

5. Соколовский, В. В. Статика сыпучей среды / В. В. Соколовский. – М.: Физматгиз, 1966. – 243 с.

6. Харр, М. Е. Основы теоретической механики грунтов / М. Е. Харр. – М.: Стройиздат, 1971. – 320 с.

7. Жданович, Г. М. Теория прессования металлических порошков / Г. М. Жданович. – М.: Metallurgia, 1968. – 268 с.

8. Виноградов, Г. А. Теория листовой прокатки металлических порошков и гранул / Г. А. Виноградов, В. П. Каташинский. – М.: Metallurgia, 1979. – 224 с.

9. Ложечников, Е. Б. Переработка промышленных

отходов в валковых мельницах / Е. Б. Ложечников, А. В. Бусел // Ресурсосберегающие и экологически чистые технологии. – Гродно, 1995. – Т. 1. – С. 165–170.

10. Способ получения тугоплавких порошковых продуктов: пат. RU N<sup>0</sup> 2163180 / В. Д. Жигарев, А. Г. Мержанов, Е. Б. Ложечников [и др.], 2001.

11. Ложечников, Е. Б. Технологический комплекс для размолла шлаков и компактирования извлекаемых из них металлов / Е. Б. Ложечников, В. С. Ласанкин, А. К. Гавриленя // Metallurgia. – 2005. – № 29. – С. 67–72.

Поступила 23.06.2006

УДК 534:629

## ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМОВ УРАВНОВЕШИВАНИЯ ЖАТКИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА КЗС-7, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ КОПИРОВАНИЕ ЕЮ РЕЛЬЕФА ПОЧВЫ БЕЗ ГАЛОПИРОВАНИЯ

*Доктора техн. наук, профессора ШУРИНОВ В. А., КРАСНЕВСКИЙ Л. Г., инж. КАМКО А. И.,  
канд. техн. наук, доц. ГОМАН А. М., канд. техн. наук ЛЕВАНЦЕВИЧ М. А.*

*Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси*

Актуальной проблемой современного зерноуборочного комбайностроения является снижение потерь урожая при проведении уборочных работ. Известно, что эти потери, помимо биологических, складываются из нескольких основных источников, при этом почти половину из них составляют потери за жатвенной частью комбайна, что во многом обусловлено несовершенством систем копирования рельефа почвы жаткой комбайна [1–3].

В современных зерноуборочных машинах копирование рельефа почвы жаткой в продольном и поперечном направлениях осуществляют с помощью специальных механизмов, основными элементами которых являются копирующие устройства (опорные башмаки или колеса), закрепленные на жатке, шарнирно-рычажные звенья и уравнивающие жатку системы. По принципу действия уравнивающие системы подразделяют на механические, гидравлические и электрогидравлические. Из них наиболее широкое применение получили механические системы, основанные на использова-

нии шарнирно-рычажных звеньев с блоком уравнивающих пружин. Их важными преимуществами являются высокие быстродействие и надежность, в том числе и при неблагоприятных погодных условиях, простота обслуживания, технического ухода и ремонта [4]. Общим недостатком, присущим всем известным механизмам копирования, является то, что в процессе уборки урожая на неровных полях имеют место случаи возникновения эффекта галопирования, т. е. явления отрыва опорных башмаков жатки от почвы и их периодического ударного взаимодействия с гребнями поля. В результате срез растительной массы происходит только на гребнях поля, в то время как во впадинах стеблестой, в том числе и полеглий, остается не скошенным. Это приводит к значительному увеличению потерь зерна. Установлено, что эффект галопирования возникает при определенных скоростях движения комбайна.

В известных к настоящему времени публикациях [1–4] синтез и выбор оптимальных параметров звеньев механизмов копирования жа-

ток зерноуборочных комбайнов осуществляют на основе решения статических задач без учета конструктивных особенностей зерноуборочной машины и сложных динамических процессов, возникающих при ее взаимодействии с почвой во время движения. Это во многом затрудняет проведение анализа конструкций зерноуборочных машин и не позволяет обоснованно выбрать параметры входящих в ее состав элементов, а также определить пути совершенствования машины с целью улучшения эксплуатационных характеристик.

Цель настоящей работы заключалась в разработке методологии решения задачи синтеза и выбора рациональных параметров звеньев механизмов копирования, которая учитывала бы динамику взаимодействия зерноуборочного комбайна и жатки с неровностями почвы во время движения при уборке урожая.

Суть методологии состоит в следующем. На начальном этапе геометрические размеры звеньев шарнирно-рычажных механизмов и жесткость уравнивающих пружин с учетом массоинерционных параметров жатки предлагается находить из уравнений статики по условию неперевышения допустимых значений удельного давления опорных башмаков на почву, используя уравнения, приведенные в [1, 2, 5]. Далее, задавая значения скоростных режимов движения исследуемой конструкции комбайна, при которых возможно возникновение эффекта галопирования жатки, с учетом рельефа почвы, следует производить уточнение этих величин.

Условия возникновения галопирования жатки определим из следующих допущений. Полагаем, что галопирование обусловлено кинематическим возбуждением, которое может оказывать рельеф почвы на комбайн как на динамическую систему при его движении с постоянной скоростью. Следовательно, необходимо вычислить критические скорости движения комбайна с учетом его массоинерционных параметров и рельефа почвы.

Стационарные колебания транспортных систем при кинематическом возбуждении рассмотрены в [6, 7]. На основе динамической модели с двумя степенями свободы исследовано установившееся движение мобильного средства по дороге с неровностями. Рассматривались

только продольные колебания. При наличии у мобильного средства прицепа в силу сложности динамической модели колебания последнего исследовались в предположении, что точка крепления прицепа в машине практически не имеет вертикальных перемещений, т. е. прицеп представлялся в виде динамической системы с одной степенью свободы.

Аналогичный подход предлагается использовать и в данной работе, тем более, что масса жатки более чем в 5 раз меньше массы самоходной молотилки комбайна КЗС-7.

В первом приближении предположим, что профиль неровностей поля (рис. 1) можно описать уравнением

$$h = h_0 \left( 1 - \cos \frac{2\pi x}{l_1} \right), \quad (1)$$

где  $h$  – текущая высота макронеровностей поля, соответствующая координате  $x$ ;  $h_0$  – амплитудное значение высоты макронеровностей поля;  $l_1$  – расстояние между вершинами макронеровностей поля.

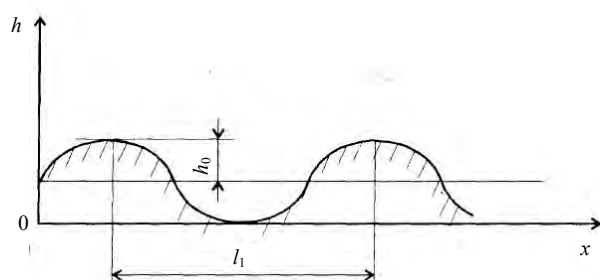


Рис. 1. Расчетная схема профиля рельефа почвы

При движении комбайна со скоростью  $v$  координата  $x$  точки касания шины комбайна с почвой в зависимости от времени  $t$  связана соотношением

$$x = vt. \quad (2)$$

Частота  $p_n$  возмущающего воздействия макронеровностей поля на шину определяется после подстановки (2) в (1)

$$p_n = \frac{2\pi v}{l_1}.$$

Согласно результатам исследований [7] критическую скорость  $v^*$  движения транспортного средства, при которой резко возрастает амплитуда вынужденных колебаний, можно найти из условия равенства его собственной

частоты колебаний  $p$  частоте кинематического возбуждения  $p_л$ :

$$p = p_л \text{ или } p = \frac{2\pi v^*}{l_1}. \quad (3)$$

Отсюда

$$v^* = \frac{pl_1}{2\pi}. \quad (4)$$

Для определения критических скоростей движения молотилки комбайна с жаткой сначала рассмотрим задачу нахождения собственных частот продольных колебаний молотилки без жатки, а затем – самой жатки, с учетом передвижения комбайна. Корпус молотилки комбайна не имеет рессор, поэтому демпфирование колебаний осуществляется только упругими шинами.

Динамическая схема молотилки комбайна изображена на рис. 2.

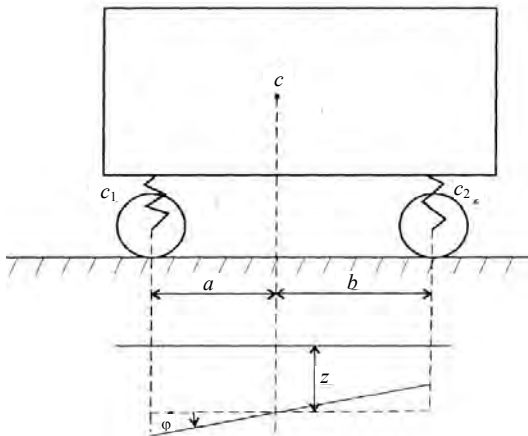


Рис. 2. Динамическая схема корпуса молотилки комбайна в вертикальной плоскости симметрии

На представленной схеме:  $c_1$  и  $c_2$  – жесткости шин задней и передней осей молотилки комбайна;  $m$  – масса корпуса молотилки; центр тяжести  $c$  расположен на расстояниях  $a$  и  $b$  соответственно от задней и передней осей; момент инерции корпуса молотилки относительно оси, перпендикулярной плоскости рисунка и проходящей через центр тяжести, соответствует выражению  $J = m\rho^2$ , где  $\rho$  – радиус инерции.

Поскольку деформации корпуса молотилки комбайна пренебрежимо малы по сравнению с деформациями шин, тело, моделирующее корпус молотилки, считается абсолютно жестким.

Кроме того, горизонтальные колебания системы в рассмотрении не принимаются.

Такая система обладает двумя степенями свободы и за обобщенные координаты  $z$  и  $\varphi$  принимаются соответственно вертикальное перемещение центра тяжести (положительное направление вниз) и угол поворота тела (положительное направление – против хода часовой стрелки) вокруг центра тяжести. При этом деформации шин равны соответственно  $z + a\varphi$  (задняя ось) и  $z - b\varphi$  (передняя ось). Запишем формулы для определения кинетической и потенциальной энергий:

$$T = \frac{m\dot{z}^2}{2} + \frac{m\rho^2\dot{\varphi}^2}{2};$$

$$\Pi = \frac{c_1(z + a\varphi)^2}{2} + \frac{c_2(z - b\varphi)^2}{2},$$

где  $\dot{z}$  – вертикальная скорость корпуса молотилки комбайна;  $\dot{\varphi}$  – угловая скорость корпуса.

Соответственно уравнения Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z} = - \frac{\partial \Pi}{\partial z};$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}$$

принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{z} + (c_1c_2)z + (c_1a - c_2b)\varphi &= 0; \\ m\rho^2\ddot{\varphi} + (c_1a - c_2b)z + (c_1a^2 + c_2b^2)\varphi &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

После подстановки решения в виде:

$$z = A_1 \sin pt; \quad \varphi = A_2 \sin pt \quad (6)$$

получаем однородную систему уравнений:

$$\left. \begin{aligned} -m\rho^2 A_1 + (c_1 + c_2)A_1 + (c_1a - c_2b)A_2 &= 0; \\ -m\rho^2 p^2 A_2 + (c_1a - c_2b)A_1 + (c_1a^2 + c_2b^2)A_2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Отсюда имеем определитель частот

$$\begin{vmatrix} c_1 + c_2 - m\rho^2 & c_1a - c_2b \\ c_1a - c_2b & c_1a^2 + c_2b^2 - m\rho^2 p^2 \end{vmatrix} = 0,$$

раскрывая который получаем частотное уравнение

$$p^4 - \left( \frac{c_1 + c_2}{m} + \frac{c_1 a^2 + c_2 b^2}{m \rho^2} \right) p^2 + \frac{c_1 c_2 (a + b)^2}{m^2 \rho^2} = 0. \quad (8)$$

В общем случае полученное уравнение имеет различные корни. Воспользовавшись выражением (8), определим собственные частоты реальной конструкции комбайна КЗС-7. Исходные данные для расчета: жесткость шин задней и передней осей молотилки комбайна составляют  $c_1 = c_2 = 21,4 \cdot 10^5$  Н/м; масса молотилки  $m = 10430$  кг; радиус инерции молотилки  $\rho = 2,55$  м; расстояния от центра тяжести до передней и задней осей молотилки составляют соответственно:  $a = 1,55$  м,  $b = 1,82$  м; расстояние между вершинами макронеровностей поля  $l_1 = 1,0$  м.

Решив (8), получим выражения для определения собственных частот колебаний корпуса молотилки комбайна КЗС-7:

$$p_1 = \sqrt{\frac{d_1}{2} - \sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 - d_2}}; \quad p_2 = \sqrt{\frac{d_1}{2} + \sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 - d_2}}, \quad (9)$$

где  $d_1 = \frac{c_1 + c_2}{m} + \frac{c_1 a^2 + c_2 b^2}{m \rho^2}$ ;  $d_2 = \frac{c_1 c_2 (a + b)^2}{m^2 \rho^2}$  – коэффициенты.

Подставляя величины исходных данных, определяем численные значения коэффициентов уравнения (9):  $d_1 = 591,3 \text{ с}^{-2}$ ;  $d_2 = 7,37 \cdot 10^4 \text{ с}^{-2}$ ; а затем собственных частот молотилки комбайна:  $p_1 = 13,3 \text{ с}^{-1}$ ;  $p_2 = 20,3 \text{ с}^{-1}$ .

Критические скорости движения корпуса молотилки комбайна определим, воспользовавшись формулами (4):  $v_1^* = 2,1 \text{ м/с} = 7,63 \text{ км/ч}$ ;  $v_2^* = 3,2 \text{ м/с} = 11,52 \text{ км/ч}$ .

Как видно из результатов вычислений, существующая конструкция комбайна КЗС-7 при движении по неровностям почвы с расстоянием между гребнями в 1 м может иметь две критические скорости.

Частоту собственных колебаний жатки с учетом скорости движения комбайна определим, воспользовавшись схемой (рис. 3).

Предположим, что вертикальным перемещением точки  $E$  крепления жатки к корпусу молотилки комбайна можно пренебречь. В этом случае жатка относительно молотилки комбайна совершает качающиеся движения и имеет

одну степень свободы. За обобщенную координату примем угол поворота  $\psi$ . Кинетическая энергия жатки равна

$$T_{ж} = \frac{m_{ж} v^2}{2} + \frac{J_{ж} \dot{\psi}^2}{2}, \quad (10)$$

где  $m_{ж}$  – масса жатки;  $J_{ж}$  – момент инерции относительно шарнира  $E$ ;  $v$  – скорость движения комбайна;  $\dot{\psi}$  – угловая скорость вращения жатки.

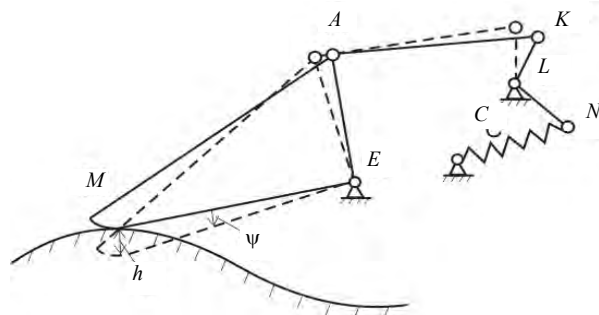


Рис. 3. Динамическая схема жатки комбайна

Потенциальная энергия блока уравнивающих пружин определяется выражением

$$П = \frac{F(\lambda_0 - \lambda(h))^2}{2}, \quad (11)$$

где  $\lambda_0$  – деформация пружин при  $h = 0$ ;  $F$  – суммарная жесткость пружин механизма продольного уравнивания жатки.

Следует отметить, что значение жесткости  $F$  упругой связи в реальных конструкциях механизмов уравнивания обычно завышают вследствие определенного влияния на ее величину массоинерционных параметров жатки, трения в шарнирах, а также жесткости пружин механизма поперечного уравнивания. Деформация пружин  $\lambda(h)$ , кроме того, зависит от линейных и угловых размеров звеньев механизма уравнивания, причем эта зависимость весьма сложная и нелинейная.

Подставляя в уравнение Лагранжа выражение (10) и (11), получим

$$J_m \ddot{\psi} + F[\lambda_0 - \lambda(h)] \frac{d[\lambda(h)]}{d\psi} = 0. \quad (12)$$

Уравнение (12) является нелинейным, и в таком виде его сложно использовать для расче-

та и выбора рациональных параметров шарнирно-рычажных звеньев и уравнивающих пружин механизма продольного копирования жатки. Поэтому дальнейшее решение задачи предлагается осуществлять следующим образом. Исходя из условия обеспечения требуемой величины удельного давления опорных башмаков на почву, геометрические размеры шарнирно-рычажных звеньев и жесткость блока уравнивающих пружин механизмов копирования с учетом массоинерционных параметров жатки определяем из решения статической задачи [5]. Проведя линеаризацию уравнения (12), используем его для проверки полученных результатов, принимая во внимание, что при выбранной скорости движения комбайна галопирование жатки отсутствует. В противном случае путем изменения геометрических размеров шарнирно-рычажных звеньев и жесткости уравнивающих пружин методом последовательных приближений находим их рациональные значения.

По результатам расчетов, выполненных в ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике ПО «Гомсельмаш», зависимость  $\lambda(h)$  при  $\lambda_0 = 0,257$  м имеет вид

$$\lambda(h) = -2,08h + 0,257, \text{ м.} \quad (13)$$

Величина  $h$  связана с углом  $\psi$  приближенной зависимостью (рис. 3)

$$h \approx ME\psi \cos\psi \approx ME\psi, \quad (14)$$

где  $ME$  – расстояние от точки контакта опорных башмаков жатки с почвой до оси крепления шарниров жатки с корпусом.

С учетом (13) и (14) уравнение (12) приобретает вид

$$J_m \ddot{\psi} + c(2,08ME)^2 \psi = 0. \quad (15)$$

Откуда собственная частота колебаний жатки находится из выражения

$$p_{ж} = \sqrt{\frac{c(2,08ME)^2}{J_m}} = 2,08ME \sqrt{\frac{c}{J_m}}. \quad (16)$$

По результатам статического расчета [5], требуемая жесткость блока пружин для уравнивания жатки комбайна КЗС-7, определенная из условия обеспечения минимального дав-

ления опорных башмаков на почву, составляет  $F = 4,2 \cdot 10^5$  Н/м; момент инерции жатки относительно оси шарниров  $J = 1,896 \cdot 10^5$  кг · м<sup>2</sup>, расстояние от точки контакта опорных башмаков жатки с почвой до оси крепления шарниров жатки с корпусом  $ME = 0,684$  м.

В этом случае собственная частота колебаний жатки составит  $p_{ж} = 21,2$  с<sup>-1</sup>.

С помощью выражения (4) определяем критическую скорость движения комбайна, при которой возможно галопирование жатки:  $v_3^* = 3,38$  м/с = 12,2 км/ч.

Таким образом, как видно из результатов вычислений критических скоростей молотилки комбайна и жатки, наименьшую критическую скорость (7,63 км/ч) имеет молотилка комбайна. Следовательно, для существующей конструкции комбайна КЗС-7 возможности повышения производительности уборочных работ за счет увеличения скорости машины при работе с копированием рельефа почвы на поле с шагом неровностей  $l_1 = 1$  м исчерпаны, хотя конструкция жатки позволяет увеличить скорость до 12,2 км/ч. Очевидно, что дальнейшее усовершенствование конструкции молотилки комбайна с целью исключения эффекта галопирования и повышения рабочей скорости целесообразно направлять по пути изменения массоинерционных параметров, например увеличения жесткости шин, рациональной компоновки элементов молотилки, снижения массы и др.

В табл. 1 приведены расчетные значения критических скоростей молотилки комбайна КЗС-7 при варьировании жесткостных и массоинерционных параметров в пределах  $\pm 20$  % существующих.

Таблица 1

№ п/п	Жесткость шин, $\times 10^5$ Н/м		Масса молотилки, кг	Радиус инерции, м	Расстояние от центра тяжести, м		Критическая скорость молотилки, км/ч	
	$c_1$	$c_2$			$a$	$b$		
1	17,12	17,12	10430	2,55	1,55	1,82	6,8	
2	21,4	21,4					7,63	
3	25,68	25,68					8,37	
4	21,4	21,4					2,04	9,52
5							3,06	6,5
6	25,68	25,68					2,04	10,4

7		8344			11,52
---	--	------	--	--	-------

Как видно из табл. 1, только за счет увеличения жесткости шин, снижения массы и радиуса инерции критическую скорость существующей конструкции молотилки комбайна, обуславливающую возникновение эффекта галопирования, можно увеличить на 50–55 %.

### ВЫВОДЫ

1. Существующие методы расчета геометрических и прочностных параметров шарнирно-рычажных звеньев и уравнивающих пружин в механизмах копирования рельефа почвы жаткой комбайна, основанные на решении статических задач, не обеспечивают обоснованного выбора оптимальных значений этих величин, поскольку не учитывают особенностей динамического взаимодействия зерноуборочной машины с неровностями поля при различных скоростях передвижения в процессе уборки урожая. Возможности анализа конструкции комбайна и жатки с целью изыскания путей улучшения эксплуатационных характеристик и повышения производительности в этом случае весьма ограничены.

2. Предложено при выборе рациональных параметров звеньев механизмов копирования наряду с решением статической задачи учитывать динамику взаимодействия молотилки комбайна и жатки с неровностями почвы в соответствии с методикой, изложенной выше. При этом в статической задаче, исходя из условия обеспечения требуемого удельного давления опорных башмаков на почву, определяются геометрические размеры звеньев и жесткость уравнивающих пружин механизмов копирования. В динамической задаче с учетом жесткостных и массоинерционных параметров

молотилки комбайна и жатки определяется критическая скорость зерноуборочной машины, обуславливающая возникновение галопирования. Сопоставляя полученные результаты, проводят корректировку размеров звеньев и жесткости пружин соответственно и массоинерционных параметров конструкции комбайна и жатки, обеспечивающих устойчивую работу зерноуборочной машины при высоких скоростях без галопирования. Предложенная методика обеспечивает возможность проведения анализа и совершенствования конструкций зерноуборочных комбайнов с целью повышения производительности и снижения потерь зерна.

### ЛИТЕРАТУРА

1. **Теория**, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин: учеб. для вузов сельскохозяйственного машиностроения / Е. С. Босой [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1977. – 568 с.
2. **Синтез** и оптимизация параметров навески копирующих жаток / А. Г. Далальянц [и др.] // Проектирование зерноуборочных машин: межвуз. сб. – Ростов н/Д., ВИСХОМ, 1984. – С. 26–31.
3. **Михайлов, М. В.** Автоматическое копирование рельефа поля жатвенными механизмами / М. В. Михайлов // Труды ВИСХОМ. – 1988. – Вып. 57. – С. 8–14.
4. **Клочков, А. В.** Зерноуборочные комбайны / А. В. Клочков, А. В. Адаш, В. А. Попов. – Минск: ДизайнПРО, 2004. – 240 с.
5. **Камко, А. И.** Разработка методов расчета механизмов продольного и поперечного копирования рельефа поля жаткой комбайна / А. И. Камко, В. А. Шуринов // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2005. – № 4. – С. 61–69.
6. **Бидерман, В. Н.** Теория механических колебаний / В. Н. Бидерман. – М.: Высш. шк., 1980. – 408 с.
7. **Светлицкий, В. А.** Случайные колебания механических систем / В. А. Светлицкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 320 с.

Поступила 30.03.2006