

На правах рукописи



ФЕДОРОВА МАРИЯ АЛЕКСАНДРОВНА

**РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ВИБРОПРОЧНОСТИ  
И УДАРОПРОЧНОСТИ  
ПЛАСТИНЧАТО-СЕТЧАТОЙ ПАНЕЛИ**

01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Омск – 2016 г.

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Омский государственный технический университет (ОмГТУ)»

**Научный руководитель:**

Корнеев Сергей Александрович

доктор технических наук, профессор

**Официальные оппоненты:**

Нехаев Виктор Алексеевич

доктор технических наук, профессор  
кафедры «Теоретическая механика»  
ФГБОУ ВПО «Омский  
государственный университет путей  
сообщения» (ОмГУПС)

Бохан Владимир Викторович

кандидат технических наук, научный  
сотрудник ФГУП «Научно-  
производственное предприятие  
«Прогресс»

**Ведущая организация:**

ФГБОУ ВПО «Сибирская  
государственная автомобильно-  
дорожная академия (СибАДИ)»

Защита диссертации состоится «18» марта 2016 г. в 15:00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.178.06 при ФГБОУ ВПО «Омский государственный технический университет» по адресу: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11, корпус 6, ауд. 340, тел/факс (3812) 65-64-92, e-mail: [dissov\\_omgtu@omgtu.ru](mailto:dissov_omgtu@omgtu.ru).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «Омский государственный технический университет» по адресу: г. Омск, пр. Мира, 11,

Отзывы на автореферат направлять по адресу: 644050, г. Омск, пр. Мира 11, тел., факс: (3812) 65-26-09, e-mail: [belkov@omgtu.ru](mailto:belkov@omgtu.ru)

Автореферат разослан « \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016 г.

Учёный секретарь диссертационного совета,  
кандидат технических наук, профессор



В. Н. Бельков

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

**Актуальность проблемы.** Рассматриваемая в диссертации пластинчато-сетчатая панель (ПСП) – новый класс звукоизолирующих панелей, не имеющих аналогов в мире. ПСП выполнена в виде слоистой конструкции из материалов с различными физико-механическими свойствами. Квадратные металлические пластины установлены с двух сторон на гибком материале (металлической сетке), обложенной несколькими слоями базальтовой ткани. Боковые поверхности пластин имеют скосы или скруглены, между ними имеется зазор, что в совокупности обеспечивает гибкость панели в двух взаимно-перпендикулярных направлениях. Преимуществами ПСП являются технологичность, не токсичность, малая толщина, пожаробезопасность.

На сегодняшний день разработан метод расчёта виброакустических характеристик рассматриваемой гибкой панели, существуют результаты испытаний, подтверждающие высокие звукоизолирующие свойства ПСП. Открытым остаётся важный вопрос о вибропрочности и ударопрочности конструкции, что и обуславливает актуальность проблемы.

**Цель диссертационной работы** заключается в разработке инженерной методики для оценки ПСП на вибропрочность и ударопрочность, необходимой для разработки ПСП с заданными свойствами на стадии проектирования.

Для достижения указанной цели были поставлены следующие **задачи исследования:**

- осуществить выбор расчётной схемы и разработать математическую модель ПСП;
- получить аналитическое решение линеаризованной задачи свободных и вынужденных колебаний ПСП при гармоническом характере внешнего кинематического воздействия;
- разработать расчётную методику и алгоритм для оценки ПСП на вибропрочность и ударопрочность;
- дать практические рекомендации по улучшению конструкции ПСП для повышения её ударостойкости;
- провести экспериментальное исследование по определению основных механических характеристик металлической тканой сетки, входящей в состав ПСП;
- провести экспериментальное исследование по определению собственных частот упрощённой конструкции ПСП.

### **Научная новизна:**

1. Предложена математическая модель малых колебаний пластинчато-сетчатой панели.
2. Предложен прямой метод введения нормальных (главных) координат, позволяющий получить общее аналитическое решение свободных и вынужденных колебаний консервативной системы с конечным числом степеней свободы.
3. Получены результаты экспериментальных исследований механических характеристик металлической тканой сетки, входящей в состав ПСП.

**Практическая значимость** результатов работы состоит в том, что они позволяют проводить статические и динамические расчёты ПСП, оценивать вибрационную выносливость и ударную прочность существующих и вновь создаваемых конструкций ПСП.

Применение предложенной в работе модификации исходной конструкции ПСП позволяет улучшить эксплуатационные свойства существующих ПСП за счёт повышения ударопрочности.

**Положения, выносимые на защиту:**

1. Математическая модель малых колебаний ПСП.
2. Прямой метод введения нормальных (главных) координат.
3. Методика оценки вибрационной прочности ПСП.
4. Методика оценки ударной прочности ПСП.

**Апробация работы.** Основные положения работы представлены на IV Всероссийской научно-технической конференции с международным участием «Россия молодая: передовые технологии в промышленность» (Омск, 15-17 ноября 2011 г.); VIII Международной научно-технической конференции «Динамика систем, механизмов и машин» (Омск, 13-15 ноября 2012 г.); IX Международной научно-технической конференции «Динамика систем, механизмов и машин» (Омск, 11-13 ноября 2014 г.); на межкафедральном научно-техническом семинаре по проблемам механики им. В.Д. Белого ОмГТУ, рук. проф. П.Д. Балакин, проф. Ю.А. Бурьян).

**Публикации.** По теме диссертационной опубликовано 7 научных работ, из которых 2 в журналах, входящих в перечень ведущих рецензируемых изданий, рекомендованных ВАК для опубликования материалов диссертационных работ. Получено свидетельство о регистрации электронного ресурса ОФЭРНиО №20774 (от: 11.02.2015 г.).

**Структура и объём работы.** Диссертация состоит из введения, четырёх глав, выводов по работе, списка литературы, списка обозначений. Общий объём работы составляет 172 страницы, включая 80 рисунков, 21 таблицу и одно приложение. Список литературы содержит 80 наименований.

## **КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении** показано состояние проблемы, сформулированы цели, задачи исследования, приведены положения, выносимые на защиту, кратко изложено содержание работы по главам.

**В первой главе** обоснована актуальность работы. Описана конструкция пластинчато-сетчатой панели, которая состоит из квадратных металлических пластин (боковые поверхности которых имеют углы скоса), закреплённых с двух сторон на несущей металлической сетке (рис. 1). Напротив лежащие (относительно металлической сетки) пластины скреплены между собой четырьмя винтами.

В разд. 1.2 осуществлён анализ видов ударных воздействий. Испытания на ударные нагрузки регламентируются группой стандартов ГОСТ 30630.1. Для любого технического изделия, включая рассматриваемый объект (ПСП),

создать инженерную методику, позволяющую дать оценку ударостойкости конструкции со всеми возможными типами ударных воздействий, является чрезвычайно сложной проблемой. При решении поставленной задачи можно ограничиться одним - двумя типами испытаний, и рассмотреть такое воздействие, которое позволило бы в полной мере оценить работоспособность конструкции.

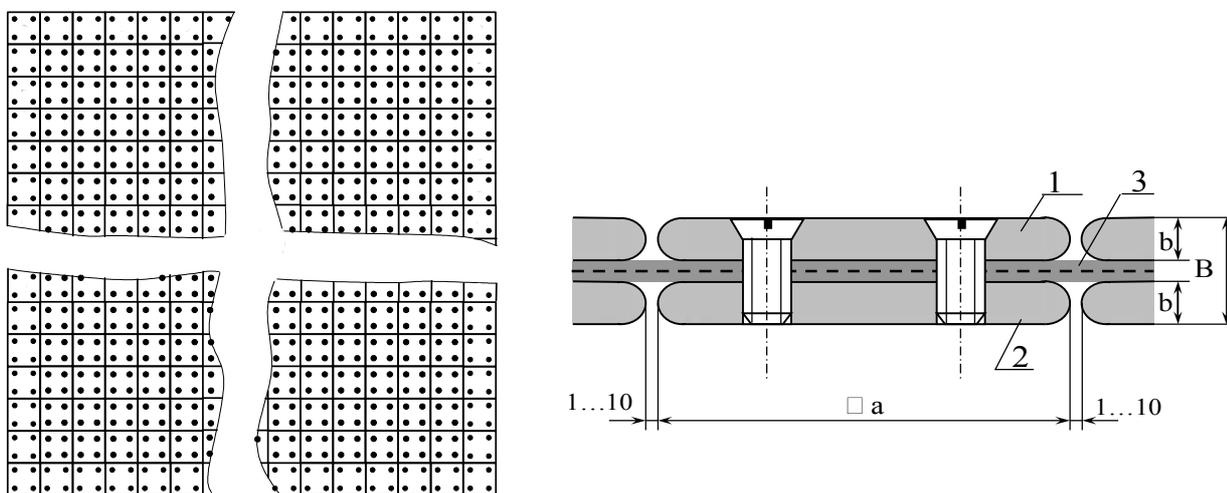


Рис. 1. Конструктивная схема пластинчато-сетчатой панели:  
1 – пластина верхняя, 2 – пластина нижняя, 3 – металлическая сетка

Предлагается оценивать конструкцию ПСП на усталостную выносливость (рис. 2) и одиночный удар трёх видов (рис. 3), т.к. именно такие испытания позволяют сделать объективное заключение о работоспособности и долговечности конструкции ПСП в достаточно полном объеме.

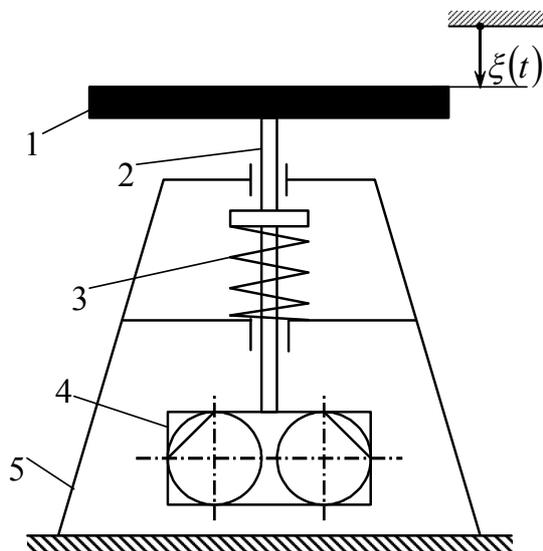


Рис. 2. Схема вибростенда:  
1 – испытательная плита с ПСП;  
2 – шток; 3 – пружина;  
4 – вибратор; 5 – станина

В рассматриваемой задаче пластинки считаются абсолютно твёрдыми телами, которые при всех типах ударов совершают пространственное движение.

При моделировании ударных нагрузок панели можно пренебречь влиянием силы тяжести по сравнению с интенсивностью ударного воздействия. Благодаря этому исчезают принципиальные отличия в описании кромочного и вертикального ударов по ПСП (рис. 3 а, б). Можно также пренебречь массой незакреплённых (с испытательной плитой) сдвоенных пластин по сравнению с суммарной массой испытательной плиты и падающего груза (молота маятника).

В результате послеударное движение испытательной плиты будет независимым от движения пластин ПСП.

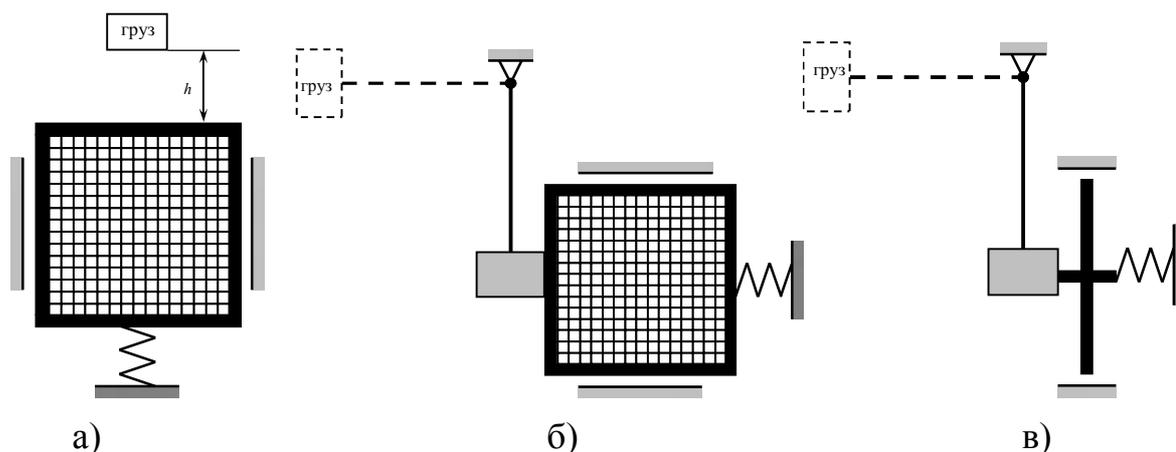


Рис. 3. Предлагаемые схемы испытаний одиночного удара ПСП:  
а – вертикальный удар; б – кромочный удар; в – нормальный удар

В соответствии с расчётной схемой (рис. 4) каждый ряд пластин будет двигаться одинаково для каждого из типов ударного нагружения. Поэтому при решении задачи достаточно рассмотреть динамику только одного ряда или, что то же самое, динамику ПСП  $N \times 1$  (либо  $1 \times N$ ). В данном случае все проволоочки, связывающие две близлежащие пластины, будут деформироваться одинаковым образом. Вследствие этого размерность задачи и объём необходимых вычислений резко сокращается. То же самое касается моделирования испытаний на усталостную прочность.

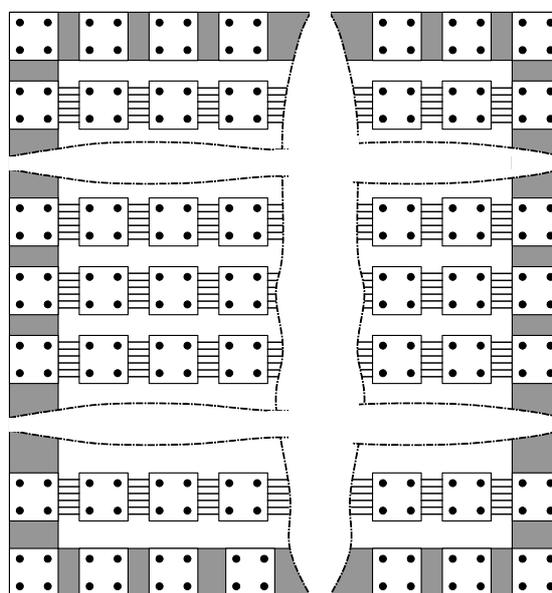


Рис. 4. Расчётная схема ПСП  $N \times N$  как совокупность несвязанных панелей  $N \times 1$

В разд. 1.4 проведён обзор критериев разрушения. Для описания процесса накопления повреждений был выбран энергетический критерий разрушения Новожилова-Кадашевича, т.к. он объединяет критерии однократной статической прочности и критерии малоциклового усталостной прочности.

Исходя из общих положений теории пластического течения, установлены зависимость для напряжения и расчётный закон изменения пластической деформации материала проволочек:

$$\sigma = E(\varepsilon - \varepsilon^p)[1 - H(\Omega - 1)], \quad (1)$$

$$\dot{\varepsilon}^p = \frac{\dot{\varepsilon}}{\kappa} H\left[|\varepsilon - \kappa\varepsilon^p| - \varepsilon_T\right] H\left[\dot{\varepsilon}(\varepsilon - \kappa\varepsilon^p)\right][1 - H(\Omega - 1)], \quad (2)$$

где  $\varepsilon, \varepsilon^p$  – текущая полная и пластическая деформация растяжения-сжатия соответственно;  $\kappa = 1 + M/E$ ,  $M = (\sigma_B - \sigma_T)/\delta$  – модуль упрочнения,  $E$  – модуль Юнга,  $\sigma_B$  – предел прочности,  $\sigma_T$  – предел текучести,  $\delta$  – относительное удлинение;  $\varepsilon_T = \sigma_T/E$  – деформация текучести,  $\Omega$  – безразмерная функция повреждения (в начальный момент времени  $\Omega(0) = 0$ , в момент разрушения  $\Omega = 1$ ),  $H(x)$  – функция Хевисайда. Диаграмму одноосного растяжения материала проволочек предлагается схематизировать по билинейной диаграмме. В этой же главе уделено особое внимание тканой металлической сетке, входящей в конструкцию ПСП. Указано на необходимость проведения экспериментальных исследований сетки.

**Во второй главе** разрабатывается инженерная методика по оценке вибропрочности ПСП. Уравнения и соотношения, описывающие малые колебания, получены при следующих допущениях: 1) проволочки работают на упругое растяжение-сжатие; 2) кинематическое возмущение происходит в вертикальной плоскости; 3) размерность ПСП 15x1. Общая расчётная схема представлена на рис. 5.

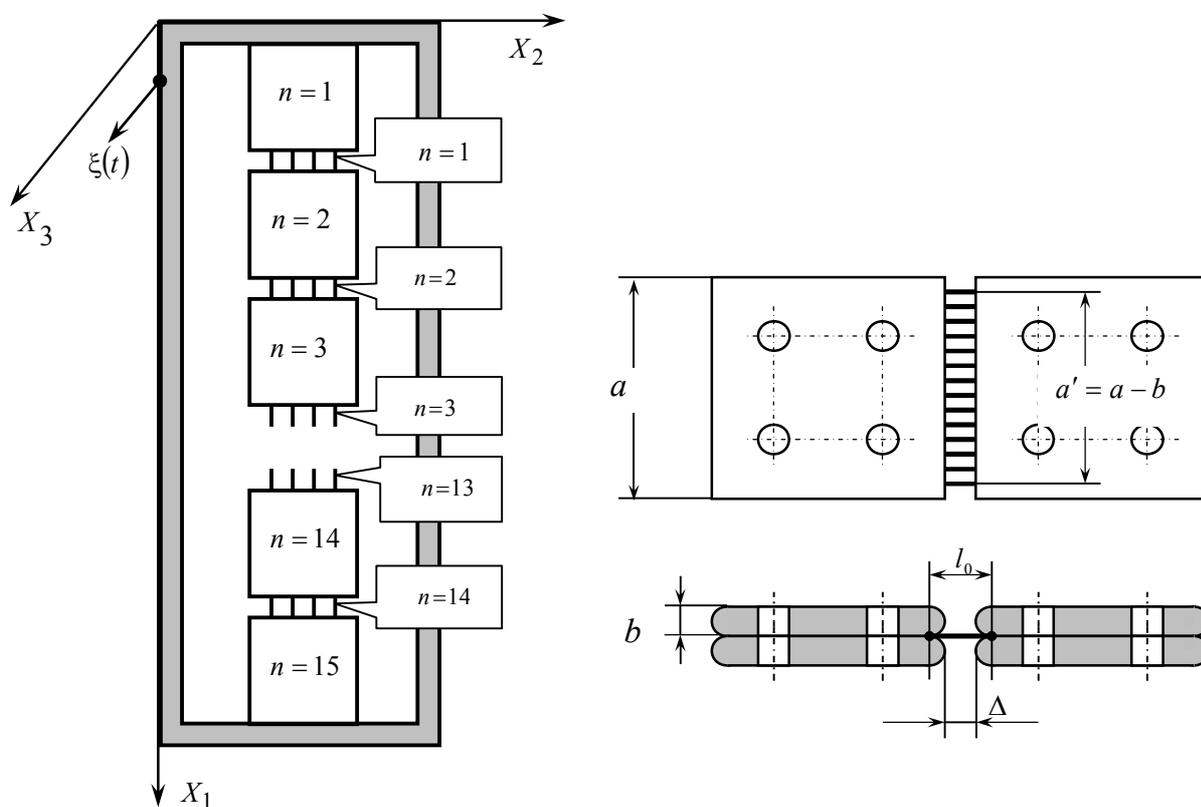


Рис. 5. Общая расчётная схема ПСП

Для описания динамики ПСП используются уравнения Лагранжа 2-го рода

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = -\frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + Q_i^*, \quad (1 \leq i \leq N), \quad (3)$$

где  $T$ ,  $\Pi$  – кинетическая и потенциальная энергия системы, положение которой в каждый момент времени определяется обобщёнными координатами  $q_i$  ( $i=1...N$ );  $Q_i^*$  – обобщённая (непотенциальная) сила, отнесённая к  $i$ -й обобщённой координате.

Кинетическая энергия ПСП 15x1 определяется выражением (рис. 6)

$$T = \frac{1}{2} \sum_{n=2}^{14} [m\dot{u}_1^2(n) + m\dot{u}_3^2(n) + J_Y \dot{\varphi}^2(n)], \quad (4)$$

где  $u_1(n)$ ,  $u_3(n)$ ,  $\varphi(n)$  – компоненты вектора перемещения центра масс и угол поворота пластинки под номером  $n$  соответственно;  $m$ ,  $J_Y$  – масса и главный центральный момент пластинок.

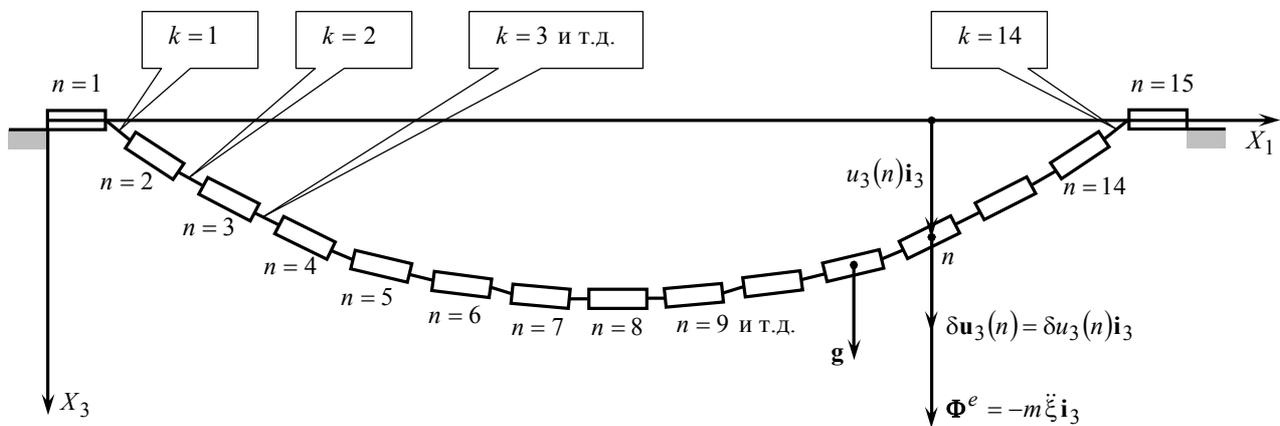


Рис. 6. К расчёту ПСП на вибропрочность

Потенциальная энергия  $\Pi$  складывается из потенциальной энергии сил упругости  $\Pi_\sigma$  и потенциальной энергии сил тяжести  $\Pi_g$ :

$$\Pi = \Pi_\sigma + \Pi_g = \frac{N_{\text{пр}} EA}{2} \sum_{k=1}^{14} l_0(k) \varepsilon^2(k) - \sum_{n=2}^{14} m g u_3(n), \quad (5)$$

где  $\varepsilon(k)$  – деформация проволок из  $k$ -го ряда, имеющих начальную длину  $l_0(k)$  и площадь поперечного сечения  $A$ ;  $N_{\text{пр}}$  – число проволок на одной из сторон (верхней или нижней) пластины;  $g$  – ускорение свободного падения.

Обобщённая сила  $Q_i^*$  обусловлена действием переносной силы инерции  $\Phi^e = -m\ddot{\xi}_3$ , возникающей при движении пластинок вместе с испытательной плитой (рис. 5, рис. 6), совершающей гармоническое колебание с заданной циклической частотой  $p = 2\pi f$ :  $\xi = \xi_a \sin(pt)$ , где  $\xi_a$  – амплитуда вынужденного кинематического воздействия. Обобщённая (непотенциальная) сила находится по формуле

$$Q_i^*(t) = \left[ m \xi_a p^2 \sum_{n=2}^{14} \frac{\partial u_3(n)}{\partial q_i} \right] \sin(pt). \quad (6)$$

В качестве обобщённых координат на основании симметрии ПСП и одинаковых значений действующих на пластины силы тяжести и переносной силы инерции взяты величины (рис. 6)

$$\{q_i\} = \{u_1(2), u_3(2), \varphi(2); u_1(3), u_3(3), \varphi(3); \dots; u_1(7), u_3(7), \varphi(7); u_3(8)\}. \quad (7)$$

Благодаря условиям симметрии число степеней свободы ПСП  $15 \times 1$  при рассматриваемом силовом воздействии равно 19.

После этого были определены значения величин

$$\delta_{1i}(n) \equiv \frac{\partial u_1(n)}{\partial q_i}, \delta_{3i}(n) \equiv \frac{\partial u_3(n)}{\partial q_i}, \delta_{\varphi i}(n) \equiv \frac{\partial \varphi(n)}{\partial q_i}, \quad (1 \leq n \leq 15).$$

Поскольку колебательное движение определяется относительно положения статического равновесия, обобщённые координаты  $q_i$  замены обобщёнными координатами  $x_i$ , отсчитываемых от равновесных значений  $q_i^\phi$ :  $q_i = q_i^\phi + x_i$ , ( $1 \leq i \leq 19$ ). В положении равновесия ПСП  $x_i = 0$ , в результате выражения для кинетической потенциальной энергии при малых колебаниях можно записать следующим образом:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{19} \sum_{j=1}^{19} A_{ij} \dot{x}_i \dot{x}_j, \quad \Pi = \Pi_0 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{19} \sum_{j=1}^{19} C_{ij} x_i x_j, \quad (8)$$

где  $\Pi_0 = \Pi(q^\phi)$  – равновесное значение потенциальной энергии ПСП,

$A_{ij} = \frac{\partial^2 T}{\partial \dot{q}_i \partial \dot{q}_j}$  – коэффициенты инерции,  $C_{ij} = \frac{\partial^2 \Pi}{\partial q_i \partial q_j} \Big|_{q=q^\phi}$  – коэффициенты

жёсткости.

Если подставить выражения (6), (8) в уравнения Лагранжа (3) и проделать необходимые вычисления, придём к системе линейных обыкновенных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами, описывающих вынужденные колебания ПСП  $15 \times 1$  при гармоническом воздействии

$$\sum_{j=1}^{19} A_{ij} \dot{x}_j + \sum_{j=1}^{19} C_{ij} x_j = Q_{ai}^* \sin(pt), \quad (1 \leq i \leq 19). \quad (9)$$

Для получения общего аналитического решения вынужденных колебаний линейной системы с конечным числом степеней свободы предложен новый нестандартный способ, суть которого заключается в следующем. Запишем уравнения движения (9) в матричной форме

$$\mathbf{A} \dot{\mathbf{x}} + \mathbf{C} \mathbf{x} = \mathbf{Q}_a^* \sin(pt). \quad (10)$$

Матрицу инерции можно представить в виде  $\mathbf{A} = \sum_{s=1}^{19} a_s \mathbf{a}_s \otimes \mathbf{a}_s$ , где  $a_s$  – собственные числа, а  $\mathbf{a}_s$  – единичные собственные векторы (матрицы-столбцы) матрицы инерции  $\mathbf{A}$ . Введём в рассмотрение вектор

$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{A}^{1/2} \mathbf{x}(t). \quad (11)$$

Подставляя в уравнение движения (10) обратное значение (11), получим

$$\mathbf{A}^{1/2} \dot{\mathbf{y}}(t) + \mathbf{C} \mathbf{A}^{-1/2} \mathbf{y}(t) = \mathbf{Q}_a^* \sin(pt)$$

или

$$\dot{\mathbf{y}}(t) + \mathbf{B} \mathbf{y}(t) = \mathbf{A}^{-1/2} \mathbf{Q}_a^* \sin(pt). \quad (12)$$

Здесь  $\mathbf{B} = \mathbf{A}^{-1/2} \mathbf{C} \mathbf{A}^{-1/2}$  – приведённая матрица жёсткости, которую можно представить в виде  $\mathbf{B} = \sum_{s=1}^{19} b_s \mathbf{b}_s \otimes \mathbf{b}_s$ , где  $b_s$  – собственные числа матрицы  $\mathbf{B}$ ,  $\mathbf{b}_s$  – её единичные собственные векторы.

Разложим вектор (11) по базису  $\{\mathbf{b}_s\}$ :  $\mathbf{y}(t) = \sum_{s=1}^{19} \eta_s(t) \mathbf{b}_s$ , подставим результат в уравнение (12) и учтём, что  $\mathbf{B} \mathbf{y} = \mathbf{B} \sum_{s=1}^{19} \eta_s \mathbf{b}_s = \sum_{s=1}^{19} \eta_s \mathbf{B} \mathbf{b}_s = \sum_{s=1}^{19} \eta_s b_s \mathbf{b}_s$ .

Тогда вводя обозначение

$$k_s = \sqrt{b_s}, \quad (13)$$

придём к уравнению

$$\sum_{s=1}^{19} \ddot{\eta}_s(t) \mathbf{b}_s + \sum_{s=1}^{19} k_s^2 \eta_s(t) \mathbf{b}_s = \mathbf{A}^{-1/2} \mathbf{Q}_a^* \sin(pt).$$

Приняв  $h_r = \mathbf{b}_r^T \mathbf{A}^{-1/2} \mathbf{Q}_a^*$ , получим общее аналитическое решение вынужденных колебаний линейной системы с конечным числом степеней свободы:

$$\ddot{\eta}_r(t) + k_r^2 \eta_r(t) = h_r \sin(pt), \quad (1 \leq r \leq 19), \quad (14)$$

где  $\eta_r$  – нормальные (обобщённые) координаты ПСП;  $h_r$  – приведённые амплитуды возмущающих сил по отношению к нормальным координатам,  $k_s$  – собственные (циклические) частоты ПСП, определяемые (13).

Общее решение неоднородного дифференциального уравнения (14) при  $p \neq k_r$  имеет вид

$$\eta_r(t) = C_r \sin(k_r t + \alpha_r) + \frac{h_r}{k_r^2 - p^2} \sin(pt). \quad (15)$$

Первое слагаемое в правой части (15) характеризует собственные колебания ПСП, а второе слагаемое – вынужденные колебания. Величина

$$C_r = \sqrt{\eta_r^2(0) + \left[ \frac{\dot{\eta}_r(0)}{k_r} - \frac{p}{k_r} \frac{h_r}{k_r^2 - p^2} \right]^2}$$

определяет амплитуду соответствующей нормальной координаты при собственных колебаниях ПСП, а величина

$$\operatorname{tg}(\alpha_r) = \frac{\dot{\eta}_r(0) k_r}{\dot{\eta}_r(0) - \frac{h_r}{k_r^2 - p^2}}$$

– сдвиг фазы по отношению к возмущающему воздействию.

Предложенный новый нестандартный метод пригоден для определения амплитуд и собственных частот малых колебаний консервативных систем с конечным числом степеней свободы. При реализации данного метода используется единственная сложная операция – определение собственных чисел и векторов квадратной матрицы, которая достаточно просто осуществляется в любом из известных математических программных комплексов, например, MathCAD.

В разд. 2.3.4 приводится методика по оценке вибрационной прочности ПСП. В общем случае кривая усталостной прочности (линия 1 на рис. 7) является некоторой выпуклой кривой. Построение данной кривой требует большого объёма экспериментальных исследований. Поэтому кривая усталостной прочности схематизирована и заменена прямой линией (штриховая линия на рис. 7). Допускаемая при этом погрешность идёт в запас прочности. Аналитически критерий усталостной прочности записывается так:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \leq 1. \quad (16)$$

Соответственно условие пластичности имеет вид

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_T} + \frac{\sigma_m}{\sigma_T} \leq 1, \quad (17)$$

где  $\sigma_m$  – среднее напряжение цикла,  $\sigma_a$  – амплитуда напряжений цикла,  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости при симметричном цикле нагружения. Знак равенства в (17) описывает границу между областями упругого и пластического деформирования (прямая 2 на рис. 7).

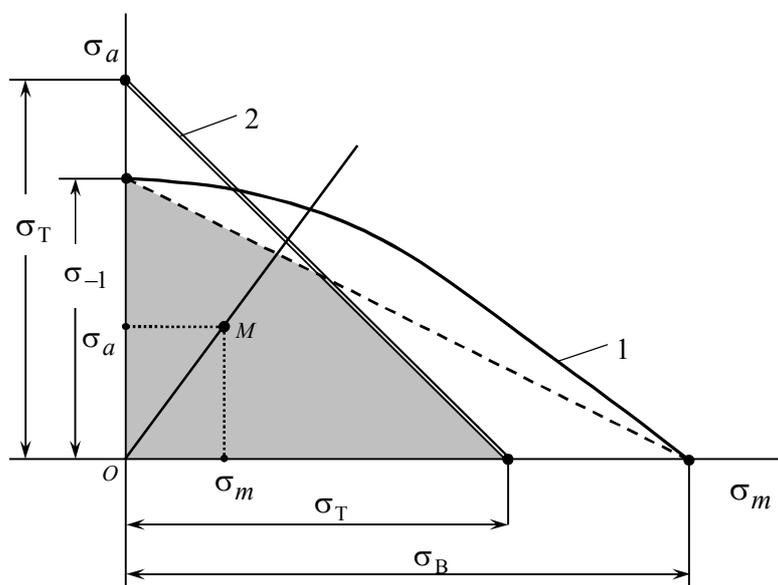


Рис. 7. Диаграмма предельных амплитуд напряжений при упругом деформировании:

- 1 – граница предельных амплитуд напряжений по усталостной прочности;
- 2 – граница между областями упругого и пластического деформирования

Коэффициент запаса по усталостной прочности (выносливости)  $n_v(k)$  и коэффициент запаса по пластичности  $n_T(k)$  для проволочек из ряда  $k$  определяются из (16),(17) следующим образом:

$$n_v(k) = \left[ \frac{1-r}{1+r} + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_B} \right]^{-1} \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_m(k)}, \quad n_T(k) = \frac{(1+r)\sigma_T}{2\sigma_m(k)},$$

где  $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_m - \sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a}$  – коэффициент асимметрии цикла. Коэффициент запаса

вибрационной прочности  $n_{\text{ВП}}$  ПСП равен наименьшему значению  $n_v(k)$  и  $n_T(k)$  для проволочек из всех рядов.

В разд. 2.4. приведён пример численного расчёта ПСП 15x1 со следующими параметрами (рис. 1):  $a=65,4$  мм,  $b=4$  мм,  $c=1,5$  мм,  $\Delta=1$  мм,  $l_0=5$  мм; материал – сталь 12X18H9E (термообработанная),  $\sigma_T=196$  МПа,  $\sigma_B=540$  МПа,  $\sigma_{-1}=173$  МПа,  $E=1,95 \cdot 10^5$  МПа; диаметр проволочек  $d=0,22$  мм;  $N_{\text{ип}}=68$ ;  $m=2,669 \cdot 10^{-1}$  кг;  $J_Y=9,75 \cdot 10^{-5}$  кг·м<sup>2</sup>.

Амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) коэффициента запаса вибропрочности для ПСП 15x1, показывает (рис. 8), что практически во всём диапазоне частот испытаний 5...60 Гц удовлетворяется требование сохранения несущей способности (вибростойкости и долговечности) ПСП при базовом числе циклов  $N_B = 10^7$ .

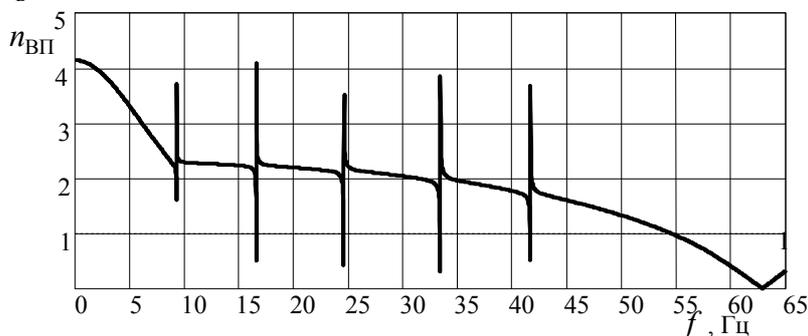


Рис. 8. АЧХ коэффициента запаса вибропрочности ПСП 15x1

**Третья глава** посвящена разработке методики по оценке ПСП на ударостойкость при трёх типах ударного воздействия: вертикальном, кромочном и нормальном ударах (рис. 3).

В разд. 3.3 получены уравнения и соотношения, описывающие динамику и прочность ПСП при вертикальном ударе. В совместной форме записи полная система уравнений имеет вид

$$\begin{cases} \dot{u}(n) = v(n), \\ \dot{v}(n) = \frac{P(n)}{m} + v_0 k_{\text{ип}} \sin(k_{\text{ип}} t), \end{cases} \quad (2 \leq n \leq 14)$$

$$\begin{cases} \dot{\varepsilon}^p(n) = \frac{\dot{\varepsilon}(n)}{\kappa} H\left[|\varepsilon(n) - \kappa\varepsilon^p(n) - \varepsilon_\tau\right] H\left[\dot{\varepsilon}(n)(\varepsilon(n) - \kappa\varepsilon^p(n))\right] [1 - H(\Omega(n) - 1)], \\ \dot{\Omega}(n) = \left| \frac{2}{\delta^2} \varepsilon^p(n) \dot{\varepsilon}^p(n) \right|. \end{cases} \quad (1 \leq n \leq 14)$$

Данная система уравнений дополняется следующими начальными условиями:

$$\begin{cases} u(n)|_{t=0} = 0, & v(n)|_{t=0} = -v_0; \quad (2 \leq n \leq 14) \\ \varepsilon^p(n)|_{t=0} = 0, & \Omega(n)|_{t=0} = 0. \quad (1 \leq n \leq 14) \end{cases}$$

Здесь  $P(n) = N_{\text{np}} [F(n) - F(n-1)]$  – равнодействующая всех сил, действующих на пластину под номером  $n$  со стороны проволочек из рядов с номерами  $n-1$  и  $n$ ,  $F(n) = \sigma(n)A = EA(\varepsilon(n) - \varepsilon^p(n)) [1 - H(\Omega(n) - 1)]$  – усилие, возникающее в проволочках по причине деформации (в ряду под номером  $n$ );  $v_0$  – скорость испытательной плиты сразу после удара,  $k_{\text{ин}}$  – собственная частота колебаний плиты (различна для разных типов удара).

Для кромочного удара (разд. 3.4), численные расчёты проводятся по той же системе уравнений, что и для вертикального удара. Единственное отличие математической модели панели ПСП для кромочного удара состоит в значении переносной силы инерции. По этой причине кромочный удар оказывает более сильное воздействие на ПСП, чем вертикальный удар.

В разд. 3.5 рассмотрен нормальный удар. В совместной форме записи полная система уравнений имеет вид

$$\begin{cases} \dot{u}_1(n) = v_1(n); & \dot{u}_3(n) = v_3(n); \\ \dot{\varphi}(n) = \omega(n); & \dot{\omega}(n) = \frac{L_2(n)}{J_Y}; \quad (2 \leq n \leq 7) \\ \dot{v}_1(n) = \frac{P_1(n)}{m}; & \dot{v}_3(n) = \frac{P_3(n)}{m} + v_0 k_{\text{ин}} \sin(k_{\text{ин}} t); \\ \dot{u}_3(n=8) = v_3(n=8); \\ \dot{v}_3(n=8) = \frac{P_3(n=8)}{m} + v_0 k_{\text{ин}} \sin(k_{\text{ин}} t); \\ \dot{\varepsilon}^p(n) = \frac{\dot{\varepsilon}(n)}{\kappa} H\left[|\varepsilon(n) - \kappa\varepsilon^p(n) - \varepsilon_\tau\right] H\left[\dot{\varepsilon}(n)(\varepsilon(n) - \kappa\varepsilon^p(n))\right] [1 - H(\Omega(n) - 1)], \\ \dot{\Omega}(n) = \left| \frac{2}{\delta^2} \varepsilon^p(n) \dot{\varepsilon}^p(n) \right|. \end{cases} \quad (1 \leq n \leq 7)$$

Здесь

$$\begin{cases} P_1(n) = N_{\text{np}} [F_1(n) - F_1(n-1)], & P_3(n) = N_{\text{np}} [F_3(n) - F_3(n-1)], \\ L_2(n) = -\frac{N_{\text{np}} a}{2} \{ \sin\varphi(n) [F_1(n) + F_1(n-1)] + \cos\varphi(n) [F_3(n) + F_3(n-1)] \} \end{cases}$$

отличные от нуля компоненты главного вектора  $\mathbf{P}(n) = N_{\text{np}} [\mathbf{F}(n) - \mathbf{F}(n-1)]$  и главного момента  $\mathbf{L}(n) = N_{\text{np}} \mathbf{r}(n) \times [\mathbf{F}(n) + \mathbf{F}(n-1)]$  всех сил

(где  $\mathbf{r}(n) = \frac{a}{2} \mathbf{i}'_1 = \frac{a}{2} [\cos\varphi(n) \mathbf{i}_1 - \sin(n) \mathbf{i}_3]$  в согласии с рис. 9), действующих на пластину под номером  $n$  со стороны проволочек из рядов с номерами  $n-1, n$ .

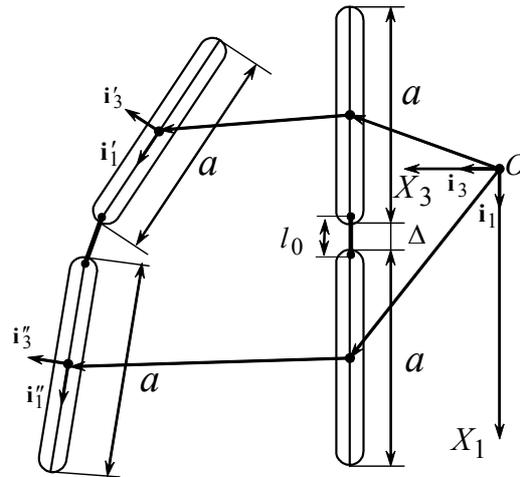


Рис. 9. Перемещение пластин из начального положения в текущее положение

По предварительным результатам расчёта оказалось, что зазор между пластинами  $n=1, n=2$  быстро выбирается, что приводит к их ударному взаимодействию. Поэтому для повышения ударной прочности ПСП, было предложено увеличить рабочую длину  $l_0$  проволочек из крайних рядов  $n=1, n=14$ .

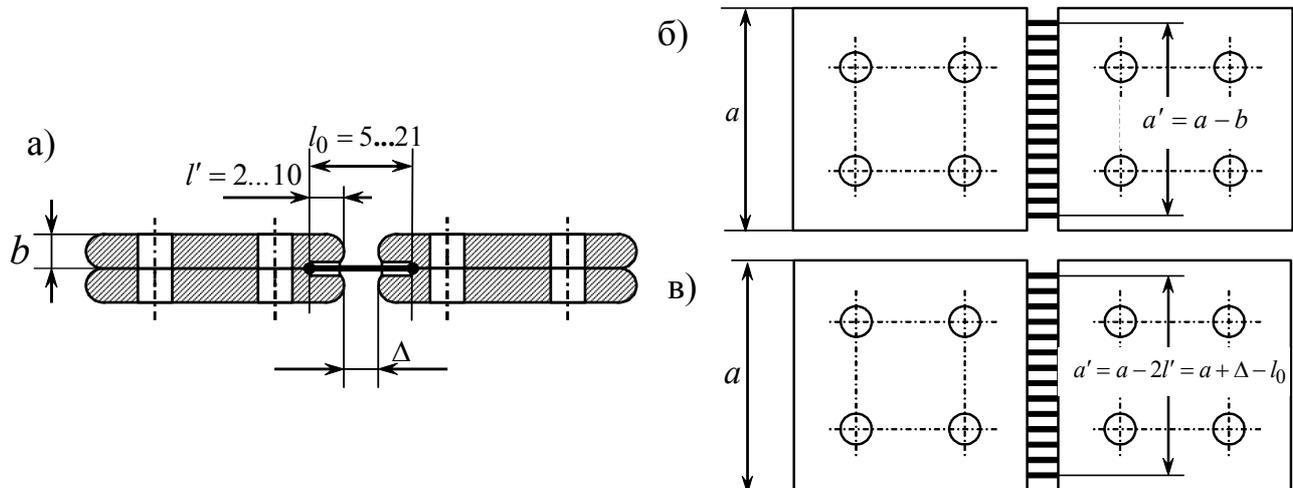


Рис. 10. Изменения конструкции ПСП:

а – пластины с проточенными выступами;

б – конструктивные параметры частично модифицированной конструкции ПСП;

в – конструктивные параметры полностью модифицированной конструкции ПСП

Конструктивно это можно осуществить за счёт проточки выступа в пластинах (рис. 10, а). Данное изменение не сказывается на величине размера  $a'$ . Поэтому общее число проволочек  $N_{пр}$ , связывающих крайние пластины, не меняется (рис. 10, б). Данный вариант изменения назван *частично модифицированной конструкцией панели ПСП*. Вторым вариантом, когда за счёт проточки всех пластин увеличивается рабочая длина всех проволочек (рис. 10, в), назван *полностью модифицированной конструкцией панели ПСП*.

Полученные результаты численных расчётов по оценке ударной прочности при вертикальном, кромочном и нормальном ударах показывают (рис. 11), что частично и полностью модифицированная конструкция ПСП удовлетворяет требованиям прочности.

Так же для полноты общей картины были получены результаты для частично и полностью модифицированной конструкции ПСП по методике расчётов на вибропрочность (гл. 2), которые показали, что предпочтительней является полностью модифицированная конструкция.

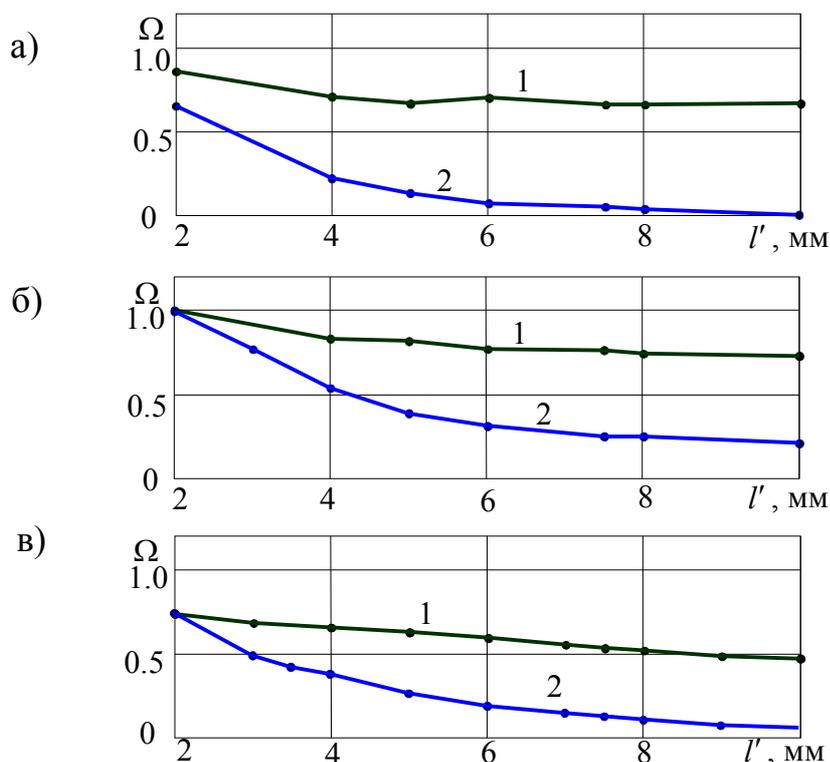


Рис. 11. Зависимость максимума функции накопленных повреждений от глубины проточки в пластинах панели ПСП 15x1:

а – при вертикальном ударе; б – при кромочном ударе; в – при нормальном ударе.

1 – частично модифицированная конструкция;

2 – полностью модифицированная конструкция

**Четвёртая глава** посвящена экспериментальному исследованию ПСП, которое состоит из двух частей: определение механических характеристик материала проволочек сетки и определение собственных частот ПСП 5x1 для проверки математической модели.

Необходимость проведения уточняющих экспериментальных исследований тканной металлической сетки, входящей в состав ПСП, возникла потому, что в специальной литературе и справочниках отсутствуют достоверные данные о механических характеристиках металлической сетки из нержавеющей стали. Кроме того, и при изготовлении проволоки, и при изготовлении сетки, проволочки испытывают пластические деформации. Значит, механические характеристики материала проволочек в составе сетки

отличаются от характеристик исходного материала, получаемых при стандартных испытаниях образцов на растяжение.

Были проведены статические и динамические испытания (рис. 12) сетки 1-0.9-0.22 12X18Н9Т.

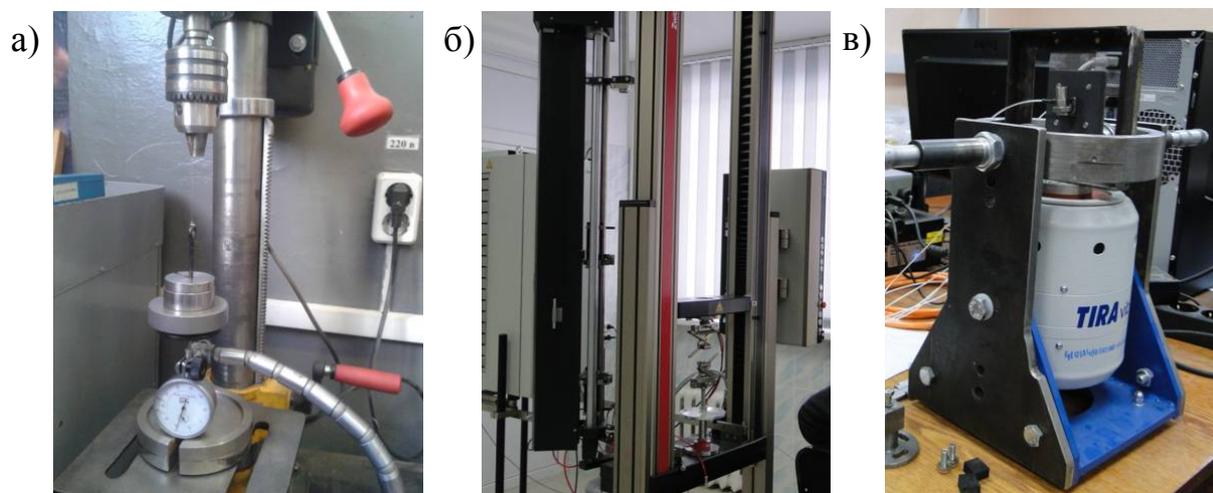


Рис. 12. Общий вид экспериментальных стенов:  
а – мягкий режим;  
б – жёсткий режим на машине ZWICK/ROELL Z010;  
в – вибростенд ZET 027

Испытание на стенде (рис. 12, а) проводилось на извлечённых проволочках, испытания на разрывной машине (рис. 12, б) осуществлялось для извлечённых проволочек и элементов сетки разной ширины. Статические эксперименты по определению модуля Юнга привели к таким результатам, что полученное значение для материала проволочек в составе сетки (так называемый эффективный модуль Юнга  $E_{эфф}^{cem}$ ) примерно в 7 раз меньше табличного значения для стали. В ходе динамических испытаний (рис. 12, в) для элемента сетки с одной сдвоенной пластиной этот результат был подтверждён, а значит, может быть использован для оценки ударопрочности и вибропрочности ПСП.

Обобщив данные серии опытов, получены следующие результаты для материала проволочек в составе сетки:  $E_{эфф}^{cem} = (2,7 \pm 0,1) \cdot 10^4$  МПа,  $\sigma_T^{cem} = (223 \pm 23)$  МПа,  $\sigma_B^{cem} = (606 \pm 54)$  МПа.

В разделе 4.2 описана последовательность испытаний конструкции ПСП 5x1 (рис. 13) по определению собственных частот.

Первая (основная) частота в ходе эксперимента оказалась равной 30,6 Гц, при численном расчёте (при  $E_{эфф}^{cem} = 2,7 \cdot 10^4$  МПа) – 33,6 Гц, погрешность составила 9,8 %.

а)



б)

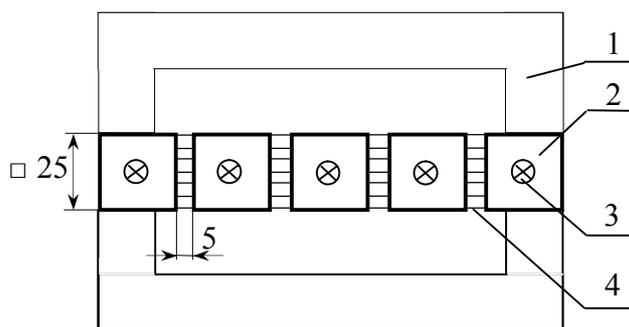


Рис. 13. Общий вид экспериментального стенда и схема образца:

а – вибростенд ZET 027;

б – образец: 1 – ПСП 5x1 на рамке, которая крепится к испытательному стенду, 2 – сдвоенная пластина, 3 – винт; 4 – металлическая сетка

Причины расхождения следующие:

- В математической модели не принимается во внимание изгиб проволочек, имеющий место наряду с рассмотренным растяжением-сжатием проволочек.
- Не учтены структурная неоднородность сетки и трение в местах контакта из-за переплетения проволочек между собой.
- Предложенный расчёт рассматривает область только упругих деформаций, тогда как даже при малых амплитудах колебаний в проволочках возможна пластическая деформация материала.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Обоснован выбор математической модели и расчётной схемы пластинчато-сетчатой панели, на основе которых предложена инженерная методика по оценке вибропрочности и ударопрочности ПСП.
2. Получено общее аналитическое решение вынужденных колебаний линейной системы с конечным числом степеней свободы новым методом. Реализация данного метода достаточно просто осуществляется на ЭВМ в соответствующих математических программах.
3. Предложена модификация исходной конструкции ПСП, обеспечивающая повышение ударной прочности.
4. Проведены два типа испытаний при исследовании тканой металлической сетки: статический и динамический для уточнения значения модуля Юнга растяжения. Так называемый эффективный модуль Юнга  $E_{эфф}^{сет}$  следует считать как 1/7 от табличного значения модуля Юнга для стали, получаемого при стандартных испытаниях образцов на растяжение.

5. Проведён эксперимент по определению собственных частот для ПСП 5x1. Погрешность в значениях, полученных экспериментально и численно, не превышает 10%.

## ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

### Публикации в изданиях, рекомендованных ВАК:

1. Корнеев, С. А. Аналитический расчёт собственных и вынужденных колебаний пластинчато-сетчатой панели / С. А. Корнеев, М. А. Федорова // Омский научный вестник. Сер. Приборы, машины и технологии. – 2011. – № 3(103). – С. 129–133.
2. Федорова, М. А. Исследование параметров прочности и жесткости несущей металлической сетки из стали 12Х18Н9Т в составе пластинчато-сетчатой панели / М. А. Федорова, З. Н. Соколовский // Вестник СибАДИ. – Вып. 4(38) – 2014. – С. 88–93.

### Патенты и программы:

3. Свидетельство о регистрации электронного ресурса ОФЭРНиО №20774 на разработку: Программный модуль «Расчёт на вибропрочность пластинчато-сетчатой панели методом аналитической механики в программе MathCAD» (дата регистрации: 11.02.2015 г.). Авторы: С. А. Корнеев, М. А. Федорова.

### Публикации в других изданиях:

4. Федорова, М.А. Исследование механических характеристик несущей металлической сетки из стали 12Х18Н9Т в составе пластинчато-сетчатой панели / М. А. Федорова, З. Н. Соколовский, С. А. Корнеев, В. А.Таран // Динамика систем, механизмов и машин : материалы IX Междунар. науч.-техн. конф., 11-13 ноября : в 5 кн. – Омск, 2014. – Кн. 1. – С. 161–164.
5. Федорова, М. А. Анализ динамики ПСП при ударных нагрузках / М. А. Федорова, С. А. Корнеев // Динамика систем, механизмов и машин : материалы VIII Междунар. науч.-техн. конф., 13-15 ноября : в 5 кн. – Омск, 2012. – Кн. 1. – С. 63–67.
6. Федорова, М. А. К динамике пластинчато-сетчатой панели / М. А. Федорова, С. А. Корнеев // Россия молодая: передовые технологии в промышленность : материалы IV Всерос. науч.-техн. конф. с международным участием. – Омск, 2011 – С. 133–136.
7. Федорова, М. А. Общее решение задачи малых колебаний системы с конечным числом степеней свободы новым методом введения нормальных координат / М. А. Федорова, С. А. Корнеев // Современные проблемы математики и механики : материалы II Всерос. молодёжной науч. конф., посвящ. 90-летию со дня рождения академика Н. Н. Яненко (в рамках Первого Всероссийского Фестиваля науки). – Томск, 2011. – С. 6–11.