

УДК 631.354.2.076

UDC 631.354.2.076

05.20.01 – Технологии и средства механизации сельского хозяйства (технические науки)

05.20.01 - Technologies and means of mechanization of agriculture (technical sciences)

**ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ВИБРОЗАЩИТНЫХ СВОЙСТВ
ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ И ПОДВЕСКИ
КАБИНЫ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА****THEORETICAL STUDY OF VIBRATION
ISOLATION QUALITIES OF VIBRATION
MOUNTS AND SUSPENSION SYSTEM OF
THE COMBINE HARVESTER CABIN**

Лебединский Илья Юрьевич

Lebedinsky Ilya Yurievich

Соискатель уч. степени канд. техн. наук.

Applicant for the degree of candidate of technical

Старший преподаватель кафедры «Автомобили и транспортно-технологические комплексы»

sciences, Senior lecturer of the Department

SPIN-код автора в РИНЦ: 5990-3153

"Automobiles and transport-technological

Web of Science Researcher ID: ABC-6864-2020

complexes"

ORCID: 0000-0002-4348-6990

RSCI SPIN-code: 5990-3153

ilialebedinski@gmail.com

Web of Science Researcher ID: ABC-6864-2020

Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, г. Новочеркасск, Ростовская область, Россияilialebedinski@gmail.com*Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), Novocherkassk, Rostov region, Russia*

Работа посвящена исследованию виброзащитных свойств системы поддрессирования кабины зерноуборочного комбайна путем математического моделирования процесса распространения вибрации от несущей системы. Исследовано влияние жесткости и демпфирования виброизолирующих опор системы поддрессирования, а также их геометрического расположения на общую вибронегруженность кабины по условию снижения полного среднеквадратичного значения виброускорений. Сформулированы практические рекомендации по разработке эффективных систем виброизоляции кабин зерноуборочных комбайнов. Показана необходимость применения виброизоляторов с жесткостью 240 – 260 Н/мм в осевом направлении и 80 – 90 Н/мм в радиальном направлении и увеличения демпфирования колебаний по величине декремента затухания колебаний не менее 0,3. Обоснована необходимость увеличения продольного расстояния между передними и задними опорами кабины до 0,95 м, а вертикального – до 0,15 м, что позволит снизить раскачивание кабины и ее вибронегруженность

The work is devoted to the study of the vibration-isolation qualities of the combine harvester cab suspension system by mathematical modeling of the vibration propagation process from the carrier system. The effect of stiffness and damping of vibration-isolating mounts of the suspension system, as well as their geometric arrangement on the total vibration loading of the cab, has been studied under the condition of reducing the total root-mean-square value of vibration accelerations. Practical recommendations for the development of effective vibration isolation systems for the cabins of combine harvesters are formulated. It is shown that it is necessary to use vibration mounts with a stiffness of 240–260 N/mm in the axial direction and 80–90 N/mm in the radial direction and to increase the vibration damping in terms of the vibration damping decrement of at least 0.3. The necessity of increasing the longitudinal distance between the front and rear supports of the cabin up to 0.95 m, and the vertical distance up to 0.15 m, which will reduce the cab swing and its vibration load, is substantiated

Ключевые слова: ЗЕРНОУБОРОЧНЫЙ КОМБАЙН, СИСТЕМА ПОДРЕССОРИВАНИЯ КАБИНЫ, МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ, БЕЗОПАСНОСТЬ РАБОЧЕГО МЕСТА

Keywords: COMBINE HARVESTER, CAB SUSPENSION SYSTEM, MATHEMATICAL MODELING, VIBRATION ISOLATION, WORKPLACE SAFETY

<http://dx.doi.org/10.21515/1990-4665-176-020>

Общемировой тенденцией развития агропромышленного комплекса является интенсификация технологических процессов, что требует повышения производительности применяемых сельскохозяйственных машин. Зерноуборочные комбайны (ЗУК) являются одной из самых энергонасыщенных машин, причем мощность, вырабатываемая их силовой установкой, расходуется на обеспечение рабочих процессов в самой машине, что приводит к повышению её виброакустической активности. Вибрации и шум от технологических механизмов распространяются к кабине ЗУК, в которой расположено рабочее место оператора, и препятствуют созданию безопасных и нормальных условий труда, снижают эффективность функционирования машины. В связи с этим, в настоящее время вопросу комфортности рабочих мест операторов сельскохозяйственных машин уделяется особое внимание как со стороны производителей, так и эксплуатирующих предприятий. В соответствии с международными стандартами, современные серийно-выпускаемые ЗУК остаются виброактивными и виброопасными машинами для оператора. Это обстоятельство обуславливает необходимость проведения исследований, направленных на повышение эффективности систем виброзащиты кабины.

Ранее в работе [1] были представлены разработанные математические модели системы подрессоривания кабины ЗУК, учитывающие динамические процессы, протекающие в несущих системах. Данные модели могут быть использованы для прогнозирования эффективности различных вариантов компоновки систем подрессоривания, а также для синтеза оптимальных рабочих характеристик виброизолирующих опор или виброизоляторов (ВИ). В данной работе, на основе математического моделирования проведено теоретическое исследование влияния упруго-диссипативных характеристик ВИ, а также геометрической компоновки системы

поддрессоривания кабины на ее виброн нагруженность в основных режимах работы ЗУК.

На этапе проектирования машины требуется проведение расчетов ряда параметров системы поддрессоривания, оказывающих влияние на виброн нагруженность кабины [2 - 5]. К ним относятся жесткость, демпфирование, а также геометрическое расположение ВИ в системе поддрессоривания – горизонтальные и вертикальные расстояния между опорными точками. Проведен расчет виброн нагруженности кабины в рабочем и транспортном режимах ЗУК. Виброн нагруженность определяли по полному СКЗ виброускорений на кабине (a_v) в соответствии с [6, 7]. Входное кинематическое воздействие на кабину измеряли на серийном ЗУК в виде виброускорений во временной области на несущей системе.

Исследовано влияние осевой и радиальной жесткостей ВИ кабины на её виброн нагруженность в диапазоне 20 – 500 Н/мм. Влияние осевой жесткости ВИ c_z на a_v в рабочем и транспортном режимах исследовали при зафиксированных значениях радиальных жесткостей $c_x = c_y = 220$ Н/мм, а также логарифмического декремента затухания $\lambda_z = \lambda_{x,y} = 0,3$ (рис. 1). Влияние радиальной жесткости ВИ c_x, c_y на a_v в рабочем и транспортном режимах исследовали при зафиксированном значении осевой жесткости $c_z = 140$ Н/мм также логарифмического декремента затухания $\lambda_z = \lambda_{x,y} = 0,3$ (рис. 2).

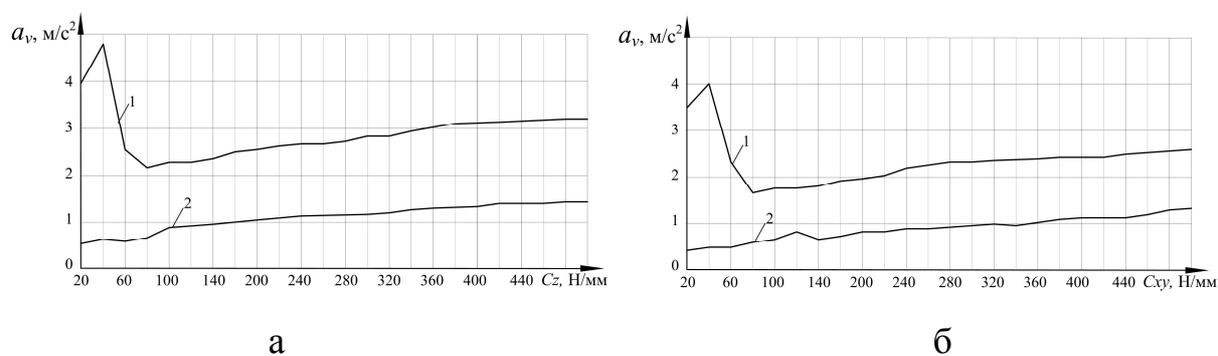


Рис. 1. Зависимость a_v от c_z (а) и $c_{x,y}$ (б): 1 – в транспортном режиме; 2 – в рабочем режиме

В результате теоретического исследования (рис. 1 а) установлено, что зависимость a_v от c_z имеет нелинейный вид с характерными экстремумами в точках резонанса при $c_z = 20 - 60$ Н/мм. В рабочем режиме эксплуатации, увеличение c_z до 240 Н/мм от значения жесткости серийного ВИ $c_z = 140$ Н/мм приводит к незначительному увеличению a_v с 0,97 до 1,1 м/с², а в транспортном режиме увеличение c_z до 240 Н/мм приводит к увеличению a_v с 2,4 до 2,7 м/с². Радиальная жесткость ВИ $c_{x,y}$ оказывает большее влияние на значение a_v в рабочем и транспортном режимах (рис. 1 б). Так, в рабочем режиме снижение радиальной жесткости до $c_{x,y} = 80 - 90$ Н/мм от базового значения $c_{x,y} = 220$ Н/мм приводит к снижению a_v с 0,9 до 0,6 м/с², а в транспортном режиме с 2 до 1,6 м/с². Поэтому управление радиальной жесткостью ВИ кабины ЗУК является более эффективным способом снижения виброн нагруженности кабины в сравнении с изменением осевой жесткости ВИ. Оптимальные значения жесткостей виброизолирующих опор подвески кабины по критерию снижения a_v , составляют: $c_z = 240 - 260$ Н/мм, $c_x = c_y = 80 - 90$ Н/мм.

Следующим основным оптимизируемым параметром ВИ системы поддрессоривания является демпфирование, выражаемое значением логарифмического декремента затухания (ЛДЗ) колебаний. Расчет влияния осевой и радиальной жесткостей ВИ проводился при постоянном значении ЛДЗ: $\lambda_z = \lambda_{x,y} = 0,3$, однако данная характеристика может изменяться в зависимости от свойств упруго-вязкого материала опоры и дополнительных демпфирующих устройств [8 - 10]. Поэтому, при помощи моделирования проведено исследование влияния значений λ_z , $\lambda_{x,y}$ на виброн нагруженность кабины в рабочем и транспортном режимах при значениях жесткостей опор, соответствующих серийной системе поддрессоривания: $c_z = 140$ Н/мм, $c_{x,y} = 220$ Н/мм (рис. 2).

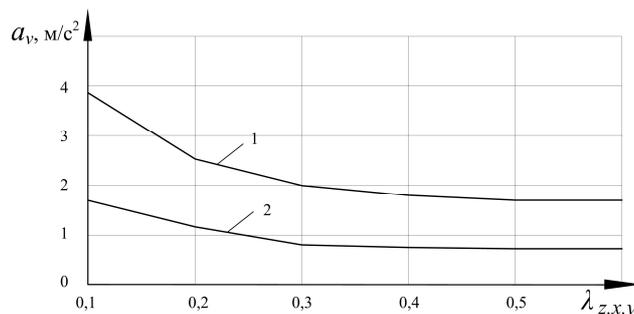


Рис. 2. Зависимость a_v от $\lambda_z, \lambda_{x,y}$ при $c_z = 140 \text{ Н/мм}$, $c_{x,y} = 220 \text{ Н/мм}$:

1 – в транспортном режиме; 2 – в рабочем режиме

Из анализа результатов, представленных на рис. 2 следует, что увеличение ЛДЗ колебаний в опоре по всем направлениям перемещений – $\lambda_z, \lambda_{x,y}$ от значения 0,1 до 0,3 – 0,4 способствует значительному снижению общей вибронагруженности кабины и повышению эффективности системы поддрессоривания. Однако дальнейшее повышение $\lambda_z, \lambda_{x,y}$ незначительно влияет на a_v и поэтому технически неоправданно.

В результате теоретического исследования влияния свойств ВИ на вибронагруженность кабины, получены оптимизированные характеристики жесткости и ЛДЗ ВИ, позволяющие обеспечить снижение уровня вибронагруженности кабины ЗУК. Характеристики ВИ базовой и оптимизированной систем поддрессоривания приведены в табл. 1

Таблица 1

Характеристики ВИ систем поддрессоривания: 1 – базовой; 2 – оптимизированной

Виброизолирующие опоры	Жесткость виброизолирующих опор, Н/мм			Логарифмический декремент затухания			Полное СКЗ виброускорений, м/с^2			
							PP		TP	
	c_x	c_y	c_z	λ_x	λ_y	λ_z	a_v	ISO a_v	a_v	ISO a_v
1	220	220	140	0,3	0,3	0,3	1,1	0,5	2,6	0,5
2	80	80	240	0,4	0,4	0,4	0,6	0,5	1,6	0,5

Еще одним параметром оптимизации подвески кабины ЗУК является геометрическое расположение ВИ в системе подрессоривания – горизонтальные и вертикальные расстояния между точками установки ВИ. Исследовано влияние геометрических параметров системы подрессоривания на общую вибронагруженность кабины по значению a_v при использовании базовых ВИ кабины с жесткостями $c_z = 140$ Н/мм, $c_{x,y} = 220$ Н/мм и логарифмическим декрементом затухания $\lambda_z = \lambda_{x,y} = 0,3$ в соответствии с расчетной схемой на рис. 3 в зависимости от продольного расстояния X между передними и задними ВИ кабины и от разности высот их установки Z (рис. 4).



Рис. 3. Расчетная схема геометрической компоновки системы подрессоривания кабины ЗУК: X – продольное расстояние между ВИ; Z – разность высот установки ВИ

Установлено что в транспортном, и в рабочем режимах ЗУК увеличение продольного расстояния между передними и задними опорами кабины приводит к снижению a_v (рис. 4 а). Это объясняется уменьшением амплитуды угловых колебаний кабины вокруг поперечной оси по ходу движения ЗУК, однако, это снижение существенно проявляется только при расстояниях меньше 0,95 м в транспортном и 0,85 м в рабочем режиме. Поэтому, для системы подрессоривания кабины исследуемого ЗУК с заданными массово-инерционными параметрами и выявленными

особенностями вибрационного сигнала на остовах машины, оптимальное расстояние между передними и задними ВИ по условию снижения a_v составляет не менее 0,95 м. Разность высот между передними и задними ВИ кабины также значительно влияет на уровень a_v , которое уменьшается при увеличении вертикального расстояния между ВИ (рис. 4 б). Это, как и в случае увеличения продольного расстояния, обусловлено уменьшением амплитуды угловых колебаний кабины и проявляется при разности высот установки опор более 0,15 м в рабочем и транспортном режимах.

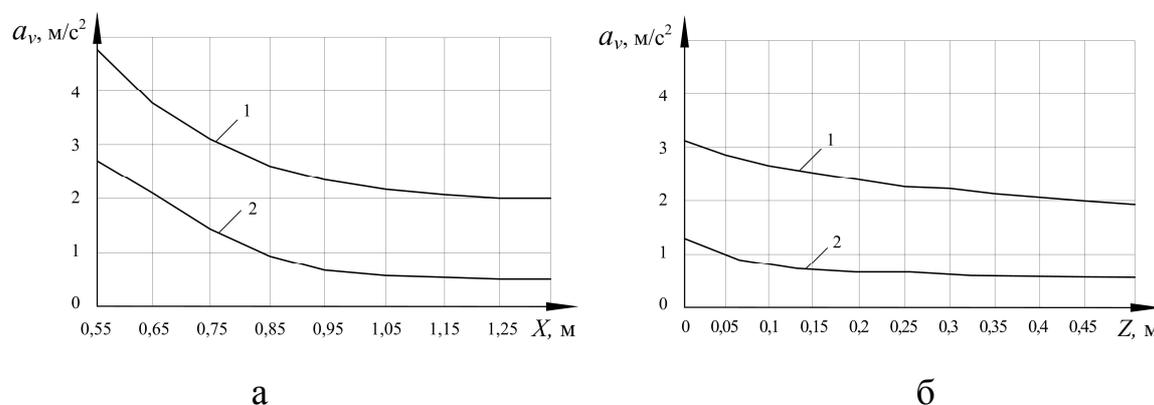


Рис. 4. Зависимость a_v от продольного расстояния X (а) и разности высот установки Z (б) между передними и задними ВИ кабины: 1 – в транспортном режиме; 2 – в рабочем режиме

Таким образом установлено, что в рабочем и транспортном режимах ЗУК увеличение продольного и вертикального расстояний между опорными точками кабины приводит к снижению вибронгруженности кабины по значению a_v за счет уменьшения раскачивания кабины на низких частотах. Однако, данная зависимость имеет нелинейный вид и при увеличении расстояния более чем на 0,1 м от базовой компоновки, снижение a_v в обоих случаях незначительно.

Выводы

1. Увеличение значений осевой и радиальной жесткости виброизолирующих опор системы поддрессоривания кабины ЗУК приводит

к повышению ее вибронагруженности в рабочем и транспортном режимах, однако, при этом снижается вероятность возникновения раскачивания кабины на низких частотах. Наиболее эффективными значениями жесткости ВИ по показателю снижения уровня полного среднеквадратичного значения виброускорений на кабине в рабочем и транспортном режимах являются осевая жесткость равная 240 – 260 Н/мм, радиальная жесткость равная 80 – 90 Н/мм.

2. Уровень демпфирования колебаний в виброизолирующих опорах системы подрессоривания существенно влияет на вибронагруженность кабины ЗУК. Увеличение логарифмического декремента затухания колебаний по всем направлениям перемещений в диапазоне от 0,1 до 0,4 способствует снижению общей вибронагруженности кабины.

3. Геометрическое расположение виброизолирующих опор в системе подрессоривания кабины ЗУК существенно влияет на ее вибронагруженность. Как в транспортном, так и в рабочем режимах, увеличение продольного расстояния между передними и задними виброизолирующими опорами кабины приводит к снижению уровня полного среднеквадратичного значения виброускорений на кабине. В исследуемом ЗУК оптимальными являются продольное расстояние между виброизолирующими опорами не менее 0,95 м, а вертикальное расстояние не менее 0,15 м.

Список литературы

1. Сиротин, П. В. Математическая модель системы подрессоривания кабины зерно- и кормоуборочных комбайнов с учетом динамических свойств несущей системы [Текст] / П. В. Сиротин, И. Ю. Лебединский, М. М. Жилейкин // Тракторы и сельхозмашины. – 2021. – №3. – С. 42-52.

2. Корчагин, П. А. Снижение динамических воздействий на оператора автогрейдера в транспортном режиме [Текст] : монография / П. А. Корчагин, Е. А. Корчагина, И. А. Чакурин. – Омск : СибАДИ, 2009. – 195 с.

3. Ляшенко, М. В. Методы оптимизационного синтеза систем подрессоривания и элементов ходовых систем гусеничных сельскохозяйственных тракторов,

адаптированных к условиям эксплуатации [Текст] : дис ...докт. техн. наук / Ляшенко Михаил Вольфредович. – Волгоград, 2003. – 387 с.

4. Черненко, А. Б. Пневматические системы вторичного поддрессирования кабин многоосных автомобилей [Текст] : монография / А. Б. Черненко, Б. Г. Гасанов; Юж.-Рос. гос. техн. ун-т (НПИ). – Новочеркасск: ЮРГТУ (НПИ), 2012. – 156 с.

5. Жеглов, Л. Ф. Виброакустика колесных машин [Текст] / Л. Ф. Жеглов. – Москва : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. – 205 с.

6. ГОСТ 12.1.012–2004. Система стандартов безопасности труда. Вибрационная безопасность. Общие требования [Текст]. – Москва : Стандартинформ, 2010. – 16 с.

7. ГОСТ 31191.1–2004 (ИСО 2631–1:1997). Вибрация и удар. Измерение общей вибрации и оценка ее воздействия на человека. Часть 1. Общие требования [Текст]. – Москва : Стандартинформ, 2010. – 34 с.

8. Шеховцов, В. В. Экспериментальное определение характеристик виброизоляторов кабины трактора [Текст] / В. В. Шеховцов, М. В. Ляшенко // Международный научно-исследовательский журнал: Research Journal of International Studies. – 2013. – Vol. 7 (2). – P. 118–122.

9. Сиротин, П. В. Стенд для исследования статических и динамических характеристик виброизоляторов [Текст] / П. В. Сиротин, И. Ю. Лебединский, М. М. Жилейкин, М. И. Сысоев // Вестник машиностроения. – 2020. – № 4. – С. 36–40.

10. Бочаров, Н. Ф. Поддрессирование автомобильных агрегатов [Текст] : учебное пособие / Н. Ф. Бочаров, С. Г. Макаров. – Москва : МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977. – 30 с.

References

1. Sirotin, P. V. Matematicheskaja model' sistemy podressorivanija kabiny zerno- i kormoborochnyh kombajnov s uchetom dinamicheskikh svojstv nesushhej sistemy [Tekst] / P. V. Sirotin, I. Ju. Lebedinskij, M. M. Zhilejkin // Traktory i sel'hozmashiny. – 2021. – №3. – S. 42–52.

2. Korchagin, P. A. Snizhenie dinamicheskikh vozdeystvij na operatora avtogrejdera v transportnom rezhime [Tekst] : monografija / P. A. Korchagin, E. A. Korchagina, I. A. Chakurin. – Omsk : SibADI, 2009. – 195 s.

3. Ljashenko, M. V. Metody optimizacionnogo sinteza sistem podressorivanija i jelementov hodovyh sistem gusenichnyh sel'skohozjajstvennyh traktorov, adaptirovannyh k uslovijam jekspluatacii [Tekst] : dis ...dokt. tehn. nauk / Ljashenko Mihail Vol'fredovich. – Volgograd, 2003. – 387 s.

4. Chernenko, A. B. Pnevmaticheskie sistemy vtorichnogo podressorivanija kabin mnogoosnyh avtomobilej [Tekst] : monografija / A. B. Chernenko, B. G. Gasanov; Juzh.-Ros. gos. tehn. un-t (NPI). – Novoчеркасск: JuRGТУ (NPI), 2012. – 156 s.

5. Zheglov, L. F. Vibroakustika kolesnyh mashin [Tekst] / L. F. Zheglov. – Moskva : Izd-vo MGTU im. N.Э. Baumana, 2013. – 205 s.

6. GOST 12.1.012–2004. Sistema standartov bezopasnosti truda. Vibracionnaja bezopasnost'. Obshhie trebovanija [Tekst]. – Moskva : Standartinform, 2010. – 16 s.

7. GOST 31191.1–2004 (ISO 2631–1:1997). Vibracija i udar. Izmerenie obshhej vibracii i ocenka ee vozdeystvija na cheloveka. Chast' 1. Obshhie trebovanija [Tekst]. – Moskva : Standartinform, 2010. – 34 s.

8. Shehovcov, V. V. Jeksperimental'noe opredelenie harakteristik vibroizoljatorov kabiny traktora [Tekst] / V. V. Shehovcov, M. V. Ljashenko // Mezhdunarodnyj nauchno-

issledovatel'skij zhurnal: Research Journal of International Studies. – 2013. – Vol. 7 (2). – P. 118–122.

9. Sirotnin, P. V. Stend dlja issledovanija staticheskikh i dinamicheskikh harakteristik vibroizoljatorov [Tekst] / P. V. Sirotnin, I. Ju. Lebedinskij, M. M. Zhilejkin, M. I. Sysoev // Vestnik mashinostroenija. – 2020. – № 4. – S. 36-40.

10. Bocharov, N. F. Podressorivanie avtomobil'nyh agregatov [Tekst] : uchebnoe posobie / N. F. Bocharov, S. G. Makarov. – Moskva : MVTU im. N. Je. Baumana, 1977. – 30 s.