

6. Бышов Н.В., Белов М.И., Славкин В.И. Применение мальтийского механизма в приводе почвенной фрезы и компьютерная модель движения ножей // Вестник Рязанского ГАУ им. П.А. Костычева. 2018. № 3. С. 68-72.

7. Белов М.И. Высота гребня и длина дуги резания почвенной фрезы с мальтийским механизмом в приводе // Вестник ФГОУ ВПО «МГАУ имени В.П. Горячкина». 2019. № 2 (90). С. 4-7.

8. Белов М.И., Сорокин С.В. Теория механизмов и машин. 2-е изд., перераб. и доп. М.: ИНФРА-М, 2018. 322 с.

#### Критерии авторства

Белов М.И., Мельников О.М. выполнили теоретические исследования, на основании полученных результатов провели обобщение и подготовили рукопись. Белов М.И., Мельников О.М. имеют на статью авторские права и несут ответственность за плагиат.

#### Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Статья поступила в редакцию 17.11.2020 г.

Одобрена после рецензирования 02.12.2020 г.

Принята к публикации 15.01.2021 г.

6. Byshov N.V., Belov M.I., Slavkin V.I. Primenenie mal'tiyskogo mekhanizma v privode pochvennoy frezy i kompyuternaya model' dvizheniya nozhey [Computer model of the movement of knives of rotary tiller with Maltese-cross mechanism in the drive]. *Vestnik Ryazanskogo GAU im. P.A. Kostycheva*, 2018; 3: 68-72. (In Rus.)

7. Belov M. Vysota grebnya i dlina dugi rezaniya pochvennoy frezy s mal'tiyskim mekhanizmom v privode [Ridge height and the length of a soil cutting curve formed by a rotary tiller with the Maltese-cross mechanism in the drive]. 2<sup>nd</sup> ed., reviewed and extended. *Vestnik of Moscow Goryachkin Agro-engineering University*, 2019; 2 (90): 4-7. (In Rus.)

8. Belov M.I., Sorokin S.V. Teoriya mekhanizmov i mashin [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, INFRA-M, 2018: 322. (In Rus.)

#### Contribution

M.I. Belov, O.M. Melnikov performed theoretical studies, and based on the results obtained, generalized the results and wrote a manuscript. M.I. Belov, O.M. Melnikov have equal author's rights and bear equal responsibility for plagiarism.

#### Conflict of interests

The authors declare no conflict of interests regarding the publication of this paper.

The paper was received 17.11.2020

Approved after reviewing 02.12.2020

Accepted for publication 15.01.2021

#### ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ

УДК 629.017

DOI: 10.26897/2687-1149-2021-1-45-52

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-АНАЛИТИЧЕСКАЯ МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ УГЛА ПОПЕРЕЧНОЙ СТАТИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ МАШИН С БАЛАНСИРНОЙ ПОДВЕСКОЙ МОСТА УПРАВЛЯЕМЫХ КОЛЕС

**ЩИГОЛЕВ СЕРГЕЙ ВИКТОРОВИЧ**✉, канд. техн. наук, ст. преподаватель  
sergeysch127@mail.ru ✉

**ЛОМАКИН СЕРГЕЙ ГЕРАСИМОВИЧ**, канд. техн. наук, доцент

Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева; 127550, Российская Федерация, г. Москва, ул. Тимирязевская, 49

**Аннотация.** Критерием устойчивости самоходных сельскохозяйственных машин считают величину угла поперечной статической устойчивости. Проведён анализ методик определения величины угла поперечной статической устойчивости колёсных самоходных машин, используемых при проведении государственных испытаний. Выявлено значительное отклонение результатов определения указанного угла при использовании экспериментальной и аналитической методик. На основании их анализа определено, что такое расхождение результатов можно объяснить значительным упрощением расчётной схемы, применённой в экспериментально-аналитической методике, и не принимаемой во внимание в ней деформацией шин. Предложена методика определения угла поперечной статической устойчивости для колёсных машин, оборудованных балансирной подвеской моста управляемых колёс, указаны дополнительные измерения и представлены расчётные зависимости для учёта влияния на величину искомого угла не только подвески, но и деформации шин. Для определения угла поперечной статической устойчивости машины с учетом влияния балансирной подвески моста управляемых колёс и деформации шин авторами предложено использовать графический метод, который снижает трудоёмкость и повышает информативность анализа, показывая значимость каждого фактора, влияющего на величину угла. Показана целесообразность применения предлагаемой методики, позволяющей значительно снизить величину отклонения расчётных и опытных значений угла поперечной статической устойчивости.

**Ключевые слова:** ось опрокидывания, поперечная устойчивость, балансирный мост управляемых колёс, жёсткость шины.

**Формат цитирования:** Щиголов С.В., Ломакин С.Г. Экспериментально-аналитическая методика определения угла поперечной статической устойчивости машин с балансирной подвеской моста управляемых колёс // Агроинженерия. 2021. № 1 (101). С. 45-52. DOI: 10.26897/2687-1149-2021-1-45-52.

© Щиголов С.В., Ломакин С.Г., 2021



## ORIGINAL PAPER

# EXPERIMENTAL AND ANALYTICAL TECHNIQUE FOR DETERMINING THE ANGLE OF LATERAL STATIC STABILITY OF MACHINES WITH BALANCED SUSPENSION OF THE STEERING WHEEL AXLE

*SERGEY V. SCHIGOLEV*<sup>✉</sup>, PhD (Eng), Senior Lecturer

sergeysch127@mail.ru<sup>✉</sup>

*SERGEY G. LOMAKIN*, PhD (Eng), Associate Professor

Russian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy; 127550, Russian Federation, Moscow, st. Timiryazevskaya, 49

**Abstract.** The criterion to determine the stability of self-propelled agricultural machines is the angle of lateral static stability. The authors analyzed methods for determining the angle of lateral static stability of self-propelled wheeled vehicles used during the state tests. The analysis revealed a significant deviation in the obtained results depending on the experimental and analytical methods used. Based on their analysis, it was determined that such a discrepancy in the results can be explained by a significant simplification of the calculation scheme used in the experimental-analytical method, instead of the tire deformation taken into account. The authors propose a method for determining the angle of lateral static stability for wheeled vehicles equipped with a balanced suspension of a steering axle. Moreover, the paper presents additional measurements and established relationships to take into account the effect of both the suspension, and tire deformation on the considered angle. To determine the angle of the lateral static stability of the machine, taking into account the influence of the balance suspension of the steering axle and the tire deformation, the authors propose to use a graphical method. Using this method reduces the labor intensity and increases the information value of the analysis, showing the significance of each factor affecting the angle. The paper shows the expediency of using the proposed technique, which makes it possible to significantly reduce the deviation of the calculated and experimental values of the lateral static stability angle.

**Key words:** tipping axle, lateral stability, steering wheel balancer axle, tire stiffness.

**For citation:** Schigolev S.V., Lomakin S.G. Experimental and analytical technique for determining the angle of lateral static stability of machines with balanced suspension of the steering wheel axle // Agricultural Engineering, 2021; 1 (101): 45-52. (In Rus.). DOI: 10.26897/2687-1149-2021-1-45-52.

**Введение.** Одними из направлений изучения теории и особенностей эксплуатации трактора, автомобиля и других машин, занятых в различных отраслях промышленности и сельского хозяйства, являются вопросы обеспечения безопасности их работы [1, 2]. Достаточно актуальной в этом отношении является проблема устойчивости и управляемости машин, поскольку до 17% от общего числа транспортных происшествий в сельском хозяйстве происходит в результате опрокидывания машин и агрегатов [3]. При этом опрокидывание трактора вследствие потери поперечной устойчивости происходит чаще, чем по причине потери продольной устойчивости [1].

На поперечную устойчивость самоходных машин оказывают влияние различные факторы: геометрические и массовые показатели, особенности конструкции ходовой части, режимы движения и т.д.

Критерием поперечной устойчивости самоходных сельскохозяйственных машин считают величину угла

поперечной статической устойчивости, которая регламентирована государственным стандартом ГОСТ 12.2.019-2005 «Система стандартов безопасности труда. Тракторы и машины самоходные сельскохозяйственные. Общие требования безопасности».

Стандартами на проведение государственных испытаний тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин предписана обязательная оценка угла их поперечной статической устойчивости ( $\alpha_{\text{пред}}$ ). Для этого разработаны и используются две методики: экспериментальная (ГОСТ 12.2.002-91<sup>1</sup>) и аналитическая (ГОСТ 33691-2015<sup>2</sup>).

<sup>1</sup>ГОСТ 12.2.002-91. Система стандартов безопасности труда. Техника сельскохозяйственная. Методы оценки безопасности. Введ. 1992-07-01. М.: Изд-во стандартов, 1991. 60 с.

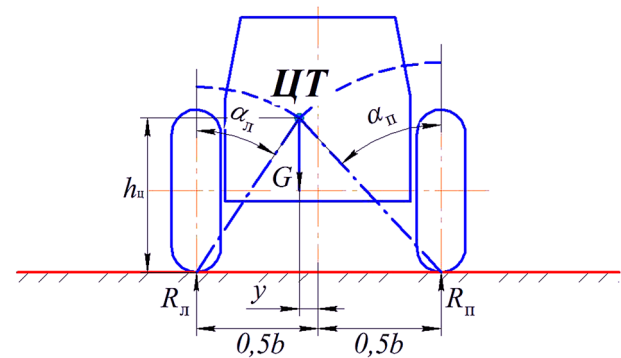
<sup>2</sup>ГОСТ 33691-2015. Испытания сельскохозяйственной техники. Метод определения угла поперечной статической устойчивости. Введ. 2017-07-01. М.: Стандартинформ, 2016. 10 с.

Первая методика основана на применении стационарных стенов в виде поворотной платформы (рис. 1а). При этом критической считается величина угла, при котором начинается боковое опрокидывание



а

испытываемой техники. Такая методика позволяет учесть влияние особенностей конструкции и компоновки, примененных при разработке и производстве машины.



б

**Рис. 1. Определение угла поперечной статической устойчивости:**  
а – по ГОСТ 12.2.002-91 (эксперимент); б – по ГОСТ 33691-2015 (расчёт)

**Fig. 1. Determination of the lateral static stability angle:**

а – according to GOST 12.2.002-91 (experiment); б – according to GOST 33691-2015 (analysis)

К недостаткам методики следует отнести необходимость использования дорогостоящего аттестованного оборудования, необходимость доставки испытываемого образца на территорию испытательного центра [4], риск разрушения испытываемого образца. Кроме того, данная методика предусматривает возможность применения лишь на готовых изделиях и исключает возможность оценки устойчивости на этапе проектирования машины, что приводит к потере времени и средств при отсутствии подтверждения параметра в эксперименте.

Вторая методика является экспериментально-аналитической и предполагает предварительное определение колеи ведущих колес и вертикальной координаты центра тяжести, используя которые, выполняют расчет угла  $\alpha_{пред}$  (рис. 1б). Такой подход применим на этапе проектирования машины, при использовании современных программ компьютерного моделирования, позволяющих получить данные, близкие к реальным, о положении центра тяжести рассматриваемого образца техники. Однако методика стандарта распространяется на тракторы и самоходные сельскохозяйственные машины с одинаковой шириной колеи передних и задних колес и не учитывает влияние деформирования шин на величину угла поперечной устойчивости. Эти особенности не позволяют применять данную методику для машин с балансирной подвеской моста управляемых колес ввиду существенной разницы величины искомого угла, определенной с её помощью, с результатами, получаемыми при испытаниях на поворотной платформе, особенно при рассмотрении зерноуборочных комбайнов [5, 6].

**Цель исследования:** предложить методику для определения угла поперечной статической устойчивости колёсных самоходных сельскохозяйственных машин, оборудованных балансирной подвеской моста управляемых колёс.

**Материал и методы.** Проведен анализ факторов, влияющих на величину угла поперечной статической устойчивости колёсных самоходных сельскохозяйственных машин, оборудованных балансирной подвеской моста управляемых колёс.

Для выявления причин получения различных результатов при определении угла поперечной статической устойчивости колёсных самоходных сельскохозяйственных машин сравнили условия проведения испытаний, изложенные в ГОСТ 12.2.002-91 и ГОСТ 33691-2015.

Испытания по первой методике проводят на стенде, представляющем собой платформу, обеспечивающую поперечный наклон машины. Для уменьшения количества факторов, влияющих на величину искомого угла, испытания проводят для полноразмерного и полнокомплектного образца техники с включенным стояночным тормозом, при полностью заправленных технологических ёмкостях, в безветренную погоду, на жёстком опорном основании. Для предупреждения поперечного проскальзывания колёс машины по поверхности платформы сбоку колёс закрепляют опорные бруски.

За оценочный показатель поперечной устойчивости принимают угол наклона платформы, при котором наблюдается отрыв колеса от её поверхности.

При проведении испытаний по второй методике предполагается соблюдать те же требования, однако сама методика предполагает не прямое измерение критического угла крена машины, а его расчёт. Экспериментально же предлагается определить положение центра тяжести, что должно обеспечить возможность расчёта величины искомого угла, используя схему, представленную на рисунке 1б, по зависимостям:

$$\alpha_{п} = \arctg \frac{0,5b - y}{h_{ц}} \text{ или } \alpha_{п} = \arctg \frac{0,5b + y}{h_{ц}},$$

где  $b$  – величина колеи ведущих колёс;  $h_{ц}$  и  $y$  – вертикальная и горизонтальная поперечная координаты центра тяжести машины.

Проведенный анализ позволяет сделать вывод о том, что полученные с использованием указанных методик результаты должны быть достаточно близкими. Однако результаты определения угла  $\alpha_{пред}$  по расчётной методике ГОСТ 33691-2015 могут иметь значительное расхождение [5, 6] с результатами, получаемыми опытным путём, в случае использования её на машинах, оборудованных балансирным мостом управляемых

колес, часто используемым на сельскохозяйственных колёсных тракторах и самоходных машинах.

Расхождение результатов можно объяснить значительным упрощением примененной расчётной схемы и не принимаемой во внимание деформацией шин.

Авторы предлагают экспериментально-аналитическую методику определения угла поперечной статической устойчивости, учитывающую не только особенность ходовой части машины, но и влияние деформации шин.

**Результаты и обсуждение.** Балансирная подвеска моста управляемых колес разделяет машину на две автономные части: остов машины, опирающийся на три точки, которыми являются колеса ведущего моста и шарнир соединения моста управляемых колес с рамой, и мост управляемых колес, шарнирно соединенный с остовом. Известно, что такая особенность существенно снижает величину угла поперечной устойчивости машины [7-9]. Указанные части машины при увеличении угла поперечного крена с различной интенсивностью приближаются к моменту потери устойчивости, причём интенсивность разгрузки верхнего и догрузки нижнего по склону колес ведущего моста от их исходной нагрузки на горизонтальной поверхности намного превышает эти показатели для управляемых колес [10].

Использование на самоходных сельскохозяйственных машинах шин высокого профиля также не может не сказаться на величине угла поперечной устойчивости. При нахождении неподвижной машины на поперечном склоне основное влияние на её устойчивость будут оказывать их нормальная деформация, приводящая к дополнительному крену остова [11, 12], и боковая деформация, способствующая смещению центра тяжести остова машины в сторону оси его опрокидывания [13].

Таким образом, угол поперечной статической устойчивости для машин с балансирной подвеской моста управляемых колес следует определять по зависимости:

$$\alpha_{\text{пред}} = \alpha_{\text{опред}} - \Delta\alpha_{\text{норм}} - \Delta\alpha_{\text{бок}}, \quad (1)$$

где  $\alpha_{\text{опред}}$  – угол поперечной статической устойчивости остова машины на недеформируемой опорной поверхности без учета деформации шин;  $\Delta\alpha_{\text{норм}}$  – приращение угла крена вследствие нормальной деформации шин;  $\Delta\alpha_{\text{бок}}$  – приращение угла крена вследствие боковой деформации шин.

Величина угла поперечной статической устойчивости тракторов и сельскохозяйственных машин зависит от расположения центра тяжести остова испытуемой машины. Для определения его координат можно использовать методику, представленную в ГОСТ 33691-2015 или в ГОСТ 30750-2001, с внесением в неё некоторых дополнений. Поскольку на величину угла поперечной статической устойчивости влияет положение центра тяжести остова, а не всей машины [14-16], то из расчёта следует исключить мост управляемых колес. Для этого, кроме измерений, предусмотренных вышеуказанными стандартами (масса, величина колеи ведущих колёс  $b$ , база ходовой части  $l$ ), следует замерить расстояние  $h_0$  от опорной поверхности до центра шарнира качания моста управляемых колес, а также получить данные о массе моста управляемых колес в сборе и координатах его центра тяжести (по данным производителя, технической документации, путем замеров).

В случае работы с машинами, оборудованными технологическими бункерами (например, зерноуборочный

комбайн), следует определить координаты центра тяжести бункера и массу загружаемого в него технологического материала.

Кроме того, при проведении замеров, необходимых для определения координат центра тяжести машины, следует определить величины свободного  $r_0$  и статических радиусов шины ведущего колеса при горизонтальном  $r_{\text{ст}}$  (нагрузка на колесо  $G_{\text{в1}}$ ) и наклонном в продольной плоскости  $r'_{\text{ст}}$  (нагрузка на колесо  $G'_{\text{в1}}$ ) положениях машины. Эти значения потребуются при оценке влияния нормальной деформации шин на величину дополнительного крена остова  $\Delta\alpha_{\text{норм}}$ .

Горизонтальная продольная ( $c_0$ ) и вертикальная ( $h_{\text{ц0}}$ ) координаты центра тяжести остова машины, то есть части её массы, принимающей участие в поперечном опрокидывании, определяются по зависимостям:

$$c_0 = \frac{G \cdot c + G_6 \cdot c_6 - G_M \cdot c_M}{G + G_6 - G_M};$$

$$h_{\text{ц0}} = \frac{G \cdot h_{\text{ц}} + G_6 \cdot h_{\text{ц6}} - G_M \cdot h_{\text{цМ}}}{G + G_6 - G_M},$$

где  $G$  – вес (масса) машины, Н (кг);  $G_M$  – вес (масса) моста управляемых колес со всем установленным на нем оборудованием, Н (кг);  $G_6$  – вес зерна в бункере, Н (кг);  $h_{\text{ц}}$ ,  $h_{\text{цМ}}$ ,  $h_{\text{ц6}}$  – вертикальные координаты центров тяжести машины, моста управляемых колес, бункера, мм (м);  $c$ ,  $c_M$ ,  $c_6$  – горизонтальные координаты центров тяжести машины, моста управляемых колес, зерна в бункере, мм (м).

Величина угла поперечной статической устойчивости остова машины с учётом влияния балансирной подвески моста управляемых колес для жёстких шин и недеформируемой опорной поверхности определяется по выражению:

$$\alpha_{\text{опред}} = \arctg \frac{0,5 \cdot b(l - c_0) \pm y \cdot l}{h_{\text{ц0}} \cdot l - c_0 \cdot h_0}. \quad (2)$$

Для определения приращения угла крена остова ввиду нормальной деформации шин ( $\Delta\alpha_{\text{норм}}$ ) требуется знать величину нормального прогиба ( $h_z$ ) шины колеса, расположенного ниже по склону. Эта величина зависит от нагрузки на колесо и коэффициента нормальной жесткости шины ( $C_z$ ). Её величину, при действующей на колесо нормальной нагрузке ( $G_{\text{в}} \cdot \cos \alpha_{\text{опред}}$ ), соответствующей предельному углу крена остова, определим по зависимости:

$$h_z = \frac{G_{\text{в}} \cdot \cos \alpha_{\text{опред}} - G_{\text{в1}}}{C_z} + h_{z1},$$

где  $h_{z1}$  – нормальный прогиб шины ведущего колеса при горизонтальном положении машины (нагрузка на колесо  $G_{\text{в1}}$ );  $G_{\text{в}}$  – нагрузка, приходящаяся на ведущий мост машины.

Коэффициент  $C_z$  определим по формуле:

$$C_z = \frac{G'_{\text{в1}} - G_{\text{в1}}}{h'_{z1} - h_{z1}},$$

где  $h'_{z1}$  – нормальный прогиб шины ведущего колеса при наклонном положении машины (нагрузка на колесо –  $G'_{\text{в1}}$ ).

Величины прогибов получим через разницу свободного и статического радиусов:

$$h_{z1} = r_0 - r_{\text{ст}};$$

$$h'_{z1} = r'_0 - r'_{\text{ст}}.$$

Угол дополнительного крена остова  $\Delta\alpha_{\text{норм}}$  рассчитаем по формуле:

$$\Delta\alpha_{\text{норм}} = \arctg \frac{h_z}{b}. \quad (3)$$

При использовании предлагаемой методики определения угла поперечной устойчивости на этапе проектирования машины величину нормального прогиба шины можно определять по зависимости [17]:

$$h_z = \frac{c_2 G_k}{2(p_w + p_0)} + \sqrt{\left(\frac{c_2 G_k}{2(p_w + p_0)}\right)^2 + c_1 G_k},$$

где  $c_1$  ( $\text{м}^2/\text{кН}$ ) и  $c_2$  ( $\text{м}^{-1}$ ) – постоянные для рассматриваемой шины коэффициенты, определяемые опытным путем;  $G_k$  – вес, приходящийся на колесо, кН;  $p_w$  – давление воздуха в шине, кПа.

Методика дает достаточно точный результат, однако требует знания коэффициентов  $c_1$ ,  $c_2$  и  $p_0$ , значения которых для каждого типоразмера шин можно найти в справочниках [18].

Для определения приращения угла крена остова по причине боковой деформации шин следует установить машину на горизонтальную площадку. Сбоку от исследуемого колеса необходимо поместить деревянный упор высотой: 20 мм – при наружном диаметре шины до 1000 мм; 40 мм – 1000...1700 мм; 60 мм – свыше 1700 мм (как предписано при проведении испытаний на поворотной платформе). Остальные колёса машины следует установить на подвижные опоры.

К ободу исследуемого колеса необходимо приложить поперечное усилие, выполняя замеры смещения остова  $h_{y1}$  и  $h_{y2}$  при двух значениях нагрузки  $G_{y1}$  и  $G_{y2}$  (примерный диапазон изменения нагрузки (0,2...0,5)  $G_b$ ). На основе полученных данных коэффициент боковой жесткости шины  $C_y$  составляет:

$$C_y = \frac{G_{y2} - G_{y1}}{h_{y2} - h_{y1}}.$$

Величина бокового прогиба  $\Delta h_y$  для поперечной (осевой) нагрузки на шину, соответствующей предельному углу крена остова ( $G_b \cdot \sin \alpha_{0\text{пред}}$ ), рассчитывается по формуле:

$$h_y = \frac{G_b \cdot \sin \alpha_{0\text{пред}} - G_{y1}}{C_y} + h_{y1}.$$

Величина угла дополнительного крена остова  $\Delta\alpha_{\text{бок}}$  составляет:

$$\Delta\alpha_{\text{бок}} = \arctg \frac{\Delta h_y \cdot \text{tg} \alpha_{0\text{пред}}}{0,5b \cdot (1 + \text{tg}^2 \alpha_{\text{пред}}) - \Delta h_y \cdot \text{tg}^2 \alpha_{0\text{пред}}}. \quad (4)$$

После получения достаточного количества данных о зависимости боковой деформации шин выбранного типоразмера от поперечной нагрузки величину бокового прогиба можно определять аналитически.

От угла поперечного крена машины зависит перераспределение нагрузки между колёсами [10], влияющей на деформацию шин. Эта деформация приводит к изменению координат центра тяжести остова, что дополнительно влияет на распределение нагрузок на колёса, следовательно, прямое применение зависимости (1) невозможно.

Для определения угла поперечной статической устойчивости предлагается использовать графический метод (рис. 2). Для этого в координатах  $\alpha$  и  $\alpha_0$  строится график зависимости угла крена остова в зависимости от наклона опорной поверхности.

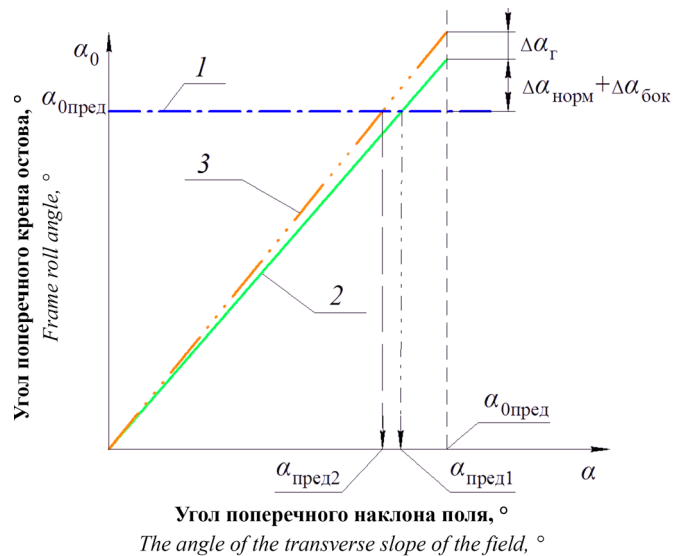


Рис. 2. Графическое определение угла поперечной статической устойчивости

Fig. 2. Graphical determination of the lateral static stability angle

На графике горизонтальная линия 1 соответствует значению  $\alpha_{0\text{пред}}$  определенному по зависимости (2).

Над линией 1 на абсциссе  $\alpha_{0\text{пред}}$  откладываются величины дополнительных углов крена остова в результате деформации шин  $\Delta\alpha_{\text{норм}}$  и  $\Delta\alpha_{\text{бок}}$ . Через полученную точку и начало координат проводится линия 2.

Опустив из точки пересечения линии 2 с линией 1 перпендикуляр на ось абсцисс, получаем значение угла поперечной статической устойчивости машины с учётом деформации шин на твердой опорной поверхности.

Предлагаемая методика определения угла поперечной статической устойчивости может быть использована и для оценки его величины с учётом деформации опорной поверхности. Для этого на абсциссе  $\alpha_{0\text{пред}}$  над линией 2 следует отложить приращение угла крена остова в зависимости от деформации грунта  $\Delta\alpha_{\text{Г}}$ , которую можно рассчитать по описанной методике [6]. Через полученную точку и начало координат проводится линия 3, а из точки её пересечения с линией 1 – перпендикуляр на ось абсцисс, который покажет значение угла поперечной статической устойчивости машины с учётом деформации шин на выбранном почвенном фоне.

Для определения состоятельности предлагаемой методики сравним данные, полученные с её использованием, с данными, полученными с использованием методик ГОСТ 12.2.002-91 и ГОСТ 33691-2015, на примере самоходной молотилки зерноуборочного комбайна Tozum (производство завода Ростсельмаш). В 2016 г. такая машина была испытана на Кубанской машиноиспытательной станции [19], и данные, полученные в ходе испытаний, используются в качестве исходных наряду

со значениями параметров, полученными из технической документации производителя [19].

В соответствии с данными протокола испытаний величина угла поперечной статической устойчивости, определенная на поворотной платформе, составляет  $23^\circ$ .

С использованием данных массовых и линейных замеров авторами рассчитана величина искомого угла по экспериментально-аналитической методике ГОСТ 33691-2015, которая составила около  $33,5^\circ$ , что больше значения, указанного в протоколе [20], почти на 45%.

Расчётное значение угла  $\alpha_{\text{пред}}$  по предлагаемой методике составило  $21^\circ$ , что меньше значения, полученного на поворотной платформе [20], примерно на 8%. Величины приращений  $\Delta\alpha_{\text{норм}}$ ,  $\Delta\alpha_{\text{бок}}$ , соответствующие углу наклона опорной поверхности ( $\alpha$ ), равному предельному углу крена остова ( $\alpha_{0\text{пред}} = 23,7^\circ$ ), составили  $\Delta\alpha_{\text{норм}} = 2,3^\circ$ ,  $\Delta\alpha_{\text{бок}} = 0,9^\circ$ . Результат применения графического метода определения угла  $\alpha_{\text{пред}}$  представлен на рисунке 3, где зонами указано влияние каждого из приращений на величину угла поперечной статической устойчивости.

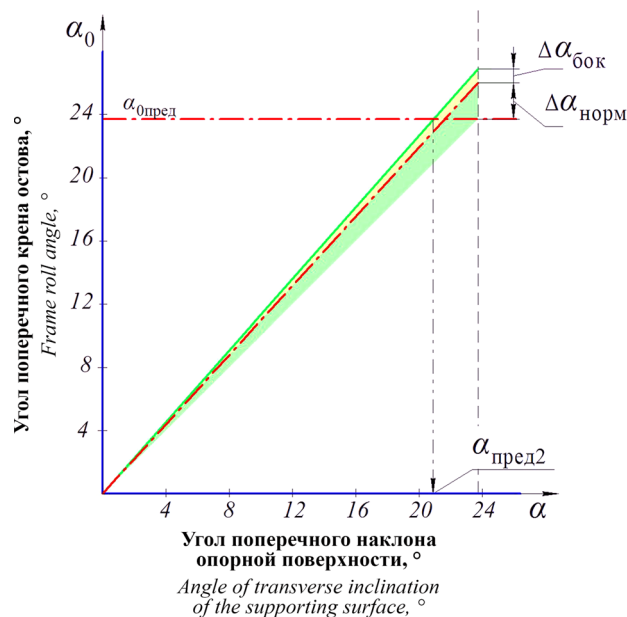
Использование графического метода при определении значения угла поперечной статической устойчивости машины в зависимости от угла наклона опорной поверхности и с учетом деформации шин позволяет не только снизить трудоёмкость, но и повысить информативность анализа, поскольку показывает значимость каждого из влияющих на величину угла факторов.

### Выводы

1. Предложенная методика может быть использована в качестве дополнения к ГОСТ 33691-2015 и применяться при испытаниях колёсных тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин с балансирной подвеской моста управляемых колёс.

### Библиографический список

1. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили: теория и технологические свойства. М.: НИЦ ИНФРА-М, 2014. 506 с.
2. Горшков Ю.Г. Повышение эффективности и безопасности движения колёсных машин в условиях сельского хозяйства / Ю.Г. Горшков, С.В. Золотых, И.Н. Старунова. Челябинск: Типография «Сити-Принт», ИП Мякотин И.В., 2016. 484 с.
3. Студенникова Н.С. Виды и причины травмирования с тяжёлыми последствиями трактористов-машинистов в сельском хозяйстве // Вестник сельского развития и социальной политики. 2018. № 1 (17). С. 66-70.
4. Киреев И.М., Коваль З.М. Экспериментально-теоретический метод определения продольной и поперечной статической устойчивости сельскохозяйственных агрегатов // АгроФорум. 2019. № 6. С. 58-62.
5. Щиголов С.В., Ломакин С.Г. Анализ возможности расчёта угла поперечной статической устойчивости для самоходных сельскохозяйственных машин // Вестник ФГОУ ВПО «МГАУ имени В.П. Горячкина». 2020. № 1 (95). С. 29-35. DOI: 10.34677/1728-7936-2020-1-29-35.
6. Щиголов С.В. Исследование поперечной устойчивости самоходных сельскохозяйственных машин: Дис. ... канд. техн. наук. М., 2018. 187 с.



**Рис. 3. Результат определения угла поперечной статической устойчивости зерноуборочного комбайна Torum**

**Fig. 3. The result of determining the lateral static stability angle of the Torum combine harvester**

2. Применение предложенной методики определения угла поперечной статической устойчивости позволило снизить отклонение расчётных значений угла поперечной статической устойчивости для комбайна Torum от опытных данных с 45 до 8% в сравнении с методикой расчета по ГОСТ 33691-2015, что объясняется учётом влияния на величину указанного угла балансирной подвески моста управляемых колёс и деформации шин.

### References

1. Kutkov G.M. Traktory i avtomobili: teoriya i tekhnologicheskie svoystva [Tractors and automobiles]: theory and technological properties. Moscow, NITs INFRA-M, 2014: 506. (In Rus.)
2. Gorshkov Yu.G., Zolotykh S.V., Starunova I.N. et al. Povyshenie effektivnosti i bezopasnosti dvizheniya kolesnykh mashin v usloviyakh sel'skogo khozyaystva. [Improving the efficiency and safety of movement of wheeled vehicles in agriculture]. Chelyabinsk: Siti-Print, IP Myakotin I.V., 2016: 484. (In Rus.)
3. Studennikova N.S. Vidy i prichiny travmirovaniya s tyazhelymi posledstviyami traktoristov-mashinistov v sel'skom khozyaystve [Types and causes of trauma with severe consequences of tractor drivers in agriculture]. Vestnik sel'skogo razvitiya i sotsial'noy politiki, 2018; 1 (17): 66-70. (In Rus.)
4. Kireev I.M., Koval Z.M. Eksperimental'no-teoreticheskiy metod opredeleniya prodol'noy i poperechnoy staticheskoy ustoychivosti sel'skokhozyaystvennykh agregatov [Experimental and theoretical method for determining the longitudinal and lateral static stability of agricultural machines]. AgroForum, 2019; 6: 58-62. (In Rus.)
5. Shchigolev S.V., Lomakin S.G. Analiz vozmozhnosti raschota ugla poperechnoy staticheskoy ustoychivosti dlya samokhodnykh sel'skokhozyaystvennykh mashin [Analysis of the possibility of calculating the angle of lateral static stability

7. Ломакин С.Г., Щиголов С.В. К оценке поперечной устойчивости колесных самоходных сельскохозяйственных машин // Вестник ФГОУ ВПО «МГАУ имени В.П. Горячкина». 2016. № 4 (74). С. 28-33.

8. Киселев В.В. Обеспечение устойчивости при эксплуатации сельскохозяйственной техники // Сельскохозяйственная техника: обслуживание и ремонт. 2014. № 4. С. 14-21.

9. Анилович В.Я., Водолажниченко Ю.Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов: Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1976. 456 с.

10. Щиголов С.В., Ломакин С.Г. Определение нагрузок на колеса зерноуборочного комбайна, находящегося на поперечном склоне // Вестник ФГОУ ВПО «МГАУ имени В.П. Горячкина». 2017. № 3 (79). С. 24-30.

11. Щиголов С.В., Ломакин С.Г. Влияние деформации шин на поперечную статическую устойчивость зерноуборочного комбайна // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ имени В.П. Горячкина. 2017. № 5 (81). С. 22-28. DOI 10.26897/1728-7936-2017-5-22-28.

12. Шевцов В.Г., Лавров А.В., Годжаев З.А. и др. Влияние внутреннего давления воздуха в шине на максимальное контактное давление на опорное основание // Актуальные проблемы гуманитарных и естественных наук. 2015. № 10-5. С. 213-220.

13. Щиголов С.В. К оценке влияния деформации шин зерноуборочного комбайна на положение его центра тяжести при поперечном крене // Доклады ТСХА. 2020. Вып. 292. Ч. 1. С. 423-426.

14. CIGR Handbook of Agricultural Engineering. Volume III. Plant Production Engineering Edited by CIGR – The International Commission of Agricultural Engineering. Volume Editor: Bill A. Stout Texas A&M University, USA Co-Editor: Bernard Cheze Ministry of Agriculture, Fisheries and Food, France, 1999. 660 p.

15. Рехлицкий О.В., Чупрынин Ю.В. Рациональное распределение массы по опорам самоходного кормоуборочного комбайна // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П.О. Сухого. 2013. № 4. С. 49-57.

16. Коновалов В.Ф. Устойчивость и управляемость машинно-тракторных агрегатов. Пермь, 1969. 144 с.

17. Бидерман Л.В., Гуслицер Р.Л., Захаров С.П. Автомобильные шины. М.: Госхимиздат, 1963. 384 с.

18. Бойков В.П., Белковский В.Н. Шины для тракторов и сельскохозяйственных машин. М.: Агропромиздат, 1988. 238 с.

19. Комбайн зерноуборочный самоходный РСМ-181 «TORUM»: Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию. Версия 7.

20. Протокол № 07-103-2016 (5060142) периодических испытаний комбайна зерноуборочного Torum-780. URL: [http://kubmis.ru/images/2016/agreecultural\\_machines\\_2016/Комбайн\\_зерноуборочный\\_РСМ-181\\_TORUM\\_780.pdf](http://kubmis.ru/images/2016/agreecultural_machines_2016/Комбайн_зерноуборочный_РСМ-181_TORUM_780.pdf) (дата обращения: 18.10.2020).

for self-propelled agricultural machines]. *Vestnik of Moscow Goryachkin Agroengineering University*, 2020; 1 (95): 29-35. DOI: 10.34677 / 1728-7936-2020-1-29-35. (In Rus.)

6. Shchigolev S.V. Research of lateral stability of self-propelled agricultural machines [Issledovanie poperechnoy ustoychivosti samokhodnykh sel'skokhozyaystvennykh mashin: PhD (Eng) thesis: 05.20.01]. Moscow, 2018: 187. (In Rus.)

7. Lomakin S.G., Shchigolev S.V. K otsenke poperechnoy ustoychivosti kolesnykh samokhodnykh sel'skokhozyaystvennykh mashin [To the assessment of lateral stability of self-propelled wheeled agricultural machines]. *Vestnik of Moscow Goryachkin Agroengineering University*, 2016; 4 (74): 28-33. (In Rus.)

8. Kiselev V.V. Obespechenie ustoychivosti pri ekspluatatsii sel'skokhozyaystvennoy tekhniki [Ensuring sustainability in the operation of agricultural machinery]. *Sel'skokhozyaystvennaya tekhnika: obsluzhivanie i remont*, 2014; 4: 14-21. (In Rus.)

9. Anilovich V.Ya., Vodolazhnicenko Yu.T. Konstruirovaniye i raschet sel'skokhozyaystvennykh traktorov: Spravochnoe posobie [Design and analysis of agricultural tractors: A reference guide]. M., Mashinostroeniye, 1976: 456. (In Rus.)

10. Shchigolev S.V., Lomakin S.G. Opredeleniye nagruzok na koleasa zernouborochnogo kombayna, nakhodyashchegosya na poperechnom sklone [Determination of loads on the wheels of a grain harvester located on a transverse slope]. *Vestnik of Moscow Goryachkin Agroengineering University*, 2017; 3 (79): 24-30. (In Rus.)

11. Shchigolev S.V., Lomakin S.G. Vliyanie deformatsii shin na poperechnuyu staticheskuyu ustoychivost' zernouborochnogo kombayna [Influence of tire deformation on the lateral static stability of a combine harvester]. *Vestnik of Moscow Goryachkin Agroengineering University*, 2017; 5 (81): 22-28. DOI 10.26897/1728-7936-2017-5-22-28. (In Rus.)

12. Shevtsov V.G., Lavrov A.V., Godzhaev Z.A. et al. Vliyanie vnutrennego davleniya vozdukha v shine na maksimal'noye kontaktnoe davleniye na opornoye osnovaniye [Influence of internal air pressure in a tire on the maximum contact pressure on the support base]. *Aktual'nye problemy gumanitarnykh i estestvennykh nauk*, 2015; 10-5: 213-220. (In Rus.)

13. Shchigolev S.V. K otsenke vliyaniya deformatsii shin zernouborochnogo kombayna na polozheniye ego tsentra tyazhesti pri poperechnom krene [To the assessment of the deformation effect of the tires of a combine harvester on the position of its gravity center during lateral rolling]. In: *Doklady TSKhA*. M., 2020: 423-426. (In Rus.)

14. CIGR Handbook of Agricultural Engineering. Volume III. Plant Production Engineering Edited by CIGR – The International Commission of Agricultural Engineering. Volume Editor: Bill A. Stout Texas A&M University, USA Co-Editor: Bernard Cheze Ministry of Agriculture, Fisheries and Food, France, 1999: 66.

15. Rehlitskiy O.V., Chuprynin Yu.V. Ratsional'noye raspredeleniye massy po oporam samokhodnogo kormouborochnogo kombayna [Rational distribution of mass on the supports of a self-propelled forage harvester]. *Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni P.O. Sukhogo*, 2013; 4: 49-57. (In Rus.)

16. Konovalov V.F. Ustoychivost' i upravlyaemost' mashinno-traktornykh agregatov [Stability and controllability of machine and tractor units]. Perm, 1969: 144. (In Rus.)

17. Biderman L.V., Guslitser R.L., Zakharov S.P. Avtomobil'nye shiny [Automobile tires]. Moscow, Goskhimizdat, 1963: 384. (In Rus.)

18. Boykov V.P., Belkovsky V.N. Shiny dlya traktorov i sel'skokhozyaystvennykh mashin [Tires for tractors and agricultural machines]. Moscow, Agropromizdat, 1988: 238. (In Rus.)

19. Self-propelled grain harvester RSM-181 "TORUM": Operation and maintenance manual. Version 7. (Access date 18.10.2020). (In Rus.)

20. Protocol No. 07-103-2016 (5060142) for periodic tests of the Torum-780 grain harvester. URL: [http://kubmis.ru/images/2016/agreecultural\\_machines\\_2016/Combine\\_grain\\_PCM-181\\_TORUM\\_780.pdf](http://kubmis.ru/images/2016/agreecultural_machines_2016/Combine_grain_PCM-181_TORUM_780.pdf) (Access date 18.10.2020). (In Rus.)

### Критерии авторства

Щиголов С.В., Ломакин С.Г. выполнили теоретические исследования, на основании полученных результатов провели обобщение и подготовили рукопись. Щиголов С.В., Ломакин С.Г. имеют на статью авторские права и несут ответственность за плагиат.

### Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Статья поступила в редакцию 25.10.2020 г.

Одобрена после рецензирования 16.11.2020 г.

Принята к публикации 15.01.2021 г.

### Contribution

S.V. Shchigolev, S.G. Lomakin performed theoretical studies, and based on the results obtained, generalized the results and wrote a manuscript. S.V. Shchigolev, S.G. Lomakin have equal author's rights and bear equal responsibility for plagiarism.

### Conflict of interests

The authors declare no conflict of interests regarding the publication of this paper.

The paper was received 25.10.2020

Approved after reviewing 16.11.2020

Accepted for publication 15.01.2021

## ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ

УДК: 621.65.03

DOI: 10.26897/2687-1149-2020-6-52-57

# ВЫБОР МАТЕРИАЛОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДИАФРАГМ МЕМБРАННО-ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ В АГРЕССИВНЫХ СРЕДАХ

**СВИРИДОВ АЛЕКСЕЙ СЕРГЕЕВИЧ**, младший научный сотрудник

sviridov.vim@ya.ru

**АЛЕХИНА РАЙСА АШОТОВНА**✉, инженер

rioraya9@gmail.com✉

Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ; 109428, Российская Федерация, г. Москва, 1-й Институтский проезд, 5

**Аннотация.** Износ диафрагм мембранно-поршневого насоса может наступать вследствие воздействия различных факторов: уменьшения поперечного сечения всасывающего контура (трубы непригодного диаметра, загрязнения фильтра, накачивания жидкостей высокой вязкости и т.д.), использования весьма агрессивных химикатов, повышенной температуры эксплуатации, абразивности частиц, а также высокого давления в пневматической линии. В работе рассмотрены различные типы материалов, применяемых для изготовления диафрагм мембранно-поршневых насосов: каучуки, термопластичные эластомеры, термопласты и реактопласты. При анализе материалов учитывались физико-механические, технологические и эксплуатационные характеристики материалов и соответствующие требования по химической стойкости, температурному диапазону эксплуатации и абразивности на примере возделывания бобовых культур. Установлен оптимальный материал, которым является литьевой полиуретан, имеющий высокие физико-механические характеристики, широкий диапазон твердости (от 30 А до 90 Д по Шору), низкую усадку, что подразумевает длительное его использование. Полиуретановые изделия производятся методом свободного литья, в отличие от термопластов и эластомеров не требующего сложных и дорогостоящих литьевых оснасток. Литьевой полиуретан имеет достаточную химическую стойкость при контакте с рабочими жидкостями насоса и износостойкость при перекачке абразивных сред, подходит для работы в климатических условиях центрального региона России, а также отличается доступностью, технологичностью и меньшей стоимостью.

**Ключевые слова:** диафрагма, мембранно-поршневой насос, соя, полимеры, полиуретан, удобрения, химическая стойкость.

**Формат цитирования:** Свиридов А.С., Алехина Р.А. Выбор материалов, применяемых для изготовления диафрагм мембранно-поршневых насосов в агрессивных средах // Агроинженерия. 2021. № 1 (101). С. 52-57. DOI: 10.26897/2687-1149-2021-1-52-57.

© Свиридов А.С., Алехина Р.А., 2021

