

УДК 534.833.524.2

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ  
ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПНЕВМОВИБРОИЗОЛЯТОРОВ  
ДЛЯ ТЕКСТИЛЬНЫХ МАШИН**

*Б.С. САЖИН, О.С. КОЧЕТОВ, А.В. ШЕСТЕРНИНОВ, Т.Д. ХОДАКОВА*

(Московский государственный текстильный университет им.А.Н. Косыгина,  
Ульяновский государственный технический университет)

Основными преимуществами пневматических виброизоляторов являются низкая собственная частота колебаний, высокая эффективность виброизоляции и возможность поддержания постоянного уровня оборудования относительно фундамента за счет наличия обратной связи по перемещению.

По результатам исследований [1...4] выявлено, что при установке текстильного

оборудования на пневматические виброизоляторы снижаются динамические нагрузки на перекрытие и в ряде механизмов станка. Так, например, при установке ткацкого станка типа АТПР на пневматические виброизоляторы кроме снижения динамических нагрузок в ряде механизмов станка уменьшается также и мощность, потребляемая электродвигателем.

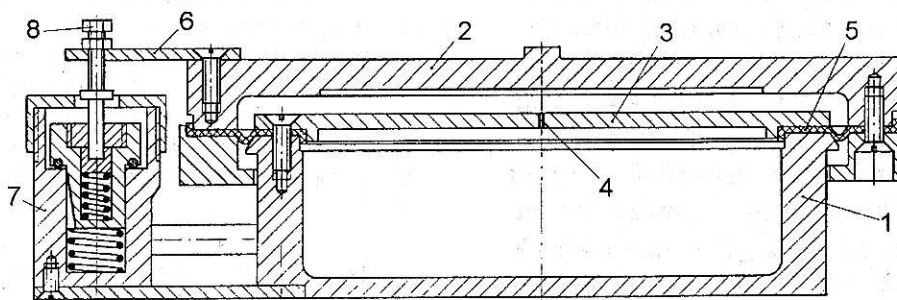


Рис. 1

На рис.1 представлена конструктивная схема пневматической виброизолирующей системы [1]. Пневмовиброизолятор состоит из корпуса 1, крышки 2, перегородки 3, в которой выполнен межкамерный дроссель 4. Эластичная диафрагма 5 с крышкой образуют рабочую камеру, а под перегородкой 3 расположена полость демпферной камеры, образованной корпусом 1.

Межкамерный дроссель 4 соединяет рабочую и демпферную камеры посредством дроссельного отверстия, размеры которого определяют демпфирование в системе. Рычаг обратной связи 6 связывает

крышку пневмовиброизолятора с закрепленным на ней виброизолируемым объектом с автоматическим регулятором уровня 7, а регулировочный винт 8 позволяет провести предварительную юстировку оборудования.

Пневмовиброизолятор работает следующим образом.

Эластичная диафрагма 5 жестко связана с крышкой 2, образуя рабочую камеру, и с перегородкой 3, образуя с корпусом 1 демпферную камеру. Демпфирование в системе определяется размерами межкамерного дросселя 4.

В результате расчета на ПЭВМ динамических характеристик авторами были выявлены оптимальные, с точки зрения

$$F=0,1\text{ м}^2; K=0; V_2=4,1 \cdot 10^{-3}\text{ м}^3; V_4=1,67 \cdot 10^{-2}\text{ м}^3;$$

$$d_{1,2}=0,5 \cdot 10^{-3}\text{ м}; d_{2,3}=1,25 \cdot 10^{-3}\text{ м}; d_{2,4}=0,15 \cdot 10^{-2}\text{ м}; S_{1,2}=1,0 \cdot 10^{-3}\text{ м};$$

$$S_{2,3}=0,1 \cdot 10^{-3}\text{ м}; P_1=0,5\text{ МПа}; P_3=0,1\text{ МПа}; T=293\text{ К}; \delta=0; \ell=0,015\text{ м}.$$

В статическом состоянии система находится под давлением, которое одинаково в обеих полостях системы. Механический импульс от виброизолируемого объекта поступает на рычаг 6 обратной связи, который связан с автоматическим регулятором уровня 7, а регулировочный винт 8 позволяет провести предварительную выверку оборудования. При этом золотник клапана отходит от седла и через каналы осуществляется дополнительный подвод воздуха для компенсации давления в рабочей камере, что, в свою очередь, приводит

минимума коэффициента передачи при виброизоляции, параметры пневматического виброизолятора:

к стабилизации уровня крышки 2. Лишний воздух отводится в атмосферу.

Основные параметры частотных характеристик приближенно выбираются на основе анализа свойств пассивной пневматической системы при отсутствии регулятора уровня 7. Основные частотные характеристики пассивной системы [5] выявляются с помощью частотных характеристик коэффициента передачи  $\Psi_A(\omega)=X_0/Y_0$ , причем характеристику коэффициента передачи при виброизоляции  $\psi(\omega)$  определяют по формуле:

$$\Psi(\omega) = \sqrt{\frac{A_0^2 + (A_1 - 2A_0B_2)\omega^2 + (B_2^2 - 2A_1B_3)\omega^4 + B_3^2\omega^6}{A_0^2 + (A_1^2 - 2A_0A_2)\omega^2 + (A_2^2 + 2A_0A_4 - 2A_1A_3)\omega^4 + (A_3^2 - 2A_2A_4)\omega^6 + A_4^2\omega^8}}$$

где  $\omega$  – угловая частота,  $\text{с}^{-1}$ ;

$$A_0 = b_0K + a_0F; A_1 = b_0\delta + b_1K + a_1F;$$

$$A_2 = b_0M + b_1\delta + b_2K + a_2F; A_3 = b_1M + b_2\delta; A_4 = b_2M;$$

$$B_2 = b_1\delta + b_2K + a_2F; B_3 = b_2\delta;$$

$a_0, a_1, a_2, b_0, b_1, b_2$  – вспомогательные коэффициенты, определяемые по формулам [4].

На рис.2 представлен стенд для исследования динамических характеристик пневмовиброизоляторов. Стенд устанавливается на жесткой платформе 1, на которой через динамометрический силоизмеритель 2 закрепляется исследуемый пневмовиброизолятор 3, причем сверху на него воздействует кулиса 5 для создания гармонической нагрузки. Кулиса приводится в колебание посредством рычага 6 через эксцентрик 7 от электродвигателя 9 с тахогенератором. На кулисе закреплен вибродатчик 4, сигнал с которого совместно с сигналом от динамометра 2 поступает на

тензоусилитель, а затем на осциллограф. При этом в измерительной цепи используются частотомер и фазометр.

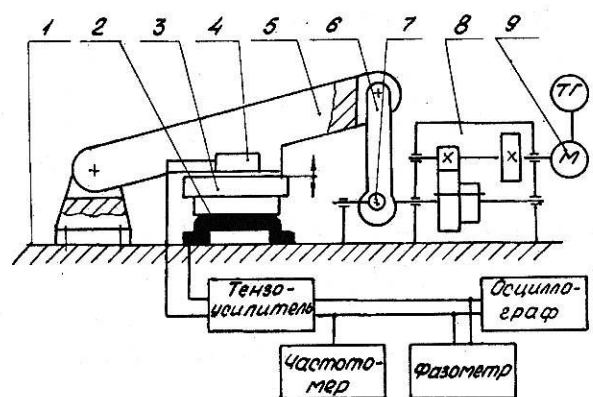


Рис. 2

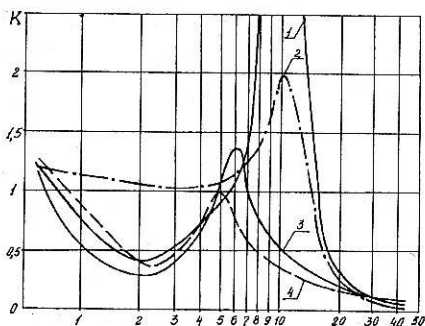


Рис. 3

Графики коэффициентов передачи, полученные при экспериментальном исследовании пневмовиброизоляторов, представлены на рис.3. Кривая 1 характеризует схему с регулятором уровня, присоединенным к демпферной камере при нулевом демпфировании, а кривая 2 – при оптимальном демпфировании. Кривая 3 характеризует схему с регулятором уровня, присоединенным к рабочей камере при нулевом демпфировании, а кривая 4 – при оптимальном демпфировании.

Анализируя полученные кривые, можно сделать вывод, что присоединение регулятора уровня к рабочей камере, при прочих равных условиях, существенно снижает собственную частоту системы пневматической виброизоляции, например, с  $10\text{ с}^{-1}$  при коэффициенте передачи  $K$ , равном 2,0, до  $5\text{ с}^{-1}$  при коэффициенте передачи  $K$ , равном 1,1.

Нами также были проведены испытания пневмовиброизоляторов непосредственно в реальных условиях текстильного производства. Испытания пневматической виброизолирующей системы проводились при установке на них ткацких станков Джеттис-180 НБ на Тверской ткацко-прядельной фабрике.

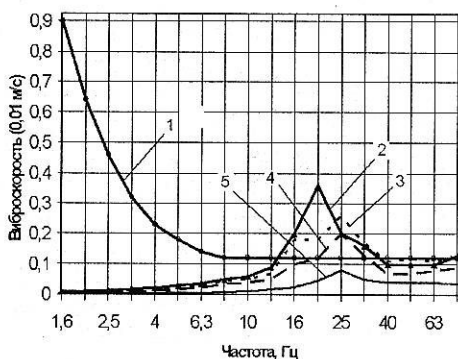


Рис. 4

На рис.4 представлены результаты этих испытаний. Кривая 1 – санитарная норма; 2 – станок при скорости  $560\text{ мин}^{-1}$  установлен "жестко" на перекрытии; 3 – станок при скорости  $520\text{ мин}^{-1}$  установлен "жестко" на перекрытии; 4 – станок при скорости  $460\text{ мин}^{-1}$  установлен "жестко" на перекрытии; 5 – станок при скорости  $560\text{ мин}^{-1}$  установлен на пневмовиброизоляторах.

При анализе полученных результатов были сделаны следующие выводы. Работа пневматических ткацких станков типа Джеттис-180 НБ на втором этаже ткацкого корпуса фабрики приводит к повышенной вибрации на рабочих местах. Причем превышение уровней виброскорости составляет в частотном диапазоне  $13...38\text{ Гц}$  (при скорости станков  $560\text{ мин}^{-1}$ ) в 3 с лишним раза; превышение уровней виброскорости в частотном диапазоне  $13...40\text{ Гц}$  (при скорости станков  $520\text{ мин}^{-1}$ ) – в 2 с лишним раза; превышение уровней виброскорости в частотном диапазоне  $19...31\text{ Гц}$  (при скорости станков  $460\text{ мин}^{-1}$ ) – в 1,8 раз.

Установка станков типа Джеттис-180 НБ на пневмовиброизоляторы при максимальном режиме работы (при скорости станков  $560\text{ мин}^{-1}$ ) приводит к снижению уровней виброскорости во всем частотном диапазоне в 5 с лишним раз, что создает условия труда на рабочем месте в соответствии с ГОСТом 12.1.012–90.ССБТ. Вибрация. Общие требования безопасности (см. кривые 1 и 5).

## ВЫВОДЫ

1. Разработана методика экспериментального определения динамических характеристик активных пневматических виброизоляторов в зависимости от схемы подвода рабочего газа и режимов его истечения в дросселях входных и выходных регулирующих устройств.

2. Результаты анализа полученных кривых позволили сделать вывод о том, что присоединение регулятора уровня к рабочей камере при прочих равных условиях существенно снижает собственную частоту

ту системы пневматической виброизоляции.

3. Установка станков типа Джеттис-180 НБ на пневмовиброизоляторы при максимальном режиме работы (при скорости станков  $560 \text{ мин}^{-1}$ ) в условиях прядильно-ткацкой фабрики приводит к снижению уровней виброскорости во всем частотном диапазоне в 5 с лишним раз, что создает условия труда на рабочем месте в соответствии с ГОСТом 12.1.012-90.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. А.с. № 1668773 СССР. Виброизолирующая система Кочетова для ткацких станков. – Оpubл. 1991. Бюл. №29.

2. Кельберт Д.Л. Охрана труда в текстильной промышленности. – М.: Легпромбытиздат, 1990.

3. Корнев Б.И., Мартынов И.А. и др. Влияние пневматических виброизоляторов на некоторые механические и технологические характеристики работы ткацких станков АТПР / В кн.: Легкая промышленность. Р.Ж.12. Сводный том № 1. – М.: ВИНТИ, 1985.

4. Шмаков В.Т., Кочетов О.С., Солотов А.Д. Виброизоляция технологического стационарного оборудования пневматическими опорами / В кн.: Методы и средства виброзащиты человека. – М.: ИМАШ АН СССР, 1977.

5. Кочетов О.С. Расчет пассивного пневмовиброизолятора с учетом динамических характеристик тела человека-оператора / В кн.: Автоматизация научных исследований в области машиноведения. – М.: Наука, 1983. С.146...150.

6. ГОСТ 12.1.012-90.ССБТ. Вибрация. Общие требования безопасности. – М.: Госстандарт, 1991.

Рекомендована кафедрой процессов и аппаратов химической технологии и безопасности жизнедеятельности. Поступила 25.04.05.