

## ОЦЕНКА ВИБРОИЗОЛЯЦИИ В МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ «ГИБКАЯ ВСТАВКА — ТРУБОПРОВОД — ВИБРОИЗОЛЯТОРЫ ПОДВЕСКИ»

При проектировании трубопроводных систем практически всегда встает вопрос о снижении вибрационной нагрузки, передаваемой от виброактивных элементов (насосные агрегаты, компрессоры и т.д.) через трубопроводы на основание. При этом, как правило, при разводке труб один конец подключается к источнику вибраций через гибкие элементы (сильфоны, эластичные компенсаторы, патрубки), а трубопровод устанавливается на подвесках с виброизоляторами.

В работе рассмотрены вопросы расчета механических сопротивлений гибких вставок, трубопровода и виброизоляторов подвесок, а также аналитические зависимости и результаты численного расчета передаваемых на основание усилий и излучаемой мощности в зависимости от частоты.

На графических материалах представлены частотные характеристики усилий на основание и вибрационной мощности в зависимости от параметров рассматриваемой механической системы.

**Ключевые слова:** механическая система, виброактивный агрегат, мощность, трубопровод, механическое сопротивление, виброизолятор.

**Введение.** В настоящее время остаётся актуальной задача снижения уровня вибрационной энергии, передаваемой трубопроводной системой на основание.

В практике прокладки трубопровода один конец присоединяется, например, к насосному агрегату через гибкие вставки (патрубки, сильфоны, эластичные компенсаторы), а трубопровод устанавливается на подвесках с виброизоляторами.

Известно [1], что определяющий вклад в интегральный уровень передаваемой вибрационной энергии вносит ближайшая к виброактивному агрегату подвеска трубопровода.

**Постановка задачи.** Для оценки передаваемого усилия на корпус и излучаемой колебательной мощности при однонаправленных колебаниях через патрубок, участок трубопровода и виброизолятор подвески принята расчётная схема, показанная на рис. 1.

В первом приближении принято допущение, что взаимовлияние передачи колебательной энергии через корпус отсутствует.

Введём, в соответствии с [2], следующие обозначения:

$Z_{3,10}^n(\omega) = \frac{F_{\text{вых}}^n}{\dot{X}_{\text{вх}}^n}$  — передаточное сопротивление патрубка;

$F_{\text{вых}}^n$  — усилие на выходном фланце патрубка;

$Z_{3,3}^n(\omega) = \frac{F_{\text{вх}}^n}{\dot{X}_{\text{вх}}^n}$  — входное сопротивление патрубка;

$F_{\text{вх}}^n$  — усилие на входном фланце.

По аналогии вводятся механические сопротивления участка трубопровода, виброизолятора подвески и фундамента (корпуса).

$Z_{3,3}^{\text{тп}}(\omega) = \frac{F_{\text{вх}}^{\text{тп}}}{\dot{X}_{\text{вх}}^{\text{тп}}}$  — входное сопротивление трубопровода;

$Z_{\text{вх}}^{\text{в}}(\omega) = \frac{F_{\text{вх}}^{\text{в}}}{\dot{X}_{\text{вх}}^{\text{в}}}$  — входное сопротивление виброизолятора подвески;

$Z_{\text{пер}}^{\text{в}}(\omega) = \frac{F_{\text{вх}}^{\text{в}}}{\dot{X}_{\text{вх}}^{\text{в}}}$  — передаточное сопротивление виброизолятора подвески;

$Z_{\text{вх}}^{\text{ф}}(\omega) = \frac{F_{\text{вх}}^{\text{ф}}}{\dot{X}_{\text{вх}}^{\text{ф}}}$  — входное сопротивление фундамента;

$\dot{X}_{\text{вх}}^{\text{тп}}, \dot{X}_{\text{вх}}^{\text{в}}, \dot{X}_{\text{вх}}^{\text{ф}}$  — вибрационные скорости на входе трубопровода, виброизолятора и фундамента соответственно.

Если учесть, что  $\dot{X}_{\text{вх}}^{\text{в}} = \dot{X}_{\text{вх}}^{\text{тп}} = \dot{X}_{\text{вх}}^{\text{н}}$  и усилие на выходном фланце патрубка уравновешивается входными усилиями трубопровода и виброизолятора, то можно записать:

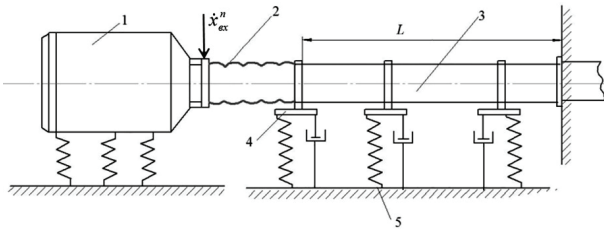


Рис. 1. Расчетная схема с учетом расположения виброизоляторов подвески:  $\dot{x}_{вх}^n$  — вибрационная скорость на входном фланце патрубка; 1 — виброактивный механизм; 2 — патрубок; 3 — трубопровод; 4 — виброизолятор подвески; 5 — корпус

$$Z_{3,10}^n \dot{x}_{вх}^n + Z_{3,3}^n \dot{x}_{вых}^n = F_{вх}^{TP} + F_{вх}^B, \quad (1)$$

или

$$\begin{aligned} Z_{3,10}^n \dot{x}_{вх}^n + Z_{3,3}^n \dot{x}_{вых}^n &= \\ &= Z_{3,3}^{TP} \cdot \dot{x}_{вх}^{TP} + Z_{вх}^B \cdot \dot{x}_{вх}^B + Z_{пер}^B \cdot \dot{x}_{\phi}^B. \end{aligned} \quad (2)$$

Учитывая также, что

$$F_{вых}^B = -Z_{пер}^B \cdot \dot{x}_{вх}^B - Z_{вых}^B \dot{x}_{вых}^B = F_{вх}^{\phi} = Z_{вх}^{\phi} \cdot \dot{x}_{вх}^{\phi}. \quad (3)$$

Из системы уравнений (2) и (3) можно записать:

$$\dot{x}_{вх}^n = \left[ \frac{(Z_{пер}^B)^2 - (Z_{3,3}^{TP} + Z_{вх}^B - Z_{3,3}^n)(Z_{вых}^B + Z_{вх}^{\phi})}{Z_{пер}^B \cdot Z_{3,10}^n} \right] \cdot \dot{x}_{\phi}^B. \quad (4)$$

Для коэффициента виброизоляции  $K(\omega) = \frac{\dot{x}_{\phi}^B}{\dot{x}_{вх}^n}$  получим выражение

$$K(\omega) = \frac{Z_{пер}^B \cdot Z_{3,10}^n}{(Z_{пер}^B)^2 - (Z_{3,3}^{TP} + Z_{вх}^B - Z_{3,3}^n)(Z_{вых}^B + Z_{вх}^{\phi})}. \quad (5)$$

Если принять, что фундамент имеет бесконечное сопротивление, то для усилия, передаваемого на фундамент из (2), (3) получим:

$$F_{вх}^{\phi} = -\frac{Z_{пер}^B \cdot Z_{3,10}^n}{Z_{вх}^B + Z_{3,3}^{TP} - Z_{3,3}^n} \cdot \dot{x}_{вх}^n, \quad (6)$$

а для механического сопротивления  $Z(\omega) = \frac{F_{вх}^{\phi}}{\dot{x}_{вх}^n}$  рассматриваемого участка трубопровода имеем:

$$Z(\omega) = -\frac{Z_{пер}^B \cdot Z_{3,10}^n}{Z_{вх}^B + Z_{3,3}^{TP} - Z_{3,3}^n}. \quad (7)$$

**Теория.** Исследование виброизоляционных свойств упругих вставок в трубопроводную систему с учётом наличия в них жидкости является актуальной задачей. Если исследование ограничено диапазоном частот, в котором распространяются только плоские волны, а фланцы патрубков считаются недеформируемыми, то матрица сопротивлений будет иметь размерность  $14 \times 14$  [2].

В работе рассмотрены частотные характеристики механических сопротивлений при изгибных колебаниях прямооточного резинокордного патрубка, при этом расчёт производится по приближённой теории балочной модели [3–6].

Необходимо отметить, что использование балочной модели предполагает знание инерционно-

жесткостных характеристик упругой части патрубка.

В диапазоне частот до 1000 Гц применимость балочной модели, как это показано в [2], позволяет использование уравнения С. П. Тимошенко, учитывающего сдвиговые деформации и инерцию вращения сечения:

$$EJ \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \omega^2 \rho J \left[ 1 + \frac{E}{\mu G} \right] \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \left( \rho S \omega^2 - \frac{\rho^2 J \omega^2}{\mu G} \right) w = 0, \quad (8)$$

где  $G$  — модуль сдвига;  $E$  — модуль Юнга;  $J$ ,  $S$  — момент инерции и площадь поперечного сечения;  $\rho$  — плотность материала патрубка;  $\omega$  — круговая частота;  $\mu$  — коэффициент формы сечения.

Для сечения в форме кольца  $\mu$  определяется по выражению [7]:

$$\mu = \frac{6(1+\nu)(1+n^2)^2}{(7+6\nu)(1+n^2)^2 + (20+12\nu)n^2}, \quad (9)$$

где  $n$  — отношение внутреннего диаметра к внешнему;  $\nu$  — коэффициент Пуассона материала балки.

Решение уравнения (8) при граничных условиях

$$w_{x=0} = \frac{\partial w}{\partial x} \Big|_{x=0} = \frac{\partial w}{\partial x} \Big|_{x=L} = 0, \quad EJ \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} \Big|_{x=L} = F_0$$

позволило определить частотные характеристики механических сопротивлений упругой части патрубков и трубы (без учёта массы фланцев) для изгибных колебаний.

Частотные характеристики механических сопротивлений упругой части патрубков (без учёта массы фланцев) для изгибных колебаний имеют вид [2]:

$$\begin{cases} Z_{3,3}^n(f) = z_0(f) \cdot \frac{(kL_n)^3}{\Delta} \left[ \sin(kL_n) \operatorname{ch}(kL_n) + \right. \\ \left. + \cos(kL_n) \cdot \operatorname{sh}(kL_n) \right], \\ Z_{3,10}^n(f) = -z_0(f) \cdot \frac{(kL_n)^3}{\Delta} [\sin(kL_n) + \operatorname{sh}(kL_n)] \end{cases}, \quad (10)$$

$$z_0(f) = \frac{EJ(1+j \cdot \eta)}{j\omega \cdot L^3}; \quad k = \sqrt[4]{\frac{m\omega^2}{EJ(1+i \cdot \eta)}}, \quad \omega = 2\pi f;$$

$$m = \frac{M}{L} + \frac{\pi d^2}{4} \cdot \rho_f \text{ — погонная масса патрубка;}$$

$$\Delta = 1 - \cos(k \cdot L) \cdot \operatorname{ch}(k \cdot L);$$

$$L_n \text{ — длина упругой части патрубка,}$$

где  $\rho_f$  — плотность жидкости внутри патрубка;  $M$  — масса упругой части патрубка;  $d$  — внутренний диаметр патрубка;  $\eta$  — коэффициент потерь.

Для расчёта механических сопротивлений гибкой вставки и участка трубы кроме их размеров необходимо знать величину жесткости поперечного сечения при изгибе  $EJ$  и коэффициента потерь.

Для предварительной оценки механического сопротивления при изгибе в данной работе предложено определять  $EJ$  по теории сетчатых оболочек.

Известно [8, 9], что для резинокордной гибкой вставки, нагруженной внутренним давлением, жесткость поперечного сечения при изгибе определяется по выражению:

$$E \cdot J = \frac{5}{4} \pi r^4 \cdot p + 3\pi G h_{np} \cdot r^3, \quad (11)$$

где  $p$  — давление;  $G$  — модуль сдвига резины;  $h_{np}$  — приведённая толщина стенки гибкой вставки;  $r = \frac{d}{2}$ .

Приведённая толщина, в соответствии с [4], вычисляется следующим образом:

$$h_{np} = h + nd_1(k-1), \quad (12)$$

где  $h$  — толщина стенки;  $n$  — полное число слоёв корда;  $d_1$  — диаметр поперечного сечения нити корда;  $t$  — расстояние между соседними нитями корда

по нормали;  $k = \frac{1}{d_1} \left[ \frac{2}{\sqrt{1 - \left(\frac{d_1}{t}\right)^2}} \arctg \sqrt{\frac{t + d_1}{t - d_1} - \frac{\pi}{2}} \right]$ .

Частотные характеристики механических сопротивлений трубы с жидкостью для изгибных колебаний определяются аналогично механическим сопротивлениям патрубка по балочной модели в соответствии с выражениями (10) с заменой индексов трубы.

Будем полагать, что виброизолятор подвески, состоящий из упругого элемента с коэффициентом жёсткости  $C$  и с коэффициентом вязкого трения  $b$ , нагружен массой  $m_0 = m_1 + m_2$ , где  $m_1$  — масса фланца,  $m_2$  — приведённая масса участка трубы как консольно закреплённой балки.

Приближённое выражение для  $m_3$  можно получить, вычисляя основную частоту  $\omega_0$  собственных колебаний консольной балки длиной  $L$  и массой  $m_1$  на свободном конце [10–12]:

$$\omega_0^2 = \frac{3EJ}{\left[ \frac{33L}{140g} + m_1 \right] L^3}, \quad (13)$$

где  $E$  — модуль Юнга материала балки;  $J$  — момент инерции поперечного сечения.

Из (13) следует, что

$$m_2 \approx 0,335 M,$$

где  $M$  — масса трубы.

Для расчёта усилия, передаваемого на корпус от вибраций входного фланца патрубка, примем, что корпус имеет бесконечное сопротивление. В этом случае

$$F_{\Phi}^{B\Phi} = - \frac{Z_{nep}^B \cdot Z_{3,10}^n}{Z_{B\Phi}^B + Z_{3,3}^{TP} + Z_{3,3}^n} \cdot \dot{x}_{B\Phi}^n.$$

Для оценки мощности  $P(\omega)$ , излучаемой в корпус (фундамент) через виброизолятор подвески, для принятой расчётной схемы, можно, в соответствии с методологией работы [2], записать:

$$P(\omega) = \left( \dot{x}_{\Phi \text{ эф}} \right)^2 \operatorname{Re} Z_{B\Phi}^{\Phi}, \quad (14)$$

где  $\dot{x}_{\Phi \text{ эф}} = |\dot{x}_{\Phi}|$  — вибрационная скорость фундамента;  $\operatorname{Re} Z_{B\Phi}^{\Phi}$  — реальная часть входного сопротивления фундамента.

Если учесть, что

$$\dot{x}_{\Phi} = - \frac{Z_{nep}^B}{Z_{B\Phi}^{\Phi} + Z_{B\Phi}^B} \cdot \dot{x}_{B\Phi}^B,$$

$$\dot{x}_{B\Phi}^B = - \frac{Z_{3,10}^n}{Z_{B\Phi}^B + Z_{3,3}^{TP} + Z_{3,3}^n} \cdot \dot{x}_{B\Phi}^n,$$

то для  $P(\omega)$  получим выражение:

$$P(\omega) = \left| \frac{Z_{nep}^B}{Z_{B\Phi}^{\Phi} + Z_{B\Phi}^B} \right|^2 \cdot \left| \frac{Z_{3,10}^n}{Z_{B\Phi}^B + Z_{3,3}^{TP} + Z_{3,3}^n} \right|^2 \cdot \left( \dot{x}_{B\Phi}^n \right)^2 \cdot \operatorname{Re} Z_{B\Phi}^{\Phi}, \quad (15)$$

Для сопротивлений виброизолятора и фундамента примем следующие выражения:

$$\left. \begin{aligned} Z_{nep}^B &= Z_{B\Phi}^B = \frac{C_B(\eta_B - i)}{\omega} = m_0 \frac{\omega_0^2}{\omega} (\eta_B - i) \\ Z_{B\Phi}^{\Phi} &= \frac{C_{\Phi}(\eta_{\Phi} - i)}{\omega} \\ Z_{B\Phi}^B &= m_0 \left[ \left( \omega - \frac{\omega_0^2}{\omega} \right) i + \frac{\omega_0^2}{\omega} \eta_B \right] \end{aligned} \right\}, \quad (16)$$

где  $C_B, C_{\Phi}$  — коэффициенты жёсткости;  $\eta_B, \eta_{\Phi}$  — коэффициенты потерь;  $\omega_0$  — частота собственных колебаний виброизолятора подвески;  $m_0$  — масса фланца и приведённая масса трубы.

При исследовании механических сопротивлений при изгибных колебаниях патрубка и участка трубы с жидкостью диапазон рассматриваемых частот ограничен 1000 Гц, при котором распространяются только плоские волны, а фланцы считаются абсолютно жёсткими [2, 13].

Согласно ОСТ 5.5364-78, расстояние  $l$  между подвесками для судовых трубопроводов при креплении к внутрикорпусным конструкциям должно составлять:

Диаметр трубы	Расстояние в мм
20–50	600
65–80	800
100–150	1200
200–400	1600

Вследствие этого для ПТАКСС 40/50-150 с номинальной нагрузкой 40 кгс и частотой собственных колебаний 26 Гц можно принять  $l = 1000$  мм.

В первом приближении будем полагать, что жёсткость трубы при изгибе много больше жёсткости виброизоляторов подвески, перемещение малое и рассматривается область низких частот. В этом случае входное сопротивление  $Z_{3,3}^{TP}$  участка трубы с рядом равномерно расположенных через расстояние  $l$  и имеющих одинаковые характеристики виброизоляторов подвесок в первом приближении можно представить в виде суммы:

$$Z_{33}^{TP} = Z_{330}^{TP} + \sum_{i=1}^n Z_{B\Phi}^B, \quad (17)$$

где  $Z_{330}^{TP}$  — входное сопротивление участка трубы без виброизоляторов подвесок;  $Z_{B\Phi}^B$  — входное сопротивление виброизолятора подвески;

$$\sum_{i=1}^n Z_{B\Phi}^B = Z_{B\Phi}^{B_1} + \frac{n+1}{2} Z_{B\Phi}^B.$$

При допущении, что масса трубы и фланца равномерно распределена между подвесками, а статическая нагрузка и собственные частоты соответствуют ОСТ-5.5364-78, при расчёте передачи усилия на основание необходимо записать выражение:

$$F_{\phi}^{Bx}(\omega) = \frac{\left[ Z_{nep}^{B_1} + Z_{nep}^B \left( \frac{n+1}{2} \right) \right] \cdot Z_{3,10}^n}{Z_{nep}^{B_1} + Z_{330}^{TP} + \left( \frac{n+1}{2} \right) Z_{Bx}^B + Z_{3,3}^n} \cdot \dot{x}_{Bx}^n \quad (18)$$

Соответственно, для излучаемой в корпус вибраторной мощности получим:

$$P(\omega) = \left| \frac{Z_{nep}^{B_1} + Z_{nep}^B \left( \frac{n+1}{2} \right)}{Z_{nep}^{B_1} + Z_{Bx}^B + Z_{Bx}^B \left( \frac{n+1}{2} \right)} \right|^2 \times \left| \frac{Z_{3,10}^n}{Z_{330}^{TP} + \left( \frac{n+1}{2} \right) Z_{Bx}^B + Z_{3,3}^n + Z_{nep}^{B_1}} \right|^2 \cdot (\dot{x}_{Bx}^n)^2 \cdot \operatorname{Re} Z_{Bx}^B \quad (19)$$

Для механического сопротивления рассматриваемого участка трубопровода с рядом одинаковых подвесок можно записать:

$$Z(\omega) = - \frac{\left[ Z_{nep}^{B_1} + Z_{nep}^B \left( \frac{n+1}{2} \right) \right] \cdot Z_{3,10}^n}{Z_{nep}^{B_1} + Z_{Bx}^B \cdot \left( \frac{n+1}{2} \right) + Z_{330}^{TP} + Z_{3,3}^n} \quad (20)$$

Известно [1], что наибольшая доля вибрационной энергии излучается в корпус через ближайшую к патрубку подвеску с  $Z_{nep}^{B_1}$  и  $Z_{Bx}^{B_1}$  и имеющую малую жёсткость. Если предположить, что  $Z_{nep}^{B_1} \leq Z_{nep}^B \cdot \frac{n+1}{2}$  и  $Z_{Bx}^{B_1} \leq Z_{Bx}^B \cdot \frac{n+1}{2}$ , то передача усилия и излучаемая мощность будут обеспечиваться через последующие подвески с большей жёсткостью. Следовательно, для улучшения вибрационных характеристик в механической системе «патрубок – трубопровод – виброизоляторы подвесок» все виброизоляторы должны иметь одинаковую малую жёсткость.

В соответствии с выражениями (18), (19), (20) составлена программа в среде Matcad [14] и построены зависимости силы, мощности и сопротивления механической системы «патрубок – участок трубопровода – виброизолятор подвески» от параметров системы.

Для участка трубопровода в качестве примера были взяты следующие параметры:  $d_{tp} = 50$  мм;  $D_{tp} = 60$  мм;  $L_{tp} = 10$  м;  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Па;  $m_1 = 10$  кг;  $\eta_{tp} = 0,02$ ;  $J_{tp} = 0,05 (D_{tp}^4 - d_{tp}^4)$ .

Вибрационная скорость на входном фланце гибкой вставки для расчётов взята в соответствии с допустимой амплитудой вибрации насосов по ГОСТ 33388-3013 (табл. 1).

Величина вибрационной скорости рассчитана по формуле  $V = S_a \cdot 2\pi f$  и показана на рис. 2. За пределами регламентированного диапазона величина скорости принята постоянной [15].

При расчёте приняты следующие параметры:

$r = 2,8 \cdot 10^{-3}$  м — внутренний радиус патрубка;

$L = 5$  м — длина трубы;

$D = 0,06$ ;  $d = 0,05$  — наружный и внутренний диаметры трубы;

$\eta = 0,02$  — коэффициент потерь в материале трубы (стали);

$\rho = 7,8 \cdot 10^3$  — плотность материала трубы (стали);

$m_1 = 10$  кг — масса фланца;

$\omega_0 = 2\pi \cdot 10$  — собственная частота колебаний виброизолятора подвески;

$\chi = 0,2$  — коэффициент затухания подвески;

Таблица 1

Допустимая амплитуда вибрации насосов

Частота вращения вала $f$ , Гц	До 12,5	От 12,5 до 16,5	От 16,5 до 25	От 25 до 50	Свыше 50
Допустимая амплитуда вибрации $S_a$ , мкм	120	100	80	60	50
Вибрационная скорость $V = S_a \times 2\pi f$ , мм/с	9,425	10,367	12,566	18,850	18,850

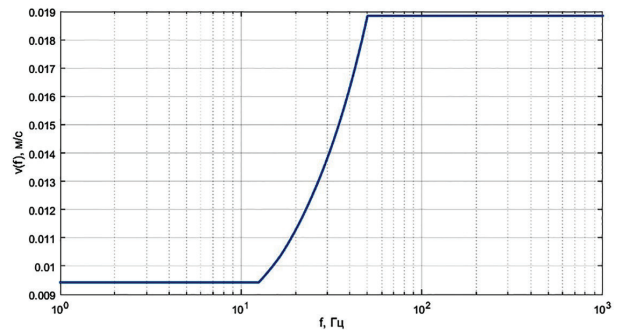


Рис. 2. Вибрационная скорость на фланце виброактивного механизма

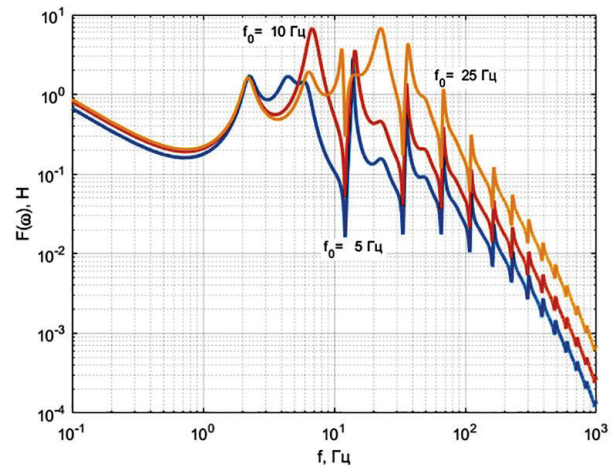


Рис. 3. Сила на фундаменте при изменении собственной частоты виброизолятора

$c_2 = 10^7$  — коэффициент жесткости фундамента;  
 $\eta = 0,01$  — коэффициент потерь фундамента;  
 $L_3 = 1$  м — длина патрубка;  
 $h_3 = 0,021$  — приведенная толщина патрубка;  
 $M_3 = 10$  — масса упругой части патрубка;  
 $P = 10^6$  — давление жидкости;  
 $\rho_0 = 10^3$  — плотность среды;  
 $E = 2 \cdot 10^{11}$  — модуль Юнга материала трубы (стали).

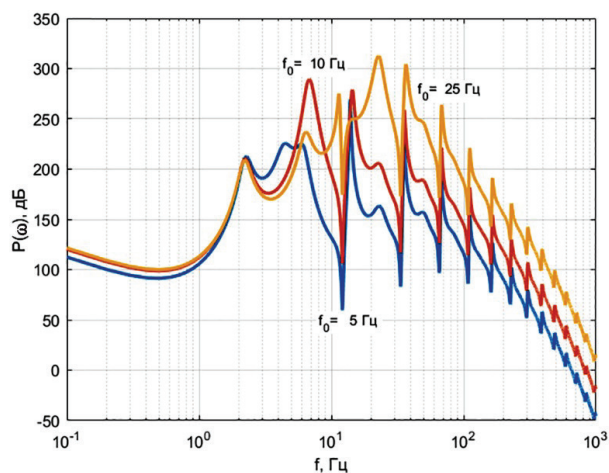


Рис. 4. Колебательная мощность при изменении собственной частоты виброизолятора при  $l = 5$  м

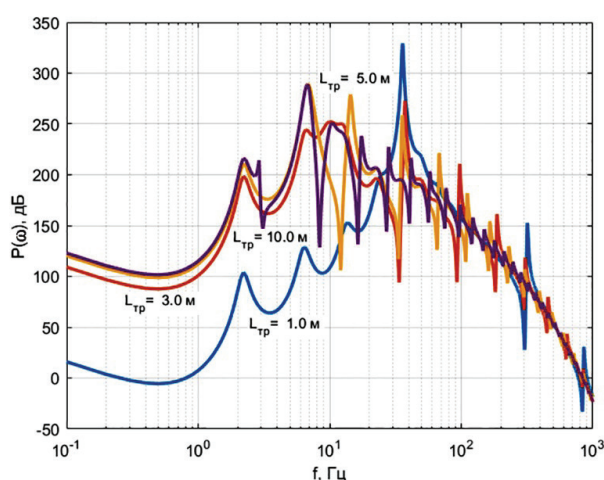


Рис. 5. Колебательная мощность при изменении длины трубы

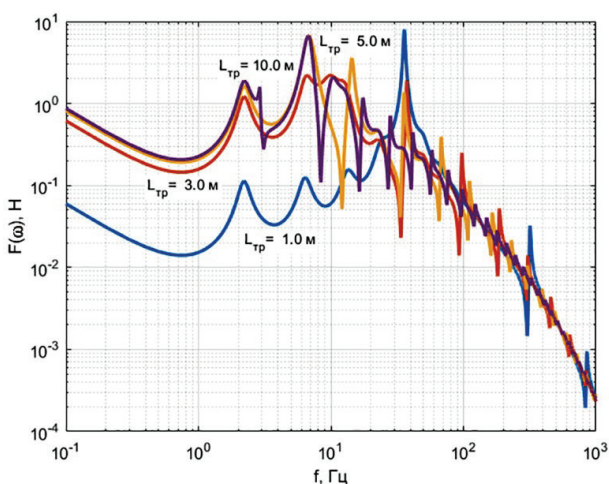


Рис. 6. Сила на фундаменте при изменении длины трубы  $f_0 = 10$  Гц

Частотные характеристики передачи усилия на основание приведены на рис. 3–6.

**Заключение.** Результаты расчётов и анализ полученного графического материала показали:

— влияние характеристик патрубков на виброакустические свойства трубопроводной системы

существенно зависят от условий их применения (длина и способ закрепления участка трубопровода, количество и характеристики виброизоляторов подвесок);

— учитывая, что в настоящее время ведутся интенсивные работы по созданию перспективных подвесок судовых трубопроводов с пониженными жёсткостями, то при использовании их в системе трубопроводов при назначении величин механических сопротивлений патрубков верхняя частота диапазона частот, для которых регламентирована величина сопротивления, может быть менее 26 Гц;

— для уменьшения усилия, передаваемого на основание, характеристики виброизолятора 1-ой подвески должны быть согласованы с механическими сопротивлениями гибкой вставки и условиями закрепления трубопровода.

Необходимо также отметить, что минимум 1-ой волны частотной характеристики сопротивления гибкой вставки лежит в области частот 1–3 Гц, вследствие чего виброизолятор подвески должен быть низкочастотным, построенным, например, на пневматических резинокордных элементах.

#### Библиографический список

1. Попков С. В., Безъязычный В. В., Попков В. И., Кузнецов Н. А. Распространение колебательных мощностей в инженерных конструкциях // Сессия Научного совета по акустике РАН: сб. тр. научной конференции РАН и XXIV сессии Российского акустического общества. Саратов, 2012. С. 164–170.
2. Попков В. И., Попков С. В. Колебания механизмов и конструкций. СПб.: Сударья, 2009. 490 с. ISBN 978-5-88718-060-9.
3. Трибельский И. А., Шалай В. В., Зубарев А. В. [и др.]. Расчётно-экспериментальные методы проектирования сложных резинокордных конструкций: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2011. 238 с. ISBN 978-5-8149-1077-6.
4. Попков В. И. Амортизирующие крепления механизмов и трубопроводов с гибкими вставками с жидкостью // Судостроение. 2010. № 1. С. 47–49.
5. Ионов А. В. Средства снижения вибрации и шума на судах. СПб.: ЦНИИ им. акад. Крылова А. Н. 2000. 348 с. ISBN 5-900703-53-3.
6. Зверков Б. В., Костовецкий Д. Л., Кац Ш. Н. [и др.]. Расчет и конструирование трубопроводов: справ. пособие. Л.: Машиностроение, 1979. 246 с.
7. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. М.: Машиностроение, 1985. 472 с.
8. Расчёты на прочность в машиностроении. В 3 т. / Под ред. С. Д. Пономарёва. М.: Машгиз, 1958. Т. 2. 760 с.
9. Кузнецов Ю. И., Щепеткова Н. М. Расчет нагрузочной характеристики и жесткости пневмоэлемента с резинокордным рукавом // Производство и использование эластомеров. Научно-технические достижения и передовой опыт: информ. сб. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1990. № 5. С. 36–38.
10. Федосьев В. И. Сопротивление материалов. Изд. 13-е, стер. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. 590 с. ISBN 5-7038-2699-3.
11. Тимошенко С. П., Войновский-Кригер С. Пластины и облочки. М.: ГИФМЛ, 1963. 636 с.
12. Ю. А. Бурьян, М. В. Силков, Д. О. Бабичев, Ю. Ф. Галуза. Оценка эффективности виброизоляции объектов при использовании в их опорах пневмопружины на базе резинокордных оболочек с дополнительными объемами // Омский научный вестник. 2016. № 3 (147). С. 17–19.
13. Прокофьев А. Б., Шахматов Е. В., Миронова Т. Б. Математическая модель колебаний трубопроводов от действия пульсирующего потока жидкости // Судостроение. 2011. № 2. С. 39–42.

14. Кирьянов Д. В. Самоучитель MathCAD 2001. СПб.: БХБ-Петербург, 2002. 544 с. ISBN 5-94157-062-7.

15. Пальников О. В., Пименов И. К., Ягло М. А. Идентификация путей распространения шума и вибраций от насосного оборудования жилого дома // XXVII сессия Российского акустического общества, посвященная памяти ученых-акустиков, Санкт-Петербург, 16–18 апреля. СПб., 2014. С. 5–8.

**БУРЬЯН Юрий Андреевич**, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Основы теории механики и автоматического управления» Омского государственного технического университета.

SPIN-код: 8395-0034

AuthorID (РИНЦ): 520699

AuthorID (SCOPUS): 56503883300

**ЗУБАРЕВ Александр Викторович**, кандидат технических наук, генеральный директор Федерального научно-производственного центра «Прогресс» (ФНПЦ «Прогресс»), г. Омск.

SPIN-код: 3360-4585

AuthorID (РИНЦ): 5667093

**ПОЛЯКОВ Сергей Николаевич**, кандидат технических наук, доцент (Россия), научный сотрудник лаборатории № 120 ФНПЦ «Прогресс», г. Омск.

SPIN-код: 3035-9506

AuthorID (РИНЦ): 686024

AuthorID (SCOPUS): 56711685000

Адрес для переписки: burian@omgtu.ru

#### Для цитирования

Бурьян Ю. А., Зубарев А. В., Поляков С. Н. Оценка виброизоляции в механической системе «гибкая вставка–трубопровод–виброизоляторы подвески» // Омский научный вестник. 2020. № 6 (174). С. 9–14. DOI: 10.25206/1813-8225-2020-174-9-14.

Статья поступила в редакцию 19.10.2020 г.

© Ю. А. Бурьян, А. В. Зубарев, С. Н. Поляков