

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ СИДЕНЬЯ С КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ ПРИ СТОХАСТИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ НА ЭЛЕМЕНТЫ ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ АВТОГРЕЙДЕРА

М. С. Корытов, В. С. Щербаков, И. Е. Кашапова

Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет,
Россия, 644080, г. Омск, пр. Мира, 5

При помощи разработанной в среде Matlab комплексной имитационной математической модели автогрейдера, включающей подсистемы виброзащитных опор кабины, виброзащитного механизма сиденья оператора, задания стохастических воздействий на элементы ходового оборудования при движении по микрорельефу, проведен вычислительный эксперимент, при обработке результатов которого установлено влияние ряда параметров системы на среднеквадратичное отклонение ускорения сиденья в вертикальном направлении. В качестве варьируемых параметров выступали среднеквадратичное отклонение вертикальных координат микропрофиля опорной поверхности; скорость перемещения автогрейдера; величина зоны квазинулевой жесткости виброзащитного механизма сиденья оператора; величина прибавки коэффициента жесткости пружины виброзащитного механизма, задающая наклон среднего участка статической силовой характеристики виброзащитного механизма. Увеличение величины зоны квазинулевой жесткости позволяет в несколько раз снизить среднее значение среднеквадратичного отклонения ускорения сиденья для совокупности перемещений при различных высотах профиля и скорости. Придание средней части статической характеристики небольшого наклона также позволяет незначительно уменьшить среднее значение среднеквадратичного отклонения сиденья.

Ключевые слова: виброзащита, вибрация, сиденье, квазинулевая жесткость, моделирование.

Введение

Операторы наземных транспортно-технологических машин зачастую подвергаются воздействию существенных вибрационных нагрузок [1]. Вибрации, возникающие в процессе работы машин, обусловлены взаимодействием их рабочих органов с внешней средой [2], а также могут вызываться вращением двигателя или других подвижных звеньев самой машины [3]. Существенные вибрационные воздействия отмечаются у операторов таких наземных транспортно-технологических машин, как автогрейдеры [4], бульдозеры [5], гидравлические молоты [6].

Необходимость защиты операторов наземных транспортно-технологических машин, как правило оснащенных кабиной с сиденьем [7], от вредного воздействия вибраций, обусловила два основных пути их снижения. Это применение систем виброизоляции кабины оператора [8] и сиденья оператора [9]. Указанные пути снижения вибраций могут применяться совместно, что увеличивает общую эффективность виброзащиты. В то же время наиболее существенно снизить уровень вибрационного воздействия на оператора машины способны именно системы виброзащиты сиденья, применение которых является необходимым условием.

Одним из перспективных подходов к совершенствованию систем виброзащиты является применение эффекта квазинулевой жесткости [10]. Необходимость подвода и использования внешней энергии в активных виброзащитных системах [11] обуславливает ограниченное применение активных систем

при виброизоляции сидений и кабин операторов наземных транспортно-технологических машин.

В этой связи представляет интерес разработка пассивной виброзащитной системы сиденья оператора наземной транспортно-технологической машины с эффектом квазинулевой жесткости, механизм которой характеризуется относительной простотой конструкции и невысокой стоимостью. С участием авторов была разработана конструкция подобной системы на основе параллелограммного механизма, упругого элемента, роликов и троса (рис. 1а) [12].

Цель исследования

В математической среде Matlab/Simulink [13] была разработана комплексная имитационная модель автогрейдера (рис. 1б), включающая в себя собственно механическую систему автогрейдера, виброзащитную подвеску сиденья (рис. 1в), виброзащитные опоры кабины (рис. 1г) и подсистему задания стохастических воздействий на элементы ходового оборудования, реализованную в виде программного кода [14, 15].

Конечной целью разработки комплексной имитационной модели являлось подтверждение гипотезы о большей эффективности предложенной виброзащитной системы сиденья оператора с участком квазинулевой жесткости по сравнению с традиционной пружинно-амортизационной виброзащитной системой, не имеющей в статической силовой характеристике участка квазинулевой жесткости. Для этого, после разработки в верификации комплексной имитационной модели, необходимо было про-

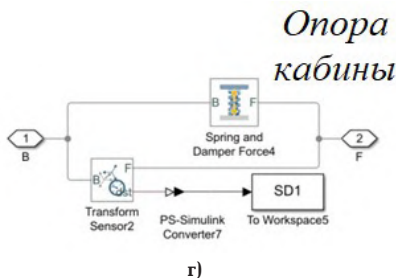
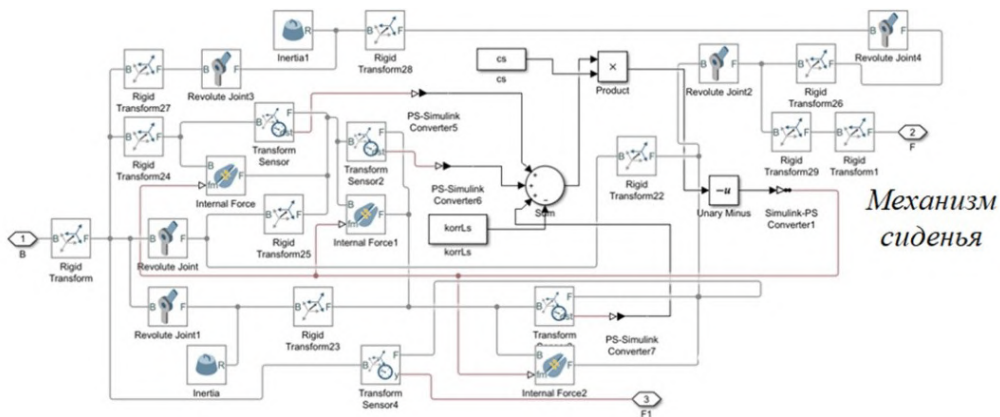
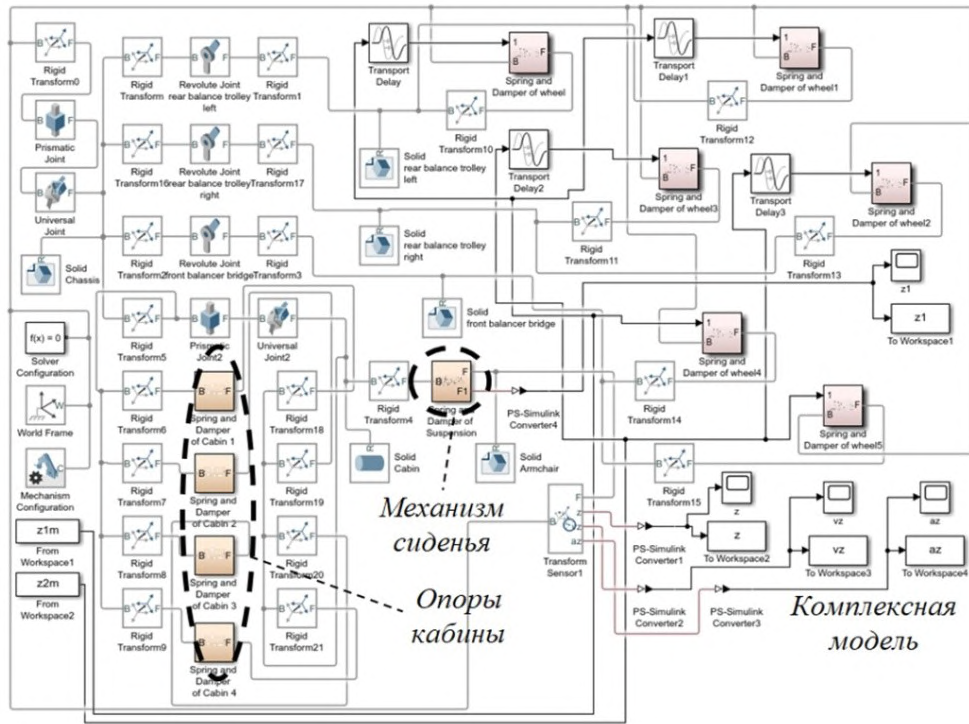
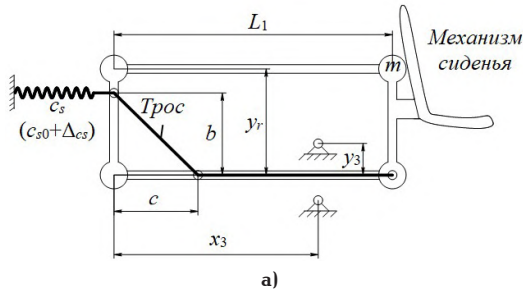


Рис. 1. Разработанная конструкция виброзащитного механизма сиденья (а), комплексная имитационная модель автогрейдера (б), имитационная модель-подсистема виброзащитной опоры кабины (в), имитационная модель-подсистема виброзащитного механизма сиденья (г) в обозначениях Matlab Simscape
 Fig. 1. Developed seat vibration protection mechanism design (a), complex simulation model of motor grader (б), simulation model-system of vibration protection cab support (в), simulation model-system of seat vibration protection mechanism (г) in terms of Matlab Simscape

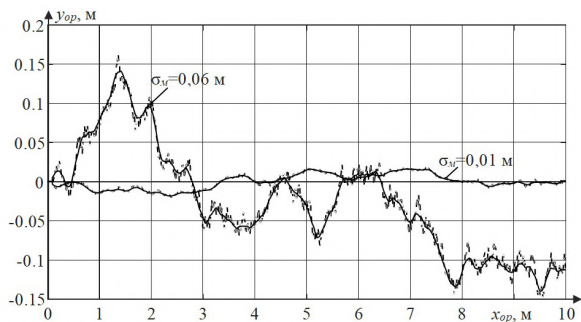


Рис. 2. Стохастические профили микрорельефа опорной поверхности при $\sigma_m = 0,01$ м и $\sigma_m = 0,06$ м: - - - неосредненные профили; — осредненные по пятну контакта шины профили (примеры)

Fig. 2. Stochastic profiles of bearing surface microrelief at $\sigma_m = 0,01$ m and $\sigma_m = 0,06$ m: - - - non-averaged profiles; — tire contact patch averaged profiles (examples)

вести с ее помощью вычислительный эксперимент, моделирующий перемещения автогрейдера в транспортном режиме по стохастическим неровностям микрорельефа опорной поверхности.

Основная часть

В качестве варьируемых параметров комплексной имитационной модели при проведении вычислительного эксперимента выступали: среднеквадратичное отклонение вертикальных координат микропрофиля опорной поверхности σ_m , скорость перемещения автогрейдера в горизонтальном направлении v , величина зоны квазиулевой жесткости виброзащитной подвески сиденья оператора h_{qz} , величина прибавки Δ_{cs} к значению c_{s0} коэффициента жесткости пружины виброзащитного механизма сиденья, соответствующему горизонтальности среднего участка статической силовой характеристики виброзащитной системы сиденья.

Перечисленные параметры варьировались в следующих пределах и со следующими шагами дискретизации:

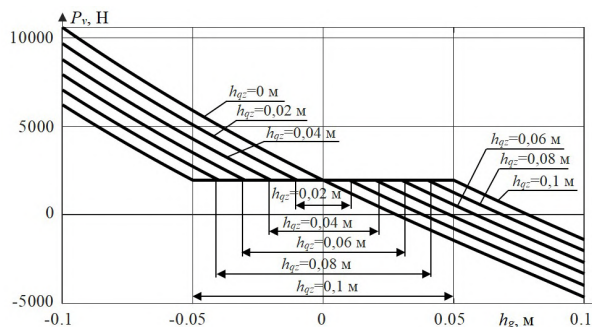
$$\sigma_m = [0,01; 0,02; 0,03; 0,04; 0,05; 0,06] \text{ м};$$

$$v = [1; 2; 3; 4; 5; 6] \text{ м/с} \\ ([3,6; 7,2; 10,8; 14,4; 18,0; 21,6] \text{ км/час});$$

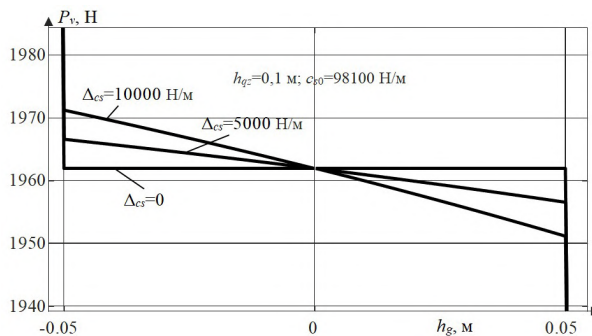
$$h_{qz} = [0; 0,02; 0,04; 0,06; 0,08; 0,1] \text{ м};$$

$$\Delta_{cs} = [0; 5000; 10000] \text{ Н/м}.$$

Ниже поясняется физический смысл трех из четырех варьируемых параметров комплексной имитационной модели (кроме скорости горизонтального перемещения автогрейдера, физический смысл которой не требует дополнительных пояснений). Параметр σ_m определяет величину отклонения вертикальных координат микрорельефа опорной поверхности под правыми и левыми колесами автогрейдера от нулевого уровня. На рис. 2 приведены в качестве иллюстрации два стохастических профиля микрорельефа опорной поверхности при граничных значениях в рассматриваемом диапазоне изменения σ_m : 0,01 и 0,06 м. Размах изменения вертикальной координаты опорной поверхности y_{op} при наибольшем среднеквадратичном отклонении про-



a)



b)

Рис. 3. Исследуемые статические силовые характеристики виброзащитной системы сиденья оператора:

a) с шестью различными значениями h_{qz} ;

б) увеличенный фрагмент среднего участка трех характеристик с тремя различными значениями Δ_{cs} (при $h_{qz} = 0,1$ м)

Fig. 3. Investigated static force characteristics of the vibration protection system of the operator's seat:

a) with 6 different values of h_{qz} ; б) enlarged fragment

of the average section of three characteristics with 3 different values of Δ_{cs} (at $h_{qz} = 0,1$ m)

филя $\sigma_m = 0,06$ м в рассматриваемом примере достигает 0,3 м при горизонтальной длине участка 10 м, в то время как при наименьшем среднеквадратичном отклонении профиля $\sigma_m = 0,01$ м размах изменения вертикальной координаты не превышает 0,05 м.

На рис. 3а приведены 6 статических силовых характеристик с варьируемыми значениями зоны квазиулевой жесткости виброзащитной подвески сиденья оператора h_{qz} , от 0 до 0,1 м. Средний участок всех характеристик на рис. 3а строго горизонтален, т.е. в приведенных характеристиках величина прибавки к коэффициенту жесткости пружины равна нулю: $\Delta_{cs} = 0$ Н/м. При ненулевых исследуемых значениях Δ_{cs} , на общем графике статические силовые характеристики визуально не будут отличаться от приведенных на рис. 3а, т.е. средний участок будет выглядеть как близкий к горизонтальному. Наклон среднего участка статических характеристик с $h_{qz} = 0,1$ м может быть визуально оценен лишь при значительном увеличении вертикального масштаба фрагментов характеристик (рис. 3б).

В частном случае нулевой длины среднего участка (отсутствия зоны квазиулевой жесткости, $h_{qz} = 0$), статическая силовая характеристика виброзащитного механизма аналогична характеристике упругого элемента с демпфером, т.е. традиционно, наиболее распространенного виброзащитного механизма. Максимальные значения параметра h_{qz} ограничивались 0,1 м, исходя из эргономических соображений (ограничение высоты кабины, расстояние от сиденья до педалей и руля).

Фиксированные параметры модели соответствовали автогрейдеру марки ДЗ-98. Коэффициент жесткости отдельной виброзащитной опоры кабины (каждой из 4-х) принимал значение 10000 Н/м, коэффициент вязкого трения — 1000 Н/(м/с). Конструктивные параметры параллелограммного виброзащитного механизма сиденья принимали значения: $b=0,1$ м, $c=0,1$ м, $L_1=0,5$ м, $x_3=0,35$ м, $y_3=0,1$ м, что соответствовало параллелограмму с боковыми вертикальными звеньями длиной 0,1 м и с горизонтальными звеньями длиной 0,5 м. Ограничивающие трос ролики располагались на горизонтальном расстоянии 0,35 м от левой стороны параллелограмма. Угловой коэффициент сопротивления отдельного шарнира параллелограмма составлял 5 Н·м/(рад/с).

Масса m сиденья с человеком-оператором принималась равной 200 кг. Длина пятна контакта каждой из шин принималась равной 0,2 м.

Конечное время моделирования перемещения автогрейдера по неровностям микрорельефа при каждом сочетании варьируемых параметров принималось равным 1000 с.

В качестве критерия оценки эффективности виброзащиты использовалось среднеквадратичное значение вертикального ускорения сиденья в неподвижной системе координат a_s , определяемое для отдельного процесса перемещения в течение 1000 с при шаге дискретизации сохраняемых из модели текущих значений вертикального ускорения 0,1 с:

$$a_s = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (a_i - \bar{a})^2},$$

где a_i — отдельные значения ускорения в дискретные моменты времени динамического процесса;

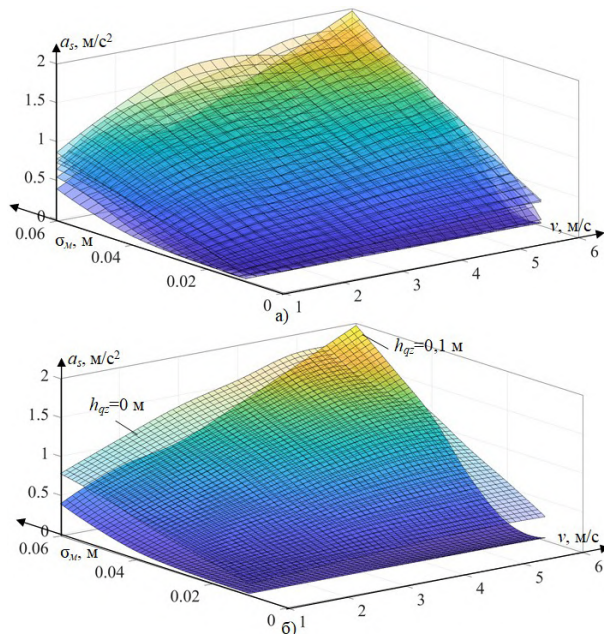


Рис. 4. Зависимости среднеквадратичного ускорения a_s от скорости перемещения автогрейдера v и среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа σ_m ; а) шесть поверхностей для всех исследуемых значений величины зоны квазиулевой жесткости h_{qz} ; б) две поверхности для граничных значений величины зоны квазиулевой жесткости h_{qz}

Fig. 4. Dependences of mean square acceleration a_s on motor grader motion speed v and mean square deviation of microrelief profile σ_m ; а) six surfaces for all investigated values of quasi-null stiffness zone h_{qz} ; б) two surfaces for boundary values of quasi-null stiffness zone h_{qz}

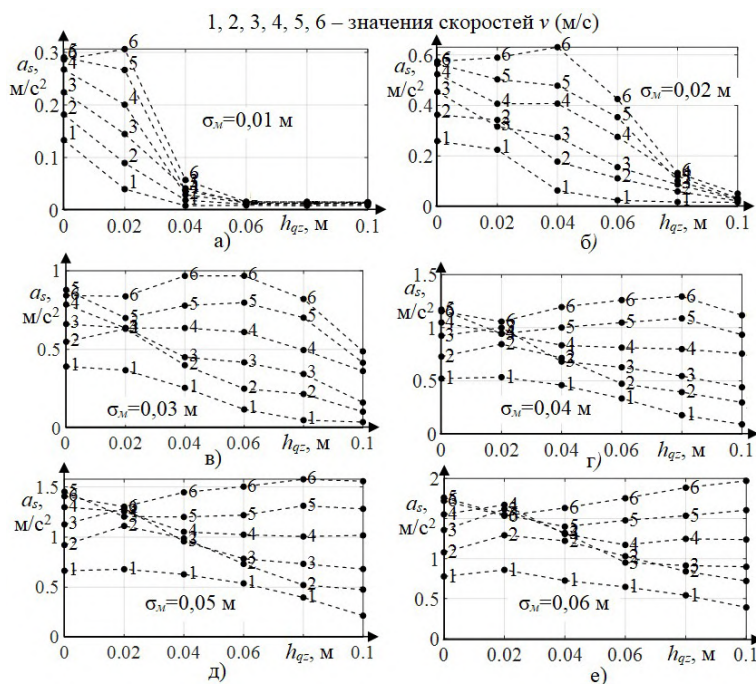


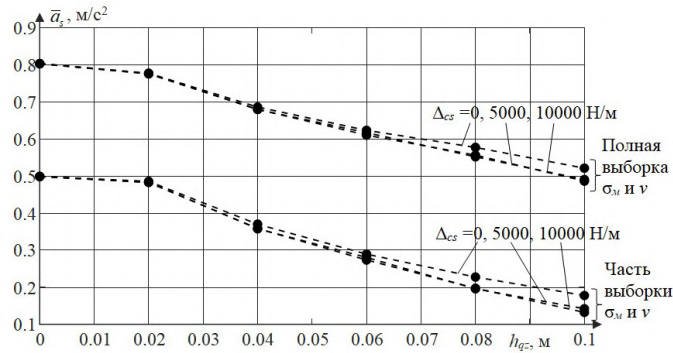
Рис. 5. Зависимости среднеквадратичного ускорения a_s от величины зоны квазиулевой жесткости h_{qz} полученные при значениях среднеквадратичного отклонения профиля σ_m : а) 0,01 м; б) 0,02 м; в) 0,03 м; г) 0,04 м; д) 0,05 м; е) 0,06 м

Fig. 5. Dependences of the mean square acceleration a_s on the value of the quasi-null stiffness zone h_{qz} obtained at the values of the mean square deviation of the profile σ_m : а) 0,01 m; б) 0,02 m; в) 0,03 m; г) 0,04 m; д) 0,05 m; е) 0,06 m

$\sigma_m \backslash v$	1	2	3	4	5	6
0,01	+	+	+	+	+	+
0,02	+	+	+	+	+	+
0,03	+	+	+	+	+	+
0,04	+	+	+	+	+	+
0,05	+	+	+	+	+	+
0,06	+	+	+	+	+	+

а)

б)



в)

Рис. 6. Сочетания значений σ_m и v : а) полная выборка; б) часть выборки, соответствующая реальным скоростям в транспортном режиме; в) графики функциональных зависимостей средних значений \bar{a}_s среднеквадратического отклонения вертикального ускорения сиденья от величины зоны квазиинерционной жесткости h_{qz}

Fig. 6. Combinations of values σ_m and v : а) complete sample; б) part of sample corresponding to real speeds in transport mode; в) plots of functional dependences of mean values \bar{a}_s of mean square deviation of vertical seat acceleration from the value of quasi-zero stiffness zone h_{qz}

\bar{a} — среднее значение ускорения за весь период процесса; $n = 10000$ — количество значений ускорения.

На рис. 4а приведены графики шести поверхностей — зависимостей среднеквадратичного ускорения a_s от скорости перемещения автогрейдера v и среднеквадратичного отклонения профиля микро-рельефа σ_m . Графики на рис. 3 получены при фиксированном значении прибавки к жесткости пружины $\Delta_{cs} = 10000$ Н/м.

Шесть поверхностей на рис. 4а соответствуют шести исследуемым значениям величины зоны квазиинерционной жесткости h_{qz} . Расположенные на более низком уровне поверхности соответствуют большим значениям h_{qz} .

Поверхности, полученные при различных значениях h_{qz} частично перекрывают друг друга, что иллюстрирует рис. 4б, где приведены только две из шести поверхностей, приведенных на рис. 4а, соответствующие крайним диапазонным значениям $h_{qz} = 0$ м (верхняя поверхность) и $h_{qz} = 0,1$ м (нижняя поверхность).

Аналогичные поверхности $a_s = f(\sigma_m, v)$, которые были построены при значениях прибавки к жесткости пружины Δ_{cs} 0 и 5000 Н/м, отличаются от приведенных на рис. 4 крайне незначительно, поэтому не приводятся.

На рис. 5в в виде совокупностей двумерных графиков приведены функциональные зависимости среднеквадратичного ускорения a_s от величины зоны квазиинерционной жесткости h_{qz} . Различным критериям соответствуют различные скорости перемеще-

ния v , значения которых подписаны рядом с каждой кривой. Графики объединены в шесть групп по шести значениям σ_m .

Большой информативностью обладают графики зависимостей средних значений \bar{a}_s среднеквадратичного отклонения сиденья от величины зоны квазиинерционной жесткости h_{qz} . Значение функции в каждой точке графиков рассчитано как среднее арифметическое a_s совокупности всех возможных сочетаний σ_m и v (среднее значение 36 значений, рис. 6а).

Поскольку при значительном размахе вертикальных координат профиля микро-рельефа, т.е. при больших значениях σ_m , оператор автогрейдера, как правило, всегда ограничивает скорость перемещения, чтобы не допустить значительных колебаний машины или даже выхода ее из строя, часть сочетаний значений σ_m и v целесообразно исключить из рассмотрения. На рис. 6б заштрихована часть выборки, в которой в основном происходят перемещения автогрейдера в транспортном режиме. Наибольшим значениям среднеквадратичного отклонения профиля микро-рельефа σ_m соответствуют перемещения машины с наименьшей скоростью v . И, напротив, наименьшим значениям среднеквадратичного отклонения профиля микро-рельефа σ_m соответствуют перемещения машины с наибольшей скоростью. Из частичной выборки, соответствующей реальным условиям эксплуатации, исключены все сочетания σ_m и v , расположенные ниже побочной диагонали матрицы сочетаний σ_m и v (см. рис. 6б).

Выводы

Анализ графиков, приведенных на рис. 4, 5 и 6в, позволяет сделать следующие выводы.

1. При прочих равных условиях наибольших значений среднеквадратичное ускорение сиденья в вертикальном направлении достигает при сочетании максимальных скоростей перемещения машины и максимальных среднеквадратичных отклонений профиля микрорельефа. Минимальные среднеквадратичные ускорения сиденья достигаются при сочетании минимальных среднеквадратичных отклонений профиля и скоростей. Максимальные значения среднеквадратичного ускорения сиденья превышают минимальные в несколько сотен раз в рассматриваемых диапазонах изменения среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа (0,01...0,06 м) и скорости (1...6 м/с). Например, при фиксированном значении прибавки к жесткости пружины $\Delta_{cs} = 10000$ Н/м, максимальное значение среднеквадратичного ускорения сиденья в 240 раз больше минимального (1,97107 и 0,00821 м/с² соответственно).

2. Увеличение величины зоны квазиулево жесткости с нулевого значения до 0,1 м снижает среднеквадратичное ускорение сиденья. Наиболее существенное снижение (в 30 раз и более) достигается при минимальных значениях среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа. В то же время при максимальных среднеквадратичных отклонениях профиля и максимальных скоростях увеличение величины зоны квазиулево жесткости приводит к незначительному возрастанию среднеквадратичного ускорения сиденья.

3. Учитывая неоднозначность влияния величины зоны квазиулево жесткости на ускорение, целесообразно использовать для оценки интегральный критерий — среднее значение среднеквадратичных вертикальных ускорений сиденья для совокупности сочетаний среднеквадратичных отклонений профиля и скоростей. Увеличение величины зоны квазиулево жесткости с нулевого значения до 0,1 м снижает при этом среднее по выборке среднеквадратичное ускорение сиденья примерно в 1,5 раза — с 0,8 м/с² до 0,5 м/с².

4. Учитывая, что при больших среднеквадратичных отклонениях профиля оператор ограничивает скорость перемещения, оценку эффективности увеличения зоны квазиулево жесткости целесообразно проводить на части выборки, ограниченной половиной матрицы сочетаний среднеквадратичных отклонений профиля и скоростей над побочной диагональю матрицы, включая саму побочную диагональ. Данная часть выборки соответствует реальным условиям эксплуатации машины в транспортном режиме. На описанной части выборки увеличение величины зоны квазиулево жесткости с нулевого значения до 0,1 м снижает среднее среднеквадратичное ускорение в 3 раза и более.

5. Придание средней части статической силовой характеристики виброзащитного механизма сиденья небольшого наклона позволяет еще больше повысить эффективность виброзащиты (снизив среднее среднеквадратичное ускорение не в 3, а в 3,5 раза). Наклон средней части статической силовой характеристики задавался при этом величиной прибавки к значению коэффициента жесткости пружины виброзащитного механизма.

6. Поводя итог, можно сделать вывод о значительной эффективности применения виброзащит-

ного механизма сиденья с участком квазиулево жесткости по сравнению с механизмом, не имеющим подобного участка. Причем наибольший эффект дает применение наиболее протяженного участка квазиулево жесткости, максимальная величина которого ограничивается 0,1 м исходя из эргономических соображений.

Список источников

1. Mian J., Shoushi L., Yong G., Jigang W. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system // *Advances in mechanical engineering*. 2019. Vol. 11, no. 5. DOI: 10.1177/1687814019849988.
2. Chi F, Zhou J, Zhang Q, Wang Y, Huang P. Avoiding the health hazard of people from construction vehicles: a strategy for controlling the vibration of a wheel loader // *International Journal of Environmental Research and Public Health*. 2017. Vol. 14, no. 3. P. 275. DOI: 10.3390/ijerph14030275.
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. P. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059.
4. Dhanjee K. C., Sanjay K. P., Vivekanand K., Netai C. K. Whole-body vibration exposure of heavy earthmoving machinery operators in surface coal mines: a comparative assessment of transport and non-transport earthmoving equipment operators // *International Journal of Occupational Safety and Ergonomics: JOSE*. 2020. P. 1–10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154.
5. Lynas D., Burgess-Limerick R. Whole-body vibration associated with dozer operation at an Australian surface coal mine // *Annals of Work Exposures and Health*. 2019. Vol. 63, no. 8. P. 881–889. DOI: 10.1093/annweh/wxz054.
6. Galdin N. S., Semenova I. A., Galdin V. N. Analysis of the striker stroke impact on the hydro pneumatic impact devices energy performance // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260, no. 11. P. 112010. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112010.
7. Wieckowski J., Rafajlowicz W., Moczko P., Rafajlowicz E. Data from vibration measurement in a bucket wheel excavator operator's cabin with the aim of vibrations damping // *Data in Brief*. 2021. Vol. 35. P. 106836. DOI: 10.1016/j.dib.2021.106836.
8. 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. P. 1245–1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132.
9. Kim S.-H., D.-S. Yoon, G.-W. Kim [et al.]. Road traveling test for vibration control of a wheel loader cabin installed with magnetorheological mounts // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2020. P. 1045389X20953900. DOI: 10.1177/1045389X20953900.
10. Burian Yu. A., Silkov V. M., Sitnikov V. D. Quasi-zero stiffness vibration isolation support with stiffness corrector based on a rubber-cord air spring // *AIP Conference Proceedings*. 2020. Vol. 2285. P. 030007. DOI: 10.1063/5.0027543.
11. Burian Y. A., Sitnikov D. V., Silkov M. V., Belkov V. N. The active system of vibration isolation with digital twin and control by acceleration // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1791, no. 1. P. 012007. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012007.
12. Корьгов М. С., Кашапова И. Е., Щербяков В. С. Условие квазиулево жесткости статической силовой характеристики параллелограммного механизма виброзащитной системы сиденья // *Вестник СибАДИ*. 2022. Т. 19, № 2 (84). С. 144–155. DOI: 10.26518/2071-7296-2021-19-2-144-155.
13. Лукутин Б. В., Муравьев Д. И. Имитационная модель фотодизельной системы электроснабжения с интеллектуальным управлением в Matlab/Simulink // *Омский научный вестник*. 2021. № 4 (178). С. 52–62. DOI: 10.25206/1813-8225-2021-178-52-62.

14. 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. P. 112015. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112015.

15. Корытов М. С., Щербаков В. С., Почекуева И. Е. Имитационная модель виброзащитного механизма кресла с участком квази нулевой жесткости оператора строительного транспортного средства // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. № 4. С. 486–496. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-04-486-496.

КОРЫТОВ Михаил Сергеевич, доктор технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры «Автомобильный транспорт» Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета (СибАДИ), г. Омск.

SPIN-код: 2921-4760

AuthorID (РИНЦ): 352677

ORCID: 0000-0002-5104-7568

AuthorID (SCOPUS): 57035238500

ResearcherID: B-5667-2015

Адрес для переписки: kms142@mail.ru

ЩЕРБАКОВ Виталий Сергеевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры

«Автоматизация и энергетическое машиностроение» СибАДИ, г. Омск.

SPIN-код: 6171-2320

AuthorID (РИНЦ): 485687

ORCID: 0000-0002-3084-2271

AuthorID (SCOPUS): 57034922100

ResearcherID: N-1716-2017

КАШАПОВА Ирина Евгеньевна, аспирант кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение» СибАДИ, г. Омск.

SPIN-код: 8011-6829

AuthorID (РИНЦ): 1053624

ORCID: 0000-0002-0631-564X

AuthorID (SCOPUS): 57563069600

Для цитирования

Корытов М. С., Щербаков В. С., Кашапова И. Е. Исследование виброзащитной системы сиденья с квази нулевой жесткостью при стохастических воздействиях на элементы ходового оборудования автогрейдера // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. С. 61–69. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-61-69.

Статья поступила в редакцию 20.12.2022 г.

© М. С. Корытов, В. С. Щербаков, И. Е. Кашапова

INVESTIGATION OF VIBRATION PROTECTION SYSTEM OF A SEAT WITH QUASI-ZERO STIFFNESS UNDER STOCHASTIC EFFECTS ON THE ELEMENTS OF RUNNING EQUIPMENT OF A MOTOR GRADER

M. S. Korytov, V. S. Shcherbakov, I. E. Kashapova

Siberian State Automobile and Highway University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 5, 644080

With the help of a complex simulation mathematical model of a motor grader developed in the Matlab environment, including subsystems of vibration-protective cab supports, a vibration-protective mechanism of the operator's seat, setting stochastic effects on the elements of running equipment when moving along a microrelief, a computational experiment is carried out, when processing the results of which, the influence of a number of system parameters on the root-mean-square seat acceleration deviation in the vertical direction. The variable parameters are the root mean square deviation of the vertical coordinates of the microprofile of the supporting surface, the speed of motion of the motor grader, the size of the zone of quasi-zero stiffness of the vibration protection mechanism of the operator's seat, the value of the increase in the spring stiffness coefficient of the vibration protection mechanism, which sets the slope of the average section of the static power characteristic of the vibration protection mechanism. An increase in the size of the zone of quasi-zero stiffness allows several times to reduce the average value of the root-mean-square deviation of the seat acceleration for a set of movements at various profile heights and speeds. Giving the middle part of the static characteristic a small slope also allows a slight decrease in the average value of the standard deviation of the seat.

Keywords: vibration protection, vibration, seat, quasi-zero stiffness, modeling.

References

- Mian J., Shoushi L., Yong G., Jigang W. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system // *Advances in mechanical engineering*. 2019. Vol. 11, no. 5. DOI: 10.1177/1687814019849988. (In Engl.).
- Chi F., Zhou J., Zhang Q., Wang Y., Huang P. Avoiding the health hazard of people from construction vehicles: a strategy for controlling the vibration of a wheel loader // *International Journal of Environmental Research and Public Health*. 2017. Vol. 14, no. 3. P. 275. DOI: 10.3390/ijerph14030275. (In Engl.).
- 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. P. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059. (In Engl.).
- Dhanjee K. C., Sanjay K. P., Vivekanand K., Netai C. K. Whole-body vibration exposure of heavy earthmoving machinery operators in surface coal mines: a comparative assessment of transport and non-transport earthmoving equipment operators // *International Journal of Occupational Safety and Ergonomics: JOSE*. 2020. P. 1–10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154. (In Engl.).
- Lynas D., Burgess-Limerick R. Whole-body vibration associated with dozer operation at an Australian surface coal mine // *Annals of Work Exposures and Health*. 2019. Vol. 63, no. 8. P. 881–889. DOI: 10.1093/annweh/wxz054. (In Engl.).
- 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. (In Engl.).
- Wieckowski J., Rafajlowicz W., Moczko P., Rafajlowicz E. Data from vibration measurement in a bucket wheel excavator operator's cabin with the aim of vibrations damping // *Data in Brief*. 2021. Vol. 35. P. 106836. DOI: 10.1016/j.dib.2021.106836. (In Engl.).
- 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. P. 1245–1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132. (In Engl.).
- Kim S.-H., D.-S. Yoon, G.-W. Kim [et al.]. Road traveling test for vibration control of a wheel loader cabin installed with magnetorheological mounts // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2020. P. 1045389X20953900. DOI: 10.1177/1045389X20953900. (In Engl.).
- Burian Yu. A., Silkov V. M., Sitnikov V. D. Quasi-zero stiffness vibration isolation support with stiffness corrector based on a rubber-cord air spring // *AIP Conference Proceedings*. 2020. Vol. 2285. P. 030007. DOI: 10.1063/5.0027543. (In Engl.).
- Burian Y. A., Sitnikov D. V., Silkov M. V., Belkov V. N. The active system of vibration isolation with digital twin and control by acceleration // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1791, no. 1. P. 012007. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012007. (In Engl.).
- Korytov M. S., Kashapova I. E., Shcherbakov V. S. Usloviye kvazinulevoy zhestkosti staticheskoy silovoy kharakteristiki parallelogrammnogo mekhanizma vibrozashchitnoy sistemy siden'ya [The condition of quasi-zero stiffness of the static power characteristic of the parallelogram mechanism of the vibration protection system of the seat] // *Vestnik SibADI. The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2022. Vol. 19, no. 2 (84). P. 144–155. DOI: 10.26518/2071-7296-2021-19-2-144-155. (In Russ.).

13. Lukutin B. V., Murav'yev D. I. Imitatsionnaya model' fotodizel'noy sistemy elektrosnabzheniya s intellektual'nym upravleniyem v Matlab/Simulink [Matlab/Simulink simulation model of photo-diesel power supply system with intelligent control] // Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2021. No. 4 (178). P. 52–62. DOI: 10.25206/1813-8225-2021-178-52-62. (In Russ.).

14. 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. P. 112015. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112015. (In Engl.).

15. Korytov M. S., Shcherbakov V. S., Pochekuyeva I. E. Imitatsionnaya model' vibrozashchitnogo mekhanizma kresla s uchastkom kvazinulevoy zhestkosti operatora stroitel'no-dorozhnoy mashiny [Simulation model of a chair vibration protective mechanism with a part of quasi-zero-stiffness for the operator of a road-building machine] // *Nauchno-tekhnicheskii Vestnik Bryanskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Scientific and Technical Journal of Bryansk State University*. 2020. No. 4. P. 486–496. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-04-486-496. (In Russ.).

KORYTOV Mikhail Sergeevich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Road Transport Department, Siberian State Automobile and Highway University (SibADI), Omsk.
SPIN-code: 2921-4760
AuthorID (RSCI): 352677

ORCID: 0000-0002-5104-7568
AuthorID (SCOPUS): 57035238500
ResearcherID: B-5667-2015

Correspondence address: kms142@mail.ru
SHCHERBAKOV Vitaliy Sergeevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Automation and Power Engineering Department, SibADI, Omsk.

SPIN-code: 6171-2320
AuthorID (RSCI): 485687
ORCID: 0000-0002-3084-2271
AuthorID (SCOPUS): 57034922100
ResearcherID: N-1716-2017

KASHAPOVA Irina Evgen'yevna, Graduate Student of Automation and Power Engineering Department, SibADI, Omsk.

SPIN-code: 8011-6829
AuthorID (RSCI): 1053624
ORCID: 0000-0002-0631-564X
AuthorID (SCOPUS): 57563069600

For citations

Korytov M. S., Shcherbakov V. S., Kashapova I. E. Investigation of vibration protection system of a seat with quasi-zero stiffness under stochastic effects on the elements of running equipment of a motor grader // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 1. P. 61–69. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-61-69.

Received December 20, 2022.

© M. S. Korytov, V. S. Shcherbakov, I. E. Kashapova