

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ ПРОМЫШЛЕННОЙ ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ

*Н.В. Белова, Б.С. Сункуев, Е.Н. Кузмичёв, С.С. Холнеев*

В известной литературе [1 – 4] отсутствуют сведения по исследованию виброизоляции промышленных швейных машин.

Отсутствие исследований не позволяет на стадии проектирования оптимизировать уровни колебаний платформы и промстола швейной машины, с которыми контактируют руки оператора. Например, в швейных машинах фирмы «Turical» GC6720HD и Оршанского завода «Легмаш» 31-го ряда уровни виброскорости платформы и промстола различаются на 10 – 15 дБА при равных требованиях, предъявляемых к этим поверхностям. В связи с этим возникает задача выравнивания уровней виброскорости на платформе и крышке промстола, что должно привести к их уменьшению.

В настоящей работе поставлена задача разработки приближённой математической модели колебательной системы швейной машины с включением в неё виброизолирующих прокладок, что позволяет на стадии проектирования оптимизировать параметры виброскорости.

В настоящей работе предложена приближённая математическая модель колебательной системы швейной машины с включением в неё виброизолирующих прокладок.

Промышленная швейная машина (рис. 1) состоит из швейной головки 1, промстола 2 и электродвигателя 3, закреплённого на промстоле.

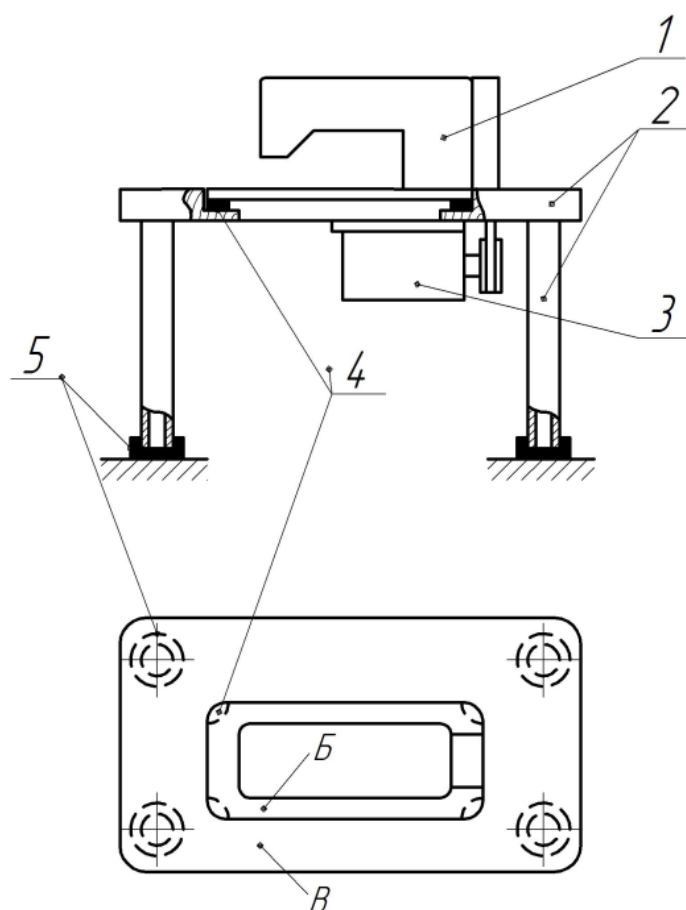


Рисунок 1 – Схема промышленной швейной машины

Швейная головка 1 совершает вынужденные колебания под действием сил инерции звеньев механизмов. Эти колебания сообщаются крышке промстола 2 через виброизолирующие прокладки 4. Дополнительные колебания промстола 2 сообщаются от неуравновешенной силы инерции ротора электродвигателя 3.

Колебания промстола 2 передаются на основание, на котором установлена машина, через виброизолирующие прокладки 5.

При работающей швейной машине колебания плоской платформы швейной головки и крышки 2 промстола могут передаваться на руки швей. Эти колебания не должны превышать уровней, предписанных санитарно-гигиеническими нормами [5].

Представим математическую модель колебаний швейной машины в виде системы с 2-мя степенями свободы (рис. 2 а).

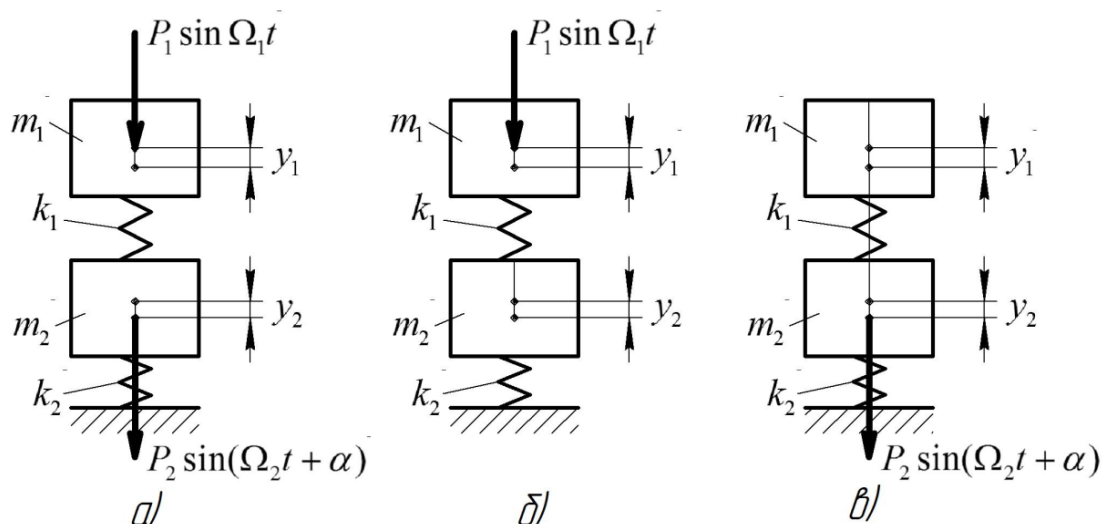


Рисунок 2 – Модели колебательных систем:  
а) модель 1; б) модель 2; в) модель 3

На рис. 2 а изображены:

$m_1$  — масса швейной головки, кг;

$k_1$  — коэффициент упругости виброизолирующих прокладок швейной головки (поз. 4 на рис. 1), Н/м;

$m_2$  — масса промстола и электродвигателя (поз. 2, 3 на рис. 1), кг;

$k_2$  — коэффициент упругости виброизолирующих прокладок промстола (поз. 5 на рис. 1), Н/м;

$P_1$  — амплитуда суммарной силы инерции механизмов швейной машины, Н;

$\Omega_1$  — угловая скорость главного вала швейной головки, рад/с;

$P_2$  — амплитуда неуравновешенной силы инерции ротора электродвигателя, Н;

$\Omega_2$  — угловая скорость ротора электродвигателя, рад/с.

Предполагается, что суммарная сила инерции механизмов швейной головки РГ изменяется по закону  $P_{\Gamma} = P_1 \sin \Omega_1 t$ , а неуравновешенная сила инерции ротора электродвигателя — по закону  $P_3 = P_2 \sin(\Omega_2 t + \alpha)$ .

Решение уравнений колебаний представленной модели 1 является достаточно сложным, поэтому рассмотрим колебания этой модели в виде суммы колебаний более простых систем: модели № 2 и модели № 3 (рис. 2 б, 2 в).

Уравнение колебаний модели 2 имеет вид:

$$m_1 \ddot{y}_1 + k_1(y_1 - y_2) = P_1 \sin \Omega_1 t, \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + k_2 y_2 - k_1(y_1 - y_2) = 0. \quad (2)$$

Ищем решения системы (1), (2) в виде:

$$y_1 = A_1 \sin \Omega_1 t, \quad (3)$$

$$y_2 = A_2 \sin \Omega_1 t. \quad (4)$$

Подставив (3), (4) и их вторые производные в (1), (2), рассмотрим условия, при которых (3), (4) превращаются в тождества. В результате получим систему линейных уравнений относительно  $A_1$ ,  $A_2$ , решая которую получим выражения для определения амплитуд колебаний:

$$A_1 = \frac{P_1(k_1+k_2-m_2\Omega_1^2)}{(k_1-m_1\Omega_1^2)(k_1+k_2-m_2\Omega_1^2)-k_1^2}, \quad (5)$$

$$A_2 = \frac{P_1k_1}{(k_1-m_1\Omega_1^2)(k_1+k_2-m_2\Omega_1^2)-k_1^2} \quad (6)$$

Уравнение колебаний модели № 3 имеет вид:

$$m_1\ddot{y}_1 + k_1(y_1 - y_2) = 0, \quad (7)$$

$$m_2\ddot{y}_2 + k_2y_2 - k_1(y_1 - y_2) = P_2\sin(\Omega_2t + \alpha). \quad (8)$$

Решение системы (7), (8) ищем в виде:

$$y_1 = A_3\sin(\Omega_2t + \alpha), \quad (9)$$

$$y_2 = A_4\sin(\Omega_2t + \alpha). \quad (10)$$

Подставив (9), (10) и их вторые производные в (7), (8) и рассмотрев условия, при которых (7), (8) превращается в тождества, получаем систему линейных уравнений относительно  $A_3$ ,  $A_4$ , решая которую определяем:

$$A_3 = \frac{k_2P_2}{(k_1-m_1\Omega_2^2)(k_1+k_2-m_2\Omega_2^2)-k_1k_2}, \quad (11)$$

$$A_4 = \frac{(k_1-m_1\Omega_2^2)P_2}{(k_1-m_1\Omega_2^2)(k_1+k_2-m_2\Omega_2^2)-k_1k_2}. \quad (12)$$

Суммируя колебания моделей № 2 и № 3 получим:

$$y_1 = A_1\sin\Omega_1t + A_3\sin(\Omega_2t + \alpha), \quad (13)$$

$$y_2 = A_2\sin\Omega_1t + A_4\sin(\Omega_2t + \alpha). \quad (14)$$

Для проверки достоверности представленной модели колебаний швейной машины проведём экспериментальные исследования и расчёты по предлагаемым моделям 2 и 3 и сравним результаты.

Эксперимент проведён на серийном образце швейной машины 31-го ряда завода «Легмаш» (г. Орша). Замер показателей виброскорости проводился в точках Б швейной головки (см. рис. 1) и В промстола с помощью прибора ВШВ-003-М2 при частоте вращения главного вала швейной головки, равной 3000 об/мин. Съём информации о виброскорости в точках Б и В производился преобразователями пьезометрическими виброизмерительными ДН-ЗУ1 ТУ25-7706.019-88 и ДН-4-М1ТУ25-7705.020-86.

Результаты замеров приведены в верхней строке таблицы.

Таблица — Значения логарифмического уровня виброскорости в контрольных точках Б и В (положения точек указаны на рис. 1)

Метод определения	$L_v$ , дБА	
	точка Б платформы	точка В промстола
экспериментальный	87,5	73,5
расчётный	89	75

Для расчёта амплитуд колебаний по формулам (5), (6), (11), (12), (13), (14) необходимо иметь значения  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $P_2$ ,  $m_1$ ,  $m_2$ .

Коэффициенты упругости  $k_1$ ,  $k_2$  виброизолирующих прокладок можно определить экспериментальным методом на приборе ЖНЗО-2, предназначенном для определения жёсткости деталей обуви.

Схема измерения показана на рис. 3 а. На рис. 3 б, 3 в показаны сечения виброизолирующих прокладок швейной головки (поз. 4 на рис. 1) и промстола (поз. 5 на рис. 1). На приборе замеряются деформации у виброизолирующих прокладок под действием груза  $P$ .

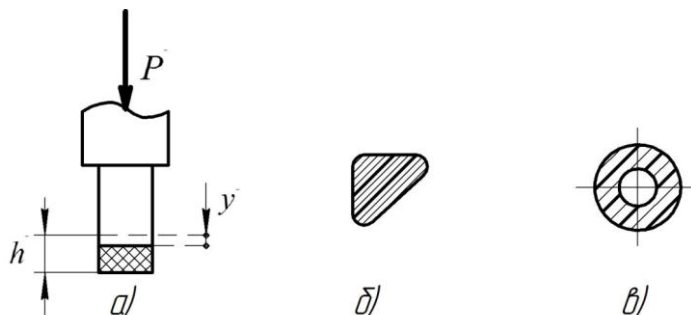


Рисунок 3 – Схема измерений коэффициентов упругости виброизолирующих прокладок

По результатам измерения деформаций у виброизолирующих прокладок швейной головки построен график зависимости  $y$  от  $P$  (рис. 4). Из графика видно, что коэффициент упругости  $K_{10} = \frac{dP}{dy}$  виброизолирующей прокладки не является величиной постоянной. Учитывая, что виброизолирующие прокладки 4 (см. рис. 1) предварительно сжимаются под действием силы веса  $G_1$  швейной головки, а амплитуда возмущающей нагрузки равна  $P_1$ , принимаем коэффициент упругости  $k_{10}$  приближённо-постоянным и равным среднему значению на диапазоне изменения  $P$  от  $P_{min} = \frac{G_1}{4} - \frac{P_1}{2}$  до  $P_{max} = \frac{G_1}{4} + \frac{P_1}{2}$ .

Тогда  $K_{10} = \frac{P_{max} - P_{min}}{y_{max} - y_{min}}$ , где  $y_{max}$  и  $y_{min}$  — значения  $y$  для  $P_{max}$  и  $P_{min}$ , полученные из графика на рис. 4

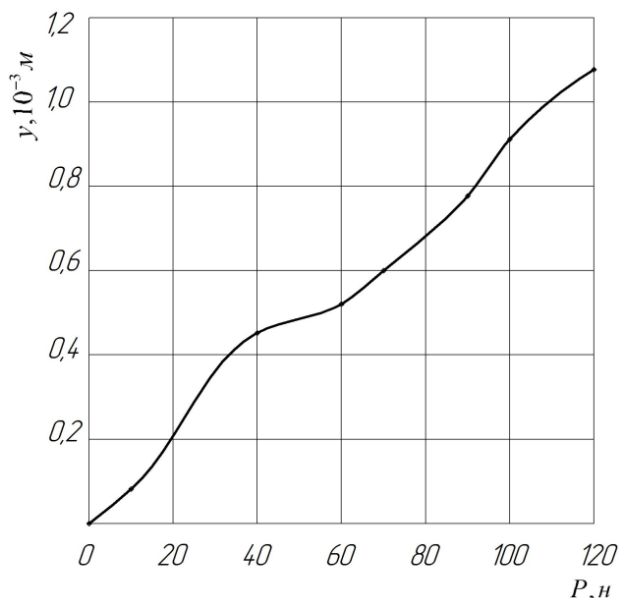


Рисунок 4 – График зависимости  $k_1$  от  $P$

Принимаем  $G_1 = 294,3$  Н,  $P_1 = 30$  Н, получим  $P_{min} = 60$  Н,  $P_{max} = 90$  Н.  $y_{min} = 0,515 \cdot 10^{-3}$  м;  $y_{max} = 0,785 \cdot 10^{-3}$  м,  $k_{10} = 111,1 \cdot 10^3$  Н/м.

Суммарный коэффициент упругости четырёх виброизолирующих прокладок составляет:

$$k_1 = 4 \cdot K_{10} = 444,4 \cdot 10^3 \text{ Н/м.}$$

Аналогично определено значение  $k_2$  для виброизолирующей прокладки промстола:

$$k_2 = 552 \cdot 10^3 \text{ Н/м.}$$

Выполним расчёт амплитуд вынужденных колебаний при следующих исходных данных:

$m_1 = 30$  кг;  $m_2 = 70$  кг;  $\Omega_1 = 314$  рад/с;  $\Omega_2 = 293$  рад/с;  $k_1 = 444,4 \cdot 10^3$  Н/м,  $k_2 = 552 \cdot 10^3$  Н/м,  $P_1 = 35$  Н.

Значение  $P_1$  получено из результатов силового анализа механизмов швейных машин 31-го ряда завода «Легмаш».

В результате определены из формул (5), (6)  $A_1 = 13,7 \cdot 10^{-6}$  м;  $A_2 = 0,92 \cdot 10^{-6}$  м.

Значения  $A_3$ ,  $A_4$  могут быть определены из формул (11), (12) при  $\Omega_2 = 293$  рад/с и известном  $P_2$ . Значение  $P_2$  зависит от балансировки ротора электродвигателя и не может быть определено теоретически. Поэтому определим  $P_2$  экспериментальным методом для модели 3 (см. рис 2 в) колебательной системы. Эта модель может быть получена, если отсоединить от привода швейную головку и оставить включённым электродвигатель. Произведены замеры амплитуды  $A_3$  колебаний в точке В (см. рис. 1) протстола с помощью прибора ВШВ-003-М2.  $A_3 = 0,5 \cdot 10^{-6}$  м.

Этому значению  $A_3$  согласно формуле (11) соответствует значение

$$P_2 = \frac{A_3 \left( (k_1 - m_1 \Omega_2^2) (k_1 + k_2 - m_2 \Omega_2^2) - k_1 \cdot k_2 \right)}{k_2} = 11,1 \text{ Н.}$$

Подставляя это значение  $P_2$  в формулу (13), получим

$$A_4 = 2,24 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Уравнения (13), (14) выражают суммы гармонических колебаний моделей 2 и 3 колебательной системы. Амплитудные значения этих колебаний не могут быть определены, т. к. неизвестен фазовый угол  $\alpha$ .

В рассматриваемой колебательной системе доминирующими являются гармонические колебания, совершаемые под действием силы  $P_1$ . Для приближённой оценки суммарных колебаний системы примем амплитуды колебаний в точках Б и В (см. рис. 1) равными соответственно:

$$A_{\text{сум.Б}} = A_1 + \frac{A_3}{2};$$

$$A_{\text{сум.В}} = A_4 + \frac{A_3}{2}.$$

В результате получим:

$$A_{\text{сум.Б}} = 14,16 \cdot 10^{-6} \text{ м; } A_{\text{сум.В}} = 2,69 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Вычисление логарифмического уровня виброскорости  $L_V$  гармонических колебаний при известной их амплитуде  $A$  произведём по формуле

$$L_V = 20 \lg g \frac{V}{V_0}, \quad (15)$$

где  $V$  — среднегеометрическое значение скорости колебаний, м/с.

$$V = 0,707 A \cdot \Omega_1, \quad (16)$$

$V_0$  — базовое значение скорости колебаний,  $V_0 = 5 \cdot 10^{-8}$  м/с.

Для вычисления значений  $A_{\text{сум.Б}}$  и  $A_{\text{сум.В}}$  получим  $L_{VB} = 75$  дБА,  $L_{VB} = 89$  дБА. Эти значения  $L_V$  занесены в таблицу.

Из таблицы следует, что погрешность расчётного метода определения  $L_V$  для контролируемых точек Б и В (см. рис. 1) составляет 1,7 % и 2 % и предложенная модель колебаний достаточно точно оценивает уровень колебаний системы.

В результате проведённых исследований впервые разработана приближённая математическая модель колебательной системы швейной машины с включением в неё виброизолирующих прокладок.

С использованием предложенной модели возможна оптимизация параметров виброизоляции с целью снижения вредного воздействия поверхностей стола и платформы на оператора.

#### Список использованных источников

1. Вальщиков, Н. М. Расчёт и проектирование машин швейного производства / Н. М. Вальщиков, Б. В. Зайцев, Ю. Н. Вальщиков — Ленинград : «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1973. — 344 с.
2. Крапивин, Н. И. Исследование колебаний станины швейной машины 22-А класса при различных вариантах уравнивания / Н. И. Крапивин, А. И. Комиссаров // Научные труды МТИЛП. — Вып. 35. — 1969. — С. 272-285.
3. Котова, И. Л. Исследование динамики скоростных швейных машин с целью снижения шума и вибраций / И. Л. Котова [и др.] // Исследование и проектирование машин и агрегатов легкой промышленности : тезисы докладов Всесоюзного семинара / МЛТИП, 1978. — С. 26-27.
4. Лопандин, И. В. Метод контроля допустимой амплитуды колебаний швейных машин / И. В. Лопандин, Т. М. Юрьева, Л. К. Милосердный // Оборудование для лёгкой промышленности : НТРС. — 1979. — № 4. — С. 9-12.
5. Крапивин, Н. И. О некоторых конструктивных способах снижения уровня шума и вибрации промышленных швейных машин / Н. И. Крапивин [и др.] // Проблемы виброзащиты и снижения уровня шума машин для текстильной и лёгкой промышленности : тезисы докладов. — Иваново—Москва, 1979. — С. 73-74.
6. ГОСТ 12.1.012 — 78. Вибрация. Общие требования безопасности.

*Статья поступила в редакцию 22.03.2012*

#### SUMMARY

The approximate mathematical model of sewing machine oscillating system with insertion of vibration-insulated padding was developed.

The mathematical model as a system with two freedom levels is offered. The solutions are obtained in the form of the planned points oscillations of the sewing machine head and the industrial table. For the model adequacy control the calculations of amplitude of the planned points oscillations and the experimental measurements of the logarithmic levels of these points were done. As a result it was established that the error of calculation method doesn't exceed 2 % and the suggested model evaluates the system oscillating level accurately enough.