

1. Распространение волн и подводная акустика/Под ред. Келлера Д. Б. Пападакиса Д. С. М.: Мир, 1980.
2. Завадский В. Ю. Метод сеток для волноводов. М.: Наука, 1986. 368 с.
3. Завадский В. Ю. Вычисление волновых полей в открытых областях и волноводах. М.: Наука, 1972. 558 с.
4. Бреховский Л. М. Волны в слоистых средах. М.: Наука, 1973. 338 с.
5. Rix G. J., Marin S. P. Variational methods for underwater acoustic problems // J. Comp. Phys. 1978. V. 28. № 2. P. 253-270.
6. Зенкевич О. К. Метод конечных элементов в технике. М.: Мир, 1975. 541 с.

Поступило в редакцию
07.09.88

УДК 534

© 1990 г.!

В. И. Попков

ОЦЕНКА СИЛ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ МЕТОДОМ ВЗАИМНОСТИ ШУМОИЗЛУЧЕНИЯ МЕХАНИЗМОВ ЧЕРЕЗ ПРОМЕЖУТОЧНУЮ КОНСТРУКЦИЮ

При локализации источников шума и вибраций и прогнозировании вибраций сооружений или транспортных средств необходимо знание сил, которые может развивать машина в условиях установки на фундамент с бесконечным сопротивлением.

Матрица таких сил $[Q_{i\infty}^n]$, приведенных к узлам крепления машины к присоединенным конструкциям, характеризует машину как многополюсный генератор колебаний [1]. Силы $Q_{i\infty}^n$ удается определять с контролируемой погрешностью при работе машины на амортизаторах с известным механическим сопротивлением.

По определению $Q_{i\infty}^n = \dot{q}_{i\infty}^n Z_{ia \text{ пер}}^n$, где $\dot{q}_{i\infty}^n$ — вибрация машины в n -й точке в i -м направлении, установленной на амортизации на фундамент с бесконечно большим сопротивлением, $Z_{ia \text{ пер}}^n$ — передаточное сопротивление амортизатора.

Оценка сил $Q_{i\infty}^n$ может быть выполнена при работе механизма в реальных условиях в составе установки по данным измерения вибрации механизма \dot{q}_i^n по формуле

$$Q_{i\infty}^n = \dot{q}_i^n Z_{ia \text{ пер}}^n \quad (1)$$

Ошибка такой оценки величин $Q_{i\infty}^n$ обусловлена возможным отличием $\dot{q}_{i\infty}^n$ от \dot{q}_i^n при перестановке механизма с фундамента с $Z_{\phi} = \infty$ на фундамент с конечным сопротивлением. Относительная погрешность определения $Q_{i\infty}^n$ при этом равна

$$\varepsilon_Q = \frac{Z_{ia \text{ пер}}^n}{Z_{ia \text{ пер}}^n - \Pi_i^n (Z_{i0}^n + Z_{ia}^n)},$$

где Z_{i0}^n — приведенное механическое сопротивление конструкций механизма по отношению к силам, действующим в местах крепления амортизаторов; $\Pi_i^n = \dot{q}_i^n / \dot{q}_{i\phi}^n$ — перепад вибрации на n -м амортизаторе.

Очевидно, что при $Z_0 \gg Z_a$ и перепаде $\Pi \gg 1$ вибрация механизма не зависит от характеристик фундамента и оценка $Q_{i\infty}^n$ будет точной. Максимальная ошибка оценки $Q_{i\infty}^n$ имеет место при $Z_a \gg Z_0$. Она примерно равна: $\varepsilon_Q = 1/(1 - \alpha \Pi_i^n)$, где $\alpha = Z_{ia}^n / Z_{ia \text{ пер}}^n$ — отношение входного и переходного сопротивлений амортизатора.

Однако и при соотношении $Z_a \gg Z_0$ ошибка мала. Так, на частотах до первого собственного резонанса амортизатора $Z_{ia} = Z_{ia \text{ пер}}$ и $\varepsilon_Q = 1/1 - \Pi$, т. е. $\varepsilon_Q \leq 10\%$ при $\Pi \geq 11$. После первого собственного резонанса амортизатора α сначала растет пропорционально квадрату частоты, затем имеет ряд максимумов и минимумов, но всегда остается гораздо больше единицы. Поэтому ε_Q пренебрежимо уменьшается даже при значении Π , близком к единице.

С учетом (1) звуковое давление p^k от работы k -й машины в общем звуковом поле, создаваемом через промежуточную конструкцию всеми работающими машинами установки, можно определить по формуле

$$p^k = \frac{\sum_n \sum_i \dot{q}_i^n Z_{ia \text{ пер}}^n \dot{q}_{i\phi}^n}{V_u},$$

где $\dot{q}_{iu\phi}^n$ — скорость колебаний, возбуждаемых вспомогательным источником (взаимный эксперимент) в точках приложения сил $Q_{i\infty}^n$ (точки контакта амортизаторов с фундаментом k -й машины); V_u — объемная колебательная скорость, возбуждаемая вспомогательным источником в точке среды, где определяется p^k .

В случае, если исследователь определяет вклад отдельной машины в общую вибрацию установки, значение наводимой k -й машиной вибрации \dot{q}^k может быть определено по формуле

$$\dot{q}^k = \frac{\sum_n \sum_i \dot{q}_i^n Z_{ia}^n \text{ пер } \dot{q}_{iu\phi}^n}{Q_u},$$

где Q_u — сила, развиваемая вспомогательным источником в точке установки, в которой определяется вклад k -й машины; $\dot{q}_{iu\phi}^n$ — вибрация, возбуждаемая силой Q_u в местах крепления амортизаторов k -й машины к фундаментальным или рамным конструкциям.

Приведенные выражения написаны для случая гармонических колебаний. Вклад отдельного механизма в общее звуковое или вибрационное поле можно определить и в полосе частот. Например, взаимный спектр вибрации установки в полосе частот $\Delta\omega$, обусловленный работой k -й машины, равен

$$s_{\dot{q}^k \dot{q}^k} = \frac{s_{Q^k Q^k} s_{\dot{q}_{u\phi}^k \dot{q}_{u\phi}^k} \sum_{\substack{n=1 \\ n \neq k}}^m \text{Re} (s_{\dot{q}_{u\phi}^k \dot{q}_{u\phi}^n} s_{Q^n Q^k})}{s_{Q_u Q_u}}.$$

При вычислении $s_{Q^k Q^k}$ и $s_{Q^n Q^k}$ силы Q^n и Q^k определяются по формуле (1) с использованием $Z_{ia}^n \text{ пер} (\Delta\omega)$, определенных экспериментально как комплексные коэффициенты в полосе частот прозрачности анализирующего фильтра по формуле

$$Z_{ia}^n (\Delta\omega) = \frac{Q_{\text{эф}} (\Delta\omega)}{\dot{q}_{\text{эф}} (\Delta\omega)} [\text{Re } \gamma_{Q\dot{q}} (\Delta\omega) + j \text{Im } \gamma_{Q\dot{q}} (\Delta\omega)]$$

при возбуждении шумом в полосе частот, где $\gamma_{Q\dot{q}}$ — функция когерентности между силой на выходе и скоростью вибрации на входе амортизатора при его искусственном возбуждении в полосе частот. Значения коэффициентов потерь резинометаллических и резинокордных амортизаторов находятся в пределах 0,1—0,3. Поэтому, как показано в [1], можно выполнять расчеты колебаний конструкций с амортизаторами с погрешностью не более 10%, используя значения сопротивлений $Z (\Delta\omega)$, определенных в относительной полосе прозрачности фильтра не более 10%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Попков В. И. Виброакустическая диагностика и снижение виброактивности судовых механизмов. Л.: Судостроение, 1974, С. 222.

Поступило в редакцию
02.03.88

УДК 534.2 : 532

© 1990 г.

А. Г. Ромакин, В. В. Титаренко

О ЗАТУХАНИИ ПИЛООБРАЗНОЙ ВОЛНЫ ДАВЛЕНИЯ В ТРУБЕ I

Ниже предложен метод расчета процесса затухания пилообразной волны давления в трубе, основанный на применении аппроксимаций Паде.

В [1] с помощью аппроксимаций Паде рассчитан более точно, чем в обычно используемом приближении слабых ударных волн (см. библиографические ссылки в [1], а также работы [2—7]), процесс распространения плоских пилообразных волн давления в неограниченном пространстве. Однако для ряда приложений представляют интерес закономерности распространения пилообразных волн давления в трубах. Влияние стенок трубы рассмотрено в [4]. Исследовано также уравнение для коэффициента затухания $d(1/\delta)/d(x/\lambda)$, которое можно записать в виде

$$\frac{d(1/\delta)}{d(x/\lambda)} = \frac{6\gamma}{R\delta^3} \Delta S + \frac{3}{2} \alpha \lambda \left(\frac{1}{\delta} + \frac{1}{2} \right). \quad (1)$$