

# ОБОСНОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА СПОСОБА СТАБИЛИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ ЗЕРНО- И КОРМОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ НА ОСНОВЕ ПРИНЦИПА ИНЕРЦИАЛЬНОГО ДИНАМИЧЕСКОГО ГАШЕНИЯ

## JUSTIFICATION AND DEVELOPMENT OF A METHOD FOR STABILIZING THE MOVEMENT OF GRAIN AND FORAGE HARVESTERS BASED ON THE PRINCIPLE OF INERTIAL DYNAMIC DAMPING

**П.В. СИРОТИН**, к.т.н.

Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, Новочеркасск, Ростовская область, Россия, spv\_61@mail.ru

**P.V. SIROTIN**, PhD in Engineering

Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), Novocherkassk, Russia, spv\_61@mail.ru

Обоснована необходимость стабилизации движения зерно- и кормоуборочных комбайнов как одного из основных направлений повышения производительности рассматриваемого класса транспортно-технологических машин. Показано, что современный комбайн можно представить в виде двухмассовой модели, включающей корпус и адаптер, что позволяет организовать между ними управляемую принудительную подвижность, формирующую реактивные силомоментные составляющие, управляя которыми можно обеспечить заданный уровень плавности хода комбайна. Приведена расчетная схема, определен примерный компонентный состав системы и дано описание рабочего процесса при стабилизации продольно-угловых колебаний корпуса самоходного комбайна. На основе ранее разработанных автором математической и имитационной моделей комбайна проведено моделирование его движения по грунтовой дороге и асфальтобетонному шоссе с разными скоростями движения в исходном состоянии и при работающей системе стабилизации. На основе сопоставления спектральных плотностей углов продольного наклона корпуса кормоуборочного комбайна показана эффективность системы в части стабилизации движения. Эффективность работы системы подтверждена снижением действующих виброускорений на рабочем месте во всем нормированном частотном диапазоне. Приведены результаты оценки работоспособности системы. Показаны реализации углов поворота адаптера, обоснованы габаритные параметры и ограничения по условиям движения, допускающие перемещения адаптера по расчетным амплитудам поворота. Рассмотрены энергетические затраты на реализацию предлагаемого способа стабилизации. Показано, что для современного кормоуборочного комбайна система стабилизации движения потребует до 8 кВт мощности, что является незначительной долей в энергетической структуре комбайна. Сделаны выводы и определены направления дальнейших исследований.

*Ключевые слова:* кормоуборочный комбайн, плавность хода, стабилизация движения, вибронгруженность, эффективность, работоспособность.

The necessity of stabilizing the movement of grain and forage harvesters as one of the main directions of increasing the productivity of the considered class of transport and technological machines is substantiated. It is shown that a modern combine can be represented in the form of two mass models, including a housing and an adapter, which allows you to organize controlled forced mobility between them, forming reactive torque components, controlling which can provide a given level of smoothness of the combine. The design scheme is given, an approximate component composition of the system is determined, and a description of the working process is given when stabilizing the longitudinal-angular vibrations of the self-propelled combine body. Based on the mathematical and simulation models of the combine previously developed by the author, modeling of its movement along a dirt road and asphalt concrete highway with different speeds in the initial state and with a working stabilization system was carried out. Based on a comparison of the spectral densities of the angles of longitudinal inclination of the housing of the forage harvester, the efficiency of the system in terms of stabilization of movement is shown. The efficiency of the system is confirmed by a decrease in the active vibration acceleration at the workplace in the entire normalized frequency range. The results of evaluating the health of the system are presented. The implementation of the adapter rotation angles is shown, the dimensional parameters and restrictions on the driving conditions that allow the adapter to move along the calculated rotation amplitudes are justified. The energy costs for the implementation of the proposed stabilization method are considered. It is shown that for a modern forage harvester, a motion stabilization system will require up to eight kW of power, which is an insignificant share in the energy structure of the combine. Conclusions are drawn and directions for further research are identified.

*Keywords:* forage harvester, smoothness of movement, stabilization of movement, vibration loading, efficiency, working capacity.

## Введение

В настоящее время развитие аграрно-промышленного комплекса является одним из приоритетных направлений экономики страны и во многом определяется производительностью и эффективностью используемых машин и механизмов [1], в том числе зерноуборочных комбайнов (ЗУК) и кормоуборочных комбайнов (КУК), как одних из энергоемких технических объектов сельскохозяйственной отрасли. При движении в рабочих и транспортных режимах самоходные ЗУК и КУК воспринимают от опорной поверхности и рабочих механизмов силовые и кинематические возмущения широкого частотного диапазона [2, 3]. Действующие колебания приводят не только к дополнительному нагружению деталей и механизмов, но и формируют виброакустические нагрузки на операторов [4], создавая им дискомфортные или даже небезопасные условия труда [5]. Выделенные процессы приводят к необходимости увеличения массы несущих элементов [6], ухудшению безопасности движения, усложняют управление машиной, что в конечном счете снижает производительность машин.

Решить проблему виброзащиты оператора можно за счет применения виброзащитных устройств на путях распространения вибрации от силовых возмущений. Более сложной задачей является снижение кинематических возмущений, приводящих к галопированию (ярко выраженным продольно-угловым колебаниям) и подпрыгиванию (вертикальным колебаниям) комбайнов. В мировой практике конструирования самоходных машин такая задача решается за счет применения систем первичного поддресоривания [7]. Однако к настоящему времени в мировом комбайностроении случаев применения таких систем в конструкциях ЗУК и КУК не было, что обусловлено сезонностью эксплуатации комбайнов, экономическими и др. причинами [8]. С учетом изложенного исследование динамики движения и разработка нетрадиционных технических средств и систем, обеспечивающих снижение динамических нагрузок на ЗУК и КУК, являются важнейшими научно-техническими задачами, способными решить современные и перспективные проблемы ведения эффективного и экологически безопасного агрохозяйства.

Современные ЗУК и КУК имеют компоновку, предполагающую значительное смещение центра масса к передней оси, а также наличие

навесного рабочего органа (адаптера), масса которого достигает до 1/3 массы самой машины. На основе анализа конструкции и компоновки ЗУК и КУК предположено, что снизить негативные явления, связанные с галопированием комбайна, возможно путем приложения к его корпусу стабилизирующих усилий при принудительном повороте адаптера относительно корпуса машины [9].

## Цель исследований

Разработка способа, обеспечивающего снижение динамических нагрузок на ЗУК и КУК и их операторов при движении с навесным адаптером, имеющим подвижность относительно корпуса. Оценка работоспособности и эффективности представленного способа стабилизации движения и подготовка практических рекомендаций по промышленному внедрению разработки.

## Материалы и методы

Исследование проведено с помощью математической и соответствующей ей имитационной модели КУК RSM 2650 [10, 11]. Модель описывает динамику движения комбайна с учетом его массогабаритных характеристик, упруговязких связей, особенностей взаимодействия двигателя с неровностями опорного основания и др. параметров. Допущено, что массы поддресоренных элементов комбайна приведены к несущей системе, а опорное основание принимается недеформируемым. При моделировании динамики движения комбайна его корпус рассматривался как пространственная абсолютно жесткая конструкция. Связь между кинематическими параметрами и внешними возмущениями описана с помощью дифференциальных уравнений, составляющих математическую модель движения комбайна [10]. Моделирование проведено на неровном недеформируемом опорном основании типа «асфальто-бетонное шоссе» и «грунтовая дорога», для описания профиля которых использовались корреляционные функции, приведенные в известных работах [7, 12].

Разработка предложенного способа основана на анализе динамической модели и описании силомоментных связей между основными подвижными частями комбайна. Количественная оценка эффективности системы стабилизации проведена путем сравнения параметров движения и комфортности на рабочем месте, в качестве которых были приняты спектральная

плотность углов продольного наклона корпуса комбайна и вибронегруженность рабочего места. В качестве параметра вибронегруженности принято вертикальное виброускорение на рабочем месте оператора в первых пяти октавах. Имитационные замеры вертикальных виброускорений в кабине оператора на полу под сиденьем водителя проведены по ГОСТ 12.1.012.

### Результаты и обсуждение

Рабочий процесс представленного способа стабилизации рассмотрим на примере КУК RSM 2650 с колесным движителем и его динамической модели (рис. 1), где: 1 – подвижная составная часть машины; 2 – исполнительный привод; 3 – корпус машины; 4 – датчики состояния машины; 5 – блок управления;  $C_k$  – положение центра масс корпуса машины;  $O$  – центр качания подвижной составной части машины 1;  $K, N$  – точки крепления исполнительного привода 2;  $\omega_c$  – угловая скорость корпуса ТТМ относительно центра масс;  $\omega_0$  – угловая скорость при повороте подвижной составной части машины относительно центра качания  $O$ ;  $M_{дс}$  – стабилизирующий момент;  $P_{ц}$  – активная сила, приложенная со стороны исполнительного привода к подвижной составной части машины при ее принудительном повороте относительно корпуса машины;  $R_{ц}$  – сила реакции, действующая на корпус машины со стороны исполнительного привода при принудительном повороте подвижной составной части машины;  $l_2$  – плечо действия активной силы  $P_{ц}$  относительно центра масс корпуса машины  $C_k$ ;  $l_2$  – плечо действия силы реакции  $R_{ц}$  относительно центра масс корпуса машины  $C_k$ .

Подвижная составная часть машины 1 в виде навесного адаптера, расположенного спереди, имеет за счет исполнительного привода 2 и шарнирного соединения с корпусом машины 3 одну вращательную степень свободы относительно центра качания  $O$ . Представленный пример КУК RSM 2650 (рис. 1, а) рассмотрен как двухмассовая динамическая система, а указанное стабилизирующее усилие, действующее на корпус машины 3, может быть реализовано со стороны исполнительного привода 2 при повороте подвижной составной части машины 1 относительно центра качания  $O$  (рис. 1, б).

В случае движения комбайна по неровностям возникают продольно-угловые колебания корпуса 3, которые определяются угловой

скоростью продольно-угловых колебаний корпуса  $\omega_c$  (рис. 1). При галопировании корпуса машины 3 сигналы от датчиков состояния комбайна 4, обладающих возможностью определения кинематических параметров движения корпуса машины 3 и передачи сигнала, подаются в блок управления, установленный с возможностью вычисления и передачи управляющего сигнала на исполнительный привод 2. Он, в свою очередь, обеспечивает принудительный поворот навесного оборудования 1 относительно корпуса машины 3 путем приложения активной силы  $P_{ц}$  к точке крепления  $N$  управляющего исполнительного привода 2. Если подвижную составную часть 1 машины представить абсолютно твердым телом, то в соответствии с леммой Пуансо активная сила  $P_{ц}$  переносится параллельно первоначальному положению и прикладывается к центру качания  $O$  подвижной составной части машины 1 (рис. 2). При этом в момент поворота подвижной составной части машины 1 на корпус машины 3 со стороны исполнительного привода 2 также действует сила реакции  $R_{ц}$ , приложенная к точке крепления  $N$  управляющего исполнительного привода 2. Активная сила  $P_{ц}$  и сила реакции  $R_{ц}$  на соответствующих плечах  $l_1$  и  $l_2$  формируют относительно центра масс корпуса машины пару моментов, за счет разницы



а

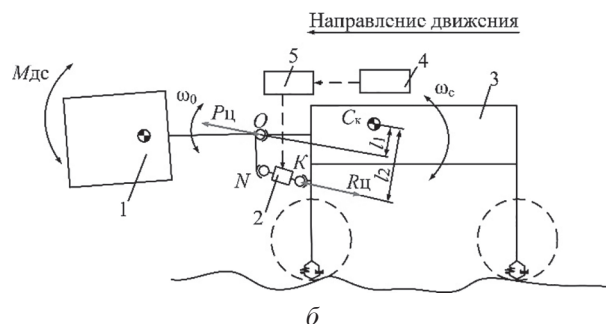


Рис. 1. Кормоуборочный комбайн RSM 2650 и его динамическая модель с системой стабилизации движения

которых обеспечивается формирование стабилизирующего момента  $M_{дс}$ . Величина и направление активной силы  $P_{ц}$  и силы реакция  $R_{ц}$  зависят от направления и кинематических параметров (угловой скорости  $\omega_0$ , углового ускорения) поворота подвижной составной части  $1$  относительно корпуса машины  $3$ .

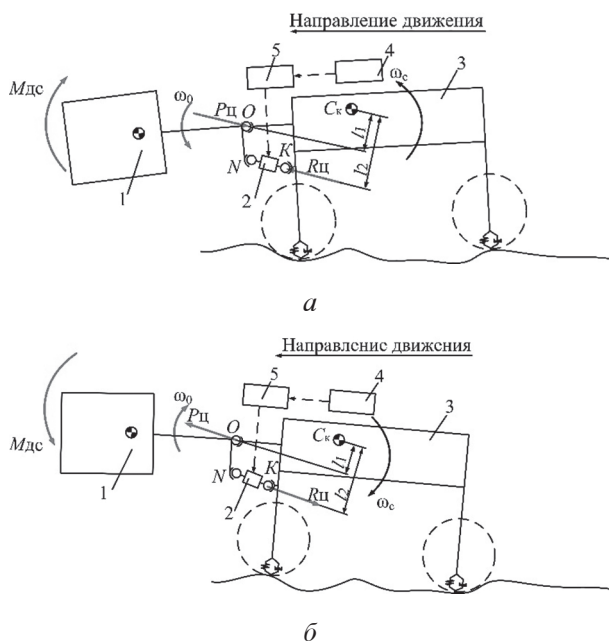


Рис. 2. Схема стабилизации ЗУК и КУК в случае крена корпуса вперед (а) и назад (б)

При крене корпуса машины  $3$  вперед (рис. 2) сигналы от датчиков состояния  $4$ , обладающих возможностью определения кинематических параметров движения корпуса машины  $3$  и передачи сигнала, подаются в блок управления  $5$ , установленный с возможностью вычисления и передачи управляющего сигнала на исполнительный привод  $2$ . Он, в свою очередь, путем приложения активной силы  $P_{ц}$  к точке крепления  $N$  управляющего исполнительного привода  $2$  обеспечивает принудительный поворот подвижной составной части  $1$  относительно центр качания  $O$  против часовой стрелки с заданным уровнем угловой скорости  $\omega_0$  (рис. 2). Сила  $P_{ц}$  и реакция  $R_{ц}$  действуют навстречу друг другу и относительно центра масс на плечах  $l_1$  и  $l_2$  и формируют моменты сил с противоположными знаками. Однако из-за того, что сила действует на меньшее плечо, чем реакция  $R_{ц}$ , то суммарный динамический момент стабилизации  $M_{дс}$  действует в противоположном направлении поворота корпуса машины  $3$  и возвращает его в исходное

положением (рис. 2). В случае крена корпуса машины  $3$  назад (рис. 3) сигналы от датчиков состояния машины  $4$ , обладающих возможностью определения кинематических параметров движения корпуса машины  $3$  и передачи сигнала, подаются в блок управления  $5$ , установленный с возможностью вычисления и передачи управляющего сигнала на исполнительный привод  $2$ . Исполнительный привод  $2$  обеспечивает поворот подвижной составной части машины  $1$  относительно центра качания  $O$  по часовой стрелке с заданной угловой скоростью  $\omega_0$  (рис. 3). В этот момент активная сила  $P_{ц}$  и сила реакция  $R_{ц}$  действуют в разные стороны, а момент, сформированный реакцией  $R_{ц}$  на плече  $l_2$ , больше, чем  $P_{ц}l_1$ , в результате чего корпус машины возвращается в исходное положение от действия момента  $M_{дс}$ , направленного против часовой стрелки относительно центра масс корпуса машины  $C_k$ .

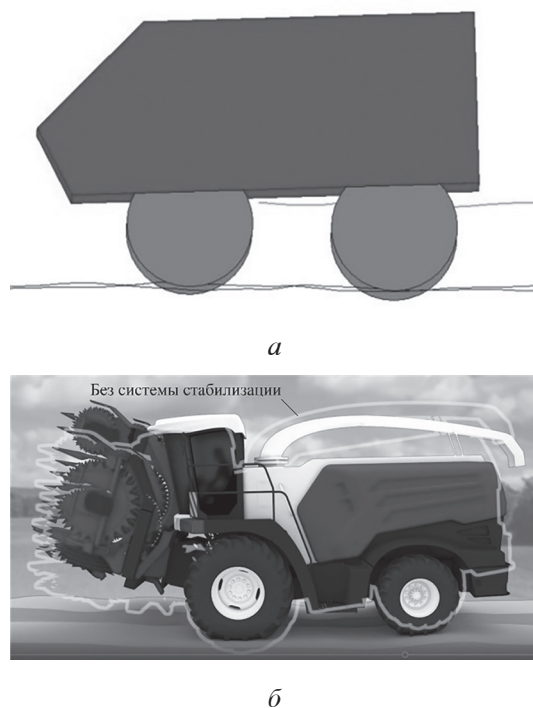


Рис. 3. Схематическая модель кормоуборочного комбайна RSM 2650 в Simulink (а) и его 3D-анимированная модель (б)

Таким образом, в результате принудительного поворота подвижной составной части  $1$  относительно центра качания  $O$  формируется сила реакции  $R_{ц}$ , действующая на корпус машины  $3$ , и, как следствие, возникает стабилизирующий момент  $M_{дс}$ , действующий против направления углового перемещения корпу-

са машины и возвращающий его в исходное положение. Направление действия момента  $M_{dc}$  определяется направлением поворота подвижной составной части машины  $I$  относительно центра качания  $O$ , а его величина зависит от массогабаритных свойств подвижной составной части машины и кинематических параметров поворота. Величина возможных стабилизирующих усилий будет определяться не только массогабаритными параметрами подвижной составной части машины  $I$ , но и кинематическими параметрами ее поворота относительно корпуса машины  $3$  с помощью исполнительного привода  $2$ . В качестве исполнительного привода  $2$  для поворота подвижной составной части машины  $I$  может быть применен гидравлический, электромеханический, пневматический или др. типы привода.

Таким образом, при реализации описанного способа стабилизация движения достигается за счет того, что при движении комбайна с помощью исполнительного привода создаются стабилизирующие усилия, воздействующие на его корпус. Для создания стабилизирующих усилий с помощью исполнительного привода формируется активная сила с возможностью поворота подвижной составной части машины относительно ее корпуса и сила реакции, действующая на корпус машины. При этом указанная активная сила и сила реакции создают относительно центра масс корпуса машины противоположно направленные вращающие моменты с плечами разной величины, разница которых обеспечивает формирование стабилизирующего момента, действующего против направления углового перемещения корпуса машины с возвращением его в исходное положение.

С помощью разработанных и верифицированных ранее математической и имитационной моделей движения КУК [10] проведены теоретические исследования, обосновывающие эффективность и работоспособность предложенного способа стабилизации движения. На рис. 3 показан результат анимации моделирования КУК в среде Simulink и его 3D-анимированная модель. В случае движения КУК с жестким соединением адаптера с корпусом комбайна последний имеет существенные крены (рис. 3, б), движение сопровождается отрывом управляемых колес от опорной поверхности. При включении системы стабилизации крены корпуса КУК заметно уменьшаются,

отрывов колес практически не происходит. Большой эффект достигается при движении по грунтовым дорогам.

Оценка эффективности разработанного способа стабилизации движения проведена путем сопоставления спектральных плотностей углов продольного наклона корпуса  $S(\omega)$  и вибронгруженности рабочего места, рассчитанных в соответствии с работой [7], для комбайнов без системы стабилизации (исходное состояние) и при ее включении. На построенных графиках спектральной плотности углов продольного наклона корпуса КУК при прямолинейном движении по грунтовым дорогам со скоростью 5 км/ч (рис. 4, а) и асфальтобетонному шоссе со скоростью 20 км/ч (рис. 4, б) видно, что стабилизация корпуса по предложенному способу позволяет снизить пиковые значения параметра колебаний на 53÷125 %. При этом частота основной моды колебаний корпуса остается пропорциональной скорости движения КУК [2, 3].

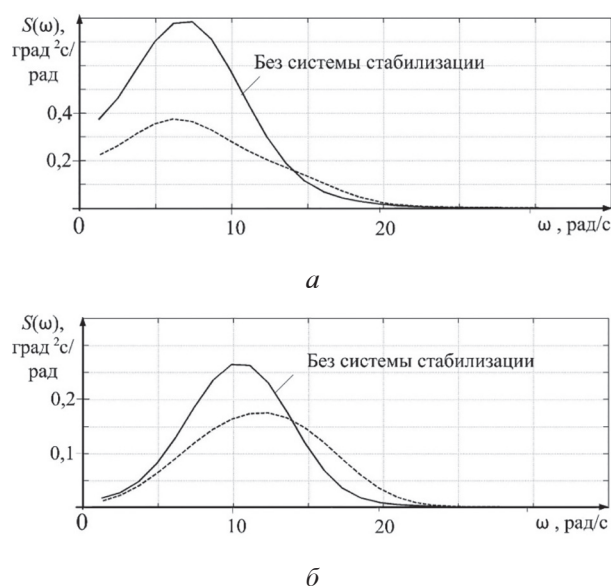


Рис. 4. Спектральные плотности углов продольного наклона корпуса КУК при движении по грунтовой дороге со скоростью 10 км/ч (а) и асфальтобетонному шоссе со скоростью 20 км/ч (б)

В результате имитационного моделирования отмечено, что работа системы стабилизации также снижает вибронгруженность рабочего места во всем нормируемом частотном диапазоне. В рассматриваемых режимах движения снижение вибрации по каждой из пяти первых октав составляет до 2 дБ (рис. 5). Гашение продольно-угловых колебаний корпуса снижает и раскачивание кабины, что позволит

применить виброизоляторы с пониженной угловой и боковой жесткостью и улучшить виброакустическую защиту рабочего места оператора от действия вибрационных нагрузок со стороны технологических и рабочих органов [4].

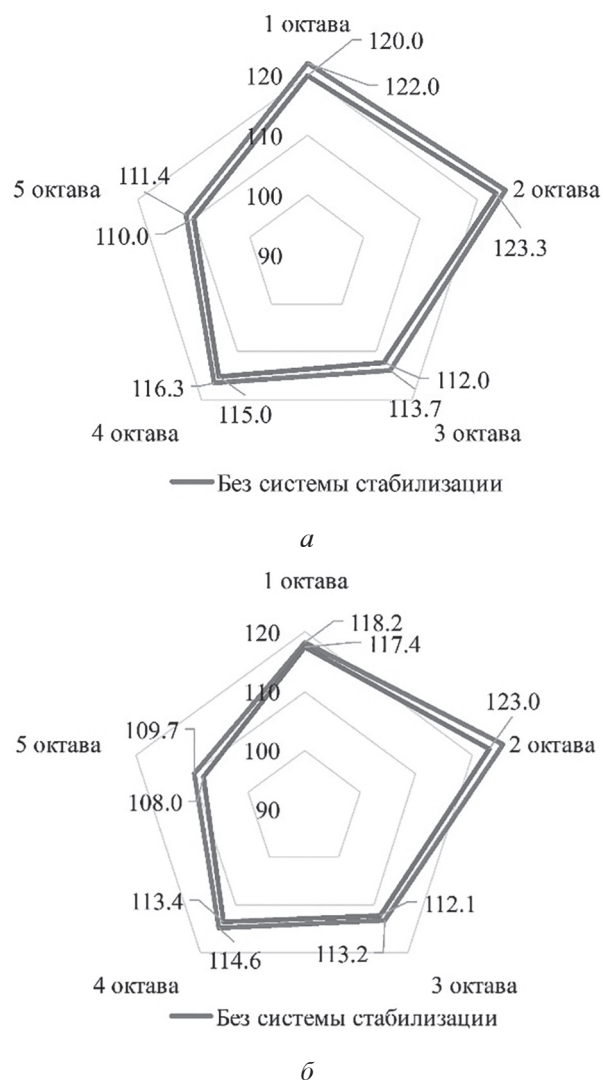


Рис. 5. Действующие уровни вертикальных виброускорений в кабине оператора для КУК с адаптером при движении по грунтовой дороге со скоростью 10 км/ч (а) и асфальтобетонному шоссе со скоростью 20 км/ч (б)

С целью оценки работоспособности системы стабилизации с помощью имитационного моделирования рассчитаны временные реализации угла поворота адаптера относительно корпуса ( $\alpha$ ) при работе системы (рис. 6). При движении по грунтовой дороге в случае крена корпуса назад поворот адаптера составляет до двух градусов (рис. 6, а). Для компенсации крена вперед адаптер поворачивался

до четырех градусов из-за однонаправленного действия на него силы тяжести. Для стабилизации колебаний КУК при его движении по асфальтобетонному шоссе со скоростью 20 км/ч требуется более интенсивное поворачивание адаптера как по частоте, так и по амплитуде перемещений. Так, если для компенсации крена корпуса назад требуется поворот адаптера на угол до двух градусов, то на обратной колебательной фазе – до восьми градусов. В целом в обоих рассматриваемых расчетных случаях колебания адаптера относительно корпуса происходят относительно заданного исходного положения с частотой, соответствующей моде продольно-угловых колебаний корпуса.

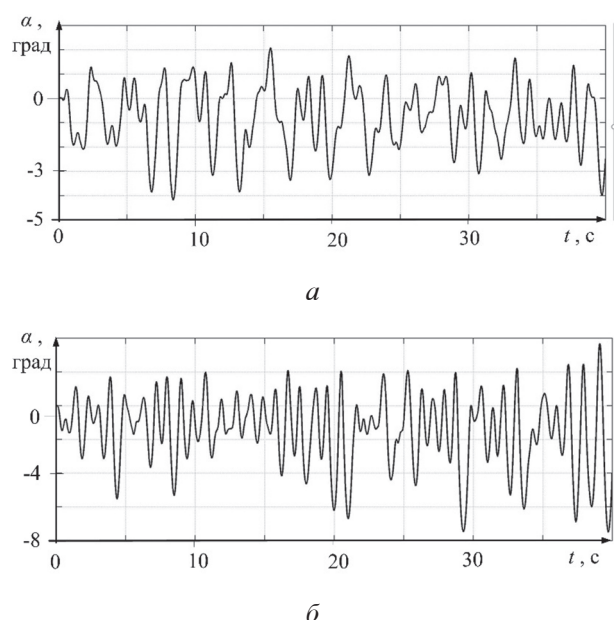
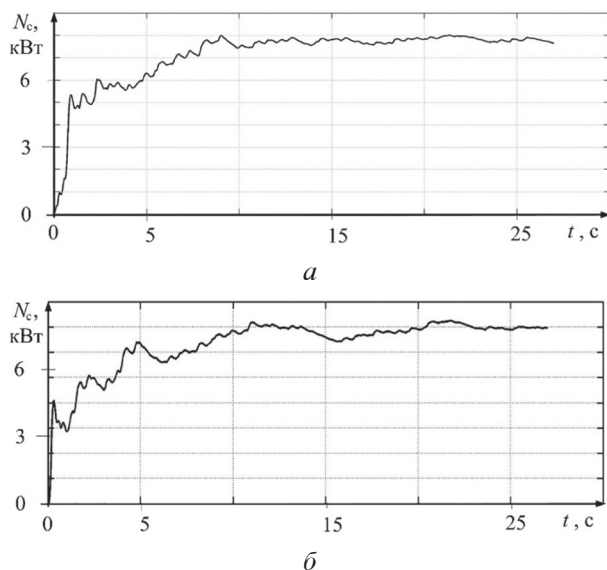


Рис. 6. Временные реализации угла поворота адаптера вокруг оси вращения при движении по грунтовой дороге со скоростью 10 км/ч (а) и асфальтобетонному шоссе со скоростью 20 км/ч (б) с включенной системой стабилизации

В отличие от известных способов стабилизации движения, принцип работы которых основан на пассивном динамическом гашении колебаний машины [13], предложенный способ предполагает подведение и расходование мощности ( $N_c$ ) на осуществление поворота подвижной части, для чего проведена оценка энергетических затрат на обеспечение стабилизации комбайна по предложенному способу. На основе имитационного моделирования установлено, что в установившемся режиме движения в рассматриваемых случаях требуется до 8 кВт мощности (рис. 7).



**Рис. 7. Временные реализации мощности, затрачиваемой на управление при движении по грунтовой дороге со скоростью 10 км/ч (а) и асфальтобетонному шоссе со скоростью 20 км/ч (б)**

Более энергозатратным является движение по грунтовой дороге (рис. 7, а). Учитывая технические характеристики современных ЗУК и КУК, оснащенных силовыми установками мощностью до 700 кВт, определенные уровни энергозатрат на привод адаптера являются незначительными в общей энергетической структуре комбайна и подтверждают техническую возможность реализации системы.

Проведенные ранее экспериментальные исследования [2, 3] показывают, что в реальных условиях эксплуатации пиковые нагрузки, сопровождающиеся отрывом колес и т.д., возникают случайно и носят единичный характер. Таким образом, в зависимости от требуемого уровня плавности хода и конструктивной прочности несущей системы при движении система стабилизации должна обрабатывать единичные ударные нагрузки. Поэтому в процессе эксплуатации комбайнов постоянной работы системы не требуется, а за счет алгоритмов управления можно организовать срабатывание привода подвижностью адаптера только при критических нагрузках, чем возможно дополнительно снизить энергетические расходы на привод. Описанный способ позволяет уменьшить динамические нагрузки, действующие на машину и ее оператора, за счет приложения на корпус ТТМ со стороны исполнительного привода, обеспечивающего подвижность составной подвижной части, стабилизирующих усилий и, как следствие, стабилизирующего момента.

## Выводы

1. Развитие и изменение структуры сельхозпроизводства требует повышения производительности ЗУК и КУК, что может быть обеспечено за счет реализации новых технических решений в конструкции. В виду особенностей компоновки ЗУК и КУК для стабилизации их движения и уменьшения действующих нагрузок на несущую систему в них может быть реализован разработанный принцип стабилизации движения на основе инерциального динамического гашения колебаний.

2. Эффективность способа стабилизации обусловлена существенным улучшением параметров плавности хода и, соответственно, действующих динамических нагрузок на корпус, а также снижением вибрационной нагрузки рабочего места оператора ЗУК и КУК. Достигнутый уровень плавности хода позволяет пересмотреть принципы проектирования несущей системы, системы подпрессоривания кабины и др. систем, что позволит создавать комбайны с меньшей массой, большей быстроходностью, повышенной комфортностью на рабочем месте и в конечном счете обеспечит возможность перехода к проектированию машин с принципиально новым уровнем производительности.

3. На основе проведенного теоретического исследования показана работоспособность приведенного способа стабилизации движения самоходных комбайнов с навесным адаптером. Реализация способа требует относительно небольших углов поворота адаптера и незначительных энергетических затрат на привод. Предполагаемая конструктивная схема системы стабилизации может быть реализована на основе существующей гидравлической системы подъема-опускания адаптера ЗУК и КУК, что позволит существенно снизить издержки на реализацию. Для более полного обоснования целесообразности внедрения разработанной системы требуется проведение дополнительных исследований и экономических расчетов.

## Литература

1. Бабкин К.А. Разумная промышленная политика или как нам выйти из кризиса. М.: 2008. 100 с.
2. Sirotin P.V., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Experimental studies of ride quality of self-propelled combine harvester // XIV International Scientific-Technical Conference «Dynamic of Technical Systems»

- (DTS-2018). September 12–14, 2018. Rostov-on-Don, Russian Federation. MATEC Web of Conferences. Volume 226 (2018). 2018.
3. Сиротин П.В., Сапегин А.Г., Зленко С.В. Экспериментальная оценка плавности хода самоходного кормоуборочного комбайна // Труды НАМИ – 2017. № 4 (271). С. 67–74.
  4. 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.
  5. Muharrem KESKİN Yunus Emre ŞEKERLİ. An Evaluation of Combine Harvester Accidents in Turkey. Keskin ve Şekerli, 2018 | МКБ Ziraat Fakültesi Dergisi, 23(2):137-147. ISSN:1300-9362 23(2):137-147 (2018).
  6. Русанов В.А. Проблема переуплотнения почв движителями и эффективные пути ее решения. М.: 1998. 368 с.
  7. Проектирование полноприводных колесных машин: учеб. для вузов: В 3 т. Т. 3 / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов и др.; под ред. А.А. Полунгяна. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 432 с.
  8. 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.
  9. Жилейкин М.М., Сиротин П.В. Способ стабилизации движения самоходных транспортно-технологических машин: патент № 2708404 Российская Федерация; опубл. 19.02.2019, Бюл. № 34.
  10. Жилейкин М.М., Сиротин П.В. Исследование динамики движения зерно- и кормоуборочных комбайнов методами математического и имитационного моделирования // Тракторы и сельхозмашины. 2019. № 1. С. 53–59.
  11. Сиротин П.В., Жилейкин М.М., Сапегин А.Г. Исследование динамики движения самоходных кормоуборочных комбайнов методами имитационного моделирования // Одиннадцатая Всероссийская конференция молодых ученых и специалистов (с международным участием) «Будущее машиностроения России»: сборник докладов. 24–27 сентября 2018 г.; Союзмашиностроителей России, Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. 842 с.
  12. Жилейкин М.М., Падалкин Б.В. Математическая модель качения эластичного колеса по неровностям недеформируемого основания // Изв. вузов. Машиностроение. 2016. № 3. С. 24–29.
  13. Корчагин П.В., Е.А. Корчагина, И.А. Чакурин. Снижение динамических воздействий на оператора автогрейдера в транспортном режиме: монография. Омск: СибАДИ, 2009. 195 с.

## References

1. Babkin K.A. Razumnaya promyshlennaya politika ili kak nam vyjti iz krizisa [Reasonable industrial policy or how we can get out of the crisis]. Moscow: 2008. 100 p.
2. Sirotin P.V., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Experimental studies of ride quality of self-propelled combine harvester // XIV International Scientific-Technical Conference “Dynamic of Technical Systems” (DTS-2018). September 12–14, 2018. – Rostov-on-Don, Russian Federation.; MATEC Web of Conferences Volume 226 (2018), 2018.
3. Sirotin P.V., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Experimental assessment of the smooth running of a self-propelled forage harvester. Trudy NAMI. 2017. No 4 (271), pp. 67–74 (in Russ.).
4. Sirotin P.V., Lebedinskij I.YU., Kravchenko V.V. Analysis of vibro-acoustic loading of the workplace of operators of combine harvesters. Sovremennye naukoemkie tekhnologii. Regional'noe prilozhenie. 2018. No 1 (53), pp. 113–121 (in Russ.).
5. Muharrem KESKİN Yunus Emre ŞEKERLİ. An Evaluation of Combine Harvester Accidents in Turkey. Keskin ve Şekerli, 2018. МКБ Ziraat Fakültesi Dergisi, 23 (2): 137–147. ISSN: 1300-9362 23(2): 137–147 (in Russ.) (2018)
6. Rusanov V.A. Problema pereuplotneniya pochv dvizhatelyami i effektivnyye puti ee resheniya [The problem of soil compaction by movers and effective ways to solve it]. Moscow: 1998. 368 p.
7. Polungyana A.A. Proektirovanie polnoprivodnyh kolesnyh mashin [Design of all-wheel drive vehicles: textbook. for universities]: ucheb. dlya vuzov: P79 V 3 t. T. 3 / B.A. Afanas'ev, B.N. Belousov, L.F. ZHeglov i dr.; Pod red. A.A. Polungyana. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana Publ., 2008. 432 p.
8. Sirotin P.V., Zhilejkin M.M., Sapegin A.G., Zlenko S.V. Prerequisites for the creation of an integrated system of leveling and springing the frame of grain harvesters. Traktory i sel'hoz mashiny. 2017. No 11, pp. 21–29 (in Russ.).
9. Patent RF 2019104661, 19.02.2019. Sposob stabilizacii dvizheniya samohodnyh transportno-tekhnologicheskikh mashin [A method of stabilizing the movement of self-propelled transport and techno-



- logical vehicles]. Patent Rossii No 2708404. 2019. Byul. 34. ZHilejkin M.M., Sirotn P.V.
10. ZHilejkin M.M., Sirotn P.V. The study of the dynamics of the movement of grain and forage harvesters by the methods of mathematical and simulation modeling. *Traktory i sel'hozmashiny*. 2019. No 1, pp. 53–59 (in Russ.).
  11. Sirotn P.V., ZHilejkin M.M., Sapegin A.G. The study of the dynamics of the movement of self-propelled forage harvesters by simulation methods. *Odinnadcataya Vserossijskaya konferenciya molodyh uchenyh i specialistov (s mezhdunarodnym uchastiem) «Budushchee mashinostroeniya Rossii» [Eleventh All-Russian Conference of Young Scientists and Specialists (with international participation) “The Future of Russian Mechanical Engineering”]*: sbornik dokladov. 24–27 sentyabrya 2018 g. Soyuz mashinostroitelej Rossii, Moskovskij gosudarstvennyj tekhnicheskij universitet imeni N.E. Baumana. M: Izd-vo MGТУ im. N.E. Baumana Publ., 2018. 842 p.
  12. ZHilejkin M.M., Padalkin B.V. Mathematical model of rolling an elastic wheel according to unevenness of a non-deformable base. *Izv. vuzov. Mashinostroenie*, 2016. No 3, pp. 24–29 (in Russ.).
  13. Korchagin P.V., Korchagina E.A., CHakurin I.A. Snizhenie dinamicheskikh vozdeystvij na operatora avtogrejdera v transportnom rezhime [Decrease in dynamic impacts on the operator of the grader in transport mode]. *Monografiya*. Omsk: SibADI Publ., 2009. 195 p.