



(11) **EP 1 589 191 B1**

(12) **FASCICULE DE BREVET EUROPEEN**

(45) Date de publication et mention
de la délivrance du brevet:
08.09.2010 Bulletin 2010/36

(51) Int Cl.:
F01D 5/10 ^(2006.01) **F01D 5/16** ^(2006.01)
F01D 25/04 ^(2006.01)

(21) Numéro de dépôt: **05103148.2**

(22) Date de dépôt: **19.04.2005**

(54) **Procédé pour introduire un désaccordage volontaire sur une roue aubagée de turbomachine.
Roue aubagée présentant un désaccordage volontaire**

Verfahren zum Einstellen gezielter unterschiedlicher Eigenfrequenzen eines beschaufelten Rotors
einer Turbomachine sowie Rotor

Method for intentionally mistuning a turbomachine bladed rotor and rotors with intentionally mistuned
blades

(84) Etats contractants désignés:
DE ES FR GB IT SE

(30) Priorité: **20.04.2004 FR 0404130**

(43) Date de publication de la demande:
26.10.2005 Bulletin 2005/43

(73) Titulaire: **SNECMA**
75015 Paris (FR)

(72) Inventeurs:
• **Dupeux, Jérôme**
77000, Vaux Le Penil (FR)

• **Dupont, Christian**
77190, Dammarie Les Lys (FR)
• **Lombard, Jean-Pierre**
77830, Pamfou (FR)
• **Seinturier, Eric**
64800, Bruges (FR)

(74) Mandataire: **David, Daniel et al**
Bloch & Bonnetat
23bis, rue de Turin
75008 Paris (FR)

(56) Documents cités:
EP-A- 1 211 382 WO-A-98/36966
US-A- 5 993 161

EP 1 589 191 B1

Il est rappelé que: Dans un délai de neuf mois à compter de la publication de la mention de la délivrance du brevet européen au Bulletin européen des brevets, toute personne peut faire opposition à ce brevet auprès de l'Office européen des brevets, conformément au règlement d'exécution. L'opposition n'est réputée formée qu'après le paiement de la taxe d'opposition. (Art. 99(1) Convention sur le brevet européen).

Description

[0001] La présente invention concerne les rotors de turbomachines, et en particulier les rotors comportant des aubes à leur périphérie qui sont soumises pendant le fonctionnement de la turbomachine à des phénomènes vibratoires.

[0002] Les roues aubagées de turbomachines ont une structure avec une quasi-symétrie cyclique. Elles sont généralement composées d'une série de secteurs géométriquement identiques, à une tolérance près qui est liée aux tolérances de fabrication de leur différents composants et de leur montage.

[0003] Bien que les tolérances retenues généralement pour la fabrication des roues aubagées soient faibles, elles ont des effets significatifs sur la dynamique de la structure. De petites variations géométriques, dues par exemple à la fabrication des pièces et à leur montage, de petites variations des caractéristiques du matériau qui les constituent, telles que leur module d'Young ou leur masse volumique, peuvent conduire à de petites variations de fréquence propre de résonance d'une aube à une autre.

[0004] Ces variations sont désignées par le terme de désaccordage et sont très difficiles à maîtriser ; on emploie dans ce cas l'expression de désaccordage involontaire. Ces petites variations de fréquences d'aube à aube suffisent à casser la symétrie de la structure. La roue est dite désaccordée. Pour que la roue soit désaccordée, il suffit d'une variation entre les fréquences propres des aubes de 0,5% en écart type ou même moins.

[0005] Sur une roue aubagée désaccordée, on constate que l'énergie vibratoire se localise sur une ou quelques aubes au lieu de se répartir sur toute la roue. La conséquence de cette localisation est une amplification de la réponse forcée. On désigne par cette expression, la réponse vibratoire à une excitation extérieure. Sur une turbomachine notamment aéronautique, l'excitation extérieure trouve son origine le plus souvent dans une dissymétrie dans le flux aérodynamique. Elle peut être due par exemple, aux stators amont ou au stator aval, à une distorsion, aux prélèvements d'air dans le compresseur, aux réintroductions d'air, à la chambre de combustion ou encore aux bras structuraux.

[0006] Les niveaux de réponse d'aube à aube peuvent varier dans un facteur 10 et le maximum sur la roue aubagée peut correspondre au double voire au triple de ce qui aurait été obtenu sur une roue parfaitement symétrique.

[0007] L'évolution de la réponse à une source d'excitation en fonction du désaccordage suit une courbe telle que représentée sur la figure 1. Elle représente la réponse maximale en amplitude de vibration de la roue aubagée déterminée pour différentes valeurs d'écart type des fréquences propres des aubes réparties sur la roue. Pour un désaccordage de 0%, la réponse est normée à 1. L'écart type standard de désaccordage que l'on rencontre sur les roues en utilisation est de l'ordre de 0,5%. On

constate généralement sur ce graphe qu'il correspond au cas le plus défavorable. Essayer de le réduire pour se rapprocher de la symétrie est très coûteux car cela implique notamment une réduction des tolérances de fabrication. Ce graphe montre également qu'à partir d'un certain niveau de désaccordage b , l'effet sur la dynamique de la roue aubagée s'atténue et les niveaux maximum observés sur la roue diminuent.

[0008] L'invention a pour objectif d'introduire un désaccordage volontaire sur la roue aubagée de façon à réduire la réponse maximale sur la roue, et à ne plus dépendre du désaccordage involontaire, faible, toujours présent.

[0009] EP 1 211 382 décrit un rotor de turbomachine dont les aubes présentent des fréquences propres de vibration différente de manière à réduire les niveaux vibratoires en réponse forcée.

[0010] Le Procédé pour introduire un désaccordage volontaire dans une roue aubagée d'une turbomachine déterminée, de manière à réduire les niveaux vibratoires de la roue en réponse forcée, selon lequel on dispose sur ladite roue, au moins en partie, des aubes de fréquences propres différentes avec une répartition des fréquences selon un écart type au moins égal à une valeur choisie, caractérisé par le fait qu'il consiste à déterminer, en fonction des conditions de fonctionnement de la roue à l'intérieur de la turbomachine, une valeur optimale d'écart type de désaccordage par rapport à la réponse maximale en amplitude de vibration voulue sur la roue, les aubes de fréquences propres différentes étant réparties de sorte que les fréquences de l'ensemble des aubes présentent un écart type au moins égal à la dite valeur de désaccordage, la dite valeur de désaccordage étant déterminée statistiquement.

[0011] L'écart type de désaccordage volontaire introduit est avantageusement supérieur à cette valeur optimale b .

[0012] La valeur b dépend de la roue étudiée, de la raideur du disque et de la valeur de l'amortissement présent sur la roue aubagée. On peut considérer que dans la plupart des cas la valeur de b est de l'ordre de 1 à 2% d'écart type en fréquence. Dans ces cas, l'écart type de désaccordage volontaire introduit est supérieur à 2%.

[0013] Le diagramme de Campbell vise à déterminer la situation fréquentielle de la structure vis à vis des excitations possibles. Il fait figurer les fréquences des modes de vibration de la roue aubagée en fonction de la vitesse de rotation de la roue d'une part, et les fréquences d'excitation possibles d'autre part. Les croisements entre ces deux types de courbes correspondent aux résonances.

[0014] Un exemple de source d'excitations est constitué par un stator amont comportant N aubes. En aval du stator, on est amené à surveiller l'excitation de fréquence $f=N\omega$ où ω est la fréquence de rotation du rotor. Dans le cadre de la conception d'une turbomachine, on détermine les paramètres géométriques et structuraux de la roue mobile concernée de façon à déplacer les résonances

hors de la plage de fonctionnement avec une marge de sécurité.

[0015] Considérons par exemple le diagramme de Campbell de la figure 2 qui représente en ordonnées les fréquences de vibration de la roue examinée et en abscisse les fréquences de rotation de la roue. On a reporté les fréquences pour quatre modes vibratoires et les droites correspondant aux fréquences d'excitation pour deux ordres, N1 et N2, en fonction de la fréquence de rotation

Le mode n° 1 est excité par l'ordre N1 en dehors de la plage de fonctionnement de la turbomachine avec une marge suffisante.

Le mode n°2 n'est pas excité par l'ordre N1 ; la marge est suffisante.

Le mode n°3 est excité par l'ordre N2 en dessous de la plage de fonctionnement de la turbomachine avec une marge suffisante.

Le mode n°4 est excité par l'ordre N2 dans la plage de fonctionnement de la roue. En fonction du type de mode, cette résonance peut ne pas être acceptable.

On constate donc qu'il est difficile de trouver un compromis acceptable.

[0016] Si l'on souhaite par exemple améliorer la situation pour la résonance Mode 4/ordre N2, le fait d'introduire un désaccordage volontaire de b% va conduire à étaler les fréquences de la roue aubagée autour de leur valeur moyenne. Au lieu d'avoir une ligne par mode, on obtient une bande par mode. La largeur de la bande dépend du mode : un désaccordage volontaire de b% pour une fréquence n'induit pas forcément une variation de b% des autres fréquences.

[0017] Cela est beaucoup plus contraignant pour le dimensionnement car les plages de résonances possibles sont plus larges. Par exemple, dans le cas précédent, les modes 1 à 3 qui respectaient les marges fréquentielles dans le cas accordé ne les respectent plus.

[0018] L'invention a donc également pour objectif de déterminer la valeur de b minimum pour que son effet sur les niveaux vibratoires soit significatif tout en étalant le moins possible les modes de la structure pour en faciliter la conception.

[0019] En se reportant à la figure 1, le problème que vise à résoudre l'invention consiste pour une valeur d'amplitude maximale de vibration donnée à déterminer la valeur correspondante de b sur la courbe.

[0020] Comme cela a été rapporté plus haut, on détermine ladite valeur de désaccordage par une méthode de calcul statistique.

[0021] Cette méthode comprend les étapes suivantes :

- on définit une première valeur σ_j d'écart type de désaccordage,
- on génère un nombre R, significatif statistiquement, de répartitions aléatoires de désaccordage dans cet

écart type σ_j ,

- on calcule pour chacune des R répartitions aléatoires, la réponse forcée désaccordée en fonction des conditions de fonctionnement de la roue dans la turbomachine,
- on en extrait la valeur maximale,
- on choisit une autre valeur de σ_j et on itère le calcul précédent, le nombre d'itérations étant suffisant pour effectuer un tracé des valeurs de réponse en fonction des valeurs σ_j .

[0022] L'invention a également pour objet une roue aubagée présentant un désaccordage volontaire.

[0023] Une roue aubagée dont le désaccordage volontaire a été déterminé selon la méthode de l'invention présente des aubes de fréquences propres différentes, le nombre de fréquences différentes, hors tolérances de fabrication, étant au plus 3.

[0024] Conformément à une autre caractéristique, les aubes sont réparties selon des motifs avec des aubes de fréquence propre f1 et des aubes de fréquence propre f2, f2 étant différent de f1. En particulier les motifs successifs sont identiques ou avec une faible variation d'un motif à l'autre.

[0025] Conformément à une autre caractéristique chaque motif comprend (s1+s2) aubes, s1 aubes de fréquence f1 et s2 aubes de fréquence f2. En particulier, s1 = s2 et s1 est au plus égal au nombre total N d'aubes de la roue divisé par 4. Notamment chaque motif comprend (s1+s2 +/- 1) aubes avec (s1+/-1) aubes de fréquence f1 et (s2+/-1) aubes de fréquence f2.

[0026] Conformément à une autre caractéristique, la roue étant soumise à une excitation d'harmonique n inférieure au nombre N d'aubes de la roue divisé par deux ($n < N/2$) les aubes sont réparties en n motifs identiques ou avec une faible variation d'un motif à l'autre.

[0027] Conformément à une autre caractéristique, la roue étant soumise à une excitation d'harmonique n, n étant supérieur au nombre N d'aubes de la roue divisé par deux ($n > N/2$), le nombre de motifs est égal au nombre de diamètres du mode concerné.

[0028] On décrit ci-après plus en détail l'invention, en référence aux dessins sur lesquels,

la figure 1 représente le tracé de la valeur de la réponse maximale en amplitude de vibration par rapport au désaccordage exprimé en écart type des fréquences propres,

la figure 2 représente un exemple de diagramme de Campbell,

la figure 3 représente un organigramme de calcul permettant de tracer la courbe de la réponse forcée en fonction de l'écart type des fréquences propres de vibration des aubes.

[0029] On décrit maintenant plus en détail la méthode statistique permettant de déterminer la valeur minimale à retenir pour le désaccordage en fonction des caracté-

ristiques de la roue aubagée qu'il s'agit de traiter et limiter la réponse forcée sur une coïncidence identifiée dans la plage de fonctionnement.

[0030] Lors de l'étape 10, on choisit une valeur initiale σ_j de l'écart type en fréquences de désaccordage. Pour une roue aubagée, il s'agit, on le rappelle, de la moyenne des écarts entre la fréquence naturelle de vibration de chaque aube et la fréquence moyenne. On observe que l'on prend en compte la variation de fréquences propres pour les aubes seulement. On admet que les modes pour les disques restent symétriques cycliquement.

[0031] Lors de l'étape 20, on génère numériquement de manière aléatoire une répartition R_i . Pour une valeur prédéfinie d'écart type σ_j d'une roue aubagée, il existe une infinité à la fois de répartitions R_i des aubes sur la roue MR_i et de fréquences propres de ces dernières satisfaisant à cette condition d'écart type σ_j .

[0032] Lors de l'étape 30, pour cette répartition R_i , on procède à la détermination par une méthode numérique connue au calcul de la réponse en amplitude à une excitation. Par exemple, il peut s'agir pour un compresseur de turboréacteur de la réponse à des distorsions dans l'écoulement incident résultant d'un vent latéral.

[0033] Pour la roue présentant la répartition R_i , on détermine ainsi la réponse de chaque aube à la perturbation extérieure. On extrait en 40 la valeur maximale $R_{i,\max} \sigma_j$ que l'on exprime par rapport à la réponse obtenue sur une aube d'une roue parfaitement accordée. Cette valeur est supérieure à 1, et le plus souvent inférieure à 3.

[0034] On boucle en 42 sur l'étape 20 en déterminant une nouvelle répartition R_{i+1} et on recommence le calcul pour déterminer une nouvelle valeur $R_{i+1,\max} \sigma_j$. On répète les calculs pour un nombre R de répartitions. Ce nombre R est choisi comme étant significatif statistiquement.

[0035] En 50 pour l'ensemble des R répartitions, on extrait le maximum $M\sigma_j$ des valeurs $R_{i,\max} \sigma_j$. A partir de l'ensemble des valeurs $R_{i,\max}$, on détermine la valeur maximale de l'amplification qui ne sera pas statistiquement dépassée dans un pourcentage de cas supérieur à un taux que l'on se fixe, par exemple 99,99%. On parvient à ce résultat en reportant les valeurs sur une courbe de probabilité cumulée. Le nuage de points est avantageusement lissé par un tracé de probabilité Weibull qui permet de réduire le nombre de tirages nécessaires, par exemple à 150.

[0036] Ainsi pour une valeur d'écart type σ_j , on a déterminé le point correspondant $M\sigma_j$ sur le diagramme de la figure 1.

[0037] En 52 on fixe une nouvelle valeur σ_{j+1} à partir de laquelle on boucle sur l'étape 10 pour calculer une nouvelle valeur $M \sigma_{j+1}$.

[0038] En 60, on dispose d'un nombre de points suffisants pour tracer la courbe de la figure 1 à savoir $M\sigma_j = f(\sigma_j)$.

[0039] Une fois que l'on a tracé la courbe de la figure 1, on peut aisément fixer la valeur optimale b de l'écart type en fonction de l'amplitude maximale autorisée.

[0040] Compte tenu de la forme de la courbe au-delà du maximum, on pourrait choisir une valeur de b aussi grande que possible. Cependant le choix est limité par le fait que l'introduction d'un désaccordage dans le cadre d'une amélioration de la situation pour une résonance particulière revient à élargir les plages de résonances pour les autres modes, comme cela apparaît sur le diagramme de Campbell de la figure 2.

[0041] Conformément à une autre caractéristique de l'invention, on vérifie que l'introduction d'un désaccordage volontaire améliore la stabilité aéroélastique de la roue. On calcule la moyenne des coefficients d'amortissement correspondant à chaque angle de phase possible entre les aubes, et on vérifie que le mode concerné par le flottement est inférieur à ladite moyenne.

[0042] En d'autres termes, si l'essai moteur indique que les marges au flottement sont insuffisantes, il peut être alors intéressant d'introduire un désaccordage volontaire.

[0043] Le procédé comprend les étapes suivantes :

- 1- On fait l'hypothèse que la roue aubagée est accordée ;
- 2- pour chaque angle de phase possible entre les aubes, on fait un calcul aéroélastique de stabilité au moyen des outils numériques adaptés : Navier Stokes en subsonique ou éventuellement Euler en supersonique ; approche 2D ou 3D ;
- 3- pour chaque angle de phase, on calcule le coefficient d'amortissement aéroélastique correspondant,
- 4- on calcule la moyenne des coefficients d'amortissement.
- 5- Si le coefficient d'amortissement du mode concerné par le flottement est en dessous de cette moyenne, l'introduction d'un désaccordage volontaire est bénéfique. On procède alors à la détermination du désaccordage optimal. Dans le cas contraire, il apparaît qu'il n'est pas nécessaire de procéder à un tel désaccordage puisque la roue présente une stabilité suffisante.

[0044] En résumé, on optimise le désaccordage pour minimiser la réponse forcée sur une résonance, en s'assurant que l'impact sur la stabilité et le diagramme de Campbell (pour les autres résonances) est acceptable ou on optimise le désaccordage vis à vis de la stabilité en s'assurant que l'impact sur le diagramme de Campbell est acceptable.

[0045] Le désaccordage traduit une dissymétrie de la structure. Les approches d'analyse classique à symétrie cyclique, qui permettent de ne modéliser qu'un seul secteur de la structure et de reconstituer ensuite le comportement de la roue complète ne sont donc pas applicables directement.

[0046] Compte tenu de la dissymétrie de la structure, une représentation complète (360°) est nécessaire.

[0047] L'approche la plus simple mais également la

plus coûteuse consiste à modéliser la structure complète : la taille du modèle devient alors énorme et difficilement gérable, notamment pour les approches statistiques du désaccordage.

[0048] Une méthode de réduction de la taille des modèles a donc été développée. La logique simplifiée de cette méthode est décrite ci-après, sachant que de nombreuses complexités, notamment liées à la vitesse de rotation sont également à prendre en compte :

A) Le disque est supposé à symétrie cyclique : un seul secteur de disque est modélisé. Les calculs sont réalisés pour tous les angles de déphasages possibles applicable aux frontières de ce secteur.

[0049] Pour une roue aubagée de N aubes, selon le principe de la symétrie cyclique,

- si N est pair : $(N/2)+1$ déphasages sont calculés,
- si N est impair : $(N+1)/2$ déphasages sont calculés.

[0050] Cela permet d'obtenir l'ensemble des modes du disque symétrique.

B) Pour les aubes, les modes d'une aube nominale, isolés du disque sont calculés.

C) Un vecteur de désaccordage qui représente la variation de fréquence d'une aube à l'autre, est ensuite introduit de façon à perturber les modes de l'aube nominale calculée en B) ci-dessus.

D) La roue aubagée désaccordée est ensuite représentée par une combinaison des modes de disques calculés en A) ci-dessus et des modes d'aubes désaccordés calculés en C) (projection sur une base de représentation).

[0051] Les étapes A) et B) sont assez longues à calculer mais le calcul n'est fait qu'une fois. Par contre, les étapes C) et D) sont très rapides, ce qui permet des analyses rapides pour différents vecteurs de désaccordage. Cette méthode se prête donc particulièrement bien aux approches statistiques.

[0052] Plus le nombre de modes calculé dans les étapes A) et B) est grand, plus la base de représentation est riche, plus le résultat est précis mais plus le calcul est coûteux.

Pour la réponse forcée

[0053] Une force aérodynamique est calculée (analyse instationnaire). Différentes méthodes existent. Le calcul est assez simple et peu coûteux car décorrélié du mode (désaccordé) de la structure. Un calcul de force suffit, cette force étant ensuite appliquée à la structure désaccordée issue de l'étape D).

Pour la stabilité

[0054] Ce cas est plus complexe car les efforts aérodynamiques instationnaires dépendent du mode désaccordé. Pour simplifier, les efforts aéroélastiques « de base » sont calculés pour chaque mode de la base de représentation.

[0055] L'effort aéroélastique total « désaccordé » est obtenu par la combinaison des efforts « de base », selon la même règle de superposition que celle utilisée à l'étape D). (La base de représentation est la même).

[0056] Le calcul de stabilité demande donc un nombre important de calculs aérodynamiques instationnaires qui sont assez coûteux. Par contre, une fois le modèle aéroélastique construit, les analyses désaccordées sont très rapides.

[0057] Lorsqu'on a déterminé la valeur du désaccordage à introduire dans la roue aubagée, on réalise ce désaccordage avantageusement selon l'une des façons suivantes.

[0058] Une fois la valeur de b déterminée, on sélectionne une répartition d'aubes sur la roue dont les fréquences propres satisfont à la condition d'écart type b.

[0059] De manière avantageuse toutes les aubes sont positionnées de manière symétrique sur le disque notamment en termes d'angle, de pas et de position axiale. La roue est dissymétrique du point de vue des fréquences seulement.

[0060] De préférence, on limite le nombre d'aubes différentes à deux ou trois types.

[0061] Considérons que l'on dispose de trois types d'aubes dont les fréquences sont respectivement : f_0, f_1, f_2 . Par exemple, la fréquence nominale des aubes est f_0 , f_1 la fréquence propre des aubes à fréquence augmentée par rapport à f_0 et f_2 la fréquence propre des aubes à fréquence diminuée.

[0062] Conformément à un premier mode de réalisation, on répartit les aubes selon le motif : $[f_1 f_1 f_2 f_2]$ soit une répartition $f_1 f_1 f_2 f_2 f_1 f_1 f_2 f_2$ etc.; sur le rotor on dispose alternativement deux aubes de fréquence f_1 puis deux aubes de fréquence f_2 , ou selon le motif $[f_1 f_1 f_1 f_2 f_2 f_2]$; l'alternance est de trois aubes. etc.

[0063] Plus généralement, on définit un motif de $(s_1 + s_2)$ aubes avec s_1 aubes de fréquence f_1 et s_2 aubes de fréquence f_2 que l'on répète sur la roue. Encore plus généralement les motifs successifs varient légèrement d'un motif à l'autre, notamment de ± 1 aubes ou de ± 2 aubes. Par exemple 36 aubes pourront être réparties selon des motifs successifs : $(4f_1 4f_2) (5f_1 5f_2) (4f_1 4f_2) (5f_1 5f_2)$ ou bien selon les motifs $(4f_1 Sf_2) (4f_1 Sf_2) (5f_1 5f_2) (4f_1 4f_2)$. d'autres solutions sont envisageables.

[0064] Selon un mode de répartition particulier, $s_1 = s_2$ et s_1 vaut au maximum $N/4$.

[0065] De préférence, la roue étant soumise à une excitation d'harmonique n, soit n perturbations par tour, n étant inférieur au nombre N d'aubes de la roue divisé par deux ($n < N/2$), les aubes sont disposées selon une répartition

titution qui tend à avoir le même ordre de symétrie que l'excitation sur la roue. Elles sont réparties en n groupes identiques ou de répartition variant peu d'un groupe à l'autre.

[0066] Notamment si le nombre d'aubes est divisible par n , les aubes sont réparties en n motifs répétitifs de répartition des fréquences. Ainsi pour une roue de 32 aubes excitées par 4 perturbations par tour, on dispose par exemple les aubes selon quatre motifs identiques :

4 fois le motif f1 f1 f1 f1 f2 f2 f2 f2 ou bien
4 fois le motif f2 f1 f1 f2 f2 f2 f1 f1 ou bien
4 fois le motif f1 f1 f2 f2 f1 f1 f2 f2 ou bien
4 fois le motif f1 f2 f2 f2 f1 f1 f1.

[0067] De préférence la fréquence moyenne est f_0 ou proche de f_0 .

[0068] Si le nombre N d'aubes n'est pas divisible par le nombre n de perturbations on choisit des motifs qui donnent une répartition qui se rapproche le plus d'une répartition ou N est divisible par n . Ainsi pour une roue de 36 aubes excitées par 5 perturbations par tour, on dispose les aubes selon des motifs à peu près identiques : 4 groupes de 7 aubes et un groupe de 8 aubes tels que par exemple (4f1 3f2) (3f1 4f2) (4f1 3f2) (3f1 4f2) et (4f1 4f2). D'autres répartitions sont envisageables.

[0069] Conformément à un autre mode de réalisation, si la roue est soumise à une excitation d'harmonique n , n étant supérieur au nombre N d'aubes de la roue divisé par deux ($n > N/2$), on répartit les aubes selon un nombre de motifs répétitifs égal au nombre de diamètres du mode concerné. Par exemple 24 excitations par tour sur une roue mobile de 32 aubes impliquent une réponse dynamique de la roue aubagée dite à 8 diamètres. On utilise donc une répartition de désaccordage à 8 motifs répétitifs.

[0070] Pour modifier la fréquence propre de vibration d'une aube, il existe diverses solutions technologiques.

[0071] On peut modifier la fréquence en agissant sur le matériau constituant l'aube. Cette solution permet de réaliser les aubes identiques géométriquement aux tolérances de fabrication près et de ne pas modifier l'écoulement aérodynamique stationnaire. Pour des aubes métalliques par exemple, on constitue l'aube à partir de matériaux présentant des modules d'Young ou des masses volumiques différents. Les fréquences étant liées au rapport raideur sur masse, le simple changement de matériau a donc un impact sur les fréquences. Pour des aubes composites, on agit sur la texture du composite par zones.

[0072] Une autre gamme de solutions consiste à modifier le pied de l'aube sans affecter la pale ; on peut modifier la longueur ou l'épaisseur de l'échasse, la forme du dessous de la plate-forme son épaisseur. Notamment un ajout ponctuel de masses sous la plate-forme permet de décaler les fréquences des premiers modes de vibration.

[0073] D'autres solutions portent sur des modifications notamment géométriques de la pale :

Evidement de l'aube par micro-perçage puis reconstitution de la veine avec un matériau plus ou moins raide ou plus ou moins lourd.

Remplissage de cavités d'aubes creuses.

Emploi de revêtements locaux tels que des céramiques de faible épaisseur de façon à ajouter localement de la masse dans les zones à forte énergie cinétique de déformation pour décaler les fréquences.

Modification locale de l'état de surface.

Modification de la tête d'aube par usinage d'une « langue de chat »

Modification de la tête d'aube par usinage d'une cavité dite en forme de baignoire.

Modification des lois d'empilage des coupes de l'aube selon une direction perpendiculaire à son axe.

Utilisation de pales de longueurs différentes.

Modification du raccord pale / plate forme au niveau du congé de raccordement en utilisant des rayons de raccordement différents. On constate que l'impact sur les premières fréquences de l'aube est sensible tout en présentant un effet limité sur l'aérodynamique stationnaire.

Revendications

1. Procédé pour introduire un désaccordage volontaire dans une roue aubagée d'une turbomachine déterminée, de manière à réduire les niveaux vibratoires de la roue en réponse forcée, selon lequel on dispose sur ladite roue, au moins en partie, des aubes de fréquences propres différentes avec une répartition des fréquences selon un écart type au moins égal à une valeur choisie, **caractérisé par le fait qu'il** consiste à déterminer, en fonction des conditions de fonctionnement de la roue à l'intérieur de la turbomachine, une valeur optimale d'écart type de désaccordage par rapport à la réponse maximale en amplitude de vibration voulue sur la roue, les aubes de fréquences propres différentes étant réparties de sorte que les fréquences de l'ensemble des aubes présentent un écart type au moins égal à la dite valeur de désaccordage, la dite valeur de désaccordage étant déterminée statistiquement.

2. Procédé selon la revendication précédente selon lequel,

■ on définit une première valeur σ_j d'écart type de désaccordage,

■ on génère un nombre R , significatif statistiquement, de répartitions aléatoires de désaccordage dans cet écart type σ_j ,

■ on calcule pour chacune des R répartitions

- aléatoires, la réponse forcée désaccordée en fonction des conditions de fonctionnement de la roue à l'intérieur de la turbomachine,
 ■ on en extrait la valeur maximale,
 ■ on choisit une autre valeur de σ_j et on itère le calcul précédent, le nombre d'itérations étant suffisant pour effectuer un tracé des valeurs de réponse en fonction des valeurs σ_j .
3. Procédé selon l'une des revendications précédentes selon lequel, on détermine au préalable si l'introduction d'un désaccordage volontaire améliore la stabilité aéroélastique en calculant la moyenne des coefficients d'amortissement correspondant à chaque angle de phase possible entre les aubes, et en vérifiant que l'amortissement aéro-élastique du mode concerné par le flottement est inférieur à ladite moyenne. 10
 4. Procédé selon l'une des revendications 1 à 2 le nombre de fréquences propres d'aubes différentes, hors tolérances de fabrication, étant au plus trois. 20
 5. Procédé selon la revendication 4 les aubes étant réparties selon des motifs avec des aubes de fréquence propre f_1 et des aubes de fréquence propre f_2 , f_2 étant différent de f_1 . 25
 6. Procédé selon la revendication 5 les motifs successifs étant identiques ou avec une faible variation d'un motif à l'autre. 30
 7. Procédé selon la revendication précédente chaque motif comprenant (s_1+s_2) aubes, s_1 aubes de fréquence f_1 et s_2 aubes de fréquence f_2 . 35
 8. Procédé selon la revendication précédente avec $s_1=s_2$ et s_1 au plus égal au nombre total N d'aubes de la roue divisé par 4. 40
 9. Procédé selon la revendication 6 chaque motif comprenant ($s_1+s_2 \pm 2$) aubes avec ($s_1 \pm 1$) aubes de fréquence f_1 et ($s_2 \pm 1$) aubes de fréquence f_2 . 45
 10. Procédé selon l'une des revendications précédentes, la roue étant soumise à une excitation d'harmonique n inférieure au nombre N d'aubes de la roue divisé par deux ($n < N/2$) et les aubes étant réparties en n motifs identiques ou avec une faible variation d'un motif à l'autre. 50
 11. Procédé selon l'une des revendications précédentes, la roue étant soumise à une excitation d'harmonique n , n étant supérieur au nombre N d'aubes de la roue divisé par deux ($n > N/2$), et le nombre de motifs étant égal au nombre de diamètres du mode concerné. 55
 12. Procédé selon l'une des revendications précédentes dont la fréquence de résonance des aubes, est modifiée par modification, notamment géométrique, de leur pale.
 13. Procédé selon l'une des revendications précédentes dont les fréquences de résonance des aubes sont modifiées par modification, notamment géométrique, de leur pied, la pale n'étant pas modifiée, de manière à en modifier la raideur.
 14. Procédé selon l'une des revendications 4 à 11, dont les fréquences de résonance des aubes sont modifiées par des modifications de masse ou de matériau constituant l'aube.
 15. Procédé selon la revendication précédente, les aubes étant creuses ou évidées, la modification étant induite par remplissage d'une partie des cavités avec un matériau de masse volumique adaptée.
 16. Procédé selon l'une des revendications 12 à 15, dont le congé de raccordement entre la pale et le moyeu est modifié d'une pale à l'autre.

Claims

1. Method for introducing an intentional mistuning in a vaned wheel of a given turbomachine, so as to reduce the vibratory levels of the wheel in forced response, according to which vanes with different natural frequencies with a distribution of the frequencies according to a standard deviation at least equal to a chosen value are at least partially disposed on said wheel, **characterised by** the fact that it consists of determining, according to the operating conditions of the wheel within the turbomachine, an optimum standard-deviation mistuning value with respect to the maximum response in vibration amplitude required on the wheel, the vanes with different natural frequencies being distributed so that the frequencies of all the vanes have a standard deviation at least equal to said mistuning value, said mistuning value being determined statistically.
2. Method according to the preceding claim, according to which
 - a first mistuning standard deviation value σ_j is defined,
 - a statistically significant number R of random mistuning distributions in this standard deviation σ_j are generated,
 - for each of the R random distributions, the mistuned forced response is calculated according to the operating conditions of the wheel within the turbomachine,

- the maximum value thereof is extracted,
 - another value of σ_j is chosen and the previous calculation is iterated, the number of iterations being sufficient to make a plot of the response values as a function of the σ_j values.
3. Method according to one of the preceding claims, according to which it is first determined whether the introduction of an intentional mistuning improves the aeroelastic stability by calculating the mean of the damping coefficients corresponding to each possible phase angle between the vanes, and verifying that the aeroelastic damping of the mode to which the flutter relates is less than said mean.
 4. Method according to one of claims 1 to 2, the number of natural frequencies of different vanes, apart from manufacturing tolerances, being no more than three.
 5. Method according to claim 4, the vanes being distributed in patterns with vanes with a natural frequency f_1 and vanes with natural frequency f_2 , f_2 being different from f_1 .
 6. Method according to claim 5, the successive patterns being identical or with a slight variation from one pattern to another.
 7. Method according to the preceding claim, each pattern comprising (s_1+s_2) vanes, s_1 vanes of frequency f_1 and s_2 vanes of frequency f_2 .
 8. Method according to the preceding claim, with $s_1=s_2$ and s_1 no more than the total number N of vanes on the wheel divided by 4.
 9. Method according to claim 6, each pattern comprising $(s_1 + s_2 \pm 2)$ vanes with $(s_1 \pm 1)$ vanes of frequency f_1 and $(s_2 \pm 1)$ vanes of frequency f_2 .
 10. Method according to one of the preceding claims, the wheel being subjected to an excitation of harmonic n less than the number N of vanes on the wheel divided by two ($n < N/2$) and the vanes being distributed in n patterns that are identical or with a slight variation from one pattern to the next.
 11. Method according to one of the preceding claims, the wheel being subjected to an excitation of harmonic n , n being greater than the number N of vanes on the wheel divided by two ($n > N/2$), and the number of patterns being equal to the number of diameters of the mode concern.
 12. Method according to one of the preceding claims, wherein the resonant frequency of the vanes is modified by modification, in particular geometric, of their blade.

13. Method according to one of the preceding claims, wherein the resonant frequencies of the vanes are modified by modification, in particular geometric, of their root, the blade not being modified, so as to modify the stiffness thereof.
14. Method according to one of claims 4 to 11, wherein the resonant frequencies of the vanes are modified by modifications to the weight or to the material constituting the vane.
15. Method according to the preceding claim, the vanes being hollow or recessed, the modification being caused by filling part of the cavities with a material of suitable density.
16. Method according to one of claims 12 to 15, wherein the connecting fillet between the vane and the hub is modified from one vane to another.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Einstellen gezielter unterschiedlicher Eigenfrequenzen in einem beschaufelten Rotor einer bestimmten Turbomaschine, um die Vibrationsniveaus des Rotors mit gezwungener Response zu reduzieren, gemäß dem auf dem Rotor mindestens teilweise Schaufeln mit verschiedenen Eigenfrequenzen mit einer Frequenzverteilung gemäß einer Standardabweichung zur Verfügung stehen, die mindestens gleich einem gewählten Wert ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** es darin besteht, je nach den Betriebsbedingungen des Rotors im Inneren der Turbomaschine einen optimalen Wert der Standardabweichung der unterschiedlichen Eigenfrequenzen hinsichtlich der maximalen Response der Vibrationsamplitude, die auf dem Rotor gewünscht wird, festzulegen, wobei die Schaufeln mit unterschiedlichen Eigenfrequenzen so verteilt sind, dass die Frequenzen der gesamten Schaufeln eine Standardabweichung aufweisen, die mindestens gleich dem Wert der unterschiedlichen Eigenfrequenzen ist, wobei der Wert der falschen Abstimmung statistisch festgelegt ist.
2. Verfahren nach dem vorhergehenden Anspruch, in dem
 - sein erster Wert σ_j der Standardabweichung der unterschiedlichen Eigenfrequenzen definiert wird,
 - eine Anzahl R mit statistischer Relevanz der zufälligen Verteilungen der unterschiedlichen Eigenfrequenzen in dieser Abweichung Typ σ_j erzeugt wird,
 - für jede der R zufälligen Verteilungen die gezwungene Response, je nach den Betriebsbe-

- dingungen des Rotors im Inneren der Turbomaschine mit unterschiedlichen Eigenfrequenzen, berechnet wird,
 ■ der maximale Wert extrahiert wird,
 ■ ein anderer Wert σ_j gewählt und die vorhergehende Berechnung wiederholt wird, wobei die Anzahl der Wiederholungen ausreichend ist, um eine Nachverfolgung der Responsewerte je nach den Werten σ_j durchzuführen.
3. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, nach dem im Voraus festgelegt wird, ob das Einstellen von gezielten unterschiedlichen Eigenfrequenzen die aeroelastische Stabilität verbessert, indem der Mittelwert des Abschwächungskoeffizienten, die jedem möglichen Phasenwinkel zwischen den Schaufeln entsprechen, berechnet wird und überprüft wird, ob die aeroelastische Abschwächung des Modus, der von der Schwingung betroffen ist, geringer als der Mittelwert ist.
 4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 2, wobei die Anzahl der Eigenfrequenzen der verschiedenen Schaufeln außerhalb der Fabrikationstoleranzen höchstens 3 beträgt.
 5. Verfahren nach Anspruch 4, wobei die Schaufeln nach Mustern mit Schaufeln mit der Eigenfrequenz f_1 und Schaufeln mit der Eigenfrequenz f_2 verteilt sind, wobei f_2 verschieden von f_1 ist.
 6. Verfahren nach Anspruch 5, wobei die aufeinander folgenden Muster identisch oder mit einer geringfügigen Variation von einem Muster zum anderen sind.
 7. Verfahren nach dem vorhergehenden Anspruch, wobei jedes Muster (s_1+s_2) Schaufeln umfasst, s_1 Schaufeln mit der Frequenz f_1 und s_2 Schaufeln mit der Frequenz f_2 .
 8. Verfahren nach dem vorhergehenden Anspruch, wobei $s_1 = s_2$ und s_1 höchstens gleich der gesamten Anzahl N der Schaufeln der Turbine, geteilt durch 4, ist.
 9. Verfahren nach Anspruch 6, wobei jedes Muster ($s_1+s_2 \pm 2$) Schaufeln mit ($s_1 \pm 1$) Schaufeln der Frequenz f_1 und ($s_2 \pm 1$) Schaufeln der Frequenz f_2 umfasst.
 10. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei der Rotor einer harmonischen Oberschwingung n kleiner der Anzahl N der Schaufeln des Rotors, geteilt durch zwei ($n < N/2$) unterzogen wird, und wobei die Schaufeln in n Mustern verteilt sind, die identisch sind oder von Muster zu Muster eine geringfügige Variation aufweisen.
 11. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei der Rotor einer harmonischen Oberschwingung n unterzogen wird, wobei n größer als die Anzahl N der Schaufeln des Rotors, geteilt durch zwei ($n > N/2$) ist, und wobei die Anzahl der Muster gleich der Anzahl der Durchmesser des betroffenen Modus ist.
 12. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Resonanzfrequenz der Schaufeln insbesondere durch eine geometrische Veränderung ihres Blatts geändert wird.
 13. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Resonanzfrequenzen der Schaufeln insbesondere durch eine geometrische Veränderung ihres Fußes geändert werden, wobei das Blatt nicht geändert wird, um seine Steifheit zu ändern.
 14. Verfahren nach einem der Ansprüche 4 bis 11, wobei die Resonanzfrequenzen der Schaufeln durch Veränderung der Masse oder des Materials, aus dem die Schaufeln hergestellt sind, verändert werden.
 15. Verfahren nach dem vorhergehenden Anspruch, wobei die Schaufeln hohl oder ausgespart sind, wobei die Veränderung durch Füllen eines Teils der Hohlräume mit einem Material mit angepasstem Volumen erzeugt wird.
 16. Verfahren nach einem der Ansprüche 12 bis 15, wobei die Übergangszone zwischen dem Blatt und dem Nabenstück von einem Blatt zum anderen verändert ist.

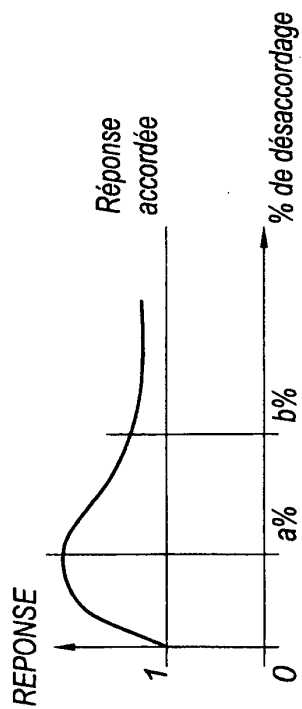


Fig. 1

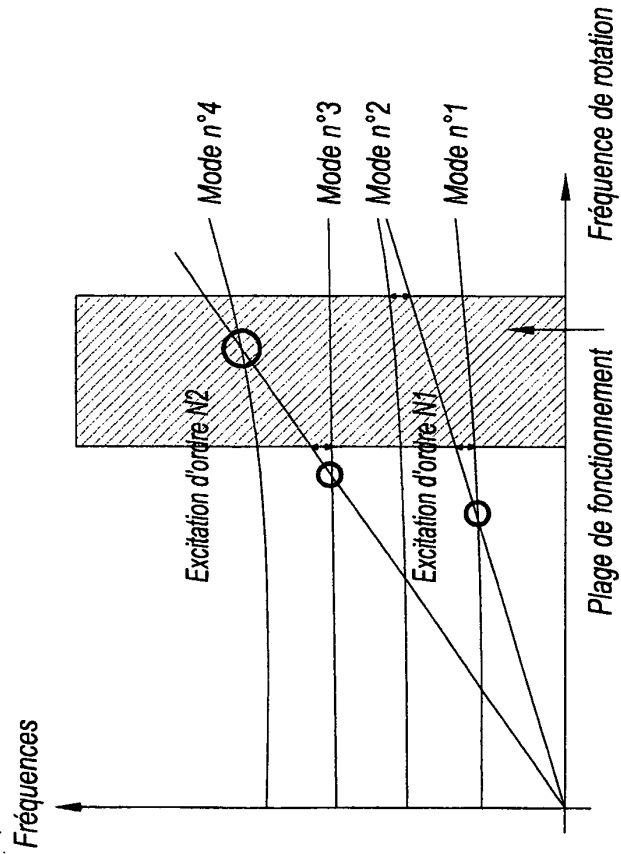


Fig. 2

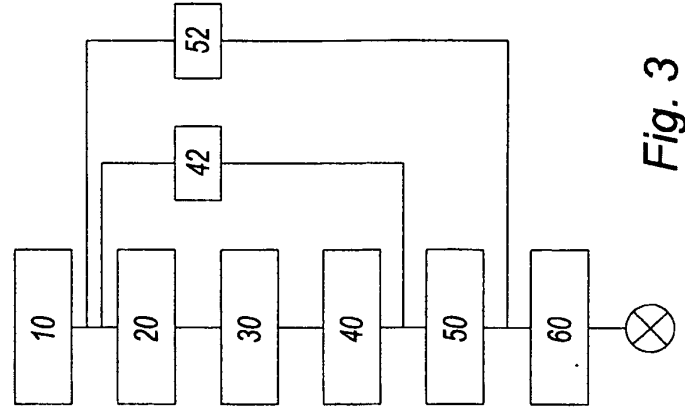


Fig. 3

RÉFÉRENCES CITÉES DANS LA DESCRIPTION

Cette liste de références citées par le demandeur vise uniquement à aider le lecteur et ne fait pas partie du document de brevet européen. Même si le plus grand soin a été accordé à sa conception, des erreurs ou des omissions ne peuvent être exclues et l'OEB décline toute responsabilité à cet égard.

Documents brevets cités dans la description

- EP 1211382 A [0009]