

УДК 534.833

**РАСЧЕТ НА ПЭВМ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИХ ПОДВЕСОК СИДЕНИЙ  
ТЕКСТИЛЬНЫХ МАШИН**

*Б.С.САЖИН, О.С.КОЧЕТОВ, А.В.ШЕСТЕРНИНОВ, В.А.БУЛАЕВ, С.С.ШЕСТАКОВ*

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

Создание эффективных технических средств виброзащиты производственного персонала от воздействия вибрации остается актуальной задачей, стоящей перед учеными. Одним из примеров использования сидений на текстильных машинах являются "передвижные стулья", которые применяются для облегчения обслуживания мотальных машин [1]. На отделочной операции «оверлок» предприятия ЗАО "Люберецкие ковры" используется линия, где на рабочих местах установлены виброзащитные сиденья телескопической конструкции с резиновым упругим элементом.

Недостатком названных конструкций является невысокая эффективность за счет малого динамического хода подвески си-

дней и высокой собственной частоты (порядка 20 Гц), лежащей в диапазоне частот возбуждения рамной конструкции линии, в результате чего на рабочих местах наблюдается повышенная вибрация, превышающая нормативные значения [2].

В силу вышесказанного создание виброзащитных сидений с низкой частотой собственных колебаний системы подвеска-оператор, которая лежала бы в диапазоне частот 2...5 Гц, весьма актуально, причем виброзащитная подвеска сиденья должна обладать равночастотными свойствами. Этим требованиям отвечают пневматические виброизолирующие подвески сидений операторов [3].

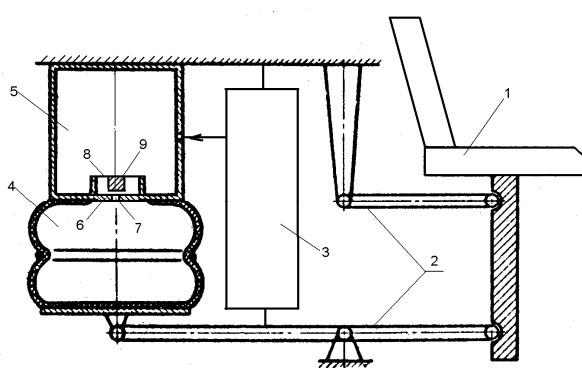


Рис. 1

На рис.1 изображен общий вид такой подвески, содержащей каркас сиденья с подушкой 1 и спинкой, направляющее устройство 2, выполненное в виде парал-

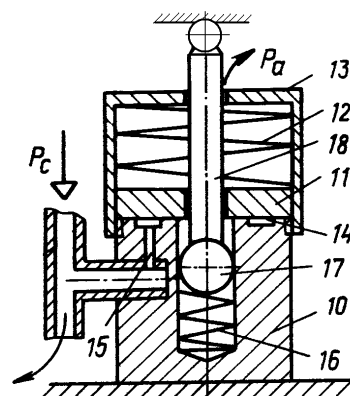


Рис. 2

лельно расположенных горизонтальных рычагов. Собственная частота колебаний системы определяется массой оператора и

соотношением плеч рычага направляющего механизма 2.

Пневматическая подвеска снабжена автоматическим регулятором уровня 3 (рис.2) и включает в себя рабочую камеру 4 в виде резинокордной оболочки, демпферную камеру 5, перегородку 6 и межкамерный дроссель, выполненный в виде дроссельного отверстия 7 с сейсмомассой 8, упруго закрепленной над ним с зазором посредством воздухопроницаемой мембраны 9.

Такое расположение упругого пневмоэлемента 4 (рабочей камеры) позволяет уменьшить жесткость подвески в целом, поскольку перемещение оператора во столько раз больше перемещения верхнего фланца резинокордного элемента 4, во сколько раз больше отношение плеч рычага от оси приложения нагрузки от виброизолируемого объекта до оси шарнира 4 и от оси шарнира до оси упругого элемента 4.

Регулятор уровня 3 (рис.2) выполнен в виде клапана с плавающим поршнем 11, охватывающим шток 18 и поджатым пружиной 12 к выступам корпуса 13 с воз-

можностью перекрытия выполненных в корпусе 10 каналов 14, сообщающихся с пневмомагистралью 15, причем шток выполнен в виде стержня 18 с закрепленным на одном из концов шаром 17, подпружиненным пружиной 16, а в качестве упругого элемента 12, поджимающего поршень, может быть использован эластомер.

Регулятор уровня 3 позволяет стабилизировать положение оператора в динамическом и статическом режимах за счет выравнивания давления в камерах через пневмомагистраль. Межкамерное дроссельное устройство позволяет повысить эффективность виброизоляции путем частотно-зависимого демпфирования, заключающегося в изменении пропускной способности дроссельного отверстия 7, причем изменение происходит избирательно в требуемом диапазоне частот путем подбора параметров упругого подвеска сейсмомассы.

Передаточная функция системы  $T(s)$  найдена посредством метода преобразования Лапласа:

$$T(s) = \frac{z_2}{U} = \frac{(m_1 s^2 + b_1 s + c_1)(b_2 s + c_2)}{(m_1 s^2 + b_1 s + c_1)(m_2 s^2 + b_1 s + c_1 + b_2 s + c_2) - (b_1 s + c_1)^2}, \quad (1)$$

где  $m_1$  – масса оператора;  $c_1$  – жесткость оператора;  $b_1$  – его относительное демпфирование;

рвание:  $b_1 = \frac{h_1}{2\sqrt{c_1 m_1}}$  (здесь  $h_1$  и  $h_2$  – аб-

солютное демпфирование);  $m_2$  – масса подвижных частей подвески сиденья;  $c_2$  – жесткость пневматической подвески;  $b_2$  – демпфирование подвески сиденья.

Расчет виброизолирующей подвески сиденья проводился с учетом биомеханических характеристик тела человека-оператора как двухмассовой упругоинерционной системы с демпфированием [4]. Для теоретического исследования динамических характеристик этой схемы была составлена программа расчета на ПЭВМ (язык программирования "СИ++").

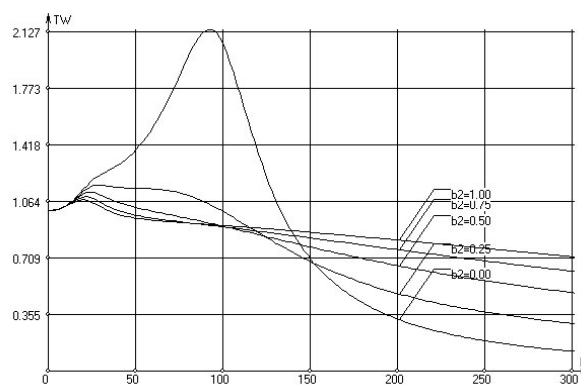


Рис. 3

На рис.3 приведен фрагмент машинного эксперимента при следующих параметрах:  $P_1=80$  кГц;  $\omega_1=25,4$  с<sup>-1</sup>;  $b_1=0,6$ ;  $P_2=50$  кГц;  $\omega_2 = 62,8$  с<sup>-1</sup>;  $b_2$  (var 0...1).

Анализируя результаты, полученные при проведении машинного эксперимента на ПЭВМ по исследованию динамических характеристик системы "оператор на пневматическом виброизолирующем сиденье", можно сделать следующие выводы.

Изменение демпфирования в схеме, моделирующей тело оператора, то есть  $b_1$  в диапазоне от 0 до 1,0, слабо сказывается на изменении в динамической характеристике системы (за исключением случая, когда  $b_1=0$ , при этом появляется второй резонансный пик).

Изменение демпфирования в схеме, моделирующей подвеску сиденья, то есть  $b_2$  от 0 до 1,0, существенно влияет как на частоту, так и на величину первого резонансного пика.

При парциальной частоте подвески сиденья  $\omega_2 = 12,56 \text{ с}^{-1}$  динамическая характеристика системы имеет практически один ярко выраженный резонансный пик, совпадающий с частотой подвеса  $\omega_2$ , при этом изменения параметров системы  $P_1$ ;  $b_1$ ;  $b_2$  практически не оказывают влияния на виброизолирующие свойства подвески, которые начинаются с  $15 \text{ с}^{-1}$ . Это указывает на то обстоятельство, что биодинамические характеристики тела человека-оператора проявляют свои свойства как динамического гасителя колебаний в большей степени при собственных частотах подвески сиденья начиная с частоты  $18 \text{ с}^{-1}$ .

На ПЭВМ по уравнению (1) был проведен анализ динамических характеристик и найдены рациональные технические параметры подвески сиденья для операторов основязальных машин с учетом регламентируемых санитарно-гигиенических требований. В расчетах задавались следующие параметры:

человека-оператора:  $m_1=80\text{кг}$ ;  $b_1=52700 \text{ Н/м}$ ;  $c_1=1070 \text{ Нс/м}$ .

подвески сиденья:  $m_2=50\text{кг}$ ;  $b_2=90000 \text{ Н/м}$ ;  $c_2=5000 \text{ Нс/м}$ .

Результаты расчетов позволили определить оптимальные параметры виброизолированной подвески сиденья оператора: собственная частота колебаний  $12,56 \text{ рад/с}$ , относительное демпфирование  $0,5$ .

## В Ы В О Д Ы

1. Разработана конструкция пневматической виброизолирующей подвески сиденья с собственной частотой подвеса  $12,56 \text{ рад/с}$  и относительным демпфированием, равным  $0,5$ , которая может применяться на рабочих местах основязальных машин и другом текстильном оборудовании с повышенным уровнем вибрации на рабочем месте.

2. Результаты расчета разработанной подвески сиденья на базе резинокордного упругого элемента подтвердили правильность выбора математической модели для расчета на ПЭВМ с учетом биодинамических характеристик тела человека-оператора, которое ведет себя в этой системе как динамический гаситель колебаний с частотой порядка  $4...7 \text{ Гц}$ .

## Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Кельберт Д.Л. Охрана труда в текстильной промышленности. – М.: Легпромбытиздат, 1990.
2. ГОСТ 12.1.012–90. ССБТ. Вибрация. Общие требования безопасности.
3. Патент РФ № 2072671. Виброзащитная система для сиденья/ Кочетов О.С. Щербаков В.И. – Оpubл. 1997. Бюл. №3.
4. Сажин Б.С., Кочетов О.С. и др. // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – № 2, 2004.

Рекомендована кафедрой процессов и аппаратов химической технологии и безопасности жизнедеятельности. Поступила 18.04.06.