

МЕХАНИЗАЦИЯ И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 629.3.015.5

К ВОПРОСУ ОЦЕНКИ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ СИДЕНЬЯ ВОДИТЕЛЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА ПО НЕРОВНОСТЯМ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Д. А. ЛИННИК, А. Ч. СВИСТУН

Гродненский государственный университет имени Янки Купалы,
г. Гродно, Республика Беларусь, 230023

(Поступила в редакцию 14.06.2024)

В настоящее время в сельскохозяйственных машинах, предназначенных для обработки почвы, внесения удобрений, посева (посадки), уборки трав и силосных культур, уборки зерновых, зернобобовых и крупяных культур, овощей и плодово-ягодных культур в конструкции используются пассивные системы поддрессоривания, которые обладают простой конструкцией, низкой стоимостью и высокой надежностью. Однако виброзащитные свойства пассивных систем поддрессоривания в настоящее время не соответствуют требованиям действующих стандартов. Это, с одной стороны, связано с тем, что при проектировании пассивных систем поддрессоривания приходится сталкиваться с проблемой противоречия требований к системе поддрессоривания в отношении качества плавности хода, управляемости и устойчивости движения. Следовательно, для обеспечения высокого качества плавности хода система поддрессоривания должна иметь «мягкие» регулировки. С другой стороны, чтобы обеспечить хорошую управляемость и устойчивость движения, регулировки должны быть достаточно «жесткими». Наиболее перспективными системами поддрессоривания являются полупассивные системы, обладающие переменной жесткостью и демпфированием.

Использование пассивных систем поддрессоривания в конструкции сельскохозяйственных машинах не позволяет снизить негативное воздействие от вредных вибраций (низкочастотных), которые передаются на тело водителя через пол кабины, сиденье и органы управления. Воздействие этих вибраций на организм водителя в течение длительного времени может привести к развитию профессиональных заболеваний (вибрационной болезни). Поэтому снижение влияния вибрации на организм водителя сельскохозяйственной машины является приоритетным направлением научных исследований.

Актуальность данной работы связана с разработкой теории по уменьшению вибрации на рабочем месте водителя колесного трактора, так как вибрация является одним из наиболее распространенных и вредных факторов, влияющих на здоровье водителя и работу сельскохозяйственных машин.

В данной статье изложены результаты решения основного уравнения динамики с нулевыми начальными условиями колебания сиденья водителя колесного трактора при движении по неровностям опорной поверхности под действием возмущающей силы, силы трения, силы сопротивления амортизатора и силы тяжести. Произведена оценка оптимальных конструктивных параметров системы поддрессоривания сиденья водителя с целью снижения величины вибрации на рабочем месте водителя колесного трактора.

Ключевые слова: сельскохозяйственная машина, колесный трактор, сиденье водителя, вибрация, математическая модель, сила вязкого сопротивления, кинематические характеристики.

Currently, agricultural machinery designed for soil cultivation, fertilization, sowing (planting), harvesting grass and silage crops, harvesting grain, leguminous and cereal crops, vegetables and fruit and berry crops uses passive suspension systems in its design, which are simple in design, low in cost and highly reliable. However, the vibration protection properties of passive suspension systems currently do not meet the requirements of current standards. On the one hand, this is due to the fact that when designing passive suspension systems, one has to deal with the problem of conflicting requirements for the suspension system in terms of ride quality, controllability and stability of movement. Consequently, to ensure high quality ride, the suspension system must have "soft" adjustments. On the other hand, to ensure good controllability and stability of movement, the adjustments must be sufficiently "rigid". The most promising suspension systems are semi-active systems with variable stiffness and damping.

The use of passive suspension systems in the design of agricultural machinery does not reduce the negative impact of harmful vibrations (low-frequency), which are transmitted to the driver's body through the cabin floor, seat and controls. The impact of these vibrations on the driver's body over a long period of time can lead to the development of occupational diseases (vibration disease). Therefore, reducing the impact of vibration on the body of the driver of an agricultural machine is a priority area of scientific research.

The relevance of this work is associated with the development of a theory for reducing vibration at the workplace of the driver of a wheeled tractor, since vibration is one of the most common and harmful factors affecting the health of the driver and the operation

of agricultural machinery.

This article presents the results of solving the basic equation of dynamics with zero initial conditions for the oscillation of the driver's seat of a wheeled tractor when moving over uneven surfaces under the action of a disturbing force, friction force, shock absorber resistance force and gravity. An assessment was made of the optimal design parameters of the driver's seat suspension system in order to reduce the amount of vibration at the workplace of the driver of a wheeled tractor.

Key words: *agricultural machine, wheeled tractor, driver's seat, vibration, mathematical model, viscous resistance force, kinematic characteristics.*

Введение

В целях обеспечения безопасных и комфортных условий труда водителей сельскохозяйственных машин к плавности хода предъявляются повышенные требования. Как показывает практика, экономический эффект, получаемый от внедрения новых технических решений для систем поддрессоривания, зачастую не оправдывает финансовых затрат на их разработку. Однако практика эксплуатации сельскохозяйственных машин показывает, что отсутствие комфортных условий труда водителя как прямо, так и косвенно влияет на технико-экономические показатели использования машины. При больших амплитудах колебаний сиденья водитель вынужден снижать скорость сельскохозяйственной машины, что сопровождается снижением средней линейной скорости и, как следствие, производительности работы машины. Высокий уровень вибронгрузки рабочего места водителя влияет на его здоровье, вызывая утомляемость и потерю концентрации внимания [1].

Водители сельскохозяйственных машин в своей повседневной деятельности подвергаются множеству негативных воздействий, оказывающих комплексное и вредное воздействие на организм водителя. Помимо физических нагрузок, осадков, неблагоприятного микроклимата, различных загрязнений (пыль, средства защиты растений), высоких или низких температур, шума существенным вредным фактором являются низко- и высокочастотные вибрации. Эти вибрации особенно влияют на водителей колесных тракторов, поскольку они передаются через остов, пол кабины, сиденье и органы управления на все тело водителя [2–5].

По сравнению с очевидными улучшениями других характеристик сельскохозяйственных тракторов (мощность, трансмиссия, скорость, высокотехнологичное управление) защита водителей от вибраций неудовлетворительна. Шасси колесного трактора не имеет подвески, а относительно гибкие шины представляют собой практически только подвеску, поглощающую вибрации. По этой причине водители колесных тракторов подвергаются сравнительно сильной вибрации [2, 3].

Измерив интенсивность общей вибрации на сиденьях водителей колесных тракторов нескольких типов, было установлено, что риск для здоровья «существует» даже у тех водителей, которые подвергаются вибрации всего один час в день, и что риск «вероятен» для всех остальных, кто подвергается воздействию более одного часа. Интенсивность вибрации сиденья водителя колесного трактора, определенная путем измерения, может привести к повреждению кровеносно-сосудистого, нервного и костно-мышечно-суставного аппарата организма, а также к повреждению других органов. Kumar A. и другие [6] пришли к выводу, что езда на колесном тракторе оказывается некомфортной в основном из-за совпадения доминирующих частот с собственными частотами различных частей тела водителя, преимущественно в диапазоне от 1 до 7 Гц. Эти частоты играют ведущую роль в возникновении скелетно-мышечных рисков, особенно в поясничном отделе позвоночника. Эти нарушения встречались преимущественно у водителей колесных тракторов из-за высокой амплитуды воздействия низкочастотной вибрации. В целях предупреждения и предотвращения влияния общих вибраций на здоровье водителей колесных тракторов и других сельскохозяйственных машин необходимо обеспечить безопасность труда и сохранить здоровье водителей [7–9].

Исследование жалоб на здоровье среди водителей колесных тракторов, проведенное Rosegger R., показало, что среди них часто наблюдаются расстройства позвоночника, особенно в поясничном и грудном отделах, а также жалобы на желудок из-за длительной работы на колесном тракторе. Также было показано, что водители колесных тракторов склонны к геморрою [10; 11].

В последние годы системы виброзащиты изучаются достаточно широко. Системы виброзащиты можно разделить на пассивные, активные и полуактивные. Полуактивные системы управления заполняют пробел между пассивными и активными системами управления и представляют собой компромисс между повышением производительности и простотой реализации [12]. Разработка таких систем поддрессоривания требует комплексных исследований и анализа характера возмущающего воздействия на машину в условиях сельскохозяйственного производства, исследования и поиск путей снижения вибронгрузки рабочего места водителя сельскохозяйственных машин [1, 12].

В данной статье построена и решена математическая модель колебаний сиденья водителя колесного трактора с помощью основного уравнения динамики. Это уравнение описывает поведение системы при воздействии на нее внешних сил. Используя решения данного уравнения, можно проанализировать и определить амплитуды и частоты колебаний, а также подобрать оптимальные конструктивные параметры для системы поддрессоривания сиденья с целью снижения величины вибрации на рабочем месте водителя колесного трактора.

Основная часть

Математические модели широко используются во многих областях современной науки, таких как физика, техника, биология, экономика, социология и т.д. Они помогают описывать, изучать и упрощать сложные системы, анализировать их поведение, выявлять зависимости между их параметрами и находить оптимальные решения, а также позволяют на ранних стадиях проектирования определять оптимальные параметры [13–15].

Объектом исследования было выбрано сиденье водителя 80-6800010, установленное в кабине колесного трактора «Беларус-3022ДЦ.1» (рис. 1).

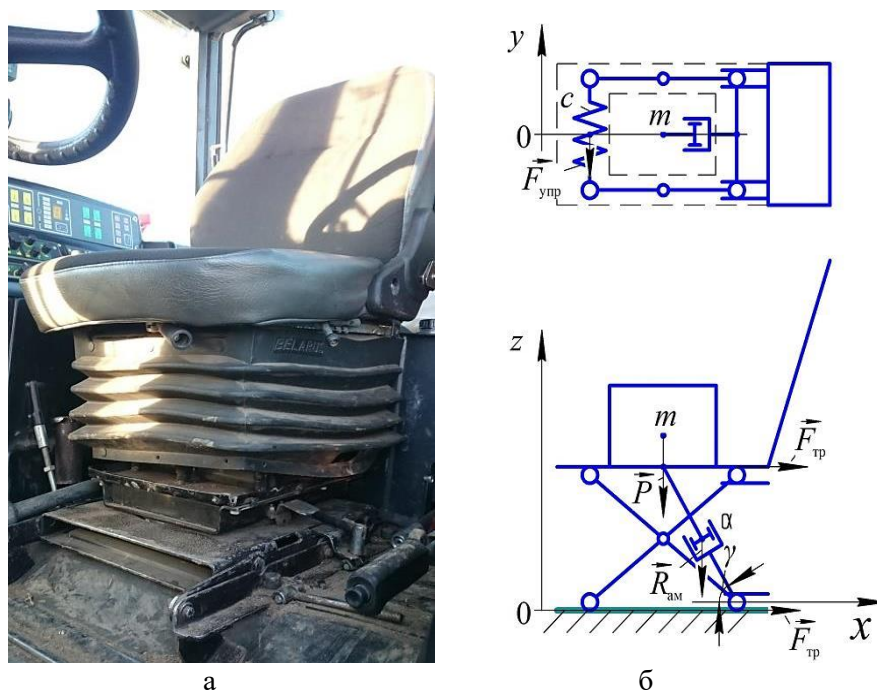


Рис. 1. Сиденье водителя 80-6800010, установленное в кабине колесного трактора «Беларус-3022ДЦ.1»: а – внешний вид сиденья водителя; б – расчетная схема колебаний масс сиденья водителя

Для разработки математической модели колебаний сиденья водителя при движении по неровностям опорной поверхности дороги колесного трактора используем основное уравнение динамики, которое в нашем случае (рис. 1, б) имеет вид:

$$m \cdot \vec{a} = \vec{P} + \vec{R}_{\text{ам}} + \vec{D} + \vec{F}_{\text{тр}}, \quad (1)$$

где m – масса сиденья вместе с водителем, кг; \vec{a} – вектор ускорения, м/с²; \vec{P} – вектор силы тяжести сиденья вместе с водителем, Н; $\vec{R}_{\text{ам}}$ – вектор силы вязкого сопротивления амортизатора, Н; \vec{D} – вектор возмущающей силы со стороны профиля неровности опорной поверхности, Н; $\vec{F}_{\text{тр}}$ – вектор силы трения задних подвижных опор, Н.

Спроецировав уравнение (1) на вертикальную ось z , получим:

$$m \cdot a = -P - R_{\text{ам}} \cdot \sin \gamma + D - F_{\text{тр}}, \quad (2)$$

где γ – угол наклона амортизатора к полу кабины, рад.

Учитывая, что $a = \frac{d^2 z}{dt^2}$, $P = m \cdot g$, $R_{\text{ам}} = \alpha \cdot \frac{dz}{dt}$, $F_{\text{упр}} = c \cdot l$, $F_{\text{тр}} = f \cdot N = f \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + m^2 \cdot g^2}$, $D = d \cdot (\mu + k \cdot \lambda \cdot \sin(\lambda \cdot t) - \mu \cdot \cos(\lambda \cdot t))$, уравнение (2) примет вид:

$$m \cdot \frac{d^2 z}{dt^2} = -m \cdot g - \alpha \cdot \frac{dz}{dt} \cdot \sin \gamma + d \cdot (\mu + k \cdot \lambda \cdot \sin(\lambda \cdot t) - \mu \cdot \cos(\lambda \cdot t)) - f \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + m^2 \cdot g^2}, \quad (3)$$

где z – закон движения сиденья вместе с водителем колесного трактора, м; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения; α – коэффициент динамической вязкости амортизатора сиденья водителя, кг/с; d – средняя высота неровности опорной поверхности, м; μ – общая жесткость упругих элементов системы, Н/м; k – коэффициент вязкого сопротивления амортизатора сиденья водителя, Н·с/м; λ – частота, зависящая от длины неровности опорной поверхности и скорости движения колесного трактора вдоль оси x , с^{-1} ; f – коэффициент трения скольжения задних подвижных опор; N – сила реакции задних опор, Н; c – коэффициент жесткости пружины, расположенной по оси y , Н/м; $l = n \cdot \Delta l$ – величина деформации упругого элемента, зависящая от количества оборотов (n) регулировочного механизма, м; Δl – величина деформации одного оборота регулировочного механизма, м.

При составлении начальных условий вертикальную ось координат z приложим в начальное положение сиденья и начальную скорость примем равной нулю:

$$t_0 = 0, z_0 = 0, \left. \frac{dz}{dt} \right|_{t_0=0} = 0. \quad (4)$$

Решение уравнения (3) для скорости имеет вид:

$$\begin{aligned} v = & -\frac{1}{\alpha \cdot (\alpha^2 \cdot \cos^2(\gamma) - \lambda^2 \cdot m^2 - \alpha^2) \cdot \sin(\gamma)} \cdot \left\{ -\exp\left(-\frac{\alpha \cdot \sin(\gamma) \cdot t}{m}\right) \cdot \cos^2(\gamma) \cdot \sin(\gamma) \cdot C_1 \cdot \alpha^3 + \right. \\ & + \exp\left(-\frac{\alpha \cdot \sin(\gamma) \cdot t}{m}\right) \cdot C_1 \cdot \alpha^3 \cdot \sin(\gamma) + \exp\left(-\frac{\alpha \cdot \sin(\gamma) \cdot t}{m}\right) \cdot \sin(\gamma) \cdot C_1 \cdot \alpha \cdot \lambda^2 \cdot m^2 - \\ & - \cos^2(\gamma) \cdot \sin(\lambda \cdot t) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot k \cdot \lambda + \sin(\lambda \cdot t) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot k \cdot \lambda - m \cdot \cos(\lambda \cdot t) \cdot d \cdot k \cdot \lambda^2 \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha + \\ & + \cos^2(\gamma) \cdot \cos(\lambda \cdot t) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu - \cos(\lambda \cdot t) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu - m \cdot \sin(\lambda \cdot t) \cdot d \cdot \lambda \cdot \mu \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha + \\ & \left. + \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} \cdot \cos^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot f - \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} \cdot \alpha^2 \cdot f - \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} \cdot f \cdot \lambda^2 \cdot m^2 - \right. \\ & \left. - \cos^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \cos^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot g \cdot m - \alpha^2 \cdot g \cdot m + d \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \mu - g \cdot \lambda^2 \cdot m^3 \right\} \end{aligned} \quad (5)$$

Учитывая, что $1 - \cos^2(\gamma) = \sin^2(\gamma)$, упростим уравнение (5):

$$\begin{aligned} v = & \frac{1}{\alpha \cdot (\alpha^2 \cdot \sin^2(\gamma) + \lambda^2 \cdot m^2) \cdot \sin(\gamma)} \cdot \left\{ \sin^3(\gamma) \cdot C_1 \cdot \alpha^3 \cdot \exp\left(-\frac{\alpha \cdot \sin(\gamma) \cdot t}{m}\right) + \right. \\ & + \sin(\gamma) \cdot C_1 \cdot \alpha \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \exp\left(-\frac{\alpha \cdot \sin(\gamma) \cdot t}{m}\right) + \sin^2(\gamma) \cdot \sin(\lambda \cdot t) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot k \cdot \lambda - \\ & - m \cdot \cos(\lambda \cdot t) \cdot d \cdot k \cdot \lambda^2 \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha - \sin^2(\gamma) \cdot \cos(\lambda \cdot t) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu - \\ & - m \cdot \sin(\lambda \cdot t) \cdot d \cdot \lambda \cdot \mu \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot f \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} - f \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} + \\ & \left. + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot g \cdot m + d \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \mu - g \cdot \lambda^2 \cdot m^3 \right\} \end{aligned} \quad (6)$$

Подставим начальные условия (4) в уравнение (6) и найдем постоянную интегрирования C_1 :

$$\begin{aligned} C_1 = & \frac{1}{\sin(\gamma) \cdot \alpha \cdot \{\sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 + \lambda^2 \cdot m^2\}} \cdot (m \cdot d \cdot k \cdot \lambda^2 \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \\ & + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot f \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} + f \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} - \\ & - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot g \cdot m - d \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \mu + g \cdot \lambda^2 \cdot m^3) \end{aligned} \quad (7)$$

Подставим найденную постоянную интегрирования (7) в уравнение (6). Найдем выражение для определения скорости движения сиденья вместе с водителем колесного трактора:

$$\begin{aligned}
v = & \frac{1}{\alpha \cdot (\alpha^2 \cdot \sin^2(\gamma) + \lambda^2 \cdot m^2) \cdot \sin(\gamma)} \cdot \left\{ \frac{1}{\sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 + \lambda^2 \cdot m^2} \cdot (m \cdot d \cdot k \cdot \lambda^2 \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha + \right. \\
& + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot f \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} + f \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} - \\
& \left. - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot g \cdot m - d \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \mu + \right. \\
& + g \cdot \lambda^2 \cdot m^3) \cdot \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot \exp\left(-\frac{\alpha \cdot \sin(\gamma) \cdot t}{m}\right) + \frac{1}{\sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 + \lambda^2 \cdot m^2} \cdot (m \cdot d \cdot k \cdot \lambda^2 \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha + \\
& + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot f \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} + f \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} - \\
& \left. - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot g \cdot m - d \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \mu + \right. \\
& + g \cdot \lambda^2 \cdot m^3) \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \exp\left(-\frac{\alpha \cdot \sin(\gamma) \cdot t}{m}\right) + \sin^2(\gamma) \cdot \sin(\lambda \cdot t) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot k \cdot \lambda - \\
& - m \cdot \cos(\lambda \cdot t) \cdot d \cdot k \cdot \lambda^2 \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha - \sin^2(\gamma) \cdot \cos(\lambda \cdot t) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu - \\
& - m \cdot \sin(\lambda \cdot t) \cdot d \cdot \lambda \cdot \mu \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot f \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} - f \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} + \\
& \left. + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot g \cdot m + d \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \mu - g \cdot \lambda^2 \cdot m^3 \right\} \quad (8)
\end{aligned}$$

Найдем закон движения сиденья вместе с водителем колесного трактора, учитывая, что $z = \int v \cdot dt$:

$$\begin{aligned}
z = & \frac{1}{\alpha \cdot (\alpha^2 \cdot \sin^2(\gamma) + \lambda^2 \cdot m^2) \cdot \sin(\gamma)} \cdot \left\{ -\frac{m \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha}{\sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 + \lambda^2 \cdot m^2} \cdot (m \cdot d \cdot k \cdot \lambda^2 \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha + \right. \\
& + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot f \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} + f \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} - \\
& \left. - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot g \cdot m - d \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \mu + \right. \\
& + g \cdot \lambda^2 \cdot m^3) \cdot \exp\left(-\frac{\alpha \cdot \sin(\gamma) \cdot t}{m}\right) - \frac{1}{\sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 + \lambda^2 \cdot m^2} \cdot (m \cdot d \cdot k \cdot \lambda^2 \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha + \\
& + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot f \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} + f \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} - \\
& \left. - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot g \cdot m - d \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \mu + \right. \\
& + g \cdot \lambda^2 \cdot m^3) \cdot \frac{\lambda^2 \cdot m^3}{\alpha \cdot \sin(\gamma)} \cdot \exp\left(-\frac{\alpha \cdot \sin(\gamma) \cdot t}{m}\right) - \sin^2(\gamma) \cdot \cos(\lambda \cdot t) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot k - \\
& - m \cdot \sin(\lambda \cdot t) \cdot d \cdot k \cdot \lambda \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha - \sin^2(\gamma) \cdot \frac{1}{\lambda} \sin(\lambda \cdot t) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \\
& + m \cdot \cos(\lambda \cdot t) \cdot d \cdot \mu \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot f \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} \cdot t - f \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} \cdot t + \\
& \left. + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu \cdot t - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot g \cdot m \cdot t + d \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \mu \cdot t - g \cdot \lambda^2 \cdot m^3 \cdot t \right\} + C_2 \quad (9)
\end{aligned}$$

Аналогично, из начальных условий (4), найдем постоянную интегрирования C_2 :

$$\begin{aligned}
C_2 = & \frac{1}{\alpha \cdot (\alpha^2 \cdot \sin^2(\gamma) + \lambda^2 \cdot m^2) \cdot \sin(\gamma)} \cdot \left\{ \frac{m \cdot \alpha \cdot \sin(\gamma)}{\sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 + \lambda^2 \cdot m^2} \cdot (m \cdot d \cdot k \cdot \lambda^2 \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha + \right. \\
& + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot f \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} + f \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} - \\
& \left. - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot g \cdot m - d \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \mu + \right. \\
& + g \cdot \lambda^2 \cdot m^3) + \frac{1}{\sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 + \lambda^2 \cdot m^2} \cdot (m \cdot d \cdot k \cdot \lambda^2 \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha + \\
& + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot f \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} + f \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} - \\
& \left. - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot g \cdot m - d \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \mu + \right. \\
& + g \cdot \lambda^2 \cdot m^3) \cdot \frac{\lambda^2 \cdot m^3}{\alpha \cdot \sin(\gamma)} + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot k - m \cdot d \cdot \mu \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha \left. \right\} \quad (10)
\end{aligned}$$

Подставляя (10) в (9), окончательно получим выражение для z :

$$\begin{aligned}
z = & \frac{1}{\alpha \cdot (\alpha^2 \cdot \sin^2(\gamma) + \lambda^2 \cdot m^2) \cdot \sin(\gamma)} \cdot \left\{ \frac{m \cdot \alpha \cdot \sin(\gamma)}{\sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 + \lambda^2 \cdot m^2} \cdot (m \cdot d \cdot k \cdot \lambda^2 \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha + \right. \\
& + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot f \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} + f \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} - \\
& - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot g \cdot m - d \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \mu + \\
& \left. + g \cdot \lambda^2 \cdot m^3 \right) \cdot \exp\left(-\frac{\alpha \cdot \sin(\gamma) \cdot t}{m}\right) - \frac{1}{\sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 + \lambda^2 \cdot m^2} \cdot (m \cdot d \cdot k \cdot \lambda^2 \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha + \\
& + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot f \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} + f \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} - \\
& - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot g \cdot m - d \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \mu + \\
& + g \cdot \lambda^2 \cdot m^3) \cdot \frac{\lambda^2 \cdot m^3}{\alpha \cdot \sin(\gamma)} \cdot \exp\left(-\frac{\alpha \cdot \sin(\gamma) \cdot t}{m}\right) - \sin^2(\gamma) \cdot \cos(\lambda \cdot t) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot k - \\
& - m \cdot \sin(\lambda \cdot t) \cdot d \cdot k \cdot \lambda \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha - \sin^2(\gamma) \cdot \frac{1}{\lambda} \cdot \sin(\lambda \cdot t) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \\
& + m \cdot \cos(\lambda \cdot t) \cdot d \cdot \mu \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot f \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} \cdot t - f \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} \cdot t + \\
& + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu \cdot t - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot g \cdot m \cdot t + d \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \mu \cdot t - g \cdot \lambda^2 \cdot m^3 \cdot t \} + \\
& + \frac{1}{\alpha \cdot (\alpha^2 \cdot \sin^2(\gamma) + \lambda^2 \cdot m^2) \cdot \sin(\gamma)} \cdot \left\{ \frac{m \cdot \alpha \cdot \sin(\gamma)}{\sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 + \lambda^2 \cdot m^2} \cdot (m \cdot d \cdot k \cdot \lambda^2 \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha + \right. \\
& + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot f \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} + f \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} - \\
& - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot g \cdot m - d \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \mu + \\
& \left. + g \cdot \lambda^2 \cdot m^3 \right) + \frac{1}{\sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 + \lambda^2 \cdot m^2} \cdot (m \cdot d \cdot k \cdot \lambda^2 \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha + \\
& + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot f \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} + f \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \sqrt{c^2 \cdot l^2 + g^2 \cdot m^2} - \\
& - \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot \mu + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot g \cdot m - d \cdot \lambda^2 \cdot m^2 \cdot \mu + \\
& \left. + g \cdot \lambda^2 \cdot m^3 \right) \cdot \frac{\lambda^2 \cdot m^3}{\alpha \cdot \sin(\gamma)} + \sin^2(\gamma) \cdot \alpha^2 \cdot d \cdot k - m \cdot d \cdot \mu \cdot \sin(\gamma) \cdot \alpha \}
\end{aligned} \tag{11}$$

В результате решения уравнения (3) с нулевыми начальными условиями (4) получены амплитуды и частоты колебаний сиденья вместе с водителем колесного трактора от различных параметров: масса сиденья и водителя, конструкция сиденья, характеристики опорной поверхности, жесткости пружин, типа амортизатора, конструкция опор крепления сиденья и т.д., что имеет огромное практическое применение в области снижения вибраций.

В данной математической модели используются допущения и связаны они с тем, что наша система является линейной и однородной. Это означает, что все параметры системы (масса, жесткость, коэффициент динамической вязкости, коэффициент трения и т. д.) постоянны и не зависят от времени. Также предполагается, что система имеет постоянную массу и находится в равновесии в начальный момент времени, а угол γ не зависит от вертикальных отклонений при колебаниях сиденья водителя колесного трактора.

Анализируя полученное уравнение (11), можно сделать вывод, что амплитуда колебания сиденья и характер колебательного движения очень сильно зависят от параметров коэффициента динамической вязкости амортизатора сиденья водителя α (например, при «пробои» амортизатора ($\alpha \rightarrow 0$) наблюдается чрезмерное раскачивание сиденья водителя колесного трактора), общей жесткости упругих элементов системы μ (оптимальный параметр $\mu = 460000 \pm 60000$ Н/м, для значений μ , не лежащих в данном диапазоне наблюдается большая амплитуда колебаний), коэффициента вязкого сопротивления амортизатора сиденья водителя k , коэффициент жесткости пружины c , величины деформации упругого элемента l и массы сиденья вместе с водителем m . Также на амплитуду колебаний сиденья водителя колесного трактора оказывает средняя высота неровности опорной поверхности d (чем не-

ровность больше, тем сильнее амплитуда раскачивания), однако, частота, зависящая от длины неровности опорной поверхности и скорости движения колесного трактора вдоль оси x λ влияет только на периодичность колебания сиденья водителя.

С учетом вышесказанного, для расчетной схемы колебаний масс сиденья водителя, изображенной на рис. 1, согласно формуле (11), были определены оптимальные конструктивные параметры для системы поддрессоривания сиденья водителя колесного трактора с учетом действия периодических неровностей синусоидального профиля дороги: $\alpha = 2000$ кг/с, $d = 0,09$ м, $\mu = 460000$ Н/м, $k = 3000$ Н·с/м, $\lambda = 0,207$ с⁻¹, $f = 0,29$, $c = 3500$ Н/м, $l = 0,21$ м, $\gamma = 0,464$ рад, $m = 114,12$ кг. Следует также отметить, что для определения параметров упругих элементов и амортизатора системы поддрессоривания сиденья водителя 80-6800010 были проведены статические испытания.

Кинематические характеристики колебаний с учетом данных параметров приведены на рис. 2.

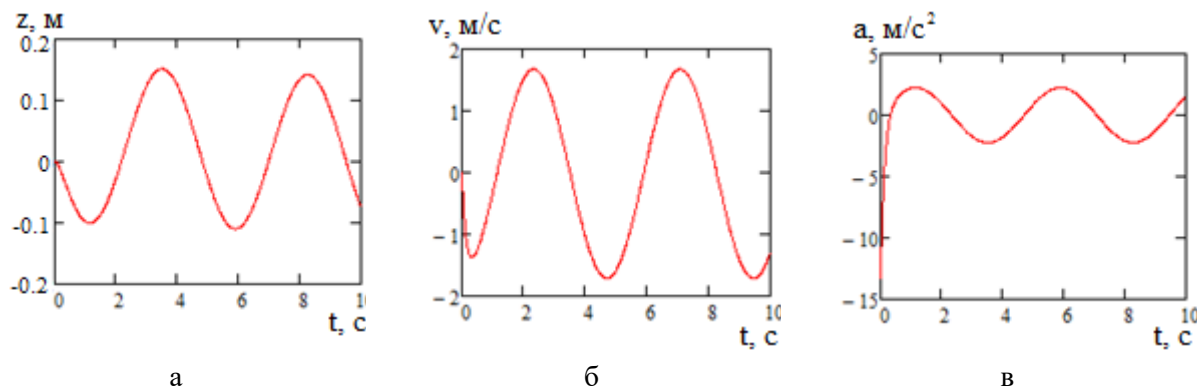


Рис. 2. Зависимость перемещения (а), скорости движения сиденья водителя 80-6800010 (б), ускорения (в) от времени

Из рис. 2 видно, что из-за действия возмущающей периодической силы, колебания с собственными частотами в течение короткого промежутка времени затухают (из рис. 2, в видно, что время установления составляет десятые доли секунды), и остаются лишь колебания, обусловленные действием возмущающей силы. Данные колебания, совершающиеся с частотой возмущающей силы и с постоянной амплитудой, и являются установившимися вынужденными колебаниями. Однако, из рис. 2, а видно, что данные колебания сиденья не симметричны относительно нуля (начального положения сиденья).

При передвижении колесного трактора по неровностям опорной поверхности часто возникают колебания с различными частотами, которые могут быть как неустановившимися, так и вынужденными вибрационными частотами. Однако, из-за оптимального выбора параметров и конструкции сиденья в нашем случае мы наблюдаем установившиеся вынужденные колебания, которые случаются сравнительно редко.

Заключение

Разработана математическая модель колебаний сиденья водителя 80-6800010 колесного трактора методом аналитической механики, которая позволила решить обратную задачу динамики – определение искомых кинематических характеристик движения сиденья водителя колесного трактора. Математическая модель позволила оценить оптимальные конструктивные параметры для системы поддрессоривания сиденья водителя колесного трактора с учетом периодических неровностей синусоидального профиля дороги для установления вынужденных колебаний, которые обусловлены лишь действием возмущающей силы.

Полученные результаты могут быть использованы при создании пассивных систем поддрессоривания сиденья водителя колесного трактора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Kravchenko, V. On the assessment of vibroloading of vehicle drivers in agricultural production / V. Kravchenko, L. Kravchenko, V. Oberemok // XIII International scientific and practical conference «State and prospects for the development of agribusiness – INTERAGROMASH 2020». – 2020. – Vol. 175. – P. 1–10.
2. Cvetanovic, B. Evaluation of whole-body vibration risk in agricultural tractor drivers / B. Cvetanovic, D. Zlatkovic // Bulgarian Journal of Agricultural Science. – 2013. – Vol. 19 (5). – P. 1155–1160.
3. Линник, Д. А. Оценка эффективности существующей системы виброзащиты рабочего места водителя колесного трактора при выполнении полевых работ / Д. А. Линник // Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии. – 2023. – № 2. – С. 161–166.
4. Investigation of the vibrations transmitted by agricultural tractor to the driver under operative conditions / L. Fornaciari, D. Pochi, G. Vassalini, F. Gallucci // Innovation Technology to Empower Safety, Health and Welfare in Agriculture and Agro-food Systems: International Conf., Ragusa, 15–17 Sept. 2008. – Italy, 2008. – P. 1–8.

5. Влияние жёсткости резины на виброизоляционные свойства резинометаллических опор кабины трактора / А. Ф. Безручко, В. Г. Костенич, И. И. Бондаренко и др. // Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии. – 2023. – № 2. – С. 156–160.
6. IT-information technology and the human interface / A. Kumar, P. Mahajan, D. Mohan, M. Varghese // Journal of Agricultural Engineering Research. – 2001. – Vol. 80 (4). – P. 313–328.
7. Mogući zdravstveni efekti vibracija na vozače traktora i mere za njihovu prevenciju possible health effects of vibration on tractor drivers and preventiv measures / B. Prokeš, N. Mačvanin, L. Savin, M. Simikić, I. Lomen // Savremena poljoprivredna tehnika. – 2012. – Vol. 38 (3). – P. 243–253.
8. Whole body vibration exposure among the tractor operator during soil tillage operation: an evaluation using ISO 2631-5 standard / A. Singh, S. Samuel, H. Singh, J. Singh, C. Prakash, Y. K. Dhahi // Shock and Vibration. – Egypt: Hindawi, 2022. – P. 1–8.
9. Cutini, M. Whole-body vibration in farming: background document for creating a simplified procedure to determine agricultural tractor vibration comfort / M. Cutini, M. Brambilla, C. Bisaglia // Agriculture. – 2017. – Vol. 7, Is. 84. – 20 p.
10. Muzammil, M. Physiological effect of vibrations on tractor drivers under variable ploughing conditions / M. Muzammil, S. S. Siddiqui, F. Hasan // Journal of Occupation Health. – 2004. – Vol. 46. – P. 403–409.
11. Biodynamic response and spinal load estimation of seated body in vibration using finite element modeling / W. Wang, B. Bazrgari, A. Shirazi-Adl, S. Rakheja, Paul-Émile Boileau // Industrial Health. – 2010. – Vol. 48. – P. 557–564.
12. Liu, Y. Semi-active vibration isolation system with variable stiffness and damping control / Y. Liu, H. Matsuhisa, H. Utsuno // Journal of Sound and Vibration. – 2008. – Vol. 313. – P. 16–28.
13. Линник Д. А., Булгаков В. И. Математическая модель и программа моделирования колебаний масс колесного трактора с подрессоренной кабиной // Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии. – 2020. – № 2. – С. 122–127.
14. Линник Д. А., Пецевич В. М., Свистун А. Ч. Математическая модель опытного демпфера подвески кабины колесного трактора // Вестник Белорусской государственной сельскохозяйственной академии. – 2020. – № 2. – С. 139–143.
15. Мусафиров Э. В., Линник Д. А., Свистун А. Ч. Математическая модель колебаний сиденья водителя колесного трактора // Вестник Гродненского государственного университета имени Янки Купалы. Сер. 6, Техника. – 2023. – Т. 13. – № 1. – С. 64–75.