

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ КАБИНЫ ЗЕРНО- И КОРМОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ С УЧЕТОМ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ

MATHEMATICAL MODEL OF THE CABIN SUSPENSION SYSTEM FOR GRAIN AND FORAGE HARVESTERS TAKING INTO ACCOUNT THE DYNAMIC PROPERTIES OF THE SUPPORTING SYSTEM

П.В. СИРОТИН¹, к.т.н.
И.Ю. ЛЕБЕДИНСКИЙ¹
М.М. ЖИЛЕЙКИН², д.т.н.

¹ Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, Новочеркасск, Ростовская область, Россия,

² Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, Москва, Россия, spv_61@mail.ru

P.V. SIROTIN¹, PhD in Engineering

I.YU. LEBEDINSKIY¹

M.M. ZHILEYKIN², DSc in Engineering

¹ Platov South-Russian State Polytechnic University, Novocherkassk, Russia

² Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia, spv_61@mail.ru

Работа посвящена исследованию вибрационного состояния рабочего места оператора транспортно-технологической машины с несущей системой, испытывающей в процессе эксплуатации крутильные и изгибные упругие деформации. На основе проведенных ранее экспериментальных исследований обоснована актуальность работы и поставлена цель, заключающаяся в разработке расчетной модели пространственных колебаний кабины на несущей системе в виде упругих консольных балок. Представлена оригинальная математическая модель колебаний кабины на упругом основании, в которой учитываются нелинейные упругие и диссипативные свойства конструкции несущей системы. Предложен вариант реализации разработанной математической модели на примере среды математического моделирования Mathcad. В качестве примера расчета динамических свойств несущей системы показан случай с использованием программного комплекса MSC Adams со встроенным конечно-элементным расчетным модулем Flex. Показано, что учет в модели динамических свойств несущей системы позволяет рассчитать вибронегруженность кабины с большой точностью и воспроизвести резонансные явления, обусловленные собственными формами колебаний несущей системы и возмущениями от технологических источников. Приведены результаты верификации расчетной модели на основе анализа сходимости значений полного корректированного виброускорения в центре масс кабины зерноуборочного комбайна, а также спектров вибрации в линейных направлениях, полученных экспериментальным и расчетным методами. Предложены направления по разработке мер и технических решений улучшения вибронегруженности операторов транспортно-технологических машин, имеющих на борту активные источники силовых возмущений, а также несущую систему, испытывающую в процессе эксплуатации упругие деформации.

Ключевые слова: зерноуборочный комбайн, кормоуборочный комбайн, плавность хода, стабилизация движения, виброизоляция, вибрационные нагрузки, безопасность рабочего места.

Для цитирования: Сиротин П.В., Лебединский И.Ю., Жилейкин М.М. Математическая модель системы подрессоривания кабины зерно- и кормоуборочных комбайнов с учетом динамических свойств несущей системы // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 3. С. 42–52. DOI: 10.31992/0321-4443-2021-3-42-52.

The paper is devoted to the study of the vibrational state of the operator's workplace of a transport-technological machine with a supporting system that undergoes torsional and bending elastic deformations during operation. Based on the previously carried experimental studies, the relevance of the work was substantiated and the goal was set to develop a computational model of spatial vibrations of the cabin on a non-existent system in the form of elastic cantilever beams. An original mathematical model of cabin vibrations on an elastic foundation is presented. It takes into account the nonlinear elastic and dissipative properties of the supporting system structure. A variant of the implementation of the developed mathematical model using the example of the mathematical modeling environment Mathcad is proposed. As an example of calculating the dynamic properties of a bearing system, a case of using the MSC Adams software package with an integrated finite element calculation module Flex is shown. It is presented that taking into account the dynamic properties of the carrier system in the model makes it possible to calculate the vibration load of the cabin with high accuracy and reproduce the resonance phenomena caused by the natural modes of vibration of the carrier system and disturbances from technological sources. The results of the verification of the

computational model based on the analysis of the convergence of the values of the full corrected vibration acceleration in the center of mass of the grain harvester cabin, as well as the vibration spectra in linear directions obtained by experimental and computational methods, are presented. Directions for the development of measures and technical solutions for improving the vibration load of operators of transport and technological machines who have active sources of power disturbances on board, as well as a supporting system that experiences elastic deformations during operation are proposed.

Keywords: combine harvester, forage harvester, smoothness of movement, stabilization of movement, vibration isolation, vibration loading, workplace safety.

Cite as: Sirotin P.V., Lebedinskiy I.YU., Zhileykin M.M. Mathematical model of the cabin suspension system for grain and forage harvesters taking into account the dynamic properties of the supporting system. *Traktory i sel'khoz-mashiny*. 2021. No 3, pp. 42–52 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2021-3-42-52.

Введение

Непрерывный технологический прогресс предполагает создание новых образцов техники с улучшенными эксплуатационными параметрами, большей производительности, что обязательно интенсифицирует рост действующих от них вибрационных и акустических полей, причем, как правило, темпы этого роста опережают темпы по созданию новых методов и средств виброакустической защиты [1]. В современном машиностроении все чаще возникают случаи, когда производительность машин и механизмов конструкторы ограничивают по соображениям виброакустической безопасности. Создание эффективно функционирующих систем поддрессирования является важной научно-технической задачей, обеспечивающей не только улучшение условий труда водителей и операторов транспортно-технологических машин (ТТМ), но и повышение их производительности как основного функционального свойства.

Среди самоходных ТТМ зерноуборочные комбайны (ЗУК) и кормоуборочные комбайны (КУК) по условиям эксплуатации, особенностям компоновки и колебаний следует выделять в особый класс машин [1–5], которые воспринимают не только свойственные самоходным машинам силовые возмущения от опорной поверхности, но и широкополосные полигармонические возмущения, генерируемые множеством технологических источников. В проведенных экспериментальных исследованиях также отмечено проявление резонансных явлений обусловленных упругостью некоторых элементов несущей системы [2–5].

В современном понимании решение задач управления вибрационным состоянием объектов предполагает проведение процедур параметрической оптимизации и оптимизационного

синтеза, обязательным условием реализации которых является применение расчетных динамических моделей, в связи с чем разработка математических и имитационных моделей пространственных колебаний кабины на сегодняшний день имеет важное практическое значение для современного комбайностроения, а научные исследования в этом направлении особенно актуальны.

На основе экспериментальных исследований установлены особенности вибронагруженности кабины ЗУК, заключающиеся в существенном отличии полного значения виброускорений кабины в передних и задних присоединительных точках кабины к несущей системе [2]. Выделенные особенности обусловлены упругими деформациями несущей системы изгибающей и крутильной форм [5], однако в настоящее время существующие подходы к проектированию виброзащитных систем ТТМ [6–8] предполагают применение расчетных моделей пространственных колебаний кабины на абсолютно жестких несущих системах, что в отношении ЗУК и КУК неприемлемо.

Цель исследований

Разработка математической модели системы поддрессирования и пространственных колебаний кабины ЗУК и КУК с учетом динамических свойств несущей системы кабины.

Материалы и методы

Система поддрессирования кабины большинства существующих ТТМ состоит из четырех виброизолирующих опор, соединяющих кабину с ее несущей системой упруго-вязкими связями; при этом сама несущая система представляется абсолютно жестким элементом конструкции машины [6–9]. Данные обстоя-

тельства позволяют установить, что кинематические воздействия на кабину распределены симметрично по ее опорным точкам. Тогда принципиальная и расчетные схемы системы поддрессирования кабины будут иметь вид, представленный на рис. 1, где $O_m X_m Y_m Z_m$ – неподвижная система координат, связанная корпусом машины; $O_c X_c Y_c Z_c$ – неподвижная система координат, связанная с центром масс кабины с началом в центре масс кабины O_c ; $O_c' X_c' Y_c' Z_c'$ – подвижная система координат, связанная с центром масс кабины с началом в центре масс кабины O_c' , после поворота; n – номер виброизолирующей опоры подвески кабины, $n = I, II, III, IV$; j – количество виброизолирующих опор подвески кабины, $j = 4$; A_1, A_2, A_3, A_4 – точки крепления к несущей системе соответственно I, II, III, IV виброизолирующей опоры подвески кабины; A_5, A_6, A_7, A_8 – точки крепления к кабине соответственно I, II, III, IV виброизолирующей опоры подвески кабины; $\alpha_n, \beta_n, \gamma_n$ – углы наклона n -й виброизолирующей опоры относительно осей X_c, Y_c, Z_c неподвижной системы координат $O_c X_c Y_c Z_c$; q_{xn}, q_{yn}, q_{zn} – кинематическое входное воздействие на n -ю опору кабины в неподвижной системе координат $O_m X_m Y_m Z_m$; $\varphi_n, \psi_n, \theta_n$ – углы поворота кабины соответственно тангажа, крена, курса в системе координат $O_c X_c Y_c Z_c$; $\bar{\Delta}$ – вектор перемещения центра масс кабины относительно положения статическо-

го равновесия в системе координат $O_c X_c Y_c Z_c$; $\bar{\Delta}_n$ – вектор прогиба n -й виброизолирующей опоры подвески кабины в системе координат $O_c X_c Y_c Z_c$.

Для математического описания динамическую модель поддрессированной кабины рассматривали как твердое тело, связанное с несущей системой посредством j -виброизолирующих опор кабины, имеющих характеристику упругости, демпфирования и сухого трения. Каждая упругая, демпфирующая сила или сила сухого трения схематизируется в виде трех одноосных компонент силы. Поддрессированная кабина идеализируется в виде абсолютно твердого тела; обладает шестью степенями свободы. Ее положение в пространстве определяется шестью обобщенными координатами: тремя координатами центра масс кабины и тремя углами поворота осей координат, жестко связанных с кабиной, относительно неподвижных осей координат $X_c Y_c Z_c$. В качестве подвижных осей координат принимаются главные центральные оси инерции кабины X_c', Y_c', Z_c' , в положении ее статического равновесия совпадающие с осями связанной с центром масс кабины системы координат $X_c Y_c Z_c$. Перемещение центра масс кабины относительно положения статического равновесия задается проекциями вектора перемещения $\bar{\Delta}$ на подвижные оси координат $X_c' Y_c' Z_c'$, а поворот подвижной системы координат относительно неподвижной задается углами Эйлера – Крылова $\varphi_c, \psi_c, \theta_n$.

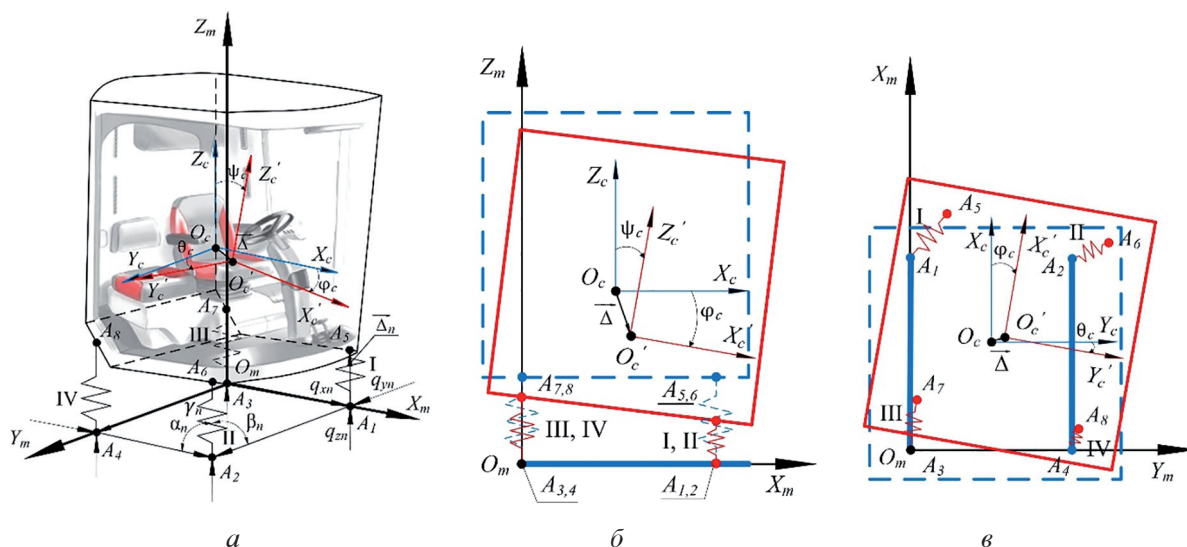


Рис. 1. Принципиальная схема системы поддрессирования кабины ЗУК (а) и ее расчетные схемы (б – вид сбоку; в – вид сверху)

Fig. 1. Schematic diagram of the suspension system of the combine harvester (CH) cabin (a) and its calculation schemes (b – side view; c – top view)

Динамическая модель колебаний кабины описывается уравнениями Ньютона – Эйлера в дифференциальной форме, наиболее удобными для численной реализации; система поддрессирования кабины представляет собой систему с одним твердым телом, имеющим шесть степеней свободы. Колебания кабины можно считать малыми и поэтому, для их на-

хождения справедливо использовать уравнения Ньютона (1.1–1.3). Кроме малых линейных перемещений кабина совершает угловые перемещения, описываемые уравнениями Эйлера (1.4–1.6); для их решения необходимо определить скорости изменения значений углов φ_c , ψ_c , θ_n , для чего введены уравнения (1.7–1.9):

$$M_c \frac{d^2 x_c}{dt^2} = \sum_1^j \lambda_{xn} + \sum_1^j R_{xn} + \sum_1^j T_{xn}; \quad (1.1)$$

$$M_c \frac{d^2 y_c}{dt^2} = \sum_1^j \lambda_{yn} + \sum_1^j R_{yn} + \sum_1^j T_{yn}; \quad (1.2)$$

$$M_c \frac{d^2 z_c}{dt^2} = \sum_1^j \lambda_{zn} + \sum_1^j R_{zn} + \sum_1^j T_{zn}; \quad (1.3)$$

$$J_x \frac{d\omega_{xc}}{dt} + (J_z - J_y)\omega_{yc} \cdot \omega_{zc} = \sum_1^j (\lambda_{zn} \cdot y_n - \lambda_{yn} \cdot z_n) + \sum_1^j (R_{zn} \cdot y_n - R_{yn} \cdot z_n) - \sum_1^j (T_{zn} \cdot y_n - T_{yn} \cdot z_n); \quad (1.4)$$

$$J_y \frac{d\omega_{yc}}{dt} + (J_x - J_z)\omega_{zc} \cdot \omega_{xc} = \sum_1^j (\lambda_{xn} \cdot z_n - \lambda_{zn} \cdot x_n) + \sum_1^j (R_{xn} \cdot z_n - R_{zn} \cdot x_n) - \sum_1^j (T_{xn} \cdot z_n - T_{zn} \cdot x_n); \quad (1.5)$$

$$J_z \frac{d\omega_{zc}}{dt} + (J_y - J_x)\omega_{xc} \cdot \omega_{yc} = \sum_1^j (\lambda_{yn} \cdot x_n - \lambda_{xn} \cdot y_n) + \sum_1^j (R_{yn} \cdot x_n - R_{xn} \cdot y_n) + \sum_1^j (R_{yn} \cdot x_n - R_{xn} \cdot y_n); \quad (1.6)$$

$$\frac{d\psi}{dt} = \omega_{xc} \cos \varphi + \omega_{zc} \sin \varphi; \quad (1.7)$$

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{\omega_{zc} \cos \varphi - \omega_{xc} \sin \varphi}{\cos \psi}; \quad (1.8)$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega_{yc} - \operatorname{tg} \psi \cdot (\omega_{zc} \cos \varphi - \omega_{xc} \sin \varphi), \quad (1.9)$$

где M_c – масса кабины; x_c , y_c , z_c – перемещения центра масс кабины в направлениях осей соответственно X_c , Y_c , Z_c системы координат $O_c X_c Y_c Z_c$; λ_{xn} , λ_{yn} , λ_{zn} – упругая характеристика упругого элемента n -й виброизолирующей опоры подвески кабины в направлениях осей соответственно X_c , Y_c , Z_c системы координат $O_c X_c Y_c Z_c$; R_{xn} , R_{yn} , R_{zn} – демпфирующая характеристика демпфирующего элемента n -й виброизолирующей опоры подвески кабины в направлениях осей соответственно X_c , Y_c , Z_c системы координат $O_c X_c Y_c Z_c$; T_{xn} , T_{yn} , T_{zn} – характеристика «сухого» трения n -й виброизолирующей опоры подвески кабины в направлениях осей соответственно X_c , Y_c , Z_c системы координат $O_c X_c Y_c Z_c$; x_n , y_n , z_n – координаты точки крепления несущей системы к n -й виброизолирующей опоре подвески кабины в системе координат $O_c X_c Y_c Z_c$; J_x , J_y , J_z – моменты инерции кабины как твердого тела в системе координат $O_c X_c Y_c Z_c$; ω_{xc} , ω_{yc} , ω_{zc} – проекции вектора угловой скорости колебаний кабины на оси неподвижной системы координат $O_c X_c Y_c Z_c$.

Колебания кабины считаем малыми, и, следовательно, для определения $\vec{\Delta}_n$ допустимо использование выражения:

$$\begin{cases} \vec{\Delta}_{nx} = (q_{xn} - x_n + y_n \sin \theta_c - z_n \sin \varphi_c) \cos \alpha_n; \\ \vec{\Delta}_{ny} = (q_{yn} - y_n + z_n \sin \psi_c - x_n \sin \theta_c) \cos \beta_n; \\ \vec{\Delta}_{nz} = (q_{zn} - z_n + x_n \sin \varphi_c - y_n \sin \psi_c) \cos \psi_c, \end{cases} \quad (2)$$

где q_{xn} , q_{yn} , q_{zn} определяются экспериментально, путем измерения вибросигнала под n -й виброизолирующей опорой подвески кабины в системе координат $O_c X_c Y_c Z_c$.

Кинематическое входное воздействие на n -ю виброизолирующую опору кабины состоит из проекций вектора $\vec{q}_n$ на оси X_c , Y_c , Z_c системы координат $O_c X_c Y_c Z_c$. В векторной форме: $\vec{q}_n = \{q_{xn}; q_{yn}; q_{zn}\}$. В данном исследовании $\vec{q}_n$ измеряли в рабочем режиме серийного ЗУК в виде виброускорений под n -й виброизолирующей опорой во временной области. Далее обрабатывали измеренный сигнал при помощи двойного интегрирования с удалением трендов на каждой итерации путем исключения гармонических составляющих сигнала на частотах до 1,5 Гц.

Если $\lambda_{xn}, \lambda_{yn}, \lambda_{zn}$ представить в векторной форме, то $\vec{\lambda}_n = \{\lambda_{xn}; \lambda_{yn}; \lambda_{zn}\}$. Соответственно $\vec{\lambda}_n$ рассчитывается по уравнению:

$$\vec{\lambda}_n(\vec{\Delta}_n) = \{c_{xn}\Delta_{xn}; c_{yn}\Delta_{yn}; c_{zn}\Delta_{zn}\}, \quad (3)$$

где c_{xn}, c_{yn}, c_{zn} – коэффициенты жесткости n -го упругого элемента виброизолирующей опоры подвески кабины в системе координат $O_c X_c Y_c Z_c$, определяемые экспериментальным путем на специализированном оборудовании [10].

Если R_{xn}, R_{yn}, R_{zn} представить в векторной форме, то $\vec{R}_n = \{R_{xn}; R_{yn}; R_{zn}\}$. Соответственно $\vec{R}_n$ рассчитывается по уравнению:

$$\vec{R}_n(\vec{\Delta}_n) = \{k_{xn}\dot{\Delta}_{xn}; k_{yn}\dot{\Delta}_{yn}; k_{zn}\dot{\Delta}_{zn}\}, \quad (4)$$

$$\text{где } \vec{\Delta}_n = \{\dot{\Delta}_{xn}; \dot{\Delta}_{yn}; \dot{\Delta}_{zn}\} = \left\{ \frac{d\Delta_{xn}}{dt}; \frac{d\Delta_{yn}}{dt}; \frac{d\Delta_{zn}}{dt} \right\} -$$

вектор скорости прогиба n -й виброизолирующей опоры подвески кабины в системе координат $O_c X_c Y_c Z_c$; k_{xn}, k_{yn}, k_{zn} – коэффициенты демпфирования n -го демпфирующего элемента виброизолирующей опоры подвески кабины в направлениях осей соответственно X_c, Y_c, Z_c системы координат $O_c X_c Y_c Z_c$, определяемые экспериментальным путем на специализированном оборудовании [10].

Если T_{xn}, T_{yn}, T_{zn} представить в векторной форме, то $\vec{T}_n = \{T_{xn}; T_{yn}; T_{zn}\}$. Соответственно $\vec{T}_n$ рассчитывается по уравнению:

$$\vec{T}_n(\vec{\Delta}_n) = \{b_{xn}\dot{\Delta}_{xn}; b_{yn}\dot{\Delta}_{yn}; b_{zn}\dot{\Delta}_{zn}\}, \quad (5)$$

где b_{xn}, b_{yn}, b_{zn} – коэффициенты демпфирования n -го элемента сухого трения виброизолирующей опоры подвески кабины в направлениях осей соответственно X_c, Y_c, Z_c системы координат $O_c X_c Y_c Z_c$, определяемые экспериментальным путем на специализированном оборудовании [10].

Разработанная математическая модель была запрограммирована и решена в программной среде Mathcad. Критерием адекватности модели выбрано значение полного среднеквадратического (СКЗ) виброускорения на кабине (a_v), нормируемое ИСО 2631-1:1997 и рассчитываемое из уравнения:

$$a_v = \sqrt{(1,4 \cdot a_{wx})^2 + (1,4 \cdot a_{wy})^2 + a_{wz}^2}, \quad (6)$$

где a_{wx}, a_{wy}, a_{wz} – среднеквадратичные значения виброускорений в диапазоне нормируемых частот в направлениях осей X_c, Y_c, Z_c системы координат $O_c X_c Y_c Z_c$.

Значения a_{wx}, a_{wy}, a_{wz} в соответствии с ИСО 2631-1:1997 определялись по уравнению:

$$\begin{cases} a_{wx} = \sqrt{\sum i(W_{xi} \cdot x_{ci})^2}; \\ a_{wy} = \sqrt{\sum i(W_{yi} \cdot y_{ci})^2}; \\ a_{wz} = \sqrt{\sum i(W_{zi} \cdot z_{ci})^2}, \end{cases} \quad (7)$$

где W_{xi}, W_{yi}, W_{zi} – весовой коэффициент для i -й октавной полосы частот вибрации в направлениях осей X_c, Y_c, Z_c системы координат $O_c X_c Y_c Z_c$; x_{ci}, y_{ci}, z_{ci} – максимальное значение виброускорения в i -й октавной полосе частот вибрации в направлениях осей X_c, Y_c, Z_c системы координат $O_c X_c Y_c Z_c$.

В результате моделирования пространственных колебаний кабины ЗУК с серийной системой поддрессирования построены спектры виброускорений (рис. 2), а также определены значения a_v в центре масс кабины. На спектрах виброускорений видно, что полученные расчетным путем спектры вибрации в центре масс кабины по оси X_c системы координат $O_c X_c Y_c Z_c$ достаточно хорошо согласуются с экспериментом. Спектры вибрации в направлениях Y_c и Z_c менее адекватны эксперименту в отдельных узкополосных диапазонах, особенно по оси Y_c в диапазоне 50–56 Гц, а по оси Z_c – в диапазоне 130–140 Гц.

В работе [5] рассмотрена и установлена причина этого явления. Во время эксплуатации несущая система кабины испытывает крутильные и изгибные упругие деформации, частоты которых совпадают с частотами активных источников колебаний, что наводит дополнительные возмущения на систему поддрессирования, особенно в ее крайних точках от заделки. В центре масс кабины расчетное значение составляет $a_v = 0,409$ м/с², тогда как экспериментально зафиксировано $a_v = 0,440$ м/с². Имеющаяся погрешность расчетов в пределах 7 % в целом позволяет использовать рассмотренную выше модель для проведения предварительных расчетов и выбора общей компоновочной схемы системы поддрессирования кабины. Однако, как видно из рис. 2, данная модель не позволяет воспроизвести отдельные гармоники, соответствующие модам собственных колебаний несущей системы. Кроме того, в случае применения рассмотренной выше модели невозможно имитировать условия возникновения резонанса несущей системы с возмущениями от технологических источников.

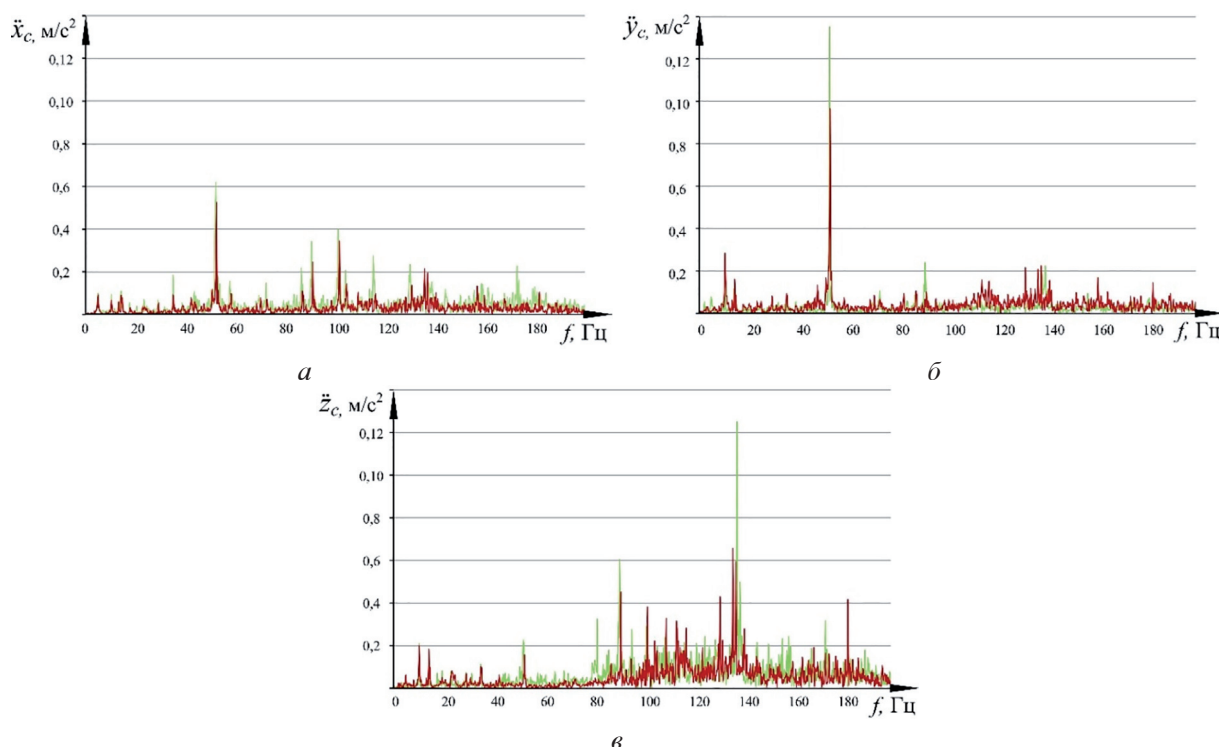


Рис. 2. Спектры действующей вибрации на кабине ЗУК по осям X (а), Y (б), Z (в), полученные в результате моделирования без учета упругости несущей системы (красный) и экспериментально (зеленый)

Fig. 2. Spectra of the operating vibration on the CH cabin along the X (a), Y (b), Z (c) axes, obtained as a result of modeling without taking into account the elasticity of the supporting system (red) and experimentally (green)

Для повышения адекватности и сходимости результатов моделирования и эксперимента необходимо рассматривать колебательный процесс, протекающий в системе поддрессирования кабины, с учетом динамики двух подсистем: подсистемы виброизоляции кабины, включающей виброизолирующие опоры, а также подсистемы несущей конструкции кабины. Тогда систему поддрессирования кабины следует представлять совокупностью взаимодействующих деформируемых и недеформируемых тел, а описание проводить на основе теории гибридных динамических моделей [11]. С учетом упругости несущей системы расчетная схема системы поддрессирования кабины представлена на рис. 3, где $\vec{A}_{1,2} = \{x_{1,2}; y_{1,2}; z_{1,2}\}$ – вектор перемещения точек крепления соответственно I, II (передних) опор к несущей системе кабины, описывающий деформацию подрамника, на оси связанной с корпусом комбайна системы координат $O_m X_m Y_m Z_m$; $\vec{A}_{3,4} = \{x_{3,4}; y_{3,4}; z_{3,4}\}$ –

вектор перемещения точек крепления соответственно III, IV (задних) опор к несущей системе кабины на оси, связанной с центром масс кабины системы координат $O_c X_c Y_c Z_c$; $\vec{A}_{5,6} = \{x_{5,6}; y_{5,6}; z_{5,6}\}$ – вектор перемещения точек крепления соответственно I, II (передних) опор к кабине на оси, связанной с центром масс кабины системы координат $O_c X_c Y_c Z_c$; $\vec{A}_{7,8} = \{x_{7,8}; y_{7,8}; z_{7,8}\}$ – вектор перемещения точек крепления соответственно III, IV (задних) опор к кабине на оси, связанной с центром масс кабины системы координат $O_c X_c Y_c Z_c$.

Вектор прогиба задних опор подвески кабины $\vec{\Delta}_{III,IV} = \{\Delta_{xIII,IV}; \Delta_{yIII,IV}; \Delta_{zIII,IV}\}$ рассчитывается аналогично выражению (2). Вектор прогиба передних опор подвески кабины $\vec{\Delta}_{I,II} = \{\Delta_{xI,II}; \Delta_{yI,II}; \Delta_{zI,II}\}$ можно получить по зависимости:

$$\vec{\Delta}_{I,II} = \vec{A}_{5,6} - (\vec{A}_{3,4} + \vec{B}\vec{A}_{1,2}), \quad (8)$$

где $\vec{B}$ – матрица направляющих косинусов:

$$\vec{B} = \begin{Bmatrix} b_{11} & b_{12} & b_{13} \\ b_{21} & b_{22} & b_{23} \\ b_{31} & b_{32} & b_{33} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \cos \theta_c \cos \varphi_c - \sin \psi_c \sin \varphi_c \sin \theta_c & -\cos \psi_c \sin \theta_c & \sin \varphi_c \cos \theta_c + \cos \varphi_c \sin \psi_c \sin \theta_c \\ \sin \theta_c \cos \varphi_c + \cos \theta_c \sin \varphi_c \sin \psi_c & \cos \psi_c \cos \theta_c & \sin \varphi_c \sin \theta_c - \sin \psi_c \cos \theta_c \cos \varphi_c \\ -\cos \psi_c \sin \varphi_c & \sin \psi_c & \cos \varphi_c \cos \psi_c \end{Bmatrix}. \quad (9)$$

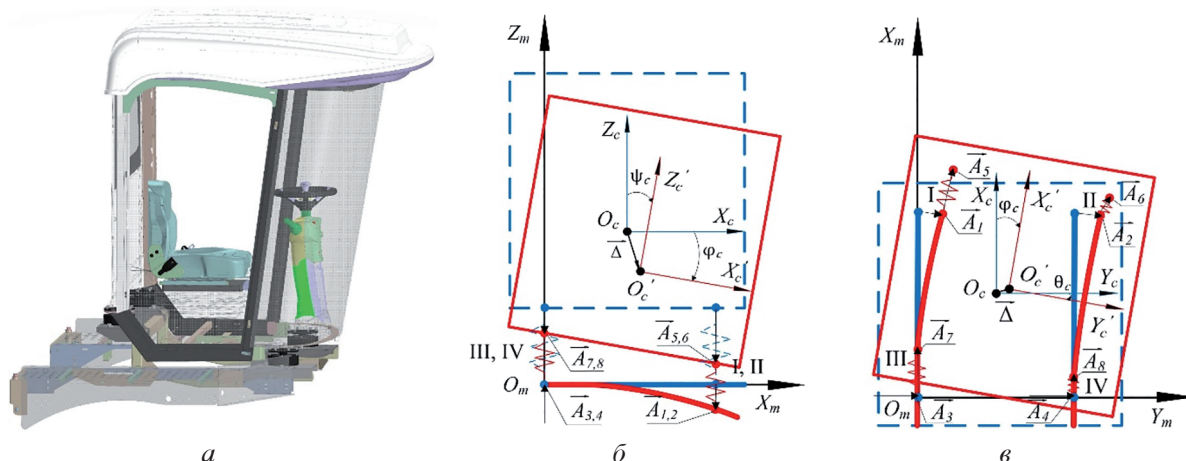


Рис. 3. Общий вид (а) и расчетная схема системы поддрессирования кабины ЗУК с упругой несущей системой (б – вид сбоку; в – вид снизу)

Fig. 3. General view (a) and the design diagram of the supporting system of the CH cabin with an elastic bearing system (b – side view; c – bottom view)

Сложность расчета заключается в том, что $\bar{\Delta}_{1,II}$ является частотно-зависимым значением, связанным со снижением добротности упругой колебательной системы на собственных частотах колебаний. Поэтому расчет распространения вибрации по несущей системе кабины целесообразно провести в частотной области [12]. Для этого измеренный вибрационный сигнал в точках A_3 и A_4 (см. рис. 1, а) на несущей системе кабины во временной области $\bar{A}_{3,4}(t)$ переводится в частотную область при помощи быстрого преобразования Фурье, и для широкого спектра действующих частот определяются амплитуды перемещений от частоты $\bar{A}_{3,4}(f)$.

С учетом упругости несущей системы кабины в направлениях осей Y_m и Z_m системы координат $O_m X_m Y_m Z_m$ несущая система может быть представлена одномассовой колебательной системой с двумя степенями свободы в направлениях линейных деформаций $y_{1,2}$ и $z_{1,2}$ как компонент вектора $\bar{A}_{1,2}$, описывающего деформацию передней точки подрамника кабины. Тогда дифференциальные уравнения вынужденных колебаний несущей системы кабины можно представить в векторной форме в частотной области:

$$\begin{cases} M_{s+c} \frac{\partial^2 \bar{A}_1(f, t)}{\partial t^2} + 2\bar{b}_s \frac{\partial^2 \bar{A}_1(f, t)}{\partial t} + \bar{c}_s \bar{A}_1(f, t) = \\ = M_m \frac{\partial^2 \bar{A}_3(f, t)}{\partial t^2}; \\ M_{s+c} \frac{\partial^2 \bar{A}_2(f, t)}{\partial t^2} + 2\bar{b}_s \frac{\partial^2 \bar{A}_2(f, t)}{\partial t} + \bar{c}_s \bar{A}_2(f, t) = \\ = M_m \frac{\partial^2 \bar{A}_4(f, t)}{\partial t^2}, \end{cases} \quad (10)$$

где M_{s+c} – масса подрамника и кабины, приходящаяся на переднюю точку несущей системы; $c_s = \{c_{xs}; c_{ys}; c_{zs}\}$ – матрица жесткости подрамника кабины в направлениях осей соответственно X_m, Y_m, Z_m системы координат $O_m X_m Y_m Z_m$; $b_s = \{b_{xs}; b_{ys}; b_{zs}\}$ – матрица демпфирования подрамника кабины в направлениях осей соответственно X_m, Y_m, Z_m системы координат $O_m X_m Y_m Z_m$.

Матрицу жесткости подрамника кабины c_s можно найти по выражению:

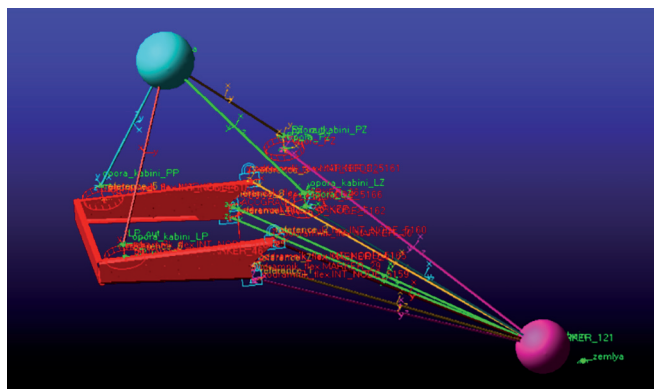
$$c_s = \frac{3EJ_s}{l_s^3}, \quad (11)$$

где E – модуль Юнга; l_s – длина балки; J_s – момент инерции соответствующего сечения балки в системе координат $O_m X_m Y_m Z_m$.

Уравнение (11) применимо для расчета жесткости конструкций в виде балок или лонжеронов постоянного сечения, однако это зачастую не соответствует топологии реальных конструкций, имеющих сложную форму из-за функциональных, массогабаритных и технологических ограничений. Расчет демпфирования сложной конструкции также крайне трудоемкий в исполнении и дает значительные погрешности. Поэтому для расчета характеристики жесткости c_s и демпфирования b_s несущей системы кабины целесообразно использование метода конечных элементов, реализованного на ПЭВМ. На основе исследуемой системы поддрессирования кабины ЗУК (рис. 1, а) разработана эквивалентная имитационная модель в программном комплексе динамического анализа механических систем



a



b

Рис. 4. Экспериментальный стенд для исследования системы поддрессирования кабины ЗУК (a) и эквивалентная модель (b) в программном комплексе «MSC Adams»

Fig. 4. Experimental test bench for studying the suspension system of the CH cabin (a) and an equivalent model (b) in the MSC Adams software

«MSC Adams» (рис. 4) при помощи модуля расчета динамики деформируемых конструкций конечно-элементным методом «Flex» (рис. 4, б). В модели конструкция подрамника и физико-механические свойства его материала соответствовали прототипу серийного ЗУК. Подрамник связан с центром масс комбайна абсолютно жесткими связями типа «link» с заблокированным положением соединяемых узлов. Также учтены массово-инерционные характеристики кабины и упруго-диссипативные свойства виброизолирующих опор, определенные на специализированном стенде [10].

При помощи моделирования рассчитаны жесткость подрамника: $c_s = \{c_{xs}; c_{ys}; c_{zs}\} = \{-; 700 \cdot 10^3; 1600 \cdot 10^3\}$ Н/м, а также динамический коэффициент демпфирования $b_s(f)$, как частотно-зависимая функция от частоты вынужденных колебаний несущей системы: $b_s(f) = \{b_{xs}(f); b_{ys}(f); b_{zs}(f)\} = \{0; -8 \cdot 10^3; -2 \cdot 10^4\}$, Н·с/м, на резонансных частотах $f = \{f_x; f_y; f_z\} = \{-; 53; 134\}$, Гц. Отрицательные значения $b_{ys}(f)$ и $b_{zs}(f)$ матрицы демпфирования $b_s(f)$ обусловлены резонансными колебаниями несущей системы кабины под действием внешней вынуждающей силы, а околонулевые значения свидетельствуют о прохождении вибрации по конструкции несущей системы без существенного рассеяния в материале.

Рассчитанные значения c_s и $b_s(f)$ использованы для решения системы уравнений (10). В результате получены скорректированные значения деформаций подрамника в передних точках $\bar{A}_{1,2}(f)$ в частотной области, которые

используются в выражении (8) для расчета $\bar{A}_{1,2}$. Таким образом, к деформации передних опор кабины добавляется деформация подрамника кабины в передних точках в системе координат кабины $O_m X_m Y_m Z_m$. После решения выражений (8–10) в частотной области получим входной вибросигнал на систему поддрессирования кабины отдельно для точек I–IV (см. рис. 3) с учетом упругих деформаций несущей системы кабины.

В результате моделирования колебаний кабины ЗУК и КУК с учетом упругости несущей системы определено $a_v = 0,446$ м/с², а экспериментально полученное значение a_v составляло 0,440 м/с². Таким образом, учет упругости несущей системы позволил увеличить точность модели с 93 до 98,7 %, что является приемлемым уровнем точности для практических расчетов. Для верификации модели в полном спектре действующих частот проведено сравнение спектров вибрации на кабине (рис. 5), полученных экспериментально и расчетным путем.

Как видно, спектр частот, полученных расчетным способом, достаточно точно соответствует спектру, полученному экспериментальным путем во всем исследуемом частотном диапазоне, в том числе на резонансных частотах несущей системы 53 и 130 Гц (рис. 5). Некоторое несоответствие обусловлено нелинейностями упруго-диссипативных сил, резонансами конструкции с малым массовым участием и другими факторами, которые не оказывают критичного влияния на воспроизведение исследуемого процесса.

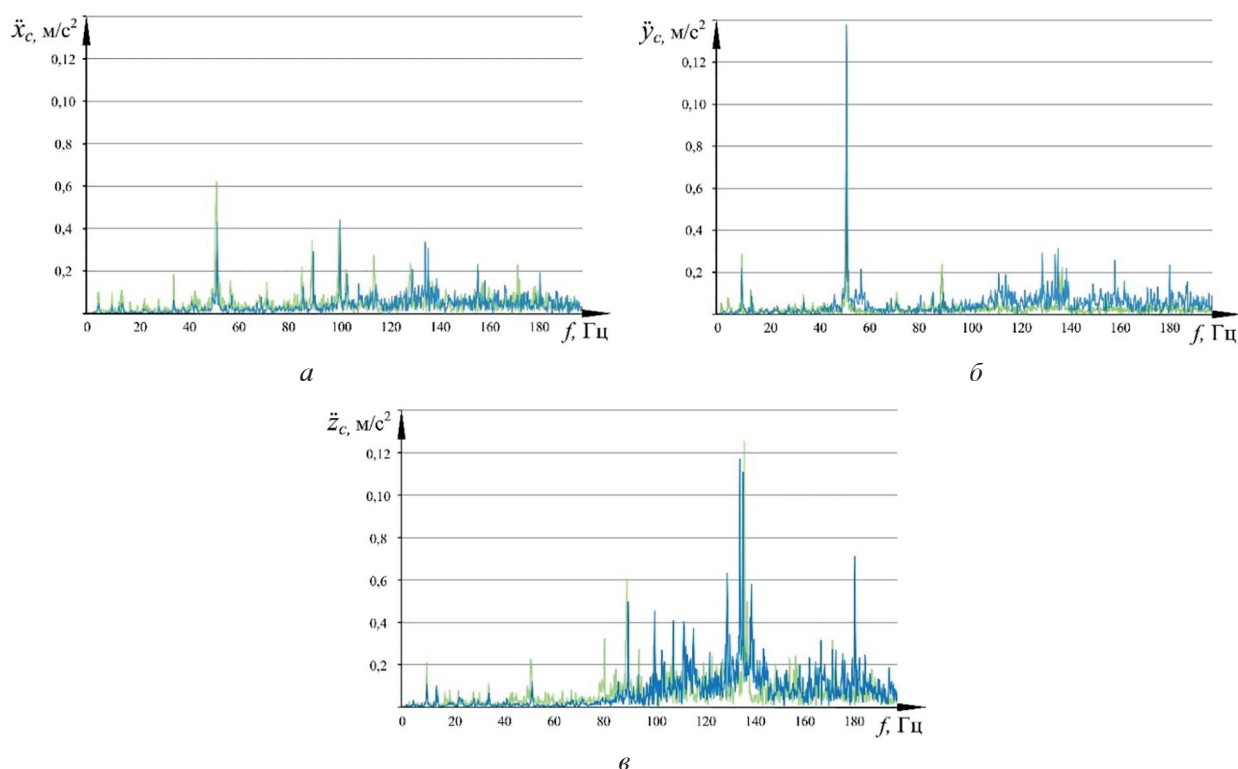


Рис. 5. Спектры действующей вибрации на кабине ЗУК по осям X (а), Y (б), Z (в), полученные в результате моделирования с учетом упругости несущей системы (синий) и экспериментально (зеленый)

Рис. 5. Spectra of operating vibration on the CH cabin along the X (a), Y (b), Z (c) axes, obtained as a result of modeling taking into account the elasticity of the supporting system (blue) and experimentally (green)

Результаты и обсуждение

Таким образом, выявленные ранее особенности формирования входного вибрационно сигнала, обусловленного, в том числе, упругими и крутильными упругими деформациями несущей системы и их резонансами с возмущениями от технологических механизмов, нашли отражение в предложенной модели пространственных колебаний кабины. Проведенные теоретико-экспериментальные исследования динамической нагруженности несущей системы и кабины ЗУК показывают высокий уровень точности предложенной модели. Полученные инструменты в виде математических моделей и теоретических зависимостей могут быть полезны на практике при проектировании машин новых поколений с повышенными эксплуатационными характеристиками и модернизации существующих.

Выводы

1. Разработанная математическая модель колебаний кабины позволяет управлять рядом неучитываемых ранее параметров, что позволило повысить точность расчетов вибраци-

онного состояния рабочего места оператора, а также воспроизводить возможные резонансы несущей системы и возмущения от технологических источников. Расчетная модель может быть применена не только для рассматриваемого класса машин, но и для других ТТМ. Возможность и целесообразность применения следует определять только на основе анализа вибрационного состояния этих машин.

2. С учетом полученных результатов создание эффективных систем поддрессирования ЗУК и КУК можно вести по следующим направлениям:

- оптимизация статических и динамических свойств виброизоляторов кабины, а также мест их размещения;
- создание достаточно жесткой несущей системы, что почти всегда имеет ограничения по массогабаритным параметрам, материалоемкости (ЗУК и КУК является мало приемлемым направлением);
- создание несущих систем с заданными (отстроенными) динамическими свойствами, параметры которых можно определять в том числе по представленной выше мето-

дике. Данное направление более актуально для вновь создаваемых машин или подлежащих глубокой модернизации;

– присоединение к несущей системе дополнительных колебательных подсистем с инерционными и диссипативными воздействиями. Такое решение более актуально для машин, находящихся в эксплуатации.

Литература

1. Сиротин П.В., Жилейкин М.М., Сапегин А.Г., Зленко С.В. Предпосылки создания комплексной системы горизонтирования и подрессоривания остова зерноуборочных комбайнов // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 11. С. 21–29.
2. Сиротин П.В., Лебединский И.Ю., Кравченко В.В. Анализ виброакустической нагруженности рабочего места операторов зерноуборочных комбайнов // Современные наукоемкие технологии. Региональное приложение. 2018. № 1 (53). С. 113–121.
3. Abdul-Aziz A. Almosawi, Ayad J. ALkhafaji, Kamal M. Alqazzaz. Vibration transmission by combine harvester to the driver at different operative conditions during paddy harvest. International Journal of Science and Nature. 2016. Vol. 7. P. 127–133.
4. Jahanbakhshi A., Ghamari B., & Heidarbeigi K. Vibrations analysis of combine harvester seat in time and frequency domain // Journal of Mechanical Engineering and Sciences. 2020. 14 (1), 6251–6258. <https://doi.org/10.15282/jmes.14.1.2020.04.0489>
5. Sirotin P.V., Lebedinsky I.Yu., Sysoev M.I. «Combine harvester threshers operator workplace vibration load study and substantiation their secondary cushioning systems design principles». AIP Conference Proceedings 2188, 050030. 2019.
6. Черненко А.Б., Гасанов Б.Г. Пневматические системы вторичного подрессоривания кабин многоосных автомобилей: монография / Юж.-Рос. Гос. Техн. ун-т (НПИ). Новочеркасск: ЮРГТУ (НПИ). 2012. 156 с.
7. Шеховцов В.В., Победин А.В., Ляшенко М.В., Шеховцов К.В. Разработка модели и расчетные исследования подвески кабины транспортного средства // Проектирование колесных машин: матер. всерос. науч.-техн. конф., посвящ 100-летию начала подгот. инж. по автомобильной специальности в МГТУ им. Н.Э. Баумана (25–26 дек. 2009 г.) / ГОУ ВПО «МГТУ им. Н.Э. Баумана». М., 2010. С. 184–188.
8. Корчагин П.А. Уравновешивание и виброзащита: монография. Омск: Изд-во СибАДИ, 2006. 72 с.
9. Месхи Б.Ч. Улучшение условий труда операторов комбайнов за счет снижения шума и вибрации: дис. ... канд. техн. наук. Ростов-на-Дону, 1999. 132 с.
10. Sirotin, P.V., Lebedinskii, I.Y., Zhileikin, M.M. et al. Test Bench for Vibration Isolation Systems. Russ. Engin. Res. 40, 551–555 (2020). DOI: [org/10.3103/S1068798X20070229](https://doi.org/10.3103/S1068798X20070229).
11. Сиротин П.В., Лебединский И.Ю. Обоснование и анализ применения гибридных динамических моделей для исследования систем подрессоривания кабин зерно- и кормоуборочных комбайнов // Вестник аграрной науки Дона. 2018. № 42, Т. 2. С. 39–48.
12. Жеглов Л.Ф., Фоминых А.Б. Оценка показателей вибрационной безопасности автомобиля в частотной области // Машиностроение и компьютерные технологии. 2017. № 12. С. 1–21.

References

1. Sirotin P.V., Zhileykin M.M., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Prerequisites for the creation of an integrated system of leveling and suspension of the frame of combine harvesters. Traktory i sel'khoz mashiny. 2017. No 11, pp. 21–29 (in Russ.).
2. Sirotin P.V., Lebedinskiy I.YU., Kravchenko V.V. Analysis of vibroacoustic loading of the workplace of operators of combine harvesters. Sovremennyye naukoemykiye tekhnologii. Regional'noye prilozheniye. 2018. No 1 (53), pp. 113–121 (in Russ.).
3. Abdul-Aziz A. Almosawi, Ayad J. ALkhafaji, Kamal M. Alqazzaz Vibration transmission by combine harvester to the driver at different operative conditions during paddy harvest. International Journal of Science and Nature, Vol. 7, 2016, pp. 127–133.
4. Jahanbakhshi, A., Ghamari, B., & Heidarbeigi, K. (2020). Vibrations analysis of combine harvester seat in time and frequency domain. Journal of Mechanical Engineering and Sciences, 14(1), 6251–6258. <https://doi.org/10.15282/jmes.14.1.2020.04.0489>.
5. P.V. Sirotin, I.Yu. Lebedinsky, M.I. Sysoev Combine harvester threshers operator workplace vibration load study and substantiation their secondary cushioning systems design principles, AIP Conference Proceedings 2188, 050030 (2019).
6. Chernenko A.B., Gasanov B.G. Pnevmaticheskiye sistemy vtorichnogo podressorivaniya kabin mnogoosnykh avtomobiley: monografiya. Yuzh.-Ros. Gos. Tekhn. un-t (NPI). Novocherkassk: YURGTU (NPI). 2012. 156 p.

7. Shekhovtsov V.V., Pobedin A.V., Lyashenko M.V., Shekhovtsov K.V. Razrabotka modeli i raschetnyye issledovaniya podveski kabiny transportnogo sredstva. Proektirovaniye kolesnykh mashin: mater, vseros. nauch.-tekhn. konf., posvyashch. 100-letiyu nachala podgot. inzh. po avtomobil'noy spetsial'nosti v MGTU im. N.E. Baumana (25–26 dek. 2009 g.) / GOU VPO «MGTU im. N.E. Baumana». Moscow, 2010, pp. 184–188.
8. Korchagin P.A. Uravnoveshivaniye i vibrozashchita [Balancing and vibration protection]: monografiya. Omsk: Izd-vo SiBA-DI Publ., 2006. 72 p.
9. Meskhi B.CH. Uluchsheniye usloviy truda operatorov kombaynov za schet snizheniya shuma i vibratsii: dis. ... kand. tekhn. nauk [Improving working conditions for combine operators by reducing noise and vibration: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Rostov-na-Donu, 1999. 132 p.
10. Sirotn, P.V., Lebedinskii, I.Y., Zhileikin, M.M. et al. Test Bench for Vibration Isolation Systems. Russ. Engin. Res. 40, 551–555 (2020). DOI: org/10.3103/S1068798X20070229.
11. Sirotn P.V., Lebedinskiy I.YU. Justification and analysis of the use of hybrid dynamic models for the study of suspension systems for cabins of grain and forage harvesters. Vestnik agrarnoy nauki Dona. 2018. No 42, Vol. 2, pp. 39–48 (in Russ.).
12. Zheglov L.F., Fominykh A.B. Evaluation of indicators of vibration safety of vehicle in the frequency domain. Mashinostroyeniye i komp'yuternyye tekhnologii. 2017. No 12, pp. 1–21 (in Russ.).