騒音実務講座(14)

振動源対策の基礎

中野有朋*

固体、流体（気体、液体）等が振れ動く現象が振動である。これらが単体として振れ動く場合は、その振動の様子は、振動の回数すなわち周波数と振動の大きさ例えば、振動変位によって表される。また連続体の一部としてこれらが振れ動く場合には、その影響は他の部分に波となって表れる。すなわち固体の場合には、振動の方向と同じ方向に伝わる縦波と、振動の方向と直角な方向に伝わる横波の二つの波が生じ、流体の場合には、縦波のみが生じる。そしてこれらの波の伝搬によっておこるある位置の振動の様子は、やはり振動の周波数と大きさによって表される、ことなどはすでにこの講座で述べた通りである。

このような振動の防止対策を考える場合、次の四つにわけて考えることができる。

(1)機械振動問題、(2)公害、環境振動問題、(3)機械等の異常音問題、(4)騒音問題。

いずれの場合も振動を低減することが根本的な課題である。

以下に、各場合の振動源における防止技術の基本について述べることにする。

1. 機械振動問題

これは例えば、機械等の振動がその許容振幅をこえるほど大きく、そのままの状態では機械が損傷するというような、機械等の振動が機械的に問題になる場合である。

一例として、図-1(a)に示すように地盤に設置された基礎に機械が固定され、基礎と機械が共に鉛直方向に振動している場合を考える。

この場合の振動系は、地盤のばね定数を K (N/m)、減衰係数を C (N・s/m)、機械及び基礎の質量を m_0 , m (kg) とすると、同図(b)のように表すことができる。

m_0 に加振力 $F = F_0 \sin 2\pi ft$ が働くとき、機械と基礎の運動方程式は(1)式で与えられる。

$$(m_0 + m) \frac{d^2 x}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + Kx = F_0 \sin 2\pi ft \quad (1)$$

ここで x ：鉛直方向の変位 (m)、 f ：加振力の周波数 (Hz) である。

機械と基礎の変位振幅 X_0 (m) はこれを解いて(2)式のようになる。

$$X_0 = \tau_x \cdot F_0 / K \quad (2)$$

ここで、

$$\zeta = C / C_0 = C / 2 \sqrt{K(m_0 + m)} : \text{減衰比}$$

$$f_0 = (1/2\pi) \sqrt{K(m_0 + m)} : \text{固有振動数 (Hz)}$$

$$\tau_x = 1 / \sqrt{[1 - (f/f_0)^2]^2 + (2\zeta f/f_0)^2} : \text{振幅倍率}$$

である。

(2)式において、 K が一定の場合 X_0 を小さくするすなわち振動を小さくするには、(1) τ_x を小さく、(2) F_0 を小さくすればよいことがわかる。

まず(1)についてみると次のようになる。

τ_x を、 f/f_0 を横軸にとって図示すると図-2のようになる（右の縦軸）。

$f/f_0 < 1$ の場合、 f_0 を大きくするにつれて f/f_0 は小さくなり τ_x は小さくなる。 $f_0 = (1/2\pi) \sqrt{K/(m_0 + m)}$ であるから f_0 を大きくするには、 m を小さくするすなわち基礎重量を軽くすればよい。 f/f_0

図-1 基礎に固定された機械の振動系

* 石川島播磨重工業(株)技監 Aritomo NAKANO

図-2 振幅倍率曲線

$f_0 = 1$ の場合すなわち共振状態の場合は、 $\tau_x = 1/2\zeta = C_c/2C$ となるから、 ζ を大きくするすなわち減衰係数を大きくすれば τ_x は小さくなる。 $f/f_0 > 1$ の場合は、 f_0 を小さくするにつれて f/f_0 は大きくなり τ_x は小さくなる。 $f_0 = (\frac{1}{2}\pi)\sqrt{K/(m_0+m)}$ であるから、 m を大きくするすなわち基礎重量を重くすればよい。

つぎに(2)についてみると次のようになる。

F_0 を小さくするためには、 F_0 そのものを小さくする方法と、図-3に示すように、 F_0 を発生する機械を基礎と絶縁する方法がある。後者は、機械を基礎からばね定数 k (N/m) のばねと減衰係数 c (N・s/m) のダンパによって弾性支持することによって行なわれる。(a)の振動系は(b)のように表すことができるが、 $k < K/10$ の場合は、 K, C を省略して(c)の振動系で考えても結果にはほとんど変わりはない。この場合、基礎に伝わる力の振幅 F_f (N) は(3)式で表されることが知られている。

$$F_f = \tau_f \cdot F_0 \quad (3)$$

ここで、

$$\tau_f = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta f/f_0)^2}}{\sqrt{[1 - (f/f_0)^2]^2 + (2\zeta f/f_0)^2}}$$

: 振動伝達率 (力の伝達倍率)

$$f_0 = (\frac{1}{2}\pi)\sqrt{k/(m_0+m_f)}: \text{固有振動数 (Hz)}$$

$$m_f: \text{付加質量 (kg)}$$

である。

τ_f を、 f/f_0 を横軸にとって図示すると図-4のようになる (右の縦軸)。

F_f を小さくするには τ_f を 1 より小さくするすなわち $f/f_0 > \sqrt{2}$ になるようにすればよい。このた

図-3 機械を弾性支持した場合の振動系

図-4 振動伝達率曲線

めには、 $f_0 = (\frac{1}{2}\pi)\sqrt{k/(m_0+m_f)}$ であるから、 k を小さくするすなわち柔らかいばねにすればよいことがわかる。減衰係数 c については、図-4 から、 $f/f_0 > \sqrt{2}$ の場合、 ζ が大きくなると τ_f は大きくなるすなわちダンパをきかせると力が伝わりやすくなることがわかる。力の伝達を考える場合には、 $c = 0$ すなわちダンパのない場合がもっともよいことになる。

なお m_f で表した付加質量は、(1)の結果から $f/f_0 > 1$ の場合、図-3(b)のように、 k, c を取り付けることにより、これらがなく場合にくらべて m_0 の振動が大きくなるので、これを防ぐために m_f を付加し、 m_0 の振動を抑えるものである。機械の許容振幅を考えて必要な m_f を取り付けることになる。

機械振動の問題においては、通常、振動の大きさを上記の変位振幅 X_0 で表し、これが機械等の許容値以

下になるように対策がとられる。必要に応じて、変位振幅から、 $V_0 = 2\pi f X_0$ の関係式で、また $A_0 = (2\pi f)^2 X_0$ の関係式で振動速度振幅 V_0 (m/s)、振動加速度振幅 A_0 (m/s^2) を求めて使用することもある。

2. 公害、環境振動問題

公害振動問題は主として屋外における振動問題であり、工場の敷地境界線上で振動レベルを規制基準値以下にする、また振動が人体に感じられないようにするという問題である。環境振動問題は、主として屋内における人体に対する振動問題で、やはり振動が人体に感じられないように対策を行なうということが目標となる。

この種の振動問題では、振動源（機械等）から発生する振動の大きさは振動加速度レベル L_a (dB) で表され、人体に感じられる振動の大きさは、この L_a に人体に関する振動感覚補正值 b_n を加えた、振動レベル $L = L_a + b_n$ (dB) で表されることはすでに述べた通りである。

図-1 に示した振動系の、基礎の振動加速度レベル L_a (dB) を求めてみると次のようになる。

振動加速度実効値を A (m/s^2) とすると、 L_a は定義から $L_a = 20 \log A / 10^{-5}$ (dB) となる。 $A = (2\pi f)^2 X_0 / \sqrt{2}$ であり、 X_0 は(2)式で表されるから、

$$\begin{aligned} L_a &= 20 \log A / 10^{-5} \\ &= 20 \log (2\pi f)^2 X_0 / \sqrt{2} \cdot 10^{-5} \\ &= 20 \log (2\pi f)^2 \tau_x F_0 / \sqrt{2} \cdot 10^{-5} K \\ &= 20 \log \tau_x + 20 \log (2\pi f)^2 F_0 / K \\ &\quad + 97 \text{ (dB)} \end{aligned} \quad (4)$$

となる。

L_a 、したがって L を小さくするにはまず τ_x を小さくすることが必要である。このためには前に述べたように $f/f_0 < 1$ の場合 m を小さく、 $f/f_0 = 1$ の場合 C を大きく、 $f/f_0 > 1$ の場合 m を大きくすればよい。次に K 、 f が一定の場合、 F_0 を小さくしても L_a は小さくなる。これについては前に述べたように、機械に質量を付加して弾性支持すればよい。こうすることによって F_0 は $F_f = \tau_f F_0$ となるから L_a の低減量 ΔL (dB) は $\Delta L = 20 \log 1/\tau_f$ (dB) となる。例えば $\tau_f = 0.1$ とすると $\Delta L = 20$ dB となる。最初の振動加速度レベルを 80 dB とすると、この弾性支持によって振動加速度レベルは $80 - 20 = 60$ dB となる。また振動の周波数を 16 Hz とすると、その振動感

覚補正值 - 6 dB を加えて、最初の振動レベル $80 - 6 = 74$ dB、弾性支持後 $74 - 20 = 54$ dB となる。

公害、環境振動問題においては、このようにして求めた振動レベルが、規制基準値や人体の振動感覚いき値 (55 dB) 等を満足するように対策がとられる。

3. 異常音問題

音は、一つは物体の振動によって発生するが、振動によって発生する音が機械等の異常を表す場合がある。正常な機械にくらべて音が大きく、また正常な機械では出ていない音が出ており、どこか機械がおかしいのではないかという問題である。この場合には、音のもとである振動の低減策がとられる。

この場合の発生音は、多くの場合、純音性の共鳴音であり、したがってそのもとは共振振動であり、共振をとめることが主な対策手段となる。

機械や機械の部分が図-1 のような振動系で表される場合、前に述べたように共振は、(1) ζ が比較的小さく、(2) 加振力の周波数 f と固有振動数 f_0 がほぼ等しい場合におこる、すなわちこの二つの条件を満たす時に振動の振幅が非常に大きくなり、周波数 $f = f_0$ (Hz) の大きな音を発生する。

共振をとめるには、 ζ を大きくするすなわち減衰係数 C を大きくすることが一つの方法である。このためには適当なダンパを取り付ける、また制振処理（講座(7)参照）を施すことが必要になる。もう一つの方法は $f \neq f_0$ にすることである。すなわち加振力の周波数 f を変える、回転機械であれば、できれば回転数を変えるようなことをする。また f_0 を変える、すなわち重量を増減したり、剛性を増減したりすることが必要である。このようにして共振をとめることによって共鳴音もとまる。

この種の問題の解決においては、まず f と f_0 の二つを突き止めることがポイントである。

4. 騒音問題

例えば、機械が振動して、その振動が機械の部分に伝わり、また基礎を通して床や壁などに伝わり、それらが振動して音を発生し、この音がやかましいというような問題が騒音（固体音）問題である。この問題においては、音のもとになっている振動は必ずしも機械にとっては異常なものではなく、発生する音を人がきいて問題にするという場合である。

この種の問題においては、機械の振動をできるだけ

小さくすることが目標になる。このためには 2. に示したように、 F_0 を小さく、 τ_x を小さく、また K を大きくすればよい。ただし、 F_0 を弾性支持によって小さくする場合、次ぎの点が 2. に示した場合と異なる。すなわち F_0 を小さくするためには $f/f_0 > \sqrt{2}$ になるようなばね k で弾性支持すればよいが、2. の場合には、 f が一般に 20Hz 以下である。これに対して騒音問題では耳に聞こえる 20Hz 以上の音が問題になるので、その音のもとになる振動の周波数も主として 20 Hz 以上である。したがって $f/f_0 > \sqrt{2}$ を満足する f_0 の値は、騒音問題の場合は比較的大きくてもよいことになり、 $f_0 = (\frac{1}{2}\pi) \sqrt{K/(m_0+m)}$ であるから、 k は比較的大きくてもよい、すなわちかたいばねでよく、弾性支持が比較的簡単になる点である。

5. 動吸振器

図-1 において m_0 と m の振動を小さくするには、加振力 F_0 を弾性支持によって小さくするのが一つの方法であったが、この他に、加振力を反対方向の力によって打ち消すことによって低減する方法がある。

図-1 の振動系が加振力 $F = F_0 \sin 2\pi ft$ によって振動しているとき、この振動系に、図-5(a)、したがって(b)に示すように、 $m_d - k$ 振動系を付け加えることによって m_0 と m の振動が低減することが知られている。すなわち $m_d - k$ 振動系の固有振動数 $f_2 = (\frac{1}{2}\pi) \sqrt{k/m_d}$ を加振力の周波数 f と一致させると質量 $m_0 + m$ に $m_d - k$ 振動系から加振力と反対方向に力 F_0 が働き、これが加振力を打ち消し $m_0 + m$ の振動が低減する。さらに $f = f_1 = (\frac{1}{2}\pi) \sqrt{K/(m_0+m)}$ の場合すなわち $m_0 + m$ が共振して大きな振動をしている場合には $f = f_1 = f_2$ となる。この場合には、 $(m_0 + m) - k$ 振動系の固有振動数と同じ固有振動数をもつ $m_d - k$ 振動系を付加すれば $m_0 + m$ の振動が低減す

図-5 動吸振器

ることになる。付加した $m_d - k$ 振動系を動吸振器と言っている。

この方法は、環境振動の対策に用いられている。例えば、高層ビルは風、地震などによってその固有振動数で横揺れするが、ビルの最上部の床の上に水を入れた容器や減衰機構を付けたタンクなどを設置し、水の揺れの固有振動数とビルの固有振動数が一致するようにすると、水はビルと反対方向に動いて横揺れが打ち消される。

6. アクティブダンパ

これは加振力を、別に発生させた反対方向の加振力によって打ち消して振動を低減するものである。

図-6 において $M - k$ 振動系の質量 M が、加振力 $F = F_0 \sin 2\pi ft$ が加わって振動している場合、 M の振動を振動ピックアップにより検出し、 M の振動と逆位相の加振力を、空気圧、油圧又は電磁駆動方式のアクチュエータによって M に加えると、加振力は打ち消され M の振動が低減する。

動吸振器は Passive (受動的) な防振装置で、とくに外部からエネルギーを供給しなくても振動を防止することができるが、これは外部からエネルギーを供給することによって積極的に振動を防止する Active (能動的) な防振装置である。したがって防振効果も大きいが通常の場合供給エネルギーは大きくなる。

アクティブダンパは、風や地震による高層ビルの振動防止、また鍛造機などによる地盤振動防止など、広く使用され、また研究対象になっている。これは古くから知られ、実用されたこともあったが、最近の制御技術の進展にともなって再び各方面で使われ始めてきたものである。

図-6 アクティブダンパ