

УДК (UDC) 621.877.3

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ СИДЕНЬЯ ОПЕРАТОРА ПРИ
ПОЛИГАРМОНИЧЕСКИХ ВНЕШНИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХSTUDY OF VIBRATION PROTECTION SYSTEM OF THE OPERATOR'S SEAT
UNDER POLYHARMONIC EXTERNAL INFLUENCESКорытов М.С., Щербаков В.С., Кашапова И.Е.
Korytov M.S., Sherbakov V.S., Kashapova I.E.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russia)

Аннотация. Задача защиты операторов наземных транспортно-технологических машин от вибраций актуальна. Для системы виброзащиты сиденья оператора использована математическая модель с одной поступательной степенью свободы. Среднеквадратичные значения вертикального ускорения виброзащищаемой массы, то есть сиденья с оператором, не должны превышать предельные значения, установленные санитарными нормами. Вибрации в диапазоне частот до 40 Гц представляют наибольшую опасность. Установлены значения параметров внешних воздействий в виде гармонических колебаний пола кабины оператора, при которых соблюдаются установленные предельные значения среднеквадратичного ускорения сиденья с оператором. Для этого разработана расчётная схема и выделены параметры гармонического воздействия на основание виброзащитной системы. Получены аналитические выражения, связывающие ускорение и амплитуду абсолютных перемещений виброзащищаемой массы с ускорением и амплитудой гармонических вынуждающих колебаний основания, а также амплитудой хода подвески. Численное суммирование гармонических колебаний основания сиденья, вызывающих предельные среднеквадратичные ускорения на различных частотах до 40 Гц, заданных санитарными нормами, позволило рассмотреть комплексные колебания сиденья при полигармонических колебаниях основания. При полигармонических воздействиях с использованием выведенных аналитических выражений, для массы сиденья с оператором сто килограмм, получены зависимости ускорений виброзащищаемой массы и основания сиденья от конструктивных параметров системы, таких как коэффициент жесткости и коэффициент вязкого трения виброзащитного механизма. Установлено, что среднеквадратичное значение абсолютных ускорений виброзащищаемой массы при комплексных перемещениях основания остается приблизительно постоянным при различных значениях коэффициента жесткости и коэффициента сопротивления системы. В то же время, полигармонические колебания основания сиденья, характеризуются большим разбросом значения среднеквадратичного ускорения. Наибольшее значение среднеквадратичного ускорения основания си-

Abstract. The problem of protection of operators of ground transportation and technological machines from vibrations is actual. A mathematical model with one translational degree of freedom is used for the vibration protection system of the operator's seat. RMS values of vertical acceleration of the vibration-protected mass, i.e. the seat with the operator, should not exceed the limit values established by sanitary norms. Vibrations in the frequency range up to 40 Hz are the most dangerous. The values of parameters of external influences in the form of harmonic vibrations of the floor of the operator's cabin are established, at which the established limit values of RMS acceleration of the seat with the operator are observed. For this purpose the calculation scheme is developed and the parameters of harmonic influence on the base of the vibration protection system are allocated. Analytical expressions linking the acceleration and amplitude of absolute displacements of the vibration-protected mass with the acceleration and amplitude of harmonic forcing vibrations of the base, as well as the amplitude of the suspension stroke are obtained. Numerical summation of harmonic vibrations of the seat base causing limiting RMS accelerations at various frequencies up to 40 Hz, specified by sanitary norms, allowed to consider complex vibrations of the seat at polyharmonic vibrations of the base. At polyharmonic influences with the use of deduced analytical expressions, for the mass of the seat with the operator one hundred kilograms, the dependences of accelerations of the vibration-protected mass and the seat base on the structural parameters of the system, such as the stiffness coefficient and the viscous friction coefficient of the vibration-protecting mechanism were obtained. It was found that the rms value of absolute accelerations of the vibration-protected mass at complex displacements of the base remains approximately constant at different values of the stiffness coefficient and resistance coefficient of the system. At the same time, polyharmonic vibrations of the seat base, are characterized by a large scatter of the value of the RMS acceleration. The highest value of the RMS acceleration of the seat base is achieved at values of the stiffness coefficient and resistance coefficient of the system close to zero.

дня достигается при значениях коэффициента жесткости и коэффициента сопротивления системы, близких к нулевым.

Ключевые слова: вибрации, виброзащита, нормы санитарные, операторы, сиденье.

Дата получения статьи: 03.04.2024
Дата принятия к публикации: 17.05.2024
Дата публикации: 25.09.2024

Сведения об авторах:

Корытов Михаил Сергеевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5104-7568>

Щербаков Виталий Сергеевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедр «Автоматизация и энергетическое машиностроение», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3084-2271>

Кашапова Ирина Евгеньевна – преподаватель кафедр «Автоматизация и энергетическое машиностроение», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0631-564X>

Keywords: vibrations, vibration protection, sanitary norms, operators, seat.

Date of manuscript reception: 03.04.2024
Date of acceptance for publication: 17.05.2024
Date of publication: 25.09.2024

Authors' information:

Mikhail S. Korytov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor, Department of Automobile transport at Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5104-7568>

Vitaliy S. Sherbakov – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department of Automation and power engineering at Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3084-2271>

Irina E. Kashapova – educator, Department of Automation and power engineering, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0631-564X>

1. Введение

Для современных наземных транспортно-технологических машин, таких как автогрейдеры, бульдозеры, погрузчики и экскаваторы, актуальной остается задача защиты операторов от производственных вибраций [1-4]. Вибрации вызывают появление профессиональных заболеваний у операторов [5, 6], снижают внимание и работоспособность [7], что, в конечном итоге, снижает производительность и качество выполняемых работ [8, 9].

При разработке виброзащитных систем базовым методом их исследования выступает математическое моделирование [10]. Для виброзащитной системы сиденья оператора, которая описывается математической моделью одной вертикальной поступательной степенью свободы [11], среднеквадратичные значения вертикального ускорения виброзащищаемой массы, т.е. сиденья с оператором, не должны превышать установленные санитарными нормами предельные значения [12]. Указанные предельные значения среднеквадратичных ускорений на рабочем месте чело-

века-оператора транспортно-технологических машин приводятся в [12] в виде октавных и третьоктавных полос со среднегеометрическими частотами. Ускорения виброзащищаемой массы могут быть представлены как сумма гармонических колебаний с различными частотами. Поскольку возможен полигармонический характер внешних воздействий, т.е. колебаний основания виброзащитной системы сиденья.

Наибольший вред для операторов представляют вибрации из диапазона частот от 1 до 40 Гц [12]. В диапазоне до 40 Гц частоты третьоктавных полос в [12] имеют следующие значения: 0,8; 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40 Гц.

Представляет интерес установление значений параметров внешних воздействий, т.е. вибраций в виде гармонических колебаний пола кабины оператора, при которых достигаются установленные санитарными нормами предельные среднеквадратичные значения вертикального ускорения сиденья с оператором.

2. Постановка задачи

Для пассивной виброзащитной системы сиденья оператора наземной транспортно-технологической машины необходимо разработать расчетную схему, и выделить параметры, которые характеризуют внешнее гармоническое воздействие на основание виброзащитного сиденья, т.е. на пол кабины.

Выделить также параметры самой виброзащитной системы, и провести исследование влияния этих параметров на показатели виброзащиты. В частности, получить аналитические и графические зависимости амплитуды

абсолютных координат виброзащищаемой массы, амплитуды перемещений основания, амплитуды хода подвески от частоты, при которых достигаются установленные санитарными нормами предельные значения среднеквадратичных ускорений виброзащищаемой массы.

Получить функциональные зависимости среднеквадратичных значений абсолютных ускорений виброзащищаемой массы и абсолютных ускорений основания от параметров виброзащитной системы: коэффициентов жесткости и вязкого трения амортизатора.

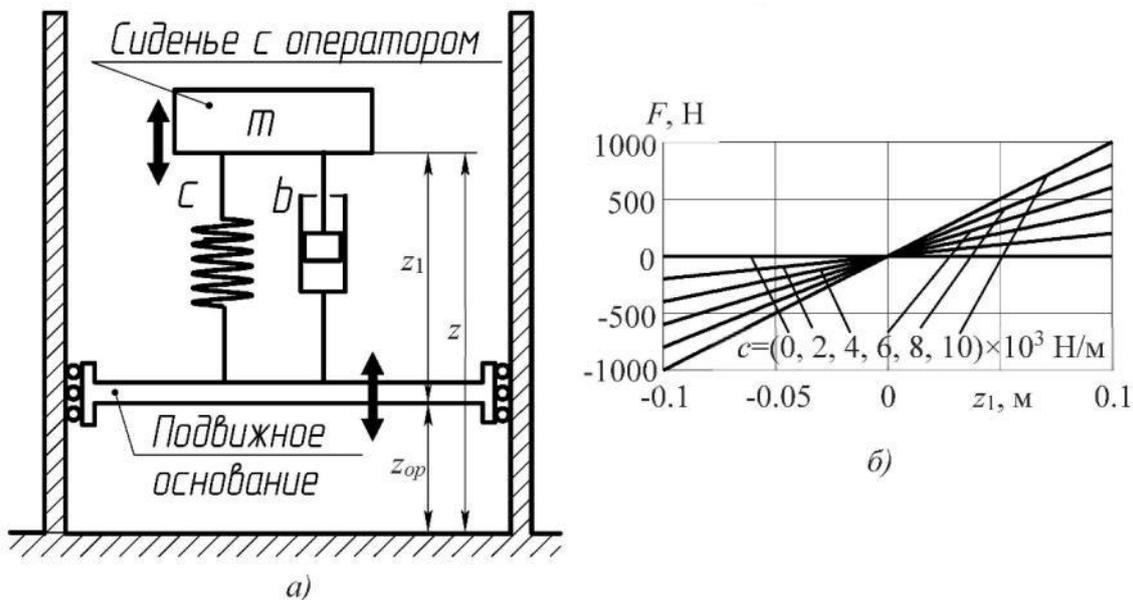


Рис. 1. Расчетная схема исследуемой одномассовой динамической системы сиденья на подвижном основании (а) и примеры ее статических силовых характеристик (б)

3. Математическая модель

Расчетная схема модели виброзащитной системы сиденья с одной подрессоренной массой, соединенной упруго-вязкой связью с подвижным основанием, приведена на рис. 1, а, примеры ее статической силовой характеристики – на рис. 1, б. Динамику данной системы описывает известное дифференциальное уравнение [11, 13]:

$$m \cdot \ddot{z} + b \cdot \dot{z}_1 + c \cdot z_1 = 0, \quad (1)$$

где z – абсолютная координата сиденья с оператором; z_1 – локальная координата сиденья с оператором (перемещение сиденья относительно основания); m – масса сиденья с

оператором; b – коэффициент сопротивления перемещению виброзащитной системы (коэффициент вязкого трения); c – коэффициент пропорциональности (жесткости) линейной статической силовой характеристики виброзащитной системы.

Временная зависимость координаты подвижного основания (для сиденья – это координата пола кабины) задавалась гармонической функцией

$$z_{op} = A_{opg} \cdot \sin(t \cdot w + \varphi), \quad (2)$$

где $w = 2 \cdot \pi \cdot f$ – угловая частота колебаний основания; f – линейная частота колебаний основания; A_{opg} – амплитуда колебаний основания; φ – фаза (в качестве допущения

принята равной нулю для всех частот колебаний).

Учитывая, что локальная координата сиденья виброзащитной системы z_1 связана с абсолютной координатой z соотношением $z_1 = z - z_{op}$, где z_{op} – координата основания

$$a = \ddot{z} = - \frac{A_{opg} w (c^2 w \cdot \sin(tw) + b^2 w^3 \cdot \sin(tw) - bmw^4 \cdot \cos(tw) - cmw^3 \cdot \sin(tw))}{b^2 w^2 + c^2 - 2cmw^2 + m^2 w^4}. \quad (3)$$

В работе [13] для системы (1) было также получено аналитическое выражение, связывающее амплитуду абсолютных перемещений виброзащищаемой массы A_{zg} с амплитудой гармонических вынуждающих колебаний основания A_{opg} :

$$A_{zg} = \frac{A_{opg} \sqrt{b^2 w^2 + c^2}}{\sqrt{b^2 w^2 + c^2 - 2cmw^2 + m^2 w^4}}. \quad (4)$$

Из (4), а также учитывая, что среднеквадратичное значение a_s второй производной по времени (т.е. ускорения) любой величины, изменяющейся по гармоническому закону, связано с амплитудой колебаний этой величины (на примере A_{zg}) зависимостью

$$a_s = \frac{A_{zg} \cdot w^2}{\sqrt{2}}, \quad (5)$$

амплитуда перемещений основания A_{opg} , соответствующая заданному стандарту сред-

$$A_{z1} = \frac{A_{zg} m w^2}{\sqrt{b^2 w^2 + c^2 - 2cmw^2 + m^2 w^4}} = a_{sg} m \sqrt{\frac{2}{b^2 w^2 + c^2}}. \quad (8)$$

4. Результаты вычислительного эксперимента

Заданные в санитарных нормах [12] предельные среднеквадратичные значения a_{sg} вертикальных ускорений на рабочем месте человека-оператора, т.е. в данном случае на сиденье, приведены на рис. 2, а в виде зависимости от частоты вынужденных колебаний f . Соответствующая им, согласно (7), зависимость предельных значений амплитуды перемещений виброзащищаемой массы A_{zg} от частоты приведена на рис. 2, б. Данная зависимость получена при допущении, что виброзащищаемая масса, как и основание, совершает гармонические колебания. Зависимость предельной амплитуды вынужден-

ных колебаний $A_{zg}(f)$ справедлива для любых значений виброзащищаемой массы m , коэффициента жесткости c и коэффициента сопротивления b системы.

Остальные зависимости на рис. 2 в-з приведены в качестве примеров, для значения виброзащищаемой массы $m=100$ кг и двух сочетаний значений коэффициентов c и b системы: $[c=1 \text{ Н/м}; b=1020 \text{ Н/(м/с)}]$ и $[c=481 \text{ Н/м}; b=20 \text{ Н/(м/с)}]$.

На рис. 2, в приведены зависимости определенных по (6) амплитуд гармонических колебаний (перемещений) основания сиденья A_{opg} , вызывающих предельные среднеквадратичные значения a_{sg} вертикальных ускорений сиденья, от их собственной частоты f .

неквадратичному значению ускорений виброзащищаемой массы a_{sg} , будет определяться выражением:

$$A_{opg} = \frac{a_{sg}}{w^2} \cdot \sqrt{\frac{2(b^2 w^2 + c^2 - 2cmw^2 + m^2 w^4)}{b^2 w^2 + c^2}}. \quad (6)$$

Непосредственно из (5) следует, что для заданного стандартом среднеквадратичного значения ускорения виброзащищаемой массы a_{sg} , амплитуда перемещений виброзащищаемой массы A_{zg} будет равна

$$A_{zg} = \frac{a_{sg} \sqrt{2}}{w^2}. \quad (7)$$

Использовалось также приведенное в работах [11, 13] аналитическое выражение амплитуды A_{z1} колебаний локальной координаты виброзащитного механизма z_1 , соответствующее заданным колебаниям основания:

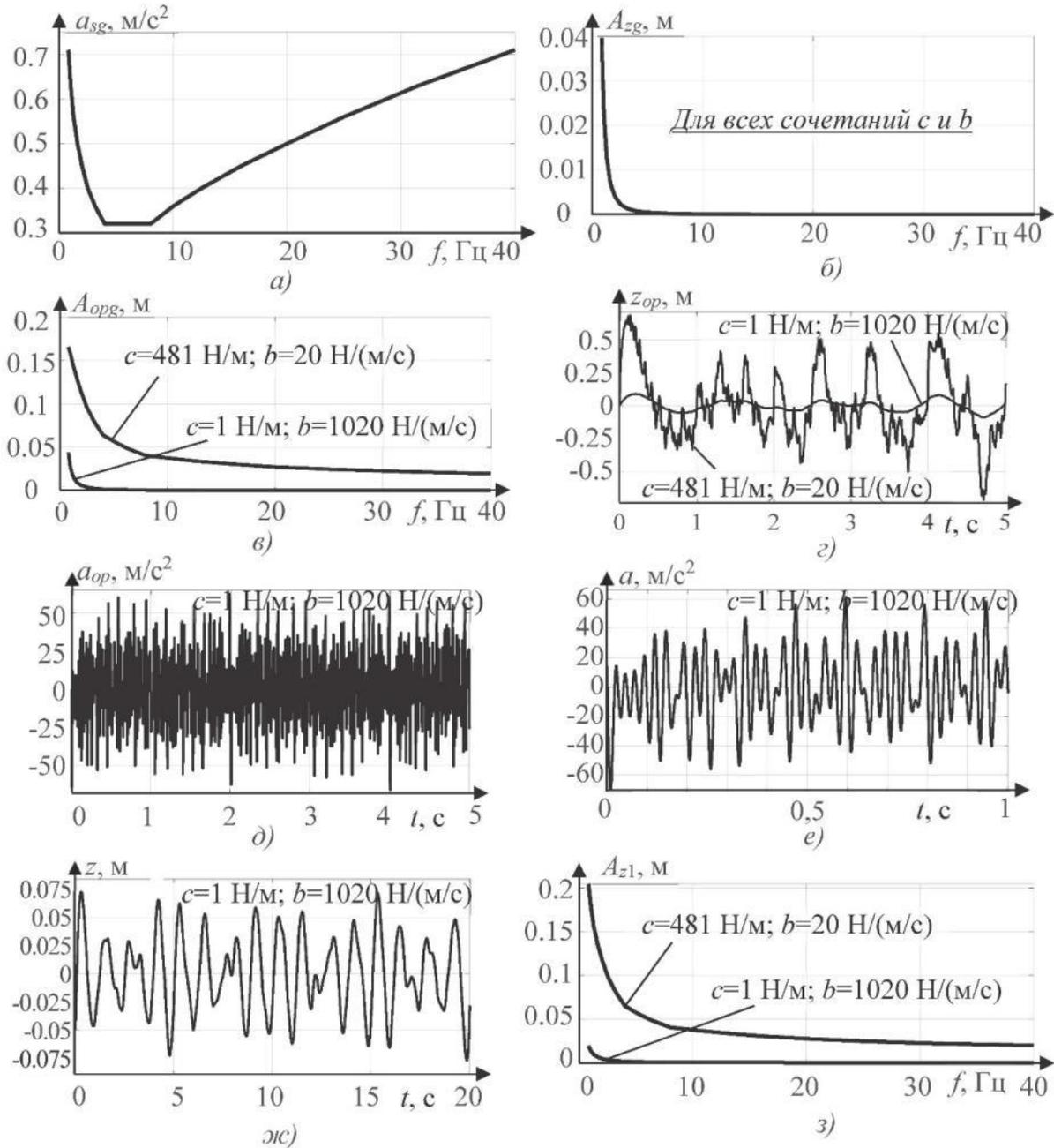


Рис. 2. Функциональные и временные зависимости: а) среднеквадратичных предельно допустимых стандартом значений ускорения виброзащищаемой массы от частоты; б) амплитуды абсолютных координат виброзащищаемой массы от частоты; в) амплитуды перемещений основания от частоты (примеры); г) перемещения основания от времени (примеры); д) ускорения основания от времени (пример); е) ускорения виброзащищаемой массы от времени (пример); ж) перемещения виброзащищаемой массы от времени (пример); з) амплитуды хода подвески от частоты (примеры)

На рис. 2, г приведены временные зависимости сложного комплексного перемещения основания $z_{op}(t)$, полученного сложением 18 гармоник в рассматриваемом частотном диапазоне от 0,8 до 40 Гц. Каждая из 18 гармоник-слагаемых имеет свою амплитуду (см. рис. 2,

в), и в случае моногармонических колебаний основания, вызывает предельное среднеквадратичное вертикальное ускорения сиденья, соответствующее ее частоте (рис. 2, а).

Пример временной зависимости ускорения основания $a_{op}(t)$ при сложном, описан-

ном выше комплексном перемещении основания, приведен на рис. 2, д. Он получен для одного сочетания значений коэффициентов c и b системы: $[c=1 \text{ Н/м}; b=1020 \text{ Н/(м/с)}]$.

На рис. 2, е приведена временная зависимость ускорения виброзащищаемой массы, а на рис. 2, ж – временная зависимость координаты виброзащищаемой массы при описанном выше комплексном перемещении основания и сочетании значений коэффициентов c и b .

На рис. 2, з приведены примеры функциональных зависимостей амплитуды хода подвески (максимальной деформации или смещения виброзащитного механизма сиденья относительно собственного равновесного положения) от частоты.

На рис. 3 приведены двумерные графики в виде поверхностей средневладратичных зна-

чений абсолютных ускорений виброзащищаемой массы и абсолютных ускорений основания, полученных при комплексных перемещениях основания сиденья. Значение виброзащищаемой массы было фиксировано: $m=100 \text{ кг}$. В качестве аргументов данных функциональных зависимостей выступают коэффициент жесткости c и коэффициент сопротивления b системы. Диапазоны варьирования их значений составляли: $c=1\dots20001 \text{ Н/м}; b=20\dots800 \text{ Н/(м/с)}$. Комплексное перемещение основания сиденья при каждом сочетании конкретных значений коэффициентов c и b обладало уникальностью, поскольку определялось как сумма 18 гармоник с амплитудами (6). Амплитуда A_{org} каждой из 18 гармоник колебаний основания, согласно (6), зависит не только от частоты, но и от значений коэффициентов c и b .

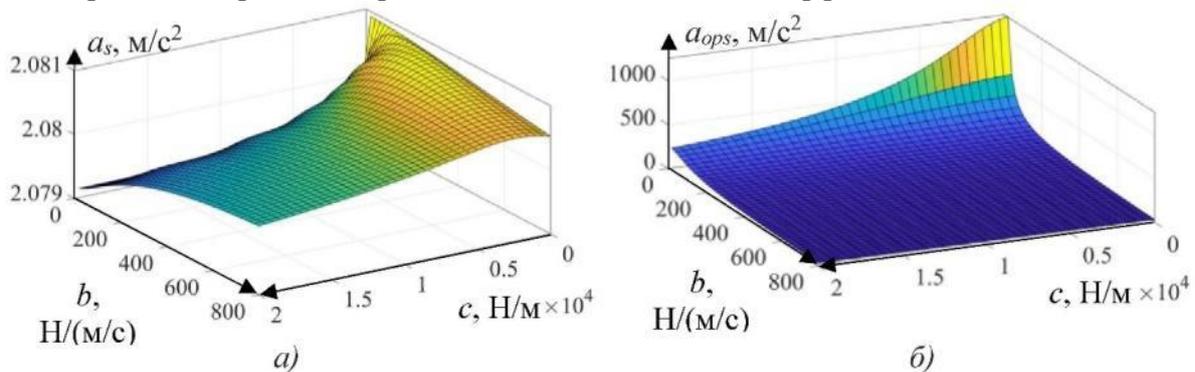


Рис. 3. Функциональные зависимости средневладратичных значений: абсолютных ускорений виброзащищаемой массы (а) и абсолютных ускорений основания (б) от $b=20\dots800$; и $c=1\dots20000$ при полигармонических перемещениях основания

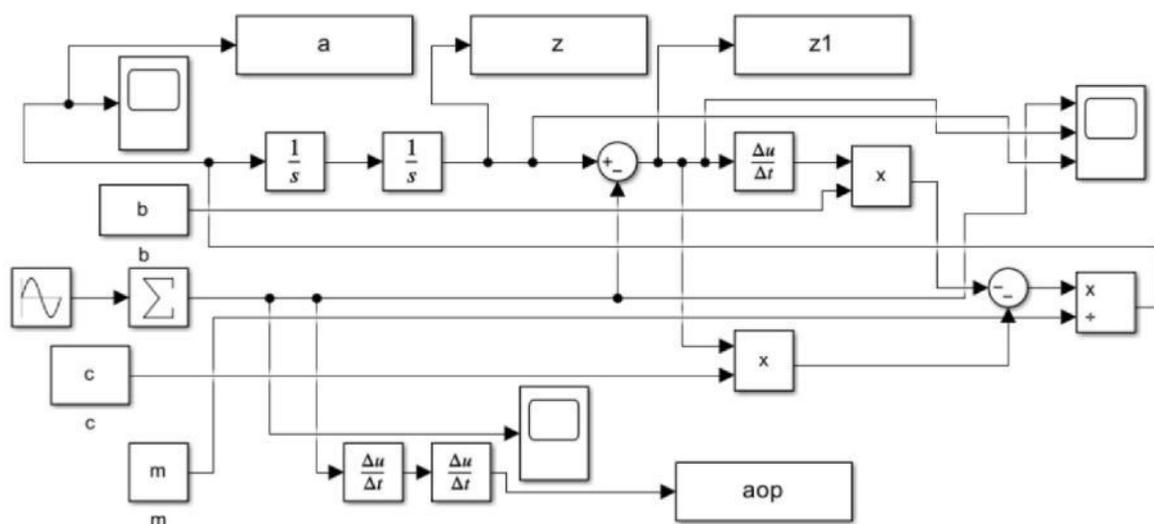


Рис. 4. Имитационная математическая модель вынужденных колебаний виброзащитной системы на подвижном основании в обозначениях Simulink

Значение в каждой точке на поверхностях a_s и a_{ops} (см. рис. 3, а-б) определялось численным методом как среднее квадратичное значение дискретной последовательности $a(t)$ либо $a_{op}(t)$ соответственно (см. рис. 2 е, д). Продолжительность каждого процесса колебаний составляла 100 с, шаг времени 0.005 с.

5. Обсуждение результатов

Аналитические выражения (3) – (8), которые использовались для построения графиков, представленных на рис. 2 и 3, были верифицированы при помощи имитационной математической модели (рис. 4), при запуске которой выполняется численное решение дифференциального уравнения (1). Установлено полное совпадение результатов численного интегрирования и результатов, полученных по выведенным аналитическим выражениям, что подтверждает адекватность последних.

Анализ приведенных на рис. 3 графиков показывает, что среднее квадратичное значение абсолютных ускорений виброзащитаемой массы при комплексных перемещениях остается приблизительно постоянным при различных значениях коэффициента жесткости c и коэффициента сопротивления b системы. Причем c и b варьировались в широких пределах, начиная от значений, близких к нулевым. Погрешность при расхождении значений a_s , представленных на рис. 3, а, относительно среднего значения массива, не превышала 0.05 %.

При этом среднее квадратичное значение абсолютных ускорений основания, вызывающее это примерно одно и то же среднее квадратичное значение абсолютных ускорений виброзащитаемой массы, имеет разброс более чем в 40 раз (меняется от значения $30,9 \text{ м/с}^2$ при сочетании $c=20001 \text{ Н/м}$; $b=800 \text{ Н/(м/с)}$ до значения 1259 м/с^2 при сочетании $c=1 \text{ Н/м}$; $b=20 \text{ Н/(м/с)}$). То есть, при квазиулевой жесткости виброзащитной системы сиденья и близкой к нулевой вязкости, требуется перемещение основания сиденья с очень большими среднее квадратичными ускорениями (1259 м/с^2).

6. Заключение

Для сиденья с оператором, которое описывается одной поступательной степенью свободы относительно собственного подвижного основания, получены аналитические выражения, описывающие гармонические колебания виброзащитаемой массы при гармонических колебаниях основания. Основание сиденья в данном случае – пол кабины оператора. Перемещения основания, согласно принятым допущениям, не зависят от перемещений сиденья. Регламентированные санитарными нормами предельные среднее квадратичные значения вертикальных ускорений позволили с использованием аналитических зависимостей получить зависимости амплитуды абсолютных координат виброзащитаемой массы, основания сиденья, деформации подвески сиденья от частоты, временные зависимости указанных параметров. Причем, для различных значений коэффициента жесткости и коэффициента сопротивления системы.

Сложение 18 гармоник предельных колебаний основания, т.е. колебаний, вызывающих, согласно выведенным аналитическим зависимостям, предельные ускорения массы, для наиболее неблагоприятных низких частот до 40 Гц, приведенных в санитарных нормах, позволило получить полигармонические колебания виброзащитаемой массы сиденья с оператором. Установлено, что полигармонические колебания виброзащитаемой массы при различных значениях коэффициента жесткости и коэффициента сопротивления системы, характеризуются практически одинаковыми значениями среднее квадратичного ускорения виброзащитаемой массы сиденья с оператором. В то же время, вызывающие их полигармонические колебания основания сиденья характеризуются большим разбросом значения среднее квадратичного ускорения, более чем в 40 раз. Наибольшее значение среднее квадратичного ускорения основания сиденья достигается при значениях коэффициента жесткости и коэффициента сопротивления системы, близких к нулевым. Среднее квадратичное ускорение полигармонических колебаний основания

сиденья, где каждая из 18 гармоник вызывает предельные по санитарным нормам колебания виброзащищаемой массы сиденья с оператором, может быть использовано в качестве критерия оценки эффективности виброзащитной системы сиденья с постоянными

значениями коэффициента жесткости и коэффициента сопротивления. Значения указанного критерия необходимо максимизировать. Максимуму отвечают близкие к нулю значения параметров коэффициента жесткости и коэффициента сопротивления системы.

Список литературы

1. Erdem B., Doğan T., Duran Z. Evaluation of Whole-Body Vibration Exposure of Dozer Operators, a Task-Based Approach // *Mining, Metallurgy & Exploration*. 2022. Vol. 39. P. 1501-1520. DOI: 10.1007/s42461-022-00636-7
2. Robinah N., Safiki A., Thomas O., Annette B. Impact of road infrastructure equipment on the environment and surroundings // *Global journal of environmental science and management-GJESM*. 2022. Vol. 8. No. 2. P. 251-264. DOI: 10.22034/gjesm.2022.02.08
3. Korchagin P., Teterina I., Korchagina E. Road roller operator's vibroprotection system improvement // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1791. P. 012012. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012012
4. Galdin N.S., Semenova I.A., Galdin V.N. Analysis of the striker stroke impact on the hydropneumatic impact devices energy performance // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260. No. 11. P. 112010. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112010
5. Xin Y., Dong R. Comfort analysis of crane hoistman based on nonlinear biodynamics coupled with crane-rail system model // *J. Mech. Sci. Technol.* 2022. Vol. 36. P. 55-75. DOI: 10.1007/s12206-021-1205-9
6. Adam, S., Jalil, N., Rezali, K., Ng, Y. The effect of posture and vibration magnitude on the vertical vibration transmissibility of tractor suspension system // *International journal of industrial ergonomics*. 2020. Vol. 80. P. 103014. DOI: 10.1016/j.ergon.2020.103014
7. Loprencipe G., Zoccali P. Ride quality due to road surface irregularities: comparison of different methods applied on a set of real road profiles // *Coatings*. 2017. Vol. 7. No. 5. P. 59. DOI: 10.3390/coatings7050059
8. Baranovskiy A.M., Vikulov S.V. Vibration protection system for high-speed vessel

References

1. Erdem B., Doğan T., Duran Z. Evaluation of Whole-Body Vibration Exposure of Dozer Operators, a Task-Based Approach. *Mining, Metallurgy & Exploration*. 2022. Vol. 39. pp. 1501-1520. doi: 10.1007/s42461-022-00636-7
2. Robinah N., Safiki A., Thomas O., Annette B. Impact of road infrastructure equipment on the environment and surroundings. *Global journal of environmental science and management-GJESM*. 2022. Vol. 8. No. 2. pp. 251-264. doi: 10.22034/gjesm.2022.02.08
3. Korchagin P., Teterina I., Korchagina E. Road roller operator's vibroprotection system improvement. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1791. pp. 012012. doi: 10.1088/1742-6596/1791/1/012012
4. Galdin N.S., Semenova I.A., Galdin V.N. Analysis of the striker stroke impact on the hydropneumatic impact devices energy performance. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260. No. 11. pp. 112010. doi: 10.1088/1742-6596/1260/11/112010
5. Xin Y., Dong R. Comfort analysis of crane hoistman based on nonlinear biodynamics coupled with crane-rail system model // *J. Mech. Sci. Technol.* 2022. Vol. 36. pp. 55-75. doi: 10.1007/s12206-021-1205-9
6. Adam, S., Jalil, N., Rezali, K., Ng, Y. The effect of posture and vibration magnitude on the vertical vibration transmissibility of tractor suspension system. *International journal of industrial ergonomics*. 2020. Vol. 80. pp. 103014. doi: 10.1016/j.ergon.2020.103014
7. Loprencipe G., Zoccali P. Ride quality due to road surface irregularities: comparison of different methods applied on a set of real road profiles. *Coatings*. 2017. Vol. 7. No. 5. pp. 59. doi: 10.3390/coatings7050059
8. Baranovskiy A.M., Vikulov S.V. Vibration protection system for high-speed vessel

crews // *Marine intellectual technologies*. 2019. Vol. 3. No. 1. P. 35-38.

9. Bosnjak S.M., Arsic M.A., Gnjatovic N.B. et al. Failure of the bucket wheel excavator buckets // *Engineering failure analysis*. 2018. Vol. 84. P. 247-261. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2017.11.017

10. Химич А.В., Лагереv И.А. Исследование динамической нагруженности мобильной канатной транспортно-технологической машины, размещенной на склоне // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2022. № 2. С. 159-164. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-159-164

11. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. Investigation of dynamic characteristics of the vibration isolation system for operators' seats // *International Journal of Mechanics and Control*. 2023. Vol. 24. No. 02. P. 19-26.

12. СанПиН 1.2.3685-21. Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания (с изменениями и дополнениями): издание официальное: утвержден Главным государственным санитарным врачом Российской Федерации 28.01.2021; введен 01.03.2021. Минюст России, 2021. 1029 с.

13. Коротов М.С., Щербакoв В.С., Кашапова И.Е. Аналитический анализ виброзащитной системы человека-оператора // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2023. № 2. С. 145-158. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-145-158

crews. *Marine intellectual technologies*. 2019. Vol. 3. No. 1. pp. 35-38.

9. 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

10. Khimich A.V., Lagerev I.A. Study of the dynamic loading of a mobile rope transport and technological machine located on a slope. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*. 2022. No. 2. pp. 159-164. doi: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-159-164 (In Russian)

11. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. Investigation of dynamic characteristics of the vibration isolation system for operators' seats. *International Journal of Mechanics and Control*. 2023. Vol. 24. No. 02. pp. 19-26.

12. SanPiN 1.2.3685-21. *Gigienicheskie normativih i trebovaniya k obespecheniyu bezopasnosti i (ili) bezvrednosti dlya chelo-veka faktorov sredih obitaniya (s izmene-niyami i dopolneniyami)* [Hygienic norms and requirements to ensure safety and (or) harmlessness for humans of habitat factors (as amended and supplemented)]: izdanie ofitsi-alnoe: utverzhden Glavnym gosudarstvennym sanitarnym vrachom Rossiyskoy Federatsii 28.01.2021; vveden 01.03.2021. Minyust Rossii, 2021. 1029 p. (In Russian)

13. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Kashapova I.E. Analytical analysis of vibration protection system of human operator. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*. 2023. № 2. С. 145-158. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-145-158 (In Russian)