

МЕТОДИКА РАСЧЕТА НА ПЭВМ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДВЕСОК СИДЕНИЙ ДЛЯ ТЕКСТИЛЬНЫХ МАШИН

А.В. СИНЕВ, Б.С. САЖИН, О.С. КОЧЕТОВ, М.В. ЧУНАЕВ, М.Т. ИЗМАЙЛОВ

(Институт Машиноведения им. академика А.А. Благодрава РАН,
Московский государственный текстильный университет им.А.Н.Косыгина)

Одной из актуальных задач по созданию эффективных технических средств защиты производственного персонала от воздействия вибрации [1...4] является разработка виброзащитных сидений (для облегчения обслуживания мотальных машин) с низкой частотой собственных колебаний системы подвеска – оператор, которая лежала бы в диапазоне частот 2...5 Гц, то есть была бы ниже частот вибровозбуждения этих машин. Кроме того, виброзащитная подвеска сиденья должна обладать равночастотными свойствами – эффективностью, которая бы незначительно менялась от нагрузки при ее изменении до 50% (вес операторов изменяется от 60...120 кг).

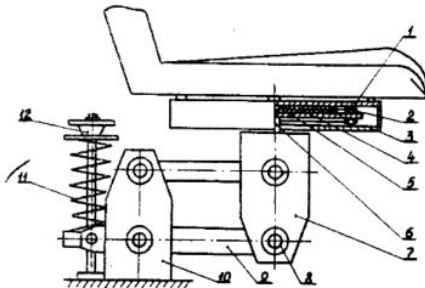


Рис. 1

На рис.1 изображен общий вид виброзащитного сиденья с направляющим механизмом параллелограммного типа с равночастотными свойствами [5]. Виброзащитная подвеска сиденья содержит механизм стабилизации крена, состоящий из цилиндрического корпуса 1, к которому крепится подушка сиденья, кареток 2 и 3 с упругими элементами 4 и 5, причем корпус 1 через ось 6 соединен с параллелограммным механизмом, состоящим из подвижной 7 и неподвижной 10 П-образных скоб. Рычаги 9 параллелограммного механизма расположены в опорах качения 8, а упру-

гий элемент 11 имеет возможность настройки заданной на вес оператора жесткости системы посредством регулирующего механизма 12.

Вертикальные вибрации, передаваемые на сиденье оператора, гасятся упругим элементом 11, а горизонтальные – упругими элементами 4 и 5 в механизме стабилизации крена.

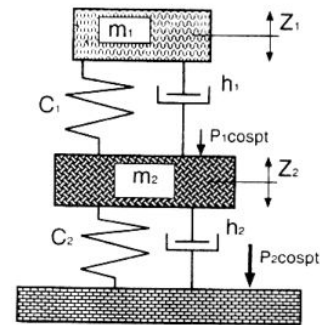


Рис. 2

Рассмотрим расчетную схему виброизолированной подвески сиденья с учетом биомеханических характеристик тела человека-оператора (рис. 2), представляющую собой двухмассовую упругоинерционную систему с демпфированием.

Обозначим: m_1 – масса оператора; c_1 – жесткость оператора; b_1 – его относительное демпфирование: $b_1 = \frac{h_1}{2\sqrt{c_1 m_1}}$ (здесь h_1

и h_2 – абсолютное демпфирование); m_2 – масса подвижных частей подвески сиденья; c_2 – ее жесткость и b_2 – демпфирование.

Динамический гаситель колебаний, включающий все параметры колебательной системы m_1 , c_1 , b_1 , с наибольшей достоверностью имитирует поведение тела человека-оператора в реальных условиях, то есть является инерционным упругим элементом с демпфированием.

В рамках выбранной модели динамика рассматриваемой системы виброизоляции

описывается следующей системой обыкновенных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} m_1 s^2 Z_1 + b_1 s(Z_1 - Z_2) + c_1(Z_1 - Z_2) = 0, \\ m_2 s^2 Z_2 + b_1 s(Z_2 - Z_1) + c_1(Z_2 - Z_1) + b_2 s(Z_2 - U) + c_2(Z_2 - U) = 0. \end{cases} \quad (1)$$

Для анализа виброизолирующих свойств системы введем в рассмотрение ее передаточную функцию $T(s)$ по каналу виброскорость основания – виброскорость сиденья, где $s = j\omega$ комплексная частота; j

– мнимая единица; ω – круговая частота колебаний.

Передаточную функцию $T(s)$ нетрудно найти из (1) посредством метода преобразования Лапласа:

$$T(s) = \frac{Z_2}{U} = \frac{(m_1 s^2 + b_1 s + c_1)(b_2 s + c_2)}{(m_1 s^2 + b_1 s + c_1)(m_2 s^2 + b_1 s + c_1 + b_2 s + c_2) - (b_1 s + c_1)^2}. \quad (2)$$

Применяя метод преобразования Лап-

ласа, из (1) и (2) имеем

$$T(s) = (a_0 s^3 + a_1 s^2 + a_2 s + a_3) / (k_0 s^4 + k_1 s^3 + k_2 s^2 + k_3 s + k_4), \quad (3)$$

где

$$\begin{aligned} a_0 &= m_1 b_2; & k_0 &= m_1 m_2; \\ a_1 &= b_1 b_2 + m_1 c_2; & k_1 &= b_1 m_2 + m_1 b_1 + m_1 b_2; \\ a_2 &= b_2 c_1 + b_1 c_2; & k_2 &= c_1 m_2 + m_1 c_1 + b_1 b_2 + m_1 c_2; \\ a_3 &= c_1 c_2; & k_3 &= c_1 b_2 + b_1 c_2; & k_4 &= c_1 c_2. \end{aligned} \quad (4)$$

Для теоретического исследования динамических характеристик этой схемы была составлена программа расчета на ПЭВМ

(язык программирования «СИ++»). Машинный эксперимент осуществлялся по плану, представленному в табл.1

Таблица 1

$P_1, \text{кГц}$	$\omega_1, \text{с}^{-1}$	b_1	$P_2, \text{кГц}$	$\omega_2, \text{с}^{-1}$	b_2	Диапазон изменения
80	var	0,2	50	37,68	0,05	$\omega_1=20...40$
var	25,4	0,2	50	37,68	0,05	$P_1=50...150$
80	25,4	0,2	50	var	0,05	$\omega_2=6,28...37,68$
80	25,4	var	50	62,8	0,05	$b_1=0...1$
80	25,4	0,2	50	62,8	var	$b_2=0...1$
80	25,4	0,6	50	62,8	var	$b_2=0...1$
80	25,4	var	50	12,56	0,05	$b_1=0...1$
80	25,4	0,2	50	12,56	var	$b_2=0...0,7$
var	25,4	0,2	50	12,56	0,05	$P_1=50...150$
var	25,4	0,2	50	18,84	0,05	$P_1=50...150$
var	25,4	0,2	50	25,12	0,05	$P_1=50...150$

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

С уменьшением ω_1 уменьшается величина первого резонансного пика динамической характеристики со смещением влево по частотной оси, а величина второго резонансного пика динамической характеристики увеличивается, также смещаясь влево. При этом величина амплитудного

провала, обусловленного поведением тела человека-оператора как динамического гасителя, уменьшается со смещением его максимума влево по частотной оси (рис. 3, где динамические характеристики системы "оператор на виброизолирующем сиденье" при: $P_1 = 80$ кГц; ω_1 (var 20...40 c^{-1}); $b_1 = 0,2$; $P_2 = 50$ кГц; $\omega_2 = 37,68$ c^{-1} ; $b_2 = 0,05$).

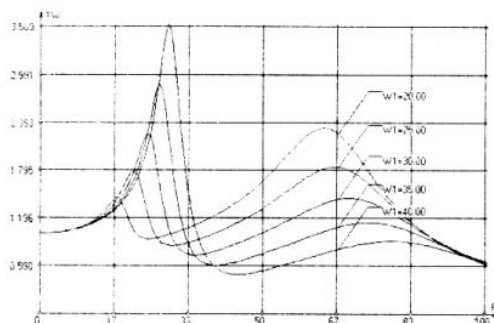


Рис. 3

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).

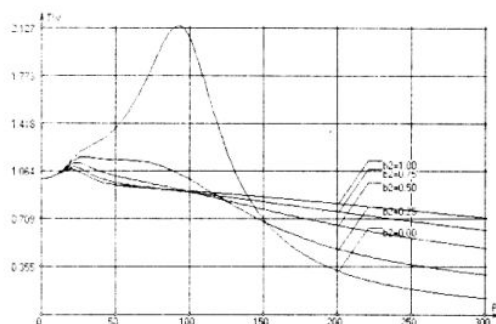


Рис. 4

Изменение демпфирования в схеме, моделирующей подвеску сиденья, то есть b_2 от 0 до 1,0 (рис. 4, где динамические характеристики системы "оператор на виброизолирующем сиденье" при: $P_1 = 80$ кГц; $\omega_1 = 25,4$ c^{-1} ; $b_1 = 0,6$; $P_2 = 50$ кГц; $\omega_2 = 62,8$ c^{-1} ; b_2 (var 0...1)), существенно влияет как на частоту, так и на величину первого резонансного пика.

При парциальной частоте подвески сиденья $\omega_2 = 12,56$ c^{-1} (реализуется с помощью пружинных и тарельчатых виброизо-

ляторов) динамическая характеристика системы имеет практически один ярко выраженный резонансный пик, совпадающий с частотой подвеса ω_2 , при этом изменения параметров системы P_1 ; b_1 ; b_2 практически не оказывают влияния на виброизолирующие свойства подвески, которые начинаются с 15 c^{-1} .

Из всего вышеизложенного можно сделать вывод, 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 c^{-1} .

На ПЭВМ по предложенной модели был проведен анализ динамических характеристик и найдены рациональные технические параметры подвески сиденья для операторов основывающихся машин с учетом регламентируемых санитарно-гигиенических требований. В расчетах задавались следующие параметры: человека-оператора $m_1 = 80$ кг; $b_1 = 52700$ Н/м; $c_1 = 1070$ Н·с/м; подвески сиденья $m_2 = 50$ кг; $b_2 = 90000$ Н/м; $c_2 = 5000$ Н·с/м.

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

ЛИТЕРАТУРА

- ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ. Вибрация. Общие требования безопасности.
- Щербаков В.И. и др. // Изв.вузов. Технология текстильной промышленности. - 1995, №5. С.92...95.
- Сажин Б.С. и др. // Изв.вузов. Технология текстильной промышленности. - 2000, №1. С.110...113.
- Кельберт Д.Л. Охрана труда в текстильной промышленности. - М.: Легпромбытиздат, 1990.
- Патент РФ № 2072671. Виброзащитная система для сиденья/ Кочетов О.С., Щербаков В.И. - Оpubл. 1997. Бюл. № 3.

Рекомендована кафедрой процессов и аппаратов химической технологии и безопасности жизнедеятельности МГТУ им. А.Н. Косыгина. Поступила 28.04.03