

УДК 631.372

UDC 631.372

05.20.01 Технологии и средства механизации сельского хозяйства

Technologies and means of agricultural mechanization

ОБОСНОВАНИЕ ЖЁСТКОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ХАРАКТЕРИСТИК ШИН ДВИЖИТЕЛЕЙ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ ВЫСОКОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ**THE RATIONALE OF THE RIGID CHARACTERISTIC PARAMETERS OF THE COMBINE HARVESTERS OF HIGH PERFORMANCE**

Кравченко Владимир Алексеевич
доктор технических наук, профессор
РИНЦ SPIN-код = 9983-4293

E-mail: a3v2017@yandex.ru*ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет» г. Ростов – на Дону, Россия*

Kravchenko Vladimir Alekseevich
Doctor of Technical Sciences, professor
RSCI SPIN – code 9983-4293

E-mail: a3v2017@yandex.ru*FSBEI HE «Don state technical university», Rostov-on-Don, Russia*

Меликов Иззет Мелукович

канд. техн. наук, доцент

РИНЦ SPIN-код=3194-9952

E-mail: izmelikov@yandex.ru*ФГБОУ ВО «Дагестанский государственный аграрный университет имени М.М. Джамбулатова», г. Махачкала, Россия*

Melikov Izzet Melukovich

Cand. Tech. Sci., associate professor

RSCI SPIN – code=3194-9952

E-mail: izmelikov@yandex.ru*FSBEI HE «The Dagestan state agrarian University named after M.M. Dzhabulatonov», Makhachkala, Russia*

Целью исследования являлось обоснование жёстких параметров шин движителей для зерноуборочных комбайнов высокой производительности. Метод исследования – аналитический с использованием математической модели зерноуборочного комбайна, в которой учитываются жёсткости и демпфирование шин ведущих и управляемых мостов в окружном и радиальном направлениях. Значения рациональных жёстких характеристик пневматической шины были определены, в основном, способностью шины деформироваться так, чтобы снизить угловые, вертикальные и горизонтальные колебания остова зерноуборочного комбайна для обеспечения качественного технологического процесса обмолота и очистки зерна. Указанное обстоятельство приобретает особую значимость при разработке и внедрении новых моделей шин для зерноуборочных комбайнов высокой производительности. Анализ проведённых аналитических исследований показал целесообразность применения на движителях зерноуборочных комбайнов вместо диагональных или радиальных шин такого же типоразмера с оригинальным расположением нитей корда. Предлагаемая пневматическая шина 30,5Э-32, используемая в качестве ведущей, способствует уменьшению амплитуды угловых колебаний и рабочей скорости комбайна, а также угловых и вертикальных ускорений до 1,42 раз

The purpose of the study was to substantiate the rigid parameters of tyres in propulsion units for the combine harvesters of high performance. A research method is analytical with the use of a mathematical model of the combine harvester in which damping and rigidity of the drive axle tyres in circumferential and radial directions are taken into account. Values of the rational rigid characteristics of the pneumatic tyre have been generally determined by the ability of the tyre to be deformed so that to reduce the angular, vertical and horizontal skeleton oscillations of a combine harvester to ensure the high-quality technological process of the threshing and harvesting. The specified circumstance gains the special importance at the development and introduction of the new tyre modes for the combine harvesters of high performance. The analysis of the conducted analytical researches has been showed the expediency of using the threads of a cord in the propulsion unit of combine harvesters instead of diagonal or radial tyres of the same standard size with an original position of them. The offered pneumatic tyre of 30.5E-32 used as the leading one, and promotes the reduction of the angular oscillation amplitude and operating speed of a combine and also angular and vertical accelerations up to 1.42 times

Ключевые слова: ЗЕРНОУБОРОЧНЫЙ КОМБАЙН, ОСТОВ, ДВИЖИТЕЛЬ, ШИНА, УГЛОВЫЕ И ВЕРТИКАЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ, ЖЁСТКОСТЬ ШИНЫ

Keywords: COMBINE HARVESTER, SKELETON, PROPULSION UNIT, TYRE, ANGULAR AND VERTICAL OSCILLATIONS, RIGIDITY OF TYRE

DOI: <http://dx.doi.org/10.21515/1990-4665-152-022>

Введение. Во время работы зерноуборочные машины непрерывно испытывают со стороны обрабатываемых сред и материалов носящие случайный характер внешние воздействия (в том числе рельефа поля, несимметричности деформаций шин ведущих колёс, неравномерной деформации опорного основания под колёсами и др.), вследствие чего нарушаются внутренние технологические операции. Под воздействием внешних факторов при выполнении технологической операции молотилка, жёстко связанная с остовом движущегося зерноуборочного комбайна, совершает боковые, угловые и продольные колебания, что существенно увеличивает потери зерна [1]. Упругие деформации шин типоразмера 30,5-32, носящие переменный характер, способствуют усилению тех частот возмущений, которые близки к собственной частоте колебаний молотилки комбайна. Спектральная плотность, получающегося при этом случайного изменения положения остова комбайна, имеет ярко выраженный экстремум на частоте, равной собственной частоте колебаний машины [2]. Следовательно, улучшение показателей качества технологического процесса при работе зерноуборочного комбайна можно достигнуть путём совершенствования его ходовой системы, а именно, изменением динамических свойств шин движителей [3, 4].

Методы и результаты исследований. В работе представлены результаты аналитических исследований влияния деформационно - жёстких характеристик шин движителей зерноуборочного комбайна на процессы колебания его остова.

Математическая модель движения зерноуборочного комбайна высокой производительности, основой которой является динамическая модель, представленная на рисунке 1, можно представить как систему, у которой входным фактором служат параметры микрорельефа опорного основания [3, 4, 5].

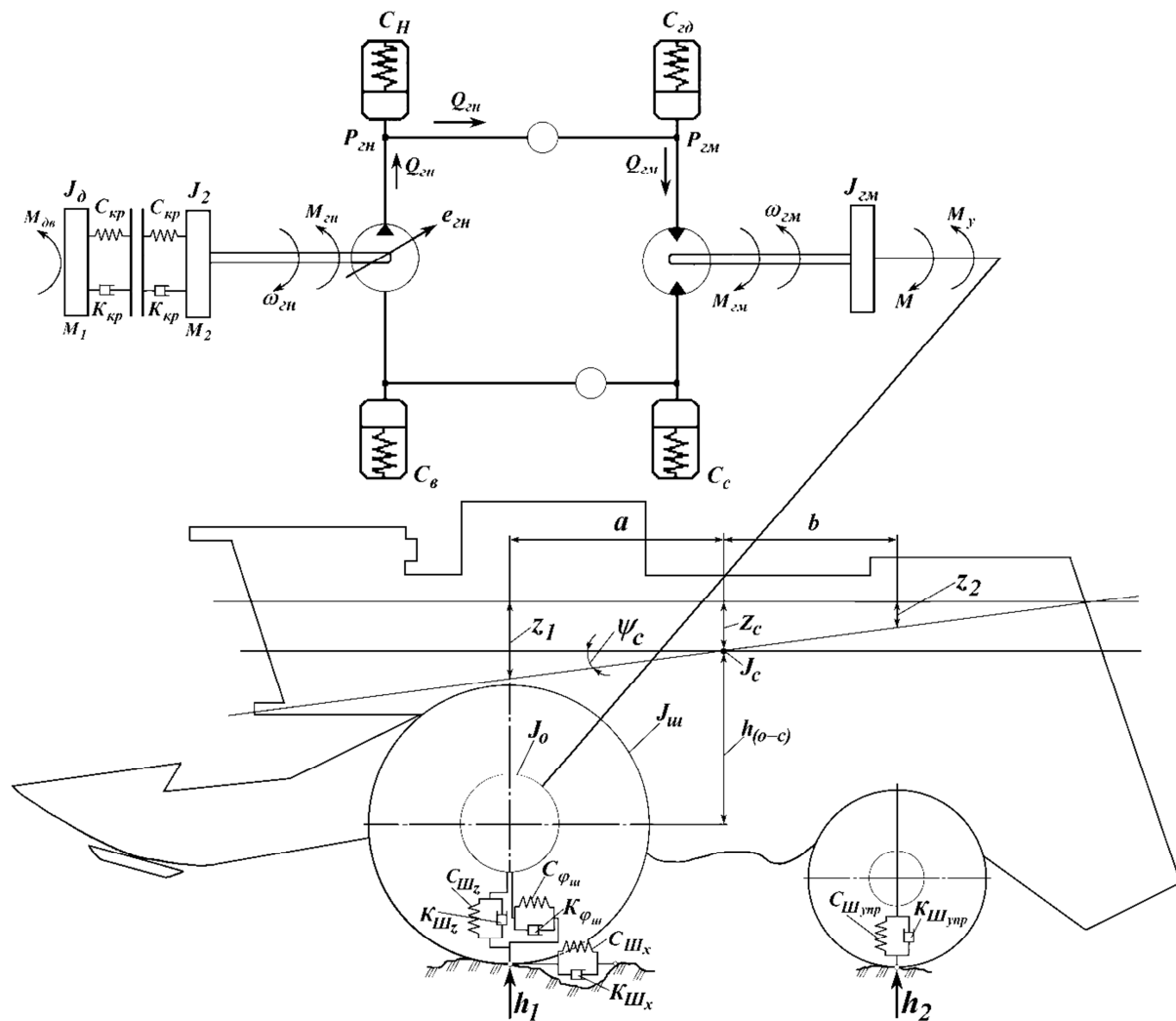


Рисунок 1 – Динамическая модель ходовой системы зерноуборочного комбайна

При составлении математической модели сделаны некоторые допущения, в том числе:

- упругие элементы, представленные в динамической модели, обладают линейной характеристикой;
- не учитываются силы инерции движущихся деталей регулятора топливного насоса, жёсткость трубопроводов, скорость течения рабочей жидкости и её сжимаемость, а также гидравлические сопротивления каналах гидростатической передачи привода ведущих колёс комбайна;
- комбайн перемещается прямолинейно, а нагрузки на колёса одной оси равны и совпадают по времени;

– статическое равновесное положение остова комбайна совпадает с его центром масс.

Математическая модель комбайна представляет собой систему дифференциальных уравнений, описывающих с учётом уравнений связи движение всех составляющих элементов динамической модели ходовой системы зерноуборочного комбайна [3, 4, 5].

Модель двигателя может быть представлена в следующем виде [4, 5, 6, 7]:

$$J_{\delta} \cdot \Delta \dot{\omega}_{\delta} = M_{\delta\delta} - M_1; \quad (1)$$

$$J_n \cdot \Delta \dot{\omega}_n = a_n \cdot \Delta \omega_n + b_n \cdot \Delta \omega_n + c_n \cdot \Delta \varphi_p; \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} v_p \cdot \Delta \dot{\varphi}_p &= a_p \cdot \Delta \omega_{\delta} + c_p \Delta \varphi_p, \text{ при } \varphi \geq \varphi_{ном} \\ v_p \cdot \Delta \dot{\varphi}_p &= a_k \cdot \Delta \omega_{\delta} + c_k \Delta \varphi_p, \text{ при } \varphi < \varphi_{ном} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где J_{δ}, J_n – моменты инерции, соответственно, движущихся частей кривошипно-шатунного механизма и ротора турбоагнетателя;

$M_{\delta\delta}, M_1$ – соответственно момент, развиваемый двигателем, и момент сопротивления на ведущем шкиве привода трансмиссии комбайна;

v_p – коэффициент, учитывающий вязкое трение в регуляторе топливного насоса;

$\Delta \omega_{\delta}, \Delta \omega_n$ – соответственно отклонения частоты вращения вала двигателя и турбоагнетателя;

$\Delta \varphi_p$ – отклонение рейки или дозатора топливного насоса;

$a_{\delta}, b_{\delta}, c_{\delta}, a_n, b_n, c_n, a_p, c_p, a_k, c_k$ – эмпирические коэффициенты определяемые экспериментально.

Работу клиноременной передачи на привод гидронасоса можно описать с учётом деформации ремня и скольжения его на приводных шкивах.

Тогда можно записать:

$$M_1 = (C_{кр} \cdot \lambda_{кр} + K_{кр} \cdot \dot{\lambda}_{кр}) \cdot d_1. \quad (4)$$

$$M_2 = (C_{кр} \cdot \lambda_{кр} + K_{кр} \cdot \dot{\lambda}_{кр}) \cdot d_2 \cdot \eta_{кр}, \quad (5)$$

где M_2 – момент на ведомом шкиве;

$C_{кр}$, $\lambda_{кр}$ – соответственно жёсткость и деформация приводного ремня;

$K_{кр}$ – коэффициент, учитывающий демпфирование приводного ремня;

d_1 , d_2 – диаметры, соответственно, ведущего и ведомого приводных шкивов;

$\eta_{кр}$ – коэффициент полезного действия ремённой передачи.

Скорость ремня можно выразить, учитывая коэффициент скольжения на шкивах и продольную деформацию приводного ремня:

$$V_{кр} = \left[\frac{\omega_1 \cdot d \cdot (1 - \varepsilon_1)}{2} \cdot \left(1 - \frac{\lambda_{кр}}{l_{ветвь}} \right) \right] - \dot{\lambda}_{кр}; \quad (6)$$

$$\omega_2 = \omega_{гн} = \frac{2 \cdot V_{кр}}{d_2} \cdot (1 - \varepsilon_2); \quad (7)$$

$$\omega_1 = \omega_{д.равн} + \Delta\omega_d, \quad (8)$$

где ω_2 – частота вращения ведомого шкива;

$\omega_{гн}$ – частота вращения вала гидронасоса;

$\omega_{д.равн}$ – равновесная частота вращения коленчатого вала двигателя;

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – соответственно коэффициенты, характеризующие скольжение ремня, на ведущем и ведомом шкивах.

Объёмную гидropередачу зерноуборочного комбайна можно описать следующей системой уравнений [8]:

$$(J_2 + J_{гм}) \cdot \dot{\omega}_{гн} = C_{кр} \cdot \lambda_{кр} \cdot d_2 \cdot \eta_{кр} - e_{гн} \cdot V_{гн} \cdot \frac{1}{2\pi \cdot \eta_{м.г.н}} \cdot P_{гн}; \quad (9)$$

$$P_{\text{гн}} = P_{\text{зм}} + k_c \cdot \frac{\frac{Q_{\text{гн}}^2}{F_n^2} \cdot \omega_{\text{гн}}^2}{2} \cdot \rho_m ; \quad (10)$$

$$Q_{\text{гн}} = e_{\text{гн}} \cdot V_{\text{гн}} \cdot \omega_{\text{гн}} \cdot \frac{\eta_{\text{о.г.н}}}{2\pi} ; \quad (11)$$

$$P_{\text{зм}} = (M_y + \kappa'_{\text{тр}} \cdot \omega_{\text{зм}}) \cdot \frac{1}{2\pi \cdot \eta_{\text{м.г.н}} \cdot V_{\text{зм}}} ; \quad (12)$$

$$\omega_{\text{зм}} = e_{\text{гн}} \cdot \omega_{\text{гн}} \cdot \eta_{\text{о.г.м}} ; \quad (13)$$

$$Q_{\text{зм}} = \frac{V_{\text{зм}} \cdot \omega_{\text{зм}}}{2\pi \cdot \eta_{\text{о.г.м}}} , \quad (14)$$

где J_2 – приведённый момент инерции деталей насоса совместно с рабочей жидкостью, находящейся в его рабочей полости);

$J_{\text{зм}}$ – приведённый момент инерции всех гидромотор-колёс;

$P_{\text{гн}}, P_{\text{зм}}$ – давление, соответственно, на выходе насоса и на входе мотора;

$e_{\text{гн}}$ – показатель регулирования насоса;

$V_{\text{гн}}$ – рабочий объём насоса;

F_n – площадь поперечного сечения трубопровода;

$Q_{\text{гн}}, Q_{\text{зм}}$ – расход рабочей жидкости, соответственно, в нагнетательной полости насоса и во входной полости гидромотора;

$\eta_{\text{м.г.н}}, \eta_{\text{м.г.м}}$ – механический коэффициент полезного действия, соответственно, насоса и гидромотора;

$\eta_{\text{о.г.н}}, \eta_{\text{о.г.м}}$ – объёмный коэффициент полезного действия, соответственно, насоса и гидромотора;

k_c – коэффициент, учитывающий потери на трение рабочей жидкости;

ρ_m – плотность рабочей жидкости.

Движение масс механической части силовой передачи описывается следующим дифференциальным уравнением [4, 5, 6]:

$$J_o \cdot \dot{\omega}_o = M_y \cdot i_{mp} - (M_{\varphi_{\omega}} + \kappa'_{mp} \cdot \omega_o), \quad (15)$$

где J_o – момент инерции обода ведущего колеса;

ω_o – частота вращения обода колеса;

M_y – момент, характеризующий упругую связь силовой передачи:

$$M_y = C_{mp} \cdot (\varphi_{\omega_m} - \varphi_o \cdot i_{mp}) + \kappa_{mp} \cdot (\omega_{\omega_m} - i_{mp} \cdot \omega_o) + M \cdot \text{sign}(\omega_{\omega_m} - i_{mp} \cdot \omega_o) \quad (16)$$

$\kappa'_{mp} \cdot \omega_o$ – величина потерь ведущего момента на вязкое трение при равномерной частоте вращения деталей силовой передачи;

i_{mp} – передаточное число трансмиссии.

C_{mp} – жёсткость механической части силовой передачи;

φ_{ω_m} , φ_o – углы поворота, соответственно, вала гидромотора и обода ведущего колеса;

κ_{mp} – коэффициент, характеризующий демпфирование механической части силовой передачи;

M – момент сухого трения механической части силовой передачи.

Момент сухого трения механической части силовой передачи можно определить по формуле [4, 5, 6, 8]:

$$M = C_{mp} \cdot (\varphi_{\omega_m} - i_{mp} \varphi_o) \cdot (1 - \eta_{mp}), \quad (17)$$

где η_{mp} – коэффициент полезного действия механической части силовой передачи.

Анализ проведенных ранее исследований показывает, что шина на ведущем режиме качения испытывает радиальную, продольную и окружную деформации [3, 4, 5, 6]. Поэтому движение ведущего колеса комбайна

описывается уравнениями, которые учитывают переменный характер динамического радиуса пневматика, изменяющийся при наличии вертикальных колебаний зерноуборочного комбайна [3, 4, 5, 6, 8]:

$$\left. \begin{aligned} J_{ш} \cdot \dot{\omega}_{ш} &= M_{\varphi_{ш}} - M_{ш} \\ V_c &= \omega_{ш} \cdot r_o \cdot (1 - \varepsilon_{ш_1} \cdot R_{ш} - \varepsilon_{ш_2} \cdot \frac{X_{ш}}{r_o}) - \dot{X}_{ш} \end{aligned} \right\}, \quad (18)$$

где $J_{ш}$ – момент инерции беговой дорожки пневматической шины;
 $\omega_{ш}$ – частота вращения беговой дорожки пневматической шины;
 $M_{\varphi_{ш}}$ – момент закрутки пневматической шины движителя комбайна;
 $M_{ш}$ – момент шины ведущего колеса от продольной нагрузки;
 V_c – скорость комбайна в горизонтальной плоскости;
 $X_{ш}$ – деформация шин движителя в продольном направлении;
 r_o – свободный радиус колеса движителя;
 $\varepsilon_{ш_1}$ – относительный коэффициент, характеризующий сжатие волокон под воздействием нормальной нагрузки;
 $\varepsilon_{ш_2}$ – относительный коэффициент, характеризующий сжатие волокон под воздействием продольной нагрузки;
 $R_{ш}$ – нормальная реакция опорного основания на движители.

Момент закрутки пневматической шины движителя можно определить по зависимости [3, 4, 5, 6, 8]:

$$\left. \begin{aligned} M_{\varphi_{ш}} &= (C_{\varphi_{ш}} \cdot \varphi_{ш} + K_{\varphi_{ш}} \cdot \dot{\varphi}_{ш}) \\ \dot{\varphi}_{ш} &= \omega_o - \omega_{ш} \end{aligned} \right\}, \quad (19)$$

где $C_{\varphi_{ш}}$ – окружная жёсткость пневматических шин движителей комбайна;
 $K_{\varphi_{ш}}$ – демпфирование в шинах от закрутки ведущего колеса;
 $\varphi_{ш}$ – угол закрутки беговой дорожки пневматической шины.

Момент пневматической шины движителя комбайна при продольной её деформации можно определить по зависимости [3, 4, 5, 6, 8]:

$$M_u = (C_{шx} \cdot X_u + K_{шx} \cdot \dot{X}_u) \cdot r_o + R_u \cdot a_u, \quad (20)$$

где $C_{шx}$ – продольная жёсткость пневматической шины движителя;

$K_{шx}$ – коэффициент, характеризующий вязкое трение в пневматической шине движителя комбайна в продольном направлении;

r_o – динамический радиус пневматического ведущего колеса;

a_u – сдвиг относительно горизонтальной проекции центра колеса вертикальной реакции опорного основания на движитель.

Динамический радиус пневматического ведущего колеса, очевидно, можно определить по зависимости [3, 4, 5, 6, 8]:

$$r_o = r_o - (Z_{ш} + Z_{шcm}), \quad (21)$$

где $Z_{ш}$ – радиальная деформация пневматической шины движителя под воздействием вертикальных колебаний зерноуборочного комбайна;

$Z_{шcm}$ – статическая деформация пневматической шины движителя.

Вертикальная реакция опорного основания на движитель зерноуборочного комбайна определяется по зависимости [3, 4, 5, 6, 8]:

$$R_u = C_{шz} \cdot Z_u + K_{шz} \cdot \dot{Z}_u + C_{шz} \cdot Z_{шcm}, \quad (22)$$

где $C_{шz}$ – радиальная жёсткость пневматических шин движителей;

$K_{шz}$ – демпфирование пневматических шин движителей в радиальном направлении.

Сдвиг вертикальной реакции опорного основания относительно горизонтальной проекции центра колеса определяется по зависимости [3, 4, 5, 8]:

$$a_u \cong a_o + \kappa_1 \cdot X_u, \quad (23)$$

где a_o – коэффициент, характеризующий сдвиг реакции опорного основания в вертикальном направлении;

κ_1 – экспериментальный коэффициент.

При выполнении технологической операции под воздействием мик-

ронеровностей опорного основания происходят колебания остова зерноуборочного комбайна, как в продольной, так и вертикальной плоскости, поэтому процесс движения можно записать в виде кинематического уравнения [8, 9]:

$$m_c \cdot \dot{V}_c = C_{шx} \cdot X_{ш} + K_{шx} \cdot \dot{X}_{ш} - P_{f_{ynp}}, \quad (24)$$

где m_c – масса зерноуборочного комбайна;

$P_{f_{ynp}}$ – сила сопротивления управляемых колёс зерноуборочного комбайна.

Сопротивление самопередвижению управляемых колёс зерноуборочного комбайна можно определить по зависимости [4, 5, 6, 8, 9]:

$$P_{f_{ynp}} = f_{ynp} \cdot R_{ynp} \cdot (1 - e^{-k_{ynp} \cdot V_c}), \quad (25)$$

где R_{ynp} – вертикальная реакция опорного основания, приходящаяся на управляемые колёса;

f_{ynp} – коэффициент, характеризующий сопротивление самопередвижению управляемых колёс;

k_{ynp} – показатель экспоненты, характеризующей интенсивность роста силы сопротивления самопередвижению управляемых колёс.

Процесс, характеризующий колебания остова зерноуборочного комбайна относительно статического положения, можно описать следующей системой уравнений [4, 5, 8]:

$$\left. \begin{aligned} m_c \cdot \ddot{Z}_c &= C_{шz} \cdot (z_1 - h_1) + K_{шz} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{h}_1) + \\ &+ C_{ш_{ynp}} \cdot (z_2 - h_2) + K_{ш_{ynp}} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{h}_2) \\ J_c \cdot \ddot{\psi}_c &= [C_{шz} \cdot (z_1 - h_1) + K_{шz} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{h}_1)] \cdot a + \\ &+ [C_{ш_{ynp}} \cdot (z_2 - h_2) + K_{ш_{ynp}} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{h}_2)] \cdot b - \\ &- [C_{шx} \cdot X_{ш} + K_{шx} \cdot \dot{X}_{ш}] \cdot (r_\delta + h_{(o-c)}) - \\ &- M_{f_{ynp}} \cdot (1 - e^{-k_{ynp} \cdot V_c}) \end{aligned} \right\}, \quad (26)$$

где J_c – момент инерции зерноуборочного комбайна относительно его цен-

тра масс;

Z_c – отклонение центра масс машины от его статического положения в вертикальной плоскости;

ψ_c – угол, характеризующий поворот остова машины относительно проходящей в поперечном направлении через её центр масс горизонтальной оси;

$M_{f_{\text{шп}}}$ – момент сопротивления самопередвижению управляемых колёс;

$C_{\text{шп}}^{\text{шп}}$ – радиальная жёсткость пневматических шин, установленных на управляемых колёсах;

$K_{\text{шп}}^{\text{шп}}$ – демпфирование в радиальном направлении пневматических шин, установленных на управляемых колёсах;

z_1, z_2 – отклонения от статического положения по вертикали соответственно центров ведущего и управляемого мостов комбайна;

h_1, h_2 – ординаты микронеровностей профиля опорного основания соответственно под ведущими и управляемыми колёсами;

a, b – расстояние от центра масс, соответственно, до ведущего и управляемого мостов;

$h_{(o-c)}$ – высота центра масс машины относительно линии действия касательной силы тяги.

Деформацию шины движителя в радиальном направлении можно определить по зависимости:

$$Z_{\text{ш}} = z_1 - q_1. \quad (27)$$

Колебания центров ведущего и управляемого мостов зерноуборочной машины определяются по зависимостям:

$$z_1 = z_c + a \cdot \psi_c, \quad z_2 = z_c - b \cdot \psi_c \quad (28)$$

Следовательно, динамический радиус ведущего колеса определится по уравнению:

$$r_o = r_o - (z_c + a \cdot \psi_c - q_1 + Z_{ш_{cm}}). \quad (29)$$

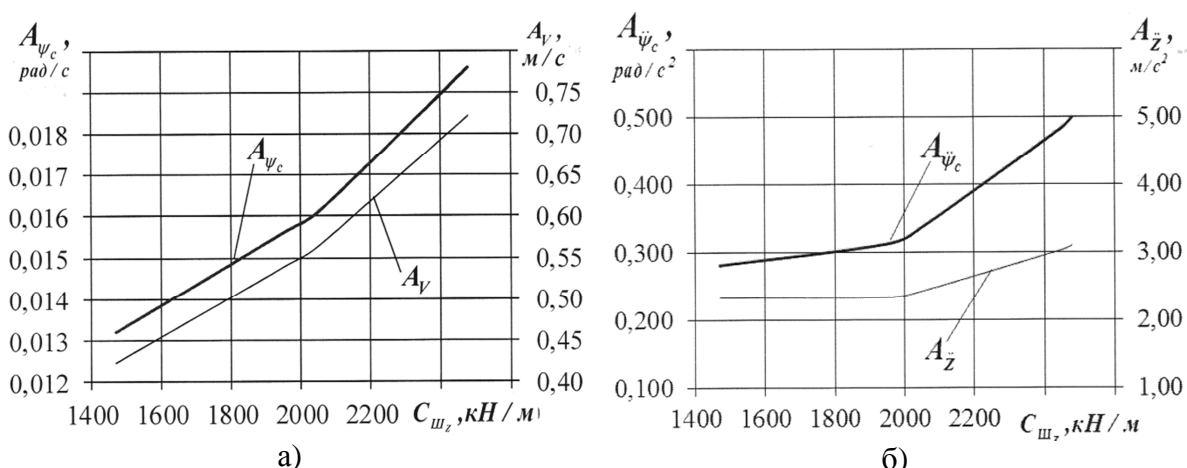
При аналитических исследованиях нами было рассмотрено влияние жёсткостных характеристик шин движителей типоразмера 30,5-32 на закономерность изменения таких параметров, как колебания остова и скорости движения зерноуборочного комбайна высокой производительности при смоделированном его движении по стерне со скоростью 5 км/ч (рис. 2, 3).

Закономерности изменения показателей колебательных процессов, возникающих при движении комбайна, полученные при решении его математической модели (совокупность уравнений 1...29) показывают, что значение жёсткости шин движителей должно быть в пределах: радиальной – 1900...2000 кН/м, а тангенциальной – 640...690 кН·м/рад.

Таким образом, приведенные аналитические исследования показывают, что радиальная жёсткость диагональных шин 30,5L-32, равная около 2480 кН/м, чрезмерно завышена, а тангенциальная их жёсткость (510 кН·м/рад) – занижена. В этом случае наблюдается значительная интенсивность как вертикальных, так и угловых колебательных процессов при совершении технологического процесса обмолота зерна.

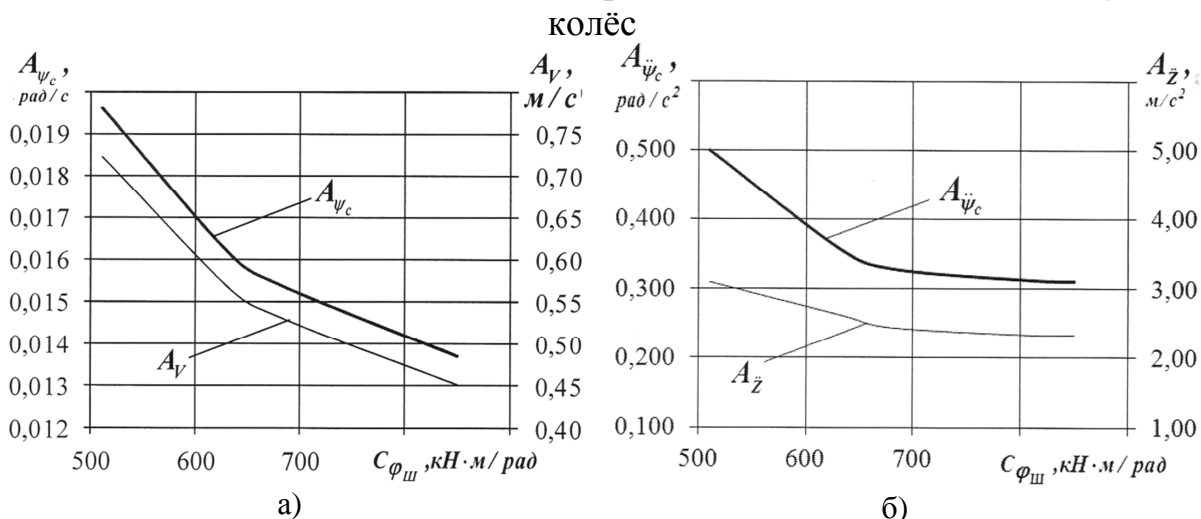
К настоящему времени сложились различные направления в совершенствовании колёсных движителей, в том числе установка на движители мобильных средств вместо диагональных шин радиальных, а также внедрение разработанных новых типов пневматических шин.

Нити корда диагональных пневматических шин, применяемых на ведущих колёсах зерноуборочных комбайнов высокой производительности, укладываются от борта к борту в обоих направлениях под углом от 15° до 45° к меридиану [6], в результате чего получается оболочка с большим значением радиальной жёсткости (рисунок 4 а).



а) – угловые колебания остова и скорости движения;
 б) угловые и вертикальные ускорения остова комбайна

Рисунок 2 – Графики амплитуд параметров колебательных процессов при движении комбайна в зависимости от радиальной жёсткости шин ведущих



а) угловые колебания остова и скорости комбайна;
 б) угловые и вертикальные ускорения остова комбайна

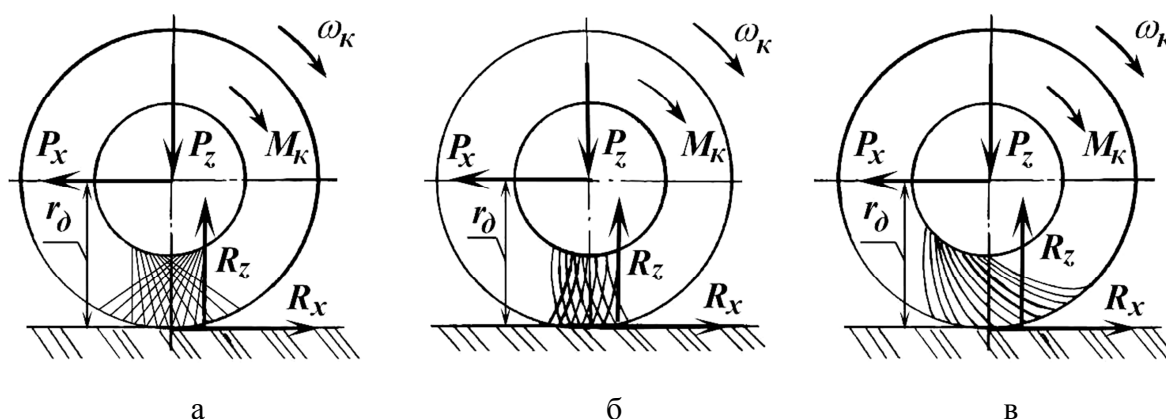
Рисунок 3 – Графики амплитуд параметров колебательных процессов при движении комбайна в зависимости от тангенциальной жёсткости шин ведущих колёс

Нити корда шин радиальной конструкции, применяемые в качестве ведущих на тракторах, располагаются под углом от 0° до 15° к меридиану [6] (рисунок 4 б). Поэтому шины радиальной конструкции, по сравнению с диагональными шинами обладают большей податливостью, что обеспечивает более высокие показатели плавности движения мобильного энергетического средства. Как показали результаты наших аналитических исследований, установка на движители комбайна шин 30,5R-32 радиальной кон-

струкции, у которых тангенциальная и радиальная жёсткости соответственно около 630 кН·м/рад и 2060 кН/м, способствует уменьшению интенсивности продольных и угловых колебаний остова, что улучшает технологический процесс работы систем и механизмов зерноуборочного комбайна. Однако жёсткостные параметры радиальных шин не соответствуют рациональным значениям (см. рисунки 2 и 3), обеспечивающих качественное выполнение технологического процесса уборки зерновых культур.

То есть, необходимо проводить разработки и исследования эксплуатационных характеристик новых конструктивных схем пневматических шин.

Нами разработан новый тип шины (рисунок 4 в), в которой снижены гистерезисные потери с одновременным увеличением продольной жёсткости и площади контакта с опорным основанием [10].



а – диагональная шина (серийный вариант); б – радиальная шина; в – опытный вариант

Рисунок 4 – Конструктивное исполнение шин ведущих колёс комбайна

Нити корда экспериментальной пневматической шины 30,5Э-32 в смежных слоях направлены одинаково под острым углом к направлению движения мобильного энергетического средства. Поэтому они под действием крутящего момента подвергаются деформации, близкой к растяжению, а при воздействии нормальной нагрузки работают на изгиб, что и предопределяет уменьшение радиальной жёсткости пневматической шины

30,5Э-32 до значения около 1950 кН/м с тангенциальной жёсткостью около 680 кН·м/рад. Предлагаемая пневматическая шина 30,5Э-32, используемая в качестве ведущей, существенно улучшит показатели качества выполнения рабочими органами комбайна технологического процесса, так как амплитуды угловых колебаний и рабочей скорости комбайна, а также угловые и вертикальные ускорения его остова снижаются в 1,42 раза.

Дальнейшее повышение тангенциальной и уменьшение радиальной жёсткости пневматической шины движителя зерноуборочного комбайна высокой производительности не целесообразно (см. рисунки 2 и 3).

Результаты экспериментальной проверки, которая проводилась на шинном тестере [11, 12, 13, 14] и при уборке зерновых колосовых, показали верность (ошибка не превышала 8%) аналитических расчётов по обоснованию жёсткостных параметров шин 30,5-32, предназначенных для зерноуборочных комбайнов высокой производительности (таблица 1).

Таблица 1 – Среднеквадратические отклонения вертикальных ускорений ведущего моста зерноуборочного комбайна

Варианты движения		30,5L-32	30,5R-32	30,5Э-32
Грунтовая дорога	V = 21 км/ч	10,70	9,85	10,68
	V = 14 км/ч	10,94	10,11	9,55
Стерня, V = 5 км/ч		2,36	2,34	2,07

Выводы:

1) аналитическими исследованиями установлено, что для зерноуборочных комбайнов значение жёсткости шин типоразмера 30,5-32 движителей должно быть в пределах: радиальной – 1900...2000 кН/м, а тангенциальной – 640...690 кН·м/рад;

2) радиальная жёсткость диагональных шин 30,5L-32, равная около 2480 кН/м, чрезмерно завышена, а тангенциальная их жёсткость (510 кН·м/рад) – занижена, так как в этом случае наблюдается значительная ин-

тенсивность как вертикальных, так и угловых колебательных процессов при совершении технологического процесса обмолота зерна;

3) установка на движители комбайна шин 30,5R-32 радиальной конструкции способствует уменьшению интенсивности продольных и угловых колебаний остова, что улучшает технологический процесс работы систем и механизмов зерноуборочного комбайна, однако жёсткостные параметры таких шин не соответствуют рациональным значениям, обеспечивающих качественное выполнение технологического процесса уборки зерновых культур;

4) необходима разработка и внедрение пневматических шин типоразмера 30,5-32 с принципиально новым внутренним строением, у которых радиальная жёсткость около 1950 кН/м, а тангенциальная – примерно 680 кН·м/рад.

Список литературы

1. Алферов, С.А. Динамика зерноуборочного комбайна / С.А. Алферов – Москва: Машиностроение, 1973. – 256 с.
2. Шеповалов, В.Д. Автоматизация уборочных процессов / В.Д. Шеповалов. – Москва: Колос, 1978. – 383 с.
3. Совершенствование пневматических шин мобильной техники / В.Г. Яровой, В.А. Кравченко, А.Ф. Шкарлет и др. // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2001. – № 7. – С. 27...30.
4. Кравченко, В.А. Повышение эксплуатационных показателей движителей сельскохозяйственных колёсных тракторов: монография / В.А. Кравченко, В.А. Оберемок, В.Г. Яровой. – Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВПО ДГАУ, 2015. – 213 с.
5. Кравченко, В.А. Математическая модель машинно-тракторного агрегата с УДМ в трансмиссии трактора / В.А. Кравченко, Л.В. Кравченко, В.В. Серёгина // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного университета (Научный журнал КубГАУ) [Электронный ресурс]. – Краснодар: КубГАУ, 2014. – № 103. – С. 251...261.
6. Кравченко, В.А. Транспорт в сельскохозяйственном производстве: учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по агроинженерным специальностям / В.А. Кравченко. – Зерноград: АЧГАА, 2003. – 320 с.
7. Основы теории автотракторных двигателей / Ю.А. Ганькин, М.Ю. Карелина, В.А. Кравченко, В.Г. Яровой. – М. Издательство РГАЗУ, 1997. – 304 с.
8. Кравченко, В.А. Математическая модель машинно-тракторного агрегата на базе трактора с гидростатической трансмиссией / В.А. Кравченко, В.А. Стулинь // Вестник аграрной науки Дона, 2016. – Т. 4. – № 36. – С. 44...54.

9. Кравченко, В.А. Математическое моделирование тяговой нагрузки МТА / В.А. Кравченко, В.В. Дурягина, И.Э. Гамолина // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного университета (Научный журнал КубГАУ) [Электронный ресурс]. – Краснодар: КубГАУ, 2014. – № 101. – С. 424...437.

10. Патент 2677817 Российская Федерация, МПК В60С 9/07; В60С 9/09. Пневматическая шина для мобильного энергетического средства / В.Г. Яровой, В.А. Кравченко, И.М. Меликов, Ф.М. Магомедов; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО Дагестанский ГАУ. – № 2017135896; заявл. 09.10.2017; опубл. 21.01.2019, Бюл. № 3. – 5 с // Изобретения. Полезные модели. – 2019. – № 3.

11. Патент 2167402 Российская Федерация, С2 7 G 01 M 17/02. Шинный тестер / В.А. Кравченко, В.Г. Яровой, М.В. Годунов, К.Н. Уржумов, А.В. Зацаринный; заявитель и патентообладатель ФГОУ ВПО АЧГАА. – № 99114900/28; заявл. 08.07.1999; опубл. 20.05.2001, Бюл. № 14. – 5 с.

12. Патент 2085891 Российская Федерация, С1 6 G01 M17/02 Шинный тестер / Пархоменко С.Г., Яровой В.Г., Кравченко В.А., Меликов И.М. - №95111419/11; Заявл. 03.07.95; Опубл. 27.07.97. – 8 с.

13. Патент 2092806 Российская Федерация, С16 G01 M17/02 Шинный тестер / Меликов И.М., Яровой В.Г., Яровой А.В., Кравченко В.А., Пархоменко С.Г. - №96103746/11; Заявл. 26.02.96; Опубл. 10.10.97. – 8 с.

14. Патент 2107275 Российская Федерация, С16 G01 M17/02 Шинный тестер / Кравченко В.А., Яровой В.Г., Пархоменко С.Г., Меликов И.М., Яровой А.В. - №96109279/28; Заявл. 05.05.96; Опубл. 20.03.98. – 8 с.

References

1. Alferov, S.A. Dinamika zernoborochnogo kombayna / S.A. Alferov – Moskva: Mashinostroyeniye, 1973. – 256 s.

2. Shepvalov, V.D. Avtomatizatsiya uborochnykh protsessov / V.D. Shepvalov. – Moskva: Kolos, 1978. – 383 s.

3. Sovershenstvovaniye pnevmaticheskikh shin mobil'noy tekhniki / V.G. Yarovoy, V.A. Kravchenko, A.F. SHkarlet i dr. // Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny, 2001. – № 7. – S. 27...30.

4. Kravchenko, V.A. Povysheniye ekspluatatsionnykh pokazateley dvizhiteley sel'skokhozyaystvennykh kolësnnykh traktorov: monografiya / V.A. Kravchenko, V.A. Oberemok, V.G. Yarovoy. – Zernograd: Azovo-CHernomorskiy inzhenernyy institut FGBOU VPO DGAU, 2015. – 213 s.

5. Kravchenko, V.A. Matematicheskaya model' mashinno-traktornogo agregata s UDM v transmissii traktora / V.A. Kravchenko, L.V. Kravchenko, V.V. Serëgina // Politematicheskii setevoy elektronnyy nauchnyy zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo universiteta (Nauchnyy zhurnal KubGAU) [Elektronnyy resurs]. – Krasnodar: KubGAU, 2014. – № 103. – S. 251...261.

6. Kravchenko, V.A. Transport v sel'skokhozyaystvennom proizvodstve: uchebnoye posobiye dlya studentov vuzov, obuchayushchikhsya po agroinzhenernym spetsial'nostyam / V.A. Kravchenko. – Zernograd: ACHGAA, 2003. – 320 s.

7. Osnovy teorii avtotraktornykh dvigateley / YU.A. Gan'kin, M.YU. Karelina, V.A. Kravchenko, V.G. Yarovoy. – M. Izdatel'stvo RGAZU, 1997. – 304 s.

8. Kravchenko, V.A. Matematicheskaya model' mashinno-traktornogo agregata na baze traktora s gidrostaticheskoy transmissiyey / V.A. Kravchenko, V.A. Stulin' // Vestnik agrarnoy nauki Dona, 2016. – T. 4. – № 36. – S. 44...54.

9. Kravchenko, V.A. Matematicheskoye modelirovaniye tyagovoy nagruzki MTA / V.A. Kravchenko, V.V. Duryagina, I.E. Gamolina // Politematicheskii setevoy elektronnyy nauchnyy zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo universiteta (Nauchnyy zhurnal KubGAU) [Elektronnyy resurs]. – Krasnodar: KubGAU, 2014. – № 101. – S. 424...437.

10. Patent 2677817 Rossiyskaya Federatsiya, MPK V60S 9/07; V60S 9/09. Pnevmaticheskaya shina dlya mobil'nogo energeticheskogo sredstva / V.G. Yarovoy, V.A. Kravchenko, I.M. Melikov, F.M. Magomedov; zayavitel' i patentoobladatel' FGBOU VO Dagestanskiy GAU. – № 2017135896; zayavl. 09.10.2017; opubl. 21.01.2019, Byul. № 14. – 5 s // Izobreneniya. Poleznyye modeli. – 2019. – № 3.

11. Patent 2167402 Rossiyskaya Federatsiya, C2 7 G 01 M 17/02. SHinnyy tester / V.A. Kravchenko, V.G. Yarovoy, M.V. Godunov, K.N. Urzhumov, A.V. Zatsarinnyy; zayavitel' i patentoobladatel' FGOU VPO ACHGAA. – № 99114900/28; zayavl. 08.07.1999; opubl. 20.05.2001, Byul. № 14. – 5 s.

12. Patent 2085891 Rossiyskaya Federatsiya, C1 6 G01 M17/02 SHinnyy tester / Parkhomenko S.G., Yarovoy V.G., Kravchenko V.A., Melikov I.M. - №95111419/11; Zayavl. 03.07.95; Opubl. 27.07.97. – 8 s.

13. Patent 2092806 Rossiyskaya Federatsiya, C16 G01 M17/02 SHinnyy tester / Melikov I.M., Yarovoy V.G., Yarovoy A.V., Kravchenko V.A., Parkhomenko S.G. - №96103746/11; Zayavl. 26.02.96; Opubl. 10.10.97. – 8 s.

14. Patent 2107275 Rossiyskaya Federatsiya, C16 G01 M17/02 SHinnyy tester / Kravchenko V.A., Yarovoy V.G., Parkhomenko S.G., Melikov I.M., Yarovoy A.V. - №96109279/28; Zayavl. 05.05.96; Opubl. 20.03.98. – 8 s.