



CONFÉDÉRATION SUISSE  
OFFICE FÉDÉRAL DE LA PROPRIÉTÉ INTELLECTUELLE

Int. Cl.<sup>3</sup>: F 16 F 15/06

**Brevet d'invention délivré pour la Suisse et le Liechtenstein**  
Traité sur les brevets, du 22 décembre 1978, entre la Suisse et le Liechtenstein



**FASCICULE DU BREVET A5**

11

**620 506**

21 Numéro de la demande: 16079/77

22 Date de dépôt: 27.12.1977

30 Priorité(s): 29.12.1976 US 755268

24 Brevet délivré le: 28.11.1980

45 Fascicule du brevet  
publié le: 28.11.1980

73 Titulaire(s):  
Brewer Engineering Laboratories, Inc.,  
Marion/MA (US)

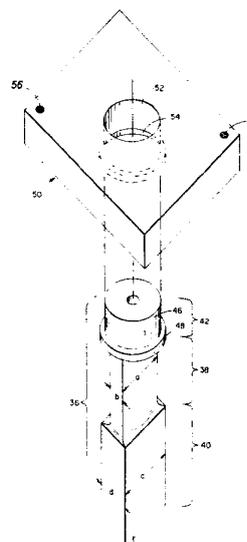
72 Inventeur(s):  
Given A. Brewer, Marion/MA (US)

74 Mandataire:  
E. Blum & Co., Zürich

**54 Élément dynamique d'absorption de vibrations.**

57 L'élément d'absorption est prévu pour un rotor déséquilibré monté sur un axe, supporté par un palier et tournant à une vitesse constante qui provoque une oscillation maximale des fondations. Un poids (50) est monté sur un axe d'accouplement (42) d'un support monobloc (36) comportant un ressort (38) et une partie plus massive (40) elle-même fixée au socle portant le palier.

L'axe du rotor est situé dans un plan passant par le poids (50). Le ressort possède une dimension (a) parallèle à l'axe du rotor qui est au moins triple de sa dimension (b) parallèle aux oscillations. La masse du poids est un dixième de celle du rotor et vibre de manière à contrebalancer l'oscillation des fondations dues au déséquilibre du rotor.



## RENDICATIONS

1. Élément dynamique d'absorption de vibrations, pour un rotor déséquilibré supporté par un arbre monté dans un palier de façon à tourner autour d'un axe de rotation, ce palier étant fixé à des fondations, et le rotor ayant une fréquence de rotation de fonctionnement de valeur fixe et exerçant sur les fondations, au cours du fonctionnement, une force perturbatrice périodique qui entraîne un déplacement des fondations s'effectuant essentiellement dans une direction et ayant une amplitude qui approche d'un maximum au voisinage de la fréquence de fonctionnement fixe du rotor, l'élément dynamique étant prévu pour être accouplé rigidement aux fondations, caractérisé en ce qu'il comprend un ressort d'acier vertical, en une seule pièce, possédant un ressort supérieur, une extrémité d'accouplement et un support inférieur de section transversale supérieure à celle du ressort supérieur et qui est destiné à être accouplé rigidement aux fondations, et un poids monté rigidement sur l'extrémité d'accouplement du ressort, le ressort supérieur présentant une dimension verticale, une première dimension horizontale parallèle à la direction de déplacement et une seconde dimension horizontale perpendiculaire à la première, la seconde dimension horizontale étant au moins trois fois supérieure à la première.
2. Élément d'absorption selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'il comprend en outre un organe de fixation qui est destiné à accoupler rigidement le support inférieur de l'élément d'absorption aux fondations.
3. Élément d'absorption selon la revendication 2, pour montage sur un socle d'acier, caractérisé en ce que l'organe de fixation comprend une plaque de serrage, une plaque d'acier destiné à être soudée au socle des fondations, et comportant plusieurs trous filetés, la plaque de serrage et la plaque d'acier recevant entre elles le support de l'élément d'absorption, et plusieurs boulons qui traversent la plaque de serrage et pénètrent dans les trous filetés de la plaque d'acier, en passant à côté du support.
4. Élément d'absorption selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que le poids de l'élément d'absorption comprend des parties amovibles ayant chacune une masse de l'ordre du centième de la masse totale de ce poids, ce qui permet d'accorder la fréquence de résonance de l'élément d'absorption à environ 0,1 Hz près.
5. Élément d'absorption selon l'une quelconque des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que la section transversale du ressort a une forme générale rectangulaire.
6. Élément d'absorption selon l'une quelconque des revendications 1 à 5, caractérisé en ce que la section transversale du support inférieur a une forme générale rectangulaire.
7. Élément d'absorption selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que l'extrémité d'accouplement du ressort comporte une région cylindrique dont le diamètre est supérieur aux deux dimensions horizontales du ressort et en ce que le poids comporte un alésage cylindrique, la fixation du poids sur l'extrémité d'accouplement du ressort s'effectuant par emmanchement de la région cylindrique dans l'alésage.
8. Utilisation d'un ou de plusieurs éléments selon la revendication 1 pour contrecarrer les vibrations d'un rotor à axe horizontal, caractérisée en ce que chaque élément est accouplé rigidement aux fondations de manière que chaque poids soit intersecté par le plan horizontal passant par l'axe du rotor.
9. Utilisation selon la revendication 8, caractérisée en ce que la masse totale du ou des poids des éléments d'absorption est au moins égale au dixième de la masse de rotor, et en ce que les dimensions du poids et du ressort de chaque élément d'absorption sont telles que, pour la fréquence de fonctionnement du rotor, chaque poids vibre dans la direction de déplacement, avec une amplitude qui approche d'un maximum pour cette fréquence de fonctionnement du rotor.
10. Utilisation selon une des revendications 8 ou 9, caractérisée

en ce que ledit plan horizontal passe par le centre de gravité de chaque poids.

11. Utilisation selon une des revendications 8 à 10 de l'élément selon la revendication 3 pour absorber les vibrations d'un rotor monté sur un socle en acier supporté par une base en béton, caractérisée en ce que chaque élément est accouplé rigidement au socle.

La présente invention concerne la suppression des vibrations dans les dispositifs de masse élevée faisant intervenir des éléments tournants de grandes dimensions, comme par exemple les rotors de soufflantes utilisés dans les centrales électriques.

- Les éléments tournants de grandes dimensions, et en particulier les éléments tels que les rotors de soufflante d'échappement utilisés dans les centrales électriques, ne sont pas équilibrés au cours de leur fonctionnement, du fait qu'ils sont exposés à des températures variables. La rotation de ces éléments déséquilibrés fait apparaître des forces perturbatrices élevées, qui font vibrer l'ensemble. Dans le cas où la machine présente une fréquence de résonance voisine de la fréquence de fonctionnement de l'élément tournant, ces vibrations peuvent être suffisamment importantes pour endommager le matériel, si on n'arrête pas le fonctionnement de la machine. Les distorsions thermiques rendent souvent impossible l'équilibrage de l'élément tournant avec une précision suffisante pour réduire les vibrations à un niveau acceptable.
- D'autre part, la construction de fondations suffisamment massives pour immobiliser la partie vibrante conduit généralement à des dépenses prohibitives. Ces difficultés sont encore accrues dans le cas des centrales électriques qui fournissent un complément d'énergie aux heures de pointe et qui nécessitent des démarrages et des arrêts journaliers, ainsi que des variations rapides de la puissance de sortie.

Le principe des éléments d'absorption de vibrations accordés est bien connu. Par exemple, le chapitre 6 du livre «Shok and Vibration Handbook» par Harris et Crede (McGraw-Hill, 1961) décrit la théorie générale de ces éléments, avec et sans amortissement, et montre quelques schémas d'applications particulières. En outre, le brevet N° 989938 donne une description générale de ces dispositifs, avec un exemple particulier appliqué à la réduction des vibrations sur un navire. Les brevets US N°s 2490550 et 3487888 décrivent l'utilisation d'éléments d'absorption de vibrations comme atténuateurs de bruit des moteurs à l'intérieur d'un avion. Ces éléments d'absorption sont accordables par réglage de longueur de ressorts, et sont conçus pour vibrer dans trois dimensions.

- Il apparaît cependant de nombreuses difficultés pratiques lorsqu'on cherche à construire un tel élément d'absorption de vibrations. L'élément d'absorption de vibrations de l'invention est destiné à réduire ou à supprimer les vibrations dans une installation comprenant des fondations de masse très élevée (de l'ordre de 500 t) supportant un élément tournant d'un poids de l'ordre de 20 t. Le tout possède une fréquence de résonance dans la plage de ses fréquences habituelles de fonctionnement, ou au voisinage de cette plage, et l'élément tournant présente un déséquilibre variable et imprévisible en fonctionnement normal, et ne peut pas être équilibré, en pratique.

Un élément d'absorption de vibrations doit être construit de façon à réduire sélectivement les vibrations dans une dimension particulière, sans introduire par lui-même des vibrations dans d'autres dimensions. Ces vibrations pourraient elles-mêmes créer des forces perturbatrices et faire vibrer le matériel dans des conditions inacceptables ou susceptibles de le détériorer. Il est donc souhaitable de réaliser un élément d'absorption de vibrations capable de réduire sélectivement les vibrations correspondant à un

mode particulier, sans introduire de vibrations correspondant à d'autres modes. Il est également souhaitable que l'élément d'absorption n'introduise pas de vibrations à des fréquences inférieures à la fréquence de fonctionnement, c'est-à-dire au cours du démarrage et de l'arrêt de l'élément tournant.

Il est également souhaitable de pouvoir accorder l'élément d'absorption de vibrations avec une précision de l'ordre de 0,1 Hz, pour obtenir un accord précis sur la fréquence de fonctionnement de l'élément tournant.

En outre, il est souhaitable que l'élément d'absorption de vibrations réduise les vibrations à un niveau acceptable, pour un coût très inférieur à celui correspondant à la construction de fondations de masse suffisamment élevée pour atteindre le même but.

L'élément dynamique d'absorption de vibrations selon l'invention est agencé tel que défini dans la revendication 1.

L'invention sera mieux comprise à la lecture de la description qui va suivre d'un mode de réalisation, donné à titre d'exemple. La description se réfère aux dessins annexés sur lesquels :

la fig. 1 est une vue d'un ensemble soufflante/fondations ;

la fig. 2 est une vue dans la direction de la ligne 2-2 de la fig. 1 ;

la fig. 3 est un schéma des parties vibrantes et l'ensemble ;

la fig. 4 est un graphique donnant la déviation des différentes parties de l'ensemble en fonction de la fréquence, sans l'élément d'absorption de vibrations ;

la fig. 5 est similaire à la fig. 2, mais montre deux éléments d'absorption de vibrations fixés à l'ensemble soufflante/fondations ;

la fig. 6 est une vue en élévation d'un élément d'absorption de vibrations ;

la fig. 7 est une vue en perspective isométrique d'un élément d'absorption de vibrations ;

la fig. 8 est une vue de détail éclatée d'une partie de l'élément d'absorption de vibrations ;

la fig. 9 est un graphique donnant la déviation en fonction de la fréquence, et montrant l'effet obtenu par l'utilisation d'un élément d'absorption de vibrations ;

les fig. 10 et 11 sont des graphiques qui montrent l'effet théorique de l'adjonction au système soufflante/fondations d'éléments d'absorption respectifs de 1,8 t et de 7,2 t ;

les fig. 12, 13 et 14 représentent schématiquement les modes de vibration de l'ensemble soufflante/fondations avec élément d'absorption, pour des fréquences particulières ;

la fig. 15 est un graphique simplifié de la déviation en fonction de la fréquence, faisant apparaître les fréquences particulières correspondant aux fig. 12, 13 et 14, et

la fig. 16 est un schéma représentant un modèle mathématique général d'un élément d'absorption de vibrations.

On se reportera maintenant aux dessins sur lesquels la fig. 1 représente une soufflante d'évacuation qui est réellement utilisée dans une centrale électrique à combustible fossile de 380 MW, à Newington, N.H, EUA. La soufflante 10, logée dans un carter 9, tourne sur un arbre 12 qui est entraîné par le moteur 14.

L'arbre 12 est supporté à ses extrémités par des paliers à film d'huile 16 et 18. Chaque palier repose sur un socle d'acier 20, 22, et ces socles sont supportés par des fondations de béton 24 qui sont enfouies dans le sol 30. La fig. 2 est une vue d'extrémité, à partir du palier extérieur 16.

Le rotor de la soufflante a environ 3 m de diamètre et une masse de l'ordre de 21,5 t, tandis que les fondations de béton ont une masse de l'ordre de 527 t. La fig. 3 est une représentation schématique de l'ensemble. La masse  $M_1$  représente la masse des fondations. Du fait que les fondations ne sont pas fixées rigidement à la terre, on les a représentées accouplées à la terre par un ressort 11 de constante de rappel  $K_1$ . La masse  $M_2$  représente la masse du rotor de la soufflante (les masses des paliers et des socles sont suffisamment faibles pour être négligées). Cette masse est accouplée aux fondations par un ressort équivalent 13 de cons-

tante de rappel  $K_2$ . Ce ressort représente l'accouplement du rotor à l'arbre, de l'arbre aux paliers par le film d'huile, du palier au socle, et du socle aux fondations.

Du fait de l'accouplement élastique représenté par le ressort 11 sur la fig. 3, les fondations peuvent osciller par rapport à la terre qui les supporte. Les fondations seules (en négligeant le reste de la structure) ont une fréquence de résonance voisine de 28,9 Hz.

La soufflante peut fonctionner sur une plage de températures allant de la température ambiante jusqu'à 315°C. Du fait du déséquilibre du rotor de la soufflante, qui est particulièrement affecté par les variations de la température ambiante au cours du fonctionnement, le centre de gravité du rotor se déplace pendant le fonctionnement, ce qui provoque une flexion de l'arbre 12 entre ses deux paliers de support. L'arbre et la soufflante de l'installation de Newington ont une fréquence de résonance en flexion de l'ordre de 18,4 Hz. Le déséquilibre du rotor de la soufflante exerce finalement une force périodique de déplacement sur les fondations 24.

L'ensemble soufflante/fondations de la centrale de Newington a une fréquence de résonance de 15,4 Hz (soit 924 t/mn), qui est très proche de la vitesse de fonctionnement de la soufflante, égale à 14,83 Hz (soit 890 t/mn). De ce fait, les paliers comme les fondations vibrent fortement à la vitesse de rotation de fonctionnement, comme le montre la fig. 4 qui représente les résultats de mesures de diagnostic faites sur l'ensemble. La vibration s'effectue essentiellement dans une direction perpendiculaire à l'axe de rotation.

Le rotor de la soufflante peut être équilibré à froid mais, lorsqu'il s'échauffe au cours du fonctionnement pour atteindre une température de l'ordre de 260°C, il se déséquilibre, et l'ensemble présente des niveaux de vibrations inacceptables. On peut également équilibrer le rotor pour une température de fonctionnement particulière mais, du fait qu'il doit fonctionner sur une plage de températures étendue, il se déséquilibre et l'ensemble est soumis à des vibrations susceptibles de le détériorer. Du fait que la centrale de Newington est destinée à servir d'appoint à d'autres centrales aux heures de pointe, la soufflante est fréquemment mise en marche et arrêtée pour faire varier rapidement la puissance de la centrale, ce qui rend ces problèmes particulièrement aigus.

On pourrait réduire les forces s'exerçant sur les paliers en rendant les fondations effectivement rigides. L'obtention directe de cette rigidité nécessiterait un remplacement très coûteux des fondations, et interromprait le fonctionnement de la centrale pendant une longue durée. Cependant, on obtient l'équivalent de fondations rigides, à un coût très réduit, à l'aide d'un élément dynamique d'absorption des vibrations qui est un élément accordé (faible amortissement).

On fixe un élément dynamique d'absorption des vibrations 32 au socle 20 (fig. 7). La fig. 5 montre deux éléments d'absorption de ce type fixés de part et d'autre de l'arbre 12. On a cependant obtenu à l'heure actuelle des résultats intéressants avec un seul élément d'absorption accordé sur la fréquence de fonctionnement de l'ensemble de la centrale de Newington.

En considérant maintenant plus particulièrement les fig. 6, 7 et 8, on voit que l'élément d'absorption des vibrations comprend de façon générale un poids 32 et un ressort 36. Le ressort 36 comporte une partie de ressort supérieure 38, une partie de support inférieure 40, et une partie d'extrémité d'accouplement 42, destinée à supporter un poids.

La partie de ressort 38 a une section de forme générale rectangulaire, avec une première dimension a, ou dimension axiale, parallèle à l'axe de rotation 44 de l'arbre 12, et une seconde dimension b, ou dimension latérale, perpendiculaire à la dimension axiale. La partie de support inférieure 40 a de même une section de forme générale rectangulaire, avec une dimension axiale c, et une dimension latérale d.

Si on utilise un ressort de section uniforme, fixé au socle par son extrémité inférieure, on constate en pratique qu'il apparaît

des variations inacceptables de la longueur effective du ressort, si bien qu'il est difficile d'accorder l'élément d'absorption des vibrations de façon précise. On constate également que la fréquence de résonance de l'élément d'absorption est sensible aux variations inévitables de la force de blocage. On choisit donc pour la partie de support inférieure 40 des dimensions supérieures, dans les deux directions, à celles de la partie de ressort supérieure 38. Avec ces proportions, de légères variations de la position exacte et de la pression de l'organe de blocage qui fixe l'élément d'absorption des vibrations sur le socle du palier n'ont qu'un effet négligeable sur la longueur effective du ressort, et donc sur la fréquence de résonance de l'élément d'absorption.

La dimension axiale  $a$  de la partie de ressort supérieure 38 est de préférence au moins trois fois supérieure à la dimension latérale  $b$ . Grâce à ces proportions, on peut accorder l'élément d'absorption des vibrations de façon qu'il présente une fréquence de résonance, pour les vibrations latérales (perpendiculairement à l'axe 44), dans la plage des fréquences de fonctionnement de la soufflante. Cependant, pour les vibrations axiales (parallèlement à l'axe 44), et pour les vibrations de torsion, l'élément d'absorption présente une fréquence de résonance très éloignée de la plage des fréquences de fonctionnement, comme il sera envisagé ultérieurement de façon plus détaillée.

Le ressort 36 est de préférence en acier de haute qualité, fortement allié, fabriqué au four électrique, et ce matériau ne se prête pas facilement au soudage. Il faut donc réaliser des accouplements rigides non soudés avec le poids et les fondations.

L'extrémité supérieure du ressort 36 constitue une partie d'accouplement 42 destinée à supporter le poids. Cette partie d'accouplement 42 comprend une région 46 de forme générale cylindrique, et un rebord inférieur 48, d'un diamètre légèrement supérieur à celui de la région cylindrique 46. Le diamètre de la région cylindrique est supérieur aux dimensions du ressort.

Une plaque de base 50, en acier au carbone, possède un alésage central 52 muni d'une région de base 54 de plus grand diamètre. La plaque 50 est fixée sur la partie d'accouplement 42 par un double emmanchement entre la région cylindrique 46 et l'alésage 52, et entre le rebord 48 et la région 54. La plaque 50 porte deux trous taraudés 56 dans des coins diamétralement opposés.

On voit sur la fig. 6 que des plaques supplémentaires 58 sont fixées sur la plaque de base 50, et sont maintenues en place par des boulons 60 qui traversent les plaques 58 et pénètrent dans les trous 56 de la plaque de base 50, pour former le poids 32. La masse totale du poids 32 est de préférence comprise entre le dixième et le quart du poids de la masse tournante. Dans la centrale de Newington, chaque élément d'absorption a une masse de l'ordre du dixième de celle du rotor 10. Le poids particulier utilisé, ainsi que la longueur du ressort 36, sont fonction de la plage des fréquences de fonctionnement de la masse tournante. L'équation qui lie la masse et la longueur du ressort à la fréquence de fonctionnement de la soufflante s'établit de la manière indiquée ci-après. Pour avoir des détails sur le traitement mathématique correspondant, on pourra se référer à l'ouvrage: «Dynamics of Mechanical and Electromechanical Systems», Grandall, McGraw-Hill 1968, pp. 216-221.

On se reportera maintenant à la fig. 16 qui représente un modèle mathématique de l'élément d'absorption, consistant en une poutre en porte à faux de masse nulle et de longueur  $L$ , dont une extrémité est encastree, et dont l'autre extrémité est libre. L'extrémité libre est soumise à une force  $P$  et à un couple qui sont produits par un poids de masse  $M$ , correspondant à la masse de l'élément d'absorption, fixé rigidement à l'extrémité libre de la poutre. La poutre est relativement courte et de forte section par rapport aux dimensions du poids, et la poutre est donc soumise à des efforts de cisaillement et de fixation. Les équations suivantes décrivent les mouvements de la poutre, et la force  $P$  et le couple  $\tau$  qui provoquent ces mouvements:

$$y = \left[ \frac{L^3}{3EI} + \frac{1,2L}{GA} \right] P + \frac{L^2}{2EI} \tau \quad \theta = \frac{L^2}{2EI} P + \frac{L}{EI} \tau$$

$$P = -M(\ddot{y} + a\theta) \quad \tau = -Ma\ddot{y} - J_A \ddot{\theta}$$

En considérant des solutions sinusoïdales pour  $y$  et  $\theta$ , ces équations conduisent à une équation bicarrée en  $\omega^2$ , correspondant aux fréquences de résonance de la poutre et du poids. Cette équation est la suivante:

$$\omega^4 \left\{ \left[ \frac{MaL^2}{2EI} + \frac{J_Z L}{EI} \right] \left[ M \left( \frac{L^3}{3EI} + \frac{1,2L}{GA} \right) + \frac{MaL^2}{2EI} \right] - \left[ \frac{ML^2}{2EI} + \frac{MaL}{EI} \right] \left[ Ma \left( \frac{L^3}{3EI} + \frac{1,2L}{GA} \right) + \frac{J_Z L^2}{2EI} \right] \right\} - \omega^2 \left\{ M \left( \frac{L^3}{3EI} + \frac{1,2L}{GA} \right) + \frac{MaL^2}{EI} + \frac{J_Z L}{EI} \right\} + 1 = 0$$

Dans cette équation  $E$  désigne le module de Young,  $I$  désigne le moment d'inertie de la poutre en flexion,  $G$  désigne le module de cisaillement du matériau de la poutre,  $A$  désigne l'aire de section droite de la poutre et  $J$  désigne le moment d'inertie de rotation du poids. Les autres paramètres sont indiqués sur la fig. 16. L'indice  $Z$  est relatif au centre de l'extrémité de la poutre, indiqué sur la fig. 16. Ainsi,  $J_Z$  est le moment d'inertie de rotation du poids autour du point  $Z$ , et on a:

$$J_Z = J_C + Ma^2,$$

en désignant par  $C$  le centre de gravité du poids.

En résolvant l'équation précédente par rapport à  $\omega^2$ , on obtient deux valeurs pour  $\omega^2$ , et donc pour  $\omega$ . Ces deux valeurs sont les deux fréquences de résonance du système. Dans l'application considérée, on s'intéresse à la fréquence inférieure. En résolvant cette équation pour  $\omega = 14,83$  Hz, on peut calculer des combinaisons de valeurs de  $M$  et  $L$  (pour des valeurs données des autres paramètres), qui conduisent à un élément d'absorption présentant la fréquence de résonance désirée. Les limitations physiques de l'installation réelle imposent des limites sur les valeurs possibles de  $M$  et  $L$ . L'une de ces limitations physiques porte sur la distance entre le point de fixation de l'élément d'absorption au socle et l'axe du palier, du fait qu'il est souhaitable que le poids se trouve le plus près possible de l'intersection des axes horizontaux et verticaux du palier. Une autre limitation porte sur l'espace nécessaire pour un poids de masse élevée.

En pratique, il est souhaitable de pouvoir accorder l'élément d'absorption à environ  $\pm 0,1$  Hz près. Dans le mode de réalisation particulier décrit, on parvient à ce but en formant le poids 32 avec le jeu de plaques suivant:

une plaque de base	15,2 cm × 76,2 cm × 61,0 cm	540 kg
quatre plaques	7,6 cm × 76,2 cm × 61,0 cm	1080 kg
une plaque	2,5 cm × 76,2 cm × 61,0 cm	90 kg
quatre plaques	0,63 cm × 76,2 cm × 61,0 cm	90 kg
Total		1800 kg

Le fait d'ajouter ou d'enlever une plaque de 0,63 cm d'épaisseur modifie de 0,17 Hz la fréquence de résonance de l'élément d'absorption. Le fait d'ajouter ou d'enlever une plaque de 0,63 cm d'épaisseur de taille moitié modifie la fréquence de résonance de 0,08 Hz.

La masse de l'élément d'absorption est de l'ordre de 1800 kg. De légères variations des dimensions du ressort modifient la masse réelle nécessaire pour obtenir la résonance à 14,8 Hz. Des variations de largeur ou de longueur de la section active du ressort, par rapport à la taille nominale, modifient la fréquence de résonance de l'élément d'absorption en proportion de la puissance

3/2 des variations. On corrige alors ces variations en augmentant ou en diminuant la masse dans de faibles proportions. Ainsi, en pratique, la masse de l'élément d'absorption peut varier de 1777 à 1823 kg.

Pour l'installation particulière de la centrale de Newington décrite précédemment, dont le rotor de soufflante tourne à des vitesses de fonctionnement voisines de 14,83 Hz, et pèse environ 21,5 t, en étant supporté sur des fondations d'un poids de l'ordre de 527 t, un mode de réalisation préféré de l'élément d'absorption des vibrations comporte un ressort 36 possédant les dimensions suivantes :

- a = 22,8 cm
- b = 7,29 cm
- c = 25,4 cm
- d = 15,2 cm
- diamètre de la région 46 : 26,7 cm
- diamètre du rebord 48 : 29,2 cm
- épaisseur de la plaque 50 = 15,2 cm
- dimension axiale de la plaque 50 = 61,0 cm
- dimension latérale de la plaque 50 = 76,2 cm
- longueur de la partie de ressort 38 = 34,3 cm
- longueur de la partie de support 40 = 43,2 cm

La valeur nominale de la masse totale du poids 32 est de 1800 kg, ce qui est de l'ordre du dixième de la masse du rotor 10. Avec ces dimensions particulières, la fréquence de résonance de l'élément d'absorption est de 14,83 Hz dans la direction latérale, de 37,8 Hz dans la direction axiale, et de 34,7 Hz en torsion. Ces deux dernières fréquences sont ainsi très éloignées de la fréquence de fonctionnement de 14,83 Hz.

La fig. 7 montre que la partie de support 40 est bloquée par 8 boulons de 2,5 cm, portant la référence 62, entre la plaque de serrage 64 et la contre-plaque fixe 63. Les boulons sont bloqués à un couple de l'ordre de 400 Nm, pour exercer sur la partie de support 40 une force d'environ  $755 \times 10^3$  N. La contre-plaque 63 est soudée à la plaque latérale 66 qui est soudée sur le socle 20.

L'élément d'absorption est de préférence fixé dans une position telle que le centre de gravité du poids se trouve dans le même plan horizontal que l'axe de rotation du rotor. Si l'élément d'absorption n'est pas positionné de cette manière, ses vibrations n'annulent pas de façon précise la force de déséquilibre du rotor, et les deux forces forment au contraire un couple qui agit sur le socle pour lui communiquer un mouvement de balancement sur les fondations.

L'emmanchement entre la partie d'accouplement 42 du ressort et la plaque de base 50, la fixation des plaques 58 sur la plaque de base 50 à l'aide de boulons 60, et le procédé de blocage de la partie de support 40 sur le socle 20 assurent tous des accouplements à frottement extrêmement élevé, ce qui permet d'obtenir, pour l'élément d'absorption des vibrations, un Q relativement élevé. On a constaté que le mode de réalisation particulier décrit ici possédait un Q égal à 30. Il faudrait utiliser un poids plus élevé pour obtenir le même effet avec un Q inférieur.

On se reportera maintenant à la fig. 9 qui montre les résultats correspondant au cas particulier décrit, lorsqu'un seul élément d'absorption d'une masse de 1800 kg ayant les dimensions indiquées est accouplé au socle du palier de la manière décrite. Le déplacement du palier (en microns) en l'absence d'éléments d'absorption, représenté sur la fig. 4, est comparé avec le déplacement du palier dans le cas où un seul élément d'absorption est fixé au socle et est accordé de façon à vibrer dans la direction latérale avec une fréquence de résonance égale à la fréquence de fonctionnement de 14,83 Hz. On voit que l'ensemble qui résulte de l'adjonction de l'élément d'absorption possède maintenant deux fréquences de résonance, situées de part et d'autre de la fréquence

de fonctionnement. De ce fait, la vibration du système à la fréquence de fonctionnement, ou au voisinage de celle-ci, est fortement réduite.

Les fig. 10 et 11 sont fondées sur des calculs théoriques et montrent les variations d'une quantité sans dimension qui représente le rapport entre le déplacement du palier et le déplacement dû à la force de déséquilibre (également appelé rapport de transfert), en fonction de la fréquence. La fig. 10 montre les résultats théoriques pour l'ensemble soufflante/fondations de la centrale de Newington considéré ici, dans le cas où on utilise un seul élément d'absorption de 1800 kg. Ces résultats ressemblent aux résultats réels représentés sur la fig. 9. On voit que l'adjonction d'un élément d'absorption des vibrations de 1800 kg, accordé de façon appropriée, a pour effet de séparer en deux les résonances de l'ensemble en donnant deux résonances décalées de part et d'autre de la plage des fréquences de fonctionnement. La fig. 11 montre les résultats théoriques dans le cas où la masse totale de l'élément d'absorption est égale à 7200 kg. Avec cette masse, les deux résonances sont encore séparées davantage, ce qui laisse au voisinage de la fréquence de fonctionnement une plage plus étendue dans laquelle les vibrations sont fortement réduites.

Les parties en trait mixte des graphiques des fig. 10 et 11, portant la mention avec amortissement, représentent des estimations de l'effet sur l'ensemble d'un amortissement faible ( $Q=50$ ) de l'élément d'absorption de vibrations. Les graphiques montrent que l'élément d'absorption n'est pas aussi efficace lorsqu'il présente un certain amortissement mais, en pratique, il est impossible d'annuler complètement l'amortissement, et le minimum théorique ne peut donc pas être atteint en pratique.

Un élément d'absorption unique de 7200 kg donnerait le résultat désiré représenté sur la fig. 11 s'il était possible de l'accoupler de façon absolument rigide aux deux paliers 16 et 18. Cela est cependant irréalisable en pratique. On pouvait utiliser deux éléments d'absorption de 3600 kg mais, du fait des limitations d'encombrement de l'installation de Newington, il est impossible de placer des poids aussi volumineux en alignement avec l'axe des paliers. On utilise donc avantageusement quatre éléments d'absorption de 1800 kg, à savoir deux fixés au palier extérieur 16 (voir fig. 5), et les deux autres fixés au palier intérieur 18.

Les fig. 12 à 15 montrent schématiquement l'action de l'élément d'absorption, en combinaison avec le rotor et les fondations. La fig. 15 indique schématiquement le déplacement en fonction de la fréquence. Le premier maximum, marqué A, représente une résonance qui se produit lorsque le rotor 10 et l'élément d'absorption 32 vibrent en phase l'un par rapport à l'autre et par rapport à la vibration des fondations 24, comme il est représenté sur la fig. 12. Pour le minimum local marqué B sur la fig. 13, le rotor 10 et l'élément d'absorption 32 vibrent en opposition de phase l'un par rapport à l'autre, et donnent des conditions correspondant à des fondations parfaites: les fondations 24 ne se déplacent pas et sont équivalentes à des fondations de masse infinie (fig. 13). Pour le maximum C (voir fig. 14), l'élément d'absorption est en opposition de phase avec le reste de l'ensemble. La fréquence de fonctionnement de l'ensemble se trouve au minimum B de la fig. 15, ou au voisinage de ce minimum.

Dans la centrale de Newington, l'adjonction d'un seul élément d'absorption de 1800 kg annule presque le déplacement du palier au voisinage de la fréquence de fonctionnement. Ce résultat montre que l'utilisation de quatre éléments d'absorption d'une masse totale de 7200 kg annulerait presque le déplacement du palier sur une plage de fréquences plus étendue, comme il est représenté sur la fig. 11. La force que le déséquilibre du rotor exerce sur le palier est alors réduite d'environ 50%. Ce résultat est obtenu pour un coût beaucoup plus faible que celui correspondant au remplacement des fondations de béton et d'acier par des fondations suffisamment lourdes pour arriver au même résultat.

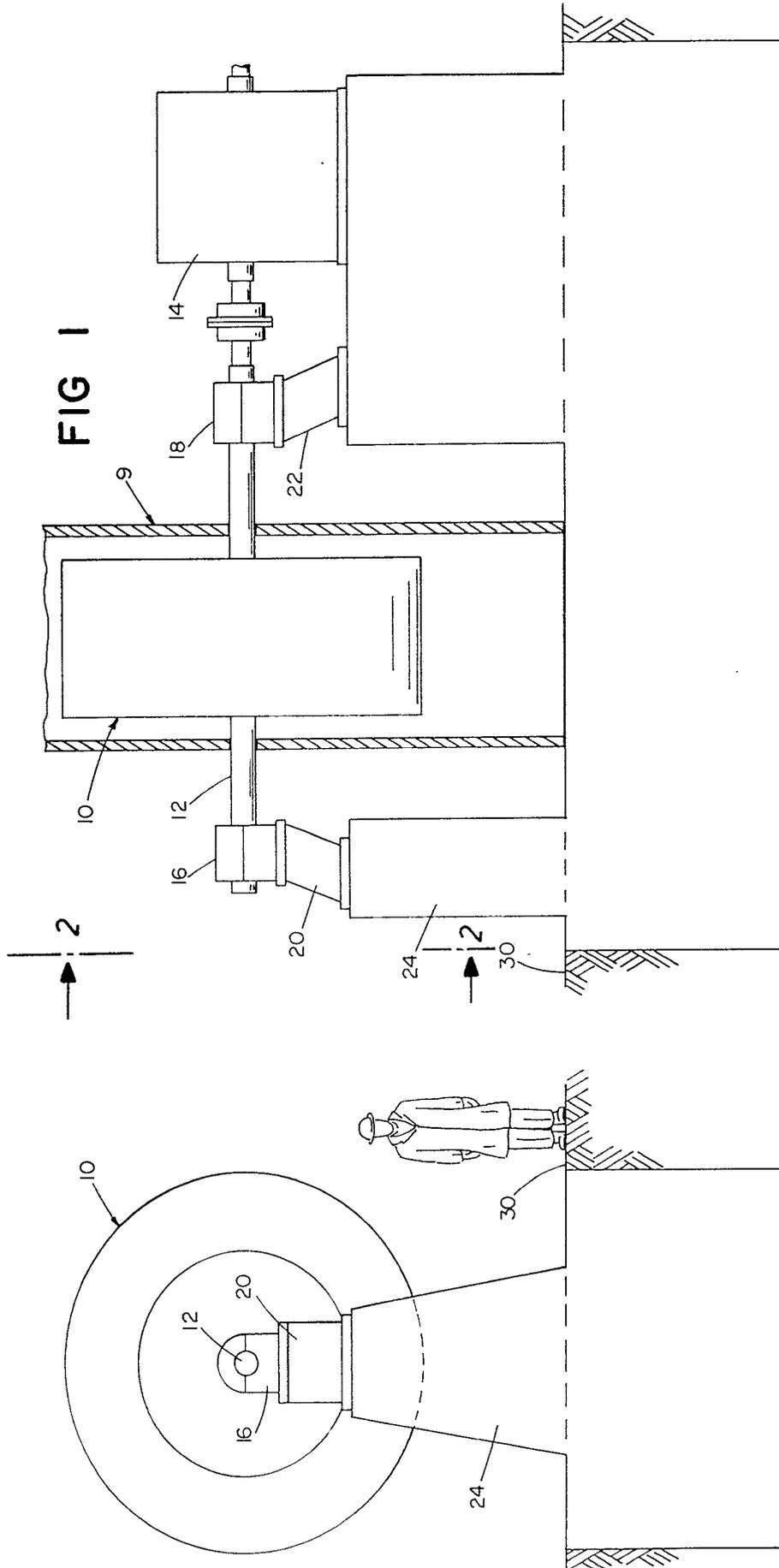


FIG 2

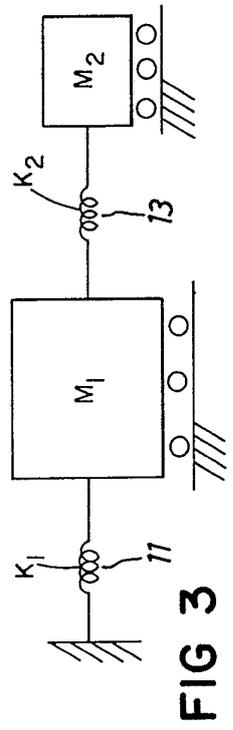


FIG 3

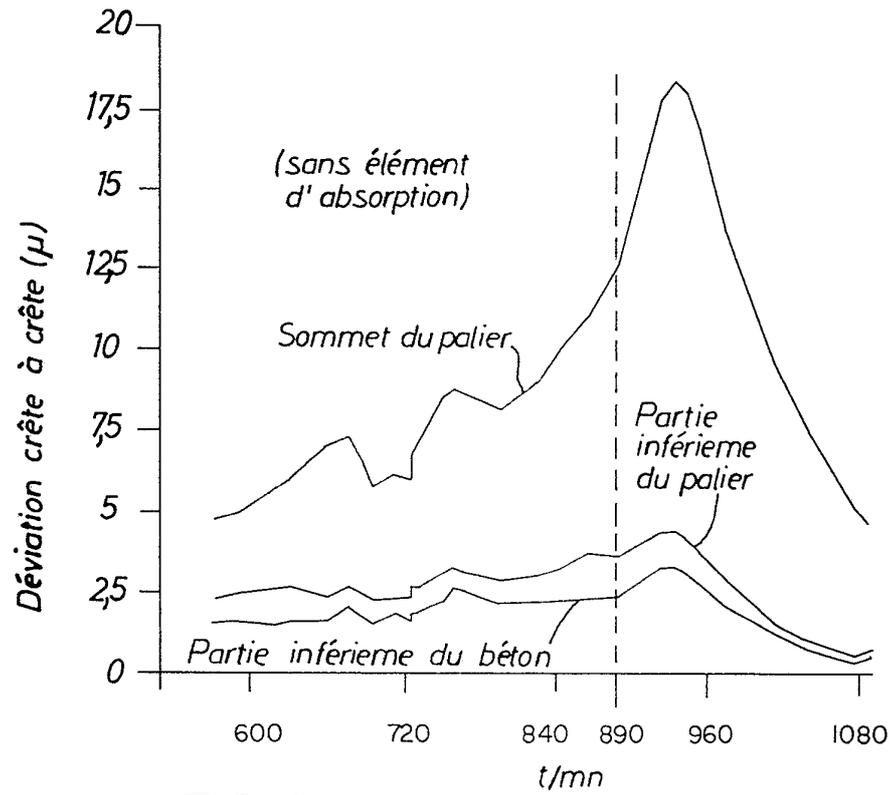


FIG 4

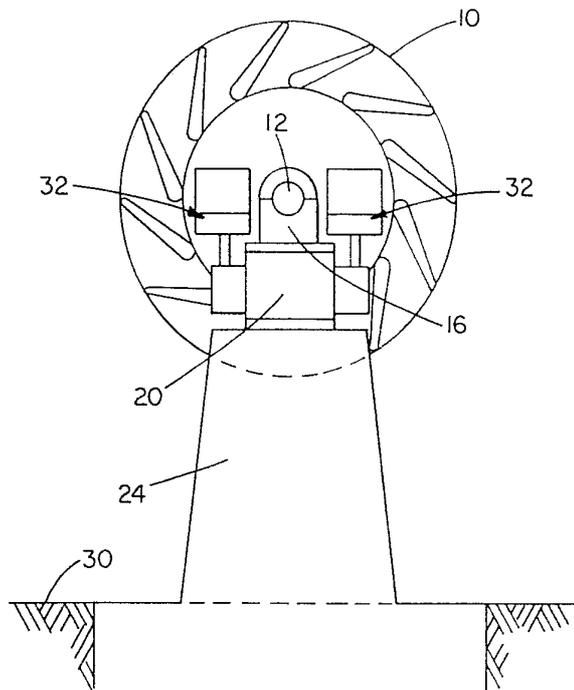


FIG 5

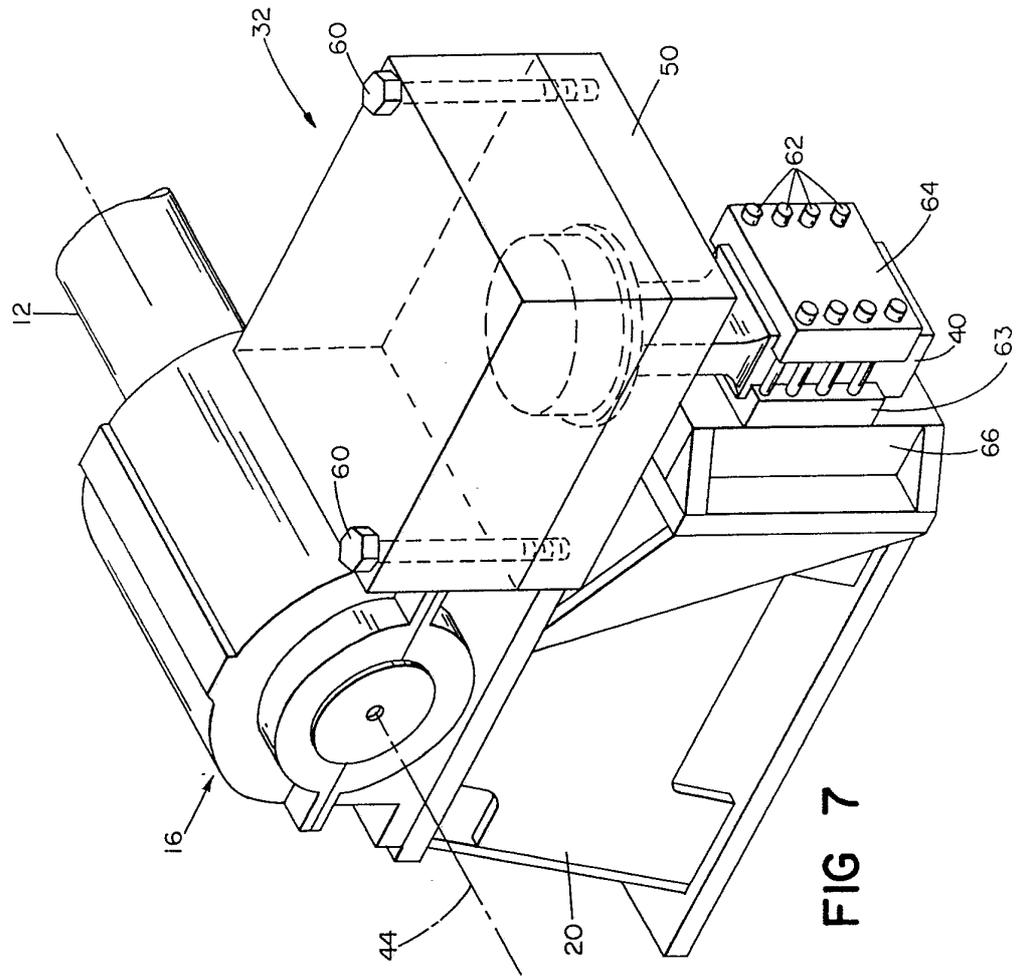


FIG 7

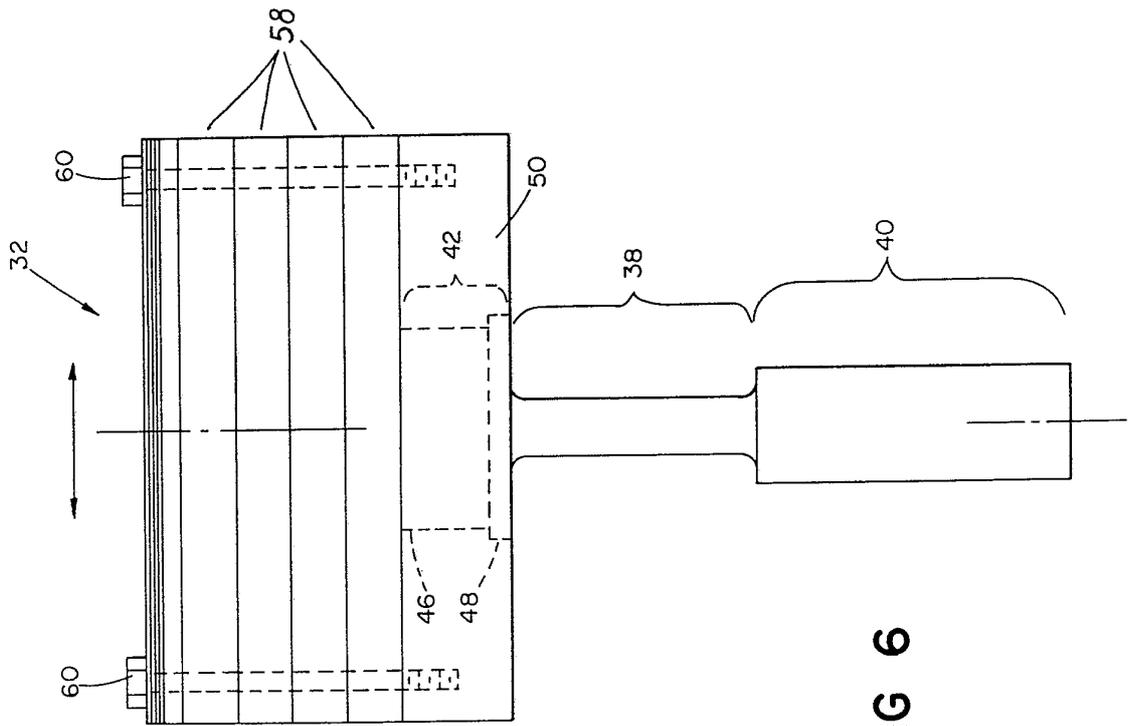


FIG 6

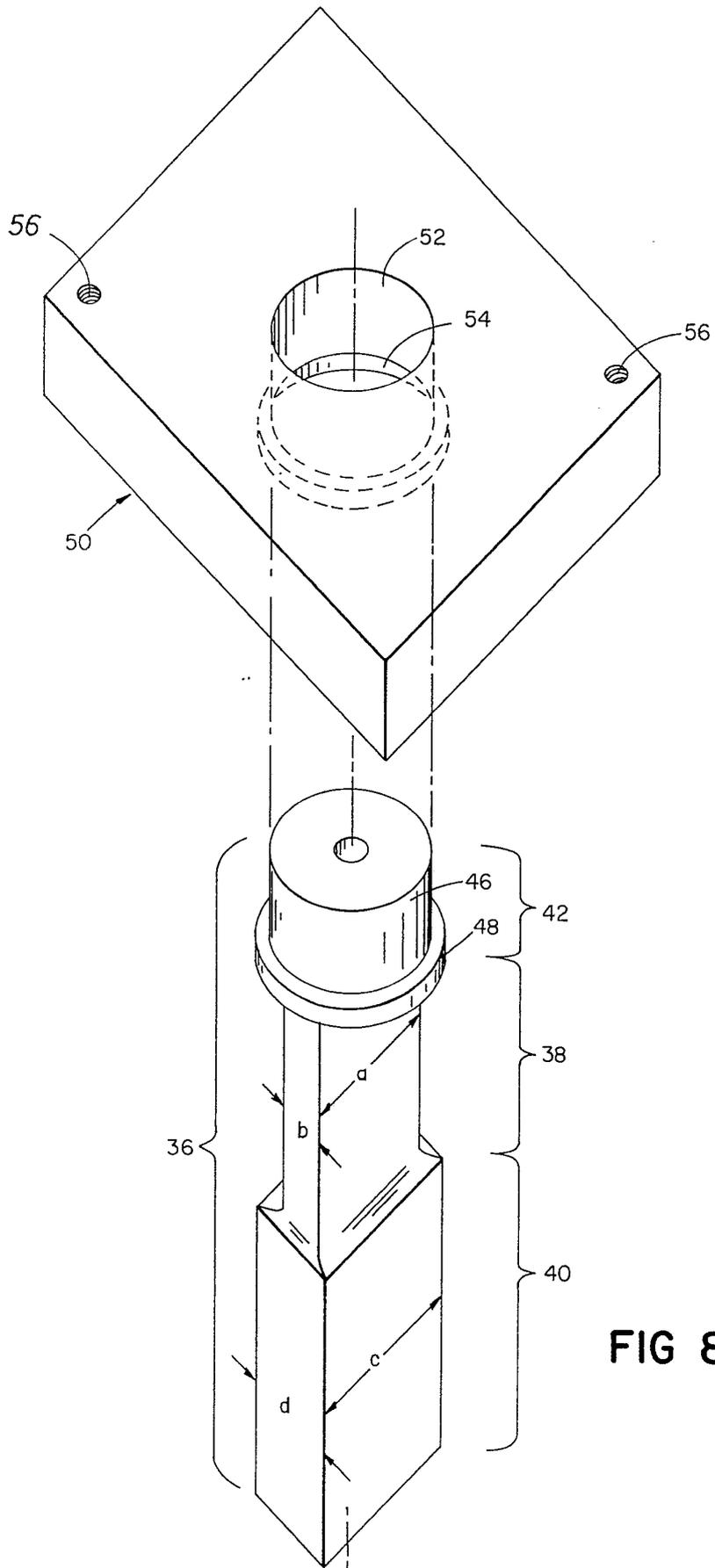


FIG 8

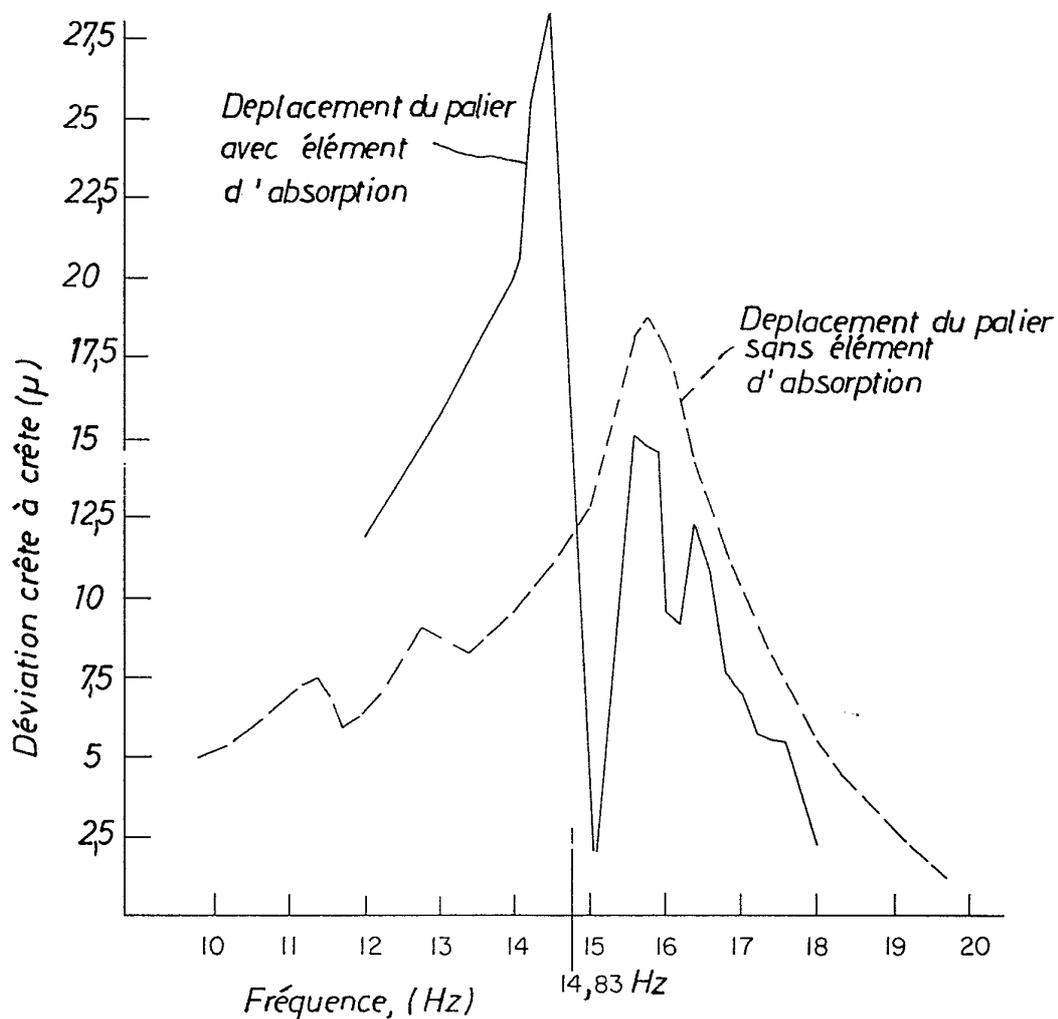


FIG 9

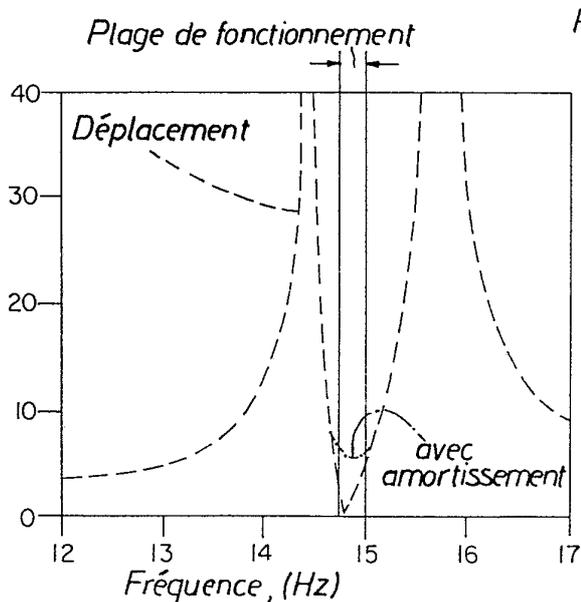


FIG 10

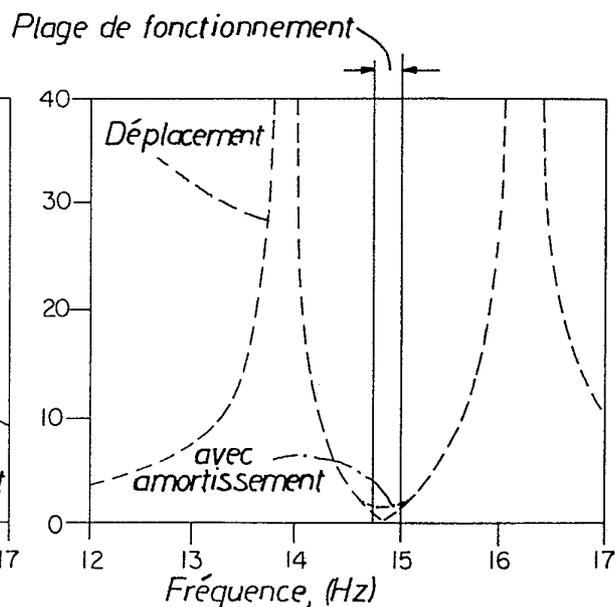


FIG 11

