

**O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI OLIY TA’LIM, FAN VA INNOVATSIYALAR
VAZIRLIGI**

**MIRZO ULUG‘BEK NOMIDAGI O‘ZBEKISTON MILLIY UNIVERSITETINING
JIZZAX FILIALI**



**RAQAMLI JAMIYATDA FAN VA TA’LIMNING INTEGRATSIYALALASHUVI:
MATEMATIKA, IQTISOD, PEDAGOGIKA VA PSIXOLOGIYANING YANGI
YONDASHUVLARI**
mavzusidagi Respublika ilmiy-texnik anjuman materiallari to‘plami
(2026-yil 20-21-aprel)

JIZZAX-2026

Raqamli jamiyatda fan va ta’limning integratsiyalalashuvi: matematika, iqtisod, pedagogika va psixologiyaning yangi yondashuvlari. Respublika ilmiy-texnik anjuman materiallari to’plami – Jizzax: O‘zMU Jizzax filiali Amaliy matematika kafedrası, 2026-yil 20-21-aprel 505-bet.

Respublika miqyosidagi ilmiy-texnik anjuman materiallarida zamonaviy kompyuter ilmlari va muhandislik texnologiyalari sohasidagi innovatsion tadqiqotlar aks etgan.

Globallashuv sharoitida davlatimizni yanada barqaror va jadal sur’atlar bilan rivojlantirish bo’yicha amalga oshirilayotgan islohotlar samarasini yaxshilash sohasidagi ilmiy-tadqiqot ishlariga alohida e’tibor qaratilgan. Zero iqtisodiyotning, ijtimoiy sohalarini qamrab olgan modernizatsiya jarayonlari, hayotning barcha sohalarini liberallashtirishni talab qilmoqda.

Ushbu ilmiy ma’ruza tezislari to’plamida mamlakatimiz va xorijlik turli yo’nalishlarda faoliyat olib borayotgan mutaxassislar, olimlar, professor-o’qituvchilar, ilmiy tadqiqot institutlari va markazlarining ilmiy xodimlari, tadqiqotchilari, magistr va talabalarning ilmiy-tadqiqot ishlari natijalari mujassamlashgan.

Mas’ul muharrirlar: DSc.prof. Turakulov O.X., t.f.n., dots. Baboyev A.M.

Tahrir hay’ati a’zolari: p.f.d.(DSc), prof. Turakulov O.X., t.f.n., dots. Tovboyev, t.f.n., dots. Baboyev A.M., t.f.f.d.(PhD), prof. Abduraxmanov R.A., p.f.f.d.(PhD) Eshankulov B.S., p.f.n., dots. Alimov N.N., p.f.f.d.(PhD), dots. Alibayev S.X., t.f.f.d.(PhD), dots. Abdumalikov A.A, p.f.f.d.(PhD) Hafizov E.A., f.f.f.d.(PhD), dots. Sindorov L.K., t.f.f.d.(PhD), dots. Nasirov B.U., b.f.f.d. (PhD) O’ralov A.I., p.f.n., dots. Aliqulov S.T., t.f.f.d.(PhD) Kuvandikov J.T., i.f.n., dots. Tsoy M.P., Sharipova S.F., Jo’rayev M.M.

Mazkur to’plamga kiritilgan ma’ruza tezislarning mazmuni, undagi statistik ma’lumotlar va me’yoriy hujjatlarning to’g’riligi hamda tanqidiy fikr-mulohazalar, keltirilgan takliflarga mualliflarning o’zlari mas’uldirlar.

основанием установлен датчик силы D , преобразующий силу, действующую на плиту в управляющий сигнал (напряжение u на зажимах катушки).

Система описывается уравнениями[5]:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 - c_2 (x_2 - x_1) + b_1 \dot{x}_1 &= Q - F; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 (x_2 - x_1) + b_2 \dot{x}_2 &= F, \\ L \frac{di}{dt} + Ri - U + Bl(x_2 - x_1) &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Первые два уравнения системы (1) характеризуют движение масс m_1 и m_2 , третье – электродинамическое равновесие в цепи подвижной катушки вибратора. В этих уравнениях x_1 и x_2 – абсолютные координаты масс; $Q=Q(t)$ – внешняя возмущающая сила; i – ток в цепи обмотки управления электродинамического вибратора; $F=F(i)$ – пондеромоторная сила в зависимости от тока в обмотке; L, R – индуктивность и активное сопротивление обмотки управления; U – напряжение на обмотке подвижной катушки.

ЛИТЕРАТУРА

1. К. В. Фролов, Ф. А. Фурман Прикладная теория виброзащитных систем. □ М.: Машиностроение, 1980. – 276 с.
2. М. З. Коловский Автоматическое управление виброзащитными системами. М.: Наука, 1976.-317с.
3. Электродинамические вибраторы/ М.Д. Генкин [и др.]. М.: Машиностроение, 1975. – 96 с.
4. М. Д. Генкин, В. Г. Елезов, В. В. Яблонский, Э. Л. Фридман. Развитие методов виброгашения // Методы виброизоляции машин и присоединенных конструкций. □ М.: Наука, 1975. – С. 58-66.
5. Ibodov, N., & Nasimov, A. (2022). ВЕКТОРНЫЕ ПОЛЯ, ИХ ИНТЕГРАЛЬНЫЕ КРИВЫЕ И ПОТОК. *Science and innovation*, 1(A7), 615-617.
6. З.И. Болтаев, Г.Т. Мирзоева "О собственных колебаниях цилиндрической оболочки в безграничной вязкоупругой среде" Международная научно-техническая конференция "Инновации в строительстве, сейсмическая безопасность зданий и сооружений" Наманган 27-28 ноября 2024 года

СОБСТВЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ПРОДОЛЬНО-ПОДКРЕПЛЕННЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК С УПРУГИМ ЗАПОЛНИТЕЛЕМ

Рузиев Т.Р.

Профессор кафедры физики и технологического образования Бухарского государственного педагогического института, доктор философии по физико-математическим наукам, доцент, +998934530053, ruzievtulkin@gmail.com

Зарипов Б.Ш.

Докторант Бухарского технического университета, +998919212541

begzodzaripov331@gmail.com

Файзуллаев Ф.Б.

Докторант Ташкентского химико-технологического института, +998937639523

fazliddinfayzulayev1@gmail.com

Файзиев У.К.

Заместитель директора Дирекции строительства в ПТД ПУ "ENTER YENGINEERING",
+998887410040 , umid.fayziev.1987@gmail.com

Жумаева А.А.

Докторант Самаркандского государственного университета архитектуры и строительства,
+998943268889 anora00771@gmail.com

Данная статья посвящена исследованию свободных колебаний цилиндрических оболочек с заполнителем, усиленных дискретно распределенными продольными системами ребер при осевом сжатии и с учетом трения между оболочкой и заполнителем. Проведен анализ влияния параметров внешней среды на параметры частоты собственных колебаний системы. Задача решена энергетическим способом.

Потенциальная энергия оболочки, нагруженной осевыми сжимающими силами, имеет вид [1]:

$$\begin{aligned} \Theta = & \frac{Eh}{2(1-n^2)} \int_0^{x_1} \int_0^{2p} \left(\frac{u^2}{q} + \frac{n^2}{q} - \frac{2(1-n)}{q} \frac{u}{x} \right) dx dq + \frac{Eh}{24(1-n^2)R^2} \int_0^{x_1} \int_0^{2p} \left(\frac{w^2}{q^2} + \frac{n^2}{q^2} - \frac{2(1-n)}{q^2} \frac{w}{x} \right) dx dq + \\ & - \frac{1}{4} \frac{u^2}{q} + \frac{n^2}{q} \frac{u}{x} dx dq + \frac{Eh}{24(1-n^2)R^2} \int_0^{x_1} \int_0^{2p} \left(\frac{w^2}{q^2} + \frac{n^2}{q^2} - \frac{2(1-n)}{q^2} \frac{w}{x} \right) dx dq + \\ & - 2(1-n) \frac{u^2}{x^2} \frac{w}{q^2} + \frac{n^2}{q} \frac{1}{4} \frac{w^2}{x} + \frac{n^2}{q} \frac{u}{x} dx dq + \\ & + \frac{E_c}{2R} \sum_{i=1}^k \int_0^{x_1} \int_0^{2p} \left(\frac{u^2}{q} - \frac{h_c}{R} \frac{w^2}{x^2} + \frac{I_{yc}}{R^2} \frac{w^2}{x^2} + \frac{G_c}{E_c} I_{kp.c} \frac{G_c}{E_c} \frac{w^2}{x} + \frac{n^2}{q} \frac{u}{x} \right) dx - \\ & - \frac{s_x h}{2} \int_0^{x_1} \int_0^{2p} \frac{w^2}{x} dx dq - \frac{s_x F_c}{2R} \sum_{i=1}^k \int_0^{x_1} \int_0^{2p} \frac{w^2}{x} dx dq \end{aligned} \quad (1)$$

здесь $\xi_1 = \frac{L}{R}$, $\xi = \frac{x}{R}$, $\theta = \frac{y}{R}$; x, y, z - координаты, E_c, G_c - модули упругости и сдвига материала продольных ребер, k - количество продольных ребер, σ_x - осевые сжимающие напряжения, u, v, w - компоненты вектора перемещений оболочки, h и R - толщина и радиус оболочки, соответственно, E, ν - модуль Юнга и коэффициент Пуассона материала оболочки, $F_c, I_{yc}, I_{kp.c}$ - соответственно, площади и моменты инерции поперечного сечения продольного стержня относительно осей OX и OZ , а также момент инерции при кручении. Кинетическая энергия оболочки:

$$K = \frac{Eh}{2(1-n^2)} \int_0^{x_1} \int_0^{2p} \left(\frac{u^2}{q} + \frac{n^2}{q} - \frac{2(1-n)}{q} \frac{u}{x} \right) dx dq + \frac{Eh}{24(1-n^2)R^2} \int_0^{x_1} \int_0^{2p} \left(\frac{w^2}{q^2} + \frac{n^2}{q^2} - \frac{2(1-n)}{q^2} \frac{w}{x} \right) dx dq + \dots \quad (2)$$

здесь $\overline{\rho_c} = \frac{\rho_c}{\rho_0}$, где ρ_0, ρ_c - плотности материалов оболочки и продольного стержня соответственно, $\theta_i = \frac{2\pi}{k_1} i$.

Взаимодействие заполнителя с оболочкой представляется как поверхностная нагрузка, приложенная к оболочке, которая совершает работу на перемещениях поверхности контакта при переводе системы из деформированного состояния в начальное (недеформированное)

$$A_0 = - \int_0^{\xi_1} \int_0^{2\pi} (q_x u + q_\theta v + q_z w) d\xi d\theta + \int_0^{\xi_1} \int_0^{2\pi} f q_z (u + v) d\xi d\theta \quad (3)$$

где q_x, q_θ, q_z - давления со стороны заполнителя на оболочку, f – коэффициент трения. Полная энергия системы:

$$II = \mathcal{E} + K + A_0 \quad (4)$$

Уравнения движения среды в векторной форме имеет вид [2,3]:

$$a_e^2 \text{grad div } \vec{S} - a_t^2 \text{rot rot } \vec{S} + \omega^2 \vec{S} = 0, \quad 0 \leq x \leq L, \quad 0 \leq r \leq R \quad (5)$$

где $a_t^2 = (\lambda + 2\mu)/\rho$, $a_e^2 = \mu/\rho$, а a_t, a_e - скорости распространения продольных и поперечных волн в заполнителе соответственно; $\vec{S} = S(S_x, S_\theta, S_z)$ - вектор перемещения; λ, μ - коэффициенты Ламе.

К системам уравнений движения среды (5) прибавляются контактные условия. Предполагается, что контакт между оболочкой и заполнителем жесткий, т.е. при $r = R$:

$$u = S_x; \quad v = S_\theta; \quad w = S_z \quad (6)$$

$$q_x = -\sigma_{rx}, \quad q_y = -\sigma_{r\theta}, \quad q_z = -\sigma_{rr}, \quad w = S_r \quad (7)$$

Компоненты тензора напряжений $\sigma_{rx}, \sigma_{r\theta}, \sigma_{rr}$ определяются следующим образом [2,3]:

$$\begin{aligned} \sigma_{rx} &= \mu_s \left(\frac{\partial S_x}{\partial r} + \frac{\partial S_r}{\partial x} \right); \quad \sigma_{r\theta} = \mu_s \left[r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{S_r}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial S_r}{\partial \theta} \right], \\ \sigma_{rr} &= \lambda_s \left(\frac{\partial S_r}{\partial x} + r \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{S_r}{r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial S_\theta}{\partial \theta} \right) + 2\mu_s \frac{\partial S_r}{\partial r} \end{aligned} \quad (8)$$

λ_s, μ_s - коэффициенты Ламе для среды.

Далее будут рассматриваться оболочки, края которых шарнирно оперты. Компоненты вектора перемещений таких оболочек ищем в виде:

$$\begin{aligned} u &= A \cos kx \cos n\varphi \exp(i\omega_1 t_1), \\ \vartheta &= B \sin kx \sin n\varphi \exp(i\omega_1 t_1), \\ w &= C \sin kx \cos n\varphi \exp(i\omega_1 t_1) \end{aligned} \quad (9)$$

где, A, B, C – неизвестные постоянные; $k = \frac{m\pi}{L}$ ($m = 1, 2, \dots$), m, n – волновые числа в продольном и окружном направлениях, соответственно, L – длина оболочки,

$$\omega_1 = \frac{\omega}{\omega_0}, \quad t_1 = \omega_0 t, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{E}{(1-\nu^2)\rho_0 R^2}}, \quad \omega_1 = \sqrt{\frac{(1-\nu^2)\rho_0 R^2 \omega^2}{E}}$$

При равных весах подкрепленной оболочки и оболочки без подкрепления их собственные частоты обозначены через ω и ω_0 .

Решение системы (5) имеют вид [3]:

а) при малых инерционных действиях со стороны заполнителя на процесс колебаний системы:

$$\begin{aligned} S_x &= \frac{1}{k} \frac{I_n(kr)}{r} - 4(1-\nu_s)kI_n(kr)A_s + kI_n(kr)B_s \cos nf \cos kx \exp(i\omega_1 t_1) \\ S_f &= \frac{1}{k} \frac{n}{r} I_n(kr)B_s - \frac{I_n(kr)}{r} g_1 r C_s \sin nf \cos kx \exp(i\omega_1 t_1) \\ S_r &= \frac{1}{k} k^3 r I_n(kr)A_s + \frac{I_n(kr)}{r} B_s + \frac{n}{r} I_n(kr)C_s \cos nf \sin kx \exp(i\omega_1 t_1) \end{aligned} \quad (10)$$

б) инерционные действия заполнителя на процесс колебаний системы существенны:

$$\begin{aligned} S_x &= \frac{1}{k} A_s k I_n(g_e r) - \frac{C_s g_e^2}{r} I_n(g_1 r) \cos nf \cos kx \exp(i\omega_1 t_1) \\ S_f &= \frac{1}{k} \frac{A_s n}{r} I_n(g_e r) - \frac{C_s n k}{r m} I_n(g_1 r) - \frac{B_s}{n} \frac{I_n(g_1 r)}{r} \sin nf \sin kx \exp(i\omega_1 t_1) \\ S_r &= \frac{1}{k} A_s \frac{I_n(g_e r)}{r} - \frac{C_s k}{m_1} \frac{I_n(g_1 r)}{r} + \frac{B_s}{r} I_n(g_1 r) \cos nf \sin kx \exp(i\omega_1 t_1) \end{aligned} \quad (11)$$

Здесь I_n – модифицированная функция Бесселя n -го порядка первого рода, A_s, B_s, C_s – постоянные.

Используя контактные условия (6), перемещения оболочек (9) в решении уравнений движения среды (10) и (11), выразим постоянные A_s, B_s, C_s через A, B, C . В результате для q_x, q_θ, q_r находим:

$$\begin{aligned} q_x &= (\mathcal{C}_{x1}^0 A + \mathcal{C}_{x2}^0 B + \mathcal{C}_{x3}^0 C) \cos nf \cos kx \exp(i\omega_1 t_1) \\ q_\theta &= (\mathcal{C}_{q1}^0 A + \mathcal{C}_{q2}^0 B + \mathcal{C}_{q3}^0 C) \sin nf \sin kx \exp(i\omega_1 t_1) \\ q_r &= (\mathcal{C}_{r1}^0 A + \mathcal{C}_{r2}^0 B + \mathcal{C}_{r3}^0 C) \cos nf \sin kx \exp(i\omega_1 t_1) \end{aligned} \quad (12)$$

После подстановки (12) в (3) и интегрирования по ξ и θ получаем для работы распределенных нагрузок со стороны заполнителя, приложенных к оболочке:

$$\begin{aligned} A &= -R^2 \pi [S_2 \tilde{C}_{x1} A^2 + (S_2 \tilde{C}_{x2} + S_1 \tilde{C}_{\theta 1}) AB + (S_2 \tilde{C}_{x3} + S_1 \tilde{C}_{r1}) AC + \\ &+ S_1 (\tilde{C}_{\theta 3} + \tilde{C}_{r2}) BC + S_1 \tilde{C}_{\theta 2} B^2 + S_1 \tilde{C}_{r3} C^2 \end{aligned} \quad (13)$$

Здесь $\tilde{C}_{ra}$ - постоянная, $S_1 = \frac{1}{2} - \frac{\sin 2k\xi_1}{4k}$.

Используя (1), (2), (13) для полной энергии системы получим полином второго порядка относительно параметров постоянных A, B, C:

$$\begin{aligned} \Pi = & (\tilde{\varphi}_{11} - S_2 \tilde{C}_{x1} - \psi_{11} \omega_1^2) A^2 + (\tilde{\varphi}_{22} - S_1 \tilde{C}_{\theta 2} - \psi_{22} \omega_1^2) B^2 + \\ & + (\tilde{\varphi}_{23} - S_1 \tilde{C}_{r3} - \psi_{33} \omega_1^2 + I_1 \sigma_x) C^2 + (\tilde{\varphi}_{44} - S_2 \tilde{C}_{x2} + S_1 \tilde{C}_{\theta 1}) AB + \\ & + (\tilde{\varphi}_{55} - S_2 \tilde{C}_{x3} + S_1 \tilde{C}_{r1}) AC + S_1 (\tilde{\varphi}_{66} + \tilde{C}_{\theta 3} + \tilde{C}_{r2}) BC \end{aligned}$$

Отметим, что величины $\tilde{\varphi}_{ii} (i = 1, 2, \dots, 6)$, $\psi_{ii} (i = 1, 2, \dots, 6)$, $I_i (i = 1, 2)$ имеют громоздкий вид, поэтому их здесь не приводим.

Условия экстремума Π по параметрам A, B, C сводят решение задачи о колебаниях подкрепленных продольными системами ребер, заполненной средой и подверженной продольному сжатию оболочки с учетом трения в контакте, к однородным системами линейных алгебраических уравнений третьего порядка, нетривиальные решения которых возможны лишь в случае, если определитель этой системы равен нулю. Приравнявая далее определители указанных систем нулю, получаем следующее частотное уравнение:

$$\begin{aligned} 2(f_{11} - S_2 \tilde{C}_{x1} - \psi_{11} \omega_1^2) A + (f_{44} + S_2 \tilde{C}_{x2} + S_1 \tilde{C}_{q1}) B + (f_{55} - S_2 \tilde{C}_{x3} + S_1 \tilde{C}_{r1}) C &= 0 \\ (f_{44} + S_2 \tilde{C}_{x2} + S_1 \tilde{C}_{q1}) A + 2(f_{22} - S_1 \tilde{C}_{q2} - \psi_{22} \omega_1^2) B + (f_{66} + \tilde{C}_{q3} + \tilde{C}_{r2}) C &= 0 \\ (f_{55} + S_2 \tilde{C}_{x3} + S_1 \tilde{C}_{r1}) A + (f_{66} + \tilde{C}_{q3} + \tilde{C}_{r2}) B + 2(f_{33} - S_1 \tilde{C}_{r3} - \psi_{33} \omega_1^2 + I_1 \sigma_x) C &= 0 \end{aligned} \quad (14)$$

Нетрудно заметить, что в случае а) система уравнений (14) приводится к кубическому уравнению относительно ω_1^2 , в противном случае оно является трансцендентным. Поскольку в дальнейшем нас будут интересовать только низкие частоты изгибных колебаний, это уравнение в случае а) можно упростить, отбросив слагаемые с ω_1^4 и ω_1^6 . В результате получаем ($\omega_1^2 = \lambda_a$):

$$\begin{aligned} l_a = & \frac{f_3^2 f_4 + f_1 f_5^2 + f_2^2 f_6}{2 f_5^2 y_{11} + f_2^2 y_{33} - 4 f_1 f_4 y_{33} - 0,5 f_6 (f_1 y_{22} + f_4 y_{11})} \\ f_1 = & f_{11} - S_2 \tilde{C}_{x1}; \quad f_2 = f_{44} + S_2 \tilde{C}_{x2} + S_1 \tilde{C}_{q1}; \quad f_3 = f_{55} + S_2 \tilde{C}_{x3} + S_1 \tilde{C}_{r1}; \\ f_5 = & f_{66} + \tilde{C}_{q3} + \tilde{C}_{r2}; \quad f_6 = f_{33} - S_1 \tilde{C}_{r3} + I_1 \sigma_x \end{aligned} \quad (15)$$

Аналогичным образом определяется λ_b для случая б).

Анализ результатов расчетов. Приведем результаты исследования влияния числа ребер и жесткости заполнителей на критическое напряжение осевого сжатия. Вычисления выполнены для оболочки, среды и ребер с такими параметрами:

$$E = E_c = E_h = 6,67 \cdot 10^9 \text{ H / m}^2; \quad \nu = 0,3; \quad x = 1; \quad n = 8; \quad h_h = 1,39 \text{ mm}; \quad R = 160 \text{ mm};$$

$$L_1 = 800 \text{ mm}; \quad \frac{F_c}{2\pi R h} = 0,1591 \cdot 10^{-1}; \quad \frac{I_{yc}}{2\pi R^3 h} = 0,8289; \quad h = 0,45 \text{ mm};$$

$$F_x = 5,75 \text{ mm}^2; \quad I_{sh} = 19,9 \text{ mm}^4; \quad |h_c| = 0,1375 \cdot 10^{-1} R; \quad \frac{I_{kpc}}{2\pi R^3 h} = 0,5305 \cdot 10^{-6};$$

$$I_{kph} = 0,48 \text{ mm}^4; \quad f = 0,25$$

$$\omega = \omega_1 \omega_0$$

Результаты счета представлены на Рис 1. Здесь приведена зависимость от напряжения осевого сжатия. Из Рис.1 видно, что с увеличением напряжения частота системы падает. Кроме того, учет трения приводит к снижению значения собственной частоты исследуемой конструкции.

В качестве варьируемых параметров рассматриваются: относительная толщина оболочки $h^* = h / R$, расстояния между продольными и поперечными ребрами, отнесенные к толщине оболочки отношение веса всех ребер к весу оболочки ϕ'_1 и отношение веса продольных ребер к весу поперечных ребер ϕ'_2 . При этом предполагается, что радиус и длина оболочки, а также характеристики формы сечений продольных и поперечных ребер заранее заданы. Отметим, что для прямоугольных сечений необходимо задавать отношения ψ_1 и ψ_2 высот соответственно продольных и кольцевых ребер к их толщинам. Безразмерные характеристики ребер, входящие в (1), (2), выражаются через указанные параметры[4]:

$$\overline{\gamma}_c^{(1)} = \frac{\phi'_1 \phi'_2}{1 + \phi'_2}, \quad \overline{\gamma}_s^{(2)} = \frac{\phi'_1}{1 + \phi'_2}, \quad \frac{h_c}{R} = -\frac{h^*}{2} (1 + \sqrt{a_1 \phi_1 \overline{\gamma}_c^{(1)}}),$$

$$\mu_{s2} = \frac{1-\nu}{6} \frac{a_2}{\psi_2} (h^*)^2 (\overline{\gamma}_s^{(2)})^2; \quad \frac{h_c}{R} = -\frac{h^*}{2} \left(1 + \left(1 + \frac{1}{k_1} \right) \sqrt{a_1 \phi_1 \overline{\gamma}_c^{(1)}} \right),$$

$$\eta_{s1}^{(2)} = \overline{\gamma}_{s1}^{(2)} \overline{\gamma}_s^{(2)} \frac{a_2 \psi_2 (h^*)^2}{12}, \quad \eta_{s1}^{(2)} = \overline{\gamma}_{s1}^{(2)} \overline{\gamma}_s^{(2)} \frac{a_2 \psi_2 (h^*)^2}{12},$$

$$\eta_c^{(1)} = \overline{\gamma}_c^{(1)} \left[\frac{a_1}{12} \psi_1 \overline{\gamma}_c^{(1)} (h^*)^2 + \left(\frac{h_c}{R} \right)^2 \right], \quad \mu_{s1} = \frac{1-\nu}{6} (h^*)^2 (\overline{\gamma}_c^{(1)})^2 \frac{a_1}{\psi_1}$$

При такой постановке результат исследования практически не зависит от характеристик материала оболочки, поскольку (ω_{min}^2) , как известно, слабо зависят от коэффициента Пуассона ν , а их отношение μ не зависят от модуля упругости E . Следует отметить, что для улучшения несущей способности оболочки необходимо найти такое сочетание параметров h^* , a_1 , a_2 , ϕ'_1 и ϕ'_2 , при которых μ принимает наибольшее значение.

В качестве примера, иллюстрирующего изменения μ в зависимости от относительных весов ребер, приведены результаты вычислений усиленных продольно подкрепленными системами ребер цилиндрических оболочек, заполненных средой.

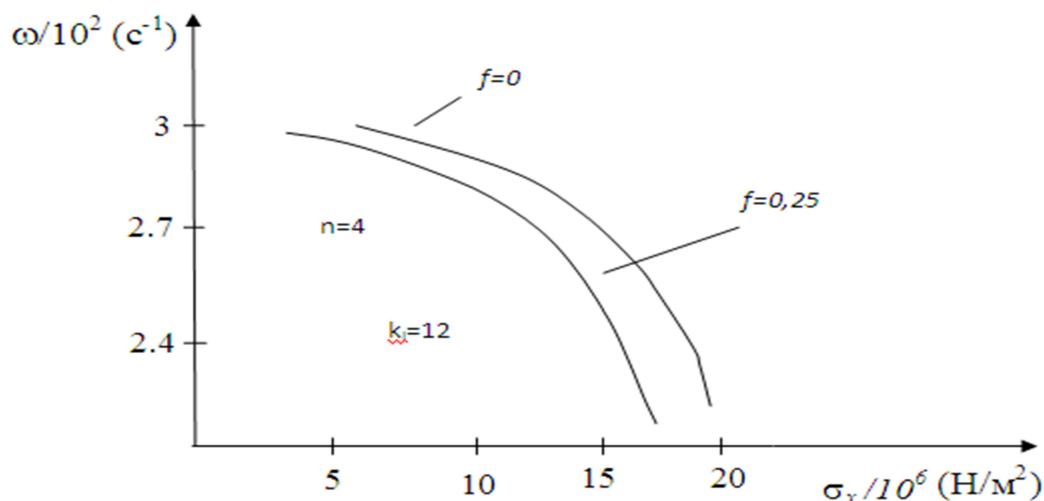


Рис.1. Зависимости частоты системы $\omega = \omega_1 \omega_0$ от сжимающих напряжений

Литература

1. Амиро И.Я., Заруцкий В.А.. Теория ребристых оболочек. Методы расчета оболочек. «Наукова думка», 1980, 367 с.
2. Ильгамов М.А., Ильгамов М.А., Иванов В.А., Гулин Б.А. Прочность, устойчивость и динамика оболочек с упругим наполнителем. М., Наука, 1977, 331с.
3. Латифов Ф.С.. Колебания оболочек с упругой и жидкой средой. Баку, «Элм», 1999, 164с.
4. Ibodov, N., & Nasimov, A. (2022). ВЕКТОРНЫЕ ПОЛЯ, ИХ ИНТЕГРАЛЬНЫЕ КРИВЫЕ И ПОТОК. *Science and innovation*, 1(A7), 615-617.

О КОЛЕБАНИЯХ ОРТОТРОПНОЙ ТОРОИДАЛЬНОЙ ОБОЛОЧКИ С ПРОТЕКАЮЩЕЙ ЖИДКОСТЬЮ

Болтаев З.И.

Кафедра точных наук Бухарского государственного технического университета Доктор физико-математических наук, профессор,
+998914415995, boltayev_zafar@bstu.uz

Шомуродов Н.А.

Ташкентский государственный транспортный университет. Ассистент кафедры высшей математики, +998934316906, Nozimshoh007@gmail.com

Курбанов У.С.

Самаркандский государственный архитектурно-строительный университет 01.02.04 специальность "Механика деформируемых твердых тел" Базовый докторант,
+998997590234, utkiriyinfo@gmail.com

Рузимов А.Ш.