

1. Друтюнян Н. Х. Некоторые вопросы теории ползучести. — М.: Гостехиздат, 1952. — 324 с.
2. Александровский С. В., Полкова О. М. Нелинейные деформации бетона при сложных режимах загрузки. // Бетон и железобетон. — 1970. — № 1. — С. 27—31.
3. Бондиренко В. М. Некоторые вопросы нелинейной теории железобетона. — Харьков: Изд-во Харьк. Гос. ун-та, 1968. — 324 с.
4. Лившиц Я. Д., Ткачук В. М. Исследование ползучести бетона при азотном и азотно-железном состоянии. // Бетон и железобетон. — 1973. — № 11. — С. 27—29.
5. Прокопюк И. Е., Яременко А. Ф. Об особенностях ползучести бетона на дисках при двухосном сжатии. // Изв. вузов. Стр. и архит. — 1975. — № 9. — С. 20—23.
6. Нрядко Н. В., Малайкин Ю. Н. Ползучесть бетона при двухосном сжатии. // Бетон и железобетон. — 1980. — № 5. — С. 40—41.
7. Александровский С. В., Колесников Н. А. Нелинейная ползучесть бетона при ступенчато изменяющихся напряжениях. // Бетон и железобетон. — 1971. — № 5. — С. 24—27.

МО Атомэнергoproект

20 VI. 1988

Изв. АН АрмССР (сер. ГН), т. XLII, № 6, 1989, с. 288—293

СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

УДК 534.833

Ю. А. ГАСПАРЯН, С. А. МАРГАРЯН, Б. Ю. ГАСПАРЯН

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЖЕСТКОСТИ НИЗКОЧАСТОТНЫХ ЗВУКОПОГЛОТИТЕЛЕЙ ИМПЕДАНСНЫМ МЕТОДОМ

Работа посвящена определению динамических характеристик упругой связи ДХУС низкочастотных звукопоглотителей, широко применяемых на практике. Расчет производится резонансным и импедансным методами с учетом акустических потерь в источнике распространения и коэффициента затухания в упругих связях. Рассмотрена количественная оценка между геометрическими и акустическими параметрами при определении импедансных характеристик резонатора. Сравнение теоретических и экспериментальных данных дает уверенность, не превышающую допустимую ошибку, акустических измерений.

Ил. 2, Библиогр. 3 назв.

Արհեստները նվիրված է գործնականում լաբորանկա կիրառվող քանի համարակետության ձայնակրանիչների առաձգական կապի դինամիկ բնութագրերի որոշմանը: Հաշվարկը կատարվում է ռեզոնանսային և իմպեդանսային մեթոդներով՝ նկատի ունենալով առաձգական կապերում տարածման հաստատունի և ծարման զորձակցի ձայնադիտական կորուստները: Ռեզոնանսորի իմպեդանսային բնութագրերի որոշման ժամանակ դիտարկվում է ներհաշվական և ձայնադիտական ցուցանիշների բանական գնահատականը: Տեսական և փորձնական սովորելների համեմատումը տալիս է ձայնադիտական լաբորանկա թուղատրերի սխալը չսերտագանող չեղում:

Рассмотрим резонансный звукопоглотитель [1], представляющий собой колебательную систему с двумя степенями свободы и состоящий

из массы входной лицевой панели M_1 , массы воздуха M_0 в щелевом отверстии и резонирующей полости, находящегося под панелью резонатора, комплексных жесткостей пружины $k_{1,3} = k_0(1 + j\eta)$ и упругости воздуха в резонирующей полости и щели резонатора $k_2 = \rho c^2(V_{\text{ш}} + V_0)j\omega$, приводимой и вынужденные колебания периодической силой $Fe^{j\omega t}$, которая приложена к массе панели (рис. 1). На основе дифференциальных уравнений движения колебательной системы имеем

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 - k_2 (x_2 - x_1) &= Fe^{j\omega t}, \\ M_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Решение этих уравнений ищем в виде комплексных скоростей [2, 3], затем находим комплексные амплитуды скоростей, которые на резонансных частотах бесконечно большие, а на антирезонансных частотах равны нулю.

Резонансный метод. При двухсистемной полости двухсекционного резонатора вследствие образования трехмассовой системы возрастает число степеней свободы, отчего изменяется дифференциальное уравнение движения колебательной системы (1). Дальнейшее увеличение числа степеней свободы позволяет измерять динамические характеристики на трех резонансных $\omega_{1,3,5}$ и двух антирезонансных частотах $\omega_{2,4}$. При этом массы первой и второй панели резонатора будут: $M_1 = M_{n1}$, $M_3 = M_{n2}$, $M_2 = M_{np}$, следовательно, динамическая жесткость резонатора определяется из следующих выражений:

$$\begin{aligned} k_{zp} &= \frac{(\omega_{1,3,5}^2 M_{n1} - k_1) [(M_{n2} + M_n) k_2 - M_{n2} M_n \omega_{1,3,5}^2]}{(M_{n1} + M_n) k_3 + M_{n2} (k_1 + k_2) - \omega_{1,3,5}^2 M_{n2} (M_{n1} + M_n)}; \\ k_{za} &= \frac{\omega_{2,4}^2 (M_{n2} + M_n) k_3 - \omega_{2,4}^2 M_{n2} M_{n1}}{k_2 - \omega_{2,4}^2 M_{n2}}; \quad \omega = 2\pi f_{\text{гнз}} \end{aligned} \quad (2)$$

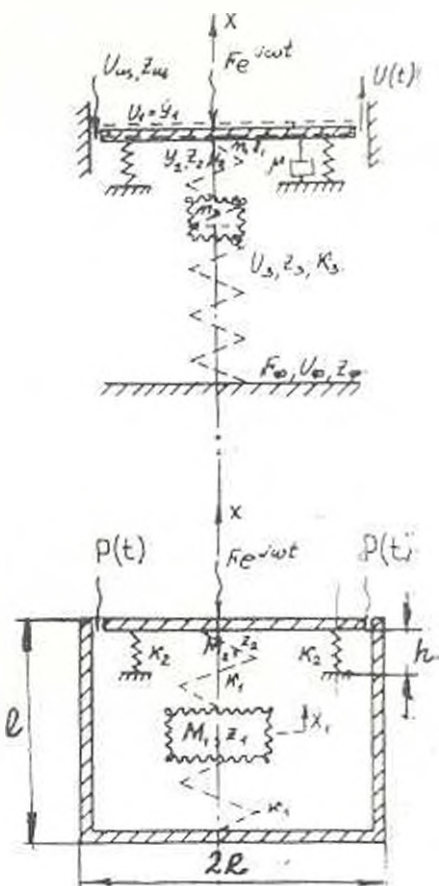


Рис. 1. Схема колебательной системы односекционного резонансного звукопоглотителя.

При отсутствии потерь ($\gamma_1 = \gamma_2 = 0$) и приравняв нулю знаменатель и числитель выражений амплитуды скоростей, получаем при двух-трехмассовой системе следующие резонансные и антирезонансные частоты:

$$\omega_{2,4} = [k_2 / (M_n + M_p)]^{1/2}; \quad (3)$$

$$\omega_{1,3,5} = \left(\frac{k_2}{M_n} \right)^{1/2} \left[0,5 \left(\frac{M_n + M_p}{M_n} + \frac{M_p k_1}{M_n k_2} \right) \right]^{1/2} \pm \pm 0,5 \left[\left(\frac{M_n + M_p}{M_n} + \frac{M_n k_1}{M_n k_2} \right)^2 - \frac{4 M_p k_1}{M_n k_2} \right]^{1/2}. \quad (4)$$

При малой массе панели M_n или большой жесткости, когда $\omega_{1,3,5}^2 M_n \ll k_2$, формула (2) приобретает вид $k = \omega^2 (M_n + M_p)$.

Частота первого резонатора, на которой можно производить измерение, определяется из условия $\omega^2 M_n \geq 0,2 k_2$, откуда получаем: $f \geq 0,5 \pi (0,2 k_2 / M_n)^{1/2}$.

Рассмотрим частные случаи значения (2). При $k_1 = 0$: $k_2 = \omega^2 M_n M_p / (M_n + M_p)$, т. е. получается одна резонансная частота с приведенной массой $M_n M_p / (M_n + M_p)$. Меняя соотношение между массами M_{n1} , M_{n2} , M_p , можно изменить резонансную частоту в соотношениях 1:3, 1:5, $(k_1 + k_2)^{1/2}$, $k_1 k_2 / M_n$ и k_1 / M_n .

Импедансный метод. Динамические характеристики звукопоглотителей могут быть определены не только резонансным методом по амплитуде скорости, но и по реактивной компоненте импеданса практически на любой частоте. Условие резонанса в реальных колебательных системах с двумя степенями свободы, в которых имеются потери, характеризуются компонентами импеданса резонатора, т. е. отношением приложенной силы к панели и скорости колебаний, откуда

$$Z = R + j\gamma = F e^{j\omega t} / \dot{x}_{1,2}.$$

$$R(f) = \frac{k_1 \gamma_n (A^2 + B^2) + k_2 \omega^4 M_p^2 \gamma_n}{\omega (A^2 + B^2)}, \quad \gamma = \frac{R(f)}{k_2 \omega} = \frac{\omega^2 M_n M_p}{k_2}, \quad (5)$$

$$\gamma(f) = \frac{[(\omega^2 M_n - k_1 - k_2) A + k_2^2] A + k_2^2 (\omega \gamma_n)^2 (M_n + M_p - k_1 \omega^2)}{\omega (A^2 + B^2)}.$$

Угол сдвига фазы между возбуждающей силой и скоростью определяется из выражений $\varphi = \arctg \frac{\gamma}{R}$. $A = k_2 - \omega^2 M_n$, $B = k_1 \gamma_n$.

Количество динамических характеристик упругой связи (ДХУС) может быть увеличено путем определения компонентов постоянной рас пространения γ и затухания α , акустических материалов и упругих связей конструкций

$$k_1 = \frac{\omega^2 M_0}{k^2} \frac{k^2 - a^2}{(a^2 + k^2)}, \quad \gamma = \frac{2ak}{k^2 - a^2}, \quad \eta = \frac{f_{\text{pec}}}{\Delta f}, \quad \gamma = a + jk. \quad (6)$$

В этом случае импедансные характеристики определяются по формулам:

$$R_1 = \left(\frac{S_2 - S_1}{S_1} \right)^2 \frac{M_{\text{ac}}}{h} \frac{\text{sh}(2ak) - 0,5\gamma \sin(2kh)}{\text{ch}(2ak) + \cos(2kh)}, \quad (7)$$

$$Y_1(f) = \frac{(S_2 - S_1)^2}{S_1} \frac{M_{\text{ac}}}{h} \gamma \frac{0,5\text{sh}(2ak) + \sin(2kh)}{\text{ch}(2ak) + \cos(2kh)}. \quad (8)$$

Динамическую жесткость двухсекционных акустических конструкций можно определить по резонансу скоростей

$$\frac{\text{tg } kl}{kl} = \frac{M_{n1} + M_n - k_0/\omega^2}{(M_n M_{n2})(kl)^2 (M_{n1} - k_0/\omega^2) - M_{n1}}. \quad (9)$$

Корни kl уравнений могут быть определены по методике А. И. Крылова, откуда можно найти динамическую жесткость, полагая, что $kl = \text{tg } kl$ (ошибка не более 10–13%, если $kl \leq 0,5$), которая соответствует верхней граничной частоте $f \leq c/12l$. Из уравнений (9) имеем, что жесткость для двухсекционных звукопоглотителей при резонансных и антирезонансных колебаниях равна

$$k_{\text{р}} = \frac{(\omega^2 M_0 - k_1) M_n}{M_{n1} + M_{n2} + M_n - k_1/\omega^2}, \quad k_{\text{а}} = \omega^2 M_{n1}. \quad (10)$$

При $\text{tg } k'l = kl + 0,3(kl)^3$, $kl \leq 0,895$ и $f = c/7l$, ошибка не превышает 10%. В этом случае уравнение (9) принимает вид

$$k_2 = (\omega^2 M_{n1} - k_1) M_n \left[\frac{M_{n1} + M_n - k_1/\omega^2}{1 + 0,3\omega^2 M_{n2}/k_1} + M_{n2} \right]^{-1}. \quad (11)$$

Если панель не нагружена ($M_n = 0$), из (9) для резонансных колебаний имеем: $(kl)^{-1} \text{tg } kl = k_1^2 - \omega^2 M_{n1}/\omega^2 M_{n2}$, а для антирезонансных колебаний — $\text{tg } kl \rightarrow \infty$ ($kl = 0,5\pi$, $n = 1, 3, 5, \dots$). При закреплении конца образца ($M_n = \infty$) для резонансных колебаний получаем $kl \text{tg } kl = \omega^2 M_{n1}/\omega^2 M_{n2} - k_1$, а для антирезонансных колебаний — $\text{tg } kl = 0$ ($kl = \pi$, $n = 1, 2, 3, \dots$). Решение уравнения при условии $f \leq c/12l$ дает $k_1 = \omega^2 M_n - k_1$, а при $f \leq c/7l$ жесткость более точно определяется из уравнения $k_2 = (\omega M_{n1} - k_1)(1 + 0,3\omega^2 M_{n2}/k_1)$.

Если к одной стороне панели присоединен входной импеданс $Z_{\text{вх}}$, а к другой — упругая связь-пружина с коэффициентом жесткости k и демпфером с коэффициентом сопротивления μ , то согласно уравнениям движения (1) и последовательному дифференцированию, с учетом трансформирования по поверхности получим

$$Z_{вх} = \left(\frac{S_s - S_n}{S_n} \right)^2 Z_0 \frac{Z_k + jZ_0 \operatorname{tg} kl}{Z_k + jZ_0 \operatorname{tg} kl}, \quad (12)$$

$$Z_k = \mu + j \left(\omega M - \frac{k}{\omega} \right), \quad Z_0 = S_0 c = (\mu SE)^{1/2}.$$

Освобождаясь от комплексного знаменателя, получаем

$$Z_{вх} = \left(\frac{S_s - S_n}{S_n} \right)^2 \frac{Z_0 Z_k (1 + \operatorname{tg}^2 kl) - j \operatorname{tg} kl (Z_0^2 + Z_k^2)}{Z_0^2 + (Z_k \operatorname{tg} kl)^2}, \quad (13)$$

следовательно, активные и реактивные компоненты равны

$$R(f) = \left(\frac{S_s - S_n}{S_n} \right)^2 \frac{Z_0 Z_k (1 + \operatorname{tg}^2 kl)}{Z_0^2 + (Z_k \operatorname{tg} kl)^2}, \quad (14)$$

$$Y(f) = \left(\frac{S_s - S_n}{S_n} \right)^2 \frac{j (Z_k^2 + Z_0^2) \operatorname{tg} kl}{Z_0^2 + (Z_k \operatorname{tg} kl)^2}.$$

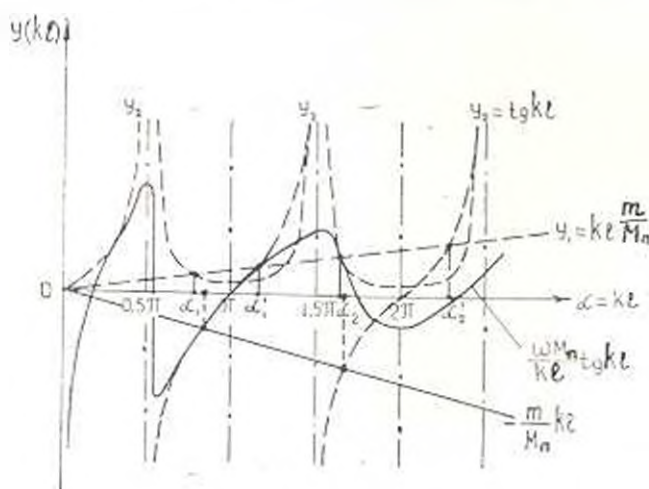


Рис. 2. Характеристики реактивного импеданса резонансного одно- (---) и двухсекционного (—) звукопоглотителя при заданном движении подающей панели.

При резонансе реактивная часть входного импеданса равна нулю, откуда $(Z_0^2 + Z_k^2) \operatorname{tg} kl = 0$, которое распадается на два уравнения: $Z_k^2 + Z_0^2 = 0$ при $\operatorname{tg} kl \neq 0$ и $\operatorname{tg} kl = 0$. В инженерной практике графическим методом строят графики функций $Y_1 = \operatorname{tg} kl$, $Y_2 = Z_0^2 + Z_k^2$ и находят абсциссы точек пересечения этих кривых. Как видно из рис. 2, присоединенные массы смещают резонансные частоты в сторону низких частот $\frac{\omega M}{kl}$ и $\operatorname{tg} kl$.

Акустический эффект количественной оценки возникновения дополнительной инерционности, вследствие размещения лицевой панели в полости резонатора на упругих опорах, устанавливался экспериментальным путем, между концевой поправкой щелевого зазора-толщины панели и его параметрами (частота звука, глубина зазора, высота, диаметр упругих связей-пружин). Количественную оценку влияния параметров δ , γ , ε на величину $\delta_{\text{опт}}$ проводили экспериментально при различных вариантах: для толщины деревянной панели $\varepsilon = 0,3-1,2$ см, металлических панелей $\varepsilon = 0,1-0,3$ см при зазоре $\delta = 0,1-0,5$ см и для коэффициента щелевой перфорации $\gamma = \frac{S_1 - S_2}{S_2} = 0,01-0,05$, высоты упругих связей $h = 1, 1,5, 2$ см и диаметра пружин $D = 0,5-1,5$ см. Сравнение теоретических и экспериментальных данных показывает при $\delta_{\text{опт}} = 0,1-0,3$ см, $h = 1,5$ см наблюдается дополнительное увеличение инерционности системы, влияющее на смещение резонансной частоты, что дает погрешность, не превышающую допустимую ошибку акустических измерений.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. с. 1463884 СССР, МКИ: Е04В 1/84. Резонансный звукопоглотитель / Ю. А. Гаспарчи, Ю. М. Чудинов, Л. А. Борисов, С. А. Маргарян (СССР). — № 1244867. Заяв. 31.3.87. Опубл. 7.3.1989, БИ, № 9. — 3 с.
2. Пиповко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний в упругих телах. — М.: Машиностроение, 1976. — 317 с.
3. Росин Г. С. Измерение динамических свойств акустических материалов. — М.: Стройиздат, 1972. — 173 с.

ЕрПН им. К. Маркса

18. VI. 1988

Изв. АН АрмССР (сер. Техн.), т. XLII, № 6, 1989, с. 293—297

СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

УДК 658.52.011.56.012.3

С. С. ЗАХАРЬЯН, А. П. МАТЕВОСЯН

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПРОЕКТИРУЕМОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ЛИНИИ

Описывается имитационная модель технологической линии, состоящей из последовательно соединенных производственных модулей, включающих технологическое оборудование, межоперационный склад, контрольное устройство, а также систему транспортировки. Разработанная модель представляется удобным средством для определения параметров технологической линии, таких, как: производительность и требуемая надежность технологического оборудования; максимальные вместимости и минимальные запасы на межоперационных складах; время восстановления технологического оборудования и др.

Ил. 1, Табл. 2. Библиогр.: 4 назв.