

Corrélation calculs-essais en dynamique des structures : du système simple libre-libre à l'assemblage boulonné dans son environnement industriel (Projet FUI SICODYN 2012-2016)

S. Audebert¹²

¹ EDF R&D, EDF Lab Paris-Saclay, France, sylvie.audebert@edf.fr

² Institut des Sciences Mécaniques et Applications Industrielles IMSIA, France

Résumé — Sur les 6 premiers modes propres, la corrélation calculs-essais, en configuration libre-libre, montre un écart fréquentiel généralement inférieur à 5% sur des composants de pompe, et inférieur à 20% sur un sous-assemblage de 4 composants boulonnés. Concernant la pompe entière, châssis enchâssé dans le béton, cet écart se monte à 37% sur les seuls modes 2 et 3 qui ont pu être corrélés. En revanche, la difficulté d'appairage des modes propres, via le critère de MAC, ne permet pas de quantifier la corrélation calculs-essais sur la pompe dans son environnement industriel complet.

Mots clefs — modes propres, assemblage boulonné, corrélation calculs-essais.

1. Introduction

Un des objectifs des industriels est de quantifier a priori la confiance qu'ils peuvent accorder à un résultat issu d'une simulation numérique, que ce soit en phase de conception ou lors d'une expertise. Les systèmes concernés sont des structures ou des équipements, futurs ou déjà existants, dont les modèles numériques doivent être à même de représenter le comportement en conditions nominales, hors des conditions nominales, voire en conditions accidentelles. Qui plus est, le modèle doit être suffisamment générique, de telle sorte qu'il puisse être représentatif d'un ensemble de specimens identiques.

Le projet FUI SICODYN 2012-2016 apporte des informations quantitatives sur le niveau de confiance accordé à la détermination des caractéristiques modales d'un système dynamique complexe : l'observation de la variabilité numérique des modes propres de tout ou partie d'une pompe effectivement en service dans les centrales thermiques, réalisée via des opérations de benchmarking, et la confrontation avec des résultats expérimentaux obtenus sur site, permet d'en fournir des éléments relativement à un assemblage boulonné, de grande taille, à conditions aux limites complexes.

Après une présentation générale du programme du projet et du système dynamique considéré, la méthodologie progressive de quantification du niveau de confiance est décrite et appliquée du composant séparé libre-libre à la pompe entièrement assemblée, considérée dans son environnement industriel. Des conclusions en sont tirées du point de vue de la capacité des modèles numériques à reproduire, en aveugle, le comportement dynamique de systèmes industriels.

2. Le projet FUI SICODYN 2012-2016

2.1 Structuration scientifique

Regroupant 13 partenaires industriels et académiques, le projet FUI (Fonds Unique Interministériel) 2012-2016 SICODYN (pour des Simulations crédibles via la COrrélation calculs-essais et l'estimation d'incertitudes en DYNamique des structures) a pour objectif de fournir des

informations quantitatives et des méthodes de quantification a priori du niveau de confiance à accorder à un résultat issu de simulation numérique [3]. L'exemple traité est une pompe Booster, de conception SULZER Pompes France, installée dans les centrales thermiques EDF : il s'agit d'un assemblage de 8 composants principaux, essentiellement boulonnés entre eux. On s'intéresse à son comportement dynamique global, représenté par ses caractéristiques modales (fréquences propres, déformées modales, amortissements modaux).

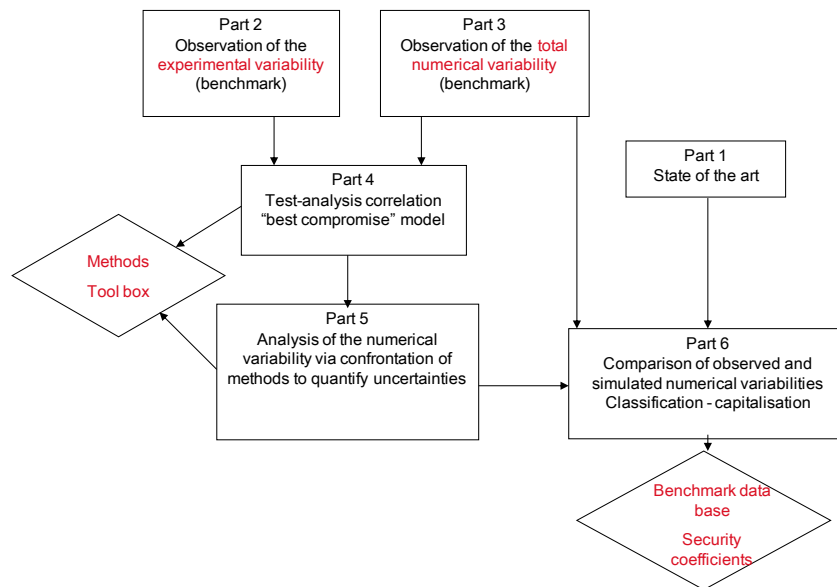


Figure 1 – Organisation du projet FUI SICODYN en 6 parties

Les 6 parties interconnectées de ce projet (Figure 1) sont l'établissement d'un état de l'art (Partie 1), l'observation des variabilités expérimentale (Partie 2) et numérique (Partie 3), la corrélation calculs-essais (Partie 4), l'estimation des incertitudes (Partie 5) et la comparaison entre variabilité observée et incertitude estimée a priori (Partie 6).

2.2. Le démonstrateur : la pompe Booster

L'équipement choisi est une pompe mono-étagée (Figure 2), composée d'un diffuseur et d'une volute, à aspiration axiale et refoulement vertical. Elle est composée d'acier et de fonte selon les composants et pèse approximativement 2800 kg. Elle est montée sur un châssis métallique enchâssé dans le béton et est reliée à ses tuyauteries d'aspiration et de refoulement.



Figure 2 – La pompe Booster à la centrale thermique de Martigues

Ses 8 composants principaux sont : l'arbre, la butée de palier, le support de palier, l'anneau de

refroidissement, la volute, le flasque d'aspiration, le coude et le châssis (Figure 3).

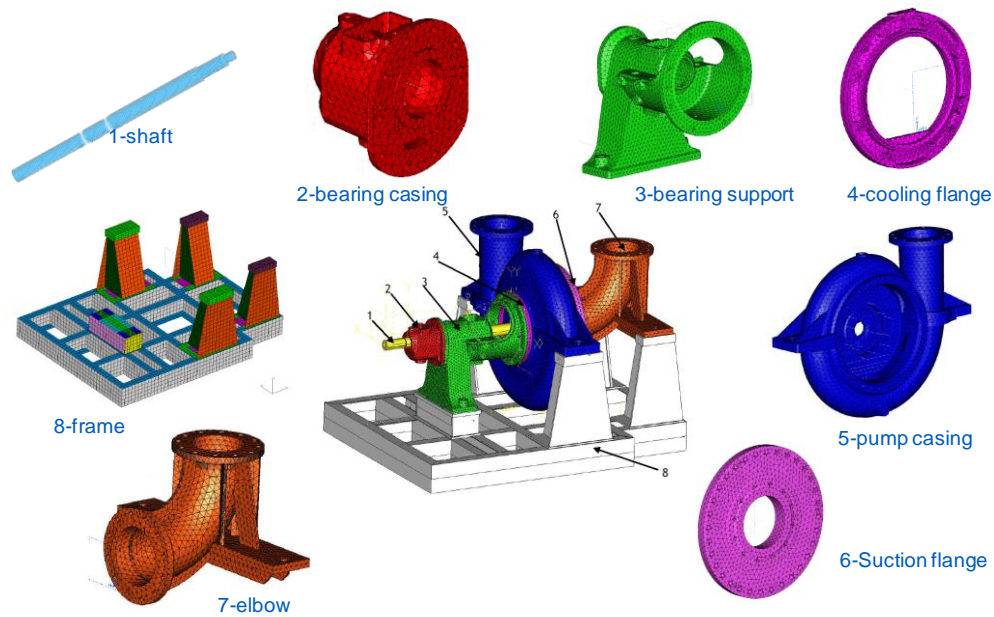


Figure 3 – Les 8 composants principaux de la pompe et le modèle CAO de la pompe assemblée

3. Corrélation calculs-essais des bases modales

3.1 Systèmes dynamiques considérés

Les modèles élaborés relativement aux composants séparés, au sous-assemblage de 4 composants, et à la pompe déconnectée sont purement aveugles, sans aucune information expérimentale introduite. Au contraire, le modèle de la pompe en configuration connectée aux tuyauteries bénéficie d'une étape supplémentaire, qui est le recalage de la pompe en configuration déconnectée : ceci est justifié par le souci de reproduire les conditions réelles d'une étude réalisée par un bureau d'étude, pour laquelle il s'agit de concevoir un équipement qui constitue un incrément par rapport à une précédente conception.

La procédure complète est illustrée Figure 4.

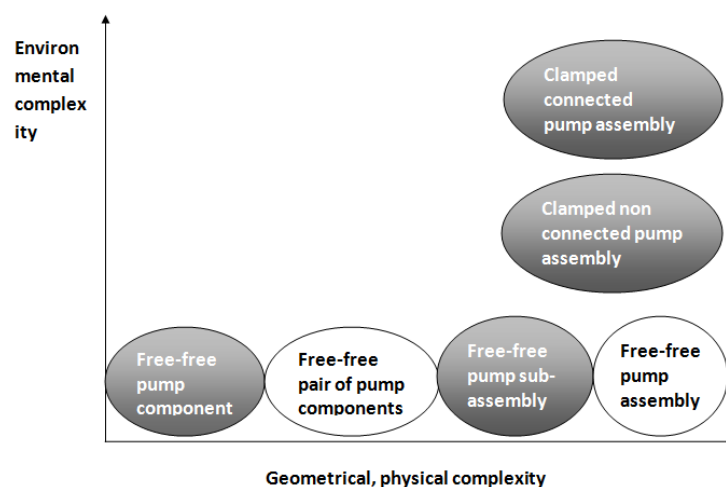


Figure 4 – Complexification progressive du système et des conditions aux limites

3.2 Composants séparés libre-libre

Une comparaison essais-calculs est tout d'abord effectuée sur les composants en configuration libre-libre, dont les résultats sont illustrés dans la Figure 5 [1]. Pour chaque mode propre, les traits verticaux représentent l'intervalle des fréquences propres obtenues lors du benchmark numérique, sur une base d'une dizaine de résultats ; les traits horizontaux correspondent aux valeurs mesurées : l'interception du trait horizontal et du trait vertical signifie que la valeur expérimentale se situe à l'intérieur de l'intervalle de prédiction.

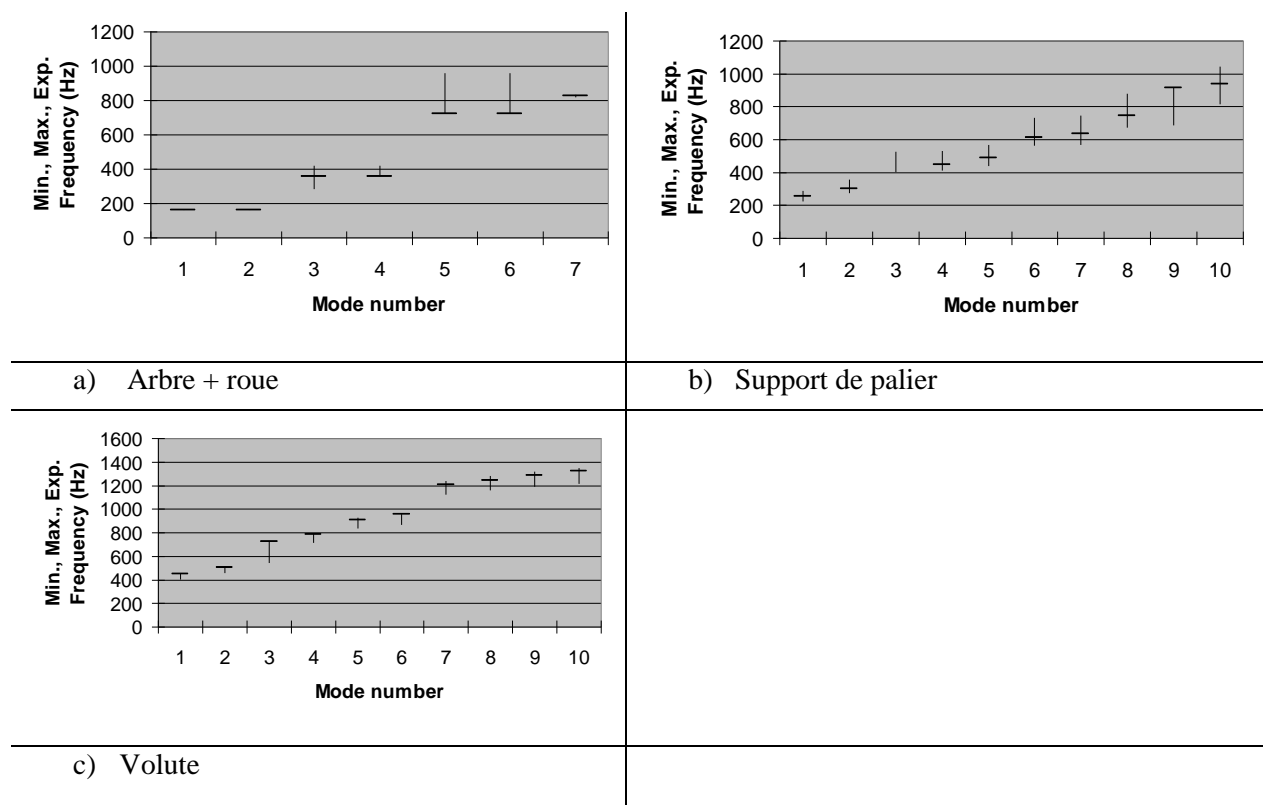


Figure 5 – Corrélation calculs-essais des 3 composants en libre-libre

On peut constater que, pour chacun des 3 systèmes considérés, les fréquences propres mesurées sont contenues dans les intervalles de prédiction respectifs. Concernant le support de palier, on remarque que le troisième mode propre, calculés par tous les partenaires, n'est pas identifié expérimentalement.

Concernant le système arbre + roue, l'écart fréquentiel vaut moins de 35% sur les modes considérés ; il est quasi-nul pour les modes doubles de flexion 1 et 2 et le mode de torsion 7. Cet écart est de moins de 15% sur les modes considérés du support de palier et de la volute.

Ces résultats sont considérés satisfaisants pour ce type de composants, dont les caractéristiques géométriques, dans le cadre de cette étude, ne sont pas toutes connues avec précision.

3.3 Sous-assemblage libre-libre de 4 composants

Un sous-assemblage composé de la butée de palier, du support de palier, de l'anneau de refroidissement et de la volute (Figure 6), est considéré afin de valider la représentation macroscopique des liaisons boulonnées.

L'arbre n'est pas représenté dans la CAO car, étant simplement supporté en configuration à l'arrêt, il n'est pas influent dans le comportement dynamique global de l'assemblage. Les liaisons boulonnées

sont prises en compte via des relations linéaires en vue de coller les deux surfaces en contact sans représenter les boulons ; cette représentation grossière est justifiée par le nombre de boulons assurant la connexion des composants.

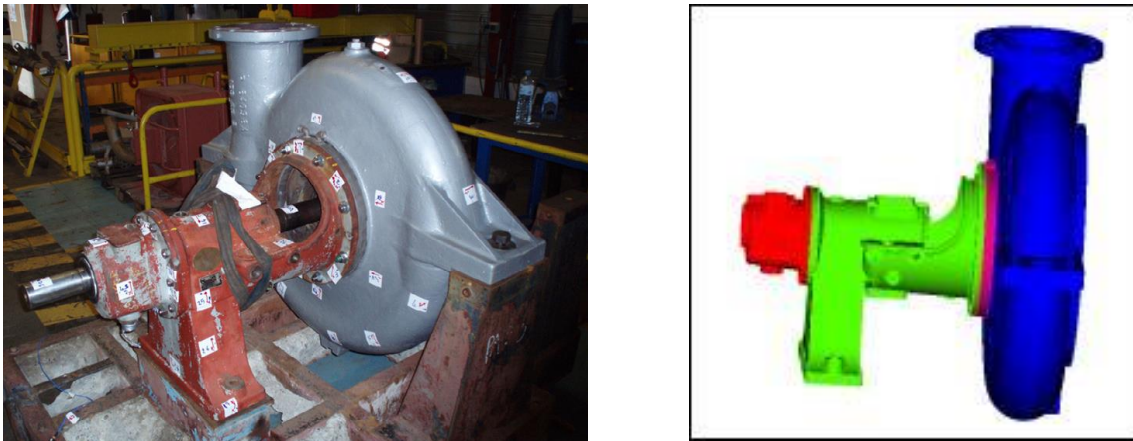


Figure 6 – Le sous-assemblage à 4 composants : dispositif expérimental et modèle CAO

Sur les 7 premiers modes, la corrélation calculs-essais montre une diagonale satisfaisante de la matrice de MAC (valeurs comprises entre 0,27 et 0,88) et un écart fréquentiel inférieur à 20% (Figure 7). Ces résultats satisfaisants valident la modélisation du collage des surfaces en vis-à-vis en présence de nombreux boulons.

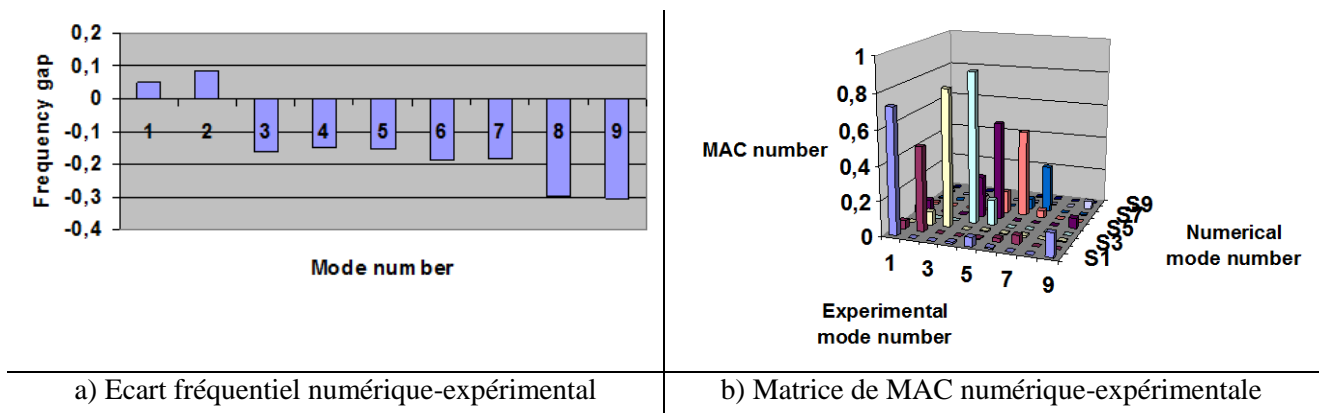


Figure 7 – Corrélation calculs-essais du sous-assemblage à 4 composants

3.4 Pompe assemblée non connectée aux tuyauteries

Seule une corrélation qualitative entre les 3 premiers modes propres calculés par les participants et identifiés expérimentalement peut être établie [2]. Un exemple est illustré Figure 8. On peut constater que le premier mode numérique, simulé par 4 partenaires sur 6 et caractérisé par une flexion de la volute, n'a pas de correspondant expérimental. Le mode global de flexion selon l'axe de rotor est mis en évidence par l'ensemble des partenaires ; en revanche, le mode global de flexion radiale n'est pas trouvé par 2 partenaires.

La Figure 9 synthétise, pour les 3 premiers modes propres, l'intervalle des fréquences propres numériques (trait vertical) à comparer avec l'intervalle constitué par les 2 fréquences propres mesurées (traits horizontaux) : dans le cas où les modes numériques et expérimentaux sont appariés (modes 2 et 3), les valeurs de fréquences mesurées se situent dans l'intervalle des fréquences calculées.

Remarquons que même la variabilité expérimentale peut être significative, et doit conséquemment être prise en compte dans tout processus de recalage des paramètres du modèle.

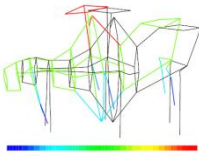
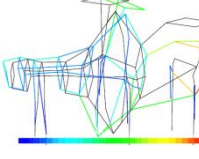
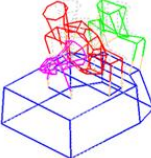
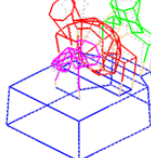
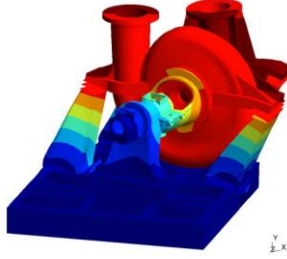
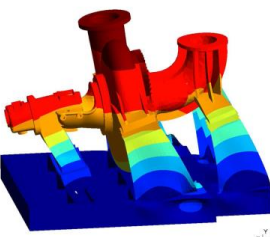
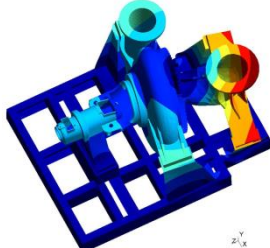
Experimental modes		
		
	77 Hz	134 Hz
		
	70 Hz	152 Hz
Numerical modes		
		
77 Hz	86 Hz	154 Hz
flexion of the pump casing	flexion along axial axis	flexion along horizontal radial axis

Figure 8 – Corrélation calculs-essais des 3 premiers modes propres de la pompe déconnectée (exemple)

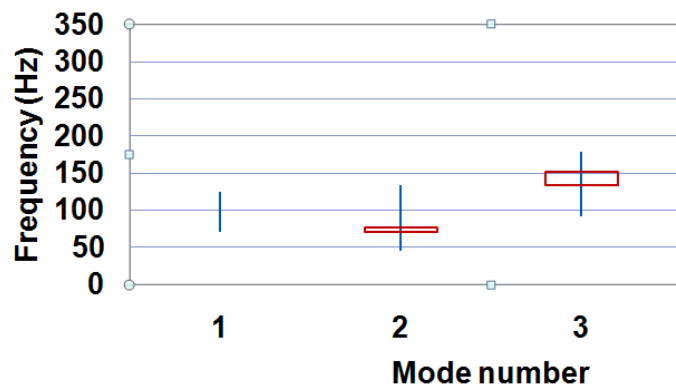


Figure 9 – Corrélation calculs-essais des 3 premiers modes propres de la pompe déconnectée (traits horizontaux : fréquences mesurées ; traits verticaux : fréquences calculées)

3.5 Pompe assemblée connectée aux tuyauteries

La complexification des conditions aux limites visant à rendre compte de l'influence des tuyauteries, via l'introduction d'impédances ou en modélisant les tuyauteries jusqu'à leur premier support, a occasionné une dispersion accrue des résultats de simulation, ne permettant pas un appairage justifié des modes propres de la pompe issus des calculs de 7 partenaires, basé sur la matrice de MAC. De même la dispersion des bases modales identifiées expérimentalement n'a pu autoriser l'appairage de la moitié des modes seulement [4]. Par conséquent, la corrélation calculs-essais n'a pu être quantifiée sur ce système dynamique complexe.

3.6 Synthèse de la corrélation calculs-essais

L'écart fréquentiel numérique-expérimental est représenté pour les 4 systèmes dynamiques sur la Figure 10. Concernant la volute, la moyenne des écarts fréquentiels, basée sur 9 bases modales calculées, est inférieure à 4% sur les 7 premiers modes (sauf un mode à 12%). Cet écart moyen vaut moins de 5% sur les 4 premiers modes du support de palier, calculé à partir de 9 bases modales. Concernant le sous-assemblage à 4 composants, l'écart fréquentiel, déterminé à partir d'une seule base modale calculée, est inférieure à 20% sur les 7 premiers modes. La comparaison, sur les modes 2 et 3, des fréquences moyennes numériques et mesurées de la pompe déconnectée des tuyauteries indique un écart allant jusqu'à 37%. En revanche, en configuration connectée aux tuyauteries, la quantification de la corrélation calcul-essais n'a pu être effective à cause de la difficulté d'appairage des modes.

Ceci confirme le fait que l'écart numérique-expérimental s'accroît avec la complexité du système dynamique considéré (taille, nombre de composants, conditions aux limites), à cause des éventuelles simplifications en vue de diminuer la taille du modèle et des différentes manières de représenter à échelle macroscopique les connexions entre composants et les conditions aux limites. Il est à noter que la même méthodologie, appliquée sur une structure simple en condition de laboratoire, constituée d'un portique, a permis d'exhiber une grande variabilité des fréquences propres calculées et des écarts substantiels, dont un biais systématique, avec les fréquences mesurées [5, 6].

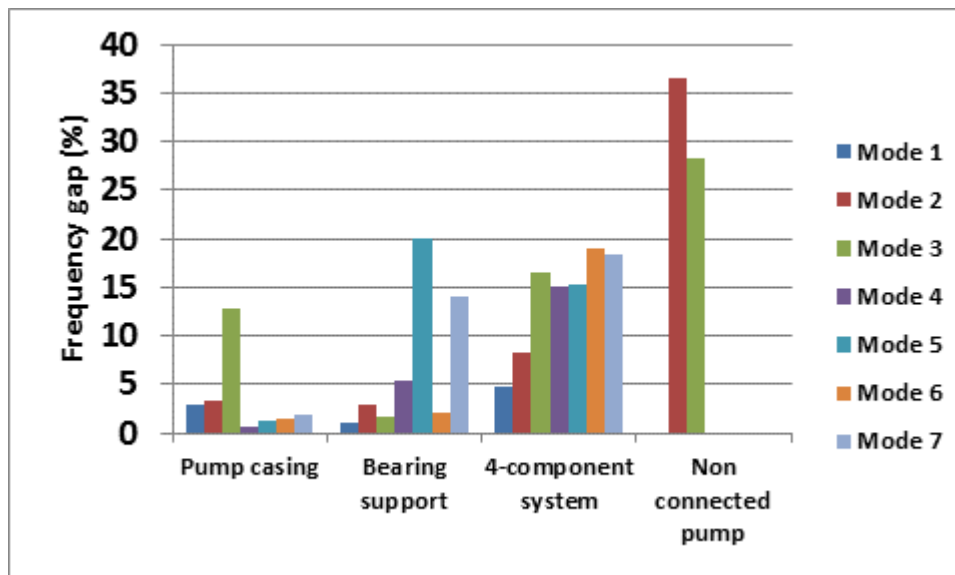


Figure 10 – Corrélation calculs-essais relative à 4 systèmes dynamiques à complexité croissante

4. Conclusion

Via l'observation de la variabilité numérique des modes propres de tout ou partie d'une pompe, réalisée par des opérations de benchmarking, et la confrontation avec des résultats expérimentaux

obtenus sur site industriel, le projet FUI SICODYN 2012-2016 apporte des informations quantitatives sur le niveau de confiance accordé à la détermination des caractéristiques modales d'un assemblage dynamique complexe de grande taille. Sur les 6 premiers modes propres, la corrélation calculs-essais, en configuration libre-libre, montre un écart fréquentiel généralement inférieur à 5% sur des composants de pompe et inférieur à 20% sur un sous-assemblage de 4 composants boulonnés. Concernant la pompe entière, châssis enchâssé dans le béton, cet écart se monte à 37% sur les seuls modes 2 et 3 qui ont pu être corrélés. En revanche, la difficulté d'appariement des modes propres, via le critère de MAC, ne permet pas de quantifier la corrélation calculs-essais sur la pompe dans son environnement industriel complet.

Il en résulte que, si la capacité de prédiction aveugle du comportement dynamique d'un composant seul, même à géométrie complexe, est satisfaisante, la sensibilité des modes propres à la représentation des connexions entre composants et des conditions aux limites est trop élevée pour autoriser l'utilisation directe des résultats de simulation sans confrontation avec d'autres résultats numériques basés sur des hypothèses différentes et avec d'éventuelles informations expérimentales.

Remerciements

Ces travaux ont bénéficié du soutien du FUI (Fonds Unique Interministériel).

Références bibliographiques

- [1] S. Audebert, SICODYN International Benchmark on dynamic analysis of structure assemblies: variability and numerical-experimental correlation on an industrial pump, *Mécanique et Industries*, Vol. 1, No. 6, page439-page451, 2010.
- [2] S. Audebert, SICODYN International Benchmark on dynamic analysis of structure assemblies: variability and numerical-experimental correlation on an industrial pump (Part 2), *Mechanics & Industry*, Vol. 15, No. 1, page1-page17, 2014.
- [3] S. Audebert, SICODYN research project: variability and uncertainty in structural dynamics, *Model Validation and Uncertainty Quantification, Volume 3, Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*, DOI 10.1007/978-3-319-15224-0_16, Springer International Publishing Switzerland 2015, H.S. Atamturktur et al. (eds.), 2015.
- [4] S. Audebert, A. Coulon, M.-A. Andrianoely, S. Muller, E. Foltête, Experimental variability on modal characteristics of an in-situ pump, *Model Validation and Uncertainty Quantification, Volume 3, Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*, DOI 10.1007/978-3-319-15224-0_16, Springer International Publishing Switzerland 2015, H.S. Atamturktur et al. (eds.), 2015.
- [5] L.M. Gonzales, T.M. Hall, K. Van Buren, S. Anton, F.M. Hemez, Quantification of prediction bounds caused by model-form uncertainty, Report LA-UR-13-27561, 2013.
- [6] K.L. Van Buren, T.M. Hall, L.M. Gonzales, F.M. Hemez, S.R. Anton, A case study to quantify prediction bounds caused by model-form uncertainty of a portal frame, *Mechanical Systems and Signal Processing* 50-51, page11-page26, 2015.