



FR9710024

Production d'énergie (hydraulique, thermique et nucléaire)

DEVELOPPEMENT ET UTILISATION INDUSTRIELLE DES
TECHNIQUES D'EQUILIBRAGE A EDF

*DEVELOPMENT AND INDUSTRIAL UTILISATION OF
ROTOR BALANCING TECHNIQUES AT EDF*

97NBC0061

29 - 08

D



**DIRECTION DES ÉTUDES ET
RECHERCHES**

SERVICE ENSEMBLES DE PRODUCTION
DÉPARTEMENT ACOUSTIQUE ET MÉCANIQUE
VIBRATOIRE



FR9710024

Section INIS
Doc. enreg. le : 28/1/97
N° TRN : FR 97N0024
Destination : I.I+D.D

Janvier 1997

FANTON J.P.
RONDELET D.

DEVELOPPEMENT ET UTILISATION INDUSTRIELLE DES TECHNIQUES D'EQUILIBRAGE A EDF

DEVELOPMENT AND INDUSTRIAL UTILISATION OF ROTOR BALANCING TECHNIQUES AT EDF

Pages : 18

97NB00061

Diffusion : J.-M. Lecœuvre
EDF-DER
Service IPN. Département PROVAL
1, avenue du Général-de-Gaule
92141 Clamart Cedex

29 - 08

© EDF 1997

ISSN 1161-0611

SYNTHÈSE :

L'objet de ce document est de présenter, d'une part la pratique industrielle qui existe à EDF dans le domaine de l'équilibrage des rotors, et d'autre part, certains travaux de développement récents, également dans ce domaine.

On décrit dans une première partie, en distinguant les types de machines concernées, les outils de calcul utilisés, les performances qui sont obtenues, les problèmes rencontrés. Sur le plan des développements, on rappelle d'abord les principales caractéristiques du logiciel EQUILOP 3.0, puis on décrit la validation qui en a été réalisée sous un environnement informatique nouveau. On indique les fonctionnalités supplémentaires qui seraient envisageables pour une nouvelle version de ce logiciel. On évoque succinctement l'étude en cours d'un procédé d'équilibrage faisant appel à des techniques de contrôle actif.

Les perspectives ouvertes par l'utilisation de modèles numériques des machines sont décrites à partir d'une étude récente, complétée par un exemple élémentaire.

FANTON J.P.
RONDELET D. : EDF/DEPT

EXECUTIVE SUMMARY :

The object of this document is to present, on the one hand the industrial practice that exists at EDF in the area of rotor balancing, and on the other hand some recent development works, also in this area.

One describes in a first part, distinguishing concerned machine types, the tools of calculation used, the performances that are obtained, the problems met. Considering developments, one reminds first the main characteristics of the EQUILOP 3.0 software, then one describes the validation that has been realised for it under a new computer environment. One indicates supplemental functionalities that would be foreseeable for a new version of this software. One evokes briefly the study under way of a balancing process which makes use of active control techniques.

Perspectives open by the utilisation of numerical models of the machines are described from a recent study, completed by a very simple example.

Pour une lecture rapide

L'objet de ce document est de réaliser une présentation conjointe des applications opérationnelles des techniques d'équilibrage des rotors à EDF, et de certains développements récents. Les premières sont l'oeuvre de services opérationnels internes. Les développements sont menés par la DER.

L'activité opérationnelle concerne trois classes de machines : les groupes turbo-alternateurs, les pompes primaires des centrales 900 et 1300 MW, et les machines tournantes auxiliaires.

Pour chaque type de machine, la présentation décrit successivement : les matériels concernés, les méthodes, normes et procédures appliquées, les outils matériels et logiciels utilisés, les résultats et performances obtenus, et enfin les difficultés et problèmes rencontrés.

Pour les GTA, la pratique de l'équilibrage s'appuie sur une politique de suivi vibratoire et de connaissance des machines. Les gains apportés par un équilibrage sont dans l'ensemble importants, mais ceci est bien entendu fonction de l'état de dégradation rencontré sur les machines.

Pour les pompes primaires, les équilibrages sont contraignants du fait qu'ils ont lieu dans le bâtiment réacteur, mais par ailleurs ils ne soulèvent pas de difficultés techniques majeures.

Pour les machines tournantes auxiliaires, deux situations peuvent se rencontrer : l'équilibrage sur banc, et l'équilibrage in situ. Sur banc, l'objectif de l'équilibrage est fixé en termes de qualité d'équilibrage. La principale difficulté à signaler est l'allongement des temps relatifs aux interventions sur les rotors "chauds". Les équilibrages in situ concernent essentiellement des ventilateurs, des pompes et des moteurs.

Si on compare les différents types d'équilibrage qui sont effectivement pratiqués, celui sur pompes primaires est certainement le plus rigoureux et le plus codifié, et par ailleurs aussi le plus efficace.

Les principales difficultés rencontrées sont liées non pas aux outils de calcul, tout-à-fait suffisants, mais à des aspects beaucoup plus pratiques.

En ce qui concerne les développements, l'approche expérimentale des problèmes d'équilibrage a fréquemment été privilégiée, dans la mesure où elle permet d'intervenir immédiatement sur une machine inconnue. La méthode des coefficients d'influence est la base du traitement des problèmes d'équilibrage. Une grande partie des travaux réalisés a donc assez logiquement porté sur le développement d'un programme de calcul mettant en oeuvre cette méthode : le logiciel EQUILOP.

Dans le cadre des validations numériques du programme EQUILOP sous l'environnement logiciel LADy, des modélisations numériques ont été menées, consistant à simuler l'implantation de masses d'équilibrage sur un banc d'essai. La comparaison de ces simulations avec les résultats expérimentaux a conduit à des résultats satisfaisants. Une réflexion a été menée sur les extensions possibles, et celles-ci ont fait l'objet de premières spécifications.

Indépendamment des techniques conventionnelles d'équilibrage des rotors par caractérisation puis intervention sur ceux-ci, un procédé permettant d'agir en temps réel sur l'état de balourd d'un rotor a été conçu.

L'apport des modèles numériques dans le domaine de l'équilibrage a été étudié. Dans le principe, un modèle aux éléments finis de machine permet, par la mise en oeuvre de calculs de réponse, de simuler l'ensemble des configurations qui peuvent être rencontrées lors d'un équilibrage. L'association de la méthode des coefficients d'influence avec la modélisation numérique des machines a pour but de réduire le nombre de lancers nécessaires.

Sur ce thème, on peut conclure qu'il est possible de réduire les vibrations d'une machine à partir de la détermination des coefficients d'influence par un modèle numérique. La transposition de cette démarche à l'échelle industrielle, si elle est souhaitable, introduira néanmoins des difficultés supplémentaires.

Globalement, c'est la maîtrise de la modélisation et du recalage des modèles de machines qui devrait conduire maintenant aux améliorations les plus significatives dans le domaine de l'équilibrage.

For a quick reading

The purpose of this document is to present at the same time some operational applications of rotor balancing techniques at EDF, and some recent developments. The former are the work of internal operational services. The latter, developments, are led by the DER. The operational activity concerns three types of machines : turbogenerators sets, 900 and 1300 MW plant main coolant pumps, and auxiliary rotating machinery. For each type of machine, the presentation describes successively : concerned equipment and methods, applied standards and procedures, used hardware and software tools, obtained results and performances, and finally, difficulties and problems met.

For turbogenerators, the practice of balancing is based on a policy for a good knowledge of the vibratory behaviour of the machines throughout their lifetime. Gains brought by a balancing operation are generally important, but this is obviously depending upon the degradation state met on the machines. For main coolant pumps, balancing tests are constraining, owing to the fact that they take place inside the reactor building, otherwise they do not raise major technical difficulties.

For auxiliary rotating machinery, two situations can be met : the on-bench balancing, and the on-site balancing. On the bench, the objective for the balancing is defined in terms of balancing quality. The main difficulty to mention is the relative increase of time required to intervene on "hot", i.e. contaminated, rotors. On site balancing tests concern mainly ventilators, pumps and motors.

If one compares the different types of balancings that are actually practised, that on main coolant pumps is certainly the most rigorous and the most codified, and hence also the most efficient.

The main difficulties met are linked not to the calculation tools, in fact quite sufficient, but far more to certain practical problems.

Concerning developments, the experimental approach of the balancing problem has frequently been privileged, in the sense that it allows an immediate intervention on an unknown machine. The influence coefficients method is the basis of the balancing procedures. A large part of the realised work has therefore, quite logically, been focused on the development of a computation program implementing this method : the EQUILOP software.

In the framework of a numerical validation of the EQUILOP program within the LADy software environment, numerical modelling work has been led, consisting in simulating the placement of balancing masses on a test rig. Comparison of these simulations with experimental results has led to satisfactory results. An analysis has been carried out on possible program extensions, and those have been implemented as first specifications.

Independently of conventional balancing techniques, by characterisation, then intervention on rotors, a new process allowing to correct in real time the state of imbalance of a rotor has been devised.

The possible contribution of numerical models in the area of balancing has been studied. In the principle, a finite element model of a machine allows, by making use of response calculations, to simulate the whole set of configurations that can be met during a balancing test. The association of the influence coefficients method with numerical modelling of machines would have for purpose to reduce the number of necessary launchings.

On this last topic, one can conclude that it is possible to reduce the unbalance vibrations of a machine from the determination of influence coefficients by means of a numerical model. The transposition of this approach to the industrial scale, if it is desirable, will introduce nevertheless some new difficulties.

Taken as a whole, it is the mastery of machine modelling and model adjustment methods that will now lead to the most significant improvements in the area of balancing techniques.

I - Introduction

L'objet de ce document est de réaliser une présentation des activités d'équilibrage des rotors à EDF qui mette en parallèle les applications opérationnelles et les développements internes récents.

Dans le domaine des applications, compte tenu de la diversité du parc de machines tournantes, l'ensemble des techniques aujourd'hui opérationnelles est mis en pratique, des plus simples (équilibrage monovitesse en deux plans) aux plus élaborées (équilibrage multiplans et multivitesse).

Cette mise en pratique est l'oeuvre de services opérationnels internes (DTG et USI). Elle ne traite toutefois qu'une partie des besoins, en raison de l'appel fait également aux constructeurs des machines, et à des prestataires extérieurs.

La présente description est basée sur l'analyse de l'activité d'une USI régionale (SIRA - AMT) ; elle peut être considérée comme représentative.

Les développements sont menés par la DER.

II - Les applications opérationnelles

L'activité opérationnelle concerne trois classes de machines :

- les Groupes Turbo Alternateurs (GTA)
- les pompes primaires des centrales 900 et 1300 MW
- les machines tournantes auxiliaires : systèmes fonctionnels élémentaires dits ASG, RCV, ventilateurs, ...

Pour chaque type de machine, le document présente successivement , en reprenant le même canevas :

- ① les matériels concernés (aspects quantitatifs et qualitatifs)
- ② les méthodes, normes et procédures appliquées
- ③ les outils matériels et logiciels utilisés
- ④ les résultats et performances obtenus
- ☞ les difficultés et problèmes rencontrés

II.1. Les groupes turbo alternateurs (GTA)

① Les centrales concernées sont : Creys-Malville (600 MW), Saint-Alban (1300 MW), Loire-sur-Rhône (250 MW), Martigues (250 MW), Aramon (700 MW), Phénix (250 MW), Tricastin et Cruas (900 MW). En moyenne 3 GTA par an font l'objet d'un équilibrage.

Les équilibrages de GTA par l'USI ne portent que sur les groupes tournant à 3000 t/mn, soit environ 10 machines. A Cruas (palier CP2), caractérisé par une grande flexibilité aux vitesses critiques, l'équilibrage est réalisé par le constructeur.

② En ce qui concerne les GTA, la pratique de l'équilibrage s'appuie sur une politique de suivi vibratoire et de connaissance des machines. Pour pratiquer les équilibrages eux-mêmes, on n'intervient qu'en suivi de révision ou sur incident.

Les GTA font donc l'objet de relevés vibratoires avant leurs arrêts programmés (relevés de signature). Ces signatures sont comparées après redémarrage aux relevés avant arrêt. De plus, on s'efforce de faire 1 à 2 relevés intermédiaires entre les arrêts, au titre du suivi de comportement. Le traitement comparatif est réalisé de façon visuelle par un expert. L'archivage des données de suivi est effectué localement à l'USI pour les machines qui sont de sa compétence.

Le suivi vibratoire proprement dit porte sur l'analyse des harmoniques principaux en amplitude et phase en marche normale et en ralentissement.

A titre accessoire, la norme ISO 1940 est utilisée pour le calcul de grandeurs telles que : balourd admissible, balourd résiduel.

③ Il n'y a pas d'instrumentation particulière mise en oeuvre dans le cadre du suivi.

L'appareillage utilisé pour les mesures est de type Vibrocam 5100 de Schenck. A l'occasion d'un équilibrage, on renforce l'instrumentation d'exploitation de la machine : les capteurs utilisés sont alors

des accéléromètres et des capteurs de déplacement relatif ; on introduit des points de mesure dans la direction horizontale.

Le calcul d'équilibrage se fait en moyenne sur 8 capteurs, mais parfois avec jusqu'à 14 capteurs.

Le calcul est réalisé au moyen du logiciel EQUILOP 3.0 sur PC. Ce programme est jugé totalement satisfaisant en utilisation courante. Dans l'application pratique, les capteurs d'exploitation sont privilégiés par rapport à l'instrumentation supplémentaire éventuelle. Ceci est réalisé au moyen de pondérations des mesures au cours du calcul d'optimisation.

④ Sur le plan des objectifs, il n'y a pas d'engagement formel de l'USI, vis-à-vis de la centrale. On peut plutôt parler, en pratique, d'un engagement qualitatif d'améliorer une situation, ce qui implique de faire une analyse vibratoire préalable, afin de vérifier que l'équilibrage est bien le remède approprié au problème rencontré.

On résout un problème donné en général avec 5 à 6 lancers, parfois davantage.

Les gains apportés par un équilibrage sont dans l'ensemble importants, mais ceci est bien entendu fonction de l'état de dégradation rencontré sur la machine : il est comparativement plus aisé d'améliorer une dégradation forte.

Les dégradations elles-mêmes ont pour origines des usures, des déformations, des évolutions du lignage. L'apparition de dégradations n'est pas de nature à surprendre, en raison de la politique actuelle d'exploitation des machines : celles-ci sont sollicitées de plus en plus sévèrement en exploitation alors que la maintenance est accélérée, car recentrée sur les besoins essentiels.

☞ Les campagnes d'équilibrage peuvent s'avérer longues (jusqu'à trois semaines) du fait des contraintes d'exploitation du réseau. Du fait de celles-ci on ne peut, fréquemment, faire que des marches à puissance nulle, ce qui ne correspond pas à l'état de balourd de la machine à pleine charge. D'où le problème suivant : lorsque deux lancers d'essai sont trop espacés dans le temps, l'état thermique de la machine peut se trouver considérablement modifié.

☞ Les contraintes de délai imposées par la centrale (temps disponible maximal) d'une part, et par le réseau d'autre part (créneaux impératifs d'intervention) peuvent s'avérer antagonistes. De ce fait, il arrive fréquemment que l'instrumentation renforcée ne puisse pas être utilisée, compte tenu des délais imposés.

☞ Dans la phase d'analyse préalable, il est nécessaire de discriminer les défauts de balourd "vrai" des défauts associés au lignage. Un défaut de concentricité rotor peut être "corrigé" par équilibrage, mais cela n'est pas l'idéal ; un désalignement de palier peut lui, se montrer, suivant le cas, insensible à l'implantation des masses d'essai. En pratique, c'est seulement lors de la phase d'implantation des masses d'essai que l'on sera renseigné sur la présence et la nature des phénomènes.

☞ Reproductibilité : les données expérimentales résultant d'opérations d'équilibrage antérieures sont très peu réutilisées, parce que considérées comme insuffisamment fiables : ce doute sur les informations concerne par exemple la conservation du repérage des phases. Par ailleurs, l'expérience montre que ce type de machine connaît des évolutions mécaniques réelles au fil du temps.

☞ On rencontre encore dans la pratique quotidienne des problèmes délicats : un exemple représentatif a été donné par la centrale de Martigues, où une tranche présentait des niveaux vibratoires élevés sur un palier tant que la machine était froide ; elle se comportait bien après une journée de production mais il n'a pas été possible de trouver un bon compromis entre la marche à chaud et la marche à froid. La recherche de vitesses critiques éventuellement déplacées sur cette machine n'a rien donné. Il reste donc dans un tel cas les hypothèses : frottement et déformation.

☞ En ce qui concerne la possibilité de défauts de forme de l'arbre, la pratique consiste à faire une rotation à basse vitesse de la machine dès que l'on a un doute à ce sujet. Il faut alors instrumenter spécifiquement. Ceci ne se produit toutefois qu'exceptionnellement. En fait, la présence des défauts de forme ne "pollue" pas le calcul des coefficients d'influence (qui est fait à partir de données vectorielles *différentielles*), mais la tentation peut exister de compenser des défauts de forme par des balourds supplémentaires.

En conclusion pour ce qui concerne les groupes turboalternateurs, on peut surtout regretter que l'instrumentation vibratoire d'exploitation soit encore fréquemment obsolète.

II.2. Les pompes primaires

① le SIRA opère principalement sur Bugey, Cruas et Saint-Alban, représentant respectivement 15, 15 et 8 pompes, soit près de 40 pompes en tout réparties en deux types. Statistiquement, 6 interventions par an sur pompe primaire ont lieu.

② Ce matériel est classé Important Pour la Sûreté (I.P.S.) Les règles d'intervention sont donc très strictes : une analyse de risques et un Plan Qualité sont nécessaires à chaque équilibrage. A la différence des GTA, le suivi vibratoire est réalisé par la centrale elle-même.

③ L'instrumentation supplémentaire mise en oeuvre est constituée de 6 capteurs placés sur le haut et sur le bas de la carcasse du moteur et sur l'arbre, l'instrumentation initiale étant constituée de 2 capteurs d'arbre placés à 90° sur le palier intermédiaire, et de deux accéléromètres sur la carcasse. On dispose donc pour équilibrer de deux plans et de six capteurs, qu'il s'agisse des pompes du 900 MW ou des pompes du 1300 MW.

Du fait des problèmes de communication entre la zone du circuit primaire et l'extérieur, l'opérateur doit disposer localement de tout l'appareillage nécessaire pour mener à bien l'ensemble de l'opération. L'appareillage utilisé est un Vibroport de Schenck, le calcul étant toujours réalisé au moyen d'EQUILOP 3.0.

④ La durée des campagnes de mesure est de deux postes de 9 heures ; on arrive à faire sur cette durée les 4 à 5 lancers nécessaires.

L'objectif de résultat est de revenir dans les critères vibratoires d'exploitation pour des raisons de sécurité nucléaire. Ces critères sont de 100 μm sur l'arbre et de 40 μm au stator. Cet objectif est tenu sans difficulté, on parvient en général à 50 μm sur l'arbre et 20 μm sur le stator. Il s'agit toujours bien entendu d'équilibrage en corps rigide.

☞ Les demandes d'intervention sont connues en général très tardivement. L'USI s'efforce donc souvent d'anticiper sur les besoins d'intervention à partir des procédures de redémarrage des tranches. Ainsi, s'il s'avère que l'on a déjà, à froid plus de 120 μm à 150 μm de déplacement d'arbre aux paliers, il est plus que probable que l'on devra intervenir pour équilibrage. Du fait que l'USI est un prestataire interne, les procédures peuvent être alors accélérées autant que le permet la réglementation nucléaire.

☞ Un unique cas complexe, car un peu spécifique, a été rencontré au Bugey ; il s'agit de deux pompes alimentées par un tableau électrique commun (RCP et ANG). Cette mise en commun d'une source électriquement impédante se traduisait par un "dépositionnement" transversal du volant d'inertie de la pompe primaire lors des à-coup de couple. Il s'agit donc d'un problème lié à la technologie de la machine et non à la méthode d'équilibrage.

Les équilibrages de pompe primaire sont contraignants du fait qu'ils ont lieu dans le bâtiment réacteur, mais par ailleurs ils ne soulèvent pas de difficultés techniques majeures (*voir également [1]*).

Les défauts de forme ne sont pas pris en compte, mais l'on sait que par expérience des défauts magnétiques importants peuvent exister par marquage sur l'arbre. Ils doivent alors être préalablement corrigés.

Les opérations d'équilibrage ont lieu uniquement lors des périodes dites "d'arrêt à chaud", c'est-à-dire aux pression et température nominales. Ce sont des conditions toujours identiques, et donc favorables pour un bon résultat de l'équilibrage.

II.3. Les machines tournantes auxiliaires

Deux situations peuvent se rencontrer dans ce domaine :

- l'équilibrage sur banc
- l'équilibrage in situ

II.3.1 l'équilibrage sur banc

① En fait ce sont les bancs, et non les rotors, qui se déplacent in situ. L'USI dispose de deux bancs identiques, de type B150 d'IRD. L'un est utilisé pour les rotors "froids", c'est-à-dire non contaminés, et l'autre est réservé pour les rotors "chauds".

L'activité équilibrage sur banc représente 30 % de l'activité équilibrage de l'USI. Cette activité, à la différence des autres formes d'équilibrage, est susceptible d'ouverture à la concurrence. De fait, des prestataires privés interviennent désormais dans les centrales. L'équilibrage des rotors "chauds" reste un monopole interne du fait des procédures qui y sont associées.

Tout confondu, cette activité porte sur environ 100 rotors par an.

② Les interventions se font conformément à l'ISO 1940 et au moyen de procédures qui l'appliquent. Les calculs sont réalisés par un calculateur intégré au banc. Sur les pompes multicellulaires (RCV, ASG, ...) on choisit les plans d'équilibrage de manière à avoir un ajout ou un enlèvement de matière minimal, en fonction du rapport trouvé entre balourd statique et balourd dynamique.

Les pompes ASG, du fait de leurs arbres creux, sont pratiquement des rotors flexibles. De ce fait, il est prescrit de réaliser leur équilibrage à une vitesse de rotation bien précise.

En ce qui concerne les ventilateurs, la norme ISO spécifique n'est pas utilisée. L'équilibrage des ventilateurs s'avère délicat, il s'agit souvent de pièces mécano-soudées, parfois fortement déformées.

③ Les bancs sont des machines à paliers souples. Les rotors manipulés peuvent aller de 10 kg à 9 Tonnes. Le choix d'une technologie à paliers souples pour ces bancs d'équilibrage provient du fait que ceux-ci sont bien plus aisément déplaçables si l'on les compare avec les bancs à paliers rigides. (Au passage il faut rappeler que seule la norme française E90-600 prend spécifiquement en compte le cas des machines à paliers souples, à la différence de la norme internationale.)

Sur le plan métrologie/calcul, les bancs sont des outils autonomes. Ils ne nécessitent qu'un ré-étalonnage annuel par les soins de leur constructeur.

④ L'objectif de l'équilibrage est fixé en termes de qualité d'équilibrage. On s'impose ainsi d'atteindre la qualité $G = 2.5$, alors que bien souvent une qualité de $G = 6.3$ pourrait être considérée comme suffisante.

☞ La principale difficulté à signaler est l'allongement des temps relatifs aux interventions sur les rotors "chauds".

II.3.2 les équilibrages in situ

① Il s'agit également pour l'essentiel de ventilateurs, de pompes et de moteurs. Environ 50 équilibrages de ce type sont réalisés chaque année.

③ Le critère de choix entre intervention in situ (ou plutôt : en place) et sur banc, est souvent la question du délai. Il faut alors instrumenter au moyen d'accéléromètres ou de capteurs de vitesse. Un calculateur portatif de type Schenck ou IRD, dédié au calcul en deux plans est alors utilisé.

④ On ne se donne plus de critère de qualité, mais on s'impose le respect des critères d'alarme.

☞ Les problèmes rencontrés sont liés à la configuration physique du matériel tournant : on est en effet souvent amené à faire fonctionner le matériel dans des conditions qui ne sont pas celles de l'exploitation normale. On observe donc occasionnellement des résultats médiocres lors du retour du matériel à ses conditions usuelles d'exploitation.

II.4. Remarques générales et tendances

Si on compare les différents types d'équilibrage qui sont effectivement pratiqués, celui sur pompes primaires est certainement le plus rigoureux et le plus codifié, et par ailleurs aussi le plus efficace.

Les principales difficultés rencontrées sont liées non pas aux outils de calcul, tout-à-fait suffisants, mais à des aspects beaucoup plus pratiques. La bonne utilisation des conventions de repérage des phases est un de ces aspects.

Enfin, au plan des activités de l'USI, une évolution se fait jour actuellement en faveur du prédictif (analyse/diagnostic), et au détriment des activités "traditionnelles" liées à l'équilibrage. L'activité d'équilibrage sur banc n'est pas considérée comme essentielle par l'USI, du fait de la valeur ajoutée comparativement plus faible.

III - Développements

III.0. Contexte

□ La méthode des coefficients d'influence est la base du traitement des problèmes d'équilibrage. Elle exploite, sous les hypothèses d'un comportement stationnaire et linéaire des machines, la relation matricielle qui existe entre les forces tournantes appliquées à un rotor, et la réponse sous forme de vibrations en des points donnés d'observation :

$$\{v_i\} = [C_{ij}] \cdot \{m_j\} \quad (1)$$

La matrice de transfert $[C_{ij}]$ représente les coefficients d'influence, c'est-à-dire l'effet observé sur la vibration v_i d'une correction unitaire m_j placée dans le plan j à l'origine des phases.

Elle s'adresse aussi bien aux rotors flexibles qu'aux rotors rigides, sachant que dans le cas des premiers, un choix est à opérer entre un équilibrage monovitesse (en général la vitesse nominale d'exploitation) et un équilibrage multivitesse (choisies proches des vitesses critiques, dans l'esprit d'un équilibrage modal).

□ L'approche expérimentale des problèmes d'équilibrage a toujours été privilégiée dans la mesure où elle permet d'intervenir immédiatement sur une machine inconnue. Toutefois, il serait plus satisfaisant d'utiliser une approche théorique, basée sur des calculs de coefficients d'influence à partir d'un modèle de la machine ; on pourrait dans ce cas minimiser le temps d'intervention, intervenir directement sur les plans de correction optimaux, voire procéder à des vérifications des états de contrainte supplémentaires introduites dans la machine. Jusqu'à une date récente, l'état de développement des outils numériques ne permettait pas de mettre en oeuvre cette approche dans des conditions de fiabilité et de délai satisfaisantes.

III.1. Le logiciel EQUILOP 3.0

Depuis plusieurs décennies, une grande partie des travaux réalisés, rappelés par [2], a donc assez logiquement porté sur le développement de programmes de calcul mettant en oeuvre la méthode des coefficients d'influence. L'expérience des premières utilisations in situ, et l'évolution du matériel informatique et de l'instrumentation associée, ont conduit en 1989 à un logiciel opérationnel qui a été successivement spécifié, réalisé, documenté, puis diffusé largement auprès des utilisateurs potentiels internes. Il s'agit du logiciel EQUILOP 3.0 qui est encore aujourd'hui la version couramment utilisée.

Ce logiciel, programmé en C, est accessible par l'intermédiaire d'une interface ergonomique qui limite les possibilités d'erreurs au niveau de la saisie des données et de l'utilisation.

Il permet de prendre en compte jusqu'à 45 capteurs et 15 plans de correction. Des pondérations peuvent être affectées aux capteurs en fonction par exemple du degré de confiance accordé aux données associées. Le calcul de correction optimale se fait par minimisation par moindres carrés d'une fonctionnelle f représentative de l'énergie vibratoire du rotor et des masses correctrices implantées :

$$f = \sum_i (\lambda_i \cdot v_{si})^2 + \sum_j (\lambda_j \cdot m_j) \quad (2)$$

où les λ_i et λ_j sont des coefficients de pondération affectés respectivement aux vibrations v_i et aux masses m_j .

III.2. Validation numérique et expérimentale

Pour permettre le développement en laboratoire d'extensions du logiciel EQUILOP, et surtout pour faciliter la confrontation des données d'origine numérique et expérimentale, celui-ci a été porté dans un environnement informatique nouveau, le logiciel LADy. A l'occasion de ce portage, une documentation beaucoup plus étoffée du logiciel a été entreprise et mise à disposition des utilisateurs : manuel de référence [3], note de conception détaillée [4], spécifications techniques [5], note de principe [6], dossier de validation [7], validation [8], validation expérimentale à l'aide du banc EURoPE [9], validation numérique [10], validation numérique avec le logiciel CaDyRo [11], et enfin manuel d'utilisation [12].

Le résultat global des opérations de validation a été de mettre en évidence la bonne qualité générale du logiciel, affecté tout au plus de quelques défauts très mineurs, qui ont été analysés, documentés, et corrigés.

L'environnement informatique LADy a pour particularité sa facilité de communication avec l'ensemble des bases de données vibratoires expérimentales de surveillance d'une part, et avec les bases de modèles numériques de machines du parc d'autre part. Il est donc approprié pour procéder à des simulations éventuelles d'intervention pour équilibrage sur les machines réelles et permettre ainsi de comparer les effets de ces interventions.

Dans le cadre des validations numériques du logiciel EQUILOP sous LADy, des modélisations numériques ont été menées, consistant à simuler l'implantation de masses d'équilibrage sur un banc d'essai. La comparaison de ces simulations avec les résultats expérimentaux a conduit à des résultats satisfaisants.

III.3. Nouvelles fonctionnalités envisagées

Le logiciel EQUILOP sous LADy constitue le cadre d'accueil logique pour le test de nouvelles fonctionnalités éventuelles de ce logiciel. Une réflexion a été menée sur les extensions possibles, et celles-ci ont fait l'objet de premières spécifications [13]. Ce sont les suivantes :

- 1) la simulation de masses d'essai simultanées
- 2) le test approfondi de la validité des données
- 3) l'approche bayésienne des erreurs de mesure [14]
- 4) l'extension de la notion de capteur
- 5) la prise en compte des ralentissements
- 6) les sorties graphiques 2D et 3D

Par ailleurs, un autre portage du logiciel EQUILOP est envisagé : il vise les systèmes de collecte de données de surveillance de type SAMT et PSAD. Dans ce contexte, on disposera de façon immédiate des données vibratoires nécessaires au calcul pour une ou plusieurs vitesses fixes. Certaines des possibilités évoquées ci-dessus (prise en compte des ralentissements et sorties graphiques) pourront aussi être avantageusement implantées.

III.4. Procédé d'équilibrage actif

Indépendamment des techniques conventionnelles d'équilibrage des rotors par caractérisation puis intervention sur ceux-ci, un procédé permettant d'agir en temps réel sur l'état de balourd d'un rotor a été conçu [15]. Dans cette approche, le principal avantage est un gain en disponibilité de la machine si le dispositif est installé de façon permanente, ou plutôt en temps d'intervention si le dispositif est utilisé comme moyen de caractérisation d'une machine en cours d'essais.

Le dispositif envisagé demandant la mise en oeuvre d'une technologie assez complexe, son application vise essentiellement le cas de grandes machines telles que des turboalternateurs ou des auxiliaires tournants de forte puissance. L'aspect temps réel du dispositif permettrait également d'améliorer le

comportement des rotors, par exemple lors des phases de démarrage et de ralentissement, ce qui n'est pas envisageable avec les techniques d'équilibrage conventionnelles. Enfin, et à plus long terme, l'utilisation du dispositif à des fins de caractérisation dynamique *en marche* de la réponse d'une machine permet d'espérer des résultats nouveaux dans le domaine du diagnostic d'état mécanique.

Dans l'état présent, le dispositif est étudié au plan théorique et expérimental dans le cadre d'une thèse associant EDF et l'INSA de Lyon.

III.5. L'apport des modèles numériques dans le domaine de l'équilibrage

Dans le principe, un modèle aux éléments finis de machine permet, par la mise en oeuvre de calculs de réponse, de simuler l'ensemble des configurations qui peuvent être rencontrées lors d'un équilibrage.

Les utilisations potentielles d'un modèle dans ce domaine sont donc multiples :

- détermination des coefficients d'influence
- analyse de la sensibilité des plans de correction, et choix optimal de ceux-ci
- définition prévisionnelle d'une correction optimale du balourd
- à plus long terme, recherche d'identification de défauts de type balourd au moyen de techniques de recalage.

III.5.1. étude sur maquette

L'association de la méthode des coefficients d'influence avec la modélisation numérique des machines a pour but de réduire le nombre de lancers nécessaires et par conséquent, de réduire les indisponibilités de machines dues à l'équilibrage. Les modèles de machine mis en oeuvre dans cette démarche doivent impérativement être recalés.

Une étude menée récemment en collaboration entre EDF et l'ISMCM a permis d'évaluer la faisabilité d'une telle démarche [16], [17].

Pour au moins une partie des groupes turbo alternateurs mis en service de façon récente, la prise en compte des régimes transitoires (passage des vitesses critiques) est un impératif. La détermination d'un équilibrage optimal, prenant en compte vitesse nominale et vitesses critiques devient un processus relativement complexe. Pour ces machines, l'intérêt de la démarche numérique se voit confirmé.

Les termes C_{im} de la matrice des coefficients d'influence sont exprimés de façon théorique par la relation

$$C_{im} = \sum_k c_k \frac{D_k^i G_k^m}{j\omega - p_k} \omega^2 \quad (3)$$

où ω est la vitesse de rotation

- $p_k = \delta_k + j\omega_k$ pulsation propre complexe d'ordre k
- D_k^i amplitude du mode propre à droite d'ordre k au point d'observation (capteur) i
- G_k^m amplitude du mode propre à gauche d'ordre k au plan d'équilibrage m
- c_k constante de normalisation des modes

Par ailleurs, un logiciel spécifique de traitement des données expérimentales permet d'extraire de la réponse mesurée lors d'un balayage harmonique, les pulsations propres p_k et les contributions des modes $\{T_k\}$ au vecteur de la réponse globale au balourd $\{u\}$.

$\{T_k\}$ et $\{u\}$ sont reliés par :

$$\{u\} = \sum_{k=1}^{n \leq 3} \frac{\{T_k\}}{j\omega - p_k} \quad (4)$$

La réponse $\{u\}$ est donnée, si l'amortissement est faible, par l'équation :

$$\{u\} = \sum_k c_k \frac{\{D_k\}B_k}{j\omega - p_k} \omega^2 \quad (5)$$

où B_k est la valeur complexe du balourd modal d'ordre k , c'est-à-dire la projection des balourds sur le mode propre à gauche d'ordre k .

Pratiquement l'analyse de la réponse en balayage harmonique ne permet de déterminer que le vecteur propre à droite $\{D_k\}$. Faute de pouvoir procéder autrement, le recalage du modèle numérique a été basé sur les seuls modes observables expérimentalement, à savoir sur les modes directs à droite.

L'étude qui a été réalisée a montré qu'il était possible, dans le cas d'une maquette, d'équilibrer une machine sur la base des coefficients d'influence théoriques. Toutefois, un résultat satisfaisant ne peut être obtenu que si la qualité du recalage du modèle numérique utilisé est suffisante, c'est à dire si les écarts entre les caractéristiques modales réelles et calculées de la machine sont réduits (amortissement notamment).

La procédure suivante a été appliquée :

- caractérisation expérimentale du comportement de la machine : identification des modes du rotor en libre-libre, mesure des impédances de palier, identification des caractéristiques modales et des contributions modales pour la machine assemblée, à partir d'un ralentissement
- constitution et recalage du modèle : détermination des sensibilités des impédances de palier dans le modèle, puis recalage basé sur ces paramètres
- détermination des coefficients d'influence expérimentaux
- détermination des coefficients d'influence numérique par simulation
- comparaisons

La maquette utilisée pour les tests était constituée de deux rotors assemblés montés sur quatre paliers et présentait trois vitesses critiques dans la plage de fonctionnement.

Pour faciliter les comparaisons, il s'est avéré nécessaire d'introduire des pondérations dans le calcul des balourds correcteurs à partir des valeurs expérimentales.

Moyennant cette opération, la comparaison des résultats en vibrations résiduelles a montré que sur sept points d'observation retenus, le paramètre S_{\max} était voisin pour trois d'entre eux, et écarté de moins de 50 % pour les quatre autres. On peut donc conclure globalement qu'il est possible de réduire les vibrations d'une machine à partir de la détermination des coefficients d'influence par un modèle numérique.

Suite à cette étude, un certain nombre d'interrogations et d'inconnues subsistent, du fait que :

- les impédances de palier ne sont pas réellement déterminées, mais remplacées par des impédances équivalentes issues du recalage
- les données vibratoires dont on a disposé sont particulières. Les paliers, souvent proches des noeuds, ne sont pas des points d'observation optimaux. Les vibrations absolues des paliers n'ont pas été utilisées dans le processus
- le recalage est effectué uniquement sur les modes à droite. Il n'est pas certain que les ajustements opérés recalent simultanément les modes à gauche.

La transposition de cette démarche à l'échelle industrielle, si elle est souhaitable, va introduire des difficultés supplémentaires :

- il ne sera en général pas possible de contrôler expérimentalement la modélisation en libre-libre du rotor
- l'instrumentation vibratoire des machines en exploitation, utile pour le recalage, est sensiblement plus réduite que celle d'une maquette de laboratoire
- les impédances des paliers devront être déterminées précisément à la vitesse nominale.

Compte tenu de ces difficultés, on peut néanmoins penser que les méthodes numériques pourront constituer à terme une aide appréciable aux intervenants chargés d'équilibrer ou simplement de diagnostiquer l'état mécanique des machines.

III.5.2. un exemple élémentaire

Nous utilisons pour cet exemple le programme de calcul par éléments finis CaDyRo (Calcul Dynamique des Rotors). Il permet de modéliser les lignes d'arbres au moyen d'éléments de poutres et également de prendre en compte leurs paliers et leurs supportages par des valeurs discrètes. Il possède des fonctionnalités étendues ; dans le cadre présent, nous ferons simplement appel à la modélisation linéaire et à des calculs de réponse en régime permanent harmonique.

Le sujet de l'exemple est le banc d'essai EURoPE, qui possède deux rotors assemblés reposant sur quatre paliers hydrodynamiques [18]. Nous allons l'équilibrer numériquement, par disposition virtuelle de masses d'essai puis de masses définitives dans ses plans d'équilibrage. Pour cet exemple, on se limitera à deux plans d'équilibrage, à deux capteurs fictifs V (axe Oz) et H (axe Oy) d'un même plan de mesure, et à une vitesse de rotation $\omega = 314$ rd/s. Les Figures 1 et 2 présentent respectivement la modélisation du banc et sa déformée en réponse forcée à ω .

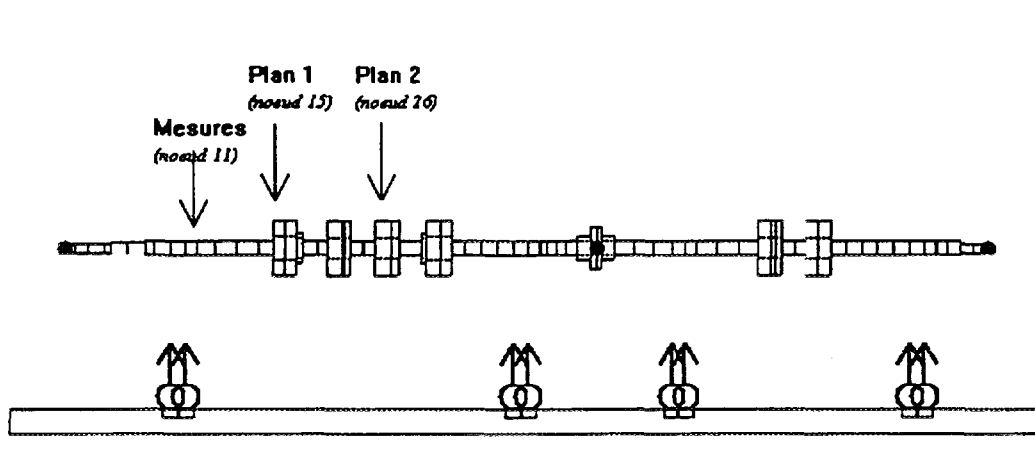
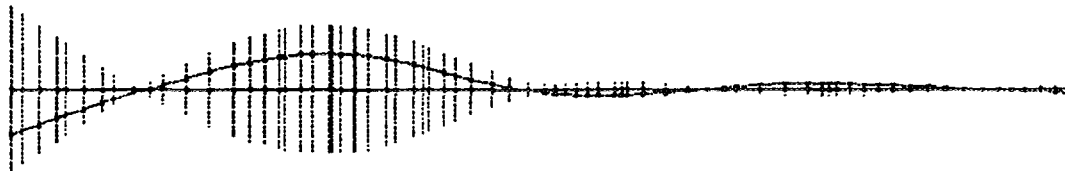


Figure 1 : modèle Eléments Finis du banc EURoPE : implantation des capteurs et des masses



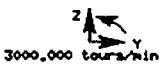
Assemblage : EURoPA1 Calcul : EURo00XX Date : 17/05/1996 9:43:04 Revision : 1 Pour ce calcul: Demi grand-axe maximum : 3.78903e-05 m pour le nœud : NOE0 pour la fréquence : 50 Hz	Fréquence : 50 Hz Pour cette fréquence: Demi grand-axe maximum: 3.78903e-05 m pour le nœud : NOE0	Orientation : vue de dessus Dilatation : 10134.532  3000,000 tours/min
--	---	--

Figure 2 : déformée en réponse forcée à 50 Hz

Plaçons tout d'abord dans le Plan 1 (noeud 15) une masse de 10 g à 10 cm et à une phase de 0°, soit :

$$m.r = 10^{-3} \text{ m}\cdot\text{kg}, \quad \text{et} : F = m.r.\omega^2 = 100 \text{ N}$$

La Figure 3 fournit la réponse permanente au noeud 11 (palier) sous forme de trajectoire. Celle ci est calculée par synthèse modale de la réponse à l'effort de balourd par la combinaison linéaire des contributions des composantes de la base modale préalablement calculée.

Si l'on déplace la masse d'essai à 10 cm et 90°, la trajectoire est alors donnée par la Figure 4.

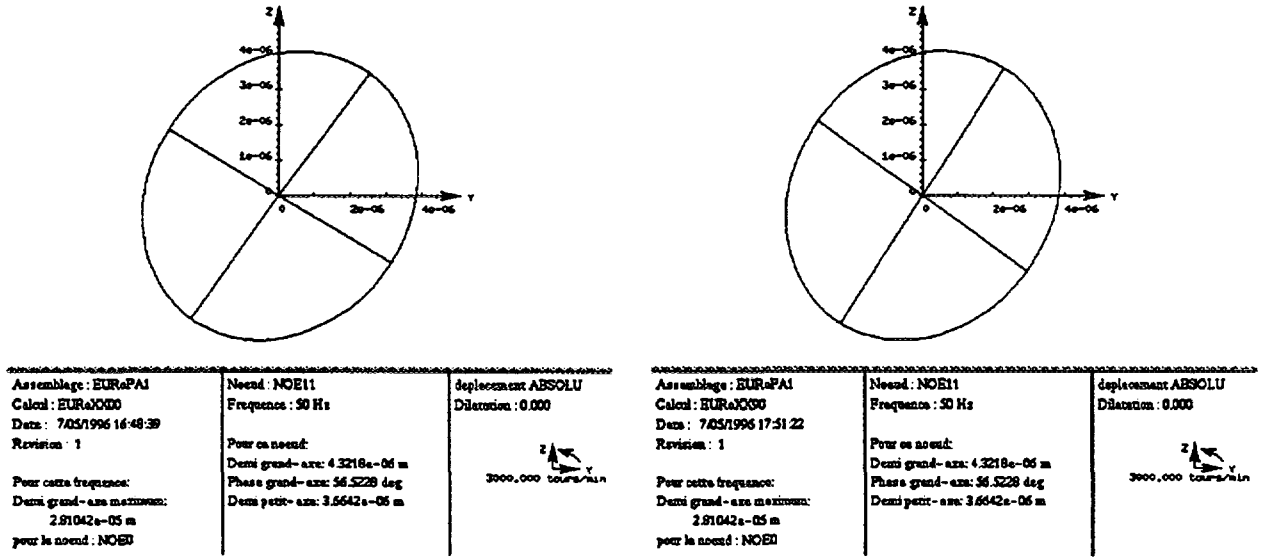


Figure 3 : rotor axisymétrique ; masse d'essai à 0° Plan 1 Figure 4 : rotor axisymétrique ; masse d'essai à 90° Plan 1

Cette trajectoire est identique à la précédente ! En effet, nous sommes partis d'un rotor supposé initialement équilibré, donc parfaitement axisymétrique. La trajectoire ne fournit pas l'information temporelle nécessaire pour représenter l'effet du déplacement de la masse d'essai.

Si l'on place une deuxième masse auxiliaire sur le Plan 2 (noeud 26), on observe par rapport à l'essai de référence (Figure 5) que deux positions différentes de la masse d'essai 1 (à 0° et à 90°) se traduisent bien alors par des amplitudes vibratoires différentes mesurées par nos capteurs (⑥ et ⑦).

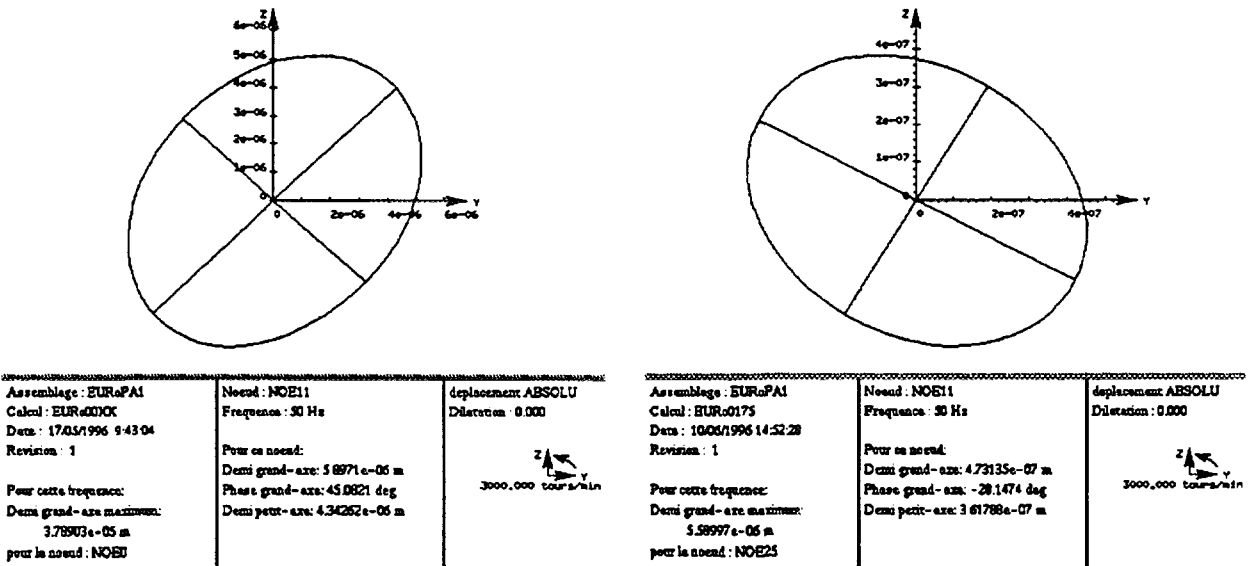


Figure 5 : masse "de référence" Plan 2

Figure 6 : rotor "équilibré" (masse correctrice Plan 1)

Le Tableau 1 ci-dessous récapitule les niveaux vibratoires et les coefficients d'influence déterminés à partir de CaDyRo pour ces différents cas.

Le Tableau 2 donne, à partir des niveaux vibratoires calculés par CaDyRo pour les différents lancers d'essai, les coefficients d'influence et la masse correctrice calculés par EQUILOP.

Le Tableau 3 fournit les niveaux vibratoires résiduels déterminés par CaDyRo après implantation de la masse correctrice déterminée par EQUILOP (Figure 6). On observe qu'elles sont très faibles.

Tableau 1

	ddl	Amplitude A x 10 ⁻⁶ m	phase Φ (degrés)	ΔA (pour 100 g)	$\Delta \Phi$ (degrés)
cas "EUROxx00" ③ Figure 3	DY	3,87	-59,29	38,7	-59,29
	DZ	4,13	-140,06	41,3	-140,06
cas "EUROxx90" ④ Figure 4	DY	3,87	+30,71	38,7	-59,29
	DZ	4,13	-50,61	41,3	-140,06
cas "EURO00xx" ⑤ Figure 5	DY	5,17	-68,96	51,7	-68,96
	DZ	5,18	-141,17	51,8	-141,17
cas EURO0000 ⑥	DY	9,02	-64,82	38,7	-59,29
	DZ	9,31	-141,2	41,3	-140,06
cas EURO0090 ⑦	DY	5,92	-28,78	38,7	-59,29
	DZ	6,56	-102,7	41,3	-140,06

Tableau 2

capteur	Vibrations Initiales (amplitudes) x 10 ⁻⁶ m	Vibrations Initiales (phases) (degrés)	Vibrations Finales (amplitudes) x 10 ⁻⁶ m	Vibrations Finales (phases) (degrés)	Effet des masses d'essai x 10 ⁻⁶ m	Effet des masses d'essai (degrés)
palier 1 V	5,2	291	9,0	295	38,8	301
palier 1 H	5,2	219	9,3	219	41,3	220

Masse à placer dans le Plan 1 : m = 12,9 g à 175,0 °

Tableau 3

cas EURO00175	ddl	Amplitude A x 10 ⁻⁶ m	phase Φ (degrés)
palier 1 V	DY	0,45	226
palier 1 H	DZ	0,38	329

Ces calculs seuls ne permettent pas bien entendu de confirmer la valeur des coefficients d'influence, mais simplement de vérifier la bonne représentation de la réponse linéaire aux efforts dans CaDyRo. Ils autorisent cependant quelques observations supplémentaires :

- 1) CaDyRo, à la différence d'EQUILOP, qui nécessite une mesure *différentielle* des vibrations, permet de déterminer les coefficients d'influence à partir d'un seul "lancer".
- 2) l'examen préalable de la déformée, en regard de la position des plans d'équilibrage et des capteurs en représentation plane, ou 3D, permet assez largement d'anticiper, sur un plan qualitatif, l'efficacité des masses correctrices.
- 3) les écarts de phase numériques observés peuvent être interprétés physiquement : l'écart de phase spatial entre les masses des Plans 1 et 2 traduit un gauchissement de la déformée ; l'écart de phase temporel entre les vibrations observées selon Oy et Oz, proche de $\pi/2$, correspond sensiblement au passage d'un champ de force tournant.

IV. Conclusion

Dans ce document, les utilisations opérationnelles des techniques d'équilibrage et les développements en cours ou simplement envisagés ont été présentés conjointement.

On constate que globalement les outils matériels et logiciels à disposition pour les utilisations industrielles sont à considérer comme satisfaisants. La principale contrainte aujourd'hui portant sur les durées d'intervention, les progrès éventuels sont à rechercher sous cet aspect.

Les techniques d'équilibrage actif, mises en oeuvre dans le cadre de dispositifs d'aide à la caractérisation expérimentale peuvent y contribuer. Essentiellement, c'est la maîtrise de la modélisation et du recalage des modèles de machines qui devrait conduire aux améliorations les plus significatives dans ce domaine.

V. Références

- [1] VOINIS PH. "*Tricastin tr. 2 ; pompes primaires ; équilibrage (mai 1991)*" HP-64/91.129
- [2] MOREL J., GOUYET H. "*Notice d'utilisation du programme d'équilibrage EQUILOP 3.0*" HP-53/89.100
- [3] FABRIES R. "*Logiciel LADy : manuel de référence du module EQUILOP 3.1*" HP-64/95/069
- [4] DENOUAL P., FABRIES R. "*Logiciel LADy ; module d'équilibrage EQUILOP 3.1: note de conception détaillée*" HP-64/95/015
- [5] HEGER A., FABRIES R. "*Logiciel LADy ; module d'équilibrage EQUILOP 3.1: spécifications techniques*" HP-64/95/012
- [6] FABRIES R. "*Logiciel LADy ; intégration d'EQUILOP : note de principe*" HP-64/95/006
- [7] FABRIES R. "*Logiciel LADy : module d'équilibrage EQUILOP 3.1 : dossier de validation*" HP-64/95/031
- [8] FABRIES R. "*Logiciel d'équilibrage EQUILOP : validation*" HP-64/93.168
- [9] RICHARD S., VOINIS PH., FABRIES R., ESCUDIER M. "*Logiciel d'équilibrage EQUILOP : validation expérimentale à l'aide du banc EURoPE*" HP-64/93.196
- [10] FABRIES R., LEGATELOIS S. "*Logiciel d'équilibrage EQUILOP : validation numérique*" HP-64/93.197
- [11] FABRIES R., CHICOUENE D. "*Logiciel d'équilibrage EQUILOP : validation numérique avec CaDyRo 2ème phase*" HP-64/94.194
- [12] FABRIES R. "*Logiciel LADy : manuel d'utilisation du module EQUILOP 3.1*" HP-64/95/070
- [13] FABRIES R. "*Logiciel LADy : évaluation de nouvelles fonctionnalités à intégrer dans le module EQUILOP*" HP-64/95/041
- [14] ADOBES A. "*Non linear gaussian inversion to improve parameter estimation in vibroacoustic modelling*" (ISIP '94, Paris) HP-64/94.221
- [15] VOINIS PH., BRANTHONNE D. "*Equilibrage actif : procédé et dispositif*" HP-64/94.122
- [16] CHEVALIER R., BIGRET R., KARAJANI P., VIALARD S. "*Equilibrage des machines tournantes par coefficients d'influence à l'aide de modèles numériques*" 2ème Conférence Méthodes de Surveillance et Techniques de Diagnostic Acoustique et Vibratoire, Senlis (France), oct. 95
- [17] BIGRET R., KARAJANI P., VIALARD S., CHEVALIER R. "*Détermination des coefficients d'influence par les caractéristiques modales*" 2ème Conférence Méthodes de Surveillance et Techniques de Diagnostic Acoustique et Vibratoire, Senlis (France), oct. 95
- [18] ESCUDIER M. "*Banc d'essais EURoPE : essais de sensibilité aux masses d'équilibrage*" HP-64/94.200