

УДК 534.833: 687.053

Исследование вибраций промышленных швейных машин

Ю.В. Новиков¹, С.В. Горнак¹, В.Ю. Новиков²¹ Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет»² ОАО «НПО Центр»

Study of the Industrial Sewing Machine Vibration

Yu.V. Novikov¹, S.V. Gornak¹, V.Yu. Novikov²¹ Educational Institution "Vitebsk State Technological University"² JSC NPO Center

Рассмотрена проблема снижения вибрационной активности корпусных деталей швейных промышленных машин. Предложен и апробирован способ уменьшения вибрации промышленного стола путем установки швейной головки на принципиально новый материал вибрационного изолятора, что снижает усилия, передаваемые на промышленный стол и фундамент. Результаты теоретических расчетов виброизоляции подтверждены данными экспериментального исследования параметров вибрации промышленного стола. Применение разработанной конструкции виброизолятора позволяет уменьшить параметры виброскорости и виброускорения базового оборудования.

EDN: UGCOTC, <https://elibrary/ugcotc>

Ключевые слова: модель швейной головки, базовый виброизолятор, координаты центр масс, расчет динамических нагрузок, главный вал, частота собственных колебаний

The paper considers the problem of reducing vibration activity of the industrial sewing machine body parts. It proposes a method to lower the table vibration by installing a sewing head on the vibration isolator fundamentally new material reducing the forces transferred to the industrial table and foundation. The method was tested. Results of the vibration theoretical computation were confirmed by the data from an experimental study of the industrial table vibration parameters. Introduction of the vibration isolator developed design makes it possible to reduce the vibration speed and basic equipment acceleration parameters.

EDN: UGCOTC, <https://elibrary/ugcotc>

Keywords: sewing head model, basic vibration isolator, center of mass coordinates, dynamic load computation, main shaft, natural frequency

Уровень развития производства оборудования для легкой промышленности предъявляет особые требования к качеству, надежности и долговечности машин. Внедряются швейные полуавтоматы на базе швейных головок (ШГ), максимальная частота вращения главного вала машин которых достигает 5500 мин^{-1} .

Рабочие органы и передаточные механизмы швейных агрегатов имеют конечные значения жесткости и массы, а также несовершенные ха-

рактеристики передачи энергии. В результате приложения внешних активных нагрузок, изменяющихся в большинстве случаев по периодическим законам, возникает цикличность нагрузок деталей машины. Их упругость ведет к колебаниям с очень большими амплитудами [1–4]. Вибрация швейного агрегата ухудшает качество шитья, ускоряет износ деталей, и возникает вредоносный шум, усиливается опасность усталостного разрушения деталей машины [1, 5–10].

Проблема борьбы с шумом и вибрацией в легкой промышленности является комплексной и достаточно сложной.

Цель работы — исследование устройств снижения вибраций и шумов технологического оборудования легкой промышленности до безопасных норм.

Для достижения поставленной цели на основе методов виброизоляции оборудования легкой промышленности разработана динамическая модель системы *головка — промышленный стол*, выполнен кинематический и динамический анализ механизмов иглы и нитепротягивателя, определены нагрузки, возникающие под действием клиноременной передачи.

Обзор конструкций виброизоляции машин.

При постановке задач виброзащиты в исследуемой механической системе выделяют две связанные подсистемы. К первой, называемой источником колебаний, относят часть механической системы, где непосредственно происходят физические процессы, вызывающие колебания. Вторая подсистема, называемая объектом виброзащиты, — часть механической системы, колебания которой требуется уменьшить. Обеспечить виброизоляцию машины можно установкой на виброизоляторы и виброизолированием подходящих к машине коммуникаций.

Объектом исследования выбрана швейная головка 31-го ряда массой до 100 кг. Можно использовать подвесной или опорный вариант виброизоляции. Рационально применять два виброизолятора, расположенных в горизонтальной плоскости, — однозвенную схему, опорный вариант.

Проектирование динамической модели швейной головки на виброизоляторах. Расчет ее параметров. Анализ возможных нарушений условий функционирования объектов под действием вибраций связан с построением модели объекта, изучением его реакции на заданное воздействие, формированием критерия качества и сравнением по этому критерию результирующих показателей с допускаемыми величинами [1–3].

Модель объекта должна отражать основные черты реальной системы, влияющие на оценку динамической реакции, и быть удобной для анализа и интерпретации результатов.

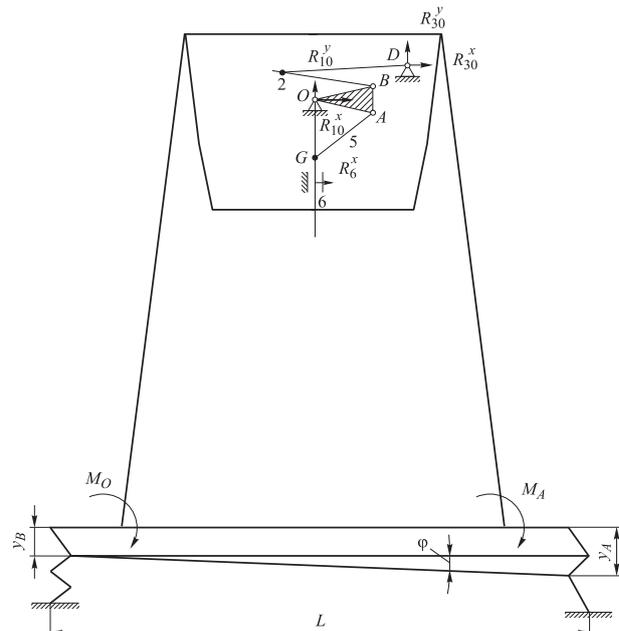


Рис. 1. Динамическая модель ШГ 31-го ряда на виброизоляторах

Критерии качества объекта, испытывающего вибрацию, формируются в виде величин, характеризующих реакцию объекта или его элементов на такое механическое воздействие. Динамическая модель ШГ 31-го ряда на виброизоляторах приведена на рис. 1.

Вибрации ШГ вызваны реакциями, возникающими в шарнирах и кинематических парах $R_{30}^x, R_{30}^y, R_{10}^x, R_{10}^y$ и R_{60}^x , действие которых заменено суммарными моментами относительно опоры O и A.

Расчет динамической модели ШГ. Выполним расчет моментов инерции, массы ШГ и определим положение центра масс (ЦМ). На основе модели ШГ (см. рис. 1) составим уравнение колебаний. Сумма моментов сил относительно опоры O

$$I_O \ddot{\varphi} + k_A y_A l = M_O \sin \Omega t, \quad (1)$$

где I_O — момент инерции ШГ относительно опоры O; φ — угол поворота ШГ; $I_O \ddot{\varphi}$ — момент сил инерции ШГ относительно опоры O; k_A — жесткость виброизолятора относительно опоры A; y_A — текущая координата точки A; l — расстояние между опорами; $k_A y_A l$ — момент силы упругости виброизолятора относительно опоры A; M_O — суммарный момент реакций относительно опоры O; $M_O \sin \Omega t$ — возмущающее воздействие.

Сумма моментов сил относительно опоры А

$$I_A \varphi + k_O y_O l = M_A \sin \Omega t, \quad (2)$$

где I_A — момент инерции ШГ относительно опоры А; $I_A \varphi$ — момент сил инерции ШГ относительно опоры А; k_O — жесткость виброизолятора; y_O — текущая координата точки О; $k_O y_O l$ — момент силы упругости виброизолятора относительно опоры О; M_A — суммарный момент реакций относительно опоры А.

Выражения (1) и (2) представляют собой уравнения колебаний ШГ на виброизоляторах. Расчетная схема для определения моментов инерции ШГ I_O и I_A приведена на рис. 2.

Теоретическое исследование колебаний ШГ целесообразно осуществлять представлением в виде элементарных геометрических тел:

$$I_O = I_{S1} + m_1 (OS_1)^2 + I_{S2} + m_2 (OS_2)^2 + I_{S3} + m_3 (OS_3)^2;$$

$$I_A = I_{S1} + m_1 (AS_1)^2 + I_{S2} + m_2 (AS_2)^2 + I_{S3} + m_3 (AS_3)^2,$$

где I_{S1}, I_{S2}, I_{S3} — моменты инерции отдельных частей относительно их ЦМ; m_1, m_2, m_3 — массы отдельных частей; OS_1, OS_2, OS_3 — расстояния от ЦМ каждой части до точки О; AS_1, AS_2, AS_3 — расстояния от ЦМ отдельных частей до точки А.

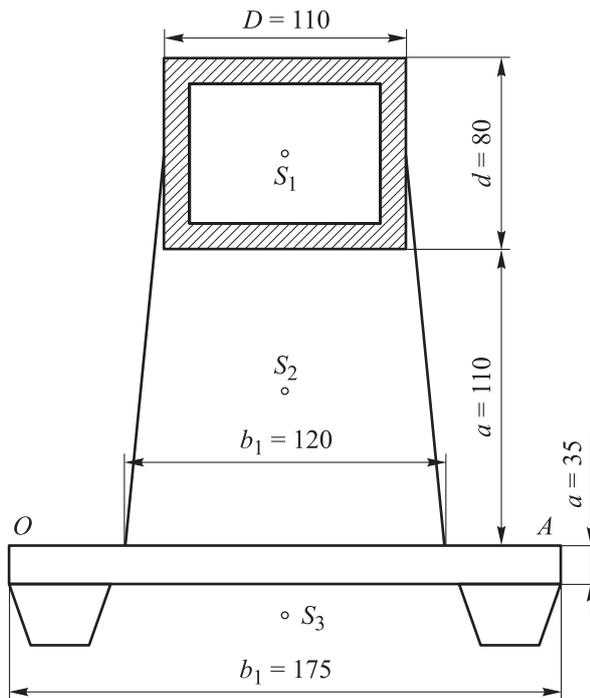


Рис. 2. Схема для расчета моментов инерции ШГ

Моменты инерции отдельных частей относительно их ЦМ:

$$I_{S1} = m_1 \frac{D^2 + d^2}{8} = 1,14 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$I_{S2} = m_2 \frac{a^2 + b^2}{12} = 1,06 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$I_{S3} = m_3 \frac{a_1^2 + b_1^2}{12} = 1,099 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Размеры расстояний от ЦМ: $OS_1 = 210$ мм; $OS_2 = 140$ мм; $OS_3 = 130$ мм. Расстояния от ЦМ отдельных частей до точки А: $AS_1 = 210$ мм; $AS_2 = 130$ мм; $AS_3 = 100$ мм. Моменты инерции: $I_O = 0,31$ кг·м²; $I_A = 0,43$ кг·м².

Расчет динамических нагрузок на ШГ от механизмов иглы и нитепритягивателя. Расчет в различных положениях механизмов иглы и нитепритягивателя выполнен компьютерной программой, составленной на языке программирования Borland Pascal Version 7.0 [11, 12]. Программа расчета определяла численные значения скоростей, ускорений и реакций в шарнирах механизмов иглы и нитепритягивателя с шагом 10°.

Проанализирована работа механизмов иглы и нитепритягивателя. Выполнен расчет динамических нагрузок по кинематическим схемам механизмов с учетом указанных размеров и положений ЦМ звеньев [12]. Кинематическая схема механизмов иглы и нитепритягивателя приведена на рис. 3.

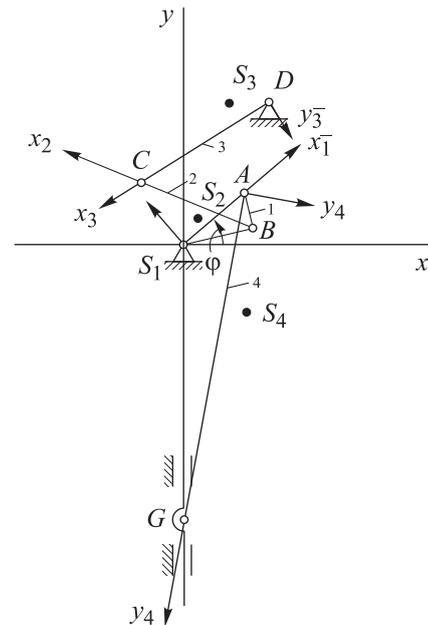


Рис. 3. Кинематическая схема механизмов иглы и нитепритягивателя

Длины звеньев: $OA = 16$ мм; $OB = 13,75$ мм; $BC = 24,9$ мм; $AC = 30,6$ мм; $CO = 30,6$ мм; $CE = 34,9$ мм; $XO = 0$; $YO = 0$; $XO = 17,3$ мм; $YP = 28,4$ мм. Массы звеньев: $M_1 = 285,68 \cdot 10^{-3}$ кг; $M_2 = 15,165 \cdot 10^{-3}$ кг; $M_3 = 12,14 \cdot 10^{-3}$ кг; $M_4 = 26 \cdot 10^{-3}$ кг; $M_5 = 37,51 \cdot 10^{-3}$ кг. Координаты ЦМ звеньев в относительных системах: $X_{rels1} = -2,86$ мм; $Y_{rels1} = 0,09$ мм; $X_{rels2} = 11,3$ мм; $Y_{rels2} = 2,8$ мм; $X_{rels3} = 10,75$ мм; $Y_{rels3} = -1,3$ мм; $X_{rels4} = 41,33$ мм; $Y_{rels4} = 8,03$ мм. Моменты инерции звеньев: $I_2 = 5246 \cdot 10^{-9}$ кг·м²; $I_3 = 5638 \cdot 10^{-9}$ кг·м²; $I_4 = 19969 \cdot 10^{-9}$ кг·м²; $I_5 = 256844 \cdot 10^{-9}$ кг·м².

Расчет нагрузок на главный вал от натяжения ремня. Теоретическое исследование динамических нагрузок проводили после определения реакции в опорных шарнирах с учетом сил, действующих на главный вал от натяжения ремня. Входными данными для расчета были чертеж клиноременной передачи (рис. 4) и межосевое расстояние.

Размеры: $OO_1 = 393$ мм; диаметры шкивов $D_1 = 2 \cdot R_1 = 69$ мм; $D_2 = 2 \cdot R_2 = 99$ мм; стрела прогиба $AB = 10$ мм при нажиме на ремень силой $G = 5$ Н. При действии нагрузки силой G на ремень в нем возникают силы натяжения T_1 (рис. 5).

Введем следующие обозначения: $\angle MAB = \alpha_1$; $\angle LAB = \alpha_2$;

Спроецируем силы G , T_1 и T_2 :

- на ось OY

$$G - T_1 \cos \alpha_1 - T_2 \cos \alpha_2 = 0;$$

- на ось OX

$$T_1 \sin \alpha_1 = T_2 \sin \alpha_2.$$

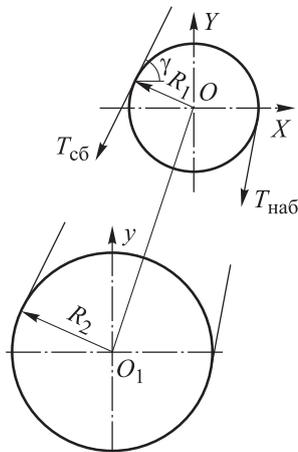


Рис. 4. Схема определения натяжения ремня в процессе работы клиноременной передачи

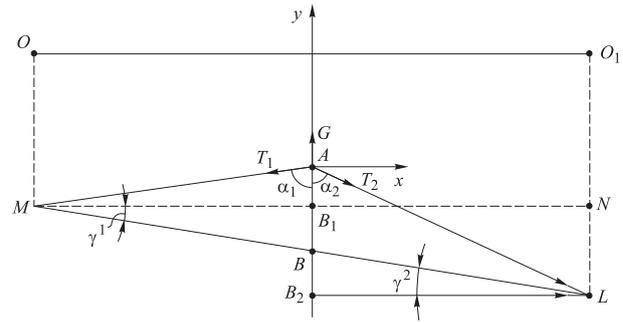


Рис. 5. Схема определения углов α_1 и α_2

Согласно рис. 5:

$$\alpha_1 = \arctg \frac{MB_1}{B_1A}.$$

Здесь

$$MB_1 = \frac{1}{2} OO_1 = 196,5 \text{ мм}; \quad B_1A = AB = BB_1,$$

$$BB_1 = \sqrt{MB^2 - MB_1^2};$$

где

$$MB = \frac{1}{2} ML.$$

Находим $ML = \sqrt{MN^2 + NL^2} = 393,3$ мм и $MB = 169,6$ мм. С учетом $BB_1 = 6,3$ мм и $B_1A = 3,7$ мм получаем угол $\alpha_1 = 88,9^\circ$.

Согласно рис. 5:

$$\alpha_2 = \arctg \frac{B_2L}{AB_2},$$

где

$$B_2L = \frac{1}{2} OO_1 = 196,5 \text{ мм}; \quad AB_2 = AB + BB_2.$$

Определяем $BB_2 = \sqrt{BL^2 - B_2L^2} = 6,3$ мм и $AB_2 = 16,3$ мм, после чего получаем угол $\alpha_2 = 85,3^\circ$.

Сила натяжения

$$T_1 = T_2 \sin \alpha_2 / \sin \alpha_1.$$

Отсюда имеем

$$G - T_2 \sin \alpha_2 \operatorname{ctg} \alpha_1 - T_2 \cos \alpha_2 = 0.$$

Сила натяжения

$$T_2 = \frac{G}{\sin \alpha_2 \operatorname{ctg} \alpha_1 + \cos \alpha_2} = 49,5 \text{ Н}.$$

С учетом $T_1 = 49,3$ Н получаем предварительное натяжение ремня

$$T_{cp} = (T_1 + T_2) / 2 = 49,4 \text{ Н}.$$

Силу натяжения необходимо учесть в программе расчета динамических нагрузок [12].

Исходные данные для расчета: $F_1 = T_{сб} = 49,4 \text{ Н}$ — сила натяжения сбегавшей ветви; F_2 — сила натяжения набегающей ветви, $F_2 = T_{наб} = T_{сб} e^{f\alpha}$ (f — коэффициент сцепления, $f = 0,1$; $\alpha = \pi$); $F_2 = 67,6 \text{ Н}$; $R_1 = 34,5 \text{ мм}$; $\gamma = 53^\circ$.

Определение суммарного момента M_O . Расчетная схема для определения суммарного момента M_O приведена на рис. 6. Суммарный момент описывается выражением

$$M_O = R_{60}^x h_{60}^x + R_{10}^x h_{10}^x + R_{10}^y h_{10}^y + R_{30}^x h_{30}^x + R_{30}^y h_{30}^y + P_{UR}^x h_{UR}^x + P_{UR}^y h_{UR}^y;$$

$$h_{UR}^y = h_{10}^y + XA^1; \quad h_{UR}^x = h_{10}^x + XA^1;$$

где XA^1, YA^1 — текущие координаты точки A^1 ; O^1A^1 — длина кривошипа.

Чтобы ограничить распространение колебаний, возникающих в ШГ, целесообразно использовать устройства активной виброизоляции, включая в систему упругие элементы (виброизоляторы) в виде пружин, прокладок и их комбинации.

Значения реакций и уравновешивающей силы в соответствии с направлением вычисляли

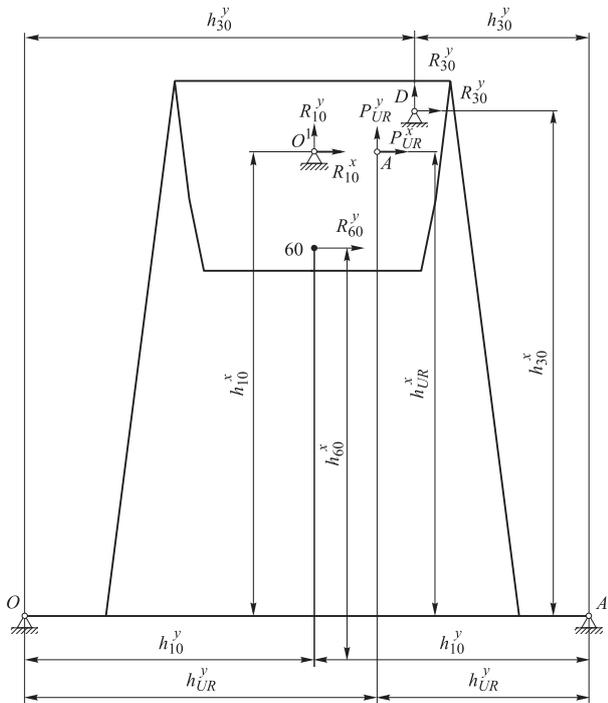


Рис. 6. Расчетная схема для определения суммарных моментов M_O и M_A

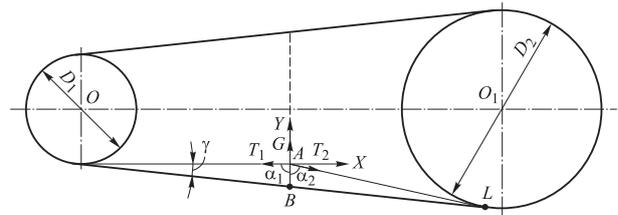


Рис. 7. Схема клиноременной передачи

по программе силового анализа. Длины плеч сил: $h_{10}^y = 110 \text{ мм}$; $h_{10}^x = 195 \text{ мм}$; $h_{30}^y = 140 \text{ мм}$; $h_{30}^x = 225 \text{ мм}$; $h_{60}^x = 125 \text{ мм}$.

Суммарные моменты рассчитывали в тридцати шести положениях механизмов.

Определение суммарного момента M_A . Суммарный момент определяется как (см. рис. 6)

$$M_A = R_{60}^x h_{60}^x + R_{10}^x h_{10}^x + R_{10}^y h_{10}^y + R_{30}^x h_{30}^x + R_{30}^y h_{30}^y + P_{UR}^x h_{UR}^x + P_{UR}^y h_{UR}^y,$$

где

$$h_{UR}^y = h_{10}^y - XA^1; \quad h_{UR}^x = h_{10}^x - YA^1;$$

$$XA^1 = O^1A^1 \cos \varphi; \quad YA^1 = O^1A^1 \sin \varphi.$$

Длины плеч сил: $h_{10}^y = 80 \text{ мм}$; $h_{10}^x = 195 \text{ мм}$; $h_{30}^y = 50 \text{ мм}$; $h_{30}^x = 225 \text{ мм}$; $h_{60}^x = 125 \text{ мм}$.

С помощью указанных данных получены значения суммарного момента M_A .

Определение частот собственных колебаний ШГ. Уравнение свободных колебаний ШГ на виброизоляторах имеет вид

$$m\ddot{y}_s + k_O y_O + k_A y_A = 0; \quad (3)$$

$$l_O \ddot{\varphi} + k_A y_A l = 0,$$

где m — масса ШГ, кг; y_s — текущая координата ЦМ ШГ,

$$y_s = y_O + \frac{l}{2} \sin \varphi + \frac{l}{2} \cos \varphi. \quad (4)$$

Так как значения угла φ предельно малы, можно допустить

$$\sin \varphi = \varphi; \quad \cos \varphi = 0; \quad \varphi = \frac{y_A - y_O}{l}. \quad (5)$$

С учетом выражений (5) и (4) система уравнений (3) принимает вид

$$m\ddot{y}_O + \frac{\ddot{y}_A - \ddot{y}_O}{2} m + k_O y_O + k_A y_A = 0; \quad (6)$$

$$l_O + \frac{\ddot{y}_A - \ddot{y}_O}{l_2} + k_A y_A = 0.$$

Решением этой системы являются соотношения

$$\begin{aligned} y_O &= C_O \sin \omega t; \\ y_A &= C_A \sin \omega t, \end{aligned}$$

где ω — частота собственных колебаний; C_O , C_A — амплитуды собственных колебаний.

Дифференцируя эти соотношения, получаем

$$\begin{aligned} \dot{y}_O &= -C_O \omega^2 \sin \omega t; \\ \dot{y}_A &= -C_A \omega^2 \sin \omega t. \end{aligned} \quad (7)$$

Подставляя выражение (7) в формулу (6) с учетом $m_O = I_O/l^2 = 13,41$ кг, запишем

$$\begin{aligned} C_O(2k_O - \omega^2 m) + C_A(2k_A - \omega^2 m) &= 0; \\ C_O m_O \omega^2 + C_A(k_A - m_O \omega^2) &= 0. \end{aligned} \quad (8)$$

Система уравнений (8) является системой частотных уравнений. Решаем эту систему уравнений относительно частоты собственных колебаний ω . Определитель матрицы, составленной из коэффициентов уравнений (8), приравняем к нулю:

$$\begin{aligned} (2k_O - \omega^2 m)(k_A - m_O \omega^2) - \\ - m_O \omega^2 (2k_A - \omega^2 m) = 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Здесь m_O — масса опоры O ;

$$k_O = \frac{EF_O}{h_O}; \quad k_A = \frac{EF_A}{h_A},$$

где E — модуль упругости виброизолятора, определенный экспериментальным путем, $E = 106$ Н/м²; F_O — площадь опоры O , $F_O = 235,6$ мм²; h_O — высота опоры O , $h_O = 18,5$ мм; F_A — площадь опоры A , $F_A = 16,9$ мм²; h_A — высота опоры A , $h_A = 12$ мм.

После подстановки данных в уравнение (9) получаем $k_O = 40,8 \cdot 10^3$ Н/м и $k_A = 44,5 \cdot 10^3$ Н/м.

Уравнение (9) является биквадратным, проведем замену, определив постоянные A , B и C , входящие в его состав:

$$\begin{aligned} A &= 2mm_O = 938,7; \\ B &= 2k_O m_O + k_A m + 2m_O k_A = 3,8 \cdot 10^6; \\ C &= 2k_O k_A = 3,6 \cdot 10^9. \end{aligned}$$

С учетом постоянных A , B и C уравнение (9) принимает вид

$$A\omega^4 - B\omega^2 + C = 0.$$

Корни уравнения определяются как

$$\omega_1^2 = B \pm \frac{\sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}.$$

С учетом исходных данных получаем

$$\omega_1 = 50 \text{ рад/с}; \quad \omega_2 = 40 \text{ рад/с}.$$

Целесообразно исследовать блуждающие колебания ШГ под действием возмущающих нагрузок. В этом случае система частотных уравнений имеет вид

$$\begin{aligned} C_O(2k_O - \omega^2 m) + C_A(2k_A - \omega^2 m) &= P_y; \\ C_O m_O \omega^2 + C_A(k_A - m_O \omega^2) &= P_O. \end{aligned}$$

Здесь P_y — амплитудное значение возмущающей нагрузки, $P_y = 247,83$ Н;

$$P_O = \frac{M_O}{l} = 269 \text{ Н},$$

где M_O — амплитудное значение суммарного момента относительно опоры O .

Амплитуды собственных колебаний C_O и C_A определяем по следующим выражениям

$$\begin{aligned} C_O &= \\ &= \frac{P_y(k_A - m_O \omega^2) - (2k_A - \omega^2 m)P_O}{(2k_O - \omega^2 m)(k_A - m_O \omega^2) - (2k_A - \omega^2 m)m_O \omega^2}; \quad (10) \\ C_A &= \frac{P_O(2k_O - \omega^2 m) - P_y m_O \omega^2}{(2k_O - \omega^2 m)(k_A - m_O \omega^2) - (2k_A - \omega^2 m)m_O \omega^2}. \end{aligned}$$

Вследствие резонанса амплитуда колебаний стремится к бесконечности, и можно сделать вывод, что это может случиться, когда знаменатель в расчетных формулах для расчета амплитуд равен нулю.

Присваиваем знаменателю значение (приравнявая к нулю) и определяем резонансные частоты с учетом числовых значений:

$$9,4 \cdot 10^2 \omega^4 - 3,9 \cdot 10^6 \omega^2 + 3,9 \cdot 10^9 = 0.$$

$C_O; C_A, \text{ мм}$

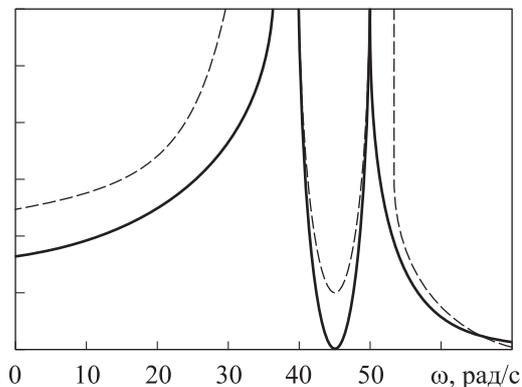


Рис. 8. Зависимости амплитуд собственных колебаний C_O и C_A от их частоты ω

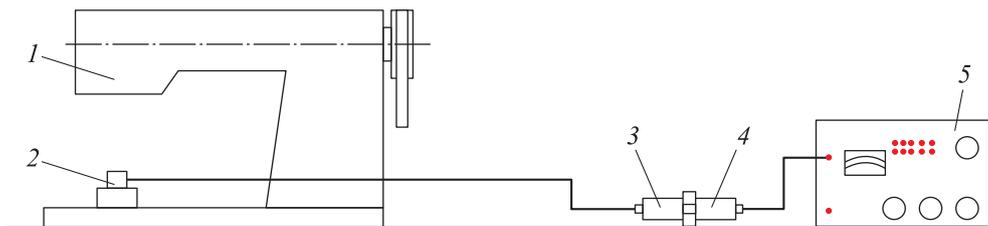


Рис. 9. Схема экспериментальной установки

В результате расчетов, получаем $\omega_1 = 50$ рад/с и $\omega_2 = 40$ рад/с.

Построенные по уравнению (10) графические зависимости амплитуд собственных колебаний C_O и C_A от их частоты ω приведены на рис. 8.

Целесообразность использования виброизоляции проявляется, если частоты находятся в зоне выше резонансной. С учетом использованного оборудования и исходных данных в результате исследований сделано заключение, что частоты собственных колебаний должны превышать расчетные значения: $\omega \gg 50$ рад/с.

Экспериментальное исследование. Разработана методика измерения параметров вибраций для ШГ, которую можно использовать для швейных полуавтоматов и некоторых обувных машин [4–6, 13–15]. Измерение параметров вибрации ШГ проводили на разработанной экспериментальной установке, реализованной на базе ШГ 31-го ряда. Схема экспериментальной установки приведена на рис. 9, где 1 — ШГ; 2 — вибропреобразователь; 3, 4 — эквиваленты преобразователя; 5 — измеритель вибрации и шума ВШВ-003.

На промышленный стол швейной машины с помощью магнита устанавливали и закрепляли вибропреобразователь (датчик). Параметры, фиксируемые датчиком, передавались соединительным кабелем на измеритель вибрации и шума ВШВ-003, на шкале которого стрелка показывала истинные значения виброскорости и виброускорения.

Измеритель вибрации и шума ВШВ-003 предназначен для измерения: уровня звука с частотными характеристиками (A, B, C), уровня звукового давления в диапазоне частот 2...18 000 Гц, звука в октавных полосах в диапазоне частот 2...8000 Гц, средних квадратических значений виброскорости и виброускорения. Измеритель вибрации и шума построен на принципе преобразования звуковых и механи-

ческих колебаний исследуемых объектов в пропорциональные электрические сигналы, которые усиливаются, преобразуются и выводятся на панель прибора.

Пьезометрический вибропреобразователь ДН-3-М1 (рис. 10) предназначен для преобразования механических колебаний в электрические сигналы, пропорциональные ускорению колеблющегося объекта. Вибропреобразователь состоит из основания 1, пьезоэлементов 3, инерционной массы 5, контакта 7 (для замера электрического потенциала), втулок 6 и 8. На втулку 8 навинчен колпачок 9 для предохранения от попадания влаги во время хранения. Статическое нагружение на пьезоэлемент осуществляется винтом 4. Конструкция преобразователя закрыта крышкой 2.

Принцип работы вибропреобразователя основан на прямом пьезоэффекте. При воздействии механических колебаний на основание вибропреобразователя с ускорением a инерционная масса $m_{ин}$ испытывает действие силы $P = m_{ин}a$.

В качестве пьезоэлементов использована пьезокерамика. Преимущество пьезоэлектриче-

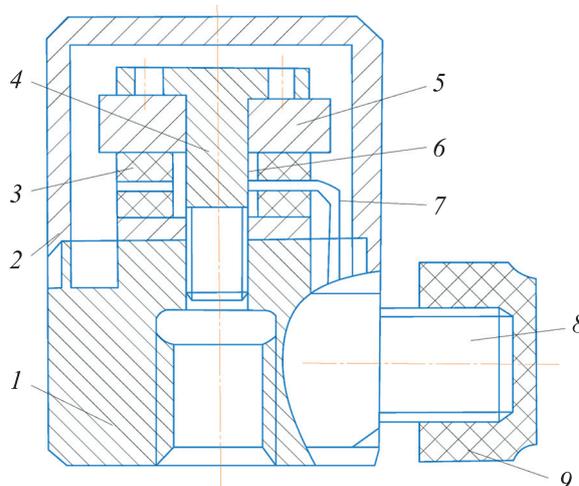


Рис. 10. Схема пьезометрического вибропреобразователя ДН-3-М1

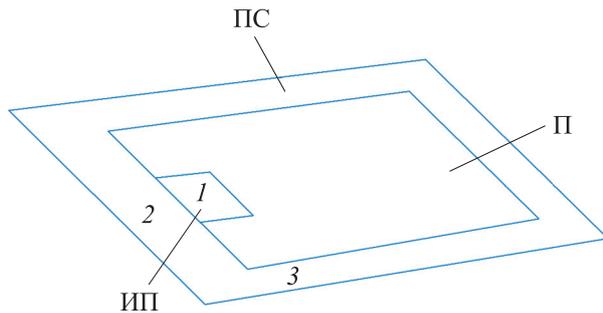


Рис. 11. Схема расположения точек замера:
ИП — игольная пластина; ПС — промышленный стол;
П — платформа

ских вибропреобразователей перед другими видами состоит в том, что индуктивные преобразователи применяют в интервале низких частот, тензорезистивные и емкостные — в более широком диапазоне низких и средних частот. Пьезоэлектрические преобразователи доминируют в области средних и высоких частот, в которой и проводились экспериментальные исследования [14–16].

Вибропреобразователь ДН-3-М1 устанавливали в выбранных путем предварительного анализа точках замера вибрации, где измерительным прибором ВШВ-003 определяли уровень виброскорости и виброускорения. Замеры выполняли для различных материалов виброизоляторов.

Для определения статических модулей упругости различных материалов виброизоляторов использовали прибор ЖНЗО-2. Метод измерения заключался во вдавливании цилиндрического пальца в поверхность испытуемого материала с различным усилием и измерении деформации. Схема расположения точек замера вибрации 1–3 приведена на рис. 11.

Измерения деформации проводили для материалов базового виброизолятора. У базового виброизолятора в качестве материала выступал металл, у других — полиуретан, фторопласт и твердая резина. Нагрузку изменяли в диапазоне 5...150 Н. В связи с тем, что испытуемые материалы имели линейную зависимость деформации от нагрузки до 100 Н, а максимальная нагрузка, приходящаяся на одну опору, составляла 500 Н, деформацию материалов определяли расчетным путем.

Результаты экспериментального исследования. На первом этапе экспериментального исследования значения виброскорости и виброускорения измеряли в трех точках для матери-

ла базового виброизолятора, на втором — для различных материалов.

Чтобы определить модуль упругости и рассчитать жесткость, находили зависимость модуля упругости E от напряжения испытуемых материалов $\sigma_{исп}$, связанных следующим образом:

$$\sigma_{исп} = E\varepsilon, \quad \varepsilon = \Delta h/h_0.$$

Определяли значения модуля упругости и напряжения испытуемых материалов, по которым строили зависимости $E = f(\sigma_{исп})$ для всех материалов.

Напряжение

$$\sigma_{исп} = \frac{G}{2F},$$

где G — вес ШГ, $G = 350$ Н; F — суммарная площадь опор,

$$F = F_0 + F_A = 402,5 \text{ мм}^2.$$

С учетом $\sigma_{исп} = 43,5 \cdot 10^4$ Н/м² модуль упругости $E = 3,2 \cdot 10^6$ Н/м².

Анализ результатов эксперимента. Определены значения виброскорости и виброускорения для различных материалов и конструкций виброизоляторов. Анализ полученных результатов показал, что по сравнению с металлическим базовым виброизолятором наименьшую виброскорость на частотах до 125 Гц имеет виброизолятор из полиуретана, а на более высоких частотах — виброизолятор из твердой резины. Эти показатели с некоторой степенью вероятности можно объяснить различной жесткостью этих материалов.

Выводы

1. На основании анализа литературных источников проведена классификация методов виброизоляции оборудования легкой промышленности. Определение оптимальной конструкции виброизоляторов ШГ промышленной швейной машины 31-го ряда основано на разработанной динамической модели системы *головка — промышленный стол*.

2. Выполнен расчет масс и моментов инерции. Проведен кинематический и динамический анализ механизмов иглы и нитепритягивателя. Разработана программа кинематического и силового анализа механизмов иглы и нитепритягивателя.

3. Рассчитаны моменты инерции ШГ относительно опор, составившие 0,51 и 0,43 кг·м². Определены нагрузки, возникающие под действием клиноременной передачи. Максимальные нагрузки на ШГ относительно опор составили 52,5 и 48,74 Н. Вычислены геометрические параметры виброизоляторов. Экспериментально определены физические характеристики материалов виброизоляторов, удовлетворяющие расчетным значениям.

4. Разработан и апробирован способ снижения вибрации промышленного стола путем

установки ШГ на принципиально новый материал виброизолятора, что снижает усилия, передаваемые на промышленный стол и фундамент.

5. Теоретические расчеты виброизоляции подтверждены результатами экспериментального исследования параметров вибрации промышленного стола. Применение разработанной конструкции виброизолятора снижает виброскорость и виброускорение базового оборудования.

Литература

- [1] Майзель М.М., ред. *Основы конструирования и расчета типовых машин и аппаратов легкой промышленности*. Москва, Машгиз, 1963. 600 с.
- [2] Потураев В.Н., Фырда В.Н. *Резиновые детали машин*. Москва, Машиностроение, 1977. 216 с.
- [3] Потураев В.Н. *Резиновые и резинометаллические детали машин*. Москва, Машиностроение, 1966. 299 с.
- [4] Novikov Yu.V., Krasner S.Yu. Optimization of the parameters of the sewing thread cutting process. *Annual Journal of Technical University of Varna*, 2020, vol. 4, no. 1, pp. 55–66, doi: <https://doi.org/10.29114/ajtuv.vol4.iss1.168>
- [5] Краснер С.Ю., Новиков Ю.В. *Оценка качества процессов в механизмах вышивальных полуавтоматов*. Витебск, ВГТУ, 2019. 190 с.
- [6] Новиков Ю.В., Краснер С. *Проектирование автоматической обрезки ниток швейных полуавтоматов*. Рига, Lap Lambert, 2018. 132 с.
- [7] Генкин М.Д., ред. *Вибрации в технике*. Т. 5. *Измерения и испытания*. Москва, Машиностроение, 1981. 496 с.
- [8] Ивович В.А., Онищенко В.Я. *Защита от вибрации в машиностроении*. Москва, Машиностроение, 1990. 272 с.
- [9] Ольхофф Н. *Оптимальное проектирование конструкций. Вопросы вибрации и потери устойчивости*. Москва, Мир, 1981. 280 с.
- [10] Бишоп Р.Е.Д. *Колебания*. Москва, Наука, 1986. 189 с.
- [11] Новиков Ю.В., Новиков В.Ю. Исследование резонансных характеристик колебательных систем волоочильных установок. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 7, с. 35–42, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-7-35-42>
- [12] Бобровский С.И. *Delphi 7*. Санкт-Петербург, Питер, 2008. 736 с.
- [13] Новиков Ю.В. *Инженерно-техническое оборудование*. Витебск, ВГТУ, 2015. 112 с.
- [14] Кириллов А.Г. *Швейные машины челночного стежка*. Витебск, ВГТУ, 2017. 215 с.
- [15] Клудубович В.В., ред. *Перспективные технологии*. Витебск, ВГТУ, 2011. 595 с.
- [16] Сункуев Б.С. *Расчет и конструирование машин и аппаратов*. Витебск, ВГТУ, 2014. 168 с.

References

- [1] Mayzel M.M., ed. *Osnovy konstruirovaniya i rascheta tipovykh mashin i apparatov legkoy promyshlennosti* [Fundamentals of design and calculation of typical machines and apparatuses of light industry]. Moscow, Mashgiz Publ., 1963. 600 p. (In Russ.).
- [2] Poturaev V.N., Fyrda V.N. *Rezinovye detali mashin* [Rubber details of machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 216 p. (In Russ.).
- [3] Poturaev V.N. *Rezinovye i rezinometallicheskie detali mashin* [Rubber and rubber-metal details of machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1966. 299 p. (In Russ.).

- [4] Novikov Yu.V., Krasner S.Yu. Optimization of the parameters of the sewing thread cutting process. *Annual Journal of Technical University of Varna*, 2020, vol. 4, no. 1, pp. 55–66, doi: <https://doi.org/10.29114/ajtuv.vol4.iss1.168>
- [5] Krasner S.Yu., Novikov Yu.V. *Otsenka kachestva protsessov v mekhanizmaxh vyshivalnykh poluavtomatov* [Estimation of quality of processes in mechanisms of embroidery semiautomatic machines]. Vitebsk, VGTU Publ., 2019. 190 p. (In Russ.).
- [6] Novikov Yu.V., Krasner S. *Proektirovanie avtomaticheskoy obrezki nitok shveynykh poluavtomatov* [Design of automatic thread trimming of sewing semi-automatic sewing machines]. Riga, Lap Lambert Publ., 2018. 132 p. (In Russ.).
- [7] Genkin M.D., ed. *Vibratsii v tekhnike. T. 5. Izmereniya i ispytaniya* [Vibrations in engineering. Vol. 5. Measurements and tests]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. 496 p. (In Russ.).
- [8] Ivovich V.A., Onishchenko V.Ya. *Zashchita ot vibratsii v mashinostroenii* [Protection from vibration in mechanical engineering]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1990. 272 p. (In Russ.).
- [9] Olkhoff N. *Optimalnoe proektirovanie konstruktsiy. Voprosy vibratsii i poteri ustoychivosti* [Optimal design of constructions. Questions of vibration and loss of stability]. Moscow, Mir Publ., 1981. 280 p. (In Russ.).
- [10] Bishop R.E.D. *Vibration*. Cambridge University Press, 1979. 164 p. (Russ. ed.: *Kolebaniya*. Moscow, Nauka Publ., 1986. 189 p)
- [11] Novikov Yu.V., Novikov V.Yu. Studying resonance characteristics of the drawing installation oscillatory systems. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2023, no. 7, pp. 35–42, doi: <https://doi.org/10.18698/0536-1044-2023-7-35-42> (in Russ.).
- [12] Bobrovskiy S.I. *Delphi 7*. Sankt-Petersburg, Piter Publ., 2008. 736 p. (In Russ.).
- [13] Novikov Yu.V. *Inzhenerno-tekhnicheskoe oborudovanie* [Engineering and technical equipment]. Vitebsk, VGTU Publ., 2015. 112 p. (In Russ.).
- [14] Kirillov A.G. *Shveynye mashiny chelnochnogo stezhka* [Sewing machines of shuttle stitch]. Vitebsk, VGTU Publ., 2017. 215 p. (In Russ.).
- [15] Klulubovich V.V., ed. *Perspektivnye tekhnologii* [Perspective technologies]. Vitebsk, VGTU Publ., 2011. 595 p. (In Russ.).
- [16] Sunkuev B.S. *Raschet i konstruirovaniye mashin i apparatov* [Calculation and design of machines and apparatuses]. Vitebsk, VGTU Publ., 2014. 168 p. (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 20.12.2023

Информация об авторах

НОВИКОВ Юрий Васильевич — кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Автоматизация производственных процессов». Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет» (210035, Витебск, Республика Беларусь, Московский проспект, д. 72, e-mail: nov_u_vik@mail.ru).

ГОРНАК Сергей Владимирович — ассистент кафедры «Автоматизация производственных процессов». Учреждение образования «Витебский государственный технологический университет» (210035, Витебск, Республика Беларусь, Московский проспект, д. 72, e-mail: raptor@mail.ru).

Information about the authors

NOVIKOV Yuri Vasilievich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Associate Professor of the Department of Production Processes Automation. Educational Institution “Vitebsk State Technological University” (210035, Vitebsk, Republic of Belarus, Moskovskiy Ave., Bldg. 72, e-mail: nov_u_vik@mail.ru).

GORNAK Sergey Vladimirovich — Assistant, Department of Production Processes Automation. Educational Institution “Vitebsk State Technological University” (210035, Vitebsk, Republic of Belarus, Moskovskiy Ave., Bldg. 72, e-mail: raptor@mail.ru).

НОВИКОВ Владислав Юрьевич — инженер-конструктор конструкторского отдела «Центр-45». ОАО «НПО Центр» (220018, Минск, Республика Беларусь, ул. Шаранговича, д. 19, e-mail: novikau_svaitoslav.75 @.ru).

NOVIKOV Vladislav Yuryevich — Design Engineer, Design Department Center-45. JSC NPO Center (220018, Minsk, Republic of Belarus, Sharangovicha St., Bldg.19, e-mail: novikau_svaitoslav.75@.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Новиков Ю.В., Горнак С.В., Новиков В.Ю. Исследование вибраций промышленных швейных машин. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 8, с. 31–41.

Please cite this article in English as:

Novikov Yu.V., Gornak S.V., Novikov V.Yu. Study of the Industrial Sewing Machine Vibration. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 8, pp. 31–41.



**Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям учебное пособие
«Навигационные акселерометры»**

Автор С.Ф. Коновалов

Изложена теория навигационных акселерометров. Представлены конструктивные схемы акселерометров прямого преобразования и компенсационного типа, включая микромеханические приборы. Исследованы погрешности акселерометров, связанные с несовершенством их электромеханических узлов и электронных блоков.

Рассмотрены стенды и методики, используемые при испытаниях навигационных акселерометров. В приложении подробно описаны конструкция компенсационного акселерометра с кремниевым маятником (типа Si-flex), конструкция и особенности применения технологической оснастки для сборки прибора. В дополнительных материалах, размещенных на сайте кафедры «Приборы и системы ориентации, стабилизации и навигации» МГТУ им. Н.Э. Баумана, приведены: патент на акселерометр Si-flex (КА-400М, КА-800); комплект чертежей акселерометра; комплект чертежей технологической сборочной оснастки.

Для студентов специальностей, связанных с системами навигации и управления движением, также может представлять интерес для инженеров и научных работников, занимающихся проектированием и исследованием прецизионных электромеханических приборов.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;

press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>