

Le décollement tournant¹ et le choix des ventilateurs pour les unités de traitement d'air

William T W Cory, D. Eng, CEng, MSc, MIMechE, MCIBSE, MIAgrE,
 Directeur technique,
 Woods of Colchester Ltd, Tufnell Way,
 Colchester CO4 5AR,
 Angleterre

Les ventilateurs installés dans des centrales de conditionnement d'air (CCA) sont souvent choisis sans considération pour les problèmes associés avec les phénomènes de pompage. Cet article décrit comment des phénomènes de pompage peuvent apparaître et leurs effets sur la pression de l'air dans les conduits et les pièces occupées. En effet, les fluctuations de pression aérodynamique peuvent induire des vibrations "basses fréquences" dans les tuyaux, les cloisons et finalement toute la structure du bâtiment, avec comme conséquences des désagréments pour les occupants et de possibles dommages aux équipements. Dans le cas d'une centrale de conditionnement d'air la solution a été le remplacement de ventilateurs centrifuges par des hélico-centrifuges. Les caractéristiques aérauliques et acoustiques de ces derniers, conduisant notamment à des spectres de pression et de vibrations plus plats, ont permis de résoudre les problèmes de cette installation et de donner satisfaction aux occupants, ce qui réduisit l'absentéisme. En changeant simplement le ventilateur, le recours à des systèmes d'atténuation supplémentaires et/ou des montages anti-vibrations n'ont pas été nécessaires.

Au cours des 20 dernières années, le "Syndrome du Mal des Bureaux" (SMB) a reçu un large écho dans l'ensemble des pays développés, en tant que problème important conditionnant le rendement du personnel dans les bureaux. Un rapport des Communautés européennes [1] décrivait le SMB comme "un ensemble de symptômes variés affectant principalement les personnes travaillant dans des bâtiments avec conditionnement d'air". Le SMB est donc habituellement défini en termes de symptômes et conditions d'apparition, plutôt que par identification des causes de façon sûre et rapide. Pour un ingénieur cette situation est particulièrement désagréable car il préférerait pouvoir identifier une solution unique pour un problème unique. Divers auteurs ont essayé d'aller au-delà de ces définitions générales et ils ont ramené le problème à des questions de qualité de l'air, d'espace disponible, d'éclairage fluorescent, et même d'hygiène des systèmes de ventilation. Il est aussi fréquemment affirmé qu'il n'y a que peu de preuves pour un rôle spécifique du bruit, et pratiquement aucune attention n'a été apportée pour la prise en compte des vibrations et du rayonnement acoustique associé.

Notre article a pour but de suggérer que ces phénomènes n'ont pas reçu l'attention qu'ils méritent et qu'il est nécessaire de les ajouter à la liste des suspects. Dans au moins un cas, voilà plus de 4 ans maintenant, l'éradication d'une

forme de bruit particulier a permis de résoudre les problèmes. Par la suite, Burt [2 et 3] a réalisé une enquête sur l'environnement acoustique et il a également découvert que les infrasons - fréquences en dessous de 20 Hz - jouaient un rôle important dans les cas de SMB.

¹ Le mécanisme de décollement tournant, bien connu sur les turbomachines, est précurseur du phénomène de pompage.

Les vibrations et le corps humain

Les difficultés rencontrées par les travailleurs manuels exposés à des vibrations sont bien connues. L'exposition

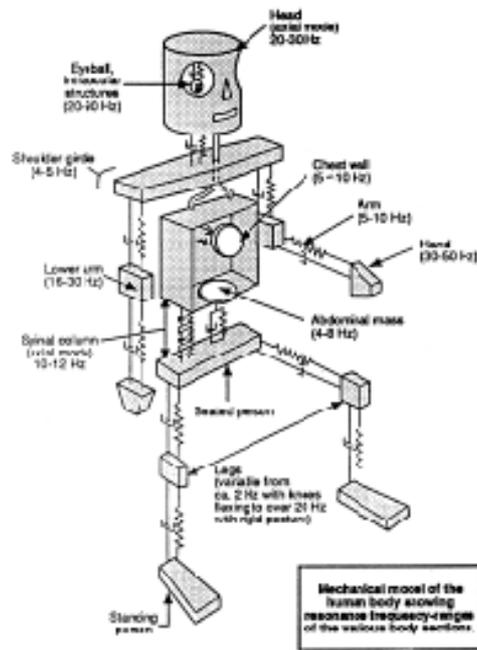


Fig. 1 : les fréquences des différentes parties du corps humain.

aux vibrations main/bras dans le cas d'utilisation d'outils vibrants portables (marteau piqueur, perforateurs, outils à percussion, etc.) peut causer des dommages physiques permanents aux muscles et aux articulations du poignet et du coude. Le syndrome des doigts blancs est identifiable par le blanchiment de l'extrémité des doigts et provient des dommages causés aux vaisseaux et aux nerfs associés avec les tissus. Chacune, et l'ensemble des parties du corps humain, ont une fréquence particulière qui leur est associée avec chaque mouvement [4] (fig. 1).

Moins connus, ce sont les effets des vibrations sur l'ensemble du corps. Dans ce cas, elles sont transmises par les surfaces de support, c'est-à-dire les pieds, les fesses et le dos en fonction de la position pour l'activité exercée.

Par exemple, en conduisant une voiture sur une route en mauvais état, tous ces points de contact peuvent transmettre des vibrations à l'ensemble du corps [5]. L'exposition de la totalité du corps à des vibrations pour de longues périodes s'est révélée être la cause de lésions permanentes du corps, telles que lumbago, et dans certains cas de dysfonctionnement du système nerveux. La manifestation peut être la plus commune de ces troubles est le mal des transports apparaissant après un long voyage en voiture, ou une traversée maritime par mauvais temps. Il n'est pas inhabituel que ces troubles induisent des maux de tête, des insomnies ou des étourdissements, en plus des nausées et vomissements.

La réponse aux vibrations des bâtiments est beaucoup plus difficile à quantifier et encore plus à mesurer. Les normes ANSI [6] donnent des conseils sur "les valeurs moyennes des réponses", ou le seuil de perception pour les humains sous la forme d'accélération ou de vitesse RMS pour la bande de fréquence 1 Hz à 80 Hz. En fonction de l'attitude et de la position, le corps est le plus sensible aux vibrations dans la plage de fréquences 0,5 Hz à 20 Hz.

Exposition au bruit

Les normes d'exposition au bruit applicables dans les bureaux varient selon les pays, mais le critère le plus utilisé est celui décrit dans la norme ISO 1999 [7]. Dans la Communauté européenne et les pays de l'EFTA, il est courant d'appliquer la limite de 85 dB(A) pour les ouvriers dans les usines. Pour les travailleurs sédentaires, la situation est moins claire. Une conversation normale est conduite à un niveau de 60 dB(A) si bien qu'un bruit de fond de niveau sonore proche nécessitera de hausser la voix, ce qui pourra le rendre gênant. Une limite supérieure de 45 dB(A) devrait normalement être appliquée. Cependant, comme dans n'importe quel calcul global pondéré, les basses fréquences seront "atténuées", il est important de noter qu'en dehors des effets acoustiques, le bruit peut produire des effets physiologiques tels qu'étourdissements et nausées pour des niveaux supérieurs à 120 dB linéaires. Des effets psychologiques facteurs de stress ont été notés par Ising [8] pour des niveaux proches du seuil de perception.

Les bruits basses fréquences peuvent être classés comme "infrasons" pour la bande 1 Hz à 20 Hz et comme "son de transition" de 20 Hz à 100 Hz. Dans chacune de ces deux bandes, une quantité considérable de bruit de ventilateur est présente, celle-ci variant avec le type, le point de fonctionnement et la vitesse de rotation. Dans la bande des infrasons, les bruits sont souvent décrits comme ressemblants plus à des vibrations qui sont ressenties. De tels sons sont bien entendus en dehors de la gamme audible de l'oreille humaine.

Vibrations des bâtiments

Il existe une possibilité d'avoir des vibrations gênantes dans les bâtiments à structure légère. Blazier [9] a suggéré que des niveaux de bruit de 65 dB ou plus dans les octaves 16 Hz, 31,5 Hz et 63 Hz peuvent induire des vibrations de la structure. L'amplitude des vibrations dans les bâtiments

sera maximale pour les fréquences qui correspondent à des résonances structurelles. Les conséquences pour l'enveloppe et la structure porteuse peuvent être particulièrement graves. Les fréquences de déplacement de la structure complète d'un bâtiment varient de 10 Hz pour les bâtiments de petite hauteur à moins de 1 Hz pour les bâtiments de 10 étages. Même au niveau du rez-de-chaussée, les fréquences propres du terrain doivent être considérées (typiquement de 10 Hz pour un terrain meuble à 50 Hz pour du granite). Selon les étages, et en fonction des portées des planchers, la fréquence propre peut varier entre 5 et 12 Hz pour la charge maximale admise [10]. La nécessité d'avoir une isolation efficace pour des équipements dynamiques tels que les ventilateurs est recommandée, mais cela ne supprimera pas forcément les vibrations dues au bruit rayonné.

Le décollement tournant (pompage)

Il est généralement peu connu que tous les types de ventilateurs, y compris ceux de type centrifuges, hélico-centrifuges et axiaux, peuvent être sujets aux phénomènes de décollement [11]. Les courbes caractéristiques habituellement produites sont "continues", et les petites discontinuités à faibles débits ne sont pas montrées [fig. 2].

Le point d'amorçage du pompage dépend de plusieurs paramètres dont le profil de vitesse du fluide à l'aspiration, le jeu au niveau du pavillon d'aspiration, etc. Il peut être attendu du concepteur du ventilateur qu'il prenne des précautions, mais il est connu qu'une centrale de conditionnement d'air de type "boîte rectangulaire" avec ventilateur "double entrée / double roue" est particulièrement sujette au pompage. Ce phénomène se déclenche prématurément, et à un débit plus élevé que sur un ventilateur isolé ayant un espace libre suffisant autour de ses ouïes d'entrée. Dans les conceptions récentes, la marge entre le point de rendement optimum et l'apparition du pompage est très faible [fig. 3]. Une sous-estimation de la perte de charge du système, la fermeture d'un registre ou la modification inconsidérée du réseau de ventilation peuvent par conséquent provoquer le pompage.

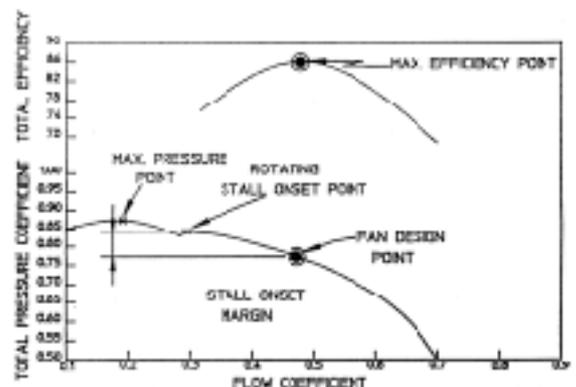


Fig. 2 : performances d'un ventilateur centrifuge.

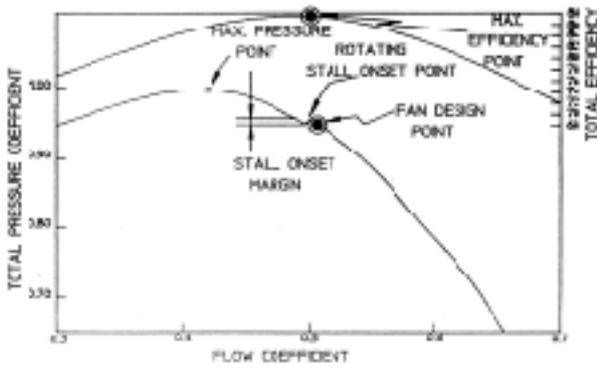


Fig. 3 : performances d'un ventilateur centrifuge.

La théorie du pompage n'est pas encore parfaitement connue, et les méthodes prédictives sont largement empiriques. On peut cependant indiquer que lorsqu'un ventilateur fonctionne dans la plage de débit située à gauche du point de rendement optimum, une ou plusieurs poches de recirculation tournant dans le sens inverse des pales peuvent apparaître [fig. 4]. Les zones de décollement tournent à des fréquences comprises entre 50 % et 80 % - typiquement 67 % - de la vitesse de rotation des pales. Il est donc assez facile de détecter un décollement tournant sur un ventilateur centrifuge. Une analyse du spectre de la pression du ventilateur dans la gamme [1, 20 Hz] montrera des fluctuations de pression, qui peuvent dans certains cas approcher les 50 % de la pression nominale de fonctionnement [fig. 5]. D'importantes vibrations seront également ressenties à la même fréquence.

Un système typique de ventilation ne peut pas répondre suffisamment rapidement à ce type de fluctuations et il est probable qu'elles seront ressenties jusque dans l'espace occupé. Les variations de pression sont composées à la fois de perturbations aérodynamiques de l'écoulement et de dipôles acoustiques se déplaçant à la vitesse du son. Lorsqu'elles rentrent en résonance avec les fréquences propres du bâtiment, une amplification apparaîtra. Les effets sur l'homme ont déjà été abordés ci-dessus.

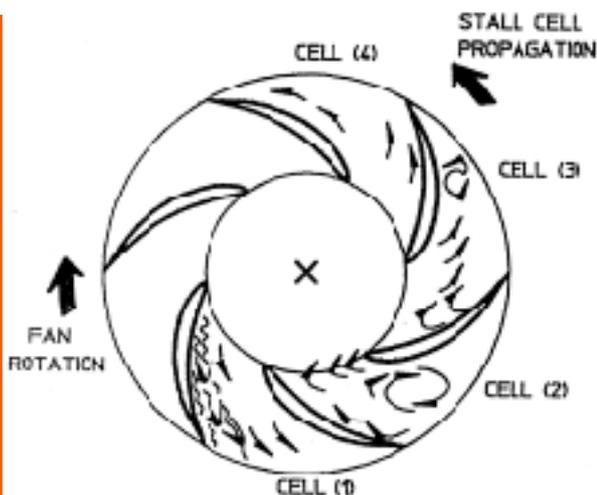


Fig. 4 : mécanisme de développement tournant d'un ventilateur centrifuge à aubes courbées vers l'arrière.

Exemple de solution sur site

Le propriétaire d'un bâtiment commercial de grande hauteur de type "peau-noyau central" avait depuis longtemps des problèmes de bruit et de vibrations, avec leurs conséquences sur le personnel y travaillant. Il avait été identifié qu'une quantité considérable de bruit et de vibrations "basses fréquences" était présente, et que cela avait des conséquences négatives non seulement sur les opérateurs, mais aussi sur les ordinateurs et autres équipements de bureau utilisés. Des consultants en acoustique étaient déjà intervenus et avaient proposés d'augmenter l'isolement, ce qui, en raison des basses fréquences aurait nécessité des masses considérables.

En se basant sur des constats antérieurs qui indiquaient que des phénomènes de décollement pouvaient être présents, la société à laquelle appartient l'auteur a été sollicitée par les consultants, afin de réaliser des mesures. Le résumé des résultats est donné ci-après. Le bâtiment avait un système de conditionnement d'air utilisant une unité de traitement à volume variable avec des sections séparées pour les fonctions de chauffage, froid, filtration, mélange et ventilation.

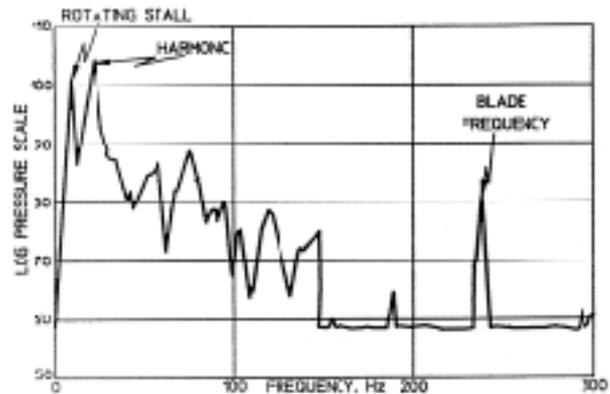


Fig. 5 : courbe de pression d'un ventilateur centrifuge DIDW à 875 tr/mn avec harmoniques et décollement tournant.

Le ventilateur était du type "double entrée / double largeur", avec un diamètre de roue de 1 000 mm et 13 aubes courbées vers l'arrière d'une part et d'autre d'une flasque centrale. Ces dernières étaient "en phase", augmentant ainsi le niveau de bruit correspondant au passage des aubes. Le ventilateur tournait à 825 tr/mn à pleine charge, mais cette vitesse pouvait être réduite à l'aide d'un inverseur. Les fréquences dominantes pouvaient être anticipées comme suit :

$$\text{Fréquence de rotation} : \frac{825}{60} = \frac{825}{60} = 13,75 \text{ Hz}$$

$$\text{Fréquence de passage des aubes} : \frac{825}{60} \times \text{nombre d'aubes} = \frac{825 \times 13}{60} = 178,75 \text{ Hz}$$

$$\text{Fréquence de passage} : \frac{825}{60} \times 0,67 = \frac{825 \times 0,67}{60} = 9,21 \text{ Hz}$$

Les tests réalisés par le consultant en acoustique confirmèrent qu'il y avait une fréquence dominante dans le 1/3 d'octave 10 Hz à l'intérieur de la centrale. Une mesure prise dans un bureau au-dessus de la centrale montra que le bruit dans ce 1/3 d'octave était 18 dB au-dessus des bandes adjacentes. D'après la courbe caractéristique du ventilateur, ce dernier devait générer une pression de 1 440 Pa, mais ceci dans des conditions idéales avec au moins 1 500 mm d'espace libre autour de ses ouïes d'aspiration et un conduit de sortie rectiligne d'au moins 5 m. Dans les conditions réelles d'utilisation, aspirant depuis une chambre de largeur réduite et soufflant dans un large plénum, une pression maximale développée d'environ 95 % de ce volume pouvait être attendue. La différence de pression effectivement mesurée - était bien, comme prévu, de 1 370 Pa. Cette valeur indiquait une forte présomption pour que la ventilation fonctionne dans une zone de pompage et ceci fut vérifié en laissant passer un peu d'air supplémentaire au travers des portes d'accès à l'unité. Immédiatement les "pulsations" basses fréquences furent éliminées, ce qui confirma le diagnostic.

Une telle solution ne pouvait pas être rendue permanente, en raison de la diminution du flux d'air à travers les unités de conditionnement. Par conséquent, il fut décidé de changer le ventilateur. Un ventilateur centrifuge de plus grand diamètre mais de plus petite largeur aurait pu assurer des conditions de fonctionnement aérodynamique, mais l'espace disponible, déjà trop petit m'interdisait son utilisation. En conséquence, un ventilateur hélico-centrifuge fut installé avec l'avantage d'un passage d'air rectiligne, et un minimum d'effet système, c'est-à-dire que l'entrée et la sortie sont en ligne avec le flux d'air au travers des unités de conditionnement de telle manière que l'influence des parois de la chambre est minimisée (fig. 6). En outre, une plus grande marge de sécurité entre le point de fonctionnement et la zone de prépompage (dans ce cas de moindre importance) pouvait être garantie (fig. 7).

Comme le système d'entraînement du ventilateur est installé dans l'enveloppe même de celui-ci, et que le moteur est habituellement situé au-dessus du ventilateur, à l'opposé de



Fig. 6 : les ventilateurs à double flux Axcent 2 installés dans une unité de traitement d'air.

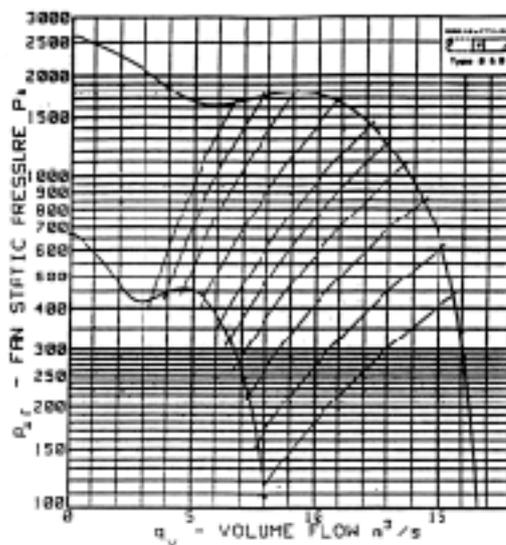


Fig. 7 : caractéristiques du ventilateur à double flux Axcent MX112

l'entrée d'air, les effets d'obstruction sont minimisés. La seule concession qui doit être faite concerne les sections non raccordées à l'entrée et à la sortie du ventilateur, avec comme conséquence la non-récupération de la pression dynamique en sortie.

Tout cela se passe dans l'espace compris entre le carter du ventilateur et la roue centrale. Le profil des vitesses reste donc symétrique. Il faut également noter qu'avec ce type de ventilateur, la pression dynamique prise en pourcentage de la pression totale, est relativement faible. De plus, l'élévation de pression dans une configuration non raccordée au refoulement est celle mesurée et non pas le résultat d'un calcul à partir d'une pression dynamique conventionnelle. Il a ainsi été constaté que ce type de ventilateur hélico-centrifuge, une fois installé dans le plénum, a des performances identiques à celles mesurées dans une installation d'essai normalisée de catégorie A, c'est-à-dire entrée et sortie non raccordée. Un autre avantage du ventilateur employé ("Axcent 2 Mixed Flow") est lié à sa directivité sonore qui est axiale, ce qui limite le bruit émis dans les autres directions, et donc le bruit qui traverse les parois du lieu où il se trouve.

Conclusion

Les présents travaux ont montré que les bruits "basses fréquences" dans les immeubles modernes à structure centrale et peau extérieure, peuvent entrer en résonance avec cette structure et être particulièrement désagréables. Des phénomènes de décollement tournant sont présents dans les ventilateurs centrifuges aussi bien que dans les unités axiales. Une grande marge de sécurité entre le point de fonctionnement et la limite de prépompage, est souhaitable pour tous les ventilateurs utilisés dans des unités de conditionnement d'air. Il est virtuellement impossible d'estimer la perte de charge du système avec suffisamment de précision pour garantir que le pompage n'apparaîtra pas, en raison de l'encrassement par les poussières dans les gaines et les filtres, ou par la fermeture partielle de

registres, ce qui conduira à une réduction du débit et donc à des risques de pompage. Il est donc nécessaire de conclure que les ventilateurs hélico-centrifuges sont préférables pour ce type d'application.

Dans l'exemple que nous venons de présenter il avait été calculé que l'installation de silencieux additionnels aurait coûté aux environs de £ 100 000 (850 000 FF) de plus que le remplacement des ventilateurs. ■

Références bibliographiques

- [1] C. Molina, CAC Pickering, O. Valbjorn, M. de Bortoli. Sick Building Syndrome - A practical Guide. Commission of the European communities COST 613 Report n°4 ECSC/EEC/EAEC
- [2] T. Burt. Sick Building Syndrome - The acoustic environment, Proceedings of Indoor Air'96 Nagya, Japan
- [3] T. Burt. Sick Building Syndrome - Acoustic aspects, Indoor and Built Environment. S. Karger AG Basel.

- [4] Bruel & Kjaer. Booklet BR0456-11
- [5] International Standards Organisation. Standard n°2631. Evaluation of human exposure to Whole-body vibration.
- [6] American National Standards Institute. Standard S3:29. Guide to the evaluation of human exposure to vibration in buildings.
- [7] International Standards Organisation. Standard n°1999. Assessment of occupational noise exposure for hearing conservation.
- [8] H. Ising, D. Marker, FB Shenoba and Schwarze. Infrasound effect on Humans. HdA-Reihe, VDI-Verlag, Dusseldorf (1982)
- [9] WE Blazier. Revised noise criteria for application in the acoustical design & rating of HVAC Systems. Noise Control Engineering Journal Vol. 16 pp 64-73 (1981)
- [10] AT Fry. Never mind the rtheory-feel the vibration. Building Services, Chartered Institution of Building Services Engineers.
- [11] P. Chen, M. Soundra-Nayagam, AN Bolton, HC Simpson. Unstable flows in centrifugal fans. Institution of Mechanical Engineers, London. paper n° C439/011.