode de déformation asymétrique, avec plusieurs ondes pleines de mode de flambement autour de la circonférence (Rotter, 2004)[10]. Cela comprend généralement plusieurs ondes à la hauteur du poteau (Figure 2-2b), qui correspond à une trajectoire de post-flambement instable figure 2-2. Au flambage, la charge diminue rapidement et la longueur du cylindre augmente. Lorsque la charge diminue, la bifurcation se produit quand le mode de déformation passe d'un nombre d'ondes circonférentiel à un autre en sauts dynamiques (Rotter, 2004)[10].

Le nombre d'ondes autour de la circonférence et la longueur d'onde des boucles dans les directions axiale et circonférentielle peuvent varier sans trop altérer la charge de flambage. Ainsi, plusieurs modes peuvent être critiques simultanément. La demi-longueur d'onde axiale pour un mode axisymétrique (Figure 2-2a) est donnée par Rotter:

$$\lambda_{cl} = \frac{\pi}{[12(1 - \nu^2)]^{1/4}} \sqrt{rt} \cong 1.728\sqrt{rt} \quad (2.1)$$

Le mode de flambement critique de la figure 2-2b peut être décrit en termes de nombre d'ondes pleines autour de la circonférence dans ce mode, données par (Rotter, 2004)[10]:

$$n_{cl} = \sqrt[4]{\left(\frac{3}{4}\right) (1 - \nu^2)} \sqrt{\frac{r}{t}} \cong 0.909 \sqrt{\frac{r}{t}} \quad (2.2)$$

Pour les coques minces, la valeur de n_{cl} est grande et le flambement peut se produire localement, puisque la boucle peut se former dans une zone de la taille d'une seule longueur d'onde.

Des discussions plus approfondies et détaillées sur la classification des conductions aux limites et l'influence des différentes conditions aux limites sur la résistance au flambement se trouvent dans Yamaki [46]. On a découvert que si les cylindres étaient libres de se déplacer dans la direction circonférentielle, alors la résistance parfaite au flambement de la coque était la plus touchée, tombant à environ la moitié de la valeur classique. Cependant, les changements des conditions aux limites ont eu un effet beaucoup plus faible (Yamaki). L'effet des conditions aux limites et la longueur de la coque cylindrique sur une charge de flambement parfaite de la coque est dérivé par Yamaki [46].

2.3 Coques cylindriques sous flexion

De nombreuses coques cylindriques sont utilisées dans les applications structurelles dans lesquelles la condition de chargement est la flexion pure. Les exemples clés sont les tours éoliennes, cheminées, pieux tubulaires et grands silos. La rupture de ces structures en flexion est un domaine de recherche actif au cours des dernières décennies. La contrainte de flexion maximale théorique qui causera le flambage d'une coque cylindrique était communément acceptée égale à 1,3 fois la contrainte critique élastique classique pour une compression uniforme, Flugge [30] et Timoshenko [2]. Cependant, Seide et Weingarten [70] ont plus tard étudié la stabilité des coques cylindriques circulaires en flexion pure au moyen de l'équation de Donnell modifiée de Batdorf et de la méthode de Galerkin. Leurs résultats ont montré que la contrainte de flexion critique maximale, et à toutes fins pratiques, est égale à la contrainte critique de compression lorsque le rapport des contraintes de flexion et de compression est minimisé par rapport à la longueur d'onde. Seide et Weingarten [70] ont décrit le flambement local d'une bonne manière pour les coques cylindriques courtes avec relativement peu d'ovalisation à mesure que le moment de flexion augmente.

Pour les coques cylindriques longues élastiques soumis à une flexion pure, la section a tendance à prendre une forme ovale lorsque le moment de flexion augmente. Cela entraîne une perte de rigidité en flexion et d'une instabilité de point limite, appelée flambement par compression. Ce phénomène est également appelé l'effet Brazier[71].

Le travail de Brazier qui a ensuite été vérifiée par Reissner[72-73] et Fabian [74], a utilisé une théorie simple de la coque non linéaire à grande déviation pour dériver une solution non linéaire précise. La solution de Brazier s'accordait assez bien avec la solution non linéaire précise. Axelrad[75] a étudié le comportement d'instabilité de coques cylindriques en flexion selon une théorie de coque flexible non linéaire. Calladine[24] a utilisé une méthode énergétique à deux étapes pour discuter de l'effet Brazier dans un tube circulaire et ses résultats étaient exactement les mêmes que ceux trouvés par Brazier. D'autres résultats de recherches sur l'instabilité d'ovalisation des coques cylindriques en flexion peuvent être trouvés dans Kyriakides et Shaw [76], Axelrad et Emmerling[77], Tang [78], Corona et Kyriakides[79]et Karamanos et Tassoulas[80].

Le moment de flexion critique obtenu par Seide et Weingarten pour les coques cylindriques courtes avec ovalisation est presque le double du moment de flexion maximale de Brazier pour une coque cylindrique infiniment longue avec ovalisation du brazier (Calladine) [24]. Cependant, en termes de cylindres longs intermédiaires, la réponse de la structure implique un couplage d'instabilité d'ovalisation et de l'instabilité de bifurcation. Avec l'augmentation de la longueur, la quantité d'ovalisation de la section transversale augmente, mais l'ovalisation critique du brazier n'est pas atteinte et le moment de flexion critique élastique coïncide régulièrement avec la valeur correspondant à une coque cylindrique infiniment longue.

Pour les coques cylindriques en flexion, des nombreuses recherches ont été présentées sur la relation entre l'instabilité d'ovalisation et l'instabilité de bifurcation. Axelrad[81] a d'abord examiné l'interaction des deux formes d'instabilité et introduit l'effet de l'ovalisation comme une déformation de pré-flambage. Il a supposé que le flambage local se produisait lorsque la contrainte maximale de la compression de la fibre comprimée a atteint la valeur critique pour une compression uniforme de la coque, de rayon égal au rayon local de la coque ovalisée au niveau du point critique.

Calladine[24] a étendu les calculs originaux de Brazier en ajoutant le flambage local, et a examiné l'effet de la combinaison de pression interne ou externe avec le moment de flexion. Tatting et Vasiliev[82] ont conclu que le flambage se produit presque toujours avant que le moment limite ne soit atteint pour une longueur finie de la coque.

Li [83] a étudié la réponse en flexion non linéaire et le flambement des coques cylindriques rigides sous flexion pure, en utilisant une approche de Brasier modifiée basée sur le principe de l'énergie potentielle minimale et de l'approximation de Seide-Weingarten.

Karamanos[84] a examiné l'instabilité de longs tubes élastiques minces en flexion. La relation entre la courbure et le développement de l'ovalisation a été analysée en détail. Houliara et Karamanos[85] ont étudié une longue coque tubulaire élastique en utilisant des techniques d'éléments finis non linéaires. Ils ont conclu qu'en élastique, la bifurcation en un mode de flambement non symétrique se produit également peu avant la condition de compression, mais le moment au point de bifurcation et aux points d'instabilité par compression sont si proches qu'il est presque impossibles de les

distinguer. D'autres principales études sont conduites par Brush et Almroth[61], Stephens et al[86], Chen et Kempner[87], Libai et Bert[88].

Limam et al [19-20] ont étudié le comportement au flambement des coques cylindriques sous flexion et pression interne combinées à l'aide d'une méthode expérimentale. Ils ont conclu que la pression interne peut considérablement stabiliser la structure en retardant la localisation et la rupture. Cela peut entraîner une charge de rupture supérieure à la contrainte de flambement pour les cylindres de longueur moyenne.

2.3.1 Comportements du flambement des coques cylindriques sous flexion

D'après la définition du flambage, aucune distinction n'est faite entre des chargements de flexion et de compression axiale, résultant tous les deux en un état de contrainte de compression [118]. Lorsqu'une coque cylindrique est soumise à une flexion globale, un côté subit des contraintes de compression axiales relativement uniformes tandis que l'autre côté subit des contraintes de traction axiales uniformes. Le modèle de déformation d'un cylindre en flexion est illustré à la figure 2.3.

La taille des boucles typiques sous des régimes de contraintes de compression axiale est plutôt petite et s'étend sur une très petite zone, la contrainte de compression axiale atteignant la valeur critique. La valeur critique doit s'étendre sur une zone suffisamment grande pour former une boucle de compression axiale. Ainsi, la première estimation de la résistance au flambement élastique en flexion est la condition dans laquelle la fibre la plus comprimée atteint la contrainte de flambement pour une compression axiale uniforme.

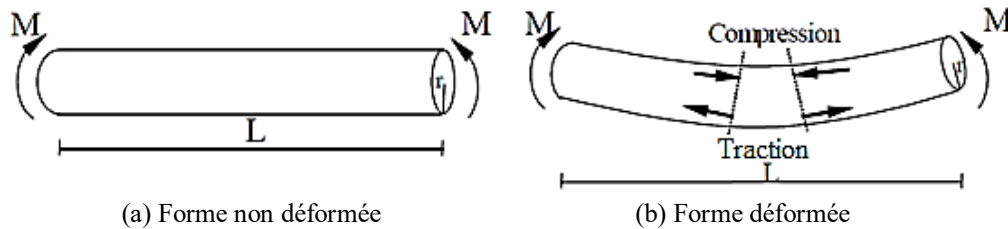


Figure 2-3: Déformation des coques cylindriques en flexion

Pour une coque cylindrique courte parfait, la charge de flambement d'une coque cylindrique circulaire en flexion a été déterminée par Seide et Weingarten [70] en utilisant la modification de Batdorf [90] de l'équation de Donnell qui s'exprime comme suit:

$$Q(w) = D\nabla^4 w + \frac{Et}{r^2} \nabla^{-4} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} - t \left(\sigma_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \sigma_\theta \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} + 2\tau_{x\theta} \frac{1}{r} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \theta} \right) = 0 \quad (2.3)$$

Où; $\nabla^4 = \text{opérateur} \left(\frac{\partial^4}{\partial x^4} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial \theta^2} + \frac{1}{r^4} \frac{\partial^4}{\partial \theta^4} \right)$, ∇^{-4} opérateur inverse par

$$\nabla^{-4}(\nabla^4 f) = f$$

La méthode Galerkin a ensuite été utilisée pour dériver le critère de stabilité, en supposant une déformation radiale w donnée en termes d'une série infinie comme :

$$\omega = \sin \frac{m\pi x}{L} \sum_{n=0}^{\infty} a_n \cos n\theta \quad (2.4)$$

La méthode de Seide et Weingarten [70] suppose un pré-état de flambement et n'a pas pris en compte l'effet de l'ovalisation de la section transversale. Elle est donc applicable à coques cylindriques courtes sans ovalisation avant que le flambage par bifurcation se produit. Leurs résultats ont montré que la contrainte de flexion pour le moment critique est égale à la contrainte de flambement pour une compression uniforme. Sur la base de leur solution, le moment de flambement et la contrainte de flexion correspondante peuvent être estimés directement selon les équations 2.5 et 2.6. Ils sont basés sur la théorie de la flexion linéaire d'Euler pour les poutres et l'expression de contrainte de flambement classique pour les coques cylindriques sous compression axiale uniforme, respectivement. La valeur de moment et la contrainte sont données par :

$$\begin{aligned} M_{cr} &= \pi r^2 t \sigma_{cl} = \pi \left[\frac{E}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \left(\frac{t}{r} \right) \right] r^2 t = 1.814 \left(\frac{E}{\sqrt{(1-\nu^2)}} \right) t^2 r \\ &= 1.90 E t^2 r \end{aligned} \quad (2.5)$$

$$\sigma_{cl} = \frac{E}{\sqrt{3(1-\nu^2)}} \left(\frac{t}{r} \right) \cong 0.605 \frac{E t}{r} \quad (2.6)$$

Pour une coque cylindrique infiniment longue en flexion, un point limite se produit à la suite d'ovalisation. Le moment de flexion critique, appelé moment Brazier[71], a été obtenu à partir du principe de l'énergie de déformation minimale et peut être exprimé comme suit:

$$M_{Braz} = 0.987 \left(\frac{E}{\sqrt{(1-\nu^2)}} \right) t^2 r = 1.035 E t^2 r \quad (2.7)$$

Cependant, la contrainte axiale accrue du côté de la compression, qui est concentrée localement en raison de l'ovalisation provoquera une instabilité de bifurcation à un moment que celui donné par l'équation 2.7. Les résultats de Hutchinson [43], Reddy et Calladine[90], Tatting et al[82]et Karamanos[84] ont tous montré que le flambement de bifurcation causé par la contrainte de compression axiale après une certaine ovalisation se produit avant que le moment du Brazier ne soit atteint dans de longs cylindres. Cependant, les valeurs du moment critique au point de bifurcation et au moment maximum du Brazier sont très proches.

Pour les coques cylindriques longues intermédiaires, le flambage par bifurcation se produit avec moins d'ovalisation de la section transversale car l'ovalisation est en partie limitée par les limites d'extrémité. Au point de bifurcation, la contrainte de compression axiale sur la fibre la plus comprimée (figure 2.4b) doit être égale à la contrainte de flambement pour un cylindre uniformément comprimé avec un rayon égal au rayon local de la section avec ovalisation, au point où la contrainte de compression est la plus élevée. La contrainte de flexion critique doit être calculée en remplaçant le rayon r dans l'équation 2.6 par le rayon local ρ comme :

$$\sigma_{cr} \cong 0.605 \frac{Et}{\rho} \quad (2.8)$$

Dans ce chapitre, une coque cylindrique de longueur L est soumise à des rotations θ aux deux extrémités, conduisant à des moments de flexion uniformes sur toute la longueur. Si la déformation est complètement uniforme sur toute la longueur, toutes les sections sont soumises à la même courbure, mais les changements locaux de déformation près des limites, les variations dans l'ovalisation sur la longueur, l'apparition de bifurcation et les déformations associées à une imperfection conduisent tous à une non-uniformité des courbures. Pour rendre l'interprétation simple, uniforme et claire, toutes les déformations sont exprimées en termes de courbure moyenne.

$$\phi = \frac{2\theta}{L} \quad (2.9)$$

2.4 Différents types de mode de flambement des coques cylindriques

Une analyse de flambement a débuté avec l'analyse d'Euler, la bifurcation de flambement d'une coque cylindrique. Euler a développé une théorie pour calculer le comportement de post-flambement d'un poteau droit en compression axiale et obtenu la charge critique P_{cr} connu sous le nom de charge d'Euler (Eq. 2.10).

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{l^2} \quad (2.10)$$

Les courbes de post-flambage pour les poteaux parfaits et imparfaits sous charge axiale sont indiquées sur la figure. 2-4a. Pour une coque cylindrique imparfaite, la relation entre la flèche w au milieu de la coque et la charge axiale P est donnée avec une précision suffisante par l'équation, Timoshenko et Gere[2]:

$$w = \frac{a_1}{P_{cr}/P - 1} \quad (2.11)$$

Dans le quelle a_1 est la flèche initiale au milieu de la colonne. Lorsque la charge s'approche de la charge critique P_{cr} , la courbe augmente progressivement mais la charge

critique ne peut être dépassée, sur la base de l'hypothèse de théorie des petits déplacements.

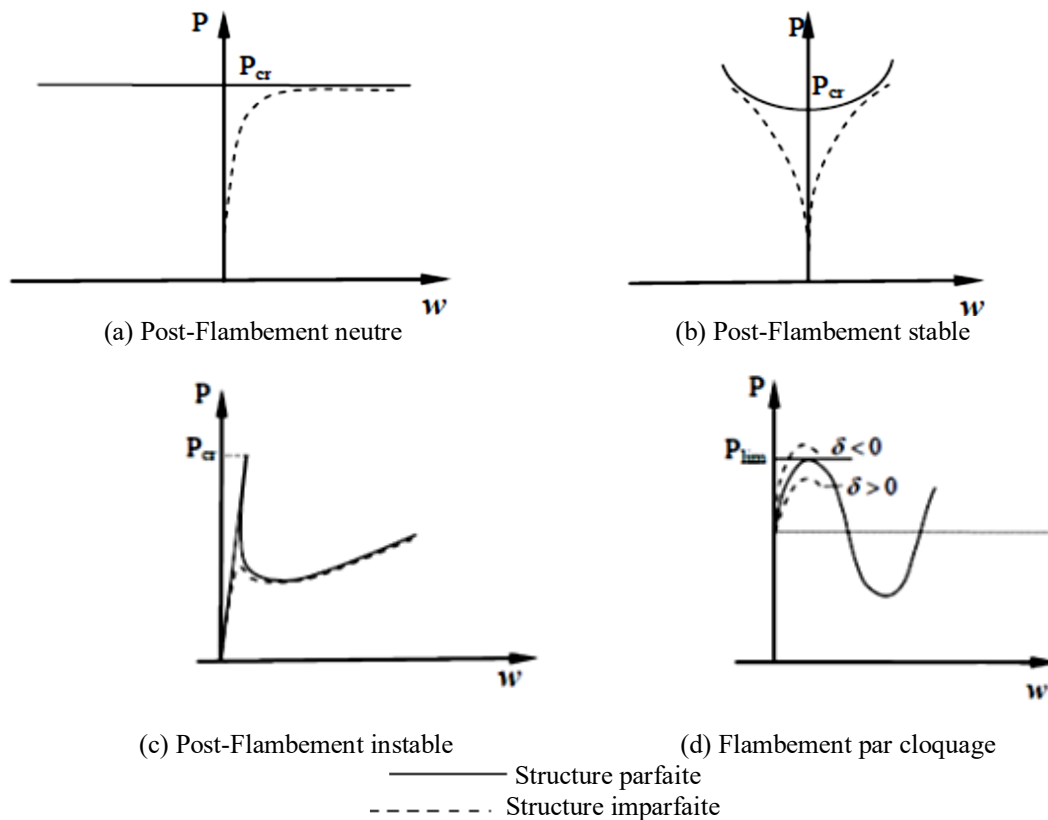


Figure 2-4: Courbes charge/déformation
 (Différents types des modes de flambement). Bushnell [23]

Différentes structures peuvent afficher un comportement différent de post-flambement. Une plaque plate isotrope comprimée affiche un comportement post-flambement symétrique stable comme le montre la figure 2.4b. La charge de rupture est plus élevée que la charge critique classique prévue en raison de la trajectoire de courbe charge-déplacement de post-flambement stable. Une coque cylindrique sous compression axiale donne un comportement de post-flambement instable, comme illustré à la figure 2.4c. La structure peut s'effondrer soudainement sans autre déformation évidente après que la charge de bifurcation P_{cr} est atteinte. Ce flambement est communément appelé flambement par bifurcation, qui est un motif de flambement important dans une analyse de flambement de la coque. Un pont en arc peut afficher un mode de flambement par encliquetage, comme illustré à la figure 2.4d. La structure est stable sous charge croissante jusqu'à ce qu'un point maximum local soit atteint. Au-delà de ce point, le chemin d'équilibre devient instable et la structure boucle dramatiquement. La structure prend une forme qui ressemble à la structure initiale sous une forme inversée. Lorsque ce type de flambement se produit, la charge maximale est appelée charge limite P_{lim} . Dans l'analyse

du flambement de la coque, le flambement par cloquage peut également être trouvé dans certaines conditions (par exemple des dômes sphériques).

Les courbes de charge-déplacement pour différents types de chargement des structures imparfaites peuvent être différentes (figure 2.4). Pour les structures avec un mode de flambement par cloquage (figure 2.4d), la réponse d'une structure imparfaite est similaire à celle d'une structure parfaite et la charge limite varie avec l'amplitude des imperfections δ . Pour les structures avec trajectoire post-flambement neutre ou stable (Figures 2.4a et 2.4b), l'effet des imperfections géométriques est moins important. Une croissance plus rapide des flexions est observée lorsque la charge de bifurcation d'un système parfait est approchée, mais le chemin d'équilibre reste stable et en constante augmentation [5]. Pour les structures avec une bifurcation de flambement et une trajectoire de post-flambement instable (figure 2.4c), la situation devient assez différente. L'imperfection joue un rôle important en affectant à la fois la réponse structurelle et la charge d'instabilité. La charge critique peut avoir une valeur inférieure à la charge de bifurcation pour une structure parfaite.

2.5 Théories des coques cylindriques

Plusieurs théories élastiques linéaires et non linéaires pour les coques cylindriques, y compris la théorie Donnell[25], la théorie de Timoshenko[26], la théorie de Flügge modifiée [27] et la théorie de Sanders[28], la théorie de Rotter et Jumikis[29] sont présentées brièvement. Ces théories exposent la base théorique de la plupart des recherches dans l'analyse de stabilité des coques cylindriques.

▪ Théorie de Donnell

La théorie non linéaire des coques cylindriques a été développée par Donnell[25]. En rapport avec l'analyse du flambement par torsion des parois minces des tubes, il suppose que la coque est suffisamment mince, la déformation est suffisamment faible, et la loi de Hooke est toujours applicable. La théorie est conforme aux hypothèses de Kirchhoff-Love et suppose que la déformation soit dominée par le déplacement radial normal et les déplacements dans le plan sont négligeables. La courbure de flexion est supposée liée uniquement au déplacement radial normal. En raison de son approximation, la théorie de Donnell a des limites dans sa portée et son applicabilité, mais elle est encore largement utilisée dans de nombreux problèmes de flambage et de post-flambage en raison de sa simplicité.

▪ Théorie de la coque de Timoshenko

Dans les années 1940, Timoshenko a développé et étendu la théorie de Donnell sur les coques. La théorie a considéré l'influence des déplacements axial et circonférentiel sur les changements de courbure en flexion, qui ont été négligés par Donnell. Ainsi, la théorie Timoshenko des coques a une application plus large que la théorie de Donnell.

▪ Théorie de Flügge modifiée

Les approximations dites de coque peu profonde dans la théorie de la coque de Donnell ne sont pas applicables pour une coque cylindrique, à condition que les déplacements dans

le plan ne soient plus négligés. Un exemple typique concerne un rapport hauteur/largeur intermédiaire d'une coque cylindrique sous la pression du vent asymétrique. La théorie modifiée de Flügge constitue cette déficience et prend en compte les déplacements dans le plan pour dériver des expressions pour les composants de contrainte et de déformation. D'autre part, Flügge a dérivé des équations de base pour le flambement de coques cylindriques dans des conditions de chargement typiques, Flügge [30], sans recours à l'approximation de la coque peu profonde. Cependant, la théorie modifiée de Flügge n'est pas suffisamment précise dans certains cas, car l'état de pré-flambement est supposé être un état de contrainte de la membrane. Cela néglige l'effet des déformations de flexion près de conditions aux limites ou en flexion asymétrique.

▪ **Théorie de Sanders**

La théorie de Sanders [28], développée pour la première fois pour les déformations finies des coques minces, se concentrait sur des coques cylindriques circulaires. Elle prend en compte les déformations finies de coques non peu profondes avec de petites déformations et des rotations modérément petites. Les équations de Sanders sont beaucoup plus complexes que celles de la théorie de Donnell mais plus simples que celles de la théorie de Flügge modifiée. Sa généralisation la rend directement applicable aux coques non peu profondes avec n'importe quelle configuration géométrique.

▪ **Expressions complètes pour la théorie élastique non linéaire**

Toutes les théories citées ci-dessus ont utilisé des simplifications pour essayer de rendre les équations non linéaires assez simples pour produire des analyses algébriques utiles. Cependant, dans les nouvelles formulations puissantes, il n'y a pas de mérite particulier à simplifier les expressions et les relations déformation-déplacement non linéaires complètes peuvent être adoptées, telles que celles dérivées par exemple par Combescure[31] et Rotter et Jumikis[29] et exploitées dans leurs analyses, Teng et Rotter[32].

2.6 Types d'analyse des coques cylindriques selon l'Eurocode3

Le but d'analyse de flambement de la coque est de déterminer le flambement final ou la résistance d'une structure de coque dans des conditions spécifiques (conditions de chargement, conditions aux limites et propriétés des matériaux,... etc.). Plusieurs méthodes sont décrites dans l'EN 1993-1-6 [4] pour l'analyse du flambement de la coque. Le défi pour les ingénieurs et les chercheurs est de choisir la méthode la plus efficace et simple pour obtenir des résultats précis et raisonnables. Un résumé des différentes méthodes analyses est décrit ci-dessous.

▪ **Analyse linéaire (LA)**

Le traitement le plus simple de l'analyse du flambement de la coque est l'analyse des contraintes élastiques linéaires (LA), qui est basée sur l'hypothèse de la théorie des petits déplacements et matériau élastique pour des structures parfaites. Il peut être utilisé pour évaluer la résistance plastique R_{pl} . Les résultantes de contrainte de membrane évaluées doivent être utilisées pour l'estimation de R_{pl} . Cette méthode d'estimation de R_{pl} est

conservatrice, mais elle peut être très conservatrice lorsque les charges locales ou les caractéristiques géométriques conduisent à des contraintes (Schmidt et Rotter)[36].

▪ **Analyse de bifurcation linéaire (LBA)**

L'analyse de bifurcation linéaire (LBA) est une analyse de stabilité des petits déplacements qui suppose une géométrie parfaite, un comportement élastique linéaire du matériau et aucun changement de géométrie (théorie des petits déplacements) avant les déplacements infinitésimaux (Rotter, 2005a)[37]. Elle est basée sur les contraintes de l'analyse linéaire et fait partie de l'analyse (LA). Elle détermine avec précision la charge critique élastique R_{cr} , qui est une charge de référence importante pour toutes les analyses, car elle est requise dans la définition de l'élanement relatif des coques cylindriques. L'analyse (LBA) ne peut pas capturer le flambement instantané, et une attention doit être accordée au flambage par compression qui peut se produire.

▪ **Analyse non linéaire géométrique(GNA)**

Lorsque la non-linéarité géométrique peut affecter le comportement de flambement, une analyse non linéaire géométrique(GNA) doit être adoptée. Elle représente une analyse élastique de flambement des coques parfaites et les déformations de pré-flambement sont prises en compte utilisant la théorie des grands déplacements. Le flambement élastique par compression peut être détecté à l'aide de cette analyse. Pour la plupart des coques minces, la rupture est contrôlée par le flambement élastique et la plasticité affectant le comportement de flambement, alors l'analyse (GNA) peut souvent capturer une évaluation précise de la résistance d'une coque parfaite.

▪ **Analyse non linéaire matérielle(MNA)**

Une estimation précise de la résistance de référence plastique R_{pl} d'une coque parfaite est dite(MNA), avec l'hypothèse d'une théorie de la petite déviation et le modèle non linéaire de matériau. La résistance de référence en plasticité R_{pl} est nécessaire pour la définition de l'élanement relatif avec la charge critique élastique R_{cr} .

▪ **Analyse non linéaire géométrique et matérielle (GMNA)**

Considère l'effet de non-linéarité à la fois géométrique et matérielle sur le comportement au flambement d'une coque parfaite. Elle identifie la résistance au flambement élastique et plastique de la structure est parfaite. Si la structure n'est pas sensible aux imperfections ou si l'imperfection n'est pas à considérer dans certaines situations, cette analyse peut être adoptée.

▪ **Analyse non linéaire géométrique avec imperfections (GNIA)**

Lorsqu'une imperfection de la coque est introduite dans l'analyse non linéaire géométrie (GNA), l'analyse est appelée GNIA. Maintenant, il est bien connu que la résistance au flambage d'une coque cylindrique est très sensible aux imperfections, et pour la plupart des cylindres minces comme les réservoirs et les silos, la rupture est contrôlée par le flambage élastique, GNIA est donc un type d'analyse courant qui peut être applicable à de nombreux problèmes de flambement pour les coques cylindriques.

▪ Analyse non linéaire géométrique et matérielle avec des imperfections (GMNIA)

Lorsqu'une imperfection est introduite dans l'analyse non linéaire géométrique et matérielle (GMNA), l'analyse GMNIA est l'analyse la plus complète du flambement de la coque. Elle identifie la résistance au flambement élastique-plastique pour les structures imparfaites. GNIA et GMNIA soulignent l'influence des imperfections. La difficulté de ces deux analyses consiste à choisir un type d'imperfection approprié, en fonction du problème de flambement spécifique.

2.7 Théories des coques cylindriques raidies

L'utilisation de raidisseurs longitudinaux et circonférentiels est courante pour renforcer la résistance des coques cylindriques au voilement, au flambement et à d'autres déformations possibles. Les raidisseurs sont des éléments structurels qui sont ajoutés à la coque pour augmenter sa rigidité et sa capacité à supporter des charges externes.

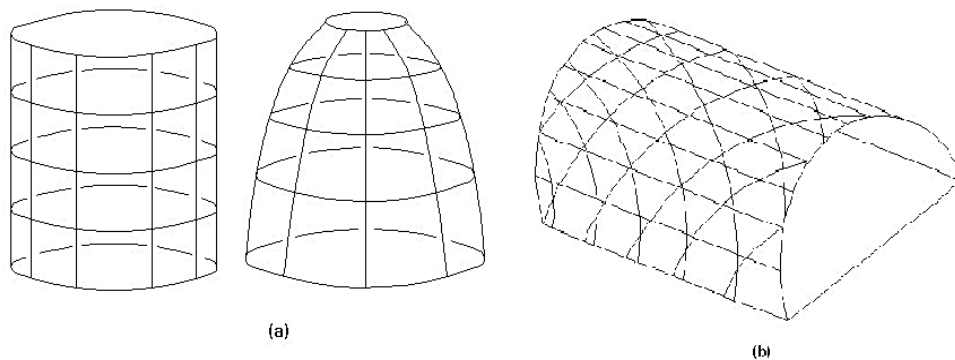


Figure 2-5: Raidissement des coques

Les raidisseurs longitudinaux sont des éléments qui sont disposés parallèlement à l'axe du cylindre, le long de sa longueur. Ils peuvent être des longerons ou des poutres longitudinales qui sont fixés à la paroi interne ou externe de la coque. Ces raidisseurs longitudinaux contribuent à réduire le flambement et le voilement de la coque en résistant aux charges de compression et de flexion.

Les raidisseurs circonférentiels, quant à eux, sont des éléments disposés perpendiculairement à l'axe du cylindre, c'est-à-dire autour de sa circonférence. Ils peuvent être des anneaux, des nervures ou des renforts en forme de croix qui sont fixés à la paroi interne ou externe de la coque. Les raidisseurs circonférentiels renforcent la résistance de la coque en résistant aux charges de compression et de torsion.

La taille, l'espacement et la position des raidisseurs sur la coque sont des facteurs importants qui influencent le comportement de la coque face aux instabilités. En général, un plus grand nombre de raidisseurs répartis de manière uniforme améliore la résistance de la coque. Cependant, une conception optimale des raidisseurs dépend des contraintes spécifiques de la structure et des charges auxquelles elle est soumise.

L'étude du comportement des coques raidies implique l'analyse de divers aspects tels que la liaison entre la coque et les raidisseurs, la disposition et la géométrie des raidisseurs,

ainsi que le transfert de charges entre les deux composants. Les chercheurs ont développé de nombreuses méthodes de calcul pour analyser ces aspects et améliorer la compréhension du flambement des coques raidies dans différentes configurations et formes.

Le couplage des coques avec les raidisseurs peut prendre plusieurs aspects en fonction de la configuration de la structure. L'un des aspects importants du couplage des coques avec les raidisseurs concerne la liaison entre ces deux composants. La façon dont les raidisseurs sont attachés à la coque peut avoir une influence significative sur le comportement global de la structure. Différentes méthodes de fixation peuvent être utilisées, comme des soudures, des rivets, des boulons ou des adhésifs. Chaque méthode de fixation a ses propres avantages et limitations, et le choix approprié dépendra des exigences spécifiques de la structure.

Un autre aspect important est la disposition et la géométrie des raidisseurs. Ils peuvent être disposés de différentes manières sur la coque, en fonction des charges attendues et des contraintes structurelles. Par exemple, les raidisseurs peuvent être placés longitudinalement le long de la coque pour augmenter sa résistance à la flexion, ou transversalement pour renforcer sa résistance à la torsion. La forme et la section transversale des raidisseurs peuvent également varier, allant des sections en T ou en I aux formes plus complexes, en fonction des exigences de conception.

L'interaction entre la coque et les raidisseurs peut également être étudiée en termes de transfert de charges. Lorsque des charges sont appliquées à la structure, elles sont transmises de la coque aux raidisseurs et vice versa. Comprendre comment ces charges sont distribuées et transférées entre les deux composants est essentiel pour évaluer le comportement global de la structure.

De nombreuses études ont été menées pour comprendre et analyser cette influence. Différentes approches et méthodes ont été utilisées pour étudier le comportement des coques raidies avec des raidisseurs de formes et de positions différentes. Ces études visent à améliorer la conception des coques raidies en optimisant la forme et la position des raidisseurs afin d'obtenir les meilleures performances structurelles possibles.

Il convient de noter que les recherches dans ce domaine sont continuellement en évolution, et de nouvelles techniques et méthodes d'analyse sont régulièrement développées pour approfondir notre compréhension du comportement des coques raidies.

2.8 Analyse de la stabilité des coques cylindriques raidies et non-raïdiées selon l'Eurocode3

Le flambage peut évoquer une rupture d'une structure à très grande déformation. Cependant, d'un point de vue scientifique et technique, les phénomènes de flambements se produisent généralement avant que les déformations ne soient très importantes, et la structure peut apparaître non déformée ou seulement légèrement déformée, Bushnell [23]. Le flambage des coques est un phénomène important en mécanique des structures, car le flambement conduit souvent à la défaillance des structures. C'est particulièrement important dans les structures de coques car il se produit souvent sans avertissement évident et peut avoir des effets catastrophiques, Calladine[24].

Les types de ruine des coques cylindriques sont multiples car la coque peut se rompre par flambement global, par flambement local ou par une combinaison des deux. Si les charges critiques propres aux deux premiers types de flambement diffèrent l'une de l'autre, il n'y a pas d'interaction et, bien sûr, le mode de ruine dominant est celui se rapportant à la plus faible des charges critiques. Si les deux phénomènes se produisent sensiblement à la même charge, l'interaction des deux types de flambement peut théoriquement causer une réduction considérable de la charge critique. Les modes de flambement s'interfèrent à cause des relations non linéaires gouvernant la phase post-critique et produisent une chute brutale de la résistance portante post-critique de la coque cylindrique, Rotter [10], Samuelson et Vandepitte [91].

Les courbes de capacité d'une structure décrivent la relation entre la résistance au flambement et l'élanement relatif λ . L'élanement relatif est défini en termes de résistance de référence limite plastique R_{pl} (théorie des petits déplacements avec analyse plastique non linéaire matérielle (MNA), produisant $R_{MNA} = R_{pl}$) et la résistance critique de l'élasticité linéaire R_{cr} (analyse de bifurcation linéaire (LBA), produisant $R_{LBA} = R_{cr}$).

2.8.1 Cas des coques cylindriques non-raïdiées

La contrainte ultime est donnée par ;

$$\sigma_u = \frac{\sigma_k}{\gamma_m} \qquad \gamma_m = 1,1 \qquad (2.12)$$

Où γ_m est un coefficient de sécurité.

L'équation (2-12) représente la formule gouvernante du voilement des coques cylindriques imparfaites. Cette solution est adoptée par l'Eurocode3 pour la vérification au voilement des coques cylindriques.

$$\sigma_k = \chi f_y \qquad (2.13)$$

Le facteur de réduction χ est présenté pour le calcul de résistance ultime et le paramètre sans dimension χ est défini comme

$$\chi = R_k / R_{pl} \qquad (2.14)$$

Où la résistance caractéristique R_k est déterminée par l'expérience ou à partir d'une analyse non linéaire géométrique et matérielle de la structure imparfaite (GMNIA, produisant $R_{GMNIA} = R_{pl}$).

La forme de la courbe de capacité EN 1993-1-6 (2007)[4], était conçue par Rotter(1999)[37] et est donnée par :

$$\left\{ \begin{array}{ll} \chi = 1 & \text{Lorsque } \lambda \leq \lambda_0 \end{array} \right. \quad (2.15)$$

$$\left\{ \begin{array}{ll} \chi = 1 - \beta \left[\frac{\lambda - \lambda_0}{\lambda_p - \lambda_0} \right]^\eta & \text{Lorsque } \lambda_0 < \lambda < \lambda_p \end{array} \right. \quad (2.16)$$

$$\left\{ \begin{array}{ll} \chi = \alpha / \lambda^2 & \text{Lorsque } \lambda_p < \lambda \end{array} \right. \quad (2.17)$$

Avec $\lambda_p = \sqrt{\alpha / (1 - \beta)} = \sqrt{2,5 \alpha}$ et $\lambda_0 = 0,2$

Cette relation entre résistance et élancement est contrôlée par les paramètres α , β , λ_0 et η , dont chacun décrit une caractéristique distincte du comportement.

α ; est le facteur de réduction décrit la perte de résistance due à la non-linéarité géométrique et à la sensibilité aux imperfections.

B ; est le facteur de domaine plastique.

λ_0 ; L'élancement relatif à la limite d'affaissement

λ_p ; L'élancement relatif à la limite plastique

λ ; L'élancement relatif est défini comme :

$$\lambda = \sqrt{R_{pl} / R_{cr}} = \sqrt{f_y / \sigma_{cr}} \quad (2.18)$$

$f_{u,k}$: est la limite élastique du matériau

σ_{cr} ; est la contrainte critique méridienne sous compression axiale constante donnée par l'expression suivante :

$$\sigma_{cr} = \frac{E}{\sqrt{3(1 - \nu^2)}} \left(\frac{t}{r} \right)$$

$$\sigma_{cr} = 0.605 \frac{Et}{r} \quad \text{pour } \nu = 0,3 \quad (2.19)$$

α ; est le coefficient de voilement lié à la compression axiale donné par l'expression:

$$\alpha = \frac{0.62}{1 + 1.91(\Delta w_k / t)^{1.44}} \quad (2.20)$$

$$\Delta w_k = \frac{1}{Q} \sqrt{\frac{r}{t}} \cdot t \quad (2.21)$$

Où; t est l'épaisseur, r est le rayon, Q est la qualité de fabrication de compression méridienne.

2.8.2 Cas des coques cylindriques raidies

La contrainte critique méridienne de résistance selon les normes est donnée par la relation suivante :

$$\sigma_u = \frac{\alpha \sigma_{cr,p}}{\gamma_m} \quad \gamma_m = 1,1 \quad (2.22)$$

Le coefficient de voilement α est de la forme suivante :

$$\begin{cases} \alpha = 0.65 & \text{si } \frac{A_s}{b_t} > 0.2 \\ \alpha = \alpha_0 & \text{si } \frac{A_s}{b_t} < 0.006 \text{ et } \frac{r}{t} < 60 \end{cases}$$

La contrainte critique élastique $\sigma_{cr,p}$ pour une coque cylindrique raidie est donnée par l'expression suivante :

$$\sigma_{cr,p} = \min \left[\frac{A_{33} + \frac{A_{12}A_{23} - A_{13}A_{22}}{A_{11}A_{22} - A_{12}^2} A_{13} + \frac{A_{12}A_{13} - A_{11}A_{23}}{A_{11}A_{22} - A_{12}^2} A_{23}}{\left(\frac{m\pi}{l}\right)^2 t_s} \right] \quad (2.23)$$

Où les quantités A_{11} à A_{33} sont définies comme suit :

$$A_{11} = E_\phi \left(\frac{m\pi}{l}\right)^2 + G_{\phi\theta} \left(\frac{n}{r}\right)^2$$

$$A_{22} = E_\phi \left(\frac{n}{r}\right)^2 + G_{x\theta} \left(\frac{m\pi}{l}\right)^2$$

$$A_{33} = D_\phi \left(\frac{m\pi}{l}\right)^4 + D_{\phi\theta} \left(\frac{m\pi}{l}\right)^2 \left(\frac{n}{r}\right)^2 + D_\theta \left(\frac{n}{r}\right)^4 + \frac{E_\theta}{r^2}$$

$$A_{12} = (E_{\phi\theta} + G_{\phi\theta}) \left(\frac{m\pi}{l}\right) \left(\frac{n}{r}\right); \quad A_{23} = \frac{E_\theta}{r} \left(\frac{n}{r}\right); \quad A_{13} = \frac{E_{\phi\theta}}{r} \left(\frac{m\pi}{l}\right) + C_\phi \left(\frac{m\pi}{l}\right)^3 \quad (2.24)$$

$$E_\phi = \frac{Et}{1 - \nu^2} \left(\frac{b_e}{b}\right) + \frac{EA_s}{b}; \quad E_{\phi\theta} = \frac{VEt}{1 - \nu^2}; \quad E_\theta = \frac{Et}{1 - \nu^2}$$

$$G_{x\theta} = G_{\phi\theta} = \frac{Gt}{2} \left(\frac{b_e}{b} + 1\right)$$

$$D_\phi = \frac{Et^3}{12(1 - \nu^2)} + \frac{b_e}{b} + \frac{EI_s}{b} + \frac{EA_s e_s^2}{b}$$

$$D_\theta = \frac{Et^3}{12(1 - \nu^2)}$$

Où:

A_s : Aire de la section transversale

b : Largeur du panneau cylindrique;

b_e : Largeur efficace du panneau cylindrique

EI_s : Rigidité à la flexion suivant l'axe parallèle à la paroi du cylindre

GC_s : Rigidité à la torsion

e_s : Distance entre la surface moyenne de la paroi et le centre de gravité du raidisseur (positive pour un raidisseur extérieur)

C_s : évalué par la formule propre aux sections ouvertes alors décomposées en \bar{n} éléments plans de paroi

$$C_s \cong \frac{1}{3} \sum_{i=1}^{\bar{n}} b_i t_i^3 \quad (2.25)$$

Les recommandations qui suivent s'appliquent lorsque

$$A_s < 2 \quad , \quad I_s < 15bt^3 \quad , \quad GC_s < \frac{10bt^3 E}{12(1 - \nu^2)} \quad (2.26)$$

t_s est l'épaisseur fictive donnée par la relation :

$$t_s = t + \frac{A_s}{b} \quad (2.27)$$

" n " et " m " sont respectivement le nombre d'ondes circonférentielles et longitudinales.

La formule simplifiée de la contrainte critique méridienne $\sigma_{cr,p}$, que peut supporter une coque cylindrique imparfaite est donnée par l'expression suivante :

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 EI_{sef}}{l^2(bt + A_s)} + \alpha_0 \varphi \frac{E}{\sqrt{3(1 - \nu^2)}} \left(\frac{t}{r} \right) \quad (2.28)$$

$\varphi = 1$, Dans le cas où le raidisseur est situé à l'intérieur de la coque

I_{sef} est la rigidité efficace (coque-raisseur), calculée en tenant compte d'une largeur participante " b_e " de la coque.

2.9 La stabilité des coques cylindriques selon les recommandations ECCSEDR5

La méthode proposée est valable pour les coques cylindriques qui satisfont $w = \nu = 0$ aux supports, c'est-à-dire ayant des déplacements tangentiels et radiaux empêchés, ainsi que pour des géométries qui n'excèdent pas les limites suivantes :

$$\frac{l}{r} \leq 0,95 \sqrt{\frac{r}{t}} \quad (2.29)$$

Cette limite est imposée pour écarter la possibilité qu'un flambement généralisé de poteau interagisse avec le voilement de coque.

La coque cylindrique doit également satisfaire aux tolérances d'imperfection. Elles doivent être vérifiées à tous les points de la surface de la coque, en utilisant soit une règle droite ou un gabarit circulaire, comme montré schématiquement sur la figure 2.6.

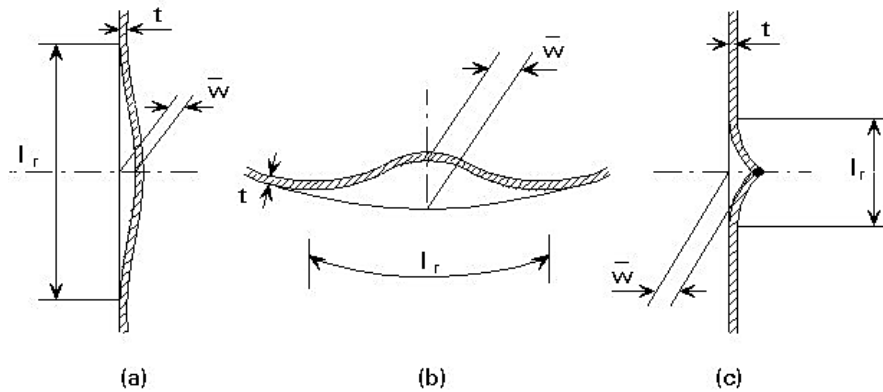


Figure 2-6: Imperfections [4]

l_r : Est la longueur de la règle ou du gabarit est liée à la taille des ondes de voilement potentielles [1]. L'imperfection admissible \bar{w} est donnée par :

$$\bar{w} = 0,01 l_r \tag{2.30}$$

Le critère de résistance des coques cylindriques sous compression axiale uniforme est donné par :

$$\sigma_d \leq \sigma_u \tag{2.31}$$

Où σ_d : la contrainte de compression axiale appliquée (Caractéristique de l'effet de charge)

σ_u : La contrainte de voilement (résistance caractéristique)

Ainsi, l'objectif est de déterminer la valeur de σ_u ou, de manière équivalente, la valeur du rapport $\frac{\sigma_{cr}}{f_y}$, où f_y la contrainte caractéristique de limite d'élasticité spécifiée.

La méthode proposée est schématiquement montrée à la figure 2.7 où σ_u/f_y est tracé en fonction d'un paramètre d'élancement λ .

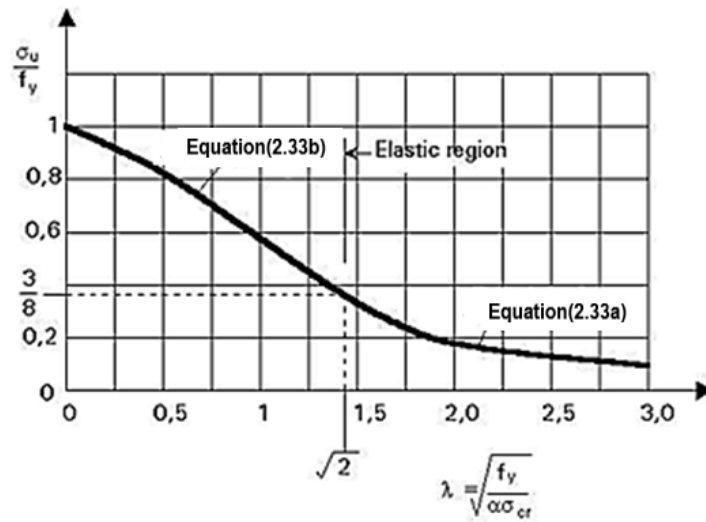


Figure 2-7: La courbe de paramètre d'élançement λ (région élastique)

Ce paramètre d'élançement λ est défini par :

$$\lambda = \sqrt{\frac{f_y}{\alpha \sigma_{cr}}} \tag{2.32}$$

Où σ_{cr} : est la contrainte critique élastique de voilement d'une coque cylindrique parfaite donnée par l'équation (1.1)

α : est le coefficient d'abattement qui introduit l'effet défavorable des imperfections, des contraintes résiduelles et la perturbation des extrémités. Comme le montre la figure 2.7, deux régions sont définies ;

La première, pour laquelle $\lambda \geq \sqrt{2}$ définit la région de voilement élastique, alors que la région pour laquelle $\lambda \leq \sqrt{2}$ définit la région de voilement plastique.

Pour $\lambda \geq \sqrt{2}$ ou, de la même façon, pour $\alpha \sigma_{cr} \leq 0,5 f_y$ (c'est-à-dire quand la contrainte de voilement de la coque imparfaite est inférieure à la moitié de la valeur caractéristique de la contrainte limite d'élasticité), il est admis que le voilement élastique gouverne et la courbe de calcul est alors donnée par :

$$\frac{\sigma_{cr}}{f_y} = \frac{1}{\gamma} \frac{1}{\lambda^2} \tag{2.33a}$$

Où $1/\gamma$: est un coefficient de sécurité supplémentaire introduit pour ce type de géométrie et de chargement pour tenir compte de l'extrême sensibilité aux imperfections.

Pour $\lambda \leq \sqrt{2}$ (soit $\alpha \sigma_{cr} > 0,5 f_y$), les non-linéarités de comportement du matériau jouent également un rôle (voilement plastique) et la courbe de calcul est alors donnée par :

$$\frac{\sigma_u}{f_y} = 1 - 0,4123 \lambda^{1,2} \tag{2.33b}$$

Le coefficient d'abattement α qui apparaît dans l'équation (2.32) a été déduit des comparaisons avec des résultats expérimentaux et est déterminé à partir des équations tracées à la figure 2.8.

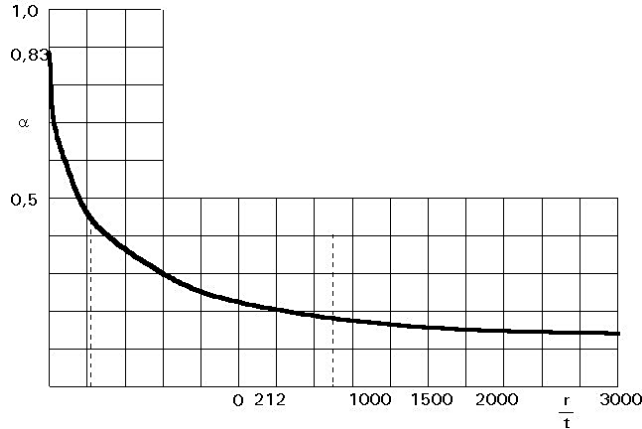


Figure 2-8: Représentation graphique du coefficient d'abattement en fonction d'élancement

Ces équations sont applicables si l'amplitude des imperfections partout sur la coque est inférieure ou égale à la valeur donnée par l'équation (2.30). Il est utile de noter la dépendance de α en fonction de l'élancement r/t du cylindre.

$$\alpha = \frac{0,83}{\sqrt{1 + 0,01 \frac{r}{t}}} \quad \text{Pour } \frac{r}{t} < 212 \quad (2.34a)$$

$$\alpha = \frac{0,70}{\sqrt{0,1 + 0,01 \frac{r}{t}}} \quad \text{Pour } \frac{r}{t} > 212 \quad (2.34b)$$

Des détails sur les bases de données expérimentales utilisées pour établir ces équations sont donnés en [7].

Il est également utile de noter à la figure 2.8 que le rapport σ_u/f_y est proche de l'unité pour les coques cylindriques épaisses (λ proche de 0) et que, de plus, il y a une transition douce du voilement élastique au voilement plastique lorsqu'on change de formule, comme on peut s'y attendre du point de vue physique.

Si l'amplitude maximale des imperfections de la coque cylindrique réelle est le double de la valeur donnée par l'équation (2.30), alors la valeur du coefficient d'abattement donnée par les équations (2.34a) et (2.34b) est divisée par deux. Lorsque $0,01 lr \leq w \leq 0,02lr$ une interpolation linéaire entre α et $\alpha/2$ donne le coefficient d'abattement requis.

Bien qu'une légère et pratiquement inévitable inégalité des supports de la coque cylindrique soit couverte par le coefficient d'abattement α , les forces de compression uniforme dans la coque cylindrique doivent être appliquées avec soin et les perturbations dues aux extrémités doivent être évitées au maximum. La méthode de calcul ne couvre pas

les coques cylindriques chargées sur une partie seulement de leur circonférence, comme par exemple une coque cylindrique reposant sur des nœuds supports.

Finalement, la procédure ci-dessus couvre le calcul du voilement des coques cylindriques satisfaisant la limite imposée par l'équation (2.29). Cependant, les coques cylindriques très courtes se ruinent par voilement de type plaque dépendant de la longueur de la coque cylindrique, plutôt que par voilement de coque. Dans ce cas, des bandes longitudinales de paroi du cylindre flambent comme des bandes d'une plaque large comprimée et ne présentent pas la sensibilité aux imperfections associées au comportement des coques. Dans ce cas, σ_u est donnée par :

$$\text{Pour } \sigma_{cr} \leq 0,5 f_y \text{ (voilement élastique)} \quad \sigma_u = \sigma_E \quad (2.35a)$$

$$\text{Pour } \sigma_{cr} \geq 0,5 f_y \text{ (voilement plastique)} \quad \sigma_u = f_y \left[1 - 0,25 \left(\frac{f_y}{\sigma_{cr}} \right) \right] \quad (2.35b)$$

Où σ_{cr} est la contrainte critique élastique de voilement d'un large plat de longueur l et d'épaisseur t donnée par :

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E t^2}{12(1 - \nu^2) l^2} \quad (2.36)$$

En général, pour chaque géométrie particulière, les deux équations (2.33) et (2.35) doivent être évaluées et la plus grande valeur est retenue pour σ_u . Cependant, l'équation (2.35) ne donne une valeur supérieure à celle de l'équation (2.33) que pour de coques cylindriques très courtes.

Il est très facile de déduire que pour le voilement élastique, en comparant l'équation (2.33a) et l'équation (2.33b), ceci est vrai lorsque

$$\frac{l}{r} < \frac{1,411}{\sqrt{\alpha}} \sqrt{\frac{t}{r}} \quad (2.37)$$

2.10 Sensibilité aux imperfections des coques cylindriques (élastique/plastique)

Il convient de noter que le flambage peut être influencé par d'autres facteurs tels que la présence de défauts dans la structure, le matériau utilisé, la géométrie de la structure, etc. Par conséquent, il est essentielle d'effectuer des calculs et des analyses appropriés pour déterminer la charge critique, c'est-à-dire la valeur du chargement à partir de laquelle le flambage devient significatif et doit être pris en compte dans la conception de la structure.

L'analyse de sensibilité aux imperfections des coques cylindriques est restée un domaine de recherche. Le grand écart entre la contrainte de flambement classique et la résistance au flambement expérimentale s'est d'abord révélé être causé par des imperfections géométriques dans la surface de la coque par Koiter[9]. Était le premier à développer la théorie asymptotique du comportement initial post-flambement de structures parfaites et

imparfaites. Le but ultime de toutes les analyses de sensibilité aux imperfections est de déterminer la capacité de charge maximale des structures imparfaites.

Koiter[9] a montré que la résistance au flambement des coques cylindriques comprimées axialement est très sensible aux imperfections géométriques initiales et à l'imperfection. La forme d'un mode propre de flambement de coque parfait serait très délétère. Ce concept a ensuite été largement accepté pendant longtemps. Une imperfection mineure pourrait avoir un effet disproportionné sur la résistance au flambement (Almroth)[39-40-41].

Suite aux travaux de Koiter, l'imperfection sous la forme du mode propre de flambement parfait de la coque a été considérée comme la forme d'imperfection et ce type d'imperfection semble provoquer la réduction la plus sérieuse de la résistance au flambement. De nombreux travaux de recherche ont examiné et développé la théorie de Koiter et de nombreuses applications de la théorie peuvent être trouvées dans l'analyse du flambement de la coque (Koiter[42]; Hutchinson et Koiter[43]; Tvergaard[44]; Singer [45]; Calladine, [24]; Yamaki[46]; etc).

Bien que l'imperfection de la soudure se soit avérée plus réaliste et pire que toute autre imperfection, la structure réelle peut avoir de nombreuses formes d'imperfection, qui ont naturellement une distribution quelque peu aléatoire en raison d'autres procédés de fabrication. Donc, en plus de l'imperfection du mode propre et de l'imperfection de soudure, d'autres recherches peuvent adopter de nombreux différents types d'imperfection pour différentes études, comme l'imperfection locale de la forme rectangulaire ou de l'anneau (Greiner[47]), la forme de l'imperfection du mode pré ou post flambage pour des cylindres parfaits (Esslinger et Geier[48]; Cai [49]; Song et al [50]; Guggenberger et al[51]; Doerich, [52]). Dû à la complexité et à l'incertitude de la forme d'imperfection, il est difficile de déterminer la forme d'imperfection la plus dangereuse et la plus pratique sous un état. Différents facteurs, tels que les conditions de chargement, les conditions aux limites et le comportement de flambement de la coque doivent être pris en compte pour déterminer la forme d'imperfection appropriée. Les contraintes résiduelles résultant du processus de soudage sont une autre forme d'imperfection bien qu'ils n'aient pas reçu beaucoup d'attention. Cependant, il est constaté que les contraintes résiduelles ont généralement un effet bénéfique sur la charge de rupture (Rotter[53]; Holst et al[54]; Pircher et Bridge, [55]). Ainsi les imperfections initiales contribuent à la perte majoritaire de la résistance au flambement en comparaison avec la résistance au flambement classique et jouent le rôle important dans les analyses de flambement des coques cylindriques. Plus de détails sur la façon de choisir de manière appropriée les formes d'imperfection et les amplitudes d'imperfection pour la conception peuvent être trouvés dans EN1993-1-6[4]

2.10.1 Sensibilité aux imperfections des coques cylindriques-élastique

L'analyse de sensibilité aux imperfections des coques cylindriques élastiques sous compression axiale a été largement étudiée. Koiter[9] a été le premier à identifier que l'imperfection sous la forme du mode de flambement parfait de la coque est très néfaste

pour la résistance au flambage. Il a formulé une théorie d'analyse des perturbations pour les coques cylindriques axialement comprimées qui révèlent une extrême sensibilité aux charges de flambage et aux imperfections géométriques initiales. Il a présenté une formule asymptotique pour la contrainte de flambement de bifurcation des coques cylindriques sous compression axiale avec des imperfections sinusoïdales d'amplitude sous forme de mode de flambement axisymétrique (Figure 2.6a) comme (Koiter)[42] :

$$\sigma_{cr} = \sigma_{cl} \left\{ 1 - \psi \left| \frac{\delta_0}{t} \right| \left[\left(1 + \frac{2t}{\psi \delta_0} \right)^{1/2} - 1 \right] \right\} \quad (2.38)$$

Où δ_0 est l'amplitude de l'imperfection et $\psi = 0.75\sqrt{3(1 - \nu^2)} \cong 1.239$

Rotter et Teng[67] ont utilisé l'imperfection de soudure plus pratiquement pertinente pour étudier la résistance au flambement d'une coque cylindrique sous compression axiale. Les deux différents types d'imperfections, y compris l'imperfection du mode propre et la soudure de type A, et les imperfections de la dépression ont été considérées. L'imperfection de type A est définie par (Rotter et Teng)[67]:

$$w_0 = w_0 e^{-(\pi x/\lambda)} \left(\cos \frac{\pi x}{\lambda} + k \sin \frac{\pi x}{\lambda} \right) \quad (2.39)$$

Dans laquelle x est la distance axiale du centre de soudure, λ est la longueur d'onde définie par :

$$\lambda = \frac{\pi}{[3(1 - \nu^2)]^{1/4}} \sqrt{rt} \cong 2.44\sqrt{rt} \quad (2.40)$$

Il est évident qu'une imperfection mineure a un effet disproportionné sur la résistance au flambement qui est affectée à la fois par la forme et l'amplitude de l'imperfection. Il semble que l'imperfection du mode propre ait un effet plus significatif sur la résistance au flambage que l'imperfection de soudure, ce qui n'est pas correct.

Les amplitudes des imperfections pour différents types d'imperfections sont décrites de différentes façons. L'imperfection du mode propre est axisymétrique autour de l'axe de géométrie parfaite, donc les déviations radiales maximales vers l'intérieur et vers l'extérieur normales à la surface sont égales. En revanche, la dépression de soudure a juste des déviations vers l'intérieur au centre de la soudure. L'amplitude des imperfections est la déviation maximale de l'imperfection à l'axe de la géométrie parfaite. Donc, si les mêmes valeurs d'amplitudes sont données pour ces deux imperfections, les écarts intérieurs des deux imperfections sont égaux. Mais l'imperfection du mode propre a également des écarts vers l'extérieur, conduisant à plus de réduction de la résistance au flambement.

2.10.2 Sensibilité aux imperfections des coques cylindriques-plastique

La plupart des littératures sur l'analyse de sensibilité aux imperfections des coques cylindriques sous compression axiale est axé sur la résistance au flambage élastique. Mais pour les coques épaisses, la flexion et le flambage peuvent se produire simultanément et peuvent tous deux affecter la charge de rupture.

Pour les coques minces, le flambage élastique par bifurcation se produit avant que la limite d'élasticité soit atteinte et le mode de déformation change à partir d'un pré-flambage axisymétrique à un mode de post-flambement non axisymétrique, appelé mode diamant qui affiche des ondes axiales et circonférentielles dans toute la structure (Tvergaard)[68-69]. Cependant, pour les coques épaisses, la limite d'élasticité est atteinte près des extrémités de la coque cylindrique avant que le flambage par bifurcation élastique se produise. Puis la déformation locale se développe aux deux extrémités sous forme de demi-ondes axiales vers l'extérieur.

Le facteur de réduction des imperfections peut être perçu comme des lignes verticales à des valeurs fixes de sensibilité aux imperfections α . Celles-ci sont suivies d'un changement brusque de direction lorsque la flexion commence à affecter la résistance au flambement, qui est liée au facteur du domaine plastique β . Au-delà de ce point, la forme de la courbe peut être exprimée par une interaction d'exposant η . Ces paramètres peuvent être étroitement représentés par (Rotter)[33].

$$\alpha = \frac{1}{1 + 2.2(\delta_0/t)^{0.8}} \quad (2.41)$$

$$\beta = 0.54\sqrt{\delta_0/t} \quad (2.42)$$

$$\eta = \frac{5.4}{1 + 4.6(\delta_0/t)} \quad (2.43)$$

2.11 Conclusion

Le comportement mécanique des coques cylindriques est assez complexe, surtout lorsque la coque cylindrique est soumise à des conditions de chargement asymétriques. Il est encore plus compliqué lorsque des non-linéarités géométriques et matérielles sont prises en compte. En conséquence, certains problèmes fondamentaux dans le domaine de l'analyse théorique du flambement de la coque peuvent être résolus avec précision.

Chapitre 3:

Synthèse des recherches éoliennes

3.1 Introduction

Un système aérogénérateur, communément appelé éolienne, est conçu pour convertir l'énergie cinétique du vent en énergie mécanique, puis en énergie électrique utilisable. Les éoliennes commerciales les plus courantes ont une disposition à axe horizontal, ce qui signifie que l'axe de rotation de la turbine est parallèle au sol. En revanche, les éoliennes à axe vertical ont un axe de rotation perpendiculaire au sol.

Les éoliennes de grande taille sont souvent installées individuellement, mais elles peuvent également être regroupées en parcs éoliens. Ces parcs éoliens sont constitués de dix éoliennes ou plus, et dans certains cas, ils peuvent comporter des centaines de turbines. Les parcs éoliens permettent de maximiser la production d'énergie éolienne en exploitant la force du vent dans une zone donnée. Ils sont généralement situés dans des endroits où les conditions éoliennes sont favorables, tels que les régions côtières ou les zones avec une topographie appropriée [92].



Figure 3-1 Tour éolienne

Les demandes croissantes en énergie propre ouvrent un nouveau champ de recherche dans le domaine des éoliennes. Les éoliennes de grande envergure avec des générateurs atteignant les 2 à 5 MW de puissance sont devenues courantes dans le secteur de l'énergie éolienne. Cependant, l'augmentation de la puissance des éoliennes pose des défis en ce qui concerne la conception et la construction de ces installations.

L'un des défis majeurs est lié à la taille des éoliennes. Comme il est mentionné, le diamètre des pales augmente avec la puissance de l'éolienne. Cela permet d'exploiter plus efficacement l'énergie du vent, mais cela implique également des contraintes techniques. Les pales plus grandes sont soumises à des forces aérodynamiques plus importantes, ce qui nécessite des matériaux et une conception adaptés pour assurer leur résistance et leur durabilité.

De plus, la hauteur des tours doit également être augmentée pour capturer des vents plus puissants et plus constants. Cependant, cela pose des problèmes de résistance de structures, en particulier lorsque l'on utilise des tours en acier. Les tours plus hautes sont soumises à des charges plus élevées, notamment dues aux forces du vent et au poids accru de la

nacelle et des pales. Cela peut entraîner des contraintes supplémentaires sur les matériaux et augmenter les coûts de construction.

La fondation du mât éolien est conçue spécifiquement pour supporter le poids de la structure et résister aux forces exercées par les vents. Elle est généralement en béton ou en acier, et sa construction nécessite une préparation minutieuse du site et des travaux de génie civil. Une fois la fondation en place, le mât est fixé à celle-ci à l'aide de boulons. La division du mât en plusieurs parties facilite son transport depuis le site de fabrication jusqu'au site d'installation. Les sections du mât sont généralement assemblées sur place à l'aide de raccords spéciaux et de boulons. Après l'assemblage, les boulons sont partiellement serrés pour permettre une certaine flexibilité et une adaptation aux contraintes auxquelles le mât est soumis.

En 2009, l'Union européenne a publié la feuille de route de l'énergie éolienne. L'objectif était que l'énergie éolienne représente 20% de l'énergie électrique produite en Europe en 2020. Cependant, la capacité éolienne n'a satisfait que 4,2% de la demande totale d'électricité de l'UE en 2008 [92]. Par conséquent, la construction d'éoliennes et les recherches inhérentes augmenteront rapidement au cours des prochaines décennies. Une éolienne est une machine qui convertit l'énergie éolienne en électricité.

Les parties principales d'une éolienne sont les pales, une nacelle, une tour et une base. Du point de vue structurel, la tour est la partie la plus importante. Elle supporte les pales et la nacelle. Elle est considérée comme une structure de coque cylindrique à paroi mince. Le comportement de la tour est comme une simple poutre en porte-à-faux avec un support fixe en bas. Les sections transversales circulaires ont été largement utilisées pour les tours tubulaires d'éoliennes.

3.2 Etat de l'art

L'objectif de l'utilisation de modèles numériques est de définir et de capturer la résistance ultime et les déformations des modèles étudiés. C'est un besoin important afin de réduire et d'éviter les essais et les erreurs dans les expériences. Des modèles numériques de la résistance des tours éoliennes ont été présentés par Tran et Veljkovic[93], tour en acier à haute résistance pour la turbine de vent (Histwin)Veljkovic et Heistermann[94], tour en acier à haute résistance pour éolienne (Histwin2)Veljkovic et Heistermann[95], prototype d'une tour d'éolienne en acier de 1 MW I. Lavassas[96], problèmes de conception de tours d'éoliennes Umut et Akbas[97], tours d'éoliennes en acier et en béton, Quilligan et Connor[98], optimisation d'une structure detour éolienne en acier pour, Uys et Farkas [99], tours d'éoliennes en acier de grande puissance, Perelmuter et Yurchenko [100], prototype de tour éolienne en acier, Bazeos et Hatzigeorgiou [101], optimisation de la conception structurelle des tours d'éoliennes, Negm et Maalawi [102], flambement de coques cylindriques de tour d'éoliennes avec découpe et raidisseurs sous flexion, Xu et Sun [103]. Plusieurs études expérimentales portant sur le comportement des tours ont été présentés dans les projets de recherche [94-95].

3.2.1 Tour éolienne tubulaire en acier

Plusieurs normes et directives ont été préparées pour les structures de tours éoliennes au cours des dernières décennies. Dans le manuel de l'énergie éolienne, Burton et Jenkins [104], l'histoire des normes nationales et internationales a débuté dans les années 80. La première certification a été publiée par Germanischer Lloyd. En 1988, La Commission International de l'électrotechnique (CEI) a jeté les bases d'une coopération internationale des normes pour l'éolienne. Les principales normes de soutien structurel et les conceptions sont illustrées dans la CEI 61400-1: Sécurité et conception des éoliennes; CEI61400-2: Sécurité des petites éoliennes; CEI 61400-3: Exigences de conception pour les éoliennes offshore. Aujourd'hui, les normes internationales CEI sont largement utilisées pour les conceptions d'éoliennes. Cependant, il existe certains codes nationaux et des directives encore utilisées, telles que Germanischer Lloyd (GL), DetNorske Veritas (DNV), norme danoise DS 472, directives allemandes DIBt et DIN standard [92-104]. Il existe également plusieurs Eurocodes qui peuvent être utilisés pour la conception des tours éoliennes telles que, règles générales EN 1993-1-1 [105], élément formé à froid EN 1993-1-3 [106], éléments des structures plaques EN 1993-1-5 [107], structures de coque EN 1993-1-6 [4], joints EN 1993- 1-8 [108] et fatigue de conception EN 1993-1-9 [109], mâts et cheminées EN 1993-3-2 [110].

Afin d'augmenter la puissance électrique de sortie, les éoliennes peuvent soit augmenter le diamètre du rotor ou les prévoir dans des sites avec des vitesses de vent élevées. Au cours des dernières décennies, les diamètres des pales sont passés de moins de 30 m à plus de 100 m, Burton et Jenkins [104]. La hauteur des éoliennes a augmenté en conséquence. La tour tubulaire est une structure efficace pour transférer une poussée horizontale du rotor agissant dans toutes les directions jusqu'à la fondation. Par conséquent, il a été largement utilisé pour les éoliennes terrestre et offshore. Le diamètre et l'épaisseur des parois d'une tour tubulaire en augmentent de haut en bas.

La plupart des tours d'éoliennes sont fabriquées en acier. En raison de ses avantages lors de la fabrication, du transport et du montage. Les matériaux en acier utilisés pour les tours doivent répondre aux exigences de sécurité et de fiabilités structurelles, par exemple la résistance, l'érection et l'environnement. Les nuances d'acier S235 et S355 sont largement utilisées pour les tours tubulaires.

La résistance des matériaux en acier est divisée pour l'éolien offshore en trois classes différentes. Les matériaux en acier avec une limite d'élasticité de 285MPa sont classés comme résistance normale. Si la résistance des matériaux en acier varie entre 285 et 380MPa, ces matériaux sont associés à une résistance de classe plus élevée. Pour les limites d'élasticité supérieures à 380MPa, les matériaux sont de haute résistance. Les normes EN10025 sont recommandées pour les éoliennes terrestres.

La tour éolienne en acier à haute résistance S650 a été étudiée dans les projets de recherche de HISTWIN [94] et HISTWIN2 [95]. Dans ces projets, un certain nombre de tests de découpes d'ouvertures du mât éolien a été réalisé. Les effets de l'épaisseur et du

formage à froid sur les propriétés de l'acier S650 ont également été présentés dans ces projets de recherche.

Les éoliennes sont soumises à des charges et des cas de charges spécifiques. Selon le manuel de l'énergie de vent, Burton et Jenkins [104], les sources de ces charges sont divisées en quatre catégories: charge aérodynamique, charge gravitationnelle, charges inertielles et charges opérationnelles. Les charges ultimes et les charges de fatigue sont également mentionnées. Les charges ultimes sont prises en compte dans des conditions de vent extrême survenant dans un retour de 50 ans de période. Les charges de fatigue sont prises en compte durant une période de 20 ans. Dans un document de référence, Umut et Akbas [97], les charges sont considérées en quatre catégories: charges dynamiques, charges statiques, charges de fatigue et première et deuxième fréquences de flexion naturelle.

En 2002, Bazeos et Hatzigeorgiou [101] ont publié le premier modèle numérique d'un prototype de tour éolienne de 450kW en acier. La hauteur de la tour est de 37m. Les diamètres du tour en haut et en bas sont 1,80m et 2,80m respectivement. Les épaisseurs varient de 16mm à la base à 10mm au sommet. Le matériau utilisé étant acier de limite d'élasticité de 360MPa. Des charges ont été prises en compte telles que les charges aérodynamiques dans des conditions opérationnelles et des conditions de survie; et les charges statiques dues à la gravité. La découpe de porte de la tour a également été envisagée dans le modèle numérique. La répartition des contraintes et le déplacement de la tour ont été présentés dans cet article.

En 2003, Lavassas et Nikolaidis[96] ont été présentés une nouvelle tentative de modélisation d'un prototype de tour éolienne de 1MW en acier. La géométrie de la structure de la tour éolienne en acier du mont Kalogerovouni en Grèce a été prise en considération (figure 3.2).

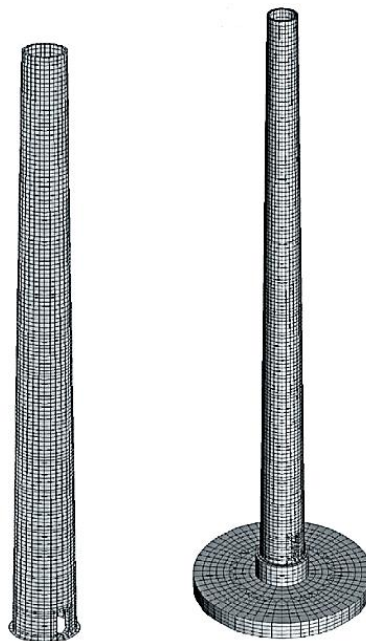


Figure 3-2: Configuration structurelle de modèle éléments finis [96].

Le logiciel d'éléments finis Strand7 a été utilisé pour la simulation. Tout d'abord, le modèle d'éléments finis de la tour a été créé pour l'analyse élastique linéaire. Deuxièmement, le modèle d'éléments finis de la tour et la fondation a été réalisé pour des algorithmes non linéaires. Les combinaisons des chargements selon les Eurocodes ont été envisagées. L'analyse des structures a été réalisée selon l'état limite plastique, l'état limite de flambage, l'état limite de fatigue et de l'état limite de service. La répartition des contraintes et la fondation de la tour a été décrite.

En 2007, Uys et al [99] ont créé des modèles afin d'optimiser la conception d'une tour légèrement conique d'une hauteur de 45 m. D'après les conditions de la tour éolienne en acier de 1MW en Grèce, Le but de l'optimisation est de minimiser le coût y compris les matériaux et les coûts de fabrication. Les coûts de fabrication incluent travaux de formage, découpe, assemblage et soudage. Le résultat du document montre que le coût minimum est atteint lorsque le nombre de raidisseurs annulaires est minimum.

En 2008, Xu et Sun [103] ont été présenté une analyse de structure d'un modèle de tour d'éolienne de 600 kW, Le logiciel Ansys a été utilisé pour modéliser cette tour. Le modèle utilise des conditions aux limites fixe en bas et libres au sommet. Des modèles avec et sans découpe ont été examinés dans cet article. Des éléments de coque et de plaque ont été utilisés. Des charges de vent de 25m/s et 70m/s ont été appliquées sur le modèle. Les distributions de déplacement et de contrainte de Von Mises dans la tour ont été présentées dans la partie analyse statique. Les valeurs propres de la tour sous diverses conditions ont été décrites dans la partie analyse dynamique.

En 2011, Baniotopoulos et Borri.[92] a étudié le prototype d'une éolienne de 1MW avec une tour en acier en Laconie, Grèce. Sa hauteur est de 44 m, le diamètre à la base est de 3m et le diamètre au sommet de la tour est de 2m. Les épaisseurs de paroi de la tour varient de 18mm en bas à 10mm en haut. Les géométries d'un prototype de tour tubulaire sont également présentées dans des génies éoliens et conception de structures éoliennes. La hauteur du prototype de la tour tubulaire mesure 76,15m. Les diamètres à la base et au sommet sont 4,30m et 3m respectivement. L'épaisseur des parois de la tour varie de 30mm à la base à 12mm au sommet. Les considérations principales dans la conception des structures de support pour les tours éoliennes doivent satisfaire la fonctionnalité et la facilité d'entretien pendant la durée de vie. Dans le sujet sur la conception des tours d'éoliennes en acier, la tour tubulaire d'éolienne en acier est considérée comme une simple poutre en porte-à-faux fixée à la base (figure 3.3).

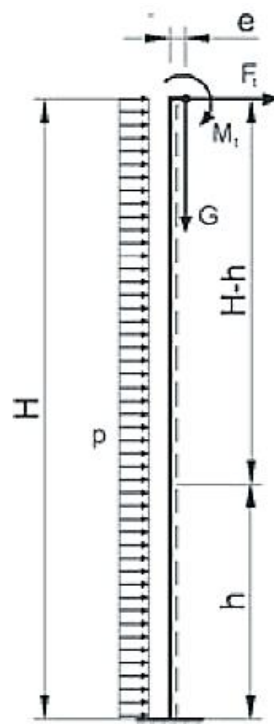


Figure 3-3: Modèle structurel simplifié [92].

Le calcul manuel de la poutre cantilever avec certaines charges a été présenté dans cette étude. Cependant, l'auteur a reconnu qu'il est difficile de calculer la déformation manuellement. Avec le développement de meilleurs outils (logiciels) pour des analyses par éléments finis au cours des dernières décennies, les modèles numériques ont été largement utilisés pour les tours éoliennes.

En 2012, Lee et Bang [111] ont publié la prévision de la charge de flambement latéral pour la tour d'éolienne. Dans cet article, l'accident d'une éolienne de 600 kW à JeJu, en Corée a été utilisé comme le cas d'étude. Des analyses du modèle numérique de la tour ont été conduites par rapport au mode de rupture réel observé sur le site de l'accident. Des éléments de coque ont été utilisés pour le modèle numérique. Les résultats du modèle numérique et les analyses ont décrit de manière identique le comportement de flambement de la tour éolienne.

En 2012, Dimopoulos et Gantes [112] ont présenté les résultats d'une étude expérimentale et numérique sur le flambement d'une tour d'éolienne. Cette étude se concentre sur le comportement au flambement de la tour éolienne avec découpe et raidissement sous flexion. Six spécimens ont été considérés dans l'étude. Les échantillons testés ont été constitués de trois tronçons. Les tronçons 1 et 3 ont été utilisés pour tous les tests. Le tronçon 2 a été remplacée pour chaque essai par 6 échantillons : deux sans découpe, deux avec découpe et deux avec découpes renforcées, (figure 3.4).

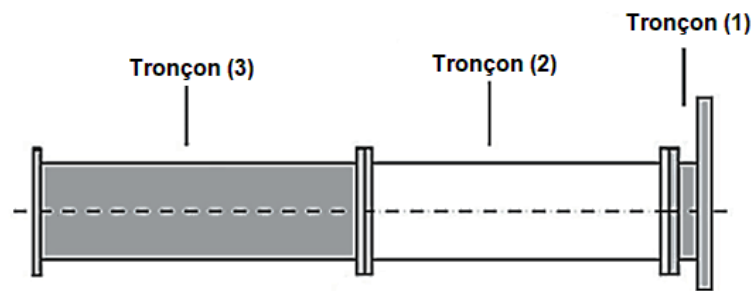


Figure 3-4: Tronçons fondamentaux de l'éprouvette [112].

Des modèles numériques avec et sans découpe ont été créés. La comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux est présentée dans la figure 3.5.

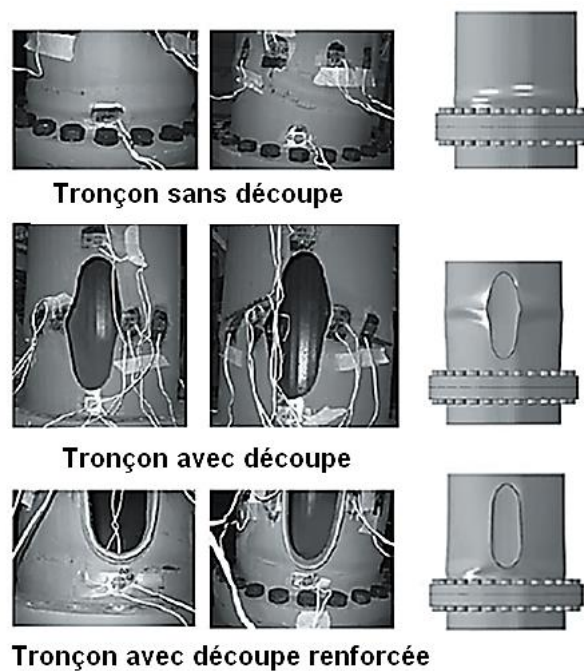


Figure 3-5: Modes expérimentaux et numériques (post-critique)[112]

En 2013, Tran et Veljkovic[93] ont été publié dans cet article un document portant sur la découpe des portes des tours d'éoliennes, des modèles numériques de la partie inférieure d'une tour d'éolienne sont considérés. Modèles sans découpe, avec découpe et découpe avec raidisseur ont été envisagés, (figure 3.6). Les matériaux en acier utilisés sont S355, S500 et S650. Les résultats d'optimisation des découpes et des raidisseurs ont été présentés. Les comparaisons entre les applications des matériaux en acier à haute résistance ont également été décrites dans cet article.

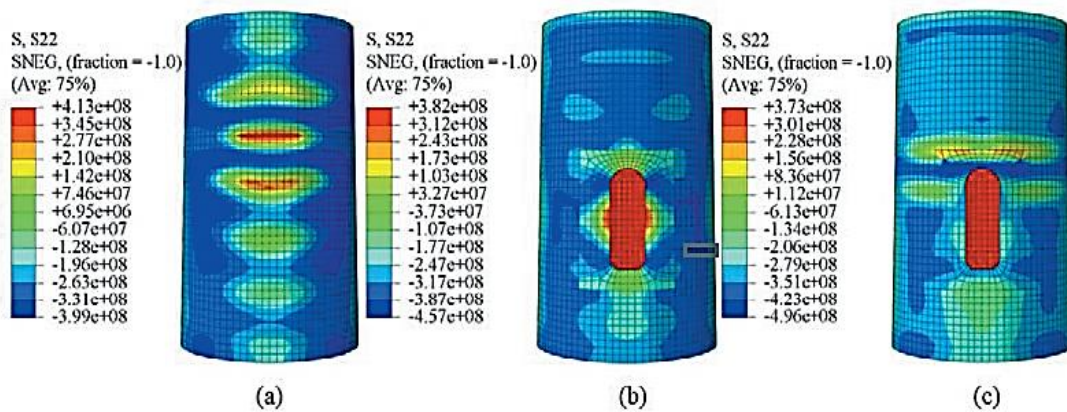


Figure 3-6: Distribution de la contrainte normale à la charge ultime:
 (a) modèle sans découpe de porte, (b) modèle de découpe de porte,
 (c) modèle de découpe de porte avec raidisseur [93].

En 2014, Tran Anh Tuan [113] a présenté les résultats d'enquêtes expérimentales et numériques sur le comportement des composants de la tour tubulaire en acier constitués de sections transversales circulaires et polygonales se concentrant sur la résistance de la découpe de porte.

Un programme expérimental était prévu pour étudier le matériau et les imperfections géométriques initiales des échantillons à l'échelle réduite. L'étude des propriétés matérielles de base des échantillons à échelle réduite a été réalisée en utilisant des échantillons de coupons coupés des échantillons à échelle réduite. Les influences du formage à froid sur les propriétés du matériau ont également été étudiées en utilisant des coupons spécimens avec différents angles formés à froid. Un laser à balayage 3D a été utilisé pour déterminer l'imperfection géométrique initiale des spécimens à l'échelle réduite. Les données mesurées ont été analysées par les logiciels Matlab et GomInspect. Les résultats de ces expériences ont été utilisés comme données d'entrée pour les modèles numériques. Des expériences sur des spécimens à petite échelle de la tour tubulaire avec des sections transversales polygonales et circulaires ont été réalisées afin d'étudier la résistance structurelle.

Le programme d'éléments finis Abaqus a été utilisé pour simuler les échantillons testés afin de comparer leurs résultats aux expériences. Des analyses de géométrie élastique, non linéaire et de matériaux non linéaires ont été effectuées afin d'étudier la résistance ultime des échantillons à échelle réduite. Une comparaison des résistances des sections transversales circulaires et polygonales avec l'Eurocode 3 a été réalisée.

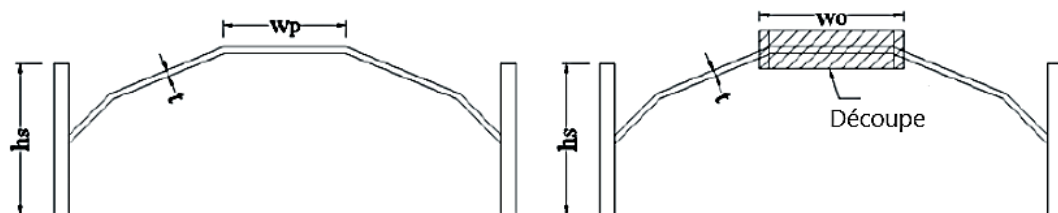


Figure 3-7: échantillon polygonal sans et avec découpe [113]

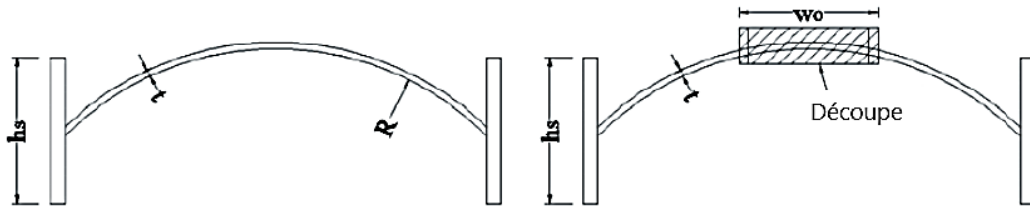


Figure 3-8: échantillon circulaire sans et avec découpe [113]

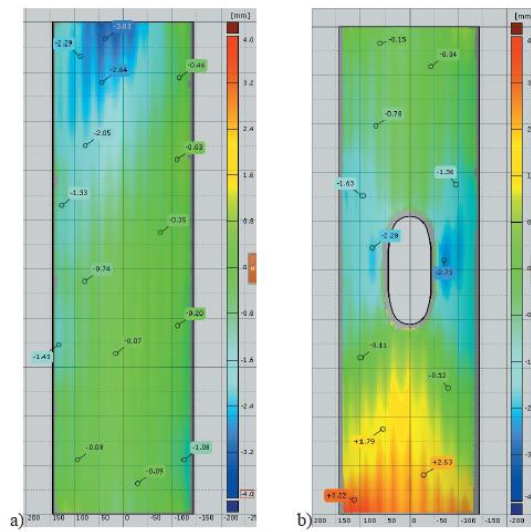


Figure 3-9: Imperfection géométrique du balayage laser: a) échantillon circulaire sans découpe; b) échantillon circulaire avec découpe [113]

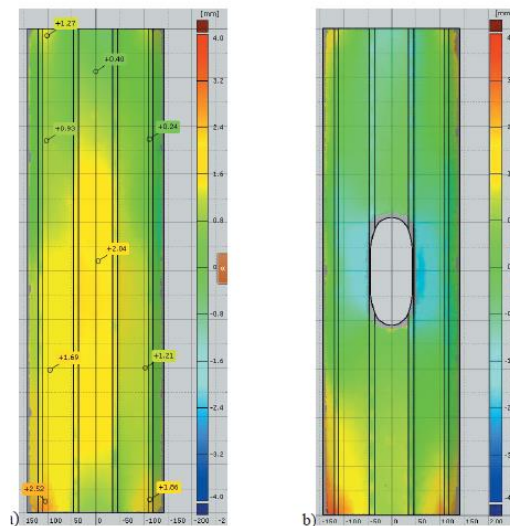


Figure 3-10: Imperfection géométrique du balayage laser: a) échantillon polygonal sans découpe; b) échantillon polygonal avec découpe.[113]

Les résultats présentés dans cette thèse affirment que les découpes influençaient considérablement la résistance des échantillons polygonaux et circulaires. Les résistances des échantillons de section transversale polygonale sont plus élevées que celles des échantillons de section transversale circulaire. Le rapport entre les résistances moyennes des échantillons de section transversale polygonale et circulaire pour la plaque de 4 mm d'épaisseur est de 1,07. Cette valeur est légèrement réduite à 1,02 pour l'épaisseur de plaque de 6mm.

3.3 Revue des imperfections géométriques

En 1972, Babcock a conclu que le problème le plus important auquel est confronté l'expérimentaliste est l'influence des imperfections initiales sur les charges de flambement obtenus expérimentalement par Singer et Abramovich [114]. Les tours éoliennes sont particulièrement sensibles à l'imperfection géométrique et à l'amplitude. Dans le manuel de l'énergie, Burton et Jenkins [104], ont précisé que les imperfections réduisaient considérablement la résistance à la compression des tours. Des définitions et des recommandations des imperfections ont été fournies dans l'EN 1993-3-2 [110]. Dans cette norme, les imperfections locales des membranes ont été mentionnées, et dans laquelle les imperfections locales de la coque structurelle fait référence à la résistance et à la stabilité des structures des coques.

Dans l'EN 1993-1-6 [4], les imperfections géométriques dépendent de la qualité de fabrication du produit. Il existe trois classes de qualité de fabrication du produit: classe A (excellente), classe B (moyenne) et classe C (normale). Les types principaux d'imperfection sont la tolérance d'ovalisation, les tolérances de fossette et les imperfections d'excentricité accidentelles, dans lesquels, le taux des tolérances sont déterminées par les valeurs maximales, minimales et nominales de diamètre intérieur. Les tolérances de fossette sont mesurées par une jauge de mesure de fossette dans les directions méridionales et circonférentielles. Les imperfections d'excentricité accidentelle dépendent des joints entre les parties de la tour.

En 1995, J. Singer et H. Abramovich [114] ont été résumés le développement des techniques de mesure des imperfections des coques.

En 1999, Bernard et Coleman [56] ont été présentés les résultats de l'étude des méthodes de mesure des imperfections géométriques dans des panneaux à parois minces. Dans cette enquête, les trois méthodes: photogrammétrie rapprochée à l'aide d'une caméra CRC1, mise à niveau optique à l'aide d'un niveau automatique Wild NA2 et micromètre à plaque parallèle GPM3 et à l'aide d'une machine de mesure de coordonnées (CMM) Leitz PMM 866 ont été utilisés pour la mesure. Parmi ces méthodes, la méthode de nivellement optique était plus économique, plus facile à exécuter et moins exigeante en compétences que les autres.

En 2003, Pircher et Wheeler[57-115], ont été publiées des tentatives de mesure des imperfections des coques cylindriques à parois minces et des tubes en acier à paroi mince. Un cadre a été mis en place afin de garder et faire pivoter les spécimens, (figure 3.11).

L'axe de rotation était parallèle à l'axe des échantillons. Un chariot LVDT a également été installé pour mesurer les imperfections. Des cartes 3D d'imperfection d'un échantillon de tube ont été analysées et créées, (figure 3.12).

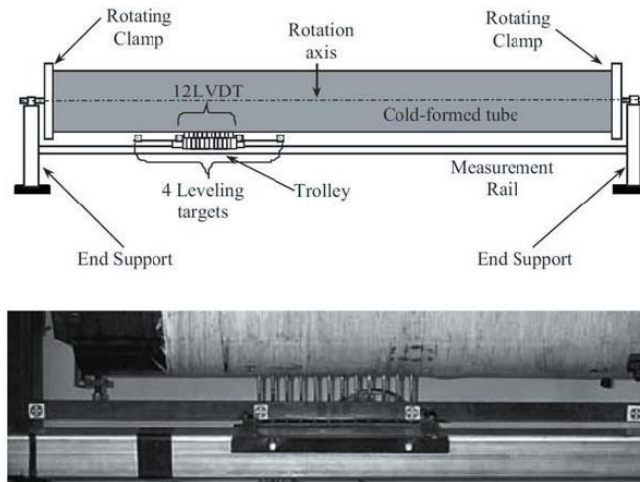


Figure 3-11: Configuration de test [57].

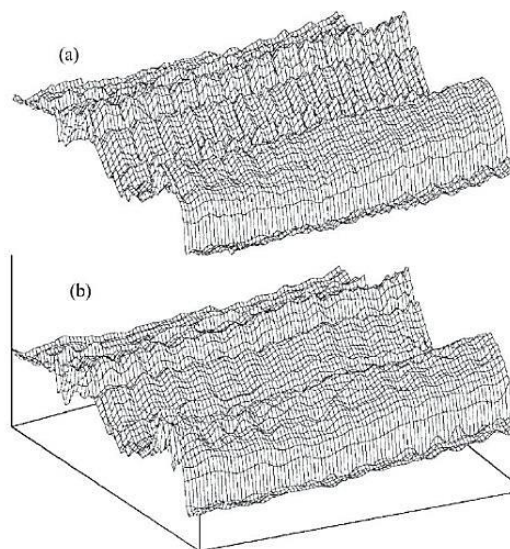


Figure 3-12: (a) Cartes de mesure d'imperfection d'un tube et (b) après validation croisée [57].

En 2014, Tran et Veljkovic[116] ont été publiées les influences des imperfections géométriques sur les analyses des tours tubulaires avec découpe en acier. Dans cet article, les imperfections géométriques d'échantillons polygonaux et circulaires avec et sans découpe ont été mesurées par scanner laser 3D. Cette méthode peut éviter les influences des contacts entre appareils de mesure et surface des échantillons. Les influences géométriques et les imperfections des analyses non linéaires ont été présentées dans cet article.

Chapitre 4:

Méthodologies numériques

4.1 Introduction

L'utilisation du calcul par éléments finis constitue un outil performant pour l'étude de la stabilité des coques cylindriques. Il permet en particulier de prendre en compte les non-linéarités géométriques et matérielles, contrairement à une approche purement analytique. Cette approche numérique vise à développer un nouveau modèle capable de simuler de manière précise le comportement de la structure réelle. De plus, elle offre la flexibilité d'utiliser un outil prédictif pour différentes configurations de renforcement de la découpe de porte, telles que différentes géométries de structures ou l'ajout de raidisseurs. L'objectif est d'obtenir une interpolation optimale du comportement au flambage en utilisant des modèles simples validés, ce qui faciliterait le dimensionnement des structures de renforcement.

L'analyse numérique a été réalisée pour simuler les expériences. Les propriétés des matériaux et les imperfections géométriques ont été utilisées comme données d'entrée pour cette analyse numérique. Cette approche de conception permet d'effectuer rapidement et à moindre coût des cycles de conception en utilisant des modèles créés dans le logiciel Abaqus.

4.2 Validation de la géométrie de la coque cylindrique

Typiquement, ces évaluations nécessitent des tests physiques pour leur vérification. Les auteurs participent à des recherches en cours sur les méthodes analytiques et expérimentales visant à évaluer la force de flambage locale et la réponse post-flambage à la flexion dans les tours éoliennes. Les résultats d'analyse présentés par Dimopoulos et Gantes [112] soutiennent certaines hypothèses concernant la relation charge-déplacement d'une coque cylindrique. Trois modèles ont été examinés : un bloc de coque cylindrique sans découpe, un bloc de coque cylindrique avec découpe, et un bloc de coque cylindrique avec une découpe renforcée par des raidisseurs. Ces modèles ont été soumis à une charge de flexion.

Dimopoulos et Gantes [120] ont été présenté dans cette étude une analyse numérique de la stabilité des coques cylindriques en porte-à-faux avec une découpe de porte située en bas. Ce travail se concentre sur le rapport d'élançement de la coque cylindrique, qui reflète les caractéristiques géométriques principales des tours éoliennes. Les spécimens étudiés peuvent être classés comme des coques cylindriques d'élançement moyen, principalement affectées par des effets élastiques, plastiques et des imperfections géométriques.

Les courbes de charge-déplacement ainsi que les mesures de contraintes, que nous comparons aux prédictions numériques obtenues par des éléments finis. Nous prenons en compte à la fois les effets de la non-linéarité géométrique. Une concordance satisfaisante entre les résultats numériques et expérimentaux a été observée en termes de courbes charge-déplacement. En raison de l'influence de la forme et de la taille des imperfections géométriques, nous constatons que les raidisseurs compensent la perte de résistance due à la présence de la découpe de porte.

Les résultats expérimentaux en flexion pure de Dimopoulos et Gantes [120] ont été utilisés pour valider les techniques de modélisation par éléments finis développées dans cette étude. Ces résultats confirment l'efficacité de la technique des éléments finis développée pour simuler la résistance ultime de la tour éolienne en flexion.

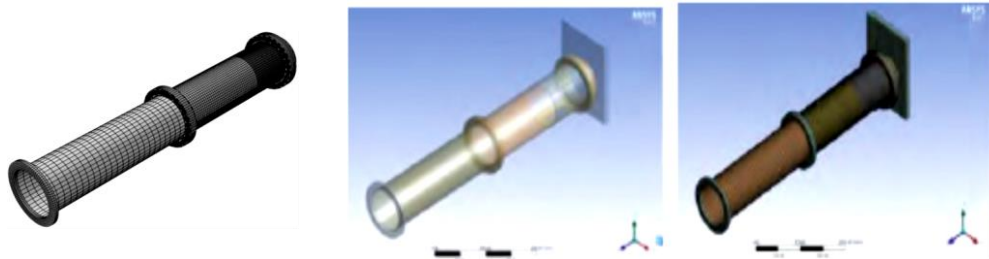


Figure 4-1: Géométrie et maillage des modèles de validation [120]

Dans cette étude de validation, on se réfère à les modèles déjà traités par Dimopoulos et Gantes [120]. Il s'agit des trois coques cylindriques avec une géométrie globale identique ont été étudiées. La première coque ne présentait aucune découpe, tandis que la deuxième coque comportait une découpe non raidie près de sa base. Quant à la dernière coque, sa découpe était renforcée par des raidisseurs. Les différentes parties des échantillons sont illustrées dans la figure 4-1. Chaque spécimen se composait de trois parties. Un déplacement transversal imposé a été appliqué à travers la cellule de pesée, fixée à l'extrémité de la bride de cette pièce. Les résultats de l'étude numérique de validation sont présentés dans la figure 4-2, ces courbes de force-déplacement montrent une bonne concordance entre nos résultats et les résultats de Dimopoulos et Gantes.

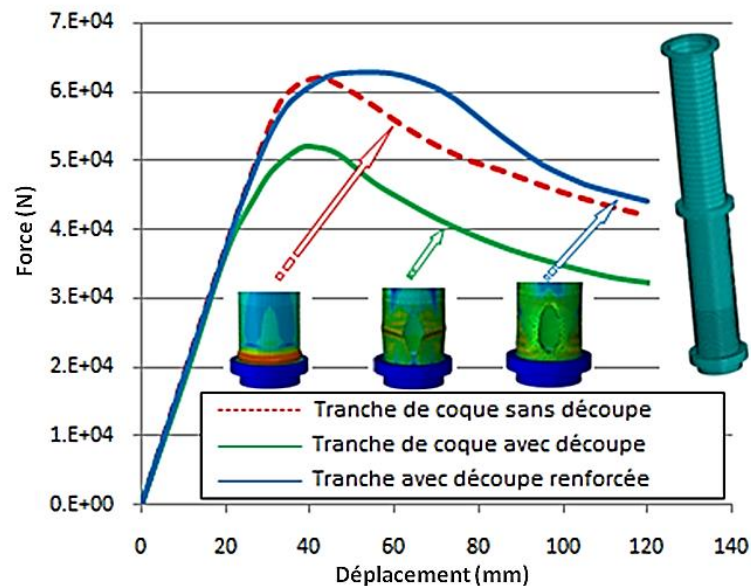


Figure 4-2: Courbes et géométries de différents modèles de validation

4.3 Les méthodes d'analyses le flambement des coques cylindriques

Dans cette thèse, certains problèmes pratiques difficiles du flambement des coques dans la conception des mâts éoliens ont été étudiés à l'aide d'Abaqus. La puissante formulation géométrique non linéaire d'Abaqus donne l'assurance que les résultats seront exacts et fiables. Pour l'analyse linéaire, la méthode de Buckle pour l'extraction des valeurs propres a été utilisée pour extraire la valeur propre la plus petite en tant que charge de flambement élastique linéaire. Dans les problèmes non-linéaires, la méthode de Riks modifiée [121] a été utilisée. Le processus de l'analyse était contrôlé par le contrôle automatique incrémental, qui était fourni pour toutes les procédures d'analyse pertinentes. L'Abaqus standard automatiquement sélectionne les tolérances de convergence et les incréments requis pour chaque étape.

4.4 Modélisation par la méthode des éléments finis

La méthode des éléments finis demeure incontestablement l'approche la plus largement utilisée de nos jours. En recourant aux modèles basés sur les éléments finis, il est possible de résoudre la grande majorité des problèmes mécaniques. Cela englobe la détermination des caractéristiques statiques des structures, leur comportement dynamique dans son ensemble, allant de l'analyse modale à l'analyse transitoire, ainsi que les problèmes liés à la dynamique et à l'élasto-plasticité, quelle que soit la nature du comportement des matériaux considérés, qu'il soit linéaire ou non linéaire.

4.4.1 La méthode des éléments finis

En raison du comportement mécanique complexe des structures de coque, il est assez difficile d'obtenir des solutions analytiques pour de nombreux problèmes pratiques de flambement. Heureusement, la capacité de calcul de l'ordinateur se développe rapidement de nos jours. De nombreux problèmes complexes qui ne pourraient pas être résolus théoriquement pourraient être résolus sur la base d'une analyse computationnelle. La méthode des éléments finis a été proposée pour la première fois par Courant [122] puis développée par de nombreux chercheurs (Clough [123]; Zienkiewicz et Taylor [124]; Martin et Carey [125]; Bathe [126]; Hughes [127];... etc).

La méthode des éléments finis est une méthode utilisant certaines techniques numériques, comme une méthode d'intégration, méthode Rayleigh-Ritz ou méthode Galerkin, pour trouver les solutions des équations aux dérivées partielles (PDE) ainsi que des équations intégrales. Le logiciel éléments finis Abaqus (2012)[128] est un outil puissant pour effectuer les prédictions numériques pour de nombreux types d'analyse en génie civil. Les formulations théoriques d'Abaqus sont basées sur la méthode des éléments finis. Il s'agit d'un élément fini commercial à usage général complet produit d'analyse. Cependant, avant d'utiliser Abaqus pour concevoir un calcul approché, les ingénieurs et les chercheurs doivent bien comprendre le comportement mécanique de la structure pour leurs problèmes, aussi les aspects importants de l'analyse par éléments finis, tels que le maillage, les éléments, les conditions aux limites et la méthode d'analyse

doivent être bien maîtrisés et correctement appliqués pour obtenir des résultats fiables quant à la conception technique.

4.5 Méthodologie de calcul

4.5.1 Analyse linéaire (BUCKLE)

La première étape du calcul numérique consiste à effectuer une simulation d'analyse linéaire et à déterminer les premiers modes propres. Pour cela, nous utilisons l'analyse linéaire BUCKLE sur la structure parfaite. Son utilisation est simple : le STEP utilisé dans le fichier source de calcul, nous utilisons l'analyse BUCKLE, ce qui nous permet d'insérer une ligne de commande pour demander d'extraire les modes correspondants aux déformations géométriques à la fin de la simulation. Le principe de cette analyse linéaire, décrit en détail dans la dernière thèse DA-SILVA [117] dans le domaine du flambage, consiste à rechercher la sollicitation pour laquelle la matrice de rigidité du modèle devient singulière. Ainsi, le problème de flambage consiste à estimer la valeur de la charge qui conduit à la première bifurcation de l'équilibre. Le calcul numérique nous permet de résoudre le problème suivant :

$$\det([K_0] + \lambda \cdot [K_\sigma]) = 0 \quad (4.1)$$

$[K_0]$ est la matrice de rigidité linéaire correspondant à l'état de base de la structure.

$[K_\sigma]$ est la matrice des contraintes initiales

La charge de bifurcation peut être obtenue en multipliant le facteur de charge critique λ_{cr} par le chargement initial. Dans ce cas, la plus petite valeur propre correspond à λ_{cr} . De plus, le mode critique est donné par le vecteur propre associé à λ_{cr} .

Les pré-charges P dans cette étude correspondent à la charge normale résultant du poids des coques cylindriques. Le chargement Q qui provoque le flambage par bifurcation est soit le moment appliqué sur la frette supérieure de la coque cylindrique, soit celui appliqué sur le mât.

4.5.2 Analyse non linéaire (RIKS)

On utilise le calcul numérique pour simuler la réponse post-critique d'une coque cylindrique avec la prise en compte la sensibilité aux imperfections géométriques et matérielles. Les méthodes de pilotage en longueur d'arc sont des techniques incrémentales qui permettent de suivre une branche d'équilibre même après l'apparition d'une instabilité de type bifurcation ou point-limite. La méthode proposée par RIKS, qui porte aujourd'hui son nom, a été la première à introduire cette approche. Elle est couramment utilisée pour calculer la solution en considérant que le problème est instable. Elle peut être utilisée pour tracer la réponse en flambage d'une structure pour une branche post-critique stable ou instable [118].

Le calcul RIKS est un processus incrémental qui prend en compte les non-linéarités géométriques et matérielles à travers la loi élasto-plastique avec écrouissage isotrope. Il

permet de suivre une branche d'équilibre même après l'apparition d'une instabilité de type bifurcation ou point-limite.

La non-linéarité géométrique est directement prise en compte dans la modélisation numérique, tandis que la non-linéarité matérielle est définie par un comportement spécifique. L'étude numérique consiste à modéliser le comportement du matériau réel en utilisant la commande "Deformation Plasticity", qui est obtenue en corrélant les résultats d'essais de traction pour déterminer les différents paramètres. Cette non-linéarité matérielle s'applique à tous les matériaux utilisés dans les structures à coques cylindriques métalliques. Comme mentionné précédemment, l'étude numérique du flambement se déroule en deux calculs distincts. Le premier détermine la charge critique de bifurcation ainsi que les modes propres qui seront utilisés comme imperfections géométriques initiales dans le second calcul, qui vise à déterminer le comportement post-critique.

4.5.3 Imperfections géométriques

Une structure est dite sensible aux imperfections lorsque même un léger défaut peut modifier de manière significative la charge critique de flambage. La méthodologie de calcul numérique adoptée dans cette étude repose sur l'utilisation du logiciel aux éléments finis Abaqus. Elle se base sur l'obtention de la première charge critique d'Euler, correspondant au mode propre le plus faible, afin d'introduire une imperfection géométrique sur une coque cylindrique parfaite. Cette imperfection permet de quantifier le comportement post-critique de la structure. La détermination de la première charge critique d'Euler est effectuée à l'aide d'un calcul modal appelé Buckle, tandis que l'étude post-critique est réalisée avec le calcul non linéaire Riks. L'amplitude de l'imperfection géométrique est ajustée à l'aide d'un facteur.

Dans le cas où les défauts géométriques de la structure sont connus, il est préférable d'utiliser ces données directement comme imperfections. Cependant, dans la plupart des cas, seule l'amplitude maximale de l'imperfection est connue. C'est pourquoi considérer les imperfections comme une combinaison linéaire des modes reste une bonne approche pour estimer la géométrie d'une structure imparfaite, comme le démontre Arbocz[119].

Un programme numérique a été développé pour insérer les défauts géométriques mesurés sur une coque cylindrique. Cependant, ce programme n'a finalement pas été utilisé de manière efficace afin de rester conforme à une approche générale de prédiction dimensionnelle avec un modèle simplifié.

4.6 La géométrie de la structure de la coque cylindrique du mât étudiée

Le mât, appelé également tour, positionne le rotor à une altitude qui lui permet d'être alimenté par un vent plus puissant et constant que celui au niveau du sol. Avec une hauteur totale de 78 mètres et un poids pouvant atteindre 100 tonnes, le mât abrite une plate-forme technique complète à l'intérieur.

La tour est formée par une coque cylindrique à la partie inférieure et conique à partir d'une hauteur de 20m, avec un diamètre extérieur de 4 m. Pour les besoins de déplacement, la tour a été fractionnée en des tronçons qui sont facilement installés sur le site. Les

tronçons sont reliés les uns aux autres au moyen des brides boulonnées intérieurement. Le rebord inférieur est fixé à la fondation par des ancrages précontraints disposés partiellement dans deux cercles concentriques des deux côtés de la coque cylindrique. L'épaisseur de l'enveloppe de la tour en acier est fixée à 40 mm le long de sa hauteur. Vu les exigences de sécurité de la structure, des procédures de soudures de haute qualité sont utilisées. Pour la même raison les tolérances admissibles de fabrication des raidisseurs sont de classe de qualité A. Les panneaux cylindriques, les raidisseurs longitudinaux et circonférentiels sont été prévus pour de compenser l'effet de la concentration locale des contraintes au niveau de la découpe de porte. Les détails de géométrie sont montrés sur la figure 4.3.

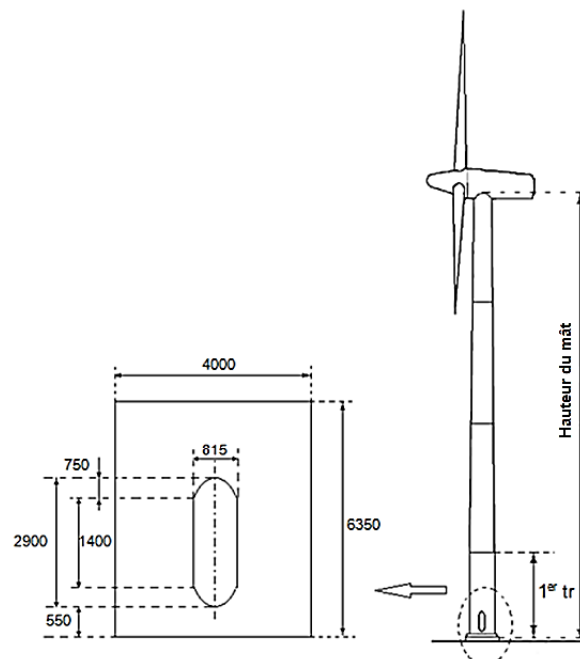


Figure 4-3: Géométrie de la coque cylindrique avec découpe de porte de tour éolienne
(Dimensions en mm)[120]

4.7 Efficacité des raidisseurs

La résistance des coques cylindriques au flambement et à toute autre déformation possible est souvent améliorée par l'usage de raidisseurs longitudinaux et circonférentiels. La taille, l'espacement et la position de ces raidisseurs sur la paroi intérieure ou extérieure de la coque sont des facteurs importants qui agissent sur le comportement à l'instabilité de la coque. Dans la conception pratique, la rigidité de ces raidisseurs doit être prise de manière à éviter le flambement local et les raidisseurs doivent également conserver la circularité lors du flambage de la coque cylindrique. Les coques cylindriques avec différents rapports d'aspect ont été étudiées. L'influence de la rigidité en flexion du raidisseur sur le comportement au flambement de chaque modèle de renforcement a été étudiée.

Dans ce chapitre, plusieurs aspects influençant le comportement structurel du mât ont été introduits et les principes de base de la théorie des coques ont été présentés. En particulier, il a été montré comment la résistance au flambement des structures en coques cylindriques est influencée par les contraintes résiduelles, les imperfections géométriques, et dans certains cas, par l'excentrement du chargement et par les conditions aux limites.

4.7.1 Les différentes géométries des coques raidies examinées

Plusieurs cas de différentes structures et géométries pour le renforcement de la découpe de porte du mât en acier ont été analysés et comparés dans les études paramétriques. Il s'agit des modèles avec des panneaux cylindriques d'épaisseurs de 20 à 40 mm ou raidisseurs combinés (longitudinaux et circonférentiels) allant de 10 à 80mm ou des panneaux raidis (longitudinaux ou longitudinaux/circonférentiels) ont été analysés. L'épaisseur de la paroi du mât est constante et égale à 40 mm et la hauteur de la partie étudiée a été maintenue à 6350mm, Dimopoulos et Gantes [120]. Afin de comparer les résultats, les modèles avec découpe de porte renforcée par cadre avec une même hauteur et d'épaisseur de mât sont considérés. Les types des modèles considérés sont illustrés sur la figure 4.4.

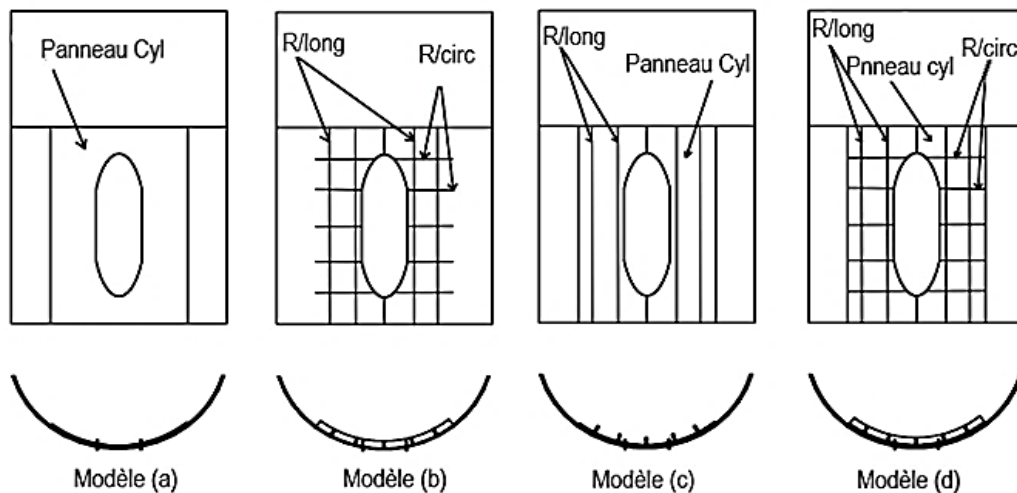


Figure 4-4: Géométries de différents types des structures de renforcement de la découpe de porte, -a) Panneau cylindrique ; -b) Raidisseurs combinés (longitudinaux et circonférentiels) ; -c) Panneau raidi (raidisseurs longitudinaux); -d) Panneau raidi (raidisseurs combinés).

4.7.2 Géométries des raidisseurs au niveau de la découpe de porte

Dans cette section, l'efficacité des différents types de raidissement présentés dans la figure 4.4, est étudiée en présentant la contribution des raidisseurs de renforcement de la découpe de porte. À cet effet, les analyses non linéaires par éléments finis sont réalisées entièrement dans le contexte d'une analyse numérique paramétrique extensive afin de comparer l'efficacité de la variante représentée des types de raidissement et de proposer des lignes directrices pour le dimensionnement des raidisseurs. Les détails des positions des raidisseurs sont présentés dans la coupe de la section transversale de la coque cylindrique (figure 4.5).

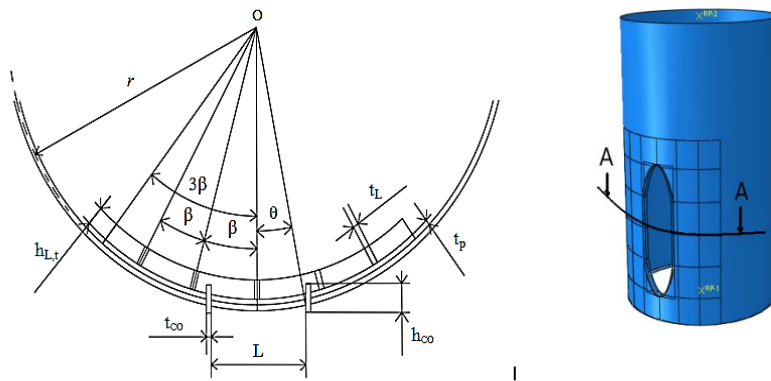


Figure 4-5: Une coupe horizontale de la contribution des raidisseurs au niveau de la découpe de porte

Où h_L , t_L sont la largeur et l'épaisseur de la section transversale des raidisseurs longitudinaux et h_t , t_t sont la largeur et l'épaisseur des raidisseurs circonférentiels.

Dans la figure 4.5, toutes les grandeurs caractéristiques décrivant les géométries des raidisseurs sont présentées : θ est le demi-angle de la découpe de la découpe de porte, β est l'angle séparant deux raidisseurs longitudinaux. Les cas examinés sont résumés dans le tableau (4.1).

Tableau 4-1 : Dimensions des différents modèles examinés

Epaisseur	Coque	Coque & Cadre	1 ^{er} Modèle Panneau	2 ^{eme} Modèle Rc (Long/Cir)	3 ^{eme} Modèle Panneau/R _L	4 ^{eme} Modèle Panneau/R _C
Coque cylindrique	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm
Cadre de découpe (t_{co})	/	40mm	40mm	40mm	40mm	40mm
Panneau cylindrique (t_p)	/	/	20÷40mm	/	10÷20mm	10÷20mm
Raidisseurs longitudinaux (t_L)	/	/	/	40÷80mm	20÷40mm	15÷30mm
Raidisseurs circonférentiels (t_t)	/	/	/	40÷80mm	/	15÷30mm
largeur des raidisseurs longitudinaux (h_L) = 100mm						
largeur des raidisseurs circonférentiels (h_t) = 100mm						
largeur de cadre de la découpe de porte (h_{co}) = 200mm						
θ : Demi-angle de découpe de porte ($\theta = 12.4^\circ = 0.216$ rad et $2\theta = 24.8^\circ = 0.432$ rad)						
β : Angle entre deux raidisseurs longitudinaux ($\beta = 15^\circ = 0.26$ rad, $2\beta = 30^\circ = 0.52$ rad, $4\beta = 60^\circ = 1.047$ rad et $6\beta = 90^\circ = 1.57$ rad)						
L'Angle du panneau cylindrique : ($6\beta = 90^\circ = 1.57$ rad)						

Dans cette section, l'efficacité des différents types de raidisseurs présentés ci-dessus est étudiée, par l'évaluation de la section transversale de différent géométries et la contribution des raidisseurs, selon laquelle le rapport A / A_0 .

Où A est la surface totale de section transversale du panneau cylindrique et raidisseurs.

A_0 est la surface de la section transversale de la découpe de porte.

$$A_0 = \theta(R^2 - r^2) \tag{4.2}$$

$$A = (3\beta - \theta)(R^2 - r^2) + 2h_{co}t_{co} + 4h_Lt_L \tag{4.3}$$

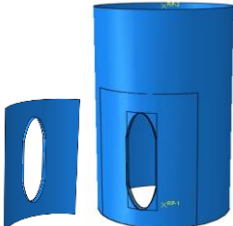
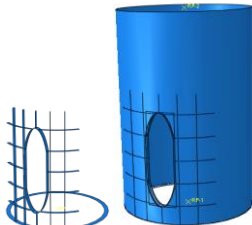
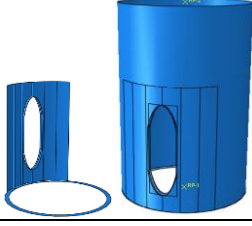
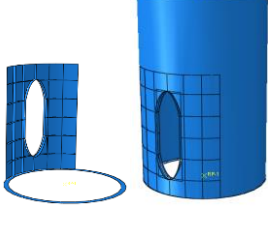
Où h_{co} : largeur de la section transversale du cadre de la découpe de porte

t_{co} : épaisseur de la section transversale du cadre de la découpe de porte

h_L : largeur de la section transversale des raidisseurs longitudinaux

t_L : épaisseur de la section transversale des raidisseurs longitudinaux

Tableau 4-2 : Rapport des surfaces des sections des raidisseurs et la découpe de porte

Type de renforcement		Epaisseur (mm)	Surface de la section transversale des raidisseurs (A)(mm ²)	Le Rapport (A / A ₀)	Géométries
Panneau cylindrique	1 ^{er} cas	Panneau (t _p) =20	34000	1	
	2 ^{eme} cas	Panneau (t _p) =40	115000	3,4	
Raidisseurs combinés (longitudinaux & circonférentiels)	1 ^{er} cas	R _{long} (t _L) =40 R _{cir} (t _i) =40	34000	1	
	2 ^{eme} cas	R _{long} (t _L) =80 R _{cir} (t _i) =80	64000	1,88	
Panneau cylindrique et raidisseurs longitudinaux	1 ^{er} cas	Panneau (t _p) =10 R _{long} (t _L) =20	34000	1	
	2 ^{eme} cas	Panneau (t _p) =20 R _{long} (t _L) =40	60000	1,76	
Panneau cylindrique et raidisseurs combinés	1 ^{er} cas	Panneau (t _p) =10 R _{long} (t _L) =15 R _{cir} (t _i) =15	34000	1	
	2 ^{eme} cas	Panneau (t _p) =20 R _{long} (t _L) =30 R _{cir} (t _i) =30	68000	2	

4.8 Maillage et choix des éléments

La méthode des éléments finis est couramment utilisée pour résoudre des problèmes de stabilité élastique et plastique des coques cylindriques. Elle est particulièrement populaire pour résoudre les problèmes de flambement des coques en utilisant une formulation matricielle adaptée aux calculs informatiques. Cette méthode est basée sur le principe de la technique de Rayleigh-Ritz, où la coque est divisée en un certain nombre d'éléments connectés uniquement par des nœuds spécifiques, avec la continuité et l'équilibre écrits à ces nœuds. Dans la bibliothèque Abaqus, plusieurs types d'éléments de coque sont disponibles, se distinguant par le nombre de nœuds par élément et le nombre de degrés de liberté par nœud. Certains exemples d'éléments de coque comprennent S3 (à 3 nœuds), S4 (à 4 nœuds), S4R (à 4 nœuds et 6ddl), S8R (à 8 nœuds et 6ddl) et S9R5 (à 9 nœuds, élément de coque quadrilatéral avec 5 degrés de liberté).

La simulation numérique a été réalisée en utilisant l'élément de coque S4R du logiciel Abaqus. Cet élément de coque est composé de 4 nœuds, avec 6 degrés de liberté par nœud (3 déplacements et 3 rotations), et il prend en compte une double courbure générale pour les déformations des coques. Cependant, cet élément linéaire permet de créer facilement des modèles paramétriques, ce qui est très utile lorsque de nombreux calculs sont nécessaires. Ces éléments, basés sur la cinématique de Koiter-Sanders, sont généralement bien adaptés au calcul des coques minces ou semi-épaisses. La figure 3.6 présente les maillages aux éléments finis pour les géométries de différents types des structures de renforcement de la découpe de porte.

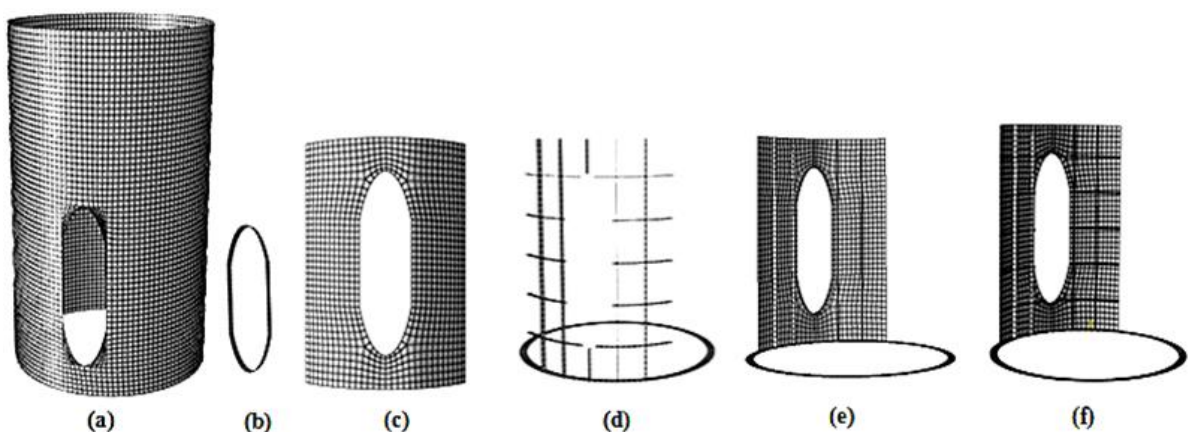


Figure 4-6: Maillages aux éléments finis pour les géométries de différents types des structures de renforcement de la découpe de porte, a) coque avec découpe de porte ; b) cadre de porte ; c) panneau cylindrique; d) raidisseurs longitudinaux; e) raidisseurs combinés (longitudinaux et circonférentiels) ; f) panneau raidi (raidisseurs longitudinaux) ; g) panneau raidi (raidisseurs combinés)

4.9 Conditions aux limites et chargements

Les analyses de stabilité linéaire et non linéaire des coques cylindriques sous flexion ont été effectuées avec différentes épaisseurs des panneaux cylindriques et raidisseurs des renforcements de la découpe de porte. Les limites des bords ont été soumises à un moment au sommet de la coque et encastré en bas. Pour réaliser de telles limites dans Abaqus, un point de référence a d'abord été établi au centre des sections transversales supérieure et inférieure, puis la commande COUPLING a été utilisée pour imposer un couplage de contrainte cinématique entre le nœud de référence et le groupe de nœuds correspondant aux surfaces supérieure et inférieure. Il doit être utilisé en conjonction avec l'option KINEMATIC.

Les conditions aux limites expriment la manière dont le bord inférieur de la coque est fixé. Ensuite, nous plaçons un point de référence, RP1, au niveau de la condition aux limites supérieure, au centre de la coque cylindrique. Un deuxième point de référence, RP2, est positionné à une hauteur ajustable en fonction du type de sollicitation. Il représente le point d'application de moment, et ses six degrés de liberté sont également liés à RP1.

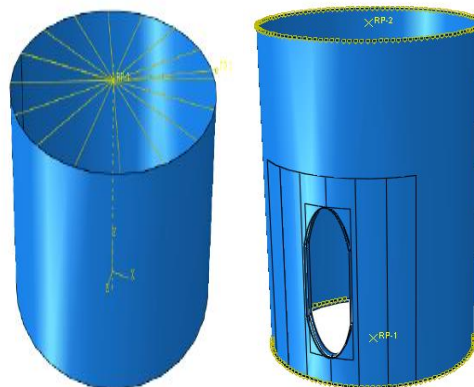


Figure 4-7: Configuration des points de références RP

Les modèles des différentes structures étudiées sont encastrés au bord inférieur de la coque, et libre à l'autre. Le moment de flexion a été appliqué sur la coque cylindrique à partir d'un point de référence RP couplé à la section supérieure de la coque cylindrique.

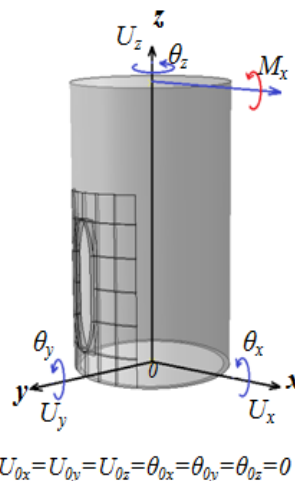


Figure 4-8 : Conditions aux limites et chargement

4.10 Matériaux de la structure

4.10.1 Linéarité du matériau

Pour tous les éléments assemblés du mât, panneau et raidisseurs, le même matériau acier S355 est utilisé, acier faiblement allié qui trouve sa meilleure application.

En outre, il est pris pour sa résistance accrue à la corrosion atmosphérique. Il est couramment utilisé dans des applications structurales, matériel de construction lourd, construction des structures, lieux d'ancrage des systèmes lourds et des applications qui nécessitent une grande force. Dans le domaine élastique, le module de Young $E=210GPa$ et le coefficient de Poisson $\nu = 0,3$. La limite d'élasticité $f_y=355MPa$ et la résistance ultime est $f_u=510MPa$.

4.10.2 Non linéarité du matériau

Lors des essais mécaniques, les données de plasticité sont généralement obtenues sous forme de valeurs nominales de contraintes et de déformations. Pour simuler le comportement plastique, il est nécessaire de convertir ces valeurs nominales en valeurs réelles. Ces valeurs réelles doivent refléter correctement les données de calcul dans la zone plastique, qui se situe au-delà de la limite élastique.

La relation entre la déformation réelle et la déformation nominale est établie en exprimant la déformation nominale comme suit :

$$\varepsilon = \ln(1 + \varepsilon_n) \tag{4.4}$$

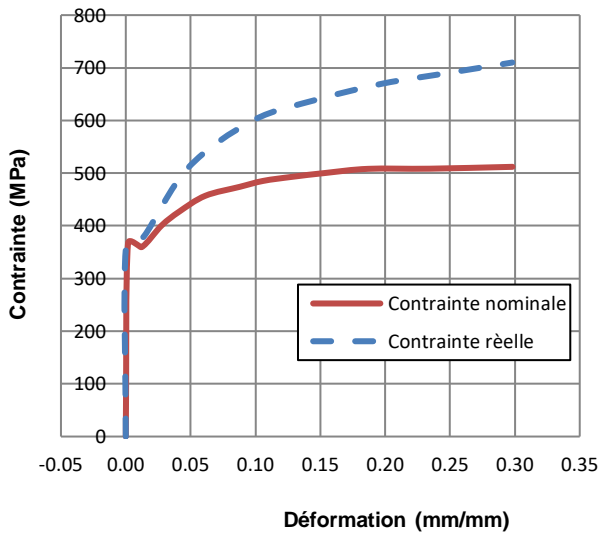
Donc la relation entre la contrainte réelle et les valeurs nominales de contrainte et de déformation est exprimée par :

$$\sigma = \sigma_n(1 + \varepsilon_n) \tag{4.5}$$

4.10.3 Passage des paramètres nominaux à ceux réels

Le matériau S355 sera utilisé pour convertir les contraintes nominales et les déformations nominales en contraintes et déformations réelles, définissant ainsi le comportement plastique approprié du matériau, comme indiqué dans la figure 4.9. Cette figure représente la courbe de contrainte-déformation. Les relations précédentes seront suivies pour effectuer cette conversion.

$$\sigma_{pl} = \ln(1 + \varepsilon_n) - \frac{\sigma}{E} \tag{4.6}$$



Domaine de plasticité	
Contrainte	Déformation P
355. E6	0
380. E6	0.014
510. E6	0.048
600. E6	0.098
640. E6	0.148
670. E6	0.198
690. E6	0.248
710. E6	0.298

Figure 4-9 : Courbe contrainte et déformation d’acier S355

4.11 Conclusion

Dans la plupart des situations, les méthodes de calcul y compris les méthodes des éléments finis, qui sont basées sur les théories linéaire et non linéaire, doivent être adoptées pour obtenir des résultats numériques précis. Les ingénieurs et les chercheurs devraient avoir une bonne compréhension du comportement au flambement des coques cylindriques et prendre en compte tous les facteurs possibles pouvant affecter sur le comportement de flambement, comme le maillage, les éléments, les conditions aux limites, la méthode d'analyse, etc.

Chapitre 5:

Expérimentation numérique

5.1 Introduction

Ce travail contribue à obtenir certains impacts positifs sur la conception des structures à coque cylindrique pour assurer leur résistance aux événements extrêmes devant subir des changements significatifs. Cependant, il est possible d'améliorer considérablement les méthodes de dimensionnement des coques en exploitant les progrès des outils numériques. Ces avancées permettront une meilleure compréhension de la phénoménologie du flambage et élargiront les possibilités d'exploration. Certaines conclusions et suggestions ont été obtenues, offrant ainsi des connaissances précieuses pour améliorer la conception des tours éoliennes et leurs structures.

5.2 Description de la modélisation numérique

Le présent chapitre est de présenter l'étude du comportement de flambement de la partie inférieure d'un mât éolien lorsqu'elle est soumise à une sollicitation de flexion globale. Après avoir précisé la notion de charge critique de flambement, celle-ci sera déterminée à partir de la théorie numérique et on déduira la notion de contrainte critique. Par référence à la méthode des contraintes admissibles, on pourra déterminer les charges admissibles en tenant compte d'un coefficient de réduction.

Il est important de noter que l'utilisation de modèles statiques linéaires et non linéaires simplifiés est adéquate pour le calcul aux valeurs propres de la structure. Cependant, il convient d'aborder avec une grande prudence les calculs relatifs aux analyses de flambement des coques cylindriques comportant des découpes renforcées par différents structures des raidisseurs, car ils peuvent entraîner des résultats ambigus. Ces calculs doivent donc être manipulés avec les plus grands soins.

5.3 Analyse de la stabilité des coques cylindriques raidies

Dans cette partie, nous nous concentrons principalement sur l'étude du comportement de flambement des structures, en mettant particulièrement l'accent sur la coque cylindrique d'un mât éolien caractérisé par une découpe de porte sur la partie inférieure. L'approche utilisée la méthode des éléments finis, qui est essentiellement pour concevoir les différentes entités physiques et résoudre les problèmes de l'instabilité des structures à coque cylindrique.

Généralement, l'analyse de la stabilité des coques constitue la première étape de l'analyse linéaire des structures de coque cylindrique. Au cours de cette étape, il est nécessaire de calculer les valeurs propres pour estimer les charges critiques et les modes propres. Les résultats obtenus doivent ensuite être associés aux imperfections géométriques, puis utilisés comme données d'entrée pour l'étape d'analyse non linéaire. Par conséquent, les formes modales numériques revêtent une grande importance, car elles déterminent la déformation de ces modèles qu'il faudra éviter.

5.3.1 Analyse linéaire de la stabilité des coques cylindriques sous flexion

La première phase du calcul numérique consiste à simuler une analyse linéaire et à déterminer les valeurs propres pour estimer les charges critiques et les modes propres.

Cette approche linéaire est largement employée pour évaluer la réaction intrinsèque de la structure, c'est-à-dire sa réponse indépendante des sollicitations externes. Elle permet de définir les spectres des modes déformés à éviter.

En appliquant la méthode BUCKLE de calcul par éléments finis à l'aide du code Abaqus, on recourt à une technique de perturbations linéaires pour résoudre le problème des modes propres lié au flambement de la coque cylindrique.

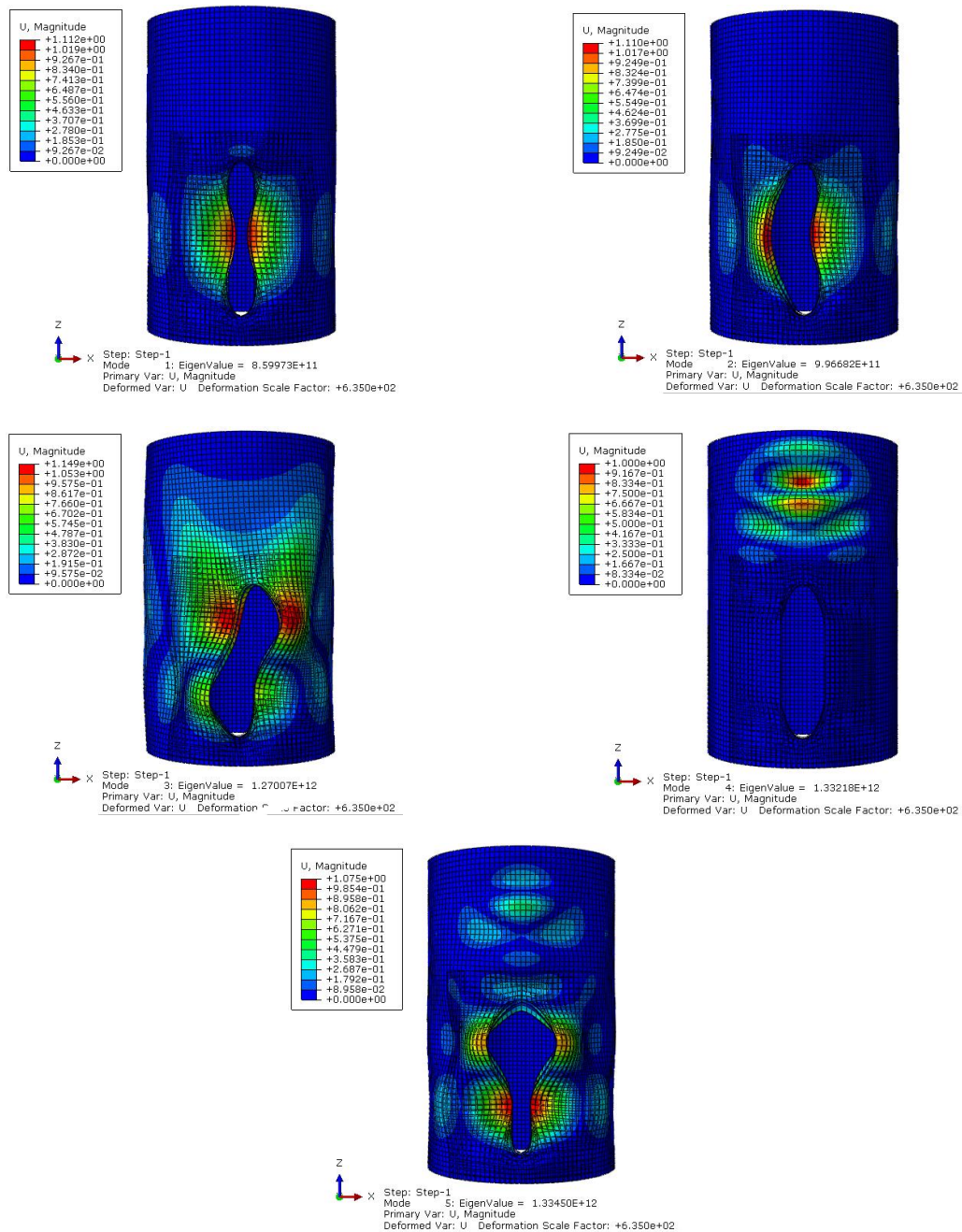


Figure 5-1: Les cinq premiers modes de flambement du premier modèle de renforcement de la découpe par un panneau cylindrique ($t_p = 40\text{mm}$)

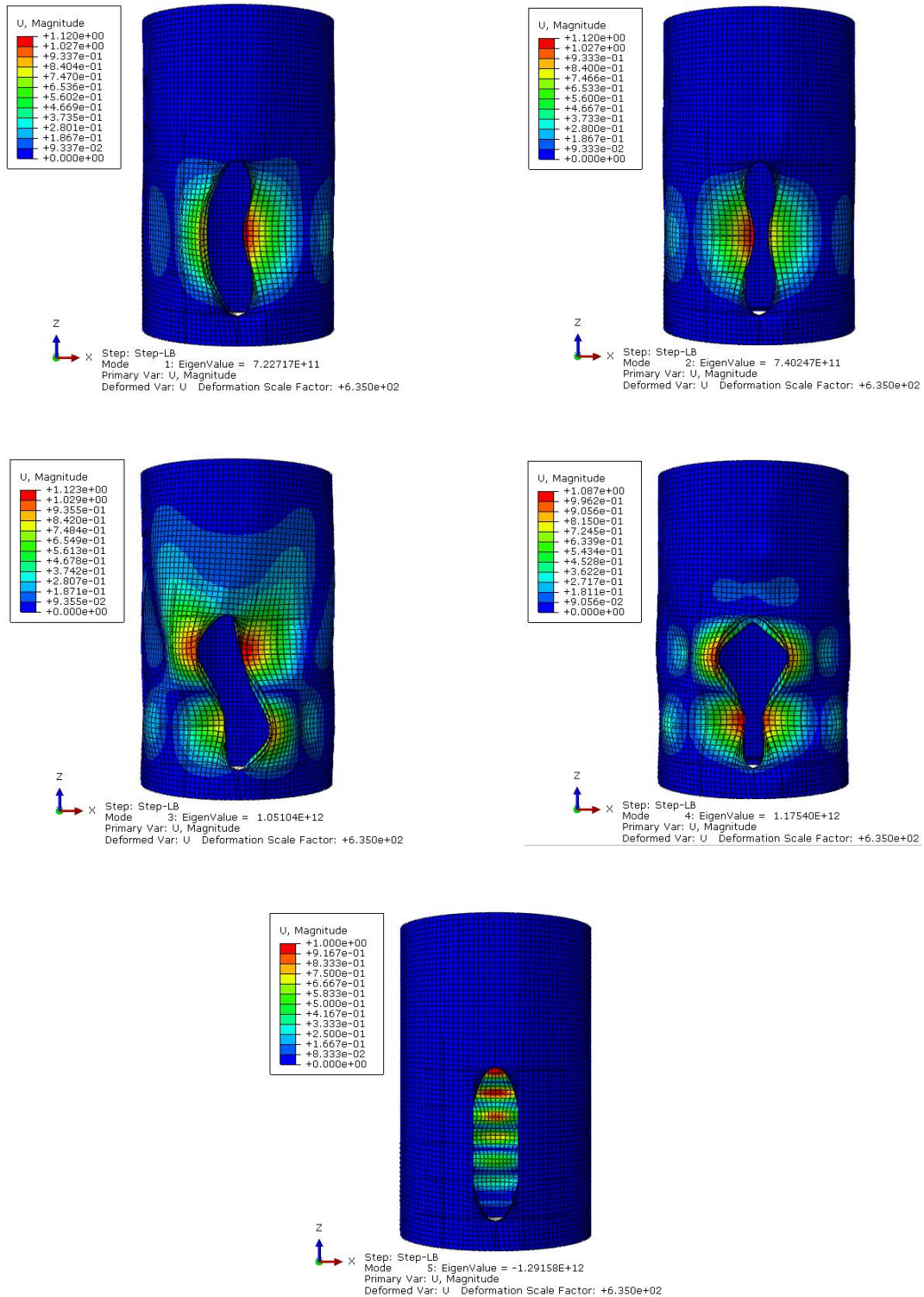


Figure 5-2: Les cinq premiers modes de flambement du deuxième modèle de renforcement de la découpe par des raidisseurs combinés ($t_L=t_{cir}=80\text{mm}$)

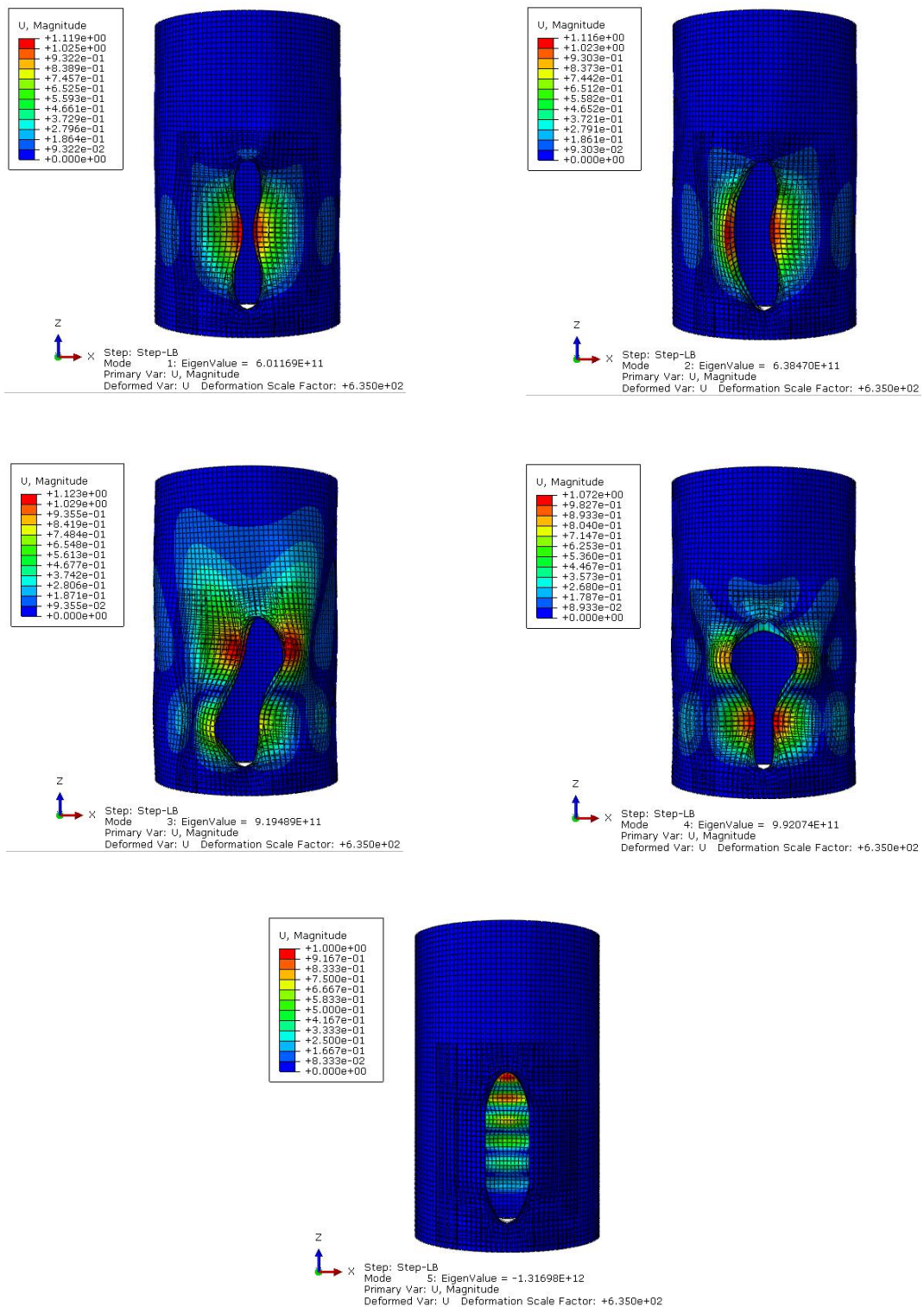


Figure 5-3: Les cinq premiers modes de flambement du troisième modèle de renforcement de la découpe par un panneau cylindrique avec des raidisseurs longitudinaux ($t_p=20\text{mm}$ et $t_L=40\text{mm}$)

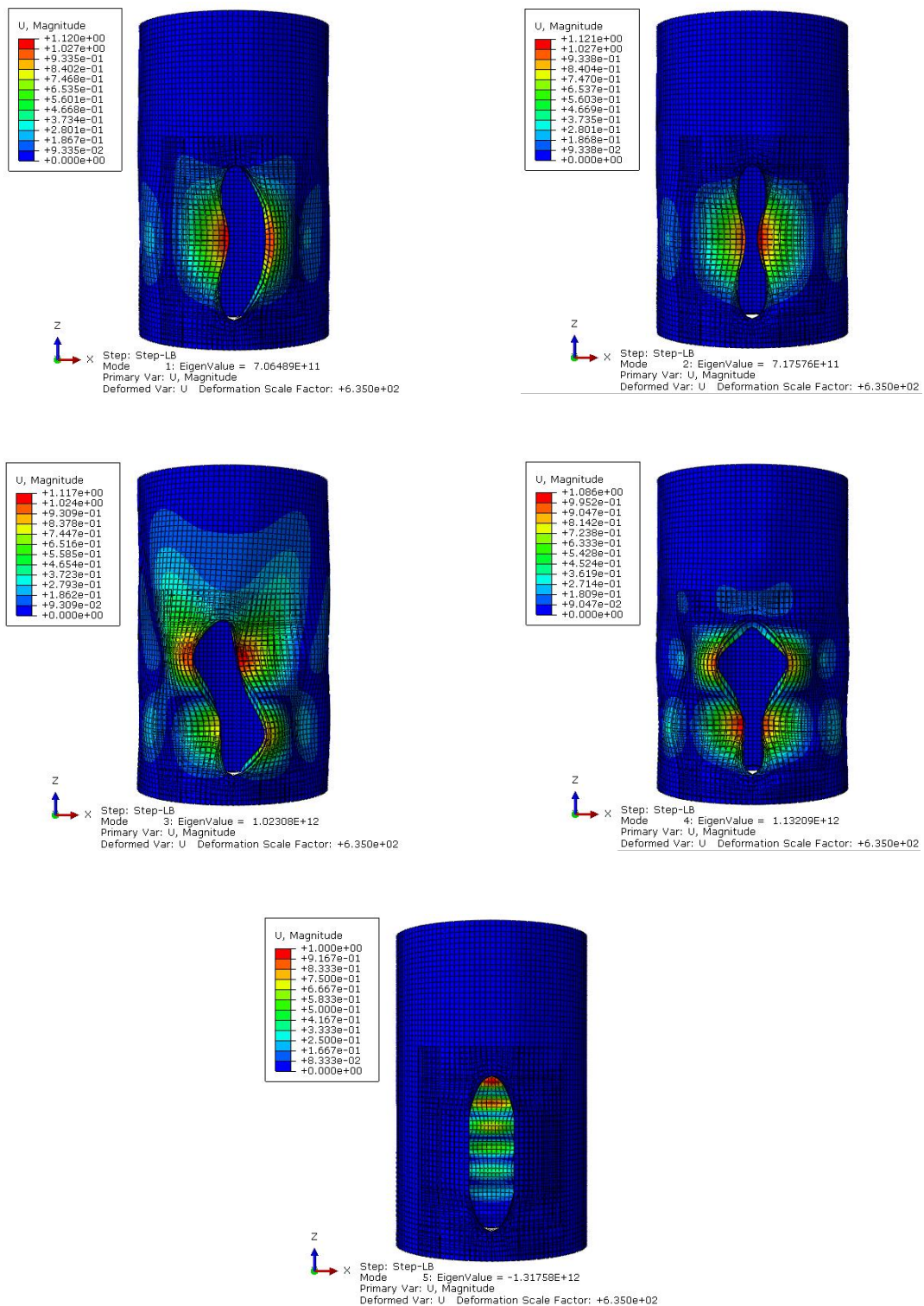


Figure 5-4: Les cinq premiers modes de flambement du quatrième modèle de renforcement de la découpe par un panneau cylindrique avec des raidisseurs combinés ($t_p=20\text{mm}$ et $t_L=t_{cir}=30\text{mm}$)

Les calculs effectués en analyse linéaire élastique ont permis d'identifier les diverses configurations géométriques associées aux cinq premiers modes des divers modèles examinés.

Tableau 5-1 : Résultats aux valeurs propres des cinq premiers modes des différents modèles étudiés

	1 ^{er} Modèle	2 ^{eme} Modèle	3 ^{eme} Modèle	4 ^{eme} Modèle
mode 1	8.599E+11	7.227 E+11	6.011 E+11	7.064 E+11
mode 2	9.966 E+11	7.402 E+11	6.384 E+11	7.175 E+11
mode 3	1.270 E+12	1.051 E+12	9.195 E+11	1.023 E+12
mode 4	1.332E+12	1.175 E+12	9.920 E+11	1.132 E+12
mode 5	1.334 E+12	1.291 E+12	1.316 E+12	1.317 E+12

Le tableau 5.1 montre la différence des valeurs des modes propres entre les quatre modèles de différentes structures de renforcement de la découpe de porte. Afin d'expliquer facilement les résultats, les 5 séries sont divisées en 2 groupes, et chaque groupe contient 2 et 3 valeurs. Il convient que l'évaluation de la charge critique de flambement soit basée sur la valeur plus faible aux valeurs propres de chaque modèle.

5.3.2 Analyse non-linéaire de la stabilité des coques cylindriques raidies

L'analyse non linéaire est réalisée au moyen de la méthode incrémentale "RIKS", permettant d'étudier la sensibilité de la structure aux imperfections géométriques et matérielles.

Une structure est dite sensible aux imperfections si un petit défaut suffit à modifier de manière significative la charge critique de flambement. Pour faire le calcul non linéaire, il faut cependant considérer une forme et une valeur pour ces imperfections.

Une structure est qualifiée de sensible aux imperfections lorsqu'un léger défaut a un impact significatif sur la charge critique de flambement. Cependant, pour effectuer le calcul non linéaire, il est nécessaire de déterminer une forme et une valeur pour ces imperfections.

La forme des imperfections que nous prenons en compte correspond à celle du premier mode obtenu lors du calcul linéaire. Et les amplitudes des imperfections géométriques utilisées sont définies conformément à l'Eurocode 3.

5.3.3 La sensibilité aux imperfections géométriques et matérielles

Les divergences entre les théories et la pratique dans les problèmes d'instabilité sont principalement causées par certains paramètres importants, notamment la présence de défauts initiaux dans la structure. En général, ces défauts réduisent la résistance ultime de la structure et, malheureusement, il est difficile de les éviter dans la pratique. Ces défauts se manifestent sous deux formes :

-Imperfections géométriques : il s'agit des écarts par rapport à la forme géométrique nominale et des irrégularités au niveau des épaisseurs. Ces imperfections géométriques ont un impact significatif sur la performance de la structure.

-Imperfections matérielles : elles sont principalement dues au processus de fabrication, telles que les contraintes résiduelles provoquées par le soudage. Ces imperfections matérielles peuvent également affecter la capacité de la structure à résister aux charges.

L'imperfection géométrique est utilisée comme paramètre d'entrée pour l'analyse non linéaire. Sa valeur influence la résistance à la rupture et la déformation des modèles.

L'amplitude des imperfections maximales tolérées est calcul selon la formule de l'Eurocode3 est donné par :

$$\Delta w_k = \frac{1}{Q} \sqrt{rt} \quad (5.1)$$

Où : t est l'épaisseur, r est le rayon et Q est le paramètre de qualité de fabrication de compression méridienne. Cette valeur dépend de la tolérance de fabrication de classe de qualité et est donné dans le tableau 5-2.

Tableau 5-2: Valeurs du paramètre de qualité de fabrication Q.

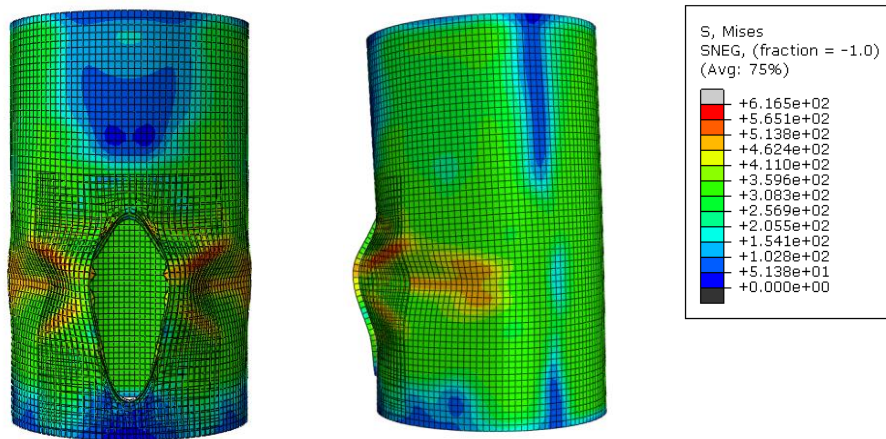
Paramètre de qualité de fabrication	Description	Q
Classe A	Excellent	40
Classe B	Moyen	25
Classe C	normal	16

Dans la pratique, la définition des imperfections équivalentes pour les modèles d'éléments finis est généralement basée sur le premier mode d'instabilité de la structure, en introduisant des défauts proportionnels à la déformation du mode de flambement de la structure. Cependant, cette approche pose des problèmes lorsqu'il s'agit de coques raidies en raison de la complexité de leur comportement au flambement.

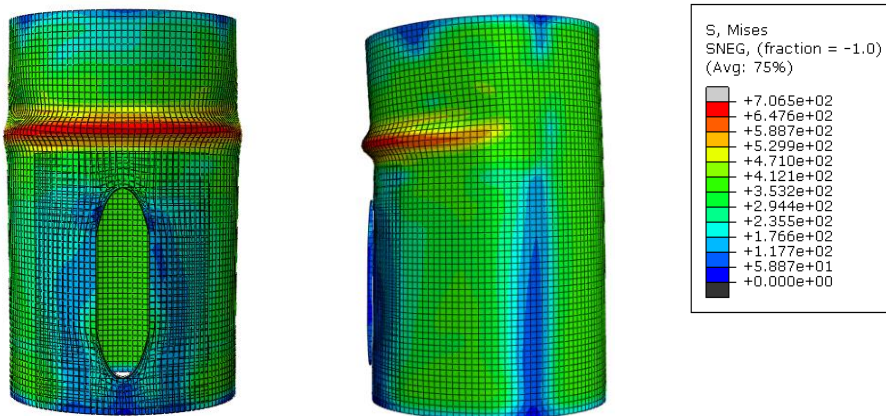
5.4 Modes Iso contraintes du flambement de différentes structures des coques

La détermination de la contrainte de flambement est un point important dans le processus de dimensionnement des coques cylindriques renforcées. Cette démarche repose sur le mode de flambement global, englobant simultanément l'instabilité de la coque cylindrique et des raidisseurs.

La contrainte critique de flambement, notée σ_{cr} , est celle associée à l'effort de flambement critique. Pour les coques cylindriques soumises à une flexion globale, l'effort de flambement dépend de plusieurs paramètres, notamment les conditions d'appui, la géométrie de la coque et la forme de sa coupe transversale.



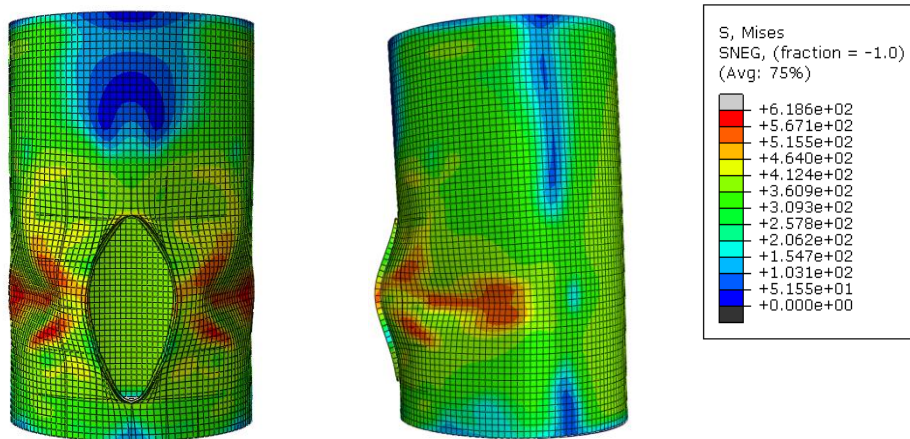
a)- Renforcement par un panneau cylindrique $t_p=20\text{mm}$ ($A/A_0=1$)



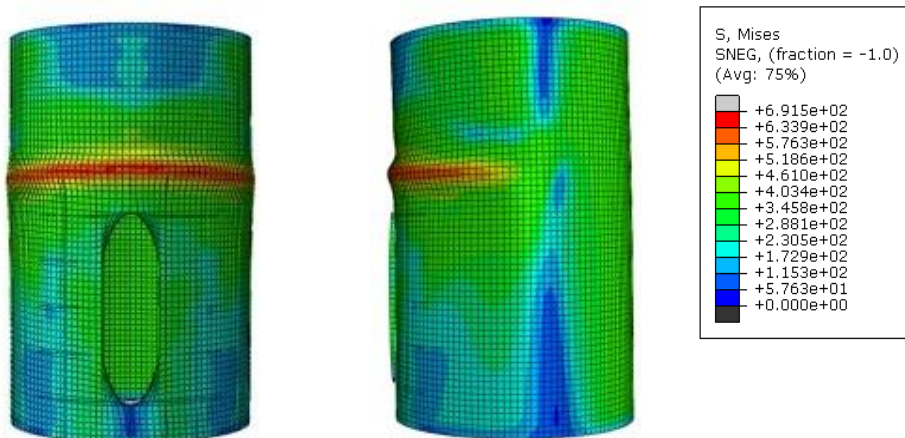
b)- Renforcement par un panneau cylindrique $t_p= 40\text{mm}$ ($A/A_0=3,4$)

Figure 5-5: La répartition des contraintes de Von Mises du premier modèle de renforcement par un panneau cylindrique ($t_p=20\div 40\text{mm}$)

Pour le premier modèle de renforcement par un panneau cylindrique d'une épaisseur de 20mm , lorsqu'il est soumis à une concentration de contrainte près de la découpe de la porte (Figure 5-5) avec $t_p=20\text{mm}$ et un rapport $A/A_0 < 3.4$, la partie la plus comprimée se trouve au centre de la porte, entraînant un flambement local qui prédomine dans le comportement de flambement. Cependant, en augmentant l'épaisseur du panneau cylindrique à $t_p=40\text{mm}$ et le rapport $A/A_0 \geq 3.4$, on observe que la contrainte se produit en dehors de la découpe de la porte. Le flambement se produit désormais en de-là de la découpe de la porte.



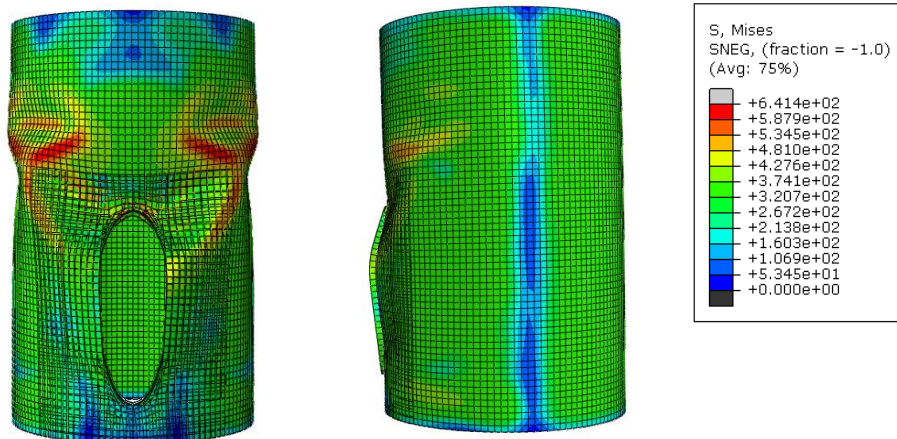
a)- Renforcement par des raidisseurs combinés $t_L = t_{cir} = 40mm$ ($A/A_0 = 1$)



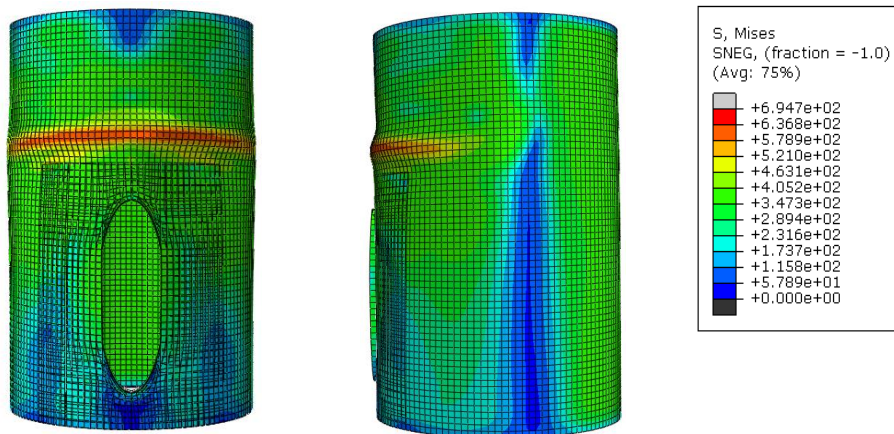
b)- Renforcement par des raidisseurs combinés $t_L = t_{cir} = 80mm$ ($A/A_0 = 1,88$)

Figure 5-6: La répartition des contraintes de Von Mises du deuxième modèle de renforcement par des raidisseurs combinés ($t_L = t_{cir} = 40-80mm$)

La deuxième figure de renforcement, présentée dans la figure 4.6, illustre l'utilisation de raidisseurs longitudinaux et circonférentiels. Lorsque l'épaisseur des raidisseurs $t_L = t_{cir} = 40mm$, la concentration de contrainte se produit au niveau de la découpe de porte lorsque le rapport $A/A_0 \leq 1,88$. La résistance est alors limitée par le flambement avec une chute significative après le flambage au centre de la découpe de porte (figure 5-6a). Cependant, en augmentant l'épaisseur à $t_L = t_{cir} = 80mm$, la valeur du rapport ($A/A_0 \geq 1,88$), ce qui indique que la contrainte de flexion est proche de la contrainte critique. De plus, la contrainte de flambement est localisée principalement dans la partie supérieure de la découpe de porte.



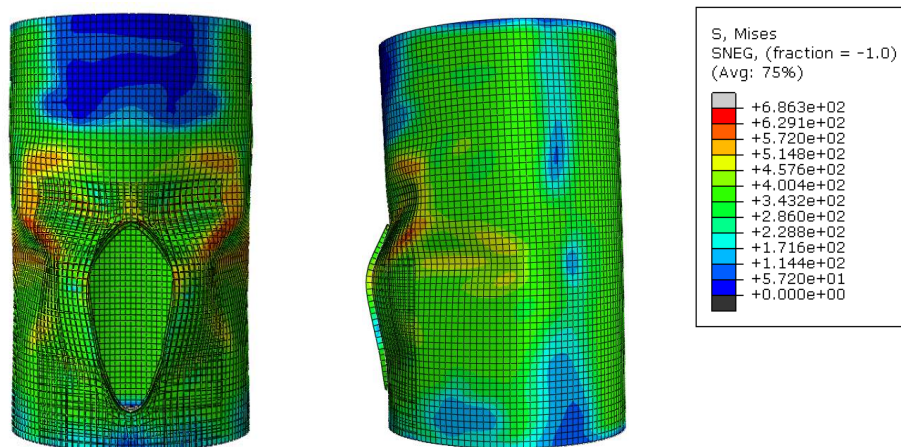
a)- Renforcement (panneau cylindrique avec des raidisseurs longitudinaux) ($t_p=10\text{mm}/t_L=20\text{mm}$) ($A/A_0=1$)



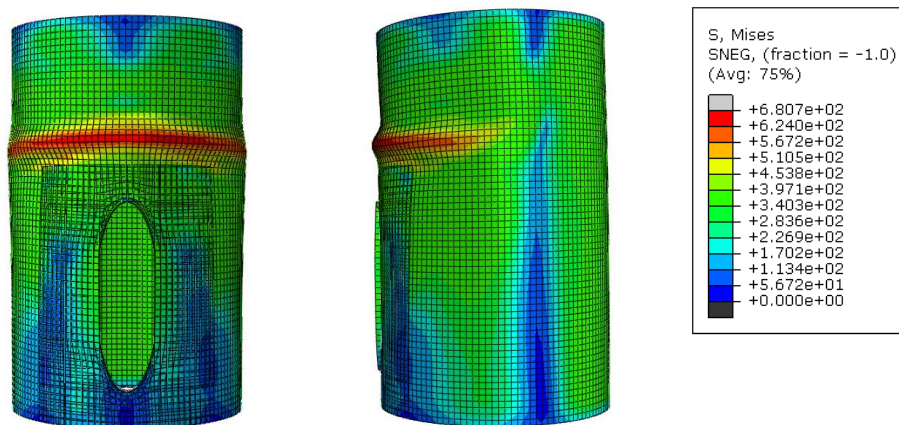
b)- Renforcement (panneau cylindrique avec raidisseurs longitudinaux) ($t_p=20\text{mm}/t_L=40\text{mm}$) ($A/A_0=1,76$)

Figure 5-7: La répartition des contraintes de Von Mises du troisième modèle de renforcement par panneau cylindrique raidi (raidisseurs longitudinaux)

Le modèle de renforcement par panneau cylindrique raidi longitudinalement est illustré dans la figure 5.7. Dans ce modèle, la concentration de contrainte se produit au niveau de la découpe lorsque le paramètre du rapport A/A_0 est inférieur à une valeur de 1,76. En augmentant l'épaisseur du panneau cylindrique $t_p=20\text{mm}$ et celle des raidisseurs longitudinaux $t_L=40\text{mm}$, la valeur du rapport $A/A_0 \geq 1,76$, ce qui suggère que la section subit une déformation ovale hors de la découpe de porte.



a)-Renforcement (panneau cylindrique avec des raidisseurs combinés (long/circ)
($t_p=10\text{mm}$ et $t_L = t_{cir}=15\text{mm}$) ($A/A_0=1$)



b)-Renforcement (panneau cylindrique avec des raidisseurs combinés (long/circ))
($t_p=20\text{mm}$ et $t_L = t_{cir}=30\text{mm}$) ($A/A_0=2$)

Figure 5-8: La répartition des contraintes de Von Mises du quatrième modèle renforcement avec un panneau cylindrique raidi (raidisseurs combinés)

La figure 5-8 présente le quatrième modèle de renforcement par panneau cylindrique avec un raidisseur combiné. Dans ce modèle, l'effet de l'ovalisation de la section transversale de la coque devient plus apparent lorsque le rapport $A/A_0 < 2$. On observe un flambement avec une transition post-flambement plus prononcée lorsque les épaisseurs des raidisseurs sont faibles. À mesure que les épaisseurs du panneau cylindrique et des raidisseurs combinés augmentent et le rapport $A/A_0 \geq 2$, une ovalisation se produit hors de la découpe. L'effet de la non-linéarité géométrique entraîne une diminution constante de la résistance au flambement.

La méthode de calcul de la résistance de flambement pour la conception d'un mât éolien reposait initialement sur la contrainte nominale, on étudie les différentes structures de renforcement de la découpe de porte soumise à de moment appliqué au mât. D'après les

résultats iso-contraintes illustrés dans les figures 5.5 à 5.8, les concentrations de contraintes se développent autour de la découpe de porte. Dans les cas de valeurs plus élevées, on observe un flambement similaire à une coque cylindrique en flexion, avec une concentration de contrainte localisée près de la découpe de porte.

Les figures 5.5b, 5.6b, 5.7b et 5.8b démontrent que le renforcement est acceptable et bénéfique en cas de l'ovalisation au-dessus et à l'extérieur de la découpe de porte. Cependant, dans certains cas où l'épaisseur des raidisseurs est insuffisante, les contraintes se manifestent et se concentrent au centre de la hauteur de la découpe de porte (figures 5.5a, 5.6a, 5.7a et 5.8a). Lorsque l'épaisseur de renforcement adéquate est atteinte, la contrainte maximale se produit dans la partie supérieure de la découpe de porte, comme indiqué dans les deux derniers cas de la figure 5.5b. En évidence deux possibilités pour le mode de flambement :

- Pour une valeur faible des épaisseurs des raidisseurs, correspondant à un raidisseur flexible, le résultat est un mode de flambement global dans lequel les raidisseurs et le panneau de renforcement flambent avec la coque cylindrique au niveau de la découpe de porte.
- À partir d'une certaine valeur d'épaisseurs des raidisseurs et panneau cylindrique, les raidisseurs sont suffisamment rigides pour modifier le comportement critique de la coque cylindrique. Les raidisseurs et panneau cylindrique flambent plus. Les raidisseurs peuvent être considérés comme des supports rigides supplémentaires.

La répartition des contraintes de flambement dans les modèles étudiés montre une différence significative de distribution des contraintes entre les coques cylindriques avec découpe du rapport de sections ($A/A_0 = 1$) et les coques avec découpe de porte renforcée par des raidisseurs avec un rapport des sections ($A/A_0 \geq 1,76$).

La variation de la contrainte en fonction du rapport des sections (A/A_0), Nous constatons que les valeurs des contraintes critiques pour les cas de rapports des sections ($A/A_0 = 1$) sont plus faibles.

La distribution des contraintes dans les modèles avec un rapport des sections ($A/A_0 = 1$), nous observons que une concentration de contraintes autour de la découpe de porte, et après l'augmentation des épaisseurs de raidisseurs et lorsque le rapport des sections ($A/A_0 \geq 1,76$), le flambement et la concentration des contraintes sont au-delà de la découpe de porte.

5.5 Prédiction du moment de flexion des différentes géométries

De nombreuses recherches ont été menées dans le domaine de la modélisation par les éléments finis des assemblages coque-raisseurs. L'évaluation comparative du comportement de flambement des coques cylindriques raidies par rapport à celui obtenu par la modélisation a souvent été abordée en utilisant les courbes moment-rotation.

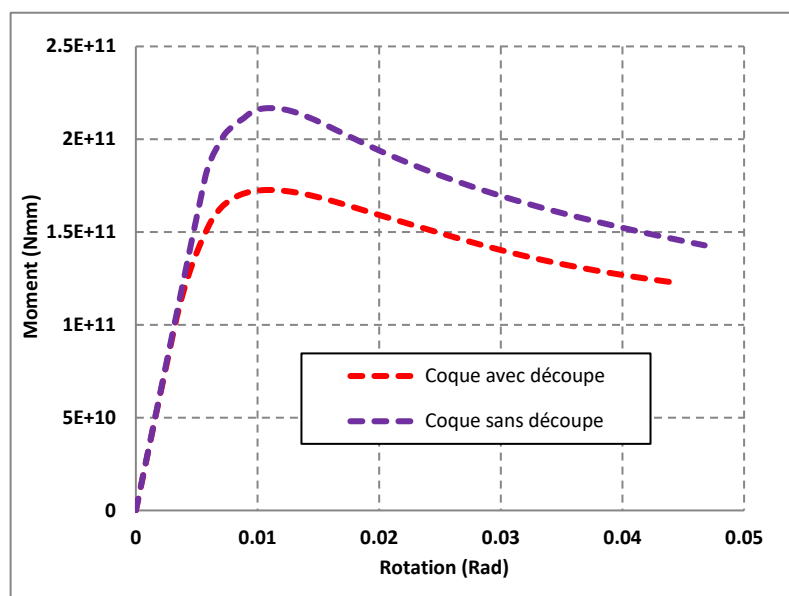
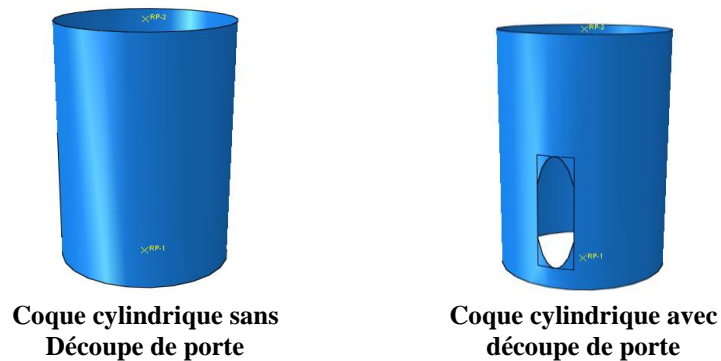
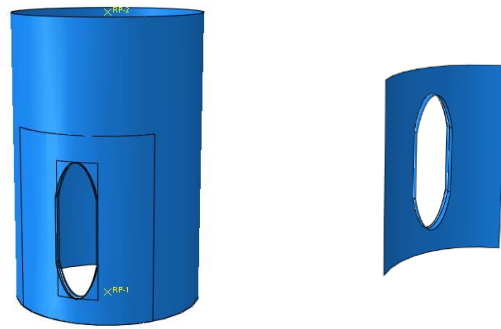


Figure 5-9: Courbes moment-rotation des coques cylindriques sans et avec découpe de porte (modèle de référence)

Dans la structure du modèle de la coque cylindrique avec et sans découpe de porte (modèle de référence), représenté dans la figure 5.9, On observe une divergence marquée entre les deux courbes, ce qui indique une déformation de la structure de coque cylindrique. En d'autres termes, la présence de la découpe entraîne une réduction significative de la capacité de résistance de la coque cylindrique. Il est important de prendre en compte cette divergence, la diminution de la valeur de moment lors de la conception du dimensionnement de la structure comportant une découpe de porte. Des mesures supplémentaires peuvent être nécessaires pour assurer la stabilité et la résistance adéquate de la structure de coque dans de telles situations.



Découpe renforcée par un panneau cylindrique

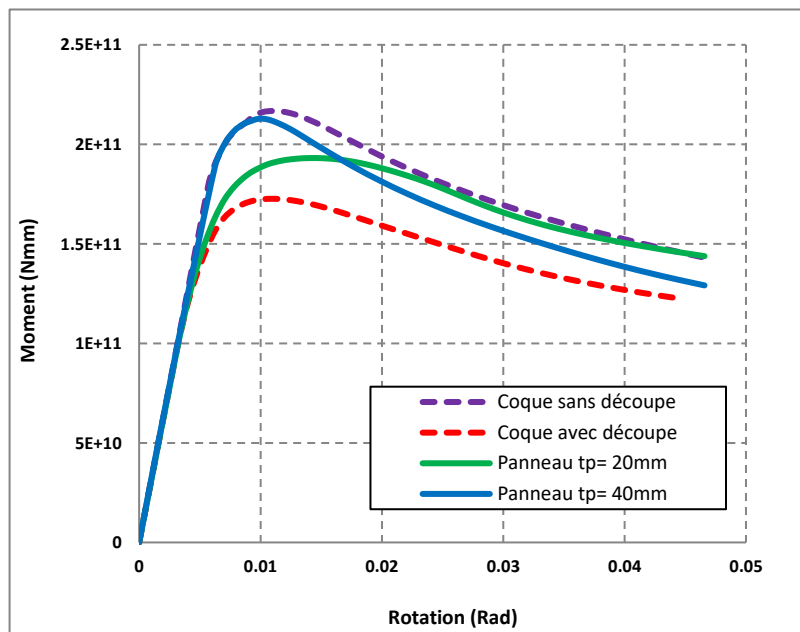
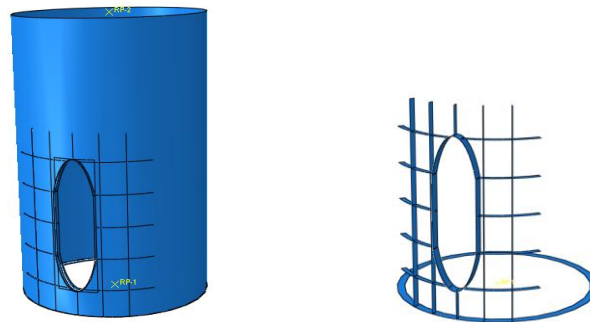


Figure 5-10 : Courbes moment-rotation du premier modèle de renforcement par un panneau cylindrique

La figure 5.10 illustre le cas de renforcement de la découpe de porte au moyen d'un panneau cylindrique avec différentes épaisseurs. Lorsque l'épaisseur du panneau cylindrique était de 20mm, on a constaté une certaine instabilité dans la courbe, sans aucune convergence notable. Cependant, Lorsque l'épaisseur atteint 40mm, la courbe devient presque identique à celle de la coque cylindrique sans découpe de porte. Cependant, une divergence apparaît entre les deux courbes à partir de la valeur de rotation 0,01 rad.



Découpe renforcées par des raidisseurs combinés (longitudinaux et circonférentiels)

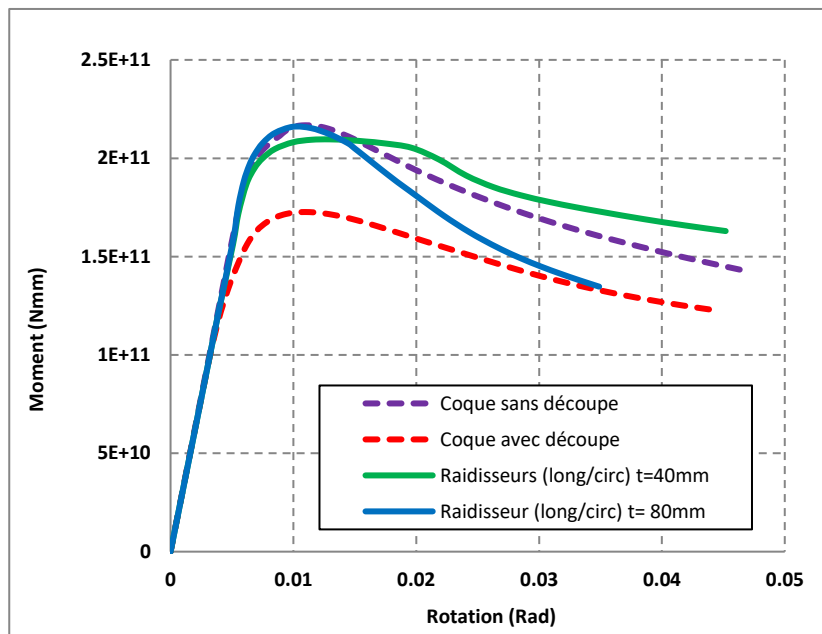
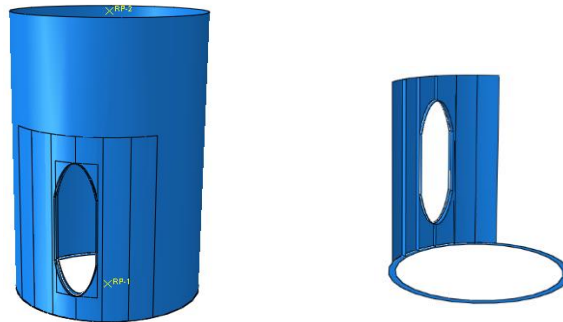


Figure 5-11 : Courbes moment-rotation du deuxième modèle de renforcement avec raidisseurs combinés (longitudinaux et circonférentiels)

Dans la structure du modèle de renforcement de la découpe avec des raidisseurs combinés (longitudinaux et circonférentiels), représenté dans la figure 5.11, il est observé dans ce cas qu'une épaisseur des raidisseurs de 80mm correspond au sommet de la courbe de la coque cylindrique sans découpe de porte. Cependant, on constate également une divergence significative et une diminution considérable de la valeur du moment à partir la valeur de rotation $0,015\text{ rad}$.



Panneau cylindrique raidi (Raidisseurs longitudinaux)

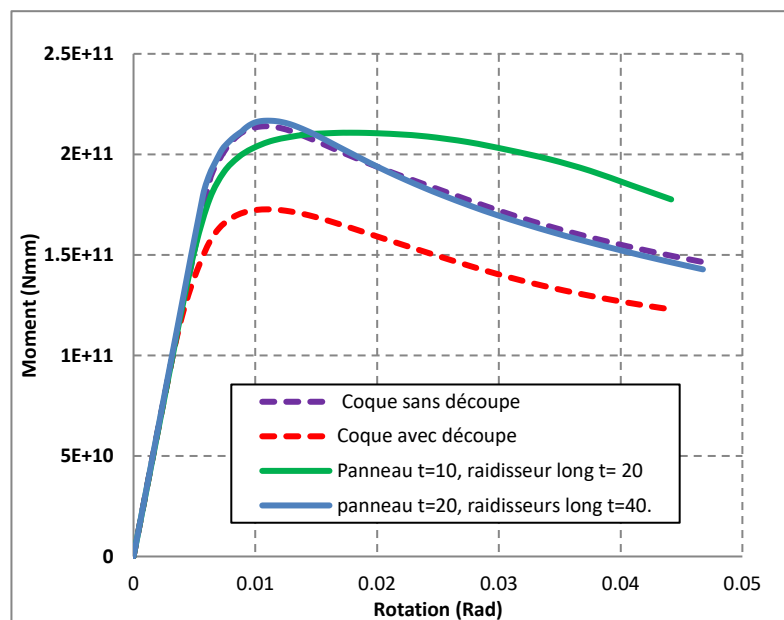
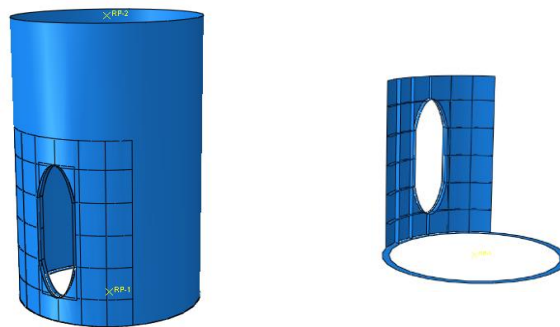


Figure 5-12: Courbes moment-rotation du troisième modèle de renforcement avec un panneau cylindrique raidi longitudinalement

Pour le troisième modèle de renforcement de la découpe avec un panneau cylindrique raidi longitudinalement le présenté par la figure 5.12, des observations ont révélé une concordance avec la courbe de la coque cylindrique sans découpe lorsque l'épaisseur du panneau cylindrique était de 20mm et que les raidisseurs longitudinaux avaient une épaisseur de 40mm. Les deux courbes des moments atteignent un point culminant où la résistance est similaire à celle de la coque cylindrique sans découpe de porte. Cependant, lorsque l'épaisseur du panneau cylindrique était de 10mm et que les raidisseurs longitudinaux avaient une épaisseur de 20mm, on a constaté une certaine instabilité dans la courbe, sans aucune convergence notable.



**Découpe renforcée par un panneau cylindrique raidi
(Panneau cylindrique et raidisseurs combinés (long/circ))**

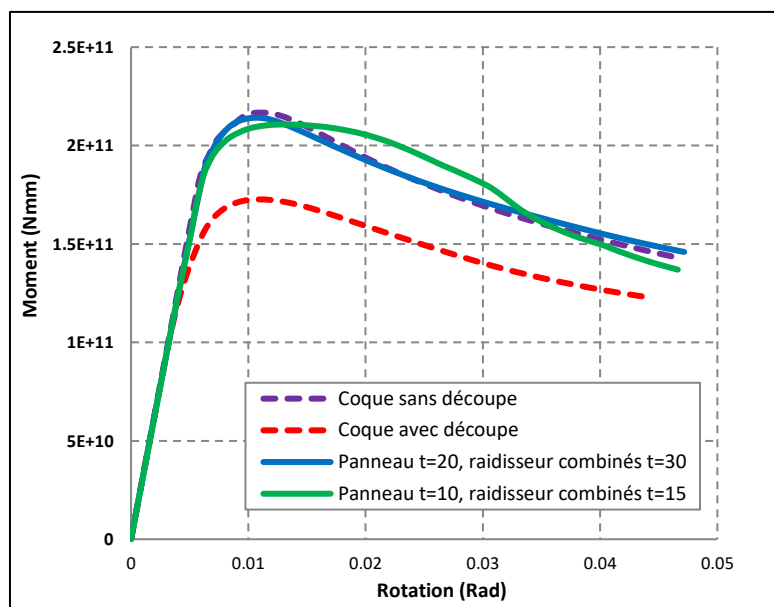


Figure 5-13: Courbes moment-rotation du quatrième modèle de renforcement avec un panneau cylindrique raidi (Raidisseurs combinés)

Dans le modèle de renforcement de la découpe avec un panneau cylindrique renforcé par des raidisseurs combinés (longitudinaux et circonférentiels), une observation importante peut être faite (figure 5.13). Lorsque l'épaisseur du panneau cylindrique est de 20mm et que les raidisseurs combinés ont une épaisseur de 30mm, on remarque une convergence de la courbe de la coque cylindrique sans découpe. Cela signifie que la structure se renforce et maintient sa forme régulière.

Cependant, lorsque l'épaisseur du panneau cylindrique est réduite à 10mm et que les raidisseurs ont une épaisseur de 15mm, une divergence se produit dans la courbe irrégulière de la coque. Cette divergence se manifeste par un écartement en haut et en bas de la structure, ce qui indique une déformation ou une faiblesse potentielle dans le renforcement de la découpe de porte.

5.6 Comparaisons et discussions

La figure 5-14 montre une comparaison des courbes de moments de flexion en fonction de la rotation des formes proposées avec les différents types de structures de renforcement de la découpe de porte. On observe que la courbe du panneau cylindrique raidi par des raidisseurs longitudinaux et par des raidisseurs combinés correspond mieux à la courbe de coque sans découpe. Il est important de noter que ces observations sont spécifiques au modèle étudié et peuvent varier en fonction des épaisseurs des raidisseurs et la position des emplacements a autour de la découpe de porte. Il est essentiel de prendre en compte ces résultats lors de la conception de structures renforcées de la découpe pour assurer leur stabilité et leur intégrité structurelle.

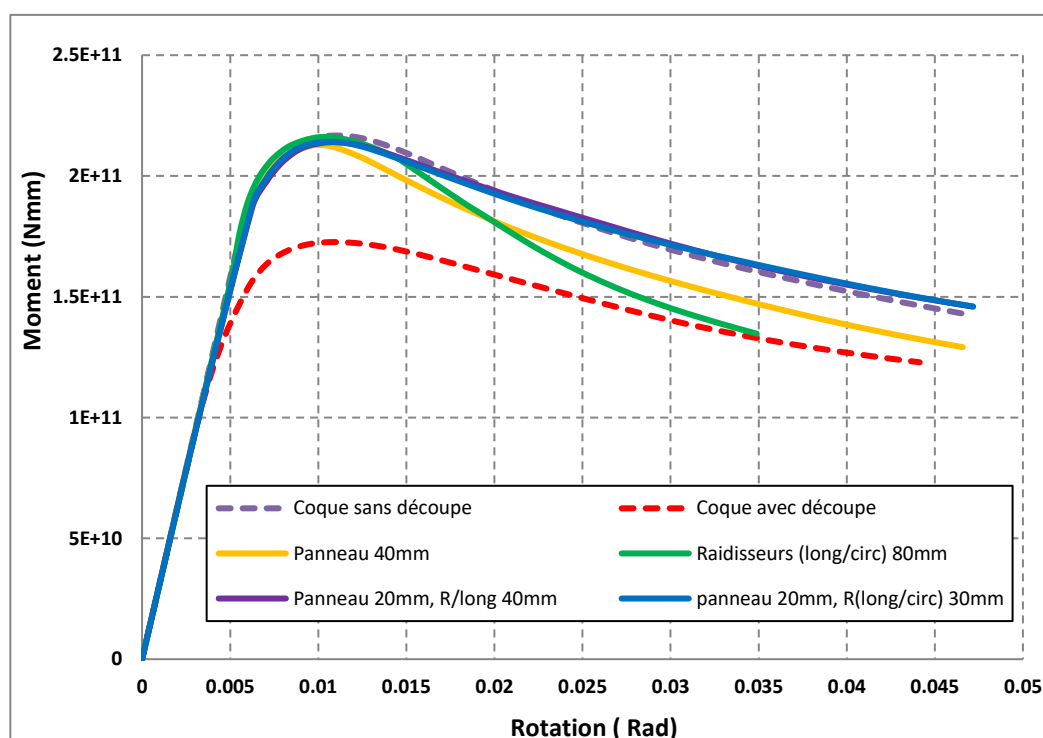


Figure 5-14 : Comparaison des courbes moment-rotation de différentes structures de renforcements (Panneau cylindrique, Panneau cylindrique raidis et raidisseurs combinés)

Les résultats regroupés dans la figure précédente montrent que deux modèles de coque renforcée présentent des résultats concordants en termes de moment appliqué, avec la coque sans découpe.

Ces courbes nous permettent de constater que la diminution de l'épaisseur des raidisseurs (panneau cylindrique avec raidisseurs combinés) où le rapport $(A/A_0 \leq 1)$ n'affectent pas les résultats obtenus et ne semblent donc pas nécessaires. En revanche, l'augmentation de l'épaisseur des raidisseurs a une influence significative sur les résultats obtenus.

- Le 3^{ème} modèle est avec un panneau de 20 mm et des raidisseurs uniquement longitudinaux de 40 mm.
- Le 4^{ème} modèle est avec un panneau de 20 mm et des raidisseurs longitudinaux et circonférentiels de 30 mm.

Au vu du rapport de section A/A_0 , nous considérons qu'en matière de gain en poids et en matériau, le 3^{ème} modèle utilisant des raidisseurs longitudinaux offre la meilleure performance.

5.7 L'imperfection globale et locale des raidisseurs

Dans le contexte des structures composées, telles que les coques cylindriques raidies, l'Eurocode3 recommande l'utilisation de différentes combinaisons d'incertitudes. Étant donné que ces imperfections sont de nature aléatoire, il devient difficile de déterminer laquelle (mode global ou local) présentera le défi le plus significatif. Ainsi, il est préconisé de choisir une imperfection principale, les autres étant considérées comme secondaires (réduites de 30% selon l'Eurocode3). Il devient alors impératif d'examiner toutes les combinaisons possibles et de retenir celle générant la charge ultime la plus basse. Ce processus nécessite une multiplication des calculs pour chaque configuration envisagée, et la complexité augmente proportionnellement au nombre d'éléments constitutifs de la structure, ce qui amplifie la diversité des combinaisons possibles. L'introduction d'imperfections pour les coques cylindriques raidies représente un défi délicat. En pratique, les imperfections équivalentes sont généralement définies dans le modèle d'éléments finis en utilisant le premier mode d'instabilité de la structure. Cependant, cette approche pose des problèmes significatifs pour les coques cylindriques raidies en raison de la complexité du comportement au flambement de ces structures. Les amplitudes à attribuer de manière différenciée aux contributions locales et globales devient ainsi particulièrement difficile.

5.7.1 L'imperfection globale de la coque cylindrique raidie

L'imperfection global peut être établie soit à partir d'un calcul élastique linéaire sous charge de flexion, soit en effectuant le calcul des modes de flambement pour les coques cylindriques. Lorsque les raidisseurs ne présentent pas une symétrie par rapport à l'axe central de la coque cylindrique, il est nécessaire de prendre en compte deux directions de flambages, l'une dirigée vers l'extérieur et l'autre vers l'intérieur de la coque.

5.7.2 L'imperfection locale des raidisseurs

L'imperfection locale est systématiquement déterminée en se basant sur le premier mode critique. Cette approche permet une dissociation totale entre les imperfections du panneau cylindrique et celles des raidisseurs. Néanmoins, pour atteindre cette dissociation complète, les raidisseurs sont encastrés à la jonction avec la coque cylindrique, afin de séparer entièrement l'imperfection des raidisseurs de la déformation de la coque cylindrique.

La détermination de l'imperfection locale repose habituellement sur l'identification des premiers modes critiques de chaque modèle étudié, obtenus en bloquant le déplacement

des raidisseurs (panneaux cylindriques et/ou raidisseurs) perpendiculairement au plan de la coque. Cette approche permet une séparation entre les imperfections des panneaux cylindriques, les déformations des raidisseurs et la coque cylindrique. L'incorporation de l'imperfection locale due à la flexion des raidisseurs se fait par l'introduction d'un moment de flexion.

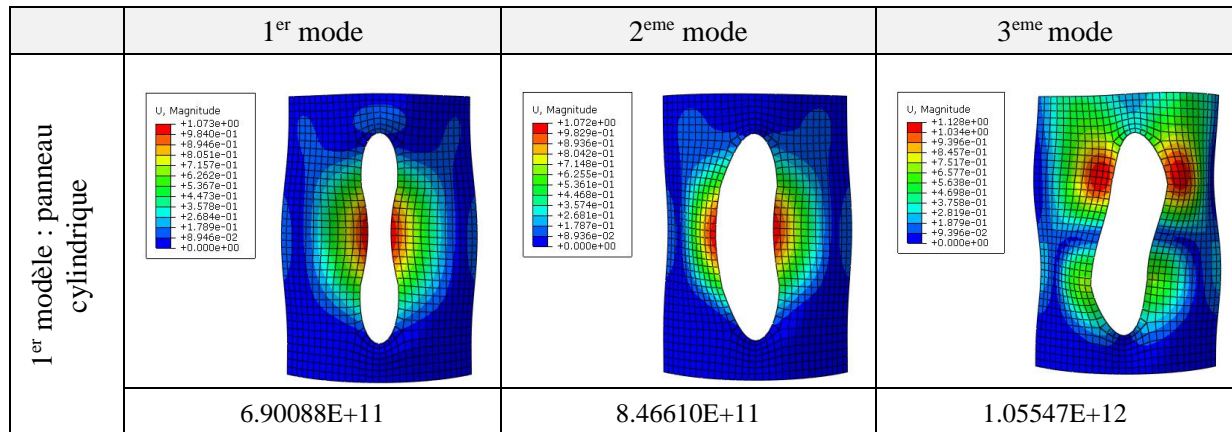


Figure 5-15 : Valeurs propres de flambement local des panneaux cylindriques

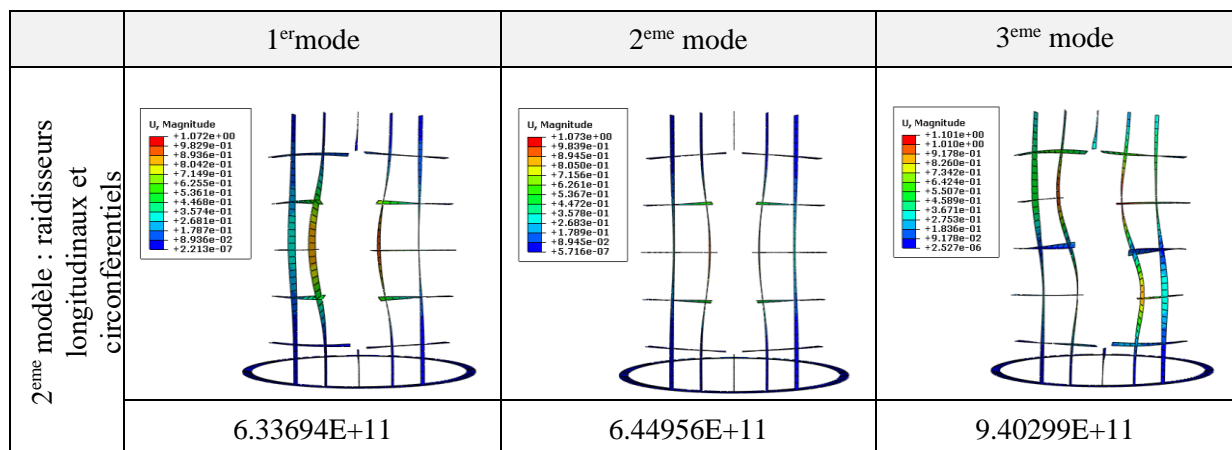


Figure 5-16 : Valeurs propres de flambement local des raidisseurs combinés

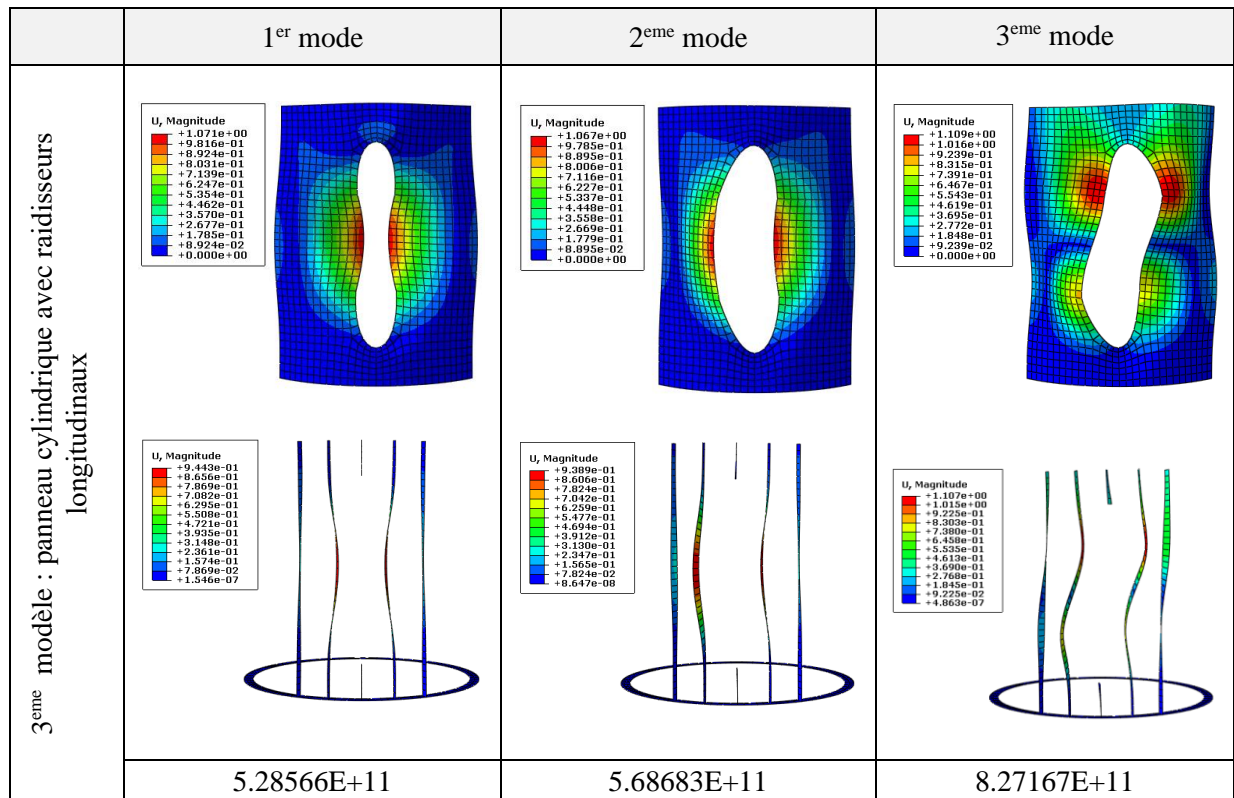


Figure 5-17 : Valeurs propres de flambement local des panneaux cylindriques longitudinalement

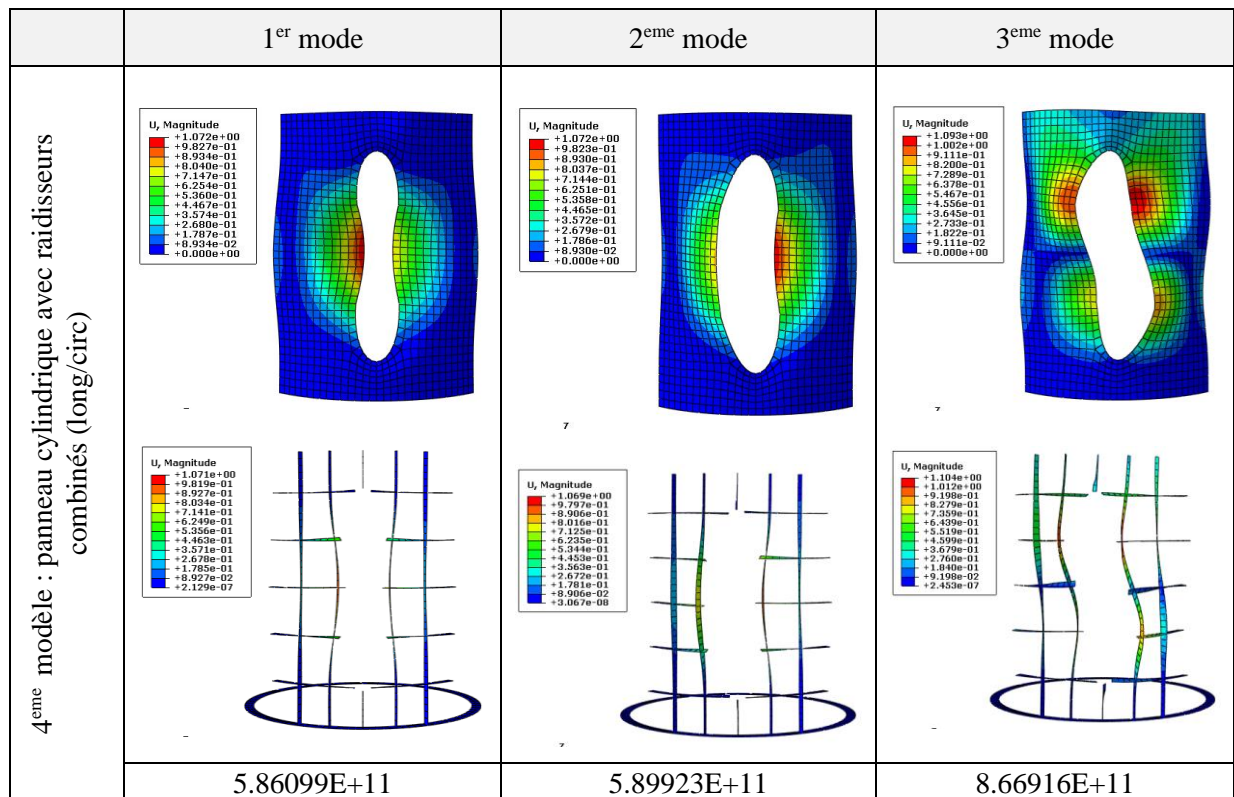


Figure 5-18 : Valeurs propres de flambement local du panneau cylindrique raidi longitudinalement et circonférentiels

En effet, dans le cas des coques cylindriques avec des découpes raidies, le calcul des modes critiques de flambement génère un grand nombre de modes locaux avant l'apparition des premiers modes globaux. Il devient alors particulièrement difficile de gérer de manière différenciée les amplitudes à attribuer aux contributions locales et globales.

5.8 Analyse analytique de la stabilité du panneau raidi longitudinalement

Dans cette partie on présente l'étude analytique de flambement du troisième modèle de renforcement avec panneau cylindrique raidi longitudinalement sous chargement de flexion. La solution pour le calcul des contraintes de flambement et la vérification des résistances aux flambements du panneau cylindrique raidi selon les formules de l'Eurocode3.

Afin de minimiser l'impact de ces problèmes, nous adopterons la procédure d'analyse de la sensibilité aux imperfections.

1/- Géométrie de la structure :

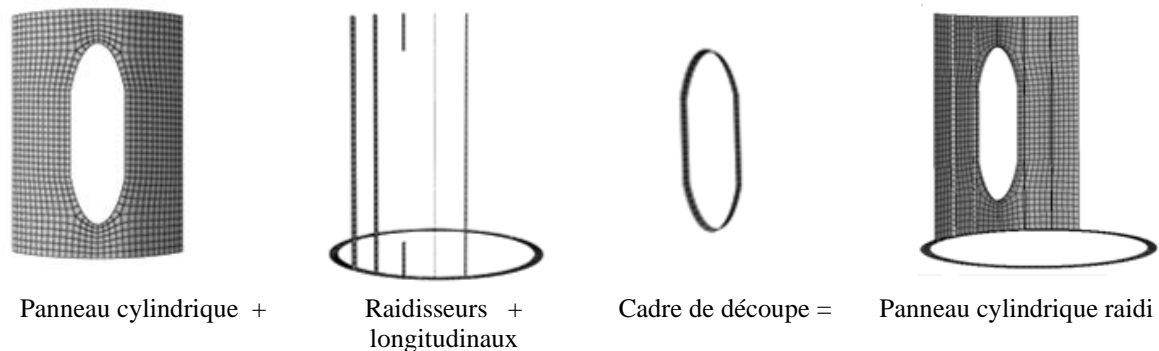


Figure 5-19: Modèle de renforcement par panneau cylindrique raidi longitudinalement

1/a)- Géométrie du panneau cylindrique

$h_p = 4000 \text{ mm}$	Hauteur du panneau cylindrique
$b_p = 3140 \text{ mm}$	Longueur du panneau cylindrique
$r_p = 1960 \text{ mm}$	Diamètre du panneau cylindrique
$t_p = 20 \text{ mm}$	Epaisseur du panneau cylindrique
$A_{p1} = 60840 \text{ mm}^2$	Surface transversale du panneau cylindrique
$A_{po} = 16860 \text{ mm}^2$	Surface transversale de la découpe du panneau cylindrique
$A_p = A_{p1} - A_{po} \approx 44000 \text{ mm}^2$	Surface transversale du panneau cylindrique avec la découpe de porte

1/b)- Géométrie des raidisseurs longitudinaux et cadre de découpe

$L_L = 4000 \text{ mm}$	Longueur du raidisseur
$h_L = 100 \text{ mm}$	Largeur du raidisseur
$t_L = 30 \text{ mm}$	Epaisseur du raidisseur
$b_L = 1035 \text{ mm}$	L'espace des raidisseurs
$A_L = 3000 \text{ mm}^2$	Surface de la coupe du raidisseur
$h_{co} = 200 \text{ mm}$	Largeur du cadre de découpe
$t_{co} = 40 \text{ mm}$	Epaisseur du cadre de découpe
$A_{co} = 8000 \text{ mm}^2$	Surface de la coupe du cadre de découpe
$A_T = A_p + (4 \cdot A_r) + (2 \cdot A_{co})$	Surface Totale
$= 44000 + (4 \cdot 3000) + (2 \cdot 8000)$	
$= 72000 \text{ mm}^2$	

2/- Caractéristiques de matériau de la coque et raidisseurs

$f_y = 355 \text{ MPa}$	Limite élastique
$E = 210 \text{ GPa}$	Module de Young
$\nu = 0.3$	Coefficient de Poisson
$\varepsilon = \sqrt{\frac{235}{f_y}} = 0,813$	
$\gamma_{M1} = 1$	Coefficient partiel de sécurité pour la résistance

3/- Contrainte critique du flambement

$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{12(1 - \nu^2)} \left(\frac{t}{b}\right)^2 \left(4 + \frac{3Z_b^2}{\pi^4}\right) = 14,32 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$	
$k_c = 4 \sqrt{1 + \frac{3Z_b^2}{\pi^4}} = 43,345$	Coefficient de flambement (Abaque de Batdorf)

$$Z_b = \frac{b^2}{rt} = 123,24$$

Paramètre de courbure Batdorf

$$N_{cr} = \sigma_{cr} \cdot A_T = 10,31 \cdot 10^8 \text{ kN}$$

4/- Résistance au flambement selon EN1993-1-6

$$\lambda_x = \sqrt{\frac{f_{y,c}}{\sigma_{cr}}} = 0,312$$

Elancement de la coque

$$\lambda_{x0} = 0.2$$

$$\beta = 0.60$$

Facteur de domaine plastique

$$\eta = 1.0$$

Exposant d'interaction

$$Q_a = 40$$

$$Q_b = 25$$

Classe de qualité de tolérances de fabrication

$$Q_c = 16$$

5/- Caractéristiques des amplitudes des imperfections

$$\Delta w_{ka} = \frac{1}{Q_a} \cdot t \cdot \sqrt{\frac{r}{t}} = 5 \text{ mm}$$

Imperfection classe A

$$\Delta w_{kb} = \frac{1}{Q_b} \cdot t \cdot \sqrt{\frac{r}{t}} = 8 \text{ mm}$$

Imperfection classe B

$$\Delta w_{kc} = \frac{1}{Q_c} \cdot t \cdot \sqrt{\frac{r}{t}} = 12,5 \text{ mm}$$

Imperfection classe C

6/- Facteur de réduction des imperfections élastiques

$$\alpha_{xa} = \frac{0.62}{1 + 1.91 \left(\frac{\Delta w_{ka}}{t} \right)^{1.44}} = 0.492$$

Imperfection classe A

$$\alpha_{xb} = \frac{0.62}{1 + 1.91 \left(\frac{\Delta w_{kb}}{t} \right)^{1.44}} = 0.410$$

Imperfection classe B

$$\alpha_{xc} = \frac{0.62}{1 + 1.91 \left(\frac{\Delta w_{kc}}{t} \right)^{1.44}} = 0.314$$

Imperfection classe C

7/-Elancement relatif limite plastique

$$\lambda_{Pa} = \sqrt{\frac{\alpha_{xa}}{1-\beta}} = 1,109$$

Imperfection classe A

$$\lambda_{Pb} = \sqrt{\frac{\alpha_{xb}}{1-\beta}} = 1,012$$

Imperfection classe B

$$\lambda_{Pc} = \sqrt{\frac{\alpha_{xc}}{1-\beta}} = 0,886$$

Imperfection classe C

8/- Facteur de réduction du flambement

$$x_a = \begin{cases} 1 & \text{si } \lambda_x \leq \lambda_{x0} \\ \left[1 - \beta \cdot \left(\frac{\lambda_x - \lambda_{x0}}{\lambda_{Pa} - \lambda_{x0}} \right) \right] & \text{si } \lambda_{x0} < \lambda_x \\ \frac{\alpha_{xa}}{\lambda_x^2} & \text{si } \lambda_{Pa} \leq \lambda_x < \lambda_{Pa} \end{cases}$$

$$x_a = 0,926$$

$$x_b = \begin{cases} 1 & \text{si } \lambda_x \leq \lambda_{x0} \\ \left[1 - \beta \cdot \left(\frac{\lambda_x - \lambda_{x0}}{\lambda_{Pb} - \lambda_{x0}} \right) \right] & \text{si } \lambda_{x0} < \lambda_x \\ \frac{\alpha_{xb}}{\lambda_x^2} & \text{si } \lambda_{Pb} \leq \lambda_x < \lambda_{Pb} \end{cases}$$

$$x_b = 0,917$$

$$x_c = \begin{cases} 1 & \text{si } \lambda_x \leq \lambda_{x0} \\ \left[1 - \beta \cdot \left(\frac{\lambda_x - \lambda_{x0}}{\lambda_{pc} - \lambda_{x0}} \right) \right] & \text{si } \lambda_{x0} < \lambda_x \\ \frac{\alpha_{xc}}{\lambda_x^2} & \text{si } \lambda_{pc} \leq \lambda_x \\ & < \lambda_{pc} \end{cases}$$

$$x_c = 0,902$$

9/- Contrainte au flambement EN1993-1-6

$$\sigma_{b.Rka} = f_{y,c} \cdot x_a = 3,287 \cdot 10^8 \text{ Pa} \quad \text{Imperfection classe A}$$

$$\sigma_{b.Rkb} = f_{y,c} \cdot x_b = 3,255 \cdot 10^8 \text{ Pa} \quad \text{Imperfection classe B}$$

$$\sigma_{b.Rkc} = f_{y,c} \cdot x_c = 3,202 \cdot 10^8 \text{ Pa} \quad \text{Imperfection classe C}$$

$$\frac{\sigma_{b.Rka}}{\gamma_{M1}} = 328,730 \text{ MPa} \quad \text{Imperfection classe A}$$

$$\frac{\sigma_{b.Rkb}}{\gamma_{M1}} = 325,535 \text{ MPa} \quad \text{Imperfection classe B}$$

$$\frac{\sigma_{b.Rkc}}{\gamma_{M1}} = 320,225 \text{ MPa} \quad \text{Imperfection classe C}$$

10/- Résistance au flambement

$$N_{br.kA} = \frac{\sigma_{b.Rka} \cdot A_T}{\gamma_{M1}} = 23,668 \cdot 10^3 \text{ kN} \quad \text{Imperfection classe A}$$

$$N_{br.kB} = \frac{\sigma_{b.Rkb} \cdot A_T}{\gamma_{M1}} = 23,438 \cdot 10^3 \text{ kN} \quad \text{Imperfection classe B}$$

$$N_{br.kC} = \frac{\sigma_{b.Rkc} \cdot A_T}{\gamma_{M1}} = 23,056 \cdot 10^3 \text{ kN} \quad \text{Imperfection classe C}$$

5.9 Conclusion

Cette étude a été réalisée dans le but d'étudier et d'analyser la stabilité géométrique linéaire et non linéaire de coques cylindriques présentant différentes structures de renforcement de la découpe de porte d'un mât éolien sous une flexion globale. le modèle de la coque avec découpe sans raidisseurs et les modèles avec renforcement à faible épaisseur des raidisseurs, le rapport $(A/A_o < 1)$ (où A est la surface totale de section

transversale des raidisseurs et A_0 est la section transversale de la découpe de porte), on observe un flambement local au milieu de la découpe de porte à la partie la plus comprimée de la coque, par contre dans les modèles de rapport ($A/A_0 \geq 1,76$) la déformation est en dehors de la découpe de porte.

Pour les coques cylindriques, l'imperfection géométrique sera généralement impliquée dans le comportement de flambement en raison de la forte contrainte locale de flexion de la coque cylindrique causée par le moment de flexion. L'effet de raidissement sur le comportement de flambage au niveau de la découpe de porte a été étudié.

Il est important de noter qu'une imperfection géométrique peut entraîner une réduction significative de la résistance et perte considérable de rigidité de la structure à coque cylindrique avec une découpe, en comparaison avec la formule de la charge classique de flambement des coques en flexion. La sensibilité de comportement de flambement de la coque cylindrique avec une découpe de porte renforcée avec des raidisseurs est fortement lié au rapport des sections de coupes A/A_0 .

Chapitre 6:

Conclusions générales et recommandations

6.1. Résumé

Les coques cylindriques sont couramment employées dans divers domaines. La résistance de ces coques cylindriques est généralement déterminée par leur capacité à résister au flambage. Les conditions de chargement peuvent varier considérablement en fonction de l'usage de la coque. Cette thèse se concentre sur l'étude du flambement d'un mât éolien, en mettant l'accent sur différentes structures de renforcement de la découpe de porte sous l'effet d'une charge de flexion globale.

Diverses recherches ont été menées afin de mieux comprendre le phénomène de flambement des coques cylindriques. Des études ont été réalisées pour analyser les problèmes liés au flambement des coques cylindrique caractérisé par une découpe, permettant ainsi d'approfondir une compréhension de ce phénomène. L'évolution historique ainsi que les développements récents dans le domaine de la recherche sur le flambement des coques ont été exposés. Des efforts considérables ont été déployés pour étudier la sensibilité des coques cylindriques aux imperfections, ainsi que le comportement du flambement élastique et plastique des coques.

La découpe d'accès situé à la base des éoliennes offre une réduction significative de la résistance des tours. Cependant, cette diminution peut être compensée avec une relative facilité et un coût limité grâce à l'utilisation de raidisseurs.

Dans cette thèse, nous avons examiné l'efficacité des méthodes de raidissement les plus couramment utilisées. Les résultats obtenus mettent en évidence la grande sensibilité de la résistance élastique du flambement d'une coque cylindrique aux imperfections initiales, confirmant ainsi les conclusions bien établies dans de nombreuses publications et ouvrages. De plus, nos résultats démontrent l'efficacité et la précision du code Abaqus lorsqu'il est utilisé pour effectuer des analyses non linéaires du flambement des coques cylindriques.

En raison de la complexité et du coût élevé des expériences minutieuses et détaillées nécessaires, ainsi que de la complexité de l'analyse algébrique théorique, la plupart des résultats présentés dans cette thèse reposent sur des données numériques obtenues grâce au puissant logiciel d'éléments finis Abaqus. Cependant, il est essentiel que les ingénieurs et les chercheurs aient une bonne compréhension du comportement mécanique de la structure pour chaque problème de flambement. Par conséquent, il est crucial de maîtriser les aspects importants de l'analyse par éléments finis, tels que le maillage, les éléments, les conditions aux limites et la méthode d'analyse, et de les appliquer correctement afin d'obtenir des résultats précis et fiables pour la conception technique.

Ce travail a abordé différentes études liées, dont celle portant sur les coques cylindriques soumises à une flexion. L'application de charges asymétriques provoque une flexion globale, ce qui a conduit à une étude approfondie sur les coques cylindriques, en tenant compte d'une vaste gamme d'épaisseurs.

6.2. Conclusions

Les conclusions exposées dans cette thèse représentent une contribution dans le domaine des structures des éoliennes, obtenue grâce à des études d'analyse par éléments finis. Les résultats numériques obtenus contribuent à approfondir les connaissances scientifiques sur la résistance des tours éoliennes dotées d'une section transversale circulaire et d'une découpe de porte renforcée.

Étant donné le manque évident de données expérimentales sur les coques cylindriques raidies, de nombreuses simulations numériques ont été réalisées pour examiner l'impact des raidisseurs sur les contraintes critiques, les résistances ultimes et pour constituer une base de données sur les coques cylindriques raidies. Pour des raisons de simplicité, cette étude se limite à l'analyse du comportement des coques cylindriques avec des découpes renforcées par des panneaux (qu'ils soient non-raidis ou raidis) ou par une combinaison de raidisseurs, soumises à un chargement de flexion.

Des simulations numériques ont été utilisées pour étudier l'impact de la découpe de porte et de la présence de raidisseurs de renforcement de la résistance des coques cylindriques utilisés dans les mâts éoliens. Les caractéristiques géométriques des coques cylindriques, ainsi que celles de la découpe et les raidisseurs, ont été soigneusement sélectionnées pour refléter les dimensions typiques des tours éoliennes. L'étude numérique a révélé que malgré l'influence des imperfections initiales sur la géométrie post-déformation, la charge critique était pratiquement la même pour chaque type de coque cylindrique (sans découpe, avec découpe, ou avec découpe renforcée par des panneaux raidis ou non raidis). La présence d'une découpe a entraîné une réduction de la résistance d'environ 24%. Cependant, différents types de structures de raidisseurs ont été suffisants pour compenser cette perte de résistance. En outre, une simulation par la méthode des éléments finis a été réalisée après l'étude numérique. Les résultats de la simulation numérique ont été satisfaisants, notamment en ce qui concerne les courbes moment-rotation, pour les cas de coques cylindriques sans découpe et avec découpe renforcée.

En utilisant des techniques d'analyse numérique, il devient possible de simuler et d'explorer différentes conditions de chargement et de renforcement, ce qui permet d'obtenir des informations précieuses sur le comportement du mât éolien. Cette approche permet de modéliser avec précision le flambement des coques cylindriques et d'évaluer comment différentes structures de renforcement de la découpe de porte peuvent influencer la réponse globale de la structure.

L'analyse numérique constitue une plateforme solide permettant de comprendre les résultats obtenus et peut être utilisée pour obtenir une vision approfondie du comportement du problème. En bref, les conclusions de cette étude peuvent être résumées de la manière suivante :

1. La découpe d'accès exerce une influence significative sur la résistance de la coque cylindrique. Les propriétés de résistance du modèle de la coque cylindrique

- renforcée par un panneau raidi (raidisseurs longitudinaux), surpassaient celles des autres structures de raidissement.
2. Les résultats obtenus par la méthode des éléments finis ont confirmé la propagation du flambement dans la zone de la découpe de porte. En prenant en compte les différents types des raidisseurs, les valeurs de résistance selon la norme Eurocode3 se révèlent être presque les mêmes que celles obtenues à partir des résultats de la méthode des éléments finis.
 3. Lorsque la coque non raidie et dont le renforcement est insuffisant, le flambement local se produit au niveau de la partie la plus comprimée, située au milieu de la découpe de porte du mât. Dans cette situation, l'ovalisation de la structure est minimale et le moment de flexion critique est proche du moment critique élastique M_{cr} . Il est important de noter que le flambement local par compression se produit en raison des contraintes imposées par les conditions aux limites. Dans de tels cas, le moment de flexion critique peut être plusieurs fois supérieur au moment critique élastique M_{cr} .
 4. Pour les coques cylindriques avec une découpe raidie, le flambement par bifurcation se produit juste avant que le point de flambement ne se forme à l'extérieur de la découpe de porte. Le moment de flexion critique correspond approximativement au moment de Brazier.

Il convient également de mentionner que des analyses non linéaires géométriques et matérielles ont été effectuées, en tenant compte d'une imperfection initiale (découpe de porte) basée sur les premiers modes de flambement. Dans le cas des coques cylindriques avec découpe, l'effet de cette imperfection est significatif. En outre, il a été confirmé numériquement que, pour les coques cylindriques comportant des découpes non raidies, la charge critique atteint sa valeur la plus basse lorsque la découpe de porte est située du côté comprimé. Dans le cas des découpes raidies, l'écart de la charge critique par rapport à la position de la découpe de porte est négligeable, à condition qu'une zone de section transversale appropriée du raidisseur soit utilisée.

Les imperfections géométriques engendrent une diminution considérable de la résistance des coques cylindriques soumises à la flexion. L'instabilité par flambement survient à un moment critique réduit, entraînant une réduction de l'ovalisation de la section transversale. Il est à noter que pour le cas des coques cylindriques, les raidisseurs peuvent jouer un rôle dans le comportement de flambage en raison de la concentration locale des contraintes de flexion.

Les résultats obtenus démontrent que la structure de la tour éolienne répond aux exigences requises. Une observation importante révèle que l'utilisation du modèle avec panneaux raidis, dotés de raidisseurs longitudinaux, offre une stabilité fiable, même face à des charges extrêmes. De plus, ce modèle présente des avantages économiques indéniables, notamment une rentabilité accrue et une réduction significative de la quantité de matériaux nécessaires à sa fabrication, entraînant ainsi une diminution des coûts.

6.3. Recherches et travaux futurs

Cette thèse a présenté une étude sur le comportement du flambement des coques de mâts éoliens dans différentes conditions de chargement. Cependant, il est important de souligner que ce travail n'a pas la prétention d'apporter une solution complète à tous les problèmes d'instabilité de flambement des tours éoliennes, notamment dans des conditions extrêmes. De nombreux problèmes pratiques ont été abordés au cours de cette étude, et différents comportements de flambement ont été analysés.

En raison de la complexité mécanique inhérente aux structures de coque cylindrique, la maîtrise totale des problèmes de flambement reste généralement difficile, et certaines questions demeurent à résoudre en relation avec celles discutées dans cette thèse.

Afin d'améliorer encore davantage le travail présenté et le rendre plus fructueux, il est recommandé de développer davantage les aspects suivants :

- ✓ L'étude de la sensibilité aux imperfections des coques cylindriques sous des charges dynamiques, telles que les charges périodiques ou les charges sismiques dans la plage élastique-plastique, constitue un domaine de recherche important.
- ✓ Étude de la possibilité d'un couplage entre les modes de vibration et les modes de flambement d'une tour éolienne en cas de séisme.

Références

- [1] Lorenz, R. (1908) "Buckling of a Cylindrical Shell under Axial Compression" (in German) *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure*, Vol. 52, 1908, p 1766.
- [2] Timoshenko, S.P. and Gere, J.M. (1961) "Theory of Elastic Stability", 2nd edn, McGraw-Hill, New York.
- [3] Southwell, R.V. (1914) "On the General Theory of Elastic Stability", *Phil. Trans. Royal Soc.*, Vol. 213, 1914, pp. 187-244.
- [4] [4] EN 1993-1-6 (2007) Eurocode 3: Design of steel structures, Part 1.6: Strength and stability of shell structures. CEN, Brussels.
- [5] ECCS EDR5 (2008) European Recommendations for Steel Construction: Buckling of Shells, 5th edition, Edited by J.M. Rotter and H. Schmidt, European Convention for Constructional Steelwork, Brussels.
- [6] Resinger, F. and Greiner, R. (1974) "Zum Beulverhalten von Kreiszyinderschalen mit abgestufter Wanddicke unter Manteldruck", *Stahlbau*, Vol. 43, pp. 182-187.
- [7] Resinger, F. and Greiner, R. (1976) "Praktische Beulberechnung oberirdischer zylindrischer Tankbauwerke für Unterdruck", *Stahlbau*, Vol. 45, pp. 10-15.
- [8] Greiner, R. (1981) "Buckling of cylindrical shells with stepped wall thickness under wind pressure", (in German), *Der Stahlbau*, 50, No. 6, pp. 176-179.
- [9] Koiter, W.T. (1945) "On the Stability of Elastic Equilibrium", (in Dutch) PhD Thesis, Delft University, (see also Translation AFFDL-TR-70-25 Wright Patterson Air Force Base, 1970).
- [10] [10] Rotter J.M. (2004). "Buckling of cylindrical shells under axial compression", Chapters 2 in *Buckling of Thin Metal Shells*, Eds J.G. Teng & J.M. Rotter, Spon, London, pp 1-87.
- [11] Teng, J.G. and Rotter, J.M. (2004) "Buckling of thin shells: an overview", Chapter 1 of the book *Buckling of Thin Metal Shells*, eds J.G. Teng & J.M. Rotter, Spon, London, pp 1-41.
- [12] Lee, L.H.N. (1962) "Inelastic buckling of initially imperfect cylindrical shells subject to axial compression", *Journal of Aeronautical Sciences*, 29 (1962), 87–95.
- [13] Batterman, S.C. (1965) "Plastic buckling of axially compressed cylindrical shells", *AIAA Journal*, 3 (1965), 316–325.
- [14] Bardi F.C., Yun, H.D. and Kyriakides S. (2003) "On the axisymmetric progressive crushing of circular tubes under axial compression", *International Journal of Solids and Structures*, 40 (2003), 3137–3155.
- [15] Suer, H.S., Harris, L.A., Skene, W.T. and Benjamin, R.J. (1958) "The bending stability of thin-walled unstiffened circular cylinder including the effects of internal pressure", *J Aeronaut Sci*, 25(5), 281–287.
- [16] Dow, M.B. and Peterson, J.P. (1960) "Bending and Compression Tests of Pressurised Ring-stiffened Cylinders", NASA TN D-360, 1960.
- [17] Elchalakani, M., Zhao, X.L. and Grzebieta, R.(2002) "Bending tests to determine slenderness limits for cold-formed circular hollow sections", *Journal of Constructional Steel Research* 58, 1407–1430.
- [18] Jullien, J-F. and Limam, A. (2002) "Buckling of thin pressurised cylindrical shells under bending load", *Proc., International Conference on Advances in Steel Structures, ICASS'02*, Vol. 2, Hong Kong, December 2002, pp. 675-682.
- [19] Mâthon, L., Limam, A. (2006) "Experimental collapse of thin cylindrical shells submitted to internal pressure and pure bending", *Thin-Walled Structures*, 44 (2006), 39-50.

- [20] Limam, A., Lee, L.-H, Corona, E. and Kyriakides, S. (2010) “Inelastic wrinkling and collapse of tubes under combined bending and internal pressure”, *International journal of Mechanics Sciences*, 52 (2010), 637-647.
- [21] Rotter, J.M. (1998) “Shell Structures: The New European Standard and Current Research Needs”, *Thin-Walled Structures*, 31(1-3), 3-23.
- [22] Rotter, J.M. (2002) “Shell Buckling and Collapse Analysis for Structural Design: The New Framework of the European Standard.” *New Approaches to Structural Mechanics, Shells & Biological Structures*. Eds H.R. Drew & S. Pellegrino, Kluwer Academic, London, 355-378.
- [23] Bushnell, D. (1985) “Computerized buckling analysis of shells”, *Martinus Nijhoff Publishes*, Dordrecht.
- [24] Calladine, C.R. (1983) *Theory of Shell Structures*, Cambridge University Press, Cambridge.
- [25] Donnell, L.H. (1933) “Stability of Thin-Walled Tubes under Torsion”, *NACA Report No. 479*.
- [26] S.P. Timoshenko, *Histoire de la résistance des matériaux*, livre de McGraw-Hill CO, 1953.
- [27] Flügge, W. (1973) “Stresses in shells”, 2nd ed, New York/Heidelberg/Berlin: Springer.
- [28] Sanders, J.L., “Nonlinear Theories for Thin Shells”, *Quarterly Journal of Applied Mathematics*, Vol 21, 1963, pp 21-36.
- [29] Rotter, J.M. and Jumikis, P.T. (1988) “Nonlinear Strain-Displacement Relations for Thin Axisymmetric Shells”, *Research Report R563*, School of Civil and Mining Engineering, University of Sydney, Feb. 1988.
- [30] Flügge, W. (1932) “Die Stabilität der Kreiszyinderschale”, *Ing.-Arch.*, Vol. 3, No 5, pp 463-506.
- [31] Combescure, A. (1986) “Static and dynamic buckling of large thin shells”, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 92, pp 339-354.
- [32] Teng, J.G. and Rotter, J.M. (1989) “Non-Symmetric Buckling of Plate-End Pressure Vessels”, *Journal of Pressure Vessel Technology*, American Society of Mechanical Engineers, Vol. 111, No. 3, August, 1989, pp 304-311.
- [33] Rotter, J.M. (2005b) “The Practical Design of Shell Structures Exploiting Different Methods of Analysis” in *Shell Structures: Theory and Applications*, Eds Pietraszkiewicz, W. and Szymczak, C., Taylor and Francis, London, 71-86.
- [34] Rotter, J.M. (2008a) “Rules for the plastic limit state and plastic reference load assessment”, Chapter 7 in *Stability of Steel Shells: European Design Recommendations: Fifth Edition*, eds J.M. Rotter and H. Schmidt, Publication P125, European Convention for Constructional Steelwork, Brussels.
- [35] Rotter, J.M. (2008b) “The elastic-plastic imperfection sensitivity of axially compressed cylinders with welds depressions.” 5th European Conference on Steel and Composite Structures, Graz, Austria, September 2008.
- [36] Schmidt, H. and Rotter, J.M. (2008) “Rules for the buckling limit state assessment using global numerical analysis”, Chapter 8 in *Stability of Steel Shells: European Design Recommendations: Fifth Edition*, eds J.M. Rotter and H. Schmidt, Publication P125, European Convention for Constructional Steelwork, Brussels.
- [37] Rotter, J.M. (1999) “Proposal for generalization of the elastic-plastic buckling interaction rule for Eurocode 3 Part 1.6”, submission to CEN TC250/SC3/PT4 and ECCS TWG8.4 *Buckling of Shells*, March, 8pp.

- [38] Rotter, J.M. (2005a) "The philosophy of shell buckling design according to EN 1993-1-6", Proc., 5th International Conference on Computation of Shell and Spatial Structures, June 1-4, 2005 Salzburg, Austria.
- [39] Almroth, B.O. (1963) "Postbuckling Behavior of Axially Compressed Circular Cylinders", AIAA Journal, March 1963, Vol. 1, No. 3, pp. 630-633
- [40] Almroth, B.O. (1966) "Influence of Edge Conditions on the Stability of Axially Compressed Cylindrical Shells", Journal of the American Institute of Aeronautics and Astronautics, Vol. 4, No. 1, pp 134-140.
- [41] Almroth, B.O. (1966) "Influences of Imperfections and Edge Restraints on the Buckling of Cylindrical Shells under Axial Compression". CR-432, NASA.
- [42] Koiter, W.T. (1963) "The Effect of Axisymmetric Imperfections on the Buckling of Cylindrical Shells under Axial Compression", Koninklike Nederlandse Akademie van Wetenschappen, Proc. Ser. B66, pp 265-279.
- [43] Hutchinson, J.W. and Koiter, W.T. (1970) "Postbuckling Theory", Appl. Mech. Reviews, Vol.23, No. 12, Dec. 1970, pp 1353-1366.
- [44] Tvergaard, V., "Buckling Behaviour of Plate and Shell Structures", Proc., 14th Int. Cong. Theor. Appl. Mech., Delft, 1976, pp 232-247.
- [45] Singer, J. (1983) "Vibration and buckling of imperfect stiffened shells recent developments, in Collapse: The Buckling of Structures in theory and Practice", (eds J.M.T. Thompson and G.W. Hunt), Cambridge University Press, Cambridge, 443-479.
- [46] Yamaki, N. (1984) "Elastic Stability of Circular Cylindrical Shells", North Holland, Elsevier Applied Science Publishers, Amsterdam, 1984.
- [47] Greiner, R and Derler, P (1995) "Effect of imperfections on wind-loaded cylindrical shells", Thin-Walled Structures, 23(1995), 271-281.
- [48] Esslinger, M. and Geier, B. (1972) "Gerechnete Nachbeulasten als untere Grenze der experimentellen axialen Beulasten von Kresiszylindern", Der Stahlbau, Vol. 41, No. 12, pp 353-360.
- [49] Cai, M.J. (2003) "Buckling of cylindrical shells under non-uniform loads", PhD Thesis, Institute for Infrastructure and Environment, University of Edinburgh.
- [50] Song, C.Y., Teng, J.G. and Rotter, J.M. (2004) "Imperfection sensitivity of thin elastic cylindrical shells subject to partial axial compression", International Journal of Solids and Structures, Vol. 41, July, pp 7155-7180.
- [51] Greiner, R. and Guggenberger, W. (2004) "Tall cylindrical shells under wind pressure", in Buckling of Thin Metal Shells, eds J.G. Teng & J.M. Rotter, Spon, London, pp 198-206.
- [52] Doerich, C. (2007) "Strength and Stability of locally supported cylinders." Phd thesis, Institute of Infrastructure and Environment, University of Edinburgh, Edinburgh.
- [53] Rotter, J.M. (1996) "Elastic plastic buckling and collapse in internally pressurised axially compressed silo cylinders with measured axisymmetric imperfections: interactions between imperfections, residual stresses and collapse", Proc. International Workshop on Imperfections in Metal Silos: Measurement, Characterisation and Strength Analysis, CA-Silo, Lyon, France, 19 April, pp 119-140.
- [54] Holst, J.M.F.G., Rotter, J.M. and Calladine, C.R. (2000) "Imperfections and buckling in cylindrical shells with consistent residual stresses", Journal of Constructional Steel Research, Vol. 54, pp 265-282.

- [55] Pircher, M., Berry, P.A., Ding, X.L. and Bridge, R.Q. (2001) "The shape of circumferential weld-induced imperfections in silos and tanks", *Thin-Walled Structures*, Vol. 39, pp 999-1014.
- [56] E.S. Bernard, R. Coleman, R.Q. Bridge, Measurement and assessment of geometric imperfections in thin-walled panels, *Thin-Walled Structures*, vol. 33, pp. 103-126, 1999.
- [57] M. Pircher, A. Wheeler, The measurement of imperfections in cylindrical thin-walled members, *Thin-Walled Structures*, vol. 41, pp. 419-433, 2003.
- [58] Fischer, G. (1962) "Über die berechnung der kritischen axiallasten gelenkig gelagerter kreiszylinderschalen mit hilfe des mehrstellenverfahrens", *Zeitschrift für Angewandte Mâthemâtik und Mechanik*, Vol. 42.
- [59] Fischer, G. (1963) "Ueber den einfluss der gelenkigen lagerung auf die stabilitat dunnwandiger kreiszylinderschalen unter axiallast und innendruck", *Zeitschrift für Flugwissenschaften*, 11, 111-119.
- [60] Hoff, N.J. (1966) "The perplexing behaviour of thin cylindrical shells in axial compression." *Journal of Technology*, Vol. 4, No.1, 1-28.
- [61] Brush, D.O. and Almroth, B.O. (1975) "Buckling of Bars, Plates and Shells", McGraw-Hill, New York.
- [62] Singer, J. (1982) "The Status of Buckling Investigations of Shells", *Buckling of Shells*, Ed. E. Ramm, Springer-Verlag.
- [63] Teng, J.G. (1996) "Buckling of thin shells: recent advances and trends", *Applied Mechanics Reviews*, Vol. 49, No. 4 April, pp 263-274.
- [64] Teng, J.G. (2000) "Intersections in Steel Shell Structures", *Progress in Structural Engineering and Materials*, Vol. 2, No. 4, July, pp 459-471.
- [65] Blachut, J. (1998) "Some Recent Developments in Strength and Buckling of Pressure Vessel Components", *Progress in Structural Engineering and Materials*, Vol. 1, No. 4, July, pp 418-427.
- [66] Limam, A. et al. (2011) "Effect of multiple localized geometric imperfections on stability of thin axisymmetric cylindrical shells under axial compression", *International journal of solids and structures*, 48 (2011), 1034- 1043.
- [67] Rotter, J.M. and Teng, J.G (1989) "Elastic Stability of Cylindrical Shells with Weld Depressions", *Journal of Structural Engineering*, American Society of Civil Engineers, Vol 115, No. 5, May 1989, pp 1244-1263.
- [68] Tvergaard, V. (1983a) "On the transition from a diamond mode to an axisymmetric mode of collapse in cylindrical shells." *International Journal of Solids and Structures*, 19 (10), 845–856.
- [69] Tvergaard, V. (1983b) "Plastic buckling of axially compressed circular cylindrical shells." *Thin-Walled Structures*, 1 (2), 139–163.
- [70] Seide, P. and Weingarten, V.I. (1961) "On the Buckling of Circular Cylindrical Shells Under Pure Bending", *Journal of Applied Mechanics*, 28 (1), 112-116.
- [71] Brazier, L.G. (1927) "On the flexure of thin cylindrical shells and other 'thin' sections", *Proc. Roy. Soc. London Series A*, 116, 104-114.
- [72] Reissner, E. (1959) "On finite bending of pressurized tubes", *Journal of Applied Mechanics*, ASME 26, 386–392.
- [73] Reissner, E. (1961) "On finite pure bending of cylindrical tubes", *Osterr. Ingenieur Archives* 15, 165–172.

- [74] Fabian, O. (1977) "Collapse of cylindrical, elastic tubes under combined bending, pressure and axial loads", *International Journal of Solids and Structures* 13, 1257–1270.
- [75] Axelrad, E.L. (1962) "Flexure and instability of thin-walled pressurized tubes", *Izvestiya Akademii Nauk SSSR, Otdelenie Tekhnicheskikh Nauk, Mekhanika i Mashinostroenie* 1, 98–114, in Russian.
- [76] Kyriakides, S., Shaw, P.K. (1982) "Response and stability of elastoplastic circular pipes under combined bending and external pressure", *International Journal of Solids and Structures* 18 (11), 957–973.
- [77] Axelrad, E.L. and Emmerling, F.A. (1984) "Collapse load of elastic tubes under bending", *Isr. J. Technol.* 22, 89–94. 289
- [78] Tang, S.C., Chu, C.C. and Yeung, K.S. (1984) "Collapse of long, noncircular, cylindrical shells under pure bending", *Computers and structures*, Vol. 21, No. 6, pp 1345-1353.
- [79] Corona, E. and Kyriakides, S. (1988) "On the collapse of inelastic tubes under combined bending and pressure", *International Journal of Solids and Structures* 24, 505–535.
- [80] Karamanos, S.A. and Tassoulas, J.L. (1991) "Stability of inelastic tubes under external pressure and bending", *Journal of Engineering Mechanics*, ASCE 117 (12), 2845–2861.
- [81] Axelrad, E.L. (1965) "Refinement of buckling-load analysis for tube flexure by way of considering precritical deformation", *Izvestiya Akademii Nauk SSSR, Otdelenie Tekhnicheskikh Nauk, Mekhanika i Mashinostroenie* 4, 133–139, in Russian.
- [82] Tatting, B.F., Gurdal, Z. and Vasiliev, V.V. (1995) "Nonlinear shell theory solution for the bending response of orthotropic finite length cylinders including the Brazier effect", *Proceedings of the 36th Structures, Structural Dynamics and materials Conference*, New Orleans, LA, pp. 966–976.
- [83] Li, L.Y. and Kettle, R. (2002) "Nonlinear bending response and buckling of ring-stiffened cylindrical shells under pure bending." *International Journal of Solids and Structures*, 39(2002), 765-781.
- [84] Karamanos, Spyros A. (2002) "Bending instabilities of elastic tubes", *International Journal of Solids and Structures*, 39 (2002), 2059-2085.
- [85] Houliara, S. and Karamanos, S.A. (2006) "Buckling and post-buckling of long pressurized elastic thin-walled tubes under in-plane bending", *International Journal of Non-Linear Mechanics*, (2006) 491-511.
- [86] Stephens, W., Starnes Jr., J.H. and Almroth, B.O. (1975) "Collapse of long cylindrical shells under combined bending and pressure loads", *AIAA J.* 13, 20– 25.
- [87] Chen, Y.N. and Kempner, J. (1976) "Buckling of oval cylindrical shells under compression and asymmetric bending", *AIAA Journal* 14, 1235–1240.
- [88] Libai, A. and Bert, C.W. (1994) "A mixed variational principle and its application to the nonlinear bending problem of orthotropic tubes—II. Application to nonlinear bending of circular cylindrical tubes", *Int. J. Solids Struct.* 31, 1019–1033.
- [89] Batdorf, S.B. (1947) A simplified method of elastic stability analysis for thin cylindrical shells. NACA TN No.1341.
- [90] Reddy, B.D. and Calladine, C.R. (1978) "Classical buckling of a thin-walled tube subjected to bending moment and internal pressure", *International Journal of Mechanical Sciences*, 641-650.
- [91] Samuelson, L.A., Vandepitte, D. and Paridaens, R.: The background to the ECCS recommendations for buckling of stringer stiffened cylinders, *Proc. of Int. Coll. on Buckling of Plate and Shell Structures*, Ghent, 1987. pp 513–522.

- [92] C. Baniotopoulos, C. Borri, T. Stathopoulos, Environmental wind engineering and design of wind energy structures, Springer, 2011.
- [93] A.T. Tran, M. Veljkovic, C. Rebelo, L. Simões da Silva, Resistance of door openings in towers for wind turbines, 3rd South-East European Conference on Computational Mechanics an ECCOMAS and IACM Special Interest Conference, Kos Island, Greece, 2013.
- [94] M. Veljkovic, C. Heistermann, W. Husson, M. Limam, M. Feldmann, J. Naumes, T. Pak, T. Faber, M. Klose, K.-U. Fruhner, L. Krutschina, C. Baniotopoulos, L. Lavisas, A. Pontes, E. Ribeiro, M. Hadden, R. Sousa, L. Simões da Silva, C. Rebelo, R. Simoes, J. Henriques, R. Mâtos, J. Nuutinen, H. Kinnunen, High-strength tower in steel for wind Turbines (HISTWIN), Research Report, 2012.
- [95] M. Veljkovic, C. Heistermann, O. Garzon, M. Limam, A.T. Tran, M. Pavlovic, T. Heistermann, M. Feldmann, F. Möller, C. Richter, J. Naumes, C. Baniotopoulos, S. Gerasimidis, I. Zygomalas, A. M. Silva, L. Simões da Silva, C. Rebelo, R. Mâtos, P. Pinto, A. Moura, H. Gervásio, High steel tubular towers for wind (HISTWIN 2), Research Report , 2014.
- [96] I. Lavassas, G. Nikolaidis, P. Zervas, E. Efthimiou, I.N. Doudoumis, C.C. Baniotopoulos, Analysis and design of the prototype of a steel 1-MW wind turbine tower, Engineering Structures, vol. 25, p. 1097–1106, 2003.
- [97] Ö. Umut, B. Akbas, J. Shen, Design Issues of Wind Turbine Towers, 8th International Conference on Structural Dynamics, Leuven, Belgium, 2011.
- [98] A. Quilligan, A. O'Connor, V. Pakrashi, Fragility analysis of steel and concrete wind turbine towers, Engineering structures, vol. 36, pp. 270- 282, 2012.
- [99] P.E. Uys, J. Farkas, K. Jarmai, F. van Tonder, Optimisation of a steel tower for a wind turbine structure, Engineering Structures, vol. 29, p. 1337–1342, 2007.
- [100] A. Perelmuter, V. Yurchenko, Parametric optimization of steel shell towers of high-power wind turbines, Procedia Engineering, vol. 57, p. 895 – 905, 2013.
- [101] N. Bazeos, G.D. Hatzigeorgiou, I.D. Hondros, H. Karamaneas, D.L. Karabalis, D.E. Beskos, Static, seismic and stability analyses of a prototype wind turbine steel tower, Engineering Structures, vol. 24, p. 1015–1025, 2002.
- [102] H.M. Negm, K.Y. Maalawi, Structural design optimization of wind turbine towers, Computers and Structures, vol. 74, pp. 649-666, 2000.
- [103] Y. Xu, W.L. Sun, J.P. Zhou, Static and dynamic analysis of wind turbine tower structure, Advanced Materials Reseach, vol. 33, pp. 1169-1174, 2008.
- [104] T. Burton, N. Jenkins, D. Sharpe, E. Bossanyi, Wind energy handbook, Wiley, 2011.
- [105] EN 1993-1-1. Design of steel structures, Part 1-1: General rules and rules for buildings, Brussels, Belgium: European Committee for Standardization, 2005.
- [106] EN 1993-1-3. Design of steel structures - Part 1-3: General rules - Supplementary rules for cold-formed members and sheeting, 2006
- [107] EN1993-1-5. Design of steel structures, Part 1-5: Plated structural elements, Brussels, Belgium: European Committee for Standardization, 2006.
- [108] EN 1993-1-8. Design of steel structures, Part 1-8: Design of joints, Brussels, Belgium: European Committee for Standardization, 2005.
- [109] EN 1993-1-9. Design of steel structures, Part 1-9: Fatigue, Brussels, Belgium: European Committee for Standardization, 2005.
- [110] EN 1993-3-2. Design of steel structures, Part 3-2: Towers, masts and chimneys - Chimneys, Brussels, Belgium: European Committee for Standardization, 2006.

- [111] K.S Lee, H.J. Bang, A study on the prediction of lateral buckling load for wind turbine tower structures, *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, vol. 13, pp. 1829-1836, 2012.
- [112] C.A. Dimopoulos, C.J. Gantes, Experimental investigation of buckling of wind turbine tower cylindrical shells with opening and stiffening under bending, *Thin-Walled Structures*, vol. 54, pp. 140-155, 2012.
- [113] Anh Tuan Tran; Resistance of Circular and Polygonal Steel Towers for Wind Turbines- Down scale component experiments and Finite element analysis-Department of Civil, Environmental and Natural Resources Engineering .Luleå University of Technology SE - 971 87 Luleå, 2014.
- [114] J. Singer, H. Abramovich, The development of shell imperfection measurement techniques, *Thin-Walled Structures*, vol. 23, pp. 379-398, 1995.
- [115] A. Wheeler, M. Pircher, Measured imperfections in six thin-walled steel tubes, *Journal of Constructional Steel Research*, vol. 59, pp. 1385-1395, 2003.
- [116] A.T. Tran, M. Veljkovic, C. Rebelo, L. Simões da Silva, Influence of geometrical imperfections on analyses of door openings in tubular steel towers for wind turbines, 7th European conference on Steel and Composite Structures, Napoli, Italy, 2014.
- [117] André Da Silva, “Flambage de coques cylindriques minces sous chargements combinés,” Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2011. pp 23, 24, 343
- [118] Jérôme DIDIER, “ Etude du comportement au flambage des coques cylindriques multicouches métal/matériau mousse sous chargements combinés pression interne/cisaillement/flexion,” Thèse en Génie Civil, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2014. pp 92-94.
- [119] Arbocz, J., Stam, A.R., A Probability Approach to Design Shell Structures. In: Buckling of
- [120] Dimopoulos CA, Gantes CJ.: Comparison of stiffening types of the cutout in tubular wind turbine towers. *Journal of Constructional Steel Research* 2013, 83: pp 62–74.
- [121] Riks, E. (1979) “An Incremental Approach to the Solution of Snapping and Buckling Problems”, *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 15, pp 529-551.
- [122] Courant, (1943) “Variation methods for the solution of problems of equilibrium and vibrations”. *Bulletin of the American Mathematical Society* 49, 1-23.
- [123] Clough, R.W. (1960) “The Finite Element Method in Plane Stress Analysis”, *Proceeding of 2nd ASCE Conference on Electronic Computation*, Pittsburg, PA, September, 1960.
- [124] Zienkiewicz, O.C. (1971) “The Finite Element Method in Engineering Science”, McGraw-Hill, London.
- [125] Martin, H.C. and Carey, G. F., (1975) *Introduction to Finite Element Analysis- Theory and Applications*, Tata McGraw-Hill Publishing Company Ltd., New Delhi.
- [126] Bathe, K.L. and Wilson, E.L. (1976) “*Numerical Methods in Finite Element Analysis*”, Prentice Hall, Inc. Englewood Cliffs, New Jersey.
- [127] Hughes, T.J.R. (1987) “*The finite element method*”, PRENTICE-HALL, INC., Englewood Cliffs, New Jersey.
- [128] Abaqus 6.12-1, Simulia Dassault Systmes, 2012.
- [129] V. Denoël, “Analyse dynamique des structures du génie civil,” 2010.
- [130] *Thin Metal Shells*, Teng, J.G., Rotter, J.M., London: Spoon Press, 2004, pp.455-489.

ملخص

الهدف من هذا العمل هو تقديم طريقة حسابية رقمية دقيقة قادرة على التنبؤ بسلوك عمود توربينات الرياح، والتي تتميز بفتحة باب في الجزء السفلي منه لتسهيل الوصول إلى مهام الصيانة. أجريت دراسة بارامترية في هذا السياق. يعتبر الهيكل المدروس للبرج الفولاذي قشرة أسطوانية ذات مقطع وسلك ثابت على طول ارتفاعه المدروس. تم تصميم هندسة البرج بواسطة عناصر من النوع غير الخطي. يستخدم المصممون التعزيزات الداخلية لتجنب الالتواء المحلي وتقليل اضطراب توزيع الضغط في الظروف القاسية. تم اقتراح التصميم المعتمدة في النماذج لتحقيق النتائج المرجوة و المثالية ، و هي تقليل الكتلة ، وتعظيم التردد الطبيعي والصلابة في نهاية العمل. تم النظر في العديد من التكوينات في هذه الدراسة ، تعزيز فتحة الباب باستخدام لوحة ذات قيم سماكة متغيرة ، بواسطة دعائم طولية ، بواسطة دعائم مركبة وأخيراً بواسطة لوح مقوى بدعائم. تم اقتراح نموذج عددي لفحص سلوك القشرة الأسطوانية في الضغط باستخدام برنامج اباكوس. توضح النتائج التي تم الحصول عليها جدوى وأداء النهج المقترح الذي يلبي تمامًا المتطلبات الهيكلية لبرج الرياح. لوحظ أن نموذج الصفحة المدعمة بأعمدة طولية يعطي نتائج جيدة للاستقرار تحت الاجهادات القصوى. و من ناحية أخرى فهي مربحة اقتصادياً وهناك حاجة أقل إلى مواد التصنيع ، مما يقلل التكلفة.

الكلمات المفتاحية: برج توربينات الرياح ، هيكل القشرة الأسطوانية ، مقويات طولية ، مقويات عرضية ، مقويات مركبة ، تحليل عناصر محدودة ، تحليل عددي للالتواء ، اباكوس.

Résumé

Le but de ce travail est de présenter une méthode de calcul numérique précise capable de prédire le comportement d'une coque du mât d'une éolienne caractérisée par une découpe de porte dans la partie inférieure, afin de faciliter l'accès pour les travaux d'entretien. Une étude paramétrique a été menée dans ce contexte. La structure étudiée de la tour en acier est considérée comme une coque cylindrique avec section et épaisseur constantes le long de sa hauteur. La géométrie de la tour a été modélisée par d'éléments de type coque non linéaires. Les concepteurs utilisent des renforcements intérieurs pour éviter le flambement local et minimiser la perturbation de la distribution des contraintes dans des conditions extrêmes. Les conceptions adoptées dans les modèles sont proposées pour atteindre des résultats optimisés, à savoir la minimisation de la masse, la maximisation de la fréquence naturelle et la rigidité à la fin du travail. De nombreuses configurations ont été considérées dans cette étude ; le renforcement de la découpe par un panneau cylindrique en variant la valeur de l'épaisseur, par des raidisseurs longitudinaux, par des raidisseurs longitudinaux et circonférentiels et finalement avec un panneau raidi. Un modèle numérique a été proposé pour examiner le comportement en compression d'une coque cylindrique en utilisant le logiciel Abaqus. Les résultats obtenus peuvent répondre aux exigences de la structure de la tour éolienne. Il a été observé que le modèle à panneau raidi donne des résultats fiables à la stabilité sous une charge extrême. D'autre part il est économiquement rentable et moins de matériel est nécessaire à la fabrication, ce qui réduit le coût.

Mots clés: tour éolienne, coques cylindriques, raidisseurs longitudinaux, raidisseurs circonférentiels, raidisseurs combinés, analyse par éléments finis, analyse numérique du flambement, Abaqus.

Abstract

The aim of this work is to present a precise numerical calculus method able to predict the behavior of a wind turbine mast, which is characterized by an open door at its lower part in order to facilitate the access to maintenance tasks. A parametric study had been conducted in this context. The structure studied of steel tower is considered as cylindrical shell with constant section and thickness along its studied height. The geometry of the tower had been modeled by non-linear shell type elements. Designers use interior reinforcements to avoid local buckling and minimize the disturbance of the stress distribution in extreme conditions. The designs adopted in the models are proposed to achieve optimized results, such as the minimization of the mass, the maximization of the natural frequency and the rigidity at the end of the work. Many configurations had been considered in this study, the enhancement of the gap by using a panel with variable thickness values, by longitudinal stiffeners, by combined stiffeners and finally by a stiffened panel. A numerical model had been suggested to examine a cylindrical shell behavior in compression using the Abaqus software. The obtained results demonstrate the viability and performance of the proposed approach which perfectly meets the structural requirements of the wind tower. It is observed that the stiff plate model gives reliable results to stability under extreme load. On the other hand it is economically profitable and less material is needed for manufacturing, which reduces the cost.

Keywords: Wind turbine tower, Shell structures, longitudinal stiffeners, transverse stiffeners, combined stiffeners, finite element analysis, buckling numerical analysis, Abaqus.