

УДК (UDC) 62-752.2

ИМИТАЦИОННАЯ МОДЕЛЬ ВИБРОЗАЩИТНОГО МЕХАНИЗМА КРЕСЛА  
С УЧАСТКОМ КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ ОПЕРАТОРА  
СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНОЙ МАШИНЫSIMULATION MODEL OF A CHAIR VIBRATION PROTECTIVE MECHANISM  
WITH A PART OF QUASI-ZERO-STIFFNESS FOR THE OPERATOR  
OF A ROAD-BUILDING MACHINEКорытов М.С., Щербаков В.С., Почекуева И.Е.  
Korytov M.S., Sherbakov V.S., Pochekueva I.E.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)  
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

**Аннотация.** Вибрации узлов строительных и дорожных машин, возникающие при их работе, являются вредным производственным фактором для операторов машин, поэтому их снижение может считаться весьма актуальной задачей. Основным путем передачи вибраций являются системы виброизоляции сиденья и кабины оператора. Проще и экономичнее обеспечить виброизоляцию оператора с помощью его кресла, снизив вибрации. Для кресел могут использоваться наиболее простые и надежные виброзащитные системы с одной степенью свободы, ограниченной вертикальными перемещениями кресла. Перспективными считаются виброзащитные механизмы и систем с квазинулевой жесткостью. Они обеспечивают постоянную статическую силу в некотором диапазоне перемещений объекта. Актуальной является задача разработки математических моделей, описывающих виброзащитные системы с квазинулевой жесткостью. В программном комплексе Matlab с использованием библиотеки моделирования физических элементов Simscape, разработана имитационная математическая модель виброзащитной системы кресла с одной степенью свободы. Основание кресла в разработанной модели совершает гармонические синусоидальные перемещения. Выходными параметрами разработанной математической модели выступают временные зависимости координат и ускорений кресла. Описаны используемые в модели блоки, приведена статическая силовая характеристика, заданная при помощи сплайна Эрмита. Модель включает блок жесткого ограничения перемещений. Приведен пример использования разработанной имитационной математической модели кресла. Разработанная модель позволяет задавать как размеры участка квазинулевой жесткости, так и вид кривых силовой статической характеристики виброзащитной системы. Она может быть интегрирована в модели более высокого уровня.

**Ключевые слова:** вибрации, виброзащита, модель, Simscape, квазинулевая жесткость.

**Abstract.** Vibrations of construction and road machinery components that occur during their operation are a harmful production factor for machine operators, therefore, their reduction can be considered a very urgent task. The main route of vibration transmission is through vibration isolation systems for the operator's seat and cab. The easiest and most cost-effective way to isolate the operator from vibration is through his seat by reducing vibration. The simplest and most reliable vibration protection systems with one degree of freedom limited by vertical movements of the chair can be used for the chairs. Vibration protection mechanisms and systems with quasi-zero rigidity are considered promising. They provide constant static force over a certain range of movement of the object. The task of developing mathematical models describing vibration protection systems with quasi-zero rigidity is urgent. In the Matlab software package using the Simscape library for modeling physical elements, a simulation mathematical model of the vibration protection system of a chair with one degree of freedom has been developed. The base of the chair in the developed model performs harmonic sinusoidal movements. The output parameters of the developed mathematical model are the time dependences of the chair coordinates and accelerations. The blocks used in the model are described, the static force characteristics are given, given using the Hermite spline. The model includes a block of hard movement restrictions. An example of using the developed simulation mathematical model of the chair is given. The developed model makes it possible to specify both the dimensions of the quasi-zero stiffness section and the shape of the curves of the force static characteristics of the vibration protection system. It can be integrated into higher level models.

**Keywords:** vibration, vibration protection, simulation model, Simscape, quasi-zero-stiffness.

Дата принятия к публикации: 02.11.2020 † Date of acceptance for publication: 02.11.2020  
Дата публикации: 25.12.2020 † Date of publication: 25.12.2020

#### Сведения об авторах:

**Корытов Михаил Сергеевич** – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобили, конструкционные материалы и технологии» ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

**Щербаков Виталий Сергеевич** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника» ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: sherbakov\_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

**Почекуева Ирина Евгеньевна** – аспирант кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника» ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

#### Authors' information:

**Mikhail S.ch Korytov** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Department “Automobiles, Construction Materials and Technologies” at Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

**Vitaliy S. Sherbakov** - Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department “Automation of Production Processes and Electrical Engineering” at Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: sherbakov\_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

**Irina E. Pochekueva** – postgraduate of Department of Automation of Production Processes and Electrical Engineering at Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

## 1. Введение

Вибрации узлов строительных и дорожных машин приводят к заболеваниям операторов [1], усталостному разрушению узлов и рабочих органов [2], снижению рабочих характеристик машин [3] и т. д.

Современные строительные и дорожные машины имеют тенденцию не только к постоянному повышению производительности и мощности [4], но также и к повышению безопасности и уровня сохранения здоровья операторов машин [5].

Вибрации, вызываемые взаимодействием между ходовыми элементами (гусеничным, колесным движителем) либо рабочими органами машин, с одной стороны, и упругопластическим грунтом с другой стороны, передаются оператору через системы виброизоляции сиденья и кабины [6].

Соответственно, виброизоляция рабочего места оператора строительной или дорожной машины может быть осуществлена путем использования демпферов в местах крепления кабины к базовому шасси машины [7]. Другим распространенным способом такой виброизоляции является использование систем виброзащиты кресла оператора [8].

Последний вариант имеет преимущества в плане экономичности, пониженной мате-

риалоемкости, компактности, лучшей ремонтпригодности.

Системы виброизоляции разделяют по признаку подвода и использования внешней энергии как активные (эти системы используют внешнюю энергию для компенсации вынужденных колебаний виброзащищаемого объекта) и пассивные (внешняя энергия не используется) [9].

Несмотря на то, что активные виброзащитные системы считаются более перспективными и обладают более широкими возможностями, им свойственны также некоторые недостатки в виде меньшей надежности и долговечности, усложненной конструкции, требующей более частого технического обслуживания и т.д.

Другим перспективным направлением виброзащиты в последние годы считается применение механизмов и систем с квазиулевой жесткостью [10] в некотором диапазоне перемещений виброзащищаемого объекта [11].

Суть обеспечения квазиулевой жесткости состоит в том, что сила, действующая на виброзащищаемый объект со стороны виброзащитного механизма, остается постоянной в некотором диапазоне перемещений объекта [12].

Эти виброзащитные системы позволяют защитить объект от вибрации при повто-

ряющихся внешних воздействиях, например, синусоидального вида.

Указанные виброзащитные системы с квазиулевой жесткостью могут быть как активными, так и пассивными. Вне зависимости от признака подвода и использования внешней энергии, актуальной является задача разработки математических моделей, описывающих поведение виброзащитной системы и виброзащищаемого объекта в зависимости от внешних воздействий.

Использование математических моделей позволяет заменить сложные и дорогостоящие натурные эксперименты на реальных опытных образцах моделированием. Оптимизация конструктивных параметров и алгоритмов систем управления виброзащитных систем также становится практически доступной при использовании их математических моделей [13].

Целесообразна разработка достаточно универсальной математической модели виброзащитной системы кресла человека-оператора, которая могла бы описывать поведение пассивных систем с произвольной статической жесткостной характеристикой с участком квазиулевой жесткости.

В работе [14] приведена имитационная модель, разработанная в программном комплексе MATLAB/Simulink с использованием библиотеки Simscape, описывающая систему поддрессирования колесного трактора. Недостатком известной модели является отсутствие возможности учета участка квазиулевой жесткости, а также линейный характер статической жесткостной характеристики отдельных элементов модели.

## 2. Постановка задачи

Необходимо разработать имитационную математическую модель вынужденных вертикальных колебаний одномассовой системы кресла с человеком-оператором в программном комплексе MATLAB/Simulink с использованием библиотеки Simscape для моделирования и симуляции физических систем [14].

Рассматриваются гармонические (синусоидальные) перемещения основания кресла.

В качестве исходных данных выступают следующие постоянные параметры конструкции и процесса:  $T_{kon}$  – конечное время моделирования, с;  $T_{izm}$  – длина интервала времени измерения контролируемых параметров процесса в конце моделирования, с ( $T_{izm}$  составляет часть  $T_{kon}$ );  $dt$  – шаг времени для вывода результатов моделирования и их статистической обработки, с;  $m$  – масса кресла с оператором, кг;  $b$  – коэффициент вязкого трения виброзащитного устройства кресла, Н/(м/с);  $A_{mp}$  – амплитуда вертикальных перемещений основания кресла, м;  $T_o$  – период колебаний основания кресла, с;  $\omega = 2\pi/T_o$  – угловая (круговая) частота колебаний основания кресла, рад/с;  $v_0$  – скорость груза начальная в неподвижной системе координат, м/с;  $X_0$  – размер зоны квазиулевой жесткости, м;  $X$  – односторонняя длина хода виброзащитного механизма от границы зоны квазиулевой жесткости до отбойника (жесткого ограничителя), м;  $F_0$  – статическая сила, создаваемая виброзащитным механизмом в зоне квазиулевой жесткости, Н;  $F_T$  – статическая сила, создаваемая виброзащитным механизмом на границе с отбойником (жестким ограничителем), Н;  $\dot{F}_0$  – первая производная статической силы виброзащитного механизма по перемещению на границе зоны квазиулевой жесткости Н/м;  $\ddot{F}_0$  – вторая производная статической силы виброзащитного механизма по перемещению на границе зоны квазиулевой жесткости Н/м<sup>2</sup>;  $\dot{F}_T$  – первая производная статической силы виброзащитного механизма по перемещению на границе с отбойником (жестким ограничителем) Н/м;  $\ddot{F}_T$  – вторая производная статической силы виброзащитного механизма по перемещению на границе с отбойником (жестким ограничителем) Н/м<sup>2</sup>.

Выходными параметрами разрабатываемой математической модели будут выступать временные зависимости: вертикальной координаты кресла с оператором в неподвижной системе координат  $x(t)$ , вертикаль-

ной координаты кресла с оператором относительно основания кресла (в локальной системе координат основания)  $x_1(t)$ , ускорения кресла с оператором в неподвижной системе координат  $a(t)$ . А также результаты пост-обработки значений элементов векторов указанных временных зависимостей после окончания моделирования. Это позволит оценить вибронегруженность рабочего места человека оператора, в частности, определив такие параметры как максимальное ускорение кресла и амплитуду его вертикальных вынужденных колебаний.

### 3. Разработка имитационной математической модели кресла

Для разработки имитационной математической модели кресла человека-оператора использовалась библиотека Simscape Foundation системы MATLAB. В ней поддерживается принцип визуального программирования. В библиотеку Simscape входят библиотеки компонентов, охватывающих более десяти различных физических областей. Одна из них, Simscape Mechanical, включает в себя группу блоков Mechanical

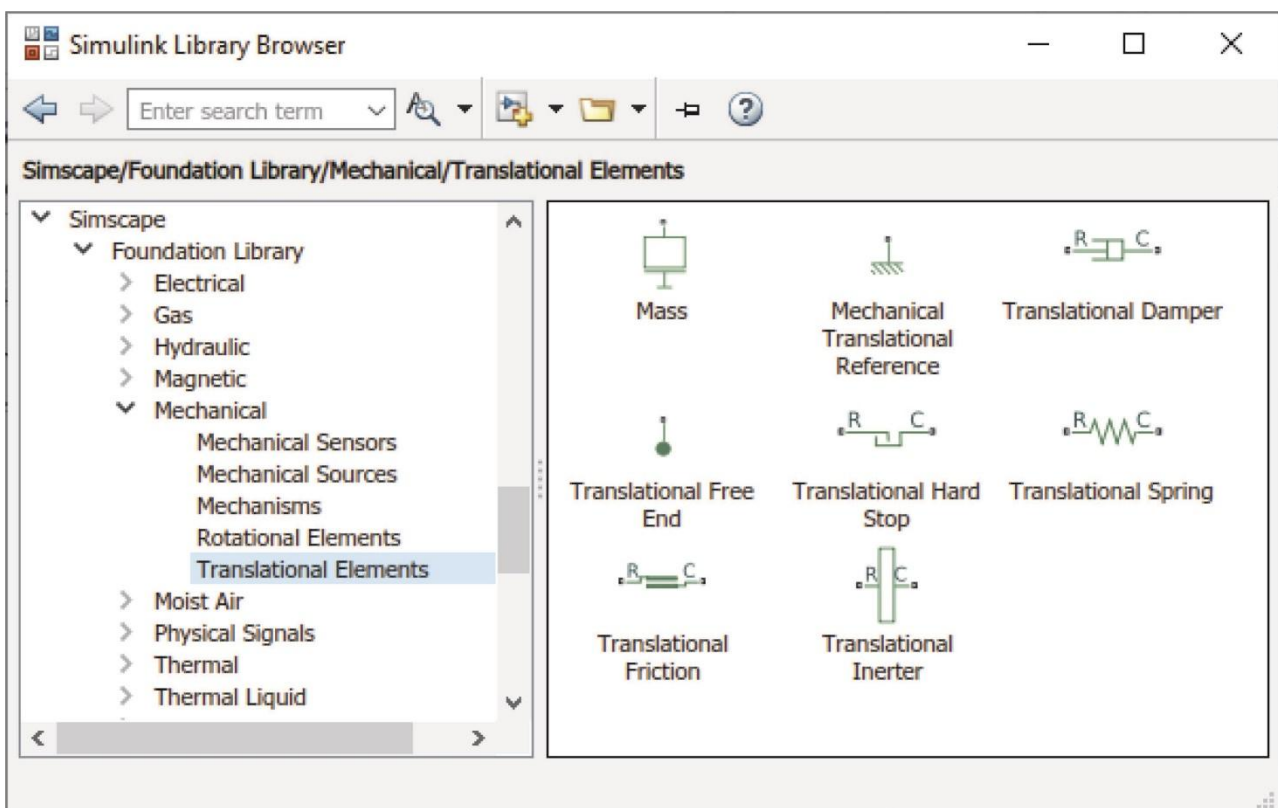


Рис. 1. Группа блоков поступательного движения Mechanical Translational Elements библиотеки Simscape Foundation системы MATLAB

Translational Elements для описания механических элементов с одной степенью свободы, совершающих поступательное движение (рис. 1) [15].

В эту группу входят перечисленные ниже блоки, которые использовались в разработанной модели.

Mass – блок идеальной движущейся поступательно сосредоточенной массы, для которой справедливо следующее дифференциальное уравнение:

$$F_i = m \frac{dv}{dt},$$

где  $F_i$  – сила инерции;  $m$  – масса кресла с человеком-оператором;  $v$  – скорость кресла с человеком-оператором в неподвижной системе координат;  $t$  – время.

В параметрах блока задаются величина массы  $m$  и единицы ее измерения.

Mechanical Translational Reference – механический блок неподвижной опоры. Он яв-

ляется опорной точкой всех механических портов поступательного перемещения. Все порты поступательного перемещения, жестко закрепленные относительно неподвижной системы координат (Земли), в модели обязательно должны быть соединены с блоком Mechanical Translational Reference. Данный блок не имеет настраиваемых параметров.

Translational Damper – демпфер вязкого трения в механических моделях с поступательным движением. Для него справедливы следующие два уравнения:

$$F_b = b \cdot v; v = v_R - v_C.$$

где  $F_b$  – сила вязкого трения, создаваемая виброзащитным устройством;  $b$  – коэффициент демпфирования (вязкого трения) виброзащитного устройства;  $v$  – относительная скорость изменения собственной длины демпфера;  $v_R, v_C$  – абсолютные скорости двух подвижных точек демпфера, определяющих его длину.

Параметром блока Translational Damper является коэффициент демпфирования  $b$ .

Translational Hard Stop – блок жесткого ограничения перемещений в обе стороны. Использование данного блока ограничивает поступательное перемещение объекта (виброзащищаемой массы) двумя границами: верхней и нижней. Подобные границы имеет любое реальное физическое виброзащитное устройство, поэтому необходимо их учитывать. Упругое взаимодействие перемещаемого тела и двух ограничителей описывается линейной зависимостью (в виде условных пружин с линейной характеристикой). Учитываются также дополнительная диссипация энергии (демпфирование) при взаимодействии объекта и ограничителей и неупругие эффекты.

Сила  $F_s$ , создаваемая жесткими упорами, описывается системой уравнений:

$$F_s = \begin{cases} K_p \cdot (x_1 - g_p) + D_p \cdot v_1 & \text{при } x_1 \geq g_p; \\ 0 & \text{при } g_n < x_1 < g_p; \\ K_n \cdot (x_1 - g_n) + D_n \cdot v_1 & \text{при } x_1 \leq g_n, \end{cases}$$

где  $g_p$  – начальный зазор между точкой подвеса кресла и верхней границей (упором);  $g_n$  – начальный зазор между точкой подвеса

кресла и нижней границей (упором);  $K_p$  – коэффициент жесткости упора верхней границы;  $K_n$  – коэффициент жесткости упора нижней границы;  $D_p$  – коэффициент демпфирования упора верхней границы;  $D_n$  – коэффициент демпфирования упора нижней границы;  $v_1$  – скорость точки подвеса кресла в локальной системе координат основания кресла.

Задаваемыми параметрами блока являются:  $g_p, g_n, K_p, K_n, D_p, D_n$  (рис. 2).

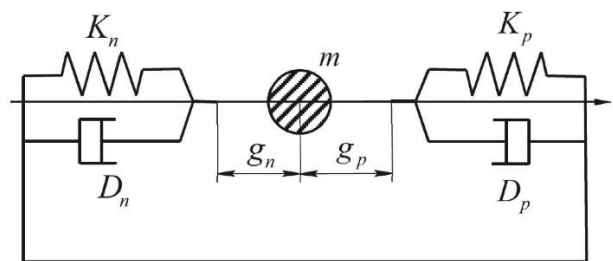


Рис. 2. Модель жесткого ограничения перемещений массы

Кроме перечисленных, в разработанной имитационной математической модели кресла человека-оператора, использовались блоки библиотек Simscape источников сигналов и виртуальных сенсоров, перечисленные ниже.

Ideal Translational Velocity Source – блок идеального задания скорости. Он создает разность скоростей на двух своих физических выходах. Эта разность равна входному физическому сигналу. Идеальность задания скорости заключается в следующем. Предполагается, что источник задания скорости настолько мощный, чтобы обеспечить заданную относительную скорость двух сопрягаемых объектов вне зависимости от сил, действующих на них.

Ideal Force Source – блок идеального задания силы. Он создает силу притяжения или отталкивания на двух своих физических выходах. Эта сила равна входному физическому сигналу. Идеальность задания силы данным блоком, аналогично блоку задания скорости, заключается в следующем. Предполагается, что источник задания силы настолько мощный, чтобы обеспечить заданную силу притяжения или отталкивания двух

сопрягаемых объектов вне зависимости от их относительной скорости.

Блоки Ideal Translational Velocity Source и Ideal Force Source не имеют настраиваемых параметров, величины относительной скорости и силы задаются в них при помощи входных физических сигналов.

Ideal Translational Motion Sensor – блок измерения перемещений между двумя механическими поступательно движущимися точками модели. В качестве настраиваемого параметра блока выступает начальное перемещение.

Кроме блоков моделирования физических систем библиотеки Simscape в разработанной модели присутствуют также перечисленные ниже блоки пакета Simulink.

Abs – блок вычисления абсолютного значения величины сигнала.

Sum – блок суммирования/вычитания сигналов двух или нескольких величин.

Fcn – блок вычисления значения математической функции на основании значений аргументов – элементов векторного входного сигнала.

Constant – блок выдачи сигнала постоянной величины.

To Workspace – блок записи данных из модели в рабочую область MATLAB.

Mux – блок объединения нескольких сигналов в векторный сигнал.

Saturation – блок ограничения значений сигнала.

Кроме того, использовались блоки Simulink-PS Converter и PS-Simulink Converter, конвертирующие обычный сигнал пакета Simulink в физический сигнал Simscape, и наоборот, соответственно.

Общий вид окна разработанной имитационной модели приведен на рис. 3.

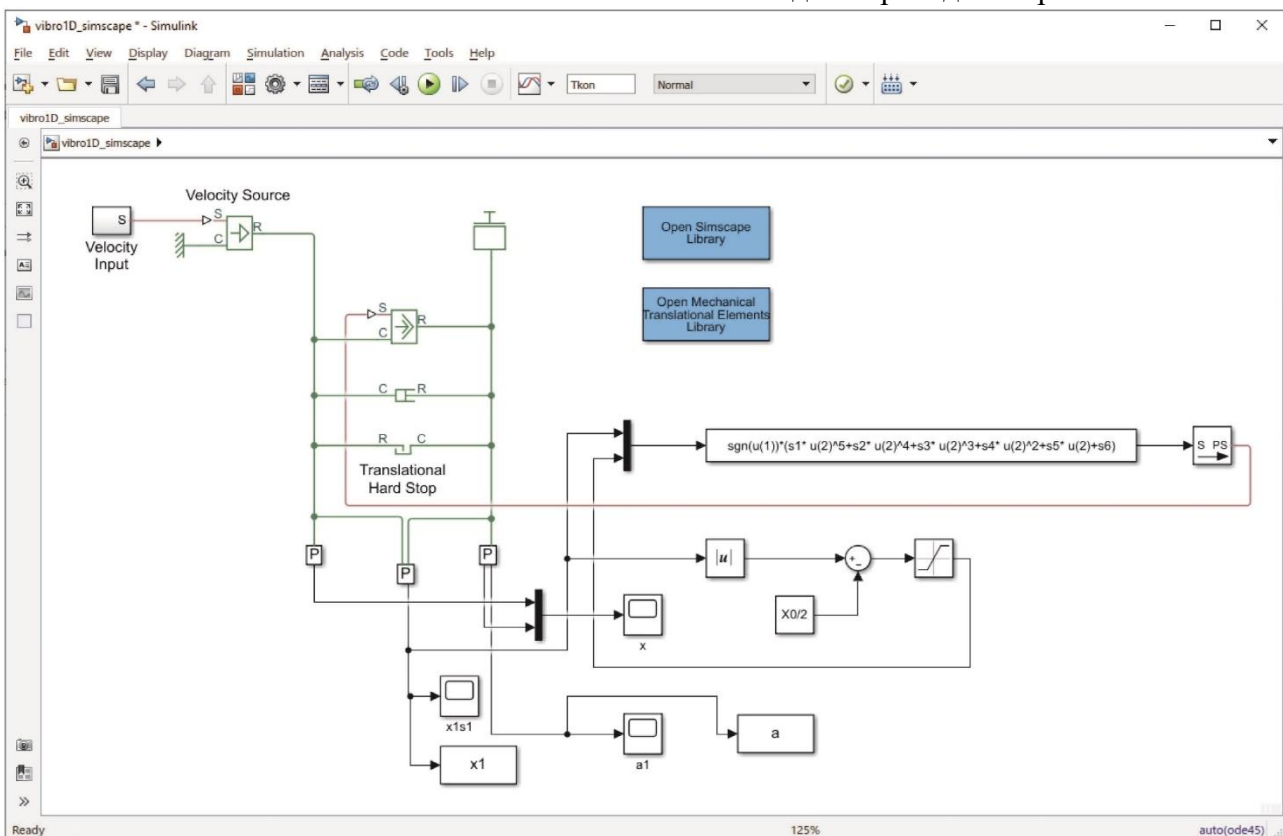


Рис. 3. Имитационная модель виброзащитного механизма кресла с участком квазиулевого жесткости в обозначениях Simulink/Simscape

Ключевой особенностью разработанной модели является вычисление статической силы  $F$  виброзащитного механизма от перемещения кресла относительно основания

$F(x_1)$  согласно выражению сплайна Эрмита [16, 17]:

$$F = \operatorname{sgn}(x_1) \cdot (s_1 \cdot (x_{10})^5 + s_2 \cdot (x_{10})^4 + s_3 \cdot (x_{10})^3 + s_4 \cdot (x_{10})^2 + s_5 \cdot (x_{10}) + s_6), \quad (1)$$

где постоянные коэффициенты определяются выражениями [16, 17]:

$$s_1 = \frac{\left(\frac{\ddot{F}_T}{2} + \frac{6 \cdot \dot{F}_T}{X^2} - \frac{3 \cdot \dot{F}_T}{X}\right)}{X^3} - \frac{\left(\frac{\ddot{F}_0}{2} + \frac{6 \cdot \dot{F}_0}{X^2} + \frac{3 \cdot \dot{F}_0}{X}\right)}{X^3};$$

$$s_2 = \frac{\left(\frac{3 \cdot \ddot{F}_0}{2} + \frac{18 \cdot \dot{F}_0}{X^2} + \frac{9 \cdot \dot{F}_0}{X}\right)}{X^2} - \frac{\left(\dot{F}_0 + \frac{3 \cdot \dot{F}_0}{X}\right)}{X^3} - \frac{\left(X \cdot \ddot{F}_T - 7 \cdot \dot{F}_T + \frac{15 \cdot F_T}{X}\right)}{X^3}; \quad (2)$$

$$s_3 = \frac{\left(3 \cdot \dot{F}_0 + \frac{9 \cdot F_0}{X}\right)}{X^2} - \frac{F_0}{X^3} - \frac{\left(\frac{3 \cdot \ddot{F}_0}{2} + \frac{18 \cdot \dot{F}_0}{X^2} + \frac{9 \cdot \dot{F}_0}{X}\right)}{X} + \frac{\left(\frac{\ddot{F}_T \cdot X^2}{2} - 4 \cdot \dot{F}_T \cdot X + 10 \cdot F_T\right)}{X^3};$$

$$s_4 = \frac{\ddot{F}_0}{2} + \frac{9 \cdot \dot{F}_0}{X^2} + \frac{3 \cdot \dot{F}_0}{X} - \frac{3 \cdot \dot{F}_0 + \frac{9 \cdot F_0}{X}}{X}; \quad s_5 = \dot{F}_0; \quad s_6 = F_0.$$

Вычисление по формуле (1) выполняется при помощи блока Fsp имитационной модели (рис. 3).

Постоянные коэффициенты сплайна Эрмита  $s_1, s_2, s_3, s_4$  однократно вычислялись по формулам (2) в скрипте, написанном на языке программирования MATLAB, и выполняемом перед запуском имитационной модели.

Текущее скорректированное значение смещения  $x_{10}$  (смещение от границ участка квазиулевой жесткости), вычислялось по выражениям (3), как и значение  $F$ , непосредственно в имитационной модели:

$$x_{10} = \begin{cases} |x_1| - \frac{X_0}{2} & \text{при } |x_1| > \frac{X_0}{2}; \\ 0 & \text{при } |x_1| \leq \frac{X_0}{2}. \end{cases} \quad (3)$$

Выражение (3) описывает участок квазиулевой жесткости размером  $X_0$  в середине хода виброзащитного механизма, и справедливо при  $F_0=0$  Н. В реальных механизмах статическая сила  $F_0$ , создаваемая виброзащитным механизмом в зоне квазиулевой жесткости, должна уравновешивать силу тяжести кресла с оператором  $F_g$ . В то же время, учитывая постоянное значение силы тяжести груза  $F_g = \text{const}$ , настоящая математическая модель, полученная при  $F_0=0$  Н, ведет себя полностью идентично модели,

полученной при  $F_0=F_g$ . При условии, что в последней модели функция статической силы виброзащитного механизма на всем диапазоне перемещений увеличена на постоянное слагаемое  $F_g = \text{const}$ .

#### 4. Пример использования разработанной имитационной математической модели кресла

Для запуска разработанной имитационной математической модели необходимо задать значения всех входных параметров модели.

В рассматриваемом примере они принимали значения:  $T_{kon}=500$  с;  $T_{izm}=100$  с;  $dt=0,01$  с;  $m=200$  кг;  $b=20$  Н/(м/с);  $A_{mp}=0,1$  м;  $T_o=5$  с;  $v_0=0$  м/с;  $X_0=0,1$  м;  $X=0,1$  м;  $F_0=0$  Н;  $F_T=1000$  Н;  $\dot{F}_0=0$  Н/м;  $\ddot{F}_0=0$  Н/м<sup>2</sup>;  $\dot{F}_T=20000$  Н/м;  $\ddot{F}_T=0$  Н/м<sup>2</sup>.

График функциональной зависимости, используемой в настоящей работе, статической силы виброзащитного механизма от перемещения кресла относительно основания  $F(x_1)$ , соответствующий приведенным выше значениям параметров исходных данных, приведен на рис. 4.

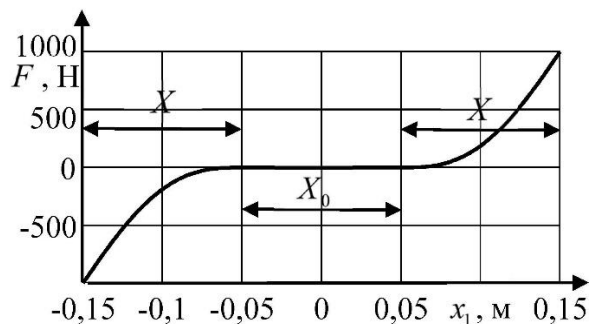


Рис. 4. Функциональная зависимость статической силы виброзащитного механизма от перемещения кресла относительно собственного основания (пример)

Некоторые результаты моделирования в виде временных зависимостей первых 100 с переходного процесса представлены на рис. 5.

Наибольшее практическое значение имеют графики на рис. 5, б, в, где приведены перемещение виброзащитного устройства кресла относительно собственного основания, и абсолютное ускорение кресла с оператором соответственно.

После 100 с переходного процесса и до его окончания (т.е. от 100 до 500 с в рассматриваемом примере) временные зависимости практически не отличаются от второй половины зависимостей, приведенных на рис. 5 (от 50 до 100 с). То есть, зависимости приобретают установившийся, стационарный характер.

Это позволяет оценить как максимальную амплитуду перемещений кресла относительно собственного основания (внутренний ход виброзащитного механизма), так и максимальное ускорение кресла с оператором.

В рассматриваемом примере, при времени оценки  $T_{izm}=100$  с в конце переходного процесса, максимальная амплитуда перемещений кресла относительно собственного основания составила  $z_{1max}=0,102$  м, и максимальное ускорение –  $a_{max}=1,043$  м/с<sup>2</sup>.

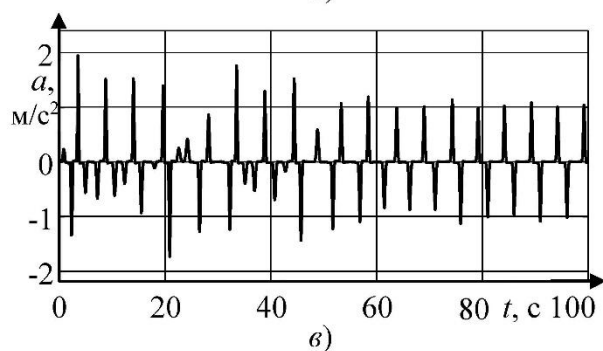
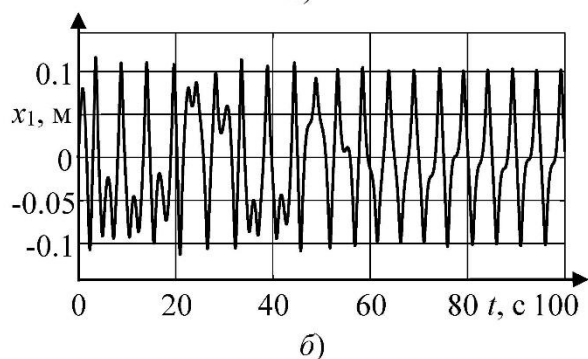
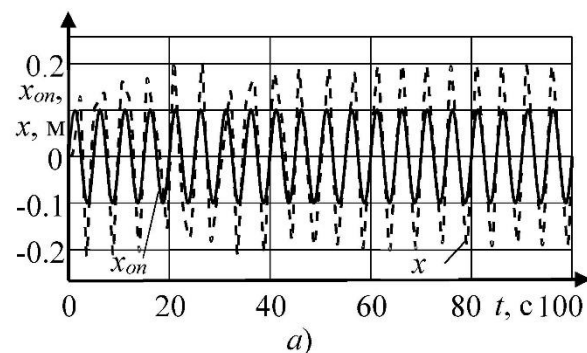


Рис. 5. Пример результатов моделирования в виде временных зависимостей (первые 100 с): а - абсолютных координат основания кресла и его центра масс; б - перемещения кресла относительно собственного основания; в - абсолютного ускорения кресла

## 5. Заключение

С использованием ряда блоков поступательного движения Mechanical Translational Elements библиотеки моделирования физических систем Simscape Foundation MATLAB, разработана имитационная математическая модель виброзащитной системы кресла человека-оператора с участком квазиуравовой жесткости.

Разработанная имитационная математическая модель может быть использована для



исследования вынужденных вертикальных колебаний кресла с человеком-оператором.

Использование сплайнов Эрмита для аналитического описания зависимости статической силы виброзащитного механизма от перемещения кресла относительно собственного основания, позволило задать две первые производные статической силы по перемещению, и обеспечить за счет этого плавный переход от участка квазиулевого жесткости к участку возрастающей силы.

Размеры участка квазиулевого жесткости, равно как и значения максимальной силы и ее производных в рассматриваемом диапазоне перемещений кресла относительно собственного основания, могут принимать любые заданные значения.

Использование в модели блока жесткого ограничения перемещений позволило учесть

жесткие упоры, которые имеет любое реальное физическое виброзащитное устройство, и приблизить таким образом математическое описание модели к реальному объекту.

В качестве выходных параметров модели выступают временные зависимости относительной и абсолютной координат кресла с оператором, а также виброускорения. Последующая обработки временных зависимостей при помощи программного кода позволяет определить статистические параметры виброзащитной системы.

Разработанная имитационная математическая модель может быть, при необходимости, интегрирована в качестве составного элемента в модели более высокого иерархического уровня.

### Список литературы

1. Nehaev V.A., Nikolaev V.A., Zakernichnaya N.V. Vibration protection of a human-operator based on the application of disturbance-stimulated control mechanism // *Journal of Physics Conference Series*. 2018. Vol. 1050. Pp. 012057. DOI: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057
2. Bosnjak S.M., Arsic M.A., Gnjatovic N.B. et al. Failure of the bucket wheel excavator buckets // *Engineering failure analysis*. 2018. Vol. 84. Pp. 247-261. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2017.11.017
3. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 944. Pp. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
4. Pobedin A.V., Dolotov A.A., Shekhovtsov V.V. Decrease of the vibration load level on the tractor operator working place by means of using of vibrations dynamic dampers in the cabin suspension // *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. Pp. 1252-1257. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.136
5. Poje A., Grigolato S., Potočnik I. Operator Exposure to Noise and Whole-Body Vibration in a Fully Mechanised CTL Forest Harvesting System in Karst Terrain // *Croatian*

### References

1. Nehaev V.A., Nikolaev V.A., Zakernichnaya N.V. Vibration protection of a human-operator based on the application of disturbance-stimulated control mechanism. *Journal of Physics Conference Series*, 2018, Vol. 1050, pp. 012057. DOI: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057
2. Bosnjak S.M., Arsic M.A., Gnjatovic N.B. et al. Failure of the bucket wheel excavator buckets. *Engineering failure analysis*, 2018, Vol. 84, pp. 247-261. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2017.11.017
3. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, Vol. 944, pp. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
4. Pobedin A.V., Dolotov A.A., Shekhovtsov V.V. Decrease of the vibration load level on the tractor operator working place by means of using of vibrations dynamic dampers in the cabin suspension. *Procedia Engineering*, 2016, Vol. 150, pp. 1252-1257. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.136
5. Poje A., Grigolato S., Potočnik I. Operator Exposure to Noise and Whole-Body Vibration in a Fully Mechanised CTL Forest Harvesting System in Karst Terrain. *Croatian*

Journal of Forest Engineering. 2019. Vol. 40. Pp. 139-250.

6. Renqiang J., Vanliem N., Vanquynh L. Ride comfort performance of hydro pneumatic isolation for soil compactors cab in low frequency region // *Journal of Vibroengineering*. 2020. Vol. 22. No. 5. Pp. 1174-1186. DOI: 10.21595/jve.2020.21345

7. Lyashenko M.V., Pobedin A.V., Potapov P.V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions // *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. Pp. 1245-1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132

8. Teterina I.A., Korchagin P.A., Letopolsky A.B. Results of investigating vibration load at human operator's seat in utility machine // *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019. No. 9783319956299. Pp. 177-184. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5\_19

9. Zhang F., Shao S., Tian Z. et al. Active-passive hybrid vibration isolation with magnetic negative stiffness isolator based on Maxwell normal stress // *Mechanical systems and signal processing*. 2019. Vol. 123. Pp. 244-263. DOI: 10.1016/j.ymsp.2019.01.022

10. Зотов А.Н. Виброизоляторы с квази-нулевой жесткостью // *Известия высших учебных заведений. Горный журнал*. 2007. № 2. С. 147-151.

11. Wu W., Tang B. An approximate method for solving force and displacement transmissibility of a geometrically nonlinear isolation system // *International journal of nonlinear mechanics*. 2020. Vol. 125. Pp. 103512. DOI: 10.1016/j.ijnonlinmec.2020.103512

12. Корытов, М.С., Щербakov В.С., Почекуева И.Е. Сравнительный анализ пружинных механизмов виброзащитных кресел дорожно-строительных машин // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2020. № 1. С. 62-72. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-62-72

13. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Ots D.A. Simulation model for the determination of energy losses during vibrations of the working equipment of a earth-moving machine in the transport mode // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260. Pp. 112015. DOI: 10.1088/1742-

*Journal of Forest Engineering*, 2019, Vol. 40, pp. 139-250.

6. Renqiang J., Vanliem N., Vanquynh L. Ride comfort performance of hydro pneumatic isolation for soil compactors cab in low frequency region. *Journal of Vibroengineering*, 2020, Vol. 22, No. 5, pp. 1174-1186. DOI: 10.21595/jve.2020.21345

7. Lyashenko M.V., Pobedin A.V., Potapov P.V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions. *Procedia Engineering*, 2016, Vol. 150, pp. 1245-1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132

8. Teterina I.A., Korchagin P.A., Letopolsky A.B. Results of investigating vibration load at human operator's seat in utility machine. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2019, No. 9783319956299, pp. 177-184. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5\_19

9. Zhang F., Shao S., Tian Z. et al. Active-passive hybrid vibration isolation with magnetic negative stiffness isolator based on Maxwell normal stress. *Mechanical systems and signal processing*, 2019, Vol. 123, pp. 244-263. DOI: 10.1016/j.ymsp.2019.01.022

10. Zotov A.N. Vibrozolyatory s kvazinulevoy zhestkostyu. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Gornyy zhurnal*, 2007, No. 2, pp. 147-151. (In Russian)

11. Wu W., Tang B. An approximate method for solving force and displacement transmissibility of a geometrically nonlinear isolation system. *International journal of nonlinear mechanics*, 2020, Vol. 125, pp. 103512. DOI: 10.1016/j.ijnonlinmec.2020.103512

12. Korihtov M.S., Therbakov V.S., Pochekueva I.E. Sravniteljnihyj analiz pruzhinnikh mekhanizmov vibrozatitnikh kresel do-rozhno-stroiteljnihkh mashin. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No. 1, pp. 62-72. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-62-72

13. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Ots D.A. Simulation model for the determination of energy losses during vibrations of the working equipment of a earth-moving machine in the transport mode. *Journal of Physics: Conference Series*, 2019, Vol. 1260, pp. 112015. DOI: 10.1088/1742-

6596/1260/11/112015

14. Кузьмин В.А., Федоткин Р.С., Крючков В.А. Разработка имитационной модели для оценки эффективности виброзащиты системы поддрессирования колесного сельскохозяйственного трактора класса 4 // Инновации в сельском хозяйстве. 2018. № 2 (27). С. 340-347.

15. Yerrawar R.N., Arakerimath R.R. Performance assessment and control policies for semiactive suspension using SIMSCAPE // 2016 International Conference on Automatic Control and Dynamic Optimization Techniques (ICACDOT): Pune, 2016. Pp. 1163-1168. DOI: 10.1109/ICACDOT.2016.7877769

16. Shustov V.V. Approximation of functions by asymmetric two-point Hermite polynomials and its optimization // Computational mathematics and mathematical physics. 2015. Vol. 55. № 12. Pp. 1960-1974. DOI: 10.7868/S0044466915120169

17. Shustov V.V. Approximation of functions by two-point Hermite interpolating polynomials // Computational mathematics and mathematical physics. 2015. Vol. 55. № 7. Pp. 1077-1093. DOI: 10.7868/S004446691504016X

6596/1260/11/112015

14. Kuzjmin V.A., Fedotkin R.S., Kryuchkov V.A. Razrabotka imitacionnoy modeli dlya ocenki ehffektivnosti vibrozathitih sistemih podressorivaniya kolesnogo sel'skokhozyayjstvennogo traktora klassa 4. *Innovatsii v selskom khozyaystve*, 2018, No. 2 (27), pp. 340-347.

15. Yerrawar R.N., Arakerimath R.R. Performance assessment and control policies for semiactive suspension using SIMSCAPE. *2016 International Conference on Automatic Control and Dynamic Optimization Techniques (ICACDOT)*: Pune, 2016, pp. 1163-1168. DOI: 10.1109/ICACDOT.2016.7877769

16. Shustov V.V. Approximation of functions by asymmetric two-point Hermite polynomials and its optimization. *Computational mathematics and mathematical physics*, 2015, Vol. 55, No. 12, pp. 1960-1974. DOI: 10.7868/S0044466915120169

17. Shustov V.V. Approximation of functions by two-point Hermite interpolating polynomials. *Computational mathematics and mathematical physics*, 2015, Vol. 55, No 7, pp. 1077-1093. DOI: 10.7868/S004446691504016X