外乱入力 の 時間・周波数・空間的な変動による 騒音の実験的解析*

戸井 武司^{*1}, 加藤 裕治^{*2}, 大久保 信行^{*3}

Analysis of Noise due to Disturbing Inputs Varying as a Function of Time, Frequency and Space

Takeshi TOI, Yuji KATO and Nobuyuki OKUBO

Information processing equipment such as a copy machine, which contains motors, generates vibration and noise varying as a function of time, frequency and space in a cycle. This mechanism cannot be analyzed by conventional spectrum analysis using time and space averages, because a transient state occurs. In this research, by applying short time principal component analysis, the number of independent vibration and noise sources is extracted from the signals of acceleration pickups and microphones. These results show the change of vibration and noise sources, including external noise, in a cycle. Vibration and sound pressure patterns can be expressed continuously, based on measurement or prediction by the boundary element method using vibration data on the surface of the structure in each instance. Moreover, transient external noise can be separated from vibrationally induced noise in practice.

Key Words: Noise, Computer Aided Test, Boundary Element Method, Experimental Modal Analysis, Short Time Principal Component Analysis, Transient State

1. 緒 言

近年、卓上コピー機のようにそこから発生する騒音は生活環境に与える影響が大きく、また規制の対象となる情報機器が増えている。このような機械構造物は、内部に用紙を搬送するためのモータとテーブルを移動するためのモータなどが複数存在し、動作の1サイクルにおいて、それらが別々のタイミングで駆動する。このため、機械構造物の外乱入力 は時間・周波数およびその位置が空間的に変化し、それに伴い発生する振動や騒音も変動する。そのため従来のように長い時間にわたる時間平均により周波数分析しただけでは時々刻々と変化する現象を正確に把握できない。一方、加速度計およびマイクロフォンは安価になり、適切なトリガの設定により過渡的に変化する振動および騒音を多チャンネル同時に計測できるようになっている。

独立した外乱入力 の数を推定する方法に主成分分析があり従来、自動車の路面/タイヤの騒音問題や実稼働中の脱穀機の騒音源の同定に利用された例⁽¹⁾⁽²⁾があるが、外乱入力 が時間・周波数および空間的に変化しながらある決まった動作を繰り返す現象に対して主成分分析を適用した例は少ない。そこで1サイクルを短時間に分割し、ある特定の短時間ごとの主成分分析を各サイクルごとに繰り返すことにより、独立した振動源お

るが、外乱入力 が時間・周波数および空間的に変化しながらある決まった動作を繰り返す現象に対して主成分分析を適用した例は少ない。そこで1サイクルを短時間に分割し、ある特定の短時間ごとの主成分分析を各サイクルごとに繰り返すことにより、独立した振動源お

Fig. 1 Analysis of noise due to disturbing inputs varying as a function of time, frequency and space

* 原稿受付 1995年3月9日.

^{*1} 正員, 中央大学大学院 (〒112 東京都文京区春日1-13-27).

^{*2} 中央大学大学院.

^{*3} 正員, 中央大学理工学部.

Fig. 2 Experimental configuration of a copy machine model and position of sensors

Fig. 3 Acceleration response on a steel plate

よび騒音源の数の変化が正しく推定⁽³⁾できれば工業的応用が期待される。

本研究は、図1に示すような時間、周波数、外乱入力的位置および振幅が過渡的に変化する現象に対して加速度や音圧の短時間ごとの主成分分析(Short time principal component analysis)から独立した外乱入力の数と同定する。また、そのときどきにおける振動および騒音を連続的に表示することで時間・周波数および空間的に変化する騒音現象の実験的解析を行う。さらに、実際の状況を想定した外乱入力と独立した外乱騒音の存在する場合においても、それを正しく推定できることを示す。

2. 外乱入力の時・周波数・空間的に変化する実験モデル

1サイクルで外乱入力の時・周波数および空間的に変化する実験モデルとして図2に示す外周を固定した1mmの鋼板と21mm厚の木枠からなる箱を作成した。内部に振動源となる2台の小形加振器A、Bを入れ鋼板の16番、26番とロードセルを介して固定し、加振信号を任意に設定することで過渡的に変化する状況を繰返し再現できるようにする。加振器自身の音は

(a) Acceleration : T_1

(b) Acceleration : T_2

(c) Sound pressure : T_2

Fig. 4 Autopower spectra of short time principal components at arbitrary instance in a cycle

おおいにより生じない構造のため鋼板からの透過音は無視でき騒音は加振された鋼板の振動のみから発生する。1サイクル4秒間で加振器Aが0~2.6s、加振器Bが1.3~4sに135~195Hzの周期ランダム波で相互にコヒーレントな加振信号により駆動して、外乱入力を時間・周波数および空間的に変化させる。図3に鋼板上のある点の加速度の時間的な変化を示し、4秒間に複雑に変動する振動を発生していることがわかる。ここで、0~1.3、1.3~2.6、2.6~4sのある瞬間をそれぞれ T_1 、 T_2 、 T_3 とする。

3. 短時間主成分分析による騒音源の数の同定

実際の機械構造物では放射音が時間・周波数および

空間的に変化する場合が多くそれらの状況を詳細に調べ騒音対策を施す必要がある。

図2に示す鋼板上に加速度の測定点を35点、同様に上方100 mmの平行面内に音圧の観測点を63点設けそのうちの4点に取付けた加速度計を用いて主成分分析を実施し、1サイクルの各瞬間における独立した振動源の数の変化を調べる。 T_1 , T_2 における主対角パワースペクトルを図4(a), (b)に示す。これらは各周波数ごとに求めた固有値を結び大きい順に第1固有値, 第2固有値, ..., 第4固有値を表しており、これらのうち他に比較して明らかに大きい固有値の数を独立した振動源の数とみなすことができる。

各瞬間で20回の平均化を行っているが、固有値は135~195 Hzの加振周波数範囲で2~4次が明らかに小さいので、独立した外乱入力はずねに一つと推定され、個々の動作に再現性があり1サイクルで各振動の発生に時間的なずれが生じていないことを示している。つまり、 T_2 のように二つの振動源が存在する場合においても、それらの動作するタイミングが一定ならば固有値は一つとみなされる。

次に、四つの加速度計の上方100 mmの平面内に設置したマイクロフォンにより、音圧による短時間主成分分析を実施すると図4(c)のように加速度のときと同様すべての瞬間で一つと推察され、一連の動作中に振動によって生じる騒音のみが発生しているといえる⁽⁴⁾。もし、振動と騒音の固有値の数に差がある場合は、実験モデルの外乱入力と同期しない独立した外乱騒音があると予測できることになる。

4. 振動パターンと音圧分布の時間的変化の解析

機械構造物からの騒音は、振動に起因して放射されるものと騒音源から直接放射されるものに区別でき、

Fig. 5 Frequency response functions of a steel plate by exciter A [—] and exciter B [---]

前者は音圧を実際に測定しなくても問題となっている特定の周波数の振動状況が実験または解析によりわかれば境界要素法により予測することができる。

しかし、振動源が前述したような1サイクルで時間・周波数および空間的に変化する実験モデルにおいて、そのときどきの音圧分布を知るには、複数の周波数成分を含んだその瞬間の振動パターンから放射音を予測する必要がある。振動パターンは鋼板上の測定点で同時計測した加速度の時間軸の振幅と位相(正負)から求まる。振動パターンは外乱入力未知であると振動モードだけでは算出できないため測定に依存しなければならない。そこで、実験モデルにおける振動測定点の数とその振動によって生じる放射音の関係を

Fig. 6 Vibration mode shapes and sound pressure distributions at each natural frequency

調べる。

まず加振実験によりモード解析を行い振動モードから境界要素法によりそのとき放射される騒音を予測する。加振器 A, B の 2 点加振により 0~500 Hz の加振周波数範囲で図 2 に示した鋼板上の加速度の測定点 35 点の周波数応答関数を測定する。図 5 に実線で加振器 A による 16 番点応答, 破線で加振器 B による 26 番点応答の周波数応答関数を示す。全 35 点の周波数応答関数から図 5 に示す二つのピーク Mode A, B の振動モードを求めると図 6(a), (b) に示すように鋼板面内の長手方向に節が 2 本ある曲げの振動モードと節が十字にあるねじれの振動モードであることが確認でき加振器 A, B がお互いの振動モードの節にあることがわかる。

さて, これらの振動モードは無次元値であるので適当なスケージングにより実際の鋼板上における測定点の振動振幅に換算し, 鋼板表面の粒子速度を算出し, 境界要素法により図 6 に示している上方 100 mm の観測点の各音圧を求めたのが, 図 6(c), (d) である。またこの二つの周波数における全 63 点の音圧を実測したのが図 6(e), (f) であり同様な結果が得られることが確認できる。これらの図は, その音圧の振幅の大小を等間隔に濃淡で表示しており, 色が濃くなるに従い音圧が高いことを示している。

もし, 図 7(a), (b) に示すように振動の測定点を半分しかとらなければ, これらから境界要素法により

Fig. 7 Predicted sound pressure distributions at each natural frequency under insufficient measuring points

予測される音圧分布は図 7(c), (d) と誤った結果を得る。一般に複雑な形状をした機械構造物では複数の面振動により発生する騒音の重ね合わせが原因となるので, 加振実験による予備解析を行い注目する周波数範囲までの境界要素法による放射音予測が正しく行われることを確かめておく必要がある。

135~195 Hz の加振信号を加振器へ入れた場合, 加振周波数にある曲げの振動モードは加振器 A で, ねじれの振動モードは加振器 B で加振されるので, 1 サイクルで鋼板はおもに曲げ, 曲げとねじれの混在, ねじれの順に加振されると予測される。

1 サイクルにおいて同時計測した加速度から求めた複数の周波数成分を含んだ振動パターンは図 8(a)~(d) に示すように曲げからねじれへと変化し, この振動パターンに基づいて境界要素法により算出される

Fig. 8 Time variance of practical vibration patterns and sound pressure distributions at arbitrary instance

音圧分布は図8(e)～(h)となり、これらも直接音圧を測定した場合と一致している。ただし、図8(e)～(h)はそれぞれに記した瞬間における鋼板上の加速度の時間軸の振幅と位相(正負)より算出しているため、平均化しておらず加振周波数範囲の複数の周波数成分を含んでいる。このように、任意の時点における振動パターンが求まると過渡的に変化する音圧分布も正しく予測できることがわかる。

5. 振動に起因しない外乱騒音の発生状況の推定

時間・周波数および空間的に変化する外乱入力がある場合においても加速度や音圧による短時間主成分分析により独立した振動源および騒音源の数が同定でき、機械構造物の表面振動を適切に得ることから境界

要素法により正しく放射音が予測できることがわかった。そこで、さらに過渡的に変化する外乱騒音がある場合にこれを全騒音から分離することを試みる。

加振器 A, B を同様に1サイクル駆動するとき、別途スピーカを鋼板の側に設置し加振器への加振周波数範囲と同様な純ランダムノイズを1.3～2.6 s 発生させ外乱騒音とする。ただし、外乱騒音により実験モデルの鋼板は加振されない。

3章と同様に1サイクルで加速度による短時間主成分分析を実施すると、図9(a)に示すように加振周波数範囲でつねに一つと推定され、独立した振動源は一つと推定できる。ところが、音圧による短時間主成分分析を実施すると図9(b)に示すように外乱騒音のある T_2 では独立した騒音源が二つと推定され、騒音源から振動源の数を差し引くことにより振動と独立な外乱騒音が存在することが確かめられる。外乱騒音のない T_3 では図9(c)に示すように騒音源は一つと推定される。

短時間主成分分析により予測された外乱騒音の時間的な変化を調べるには、直接測定した各観測点における全騒音の音圧振幅と位相から4章で示したように、振動を表すのに十分な測定点の振動パターンと境界要素法からの予測、または外乱騒音のない状態で測定した各観測点ごとの音圧振幅と位相を差し引くことにより、連続的に視覚化できる。

Fig. 9 Autopower spectra of short time principal components at arbitrary instance in a cycle

Fig. 10 External noise separated from total noise

T_2 における振動に起因した騒音および外乱騒音の実測値は図 10(a) で、これのみでは外乱騒音の状況は把握できない。このときの振動パターンから境界要素法により予測される振動に起因した騒音は図 10(b) となり、これを図 10(a) から差し引くと図 10(c) のように振動に起因しない外乱騒音を推定することができる。外乱騒音のない状態で鋼板の振動に起因した騒音を測定し、図 10(a) から差し引くと図 10(d) となり、外乱騒音のみを実測したものと考えることができる。これは図 10(c) の推定した外乱騒音の位置とほぼ一致するのが確認できる。なお、その他の音圧は、推定した外乱騒音の音圧に比較して十分小さく、外乱騒音の位置の推定に影響しない。

このように、実際に生じている全騒音と構造物表面の振動パターンが実験または解析により求めれば未知の外乱騒音の時空間・周波数および空間的な変化が時々刻々と変化する状況がわかり騒音対策が行いやすくなる。

6. 結 論

(1) 外乱入力の時空間・周波数および空間的に変化

する場合、加速度や音圧を短時間主成分分析することで振動に起因した騒音源の数や外乱騒音の数が推定できた。

(2) 適切な振動の測定点による複数の周波数成分を含んだ振動パターンと境界要素法から過渡的に変化する放射音を連続的に視覚化し騒音現象の実験的解析を行った。

(3) 全騒音から実験または解析により求めた振動に起因した騒音を各観測点ごとに差し引くことにより、過渡的に変化する外乱騒音を求めることができる。

文 献

- (1) Otte, D., Hermanski, M., Leuridan, J. and Ostholt, H., *Proc. 15th Int. Seminar on Modal Analysis*, (1990), 1365-1377.
- (2) Otte, D., Van de Ponsseele, P. and Leuridan, J., *Proc. 8th Int. Modal Analysis Conference*, (1990), 413-421.
- (3) 戸井武司・加藤裕治・大久保信行, 機講論, No. 95-1 (1) (1995), 561-562.
- (4) 戸井武司・金子格三・大久保信行, 機論, 61-587, C (1995), 2882-2887.