лась малоцикловой знакопеременной нагрузке до 60 циклов, происходит другое явление: ступенчатое увеличение внешней нагрузки не приводит к существенному увеличению ширины раскрытия всех видов трещин. Экспериментально получено, что при высоких уровнях нагружения ($P/P_{разр} > 1.5$) более интенсивно развивается ширина раскрытия одной-двух трещин, по которым и происходит разрушение модели, а ширина раскрытия остальных трещин (более 10) по мере увеличения внешней нагрузки меняется незначительно и при разрушающей нагрузке не превышает 0,2 *мм*. Этим и объясняется то обстоятельство, что прогибы модели М-1-Ц при более высоких уровнях нагружения значительно меньше, чем прогибы модели М-1-С.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Назаров А. Г.* О механическом подобии твердых деформируемых тел (к теории моделирования).—Ереван: Изд-во АН АрмССР, 1965.—348 с.
2. *Саакян А. О., Саакян Р. О., Шахназарян С. Х.* Стенд для испытания конструкции. Авторское свидетельство № 654871 «Бюллетень изобретений», 1979, № 12.
3. *Назаров А. Г., Дарбинян С. С.* Основы количественного определения интенсивности сильных землетрясений.—Ереван: Изд-во АН АрмССР, 1974.—165 с.

ПЭКТИ

15. I. 1988

Изв. АН АрмССР (сер. ТН), т. XLII, № 5, 1989, с. 233—

СТРОИТЕЛЬНЫЕ КОНСТРУКЦИИ

УДК 534.833

Ю. А. ГАСПАРЯН, Ю. М. ЧУДИНОВ, Л. А. БОРИСОВ, С. А. МАРГАРЯН

РАСЧЕТ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗВУКОПОГЛОЩЕНИЯ ОБЪЕМНЫХ КОНСТРУКЦИЙ С ПОДАТЛИВОЙ ПАНЕЛЬЮ

Наряду с известными методами теоретического расчета по специальным функциям акустических характеристик звукопоглощающих конструкций, с помощью метода Ритца произведен расчет импеданса новой низкочастотной звукопоглощающей конструкции со сплошной лицевой податливой панелью. Инженерный метод расчета может быть положен в основу разработки и конструирования объемных низкочастотных звукопоглотителей.

Ил. 2. Библиогр.: 3 назв.

Հիմնվելով ձայնակլանիչ կառուցվածքների ձայնագիտական բնութագրերի մինչև այժմ հայտնի հատուկ ֆունկցիաների միջոցով տեսական հաշվարկների վրա, Ռիտցի մեթոդով ստացված է ցածր հաճախականության [illegible] ձայնակլանիչ կառուցվածքի իմպեդանսի հաշվարկը։

Առաջարկված ինժեներային հաշվարկը կարող է հիմք ծառայել մշակման և նախագծման [illegible] ծավալային ցածր հաճախականության ձայնակլանիչների։

В настоящее время широкое распространение получили акустические конструкции для диапазона низких частот, состоящие из от-

дельных элементов на упругих связях. Однако эти упругие связи в виде специальных пружин, пористо-волокнистых или пористых материалов не могут быть использованы в виду отсутствия инженерных методов расчета и оптимальных динамических и конструктивных характеристик акустических элементов при разработке многослойных (многорезонансных) конструкций объемных звукопоглощающих элементов. В связи с этим были разработаны и исследованы новые виды [1] звукопоглощающих объемных конструкций с оптимальными физико-техническими характеристиками, на основе которых можно разрабатывать новые эффективные виды звукопоглотителей и производить их акустический расчет.

Среди методов решения теоретических задач строительной акустики получило применение вариационный метод Ритца. При определении импеданса для круглой пластинки R, защемленной по краю, задача решается в цилиндрической системе координат, которая может быть сведена к определению двойного интеграла для кинетической и потенциальной энергии при перемещении точек $U_{p.}$ упругого тела колебательного движения панели [3]:

$$U_p = 0{,}5D \int_0^R \int_0^{2\pi} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 u}{\partial \beta^2} \right)^2 r d\beta dr;$$

$$U_k = 0{,}5M \int_0^{2\pi} \int_0^R \left(\frac{\partial u}{\partial t} \right)^2 r dr d\beta; \qquad (1)$$

$$U_{mn} = A_{mn} \cos^2 \left| \frac{\pi}{R} (m - 0{,}5) \right| r \cos(\beta n).$$

Учитывая, что колебания происходят симметрично относительно центра панели, и интегрируя, получаем

$$U_p = \pi D \int_0^R \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 r dr, \qquad U_k = \pi^2 M \int_0^R u^2 r dr. \qquad (2)$$

Функцию $u(r)$ выбирают в виде степенного ряда $A \left| 1 - \left(\frac{2}{R} \right)^2 \right|^2$:

$$u(r) = A \cos^2 \frac{\pi r}{2R} \quad \text{или} \quad u(r) = A J_0(kR) e^{-kr}; \quad A = \frac{pR^2}{4\pi}. \qquad (3)$$

В этом случае

$$U_p = \frac{96\pi D}{8} \left(\frac{A}{R} \right)^2, \qquad U_k = \frac{(\pi A)^2 M}{10R^2},$$

$$U_i = 0{,}3pAR^2, \qquad U_i = \frac{\pi p_0}{2L} S \bar{u}_{mn}. \qquad (4)$$

Используя метод Ритца и учитывая, что $\bar{u}(r) = 0{,}3A$ для импеданса первой колебательной моды, получаем

$$Z = 192\,\frac{D\gamma_1}{\omega R^2} + j\left|\frac{9}{5}\,\omega M - 192\,\frac{D}{\omega R^2}\right|. \qquad (5)$$

Точное решение можно получить, выбирая функцию в виде косинуса (3):

$$U_n = 0{,}25\pi DA^2\left(\frac{\pi}{R}\right)^2\left|\left(\frac{\pi}{R}\right)^2 I_1 + I_2 + \frac{\pi I_3}{R}\right|; \qquad (6)$$

$$I_3 = \int_0^R r\cos^2\frac{\pi r}{R}\,dr = 0{,}25R^2,$$

где

$$I_2 = \int_0^R \frac{\sin^2\frac{\pi r}{R}\,dr}{r} = 0{,}5\int_0^R\left(1 - \cos\frac{2\pi r}{R}\right)r^{-1}dr = 0{,}5S_1(2\pi);$$

$$I_3 = \int_0^R \sin\frac{2\pi}{R}\,r\,dr = 0;$$

$S_1(x)$ — табулированная функция, которая выражается через интегральный косинус от аргумента, т. е. $S_1[4\pi(m - 0{,}5)]$, откуда

$$U_p = \frac{\pi D}{16}\left(\frac{\pi A}{R}\right)^2[\pi^2 + 2S_1(2\pi)],$$

$$U_k = \pi M(\omega RA)^2\left(\frac{3}{16} - \frac{1}{\pi^2}\right), \qquad U_l = A\left(0{,}5 - \frac{2}{\pi^2}\right).$$

С учетом сжимаемого воздуха упругой энергии импеданс равен

$$Z = \frac{D\gamma_1}{\omega}\,\frac{205{,}6}{R^4} + j\left(1{,}95\,\omega M - \frac{205{,}6}{R^4}\,\frac{D}{\omega} - \rho c\operatorname{ctg}\varkappa L\right). \qquad (7)$$

Рассматривая импедансы (5) и (7), получаем резонансные частоты

$$\omega_{mn} = \frac{1}{S}\left(\frac{\bar{B}_{mn}D}{MC_{mn}}\right)^{1/2} + \left(\frac{c}{ML\bar{C}_{mn}}\right)^{1/2}, \qquad \omega_p = \frac{10{,}33}{R^2}\left(\frac{D}{M}\right)^{1/2}. \qquad (8)$$

Величины динамических характеристик жесткости $D = D_0(1 + j\gamma_1)$ и коэффициента потерь γ_1 определяются из выражений

$$D_0 = \frac{S^2}{B_{mn}}\left(\omega^2 M\bar{C}_{mn} - \frac{C}{L}\right), \qquad \gamma_1 = \frac{S^2 Z_{mn}}{B_{mn}D}\,\omega_p = \frac{S^2\omega_p R}{B_{mn}D}. \qquad (9)$$

Акустический импеданс круглой поршневой панели, основанный на теории потенциалов скорости и силы, действующей на сплошную панель, которая установлена на упругих связях, может быть решен [2] в виде значений формул (3)

$$\Phi = 0{,}5 V_0 k^{-1} \{H_0(2kR) - j[1 - I_0(kR)]\},$$

$$\int P dS = S V_0 \rho c \left[1 - \frac{I_1(2kR)}{kR} + j\frac{H_1(2kR)}{kR}\right],$$

$$\overline{P} = jk\rho C \frac{V_0}{2\pi} \int \frac{e^{-jkr}}{r} ds, \qquad S = \left(\frac{S_\text{п} - S_\text{п}}{S_\text{п}}\right)^2 S_\text{п}, \tag{10}$$

откуда

$$\frac{Z}{\rho c} = \left(\frac{S_\text{п} - S_\text{п}}{S_\text{п}}\right)^2 S_\text{п} \left\{\left[1 - \frac{I_1(2kR)}{kR} + \right.\right.$$

$$\left.\left. + j\left[\frac{H_1(2kR)}{2(kR)^2} - \operatorname{ctg} kL\right]\right]\right\} = R_\text{п} + j\omega m_r. \tag{11}$$

В случае низких частот:

$$R_r = \rho c S \left[1 - \frac{I_1(2kG)}{kR}\right] + \frac{S_\text{п} l_1}{S_\text{щ}} (2\omega\rho\rho)^{1/2};$$

$$m_r = \frac{\rho}{k} \frac{H_1(2kR)}{2(kR)^2}; \qquad M_r = S m_r \quad R_\text{п}.$$

Здесь

$$\int_0^z r I_0(z)\, dz = z I_1(z), \qquad \int_0^z z H_0(z)\, dz = z H_1(z), \qquad z = kR,$$

где I_0, I_1, H_0, $H_1(kR)$ — соответственно функции Бесселя и Струве нулевого и первого порядка; $m_r = 8R\rho/3\pi$; $S_\text{щ} = S_\text{п} - S_\text{п}$; V_0 — скорость падающей звуковой волны; $R(f)$, $Y(f)$ — сопротивление входного импеданса щелевого отверстия резонатора.

Теоретическое обоснование методики расчета акустических и динамических характеристик упругой связи рассмотрим на примере резонансного звукопоглотителя, имеющего цилиндрическую форму с податливой лицевой сплошной поршневой панелью, установленной на дискретных связях-пружинах высотой h, причем, входное отверстие выполнено в виде щелевого зазора δ по контуру панели на расстоянии L. Если поршневой панели сообщается смещение $x = x_0 \cos\omega t$ под действием атмосферного давления P_0, избыточное звуковое давление от сжатия равно $P_1 = P_0 x/L$. Отсюда следует вычесть потерю давления вследствие радиального смещения y, чтобы получить избыточное давление в любой точке слоя полости резонатора: $P = P_1 - P_2$.

Предполагая, что температура воздуха остается постоянной, в кольце щели входной сплошной податливой панели (радиусы огра-

вичивающих цилиндров которой равны r и $r+dr$) заключен объем воздуха $V=2\pi rpLdr$. Потеря воздуха вследствие радиального смещения равна: $dV=\frac{\partial}{\partial r}(3\pi rpLydr)$, поэтому результирующая потеря давления вследствие радиального смещения составляет

$$P=\left|\frac{P_0k_0}{L}-M_0(kR)\right|e^{j\omega t},\qquad P_1=P_0\left(\frac{y}{r}+\frac{\partial y}{\partial r}\right),$$
$$P_2=M_0(kR)e^{j\omega t}. \tag{13}$$

Градиент давления в какой-либо точке слоя равен $\frac{dP}{dr}=-\frac{dP}{dr}$. а P_2 меняется по закону $e^{j\omega t}$, т. е. $P_2=k_0P$. В этом случае значение инерционного импеданса приобретает вид

$$y(f)=j\left|\omega M_{n1}-\omega^{-1}\left(\frac{\varkappa P_0}{M_2L}+\frac{D}{M_{n1}R^2}\right)\right|,\quad \omega^2=\frac{D}{M_nR^2}+\frac{\varkappa P_0}{M_2L} \tag{14}$$

или

$$f_{mn}=\frac{1}{2\pi}\left|\frac{B_{mn}D}{A_{mn}R^2M_{n1}}+f_0^2\right|^{1/2},\qquad f_0=\frac{1}{2\pi}\left(\frac{\varkappa P_0}{M_2L}\right)^{1/2}.$$

Зная D, рассчитывают сдвиг фаз, активные и реактивные компоненты импеданса и коэффициенты потерь η по формулам

$$\varphi=\operatorname{arctg}\frac{\omega^2M_{n1}}{\eta_1(D-\omega^2M_{n1})},\qquad \eta_1=\frac{\omega R_1(f)}{D}. \tag{15}$$

где $M_{n1}=M_n+\frac{m}{3}$ — соответственно массы податливой панели и упругой связи: $M=\rho_nS_n\eta$, $m=\rho_mS_mh$; $M_1=\rho_nS_nl$; $M_2=M+M_m$; $M_m=\rho_mS_m(\eta+2\delta_0)$ — массы воздуха в резонирующей полости резонатора и в щели между податливой панелью и стенками резонатора, колебающаяся вместе с ней присоединенная масса окружающего воздуха с двухсторонней концевой поправкой $2\delta_0$; ρ_n, ρ_m, ρ_m — невозмущенная плотность воздуха, плотности податливой панели и материала упругой связи; S_n, S_m, S_m — площади податливой панели, сечения резонатора и щели; c_p, c_v — удельная теплоемкость при постоянном давлении и объеме (показатель адиабаты в воздухе при высоких частотах $\varkappa=\frac{c_p}{c_v}=1{,}4$ и $\varkappa=1$ при низких частотах); $\rho=1{,}29\cdot10^{-3}$ $г\cdot см^{-3}$; $P=10^5$ $Па$ — статическое давление; l, η — глубина полости и толщина податливой панели резонатора; h — высота упругих связей; L — относ податливой колебающейся панели $L=l+h$ ($\eta=0{,}8-1{,}2$ $см$, $h=1{,}5$, 2, 2,5 $см$, $L=5$, 10, 15, 20, 25, 30, 40 $см$).

Выражения для расчета импеданса и частотных характеристик (5), (7), (8) и (11) показывают, что сопротивление входного отверстия резонатора при низких частотах возрастает пропорционально квадрату частоты до значений, при которых $kr = 0{,}5$ или $2R = \lambda/6$ тогда как присоединенная масса остается постоянной. Сопротивление растет медленнее и достигает 0,8 своего максимального значения $kr = 2$ $(2R = 2\lambda/3)$, а присоединенная масса уменьшается обратно пропорционально квадрату частоты. Как только диаметр панели превышает длину волны, входное сопротивление асимптотически приближается к волновому сопротивлению ρc, которое образуется вследствие дифрагированных волн, возникающих на круговой границе входного щелевого отверстия резонатора.

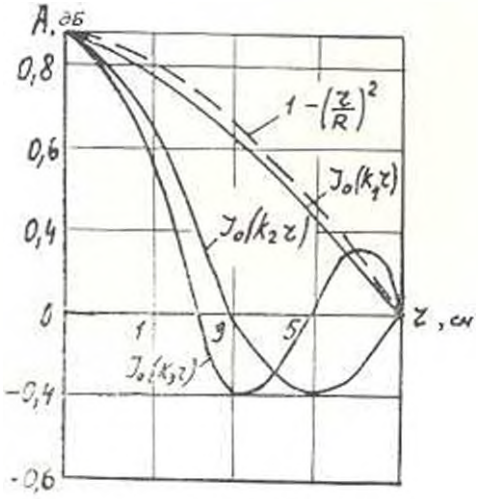

Рис. 1.

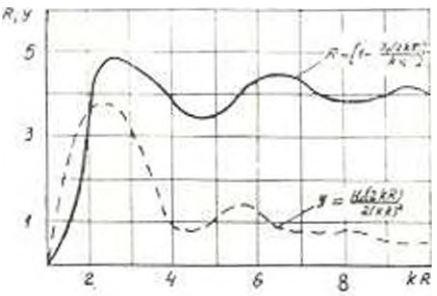

Рис. 2.

На рис. 1 представлены функции 1. $H(kr)$ поведения сплошной панели звуковой волны на резонатор. Функции рассмотрены в виде степенного ряда $\left|1 - \left(\frac{r}{R}\right)^2\right|$ для значений $0 < r < R$. Пунктирная кривая обозначает сечение параболоида, которое почти совпадает с

кривой $I_1(kR)$. Рассмотрим функции смещения $x = x_0 I_0(kr)$, когда $k = k_1$, k_2, k_3, $I_0(k, r)$, $I_0(k_2 r)$, и $I_0(k_3 r)$.

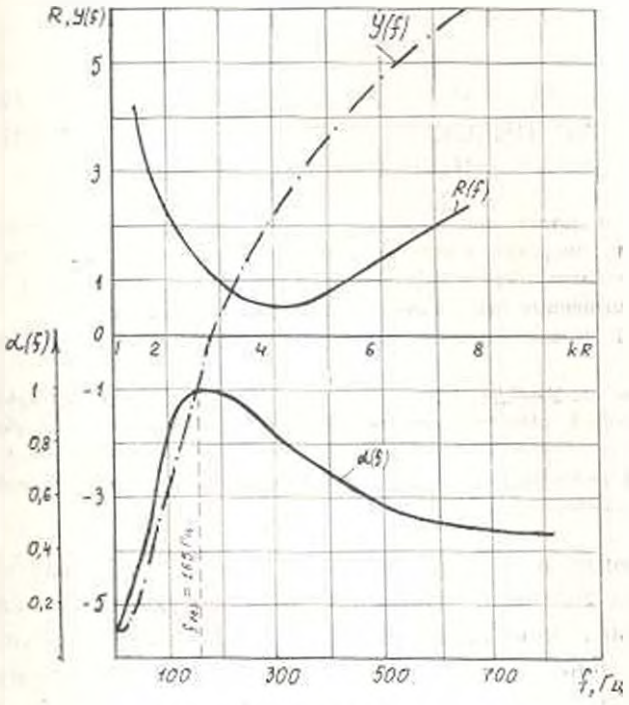

Рис. 3.

Если сравнить функции $R(f)$ и $Y(f)$ по формулам (11) (рис. 2, 3 — обе функции нанесены в зависимости от аргумента $kR = 1{,}2kr$), то наибольшее расхождение между $R_1(f)$ и $Y_1(f)$ равно, примерно 20% ($kR = 2.5$), для $Y_1(f)$ и $Y_2(f)$ оно равно 40% при $kR = 1{,}3$, а во всем остальном диапазоне частот дает погрешность, не превышающую допустимую ошибку акустических измерений.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. с. 1463884 СССР, МКИ³ Е04В 1/84. Резонансный звукопоглотитель/Ю. А. Гаспарян, Ю. М. Чудинов, Л. А. Борисов, С. А. Маргарян (СССР).—№ 4244867; Заяв. 31. 3. 87, Опубл. 7. 3. 1989, БИ № 9.—3 с.
2. *Скучик Е.* Основы акустики.—М.: Мир, 1976. Т. 2.—543 с.
3. *Борисов Л. А., Чудинов Ю. М., Гаспарян Ю. А.* Расчет импеданса звукопоглощающей конструкции на основе профилированной пленки//ДАН АрмССР.—1989.—Т. 88. № 5.—С. 25—31.

ЕрПИ им. К. Маркса

25. X. 1988