

METHODOLOGIE D'EXCITATION DE MODES A DIAMETRES NODAUX D'UN ANNEAU STATORIQUE DE TURBOREACTEUR

EXCITATION OF NODAL DIAMETER MODE-SHAPES OF A STATOR RING OF A TURBOJET ENGINE

F. Nyssen¹, J.-C. Golinval¹, D. Simon² et R. Vigué³

1 Département Aérospatiale et Mécanique, Université de Liège – B - 4000 LIEGE BELGIQUE, e-mail : florence.nyssen@student.ulg.ac.be, jc.golinval@ulg.ac.be

2 V2i sa – Boulevard de Colonster, 4 – B - 4000 LIEGE BELGIQUE, e-mail : d.simon@v2i.be

3 Techspace Aero sa – Route de Liers, 121 – B - 4041 HERSTAL (MILMORT) BELGIQUE, e-mail : regis.viguie@techspace-aero.be

Mots clés : disques aubagés, modes à diamètres, excitation appropriée, réponse forcée, turbomachines.

Keywords : *Bladed disks, nodal diameter mode-shapes, appropriated excitation, forced response, turbomachinery.*

Résumé

Cette étude consiste à développer une approche expérimentale, permettant l'isolation de modes à diamètres nodaux spécifiques d'un étage statorique de compresseur basse pression, ayant pour objectif final la calibration de jauges de déformation. Plus spécifiquement, une étude portant sur le nombre minimal de sources d'excitation (shakers) et sur leur répartition circumférentielle optimale a été menée, l'objectif suivi étant d'isoler des modes à diamètres cibles dans des conditions de laboratoire. La première partie de l'étude consiste en une approche théorique, basée sur les concepts d'appropriation modale en régime forcé. La combinaison optimale des positions des différents points d'excitation est choisie de façon à maximiser une fonction objectif, définie comme le rapport entre l'énergie injectée dans le mode cible et la valeur maximale des énergies injectées dans les modes présentant une fréquence naturelle proche du mode d'intérêt. Dans la deuxième partie de l'étude, des simulations numériques sur un modèle éléments finis de la structure ont été menées sur base des résultats théoriques obtenus. Enfin, la troisième partie a permis de valider expérimentalement les prédictions numériques via des analyses d'influence du nombre d'excitateurs et de leur position sur l'amplitude de la réponse fréquentielle.

1 Introduction

L'objectif de cette étude est de permettre l'excitation de modes à diamètres nodaux cibles sur un premier étage de redresseur de compresseur basse pression, constitué de 86 aubes. La configuration choisie pour le test est de type encastrée-libre, qui permet de se rapprocher au mieux des conditions réelles de fonctionnement. Pour ce faire, la structure est fixée sur une dalle et encastrée au niveau de sa bride aval (Fig. 1). Le nombre de points de fixation étant limité par le nombre de rainures de la dalle, doit

néanmoins être suffisamment important afin de ne pas affecter les modes qui répondent et conserver la propriété de symétrie cyclique.

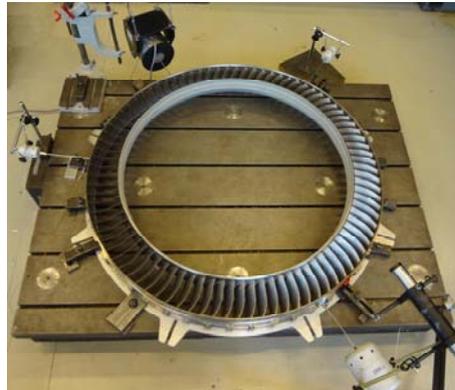


Fig. 1 : Différentes configurations d'encastrement testées

La structure doit être sollicitée au moyen d'un nombre limité de shakers. La répartition circférentielle optimale des sources d'excitation ainsi que la position des points de mesure fait partie de l'étude qui suit, sur base des concepts d'appropriation modale [1].

2 Montage expérimental

Un encastrement parfait n'est pas réalisable dans la réalité. L'influence des conditions aux limites sur la réponse fréquentielle de la structure a été évaluée en augmentant progressivement de quatre à douze le nombre de points de fixation (Fig. 2). Lorsque le nombre de points d'encastrement augmente, les fréquences de résonance associées à de basses fréquences sont éliminées. Les résultats tendent à converger et ne varient plus sensiblement une fois que douze points d'encastrement sont considérés, l'allure de la courbe devenant identique pour des fréquences supérieures à 300 Hz. Considérer douze points d'encastrement a donc été jugé suffisant.

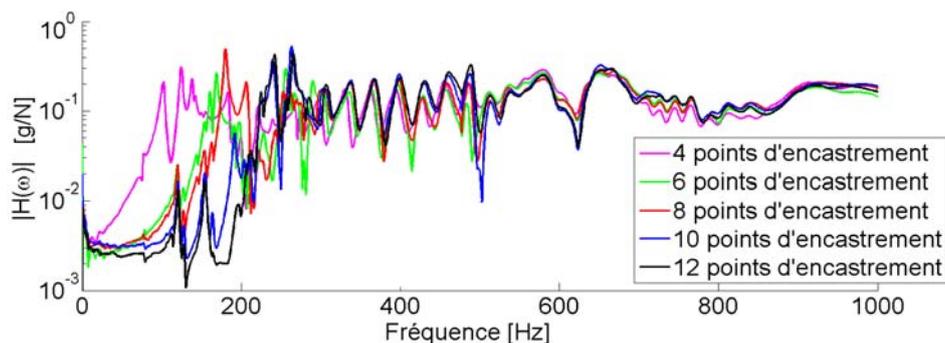


Fig. 2 : Réponse fréquentielle pour les différentes configurations d'encastrement testées

3 Analyse modale de la structure aubagée

L'analyse modale de la structure a tout d'abord été effectuée au marteau de choc. Dans ce but, le point d'excitation a été choisi sur la virole extérieure entre deux aubes. Les points de mesures ont été considérés sur les viroles extérieure et intérieure au droit des aubes, ainsi que directement sur l'aube. L'identification modale [2-3] a été réalisée par la méthode PolyMAX à l'aide du logiciel LMS TestLab. Le diagramme de stabilisation

obtenu est présenté à la Fig. 3. Quatre zones principales peuvent être distinguées sur le diagramme : des modes de viroles présentant une augmentation du nombre de diamètres nodaux, suivi de modes de flexion 1F des pales, de torsion 1T et de flexion 2F.

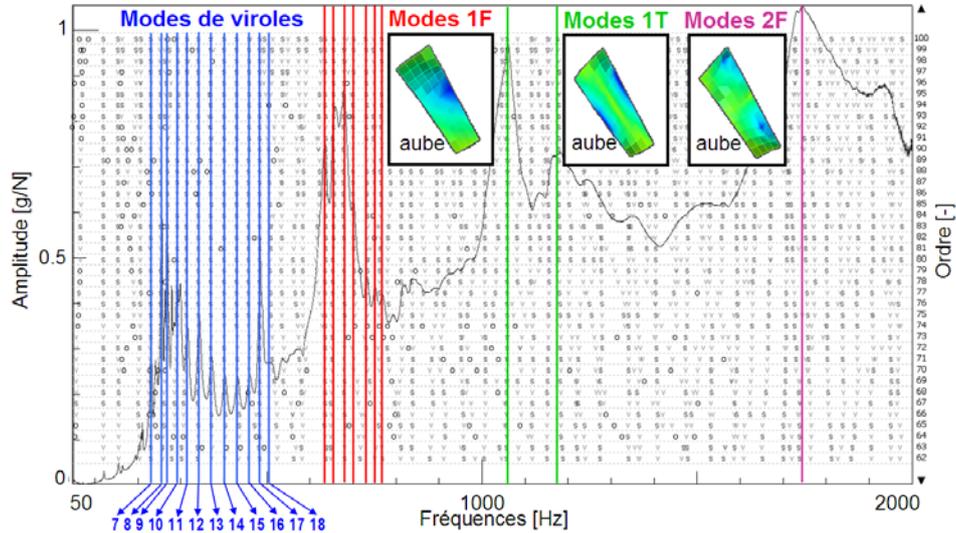


Fig. 3 : Diagramme de stabilisation (s = pôles stabilisés, v = pôles stabilisés en forme, f = pôles stabilisés en fréquence, d = pôles stabilisés en amortissement, o = pôles non stabilisés)

4 Diagramme SAFE/ZZENF

La modélisation éléments finis du redresseur consiste en un secteur encastré au niveau de la bride aval, pour lequel la propriété de répétitivité cyclique est considérée. A partir du modèle numérique, nous pouvons reconstituer le diagramme SAFE/ZZENF [4] de la structure aubagée étudiée (Fig. 4).

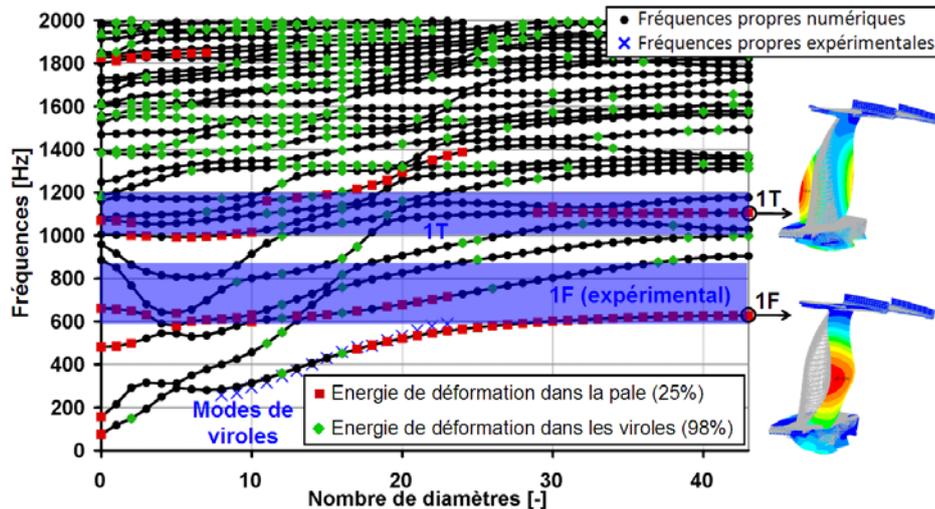


Fig. 4 : Diagramme SAFE/ZZENF obtenu à partir du modèle éléments finis du redresseur ; les modes de pales sont repérés par un carré rouge, les modes de virole par un losange vert, et les modes mixtes par un rond noir. Les résultats expérimentaux y sont superposés en bleu.

L'énergie de déformation de l'aube et de la virole associée à chaque mode propre permet de déterminer la famille modale (modes de déformation dominante des aubes, modes de déformation dominante du disque et modes mixtes) à laquelle appartient

chaque mode propre. Les pourcentages d'énergie fixés sont totalement subjectifs et sont choisis à 25% pour les modes de pales, et à 98% pour les modes de virole (une partie importante de l'énergie de déformation se localisant dans l'abradable, un niveau d'énergie relativement faible a été considéré pour les modes de pales, et important pour les modes de virole). Deux modes de pales se dessinent suivant une droite horizontale pour des fréquences de 600 Hz (mode 1F) et 1100 Hz (mode 1T) environ.

Les fréquences propres et les déformées modales du modèle numérique peuvent être comparées avec les résultats expérimentaux (indiqués par des croix bleues). Une bonne corrélation est observée entre les résultats. Les écarts en fréquences restent inférieurs à 10.6%. Cependant, la pente observée pour les résultats expérimentaux est plus raide que pour les résultats numériques. Cela peut démontrer une contribution réelle plus importante de la virole pour les modes analysés que ce qui est modélisé numériquement.

5 Matrice de MAC

La matrice de MAC permettant de quantifier le degré de corrélation entre les modes propres, la disposition des points de mesure doit être choisie de façon à ce que les déformées des différents modes propres soient les plus distinctes possibles entre elles. Dans le cadre de modes à diamètres, la position des capteurs sera donc choisie de manière à ce qu'elle corresponde à des ventres de vibration pour certains modes cibles, et à des nœuds pour d'autres. La Fig. 5 reprend la matrice de MAC entre les modes numériques et expérimentaux obtenue d'une part pour des capteurs positionnés sur des aubes successives (à gauche), et d'autre part pour une localisation des points de mesure optimisée (à droite). Dans ce dernier cas, la position des capteurs permet de distinguer les modes à diamètres entre eux (la matrice de MAC devenant quasi diagonale).

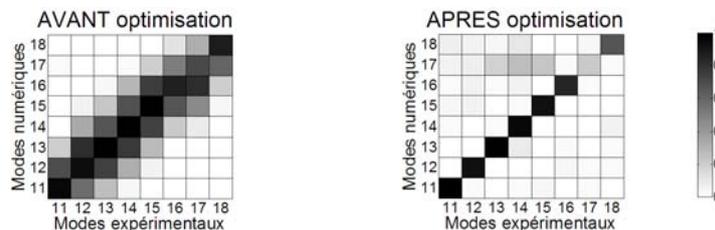


Fig. 5 : Matrice de MAC avant et après optimisation des points de mesure

6 Appropriation de modes à diamètres nodaux

6.1 Optimisation de la position des points d'excitation

Considérons une configuration donnée pour la position des points d'excitation, en nombre nb_{ex} . L'énergie E injectée dans un mode à n diamètres nodaux par les sources d'excitation peut être déterminée comme le travail des forces sur les déplacements associés :

$$E = \vec{F}_i \times \vec{d}_i = \sum_{i=1}^{nb_{ex}} \|\vec{F}_i\| \|\vec{d}_i\| \cos(\phi_i) \quad (\text{eq. 1})$$

où \vec{F}_i correspond à la force appliquée par l'excitateur i , \vec{d}_i est le déplacement associé au point d'application de la force \vec{F}_i , et ϕ_i représente l'angle entre le vecteur \vec{F}_i et le

déplacement \vec{d}_i . La Fig. 6 illustre ces différentes grandeurs pour quatre excitateurs, le mode d'intérêt étant le mode à n^* diamètres. L'amplitude de la force d'excitation est modulée selon $\cos(n^* \phi)$ (courbe bleue, où les cercles bleus correspondent aux 86 positions d'excitation possibles). L'amplitude de la force appliquée au niveau de chaque excitateur est représentée en rouge. Soit un mode à n diamètres et intéressons-nous au travail effectué par la force d'excitation sur ce mode. Le déplacement à considérer dans la relation (eq. 1) correspond à la courbe en $\cos(n \phi + \alpha_n)$ (courbe verte sur la Fig. 6).

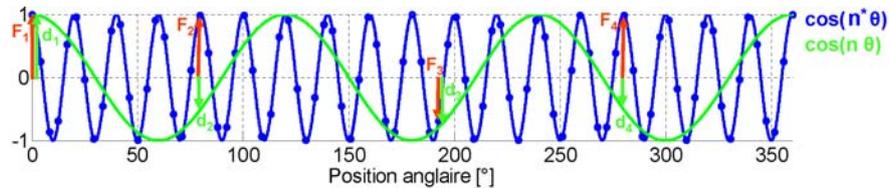


Fig. 6 : Calcul de l'énergie pour un mode à n diamètres, avec quatre excitateurs

Le déphasage entre la force d'excitation \vec{F}_i et le déplacement \vec{d}_i est toujours égal à 0 ou 180°. Par conséquent, la relation (eq. 1) se simplifie selon :

$$E = \sum_{i=1}^{nb_{ex}} F_i d_i \quad (\text{eq. 2})$$

en considérant cette fois les signes de \vec{F}_i et \vec{d}_i . Nous pouvons par conséquent déterminer la phase α_n de la courbe en $\cos(n \phi + \alpha_n)$, le mode s'orientant naturellement par rapport aux points d'excitation de façon à maximiser l'énergie reçue. La phase α_n de chaque mode à diamètres environnant étant maintenant connue, nous pouvons calculer l'énergie associée à chacun, de même que l'énergie associée au mode d'intérêt pour une position donnée des excitateurs. Le "parasitage" du mode d'intérêt par les modes environnants est alors défini comme suit :

$$\text{parasitage} = \frac{\max\{\text{Energie injectée dans les modes environnants}\}}{\text{Energie injectée dans le mode d'intérêt}} \quad (\text{eq. 3})$$

et la configuration choisie des excitateurs est celle permettant de minimiser la fonction parasitage.

6.2 Optimisation de la position des points de mesure

Les points de mesure seront positionnés au niveau des points où la réponse du mode d'intérêt est importante et où la réponse des modes parasites est faible. Afin de déterminer ces points, une connaissance préalable de l'orientation (phases α_n) des différents modes à diamètres est nécessaire.

7 Vérification numérique

7.1 Modélisation 360°

Pour cette étude, les excitations appliquées à la structure et donc au modèle éléments finis ne sont pas disposées de façon à respecter la propriété de répétitivité cyclique. Par

conséquent, un modèle 360° est nécessaire pour étudier la réponse forcée de la structure. Des super-éléments (condensation dynamique de Craig-Bampton) recombinaison sur 360° sont alors considérés. Pour des raisons de ressources informatiques, des ensembles de sept et huit secteurs ont été construits. A partir de ces deux modèles, des super-éléments ont été créés, dont les nœuds retenus sont (Fig. 7) :

- les nœuds d'interface permettant d'assembler les super-éléments entre eux ;
- les nœuds encastres, c'est-à-dire les nœuds de la virole extérieure coté aval ;
- six nœuds sur chaque aube afin d'évaluer les déformées modales des aubes ;
- une ligne de nœuds au niveau des viroles intérieure et extérieure afin d'appliquer une excitation ponctuelle et d'évaluer les déformées modales des viroles.

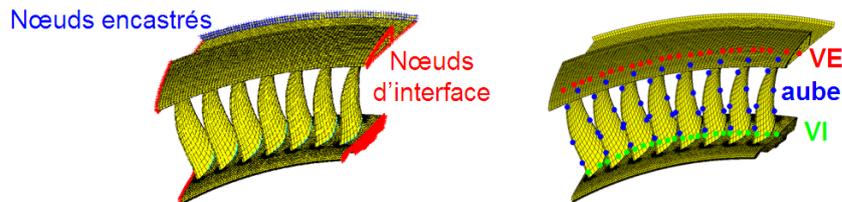


Fig. 7 : Illustration des nœuds retenus pour la création des super-éléments (réduction de 99% par rapport au nombre de nœuds initiaux)

La recombinaison sur 360° s'effectue en assemblant deux super-éléments de huit secteurs et dix super-éléments de sept secteurs. Cette première réduction ne permettant pas de réduire suffisamment les temps de calcul (14 heures sur serveur est nécessaire), une étape supplémentaire a été entreprise dans la réduction du modèle éléments finis. En effet, les nœuds d'encastrement et les nœuds d'interface (nécessaires pour la recombinaison à 360°) sont inutiles pour évaluer les déplacements nodaux des aubes et des viroles. Une seconde condensation de Craig-Bampton a donc été effectuée à partir du modèle condensé. Les nœuds retenus seront les nœuds sur les aubes et les viroles intérieure et extérieure, ce qui correspond à une réduction supplémentaire de 85%. Le gain en termes de temps de calcul résultant est significatif : le temps CPU pour un calcul dynamique passe de 14 heures à 2 minutes.

7.2 Analyses par éléments finis

A titre d'exemple, considérons les configurations optimales pour deux et quatre shakers, le mode d'intérêt étant le mode à 12 diamètres nodaux et les modes environnants ceux à 11 et 13 diamètres. La Fig. 8 reprend la fonction de transfert obtenue pour les deux cas d'excitation. Le rapport entre l'amplitude du mode d'intérêt et la moyenne des amplitudes des modes environnants est de 1.2 pour deux excitateurs, et passe à 2.0 pour quatre excitateurs (le dédoublement des pics de résonance est dû à un désaccordage numérique provoqué par la dissymétrie des super-éléments constituant le modèle 360°).

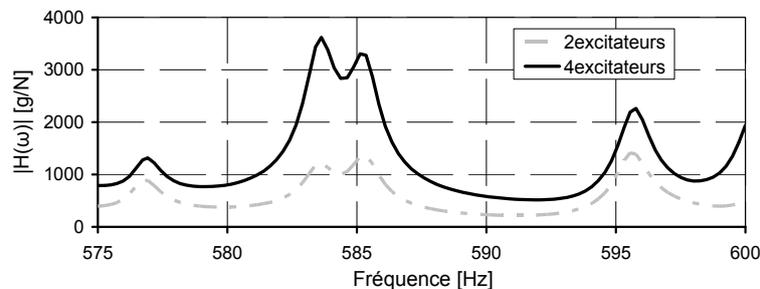


Fig. 8 : Réponse fréquentielle numérique pour deux et quatre excitateurs dans la configuration optimale

8 Vérification expérimentale

Considérons deux configurations (optimale et non optimale) correspondant à deux points d'excitation. Le mode d'intérêt est le mode à 12 diamètres nodaux, et les modes environnants, ceux à 11 et 13 diamètres. Dans le cas de la configuration optimale, aucune énergie n'est injectée dans les modes environnants, ce qui n'est pas le cas pour la configuration non optimale (Fig. 9).

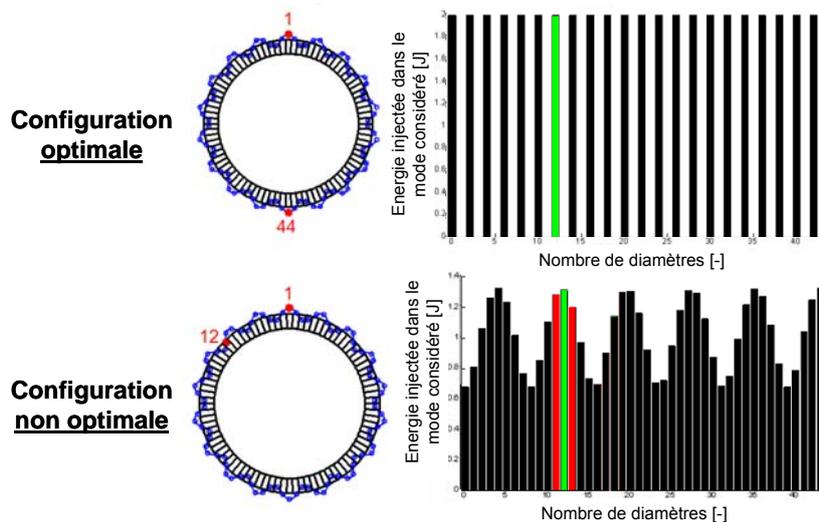


Fig. 9 : Configurations des excitateurs choisies pour les tests expérimentaux et énergie injectée dans les différents modes à diamètres pour ces configurations

La Fig. 10 reprend les fonctions de transfert obtenues pour une position non optimale des points d'excitation et de mesure, pour une position optimale des points d'excitation et non optimale des capteurs, et enfin pour une position optimale des points d'excitation et de mesure. Le rapport entre l'amplitude du mode d'intérêt (12 ϕ) et la moyenne des amplitudes des modes environnants (11 et 13 ϕ) augmente.

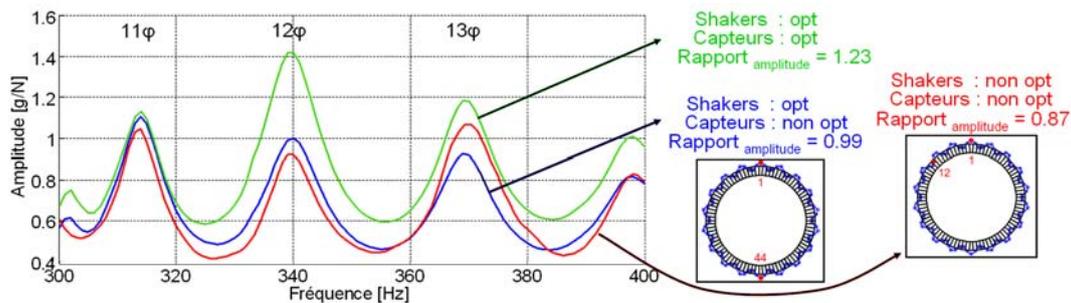


Fig. 10 : Réponse fréquentielle pour les différentes configurations (excitateurs et capteurs) testées

La Fig. 11 montre l'évolution du rapport entre l'amplitude du mode d'intérêt et des modes environnants pour un nombre croissant de points d'excitation. On peut observer que l'augmentation du nombre de shakers améliore la qualité de l'isolation du mode d'intérêt.

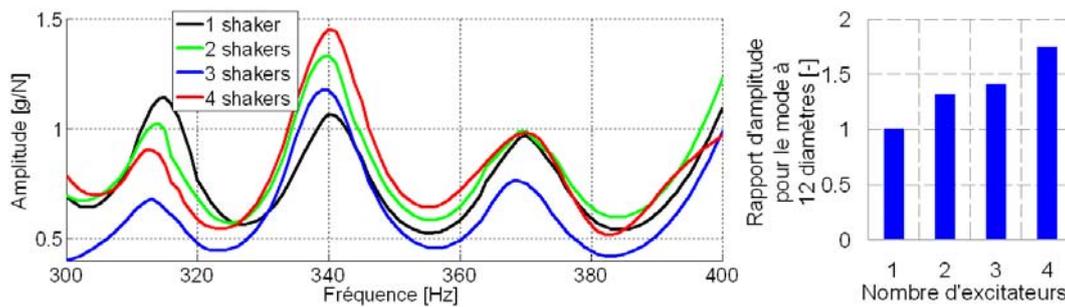


Fig. 11 : Réponse fréquentielle pour différents nombres d'excitateurs et rapports d'amplitude associés

9 Conclusion

L'objectif de cette étude consistait à développer une approche expérimentale permettant l'identification et l'appropriation d'un mode à diamètres nodaux spécifique d'un étage statorique de compresseur basse pression dans des conditions laboratoire. Une étude portant sur la répartition circonférentielle optimale des sources d'excitation a été menée, de même qu'une méthode d'optimisation de la position des points de mesure. L'étude peut être décomposée en trois parties, à savoir :

- une approche théorique du problème basée sur les concepts d'appropriation modale,
- une approche numérique, où des simulations numériques sur un modèle éléments finis de la structure ont été menées dans SAMCEF sur base des résultats théoriques obtenus,
- des tests expérimentaux, permettant de valider les prédictions numériques.

En conclusion, ce travail, basé sur une forme d'appropriation modale, a permis de réaliser l'isolation d'un mode à diamètres particulier. Le nombre d'excitateurs nécessaire permettant l'obtention de résultats satisfaisants ainsi que la position des points de mesure peuvent être préalablement déterminé de manière numérique. Les résultats expérimentaux ont validé cette approche numérique par des analyses d'influence du nombre d'excitateurs et de leur position sur l'amplitude de la réponse fréquentielle.

Les travaux futurs à mener consisteront en la reproduction des résultats illustrés dans ce papier avec des moyens de mesure représentatifs d'un essai moteur, c'est-à-dire via l'utilisation de jauges de déformation plutôt que d'accéléromètres et lasers, l'objectif ultime étant la calibration de jauges de déformation.

Références

- [1] M. Géradin, D. Rixen, « Mechanical Vibrations : Theory and Application to Structural Dynamics ». 2^e édition. John Wiley & Sons, 1997. ISBN 0-471-97524-9.
- [2] D. Ewins, « Modal Testing: Theory, Practice and Application ». 2^e édition. Research Studies Press LTD., England, 2000. ISBN 0-86380-218-4.
- [3] N. M. M. Maia, J. M. M. Silva, « Theoretical and Experimental Modal Analysis ». 2^e édition. Research Studies Press LTD., 2000. ISBN 0-86380-208-7.
- [4] M. Singh, J. Vargo, D. Schiffer, J. Dello, « SAFE Diagram – A Design and Reliability Tool for Turbine Blading », Technology Report ST 16, Dresser-Rand Company, Wellsville, NY, USA, 1984.