

- 1 Виқадзе А. В. Уравнения математической физики.—М.: Наука, 1982—336 с.
- 2 Назаров А. Г. Колебания упругой системы с одной степенью свободы при землетрясении с учетом скачкообразного изменения её жесткости // ДАН АрмССР.—1967—Т. XIV, № 5.—С. 203—208.
- 3 Напетваридзе Ш. Г., Хачатрян С. О Совместный учет волнового процесса и локальных повреждений в зданиях при расчете на сеймостойкость // Анализ последствий землетрясений: Сб. науч. тр. —М., 1982, ЦНИИСК.—С. 32—45
- 4 Микацкян В. Л., Назаров А. Г. Эксперименты на моделях обычных и сейсмостойких зданий.—Ереван, Изд-во АН АрмССР, 1984—86 с.

Изв. АН АрмССР (сер. ТН), т. XLII, № 3, 1988

СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

Ю. А. ГАСПАРЯН, А. В. АРШАКЯН, С. А. МАРКАРЯН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ НИЗКОЧАСТОТНОГО РЕЗОНАНСНОГО ЗВУКОПОГЛОТИТЕЛЯ С ВНУТРЕННЕЙ ПАНЕЛЮ НА УПРУГИХ СВЯЗЯХ

Для снижения основной резонансной частоты звукопоглотителя (ОРЗП) предложен новый способ смещения частоты в низкочастотную область [1]. Составим уравнения движения акустической системы, схема которых показана на рис. 1. При падении плоской звуковой волны в резонансную полость 1 через горловину, площадь входного поперечного сечения которой равна S_0 , а длина— l_0 , там же действует избыточное акустическое давление $P(t)$. Резонансные полости 1, 2 связаны с помощью перфорированной панели 3, имеющей толщину τ и упруго опертой по краям с помощью пружинных подвесов с жесткостью k . Площадь отверстий перфорации обозначим S_p , их число— n , а площадь поперечного сечения резонатора— S . Когда перфорированная панель находится в состоянии равновесия, глубины секций камер 1 и 2 равны l_1 и l_2 . Панель может смещаться под воздействием звуковых волн на расстояние X . Для составления уравнений движения механической колебательной системы, состоящей из отдельных звеньев с массами m_i и упругостью k_i , удобно применять метод Даламбера.

ОРЗП имеет по одной степени свободы для горловины и каждой резонансной полости 1, 2 и одну степень для упруго опертой панели. Согласно рекомендациям [2] в частотном диапазоне его работа в простейшем случае теоретически описывается системой для связанных линейных осцилляторов.

Рассматривая движение скорости воздуха и давление звуковой волны в отверстиях перфорации и балансовые соотношения в объемах камер, используя осредненное изменение импульса, получаем линейные системы уравнений:

$$\rho_0 l_0 \dot{U}_0 = P_0 - P_1; \quad \rho_0 \dot{U}_1 = P_1 - P_2; \quad X + \omega^2 X = (P_2 - P_1) / \rho_n \tau; \quad (1)$$

$$\rho_1 l_1 + \rho X = \rho_0 \frac{S_0}{S} U_0 - \rho_0 \frac{S_z}{S} (U_1 - X); \quad \rho_1 = \rho_3 / c^2;$$

$$\rho_2 l_2 - \rho_0 X = \rho_0 \frac{S_z}{S} (U_2 - X); \quad \rho_2 = \rho_3 / c^2.$$

Преобразуя величины из (1), получаем:

$$\begin{aligned} \ddot{P}_1 + \frac{c^2}{\tau l_1} \left[\left(\frac{\tau}{l_0} \cdot \frac{S_0}{S} + \frac{S_z}{S} + \frac{\rho_0}{\rho_n} S_1 \right) \right] + \\ + \frac{(c\rho)^2}{\tau l_1} \left[\frac{\rho_0}{\rho_n} \frac{S_z}{S} S_1 \right] - S_1 \frac{\rho(\omega, c)^2}{l_1} = \frac{c^2 \rho}{l_0 l_1} \cdot \frac{S_0}{S}; \\ \ddot{P}_2 + \frac{c^2}{\tau l_2} \left[\frac{S_z}{S} - \frac{\rho_0}{\rho_n} S_1 \right] (P_2 - P_1) + \frac{\rho_0 (\omega, c)^2}{l_2} S_1 X = 0; \quad (2) \\ X + \omega^2 X - \frac{P_1 - P_2}{\rho_n \tau} = 0; \quad \left(1 - \frac{S_z}{S} \right) = S_1. \end{aligned}$$

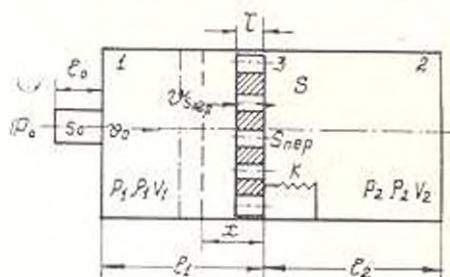


Рис. 1. Схема двухсекционного объемного низкочастотного звукопоглотителя

Исследуем собственные колебания резонансного поглотителя рассматриваемого типа. Зная, что $P_1 = P_1^0 e^{i\omega t}$, $X = X^0 e^{i\omega t}$, $P_2 = P_2^0 e^{i\omega t}$, где P_1^0 , P_2^0 , X^0 — амплитуды, а ω — круговая частота колебаний, условие совместности однородных уравнений (2) позволяет записать характеристическое уравнение частот системы в виде определителя:

$$\begin{vmatrix} \frac{c^2}{\tau l_1} \left(\frac{S_0}{S l_0} + \frac{S_z}{S} + \frac{S_1 \rho_0}{\rho_n} \right) - \omega^2 & - \frac{c^2}{\tau l_1} \left(\frac{S_z}{S} + \frac{\rho_0 S_1}{\rho_n} \right) & - \frac{c^2 \rho_0 S_1 \omega^2}{l_1} \\ - \frac{c^2}{\tau l_2} \left(\frac{S_z}{S} + \frac{\rho_0 S_1}{\rho_n} \right) & \frac{c^2}{\tau l_2} \left(\frac{S_z}{S} - \frac{\rho_0 S_1}{\rho_n} \right) - \omega^2 & \frac{c^2 \rho_0 S_1 \omega^2}{l_2} \\ & \frac{1}{\rho_n \tau} & \omega^2 - \omega^2 \end{vmatrix} = 0, \quad (3)$$

который приводит к кубическому уравнению для квадрата частоты в безразмерном виде:

$$\omega^6 - \tau \omega^4 + \beta \omega^2 - \gamma = 0; \quad \omega_1 = \omega_2 \frac{l_1 + l_2}{c}; \quad \alpha = \frac{S_0}{\rho_n} \quad (4)$$

где

$$\begin{aligned} \alpha &= \omega \frac{l_1 + l_2}{c}; \quad \beta = \frac{\bar{S}_0 + \kappa(1 - S_1)}{\bar{l}_1 \bar{l}_2} + \frac{\bar{S}_0}{l_0 l_1} + \omega^2; \\ \beta &= \frac{\omega^2}{\bar{l}_1} \left(\frac{\bar{S}_0}{\bar{l}_2} + \frac{\bar{S}_0}{\bar{l}_1} \right) + \frac{\bar{S}_0 [S_1 + \kappa(1 - \bar{S}_0)]}{\bar{l}_0 \bar{l}_1 \bar{l}_2}; \quad \gamma = \frac{\bar{S}_0 \bar{S}_0 \omega^2}{\bar{l}_0 \bar{l}_1 \bar{l}_2}. \end{aligned}$$

При этом геометрические параметры резонатора имеют вид:

$$\begin{aligned} \bar{S}_0 &= \frac{S_0}{S}; \quad \bar{S}_1 = \frac{S_1}{S} = \frac{n S_0}{S}; \quad \bar{l} = \frac{\bar{l}}{l_1 + l_2}; \\ \bar{l}_0 &= \frac{l_0}{l_1 + l_2}; \quad \bar{l}_1 = \frac{l_1}{l_1 + l_2}; \quad \bar{l}_2 = \frac{l_2}{l_1 + l_2}. \end{aligned}$$

Значения ω , для которых определитель (3) равен нулю, являются собственными частотами системы. Между акустическими и механическими параметрами резонатора существуют соотношения акустических масс воздуха в горле, резонирующей полости и в отверстиях перфорации, которые равны: $m_g = \rho_0 S_0 L_0$, $m_p = \rho_0 S L$, $m_{out} = \rho_0 S_1 \tau$, и колебания панели $m_a = \rho_0 \kappa (S - S_0)$. В долях сечения горловины, резонатора и перфорированной панели с учетом $\frac{m_i}{S^2}$ имеем: $M_g = \rho_0 l_0 S_0$

$$M_p = \frac{\rho_0 L}{S}; \quad M = \frac{\rho_0 \tau}{S - S_0}; \quad M_a = \frac{\rho_0 \kappa}{\rho_0} \left(\frac{S}{S_0} - 1 \right).$$

Акустическая гибкость воздушного промежутка в горле, резонирующей полости и панели резонатора, а также жесткость пружин равны: $k_g = \rho_0 c^2 S L$; $k_{out} = \rho_0 c^2 S_{out} \tau$; $k_n = k_0 (S - S_0)^2$, откуда соответствующие собственные частоты с учетом $\omega^2 = k_i M$ и концевых поправок можно записать:

$$\omega_0 = c [S_0 \tau (1 \pm 2\beta_0)]^{-1/2}; \quad \omega_{1,2} = c [S_0 S_1 / l_1]^{-1/2}; \quad \omega_n = [k_0 \rho_0 \kappa (S - S_0)]^{-1/2}.$$

Умножим уравнение (4) на $[c(l_1 + l_2)]^2$ и учитывая, что $\omega^2 = \omega \frac{l_1 + l_2}{c}$, после преобразования запишем:

$$\begin{aligned} \omega^6 - \alpha_1 \omega^4 + \beta_1 \omega^2 - \gamma &= 0; \quad \gamma \left(\frac{c}{l_1 + l_2} \right)^6 \equiv \gamma = (\omega_1 \omega_2 \omega_n)^2; \\ \left(\frac{\alpha c}{l_1 + l_2} \right)^2 &\equiv \alpha_1 = \omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_n^2 \left(1 + \frac{M}{M_0} \right) \left(1 + \frac{l_2}{l_1} \right); \\ \left(\frac{\beta c}{l_1 + l_2} \right)^2 &\equiv \beta_1 = \omega_1^2 \left[\omega_1^2 + \omega_2^2 \left(1 + \frac{l_2}{l_1} \right) \right] + \left(1 + \frac{M}{M_1} \right) \omega_1 \omega_2. \end{aligned} \quad (5)$$

Проведем исследование уравнения (4). Для этого положим $y = \omega^2$ и запишем уравнение в виде:

$$f(y) = y^3 - \alpha y^2 + \beta y - \gamma = 0. \quad (6)$$

Если $S_1 > \alpha$, что выполняется практически всегда, то параметры α , β , γ положительны. Функция $f'(y)$ обращается в нуль в точках $y_{1,2}$, если выполняется условие $\alpha^2 > 3\beta$ и тогда: $y_{1,2} = \frac{\alpha \pm \sqrt{\alpha^2 - 3\beta}}{3}$, а если $\alpha^2 < 3\beta$, то корни $y_{1,2}$ комплексные. Поскольку в этом случае кубическое уравнение (6) имеет единственный вещественный корень и $f_0 = -\gamma$, то этот корень положителен; обозначим его через $y_1 = \omega_1$. Если $\alpha^2 = 3\beta$, то могут быть три случая: $\gamma > \left(\frac{\alpha}{3}\right)^3$, $\gamma < \left(\frac{\alpha}{3}\right)^3$, $\gamma = \left(\frac{\alpha}{3}\right)^3$.

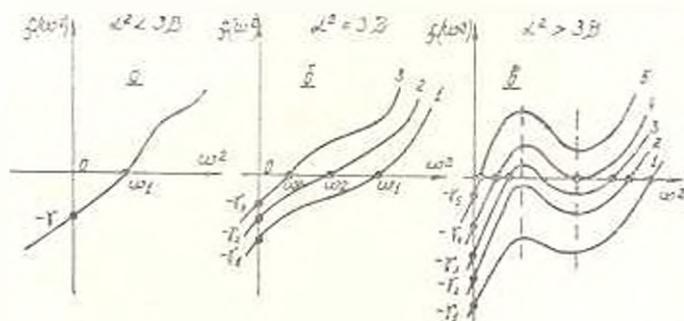


Рис. 2. Графики собственных резонансных и антирезонансных частот звукопоглотителя.

Пересечение кривых γ_1 с осью абсцисс характеризует собственные резонансные частоты резонатора, а максимумы — антирезонансные частоты. В первых двух случаях (рис. 2а и 2б) при $\alpha^2 < 3\beta$ получаем одну резонансную частоту, а при $\alpha^2 > 3\beta$ (кривые γ_{11} , γ_1 и γ_2) — одну резонансную и по две антирезонансные частоты. Кривые γ_{12} , γ_2 имеют по две резонансные и антирезонансные частоты и характер их хода с оптимальными геометрическими параметрами резонатора является наиболее выгодным при проектировании низкочастотных звукопоглотителей. Заметим, что параметр κ в (4) удовлетворяет неравенству $\kappa = \frac{\rho_n \beta_n}{\rho_0} \ll 1$. Действительно, невозмущенная плотность ρ_n воздуха $\rho_0 = 1,29 \cdot 10^{-3} \text{ г/см}^3$, тогда как материал панели из дерева или полимерных материалов имеет плотность $\rho_n = 0,5 - 1 \text{ г/см}^3$. Таким образом, параметр κ в (4) имеем порядок $\kappa = (1,3 - 2,6) \cdot 10^{-3}$.

В случае двухкамерного резонатора ОРЗПП, когда перфорированная панель неподвижна, что соответствует $k \rightarrow \infty$, $\omega_1 \rightarrow \infty$, формула (4) имеет вид:

$$\omega^4 - \beta_{01} \omega^2 + \gamma_{01} = 0; \quad \beta_{01} = \omega_1^2 + \omega_2^2 \left(1 + \frac{l_2}{l_1}\right); \quad \gamma_{01} = (\omega_1 \omega_2)^2;$$

$$\omega_{1,2}^2 = 0,5 \left[\omega_1^2 + \omega_2^2 \left(1 + \frac{l_2}{l_1}\right) \pm \left| \left| \omega_1^2 + \omega_2^2 \left(1 + \frac{l_2}{l_1}\right) \right|^2 - (2\omega_1 \omega_2)^2 \right|^{1/2} \right].$$

В случае двухкамерного резонатора со сплошной внутренней упругой панелью ($S_2 = 0$): $\alpha_1 = \omega_1^2 + \frac{S_3}{l_1 l_2} + \frac{x}{z l_1 l_2}$; $\gamma_1 = 0$; $\beta = \frac{S_3}{l_1 l_2} \left(\omega_1^2 + \frac{x}{z l_2} \right)$, а уравнение для собственных частот принимает вид:

$$\omega^4 - \alpha_{12} \omega^2 + \beta_{12} = 0; \quad \alpha_{12} = \omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2; \quad \beta_{12} = \omega_3^2 (\omega_1^2 + \omega_2^2);$$

$$\omega_3^2 = \text{lim}_{S_2 \rightarrow 0, M} \frac{M}{S_2} \omega_3 = \frac{p_0}{\gamma_n c} \left(\frac{c}{l} \right)^2;$$

$$\omega^2 = 0,5 [(\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2) \pm \{(\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_3^2)^2 - 4\omega_3^2 (\omega_1^2 + \omega_2^2)\}^{1/2}].$$

При применении ОРЭПН размером $(50 \times 50 \times 20)$ см сечением (4×4) , (8×8) см² и длиной горла 8 и 10 см с коэффициентом перфорации $\gamma = 0,01 - 0,1$ податливой внутренней панели и жесткостью пружин $k = (1,2 - 2) \cdot 10^6$ дин/см собственные частоты резонатора равны: $f_{\text{min}} = 2 - 34$ Гц, $f_{\text{p}} = 10 - 280$ и $f_{\text{max}} = 150 - 800$ Гц.

ЕРЭПН им. К. Маркса

9. III. 1987

ՀԻՅ. Ա. ՊԱՐՊՐԵԱՆ, Ա. Վ. ԱՐՇԱԿՅԱՆ, Խ. Ա. ՄԱՐԿՈՅԱՆ

ԱՌՆԱԳՆԱԿԱՆ ԿԱՊԵՐԻ ՎՐԱ ԳՐՎԱՅ ՆԵՐՔԻՆ ՊԱՆԵԼԻՈՎ ՅՈՒՄ
ՀԱՆՈՒՍԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ԹԵՂՈՆԱՆՍԱՅԻՆ ՉԱՅՆԱԿԱՆՈՒԳԻ
ՍԵՓԱԿԱՆ ՀԱՆՈՒՍՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԲՐՈՇՈՒՄԸ

Ա Վ Վ Պ Պ Վ Պ Վ Վ

Կապակցված տատանակների տեսության սեռահայտնից հարմ ճայնալին ալիքի զաշտում դիտարկվում է ճայնագիտական սեղանատարի աշխատանքը: Բրոշված էն առաձգական կապերի վրա դրված ներքին պանելով ցածր հաճախականության ռեզոնատորի սեփական համախառնությունները: Կատարված է ուղղանկյուն ճայնակյանիչի որակական ուսումնասիրությունը և նշվում է համակարգի պարամետրերի նիշա լուսրության դեպքում ուղղանկյուն հաճախության իջնցման ննարախորությունը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. А. с. 1350284 СССР, МКПН ЕДВ11 81 Резонансные инкомпазитные звукопоглотитель / Ю. А. Гаспарян, Л. А. Борисов (СССР) — № 3939248; Заяв 15. 4. 1985; Оpubл. 7. 11. 1987, Б11, № 41 — 3 с.
2. Ландау Л. Д., Лифшиц М. Е. Механика сплошных сред — М. Наука. 1954. — 807 с.
3. Лепендин Л. Ф. Акустика. — М. Высш. школа. 1976. — 447 с.