



# ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

---

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

---

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

**В.М. Шарипов**

Издается с февраля 1930 г.

**2•2017**

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ**

**Годжаев З.А.**

**Горбачёв И.В.**

**Городецкий К.И.**

**Ерохин М.Н.**

**Жалнин Э.В.**

**Измайлов А.Ю.**

**Ковалёв М.М.**

**Котиев Г.О.**

**Ксенович Т.И.**

**Кутьков Г.М.**

**Лачуга Ю.Ф.**

**Ляшенко М.В.**

**Предигер В.**

**Фомин В.М.**

**Щельцын Н.А.**

**Учредитель**

- Редакция

---

Зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций 18.03.2016 ПИ № ФС77-65085

---

Журнал входит в перечень ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней, а также в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ)

**Издатель**

Московский Политех

Адрес редакции:

115280, Москва, Автозаводская, 16

Тел. (495) 276-33-67

E-mail: [izdat.mospolytech@yandex.ru](mailto:izdat.mospolytech@yandex.ru)

Сайт: [www.mospolytech.ru](http://www.mospolytech.ru)

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ	THEORY, DESIGN, TESTING	
<b>Городецкий К.И., Парфенов А.П., Лавлинский А.М.</b> Обобщенные тяговые показатели сельскохозяйственных тракторов	<b>Gorodetskiy K.I., Parfenov A.P., Lavlinskiy A.M.</b> Generalized traction indicators of agricultural tractors	3
<b>Донцов И.Е., Лысыч М.Н.</b> Установка для объемного динамометрирования почвообрабатывающих рабочих органов и результаты ее использования	<b>Dontsov I.E., Lysych M.N.</b> Installation for three-dimensional dynamic measurement of the tilling tools and the results of its use	9
<b>Игамбердиев А.К.</b> Обоснование технологических и конструктивных параметров сошника для посева семян озимой пшеницы в междурядья хлопчатника	<b>Igamberdiev A.K.</b> Justification of technological and design parameters of the colter for winter wheat seeding in cotton row-spacing	16
<b>Нетрусов А.Н., Фомин В.М.</b> Исследование прочностных качеств рабочих колес из композитного материала агрегатов наддува дизелей	<b>Netrusov A.N., Fomin V.M.</b> Investigation of strength properties of impellers made of composite material for diesel engines	21
<b>Гоева В.В.</b> Методика определения износа лопаток вентилятора дробилки зерна	<b>Goeva V.V.</b> Method of determining wear of fan blades crusher grain	29
<b>Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Гаев С.В., Трошкин О.В.</b> Силовой анализ двухпоточных гидромеханических передач	<b>Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Gaev S.V., Troshkin O.V.</b> Power analysis of dual-flow hydromechanical gears	35
АГРОСЕРВИС	AGRICULTURAL SERVICE	
<b>Бондарь В.Н.</b> Оценка влияния различных методов предпусковой подготовки тракторного дизеля на его пусковые характеристики	<b>Bondar V.N.</b> Determination of different methods of tractors diesel engine pre-start preparation at its starting characteristics	42
ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА	ECONOMICS, ORGANIZATION AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING	
<b>Маслов Г.Г., Журий И.А.</b> Перспективные составы машинно-тракторных агрегатов для совмещения операций	<b>Maslov G.G., Zhury I.A.</b> Perspective structures of machine and tractor units for operations combination	47

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении по каталогу «Пресса России» – индекс 27863, а также в агентствах: «Информнаука», тел. (495) 787-38-73, gladkih@viniti.ru; «Урал-Пресс», тел. (495) 789-86-36, e.timoshenkova@ural-press.ru; «МК-Периодика», тел. (495) 672-70-89, chernous@periodicals.ru

Подписано в печать 14.03.2017. Формат 60x88/8.  
Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 6,5. Тираж 500. Заказ № 95.  
Отпечатано в типографии издательства Московского Политеха.  
115280, Москва, Автозаводская, 16. Тел. (495) 276-33-67.

Перепечатка материалов из журнала возможна при обязательном письменном согласии редакции.  
При перепечатке ссылка на журнал «Тракторы и сельхозмашины» обязательна.  
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.  
За приводимые в статьях факты, точность расчетов и экспериментальных данных, а также за точность цитирования и ссылок на источники ответственность несут авторы.

# ОБОБЩЕННЫЕ ТЯГОВЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ТРАКТОРОВ

## GENERALIZED TRACTION INDICATORS OF AGRICULTURAL TRACTORS

**К.И. ГОРОДЕЦКИЙ**, д.т.н.  
**А.П. ПАРФЕНОВ**, к.т.н.  
**А.М. ЛАВЛИНСКИЙ**

Московский политехнический университет, Москва,  
Россия, kg1101@yandex.ru

**K.I. GORODETSKIY**, DSc in Engineering  
**A.P. PARFENOV**, PhD in Engineering  
**A.M. LAVLINSKIY**

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia,  
kg1101@yandex.ru

В 1972 году вышла монография Г.Г. Колобова и А.П. Парфенова. «Тяговые характеристики тракторов». (М.: Машиностроение, 1972). В монографии обобщены путем осреднения многочисленные результаты полевых испытаний отечественных колесных и гусеничных тракторов того времени, проведенные машиноиспытательными станциями в различных почвенно-климатических зонах СССР. Это оказало влияние на постановку и изучение вопроса по определению буксования тракторов, а в целом на изучение их тягово-сцепных характеристик. Осреднение экспериментальных данных производилось по формулам и коэффициентам, разработанными авторами монографии. Полученные зависимости, называемые далее тягово-сцепными характеристиками тракторов, устанавливают зависимость коэффициента использования сцепного веса (удельной силы тяги на крюке) от буксования тракторов различных типов на различных почвенных фонах.

К настоящему времени изменились представления о роли проведенных исследований в изучении процесса взаимодействия колеса и гусеницы с поверхностью пути. Введены в действие стандарты, ограничивающие буксование сельскохозяйственных тракторов с учетом негативного воздействия их двигателей на почву. Возникла необходимость в уточнении используемой ранее терминологии с целью унификации одинаковых по смыслу терминов, применяемых в различных, но родственных технических дисциплинах.

Целью статьи является переосмысление прежних результатов исследований и оценка их актуальности, разграничение физического смысла и понятий коэффициента сцепления и коэффициента использования сцепного веса (удельной силы тяги на крюке), определение тяговых возможностей колесных и гусеничных тракторов на естественных агротехнических фонах и асфальтобетонной поверхности с учетом действующих ограничений по буксованию.

Было предложено для целей инженерных расчетов при оценке тягово-сцепных качеств тракторов использовать в качестве коэффициента сцепления различных двигателей его значение, соответствующее максимальному буксованию на соответствующем агротехническом фоне или сухом бетоне. Также установлено, что ограничения по буксованию тракторов на металлических гусеницах завышены на всех почвенных фонах, поскольку они скорее характеризуют «стоповый» режим трактора, чем начало неустойчивой работы двигателя. Параметры тягово-сцепных характеристик колесных тракторов 4К4а нуждаются в корректировке на основе статистического пополнения исходными данными по тяговым испытаниям таких тракторов, имеющих компоновку, которая учитывает возросшую роль переднего ведущего моста в создании тягового усилия трактора. Для тракторов с колесной формулой 4К2 тяговые характеристики одновременно являются характеристиками тягово-сцепных показателей отдельных ведущих колес (шин). Поэтому, располагая такими данными по всем имеющимся ведущим шинам разных размерностей, можно расчетным путем на стадии проектирования определять тяговые свойства вновь создаваемых различных вариантов машин, в том числе полноприводных.

**Ключевые слова:** колесный трактор; гусеничный трактор; тяговая характеристика; коэффициент сцепления; коэффициент использования сцепного веса; испытания.

In 1972 G.G. Kolobov and A.P. Parfenov published the monograph «Traction characteristics of tractors». The monograph generalized numerous results of field tests of domestic wheeled and caterpillar tractors of that time, conducted by machine testing stations in various soil and climatic zones of the USSR. This had an impact on formulation and study of the issue of determining of tractors slippage, and in general, the study of their traction characteristics. Averaging of the experimental data was carried out according to the formulas and coefficients developed by the authors of the monograph. The obtained dependencies, hereinafter referred to as traction characteristics of tractors, establish the dependence of the coefficient of usable traction (specific traction force on the hook) on the slipping of tractors of various types on different soils.

By now, the concept of the role of the studies in research of the interaction of a wheel and track with the surface has changed. The standards have been introduced to limit slipping of agricultural tractors, considering the negative impact of their propulsors on the soil. There is a need to clarify the terminology used earlier in order to unify the same meaning terms used in different, but related technical disciplines.

Objectives of work are: rethinking of previous research results and assessing their relevance; distinction between the physical meaning and concepts of the traction coefficient and the coefficient of usable traction (specific traction force on the hook); determination of traction capabilities of wheeled and caterpillar tractors on natural agrotechnical and asphalt-concrete surfaces, considering current slippage limitations.

It was proposed for the purposes of engineering calculations in assessing traction performance of tractors to use as a traction coefficient of various propulsors its value corresponding to the maximum slipping on the appropriate agro-technical background or dry concrete. It is also found that the limitations on slipping of tractors on metal caterpillars are overstated on all soil backgrounds, since they rather characterize the «stop» mode of the tractor, than the beginning of the unstable operation of the engine.

The parameters of traction characteristics of 4x4 wheeled tractors require correction based on statistical replenishment with the initial data on traction tests of such tractors having a layout that considers the increased role of the front drive axle in creating the tractor pulling power. For 4x2 tractors traction characteristics are at the same time characteristics of traction performance of individual driving wheels (tires). Therefore, having such data on all available driving tires of different dimensions, it is possible, at the development stage, to determine traction properties of newly created different variants of machines, including all-wheel drive.

**Keywords:** wheeled tractor; caterpillar tractor; traction characteristic; traction coefficient; coefficient of usable traction; tests.

## Введение

В работе Г.Г. Колобова и А.П. Парфенова [1] статистически обобщены многочисленные результаты официальных тяговых испытаний отечественных колесных и гусеничных сельскохозяйственных тракторов, выпускавшихся и находившихся в производстве, которые были проведены машиноиспытательными станциями (МИС) в различных почвенно-климатических зонах СССР. Особую ценность исходным для обобщения материалам придает то обстоятельство, что тяговые испытания проводились по единой методике и, в том числе, на естественных сельскохозяйственных фонах. Однако более, чем сорокапятилетний интервал, отделяющий время написания монографии от настоящего времени, вызывает необходимость переосмыслить прежние результаты исследований. Сами осредненные зависимости далее будем называть тягово-сцепными характеристиками (ТСХ) сельскохозяйственных тракторов.

Целью данного исследования является переосмысление прежних результатов исследований и оценка их актуальности, разграничение физического смысла и понятий коэффициента сцепления и коэффициента использования сцепного веса (удельной силы тяги на крюке), определение тяговых возможностей колесных и гусеничных тракторов на естественных агротехнических фонах и асфальтобетонной поверхности с учетом действующих ограничений по буксованию.

## Материалы и методы исследования

В качестве основного параметра ТСХ был выбран коэффициент  $\varphi_{кр}$ , представляющий собой отношение силы тяги  $P_{кр}$  на крюке трактора к нормальной нагрузке на его ведущие колеса или гусеницы, т.е. к его сцепному весу  $G_{сц} = \lambda G$ , где  $G$  – вес трактора,  $\lambda$  – доля веса, приходящаяся на его ведущие колеса ( $\lambda = 1$  для гусеничных и 4К4,  $\lambda < 1$  для колесных тракторов 4К2). Коэффициент  $\varphi_{кр}$  принят в

качестве основного параметра не случайно. Трактор является преимущественно тяговой машиной, для которой основным показателем является сила тяги на крюке. С другой стороны,  $P_{кр}$ , а значит и  $\varphi_{кр}$ , зависит от конкретных условий работы, например типа почвы, давления в шинах, расположения центра давления на грунт, высоты точки прицепа и др. Все это оказало решающее влияние на представление ТСХ в виде осредненных опытных данных, выражаемых зависимостью:

$$\varphi_{кр} = \varphi_{кр \max} - A e^{-B\delta}, \quad (1)$$

где  $\varphi_{кр \max}$  и  $\varphi_{кр}$  – соответственно максимальное и текущее значения удельной силы тяги на крюке,  $\delta$  – буксование,  $A$  и  $B$  – коэффициенты, зависящие от типа трактора, типа и состояния почвенного и дорожного фона. Зависимость (1) можно представить в виде:

$$\delta = \frac{1}{B} \ln \frac{A}{\varphi_{кр \max} - \varphi_{кр}}. \quad (2)$$

Выражение (2) удобно для построения кривой буксования теоретической тяговой характеристики сельскохозяйственного трактора в процессе выполнения его тягового расчета.

## Результаты исследования и их обсуждение

Преобразование зависимостей (1, 2) в графическую форму выполнено с помощью стандартной программы MS Excel и представлено на рисунках 1–3.

Большинство специалистов считают, что коэффициент сцепления  $\phi$  двигателя трактора с поверхностью пути в направлении движения представляет собой отношение максимальной по сцеплению силы тяги  $P_{\phi}$  к сцепному весу  $G_{сц}$  трактора [2]. Поскольку в данной работе оцениваются ТСХ, являющиеся усредненными характеристиками тягово-сцепных качеств тракторов, для целей инженерных расчетов



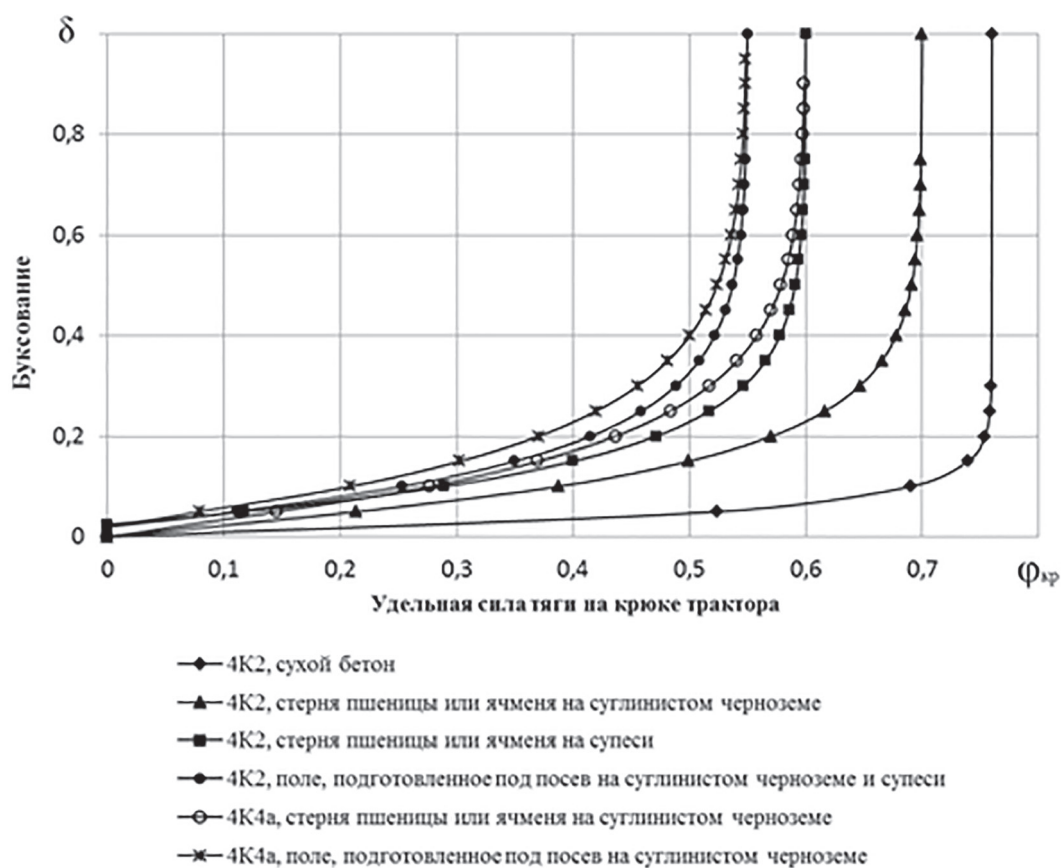


Рис. 1. ТСХ колесных тракторов 4К2 и 4К4а на сухом бетоне и почвенных фонах

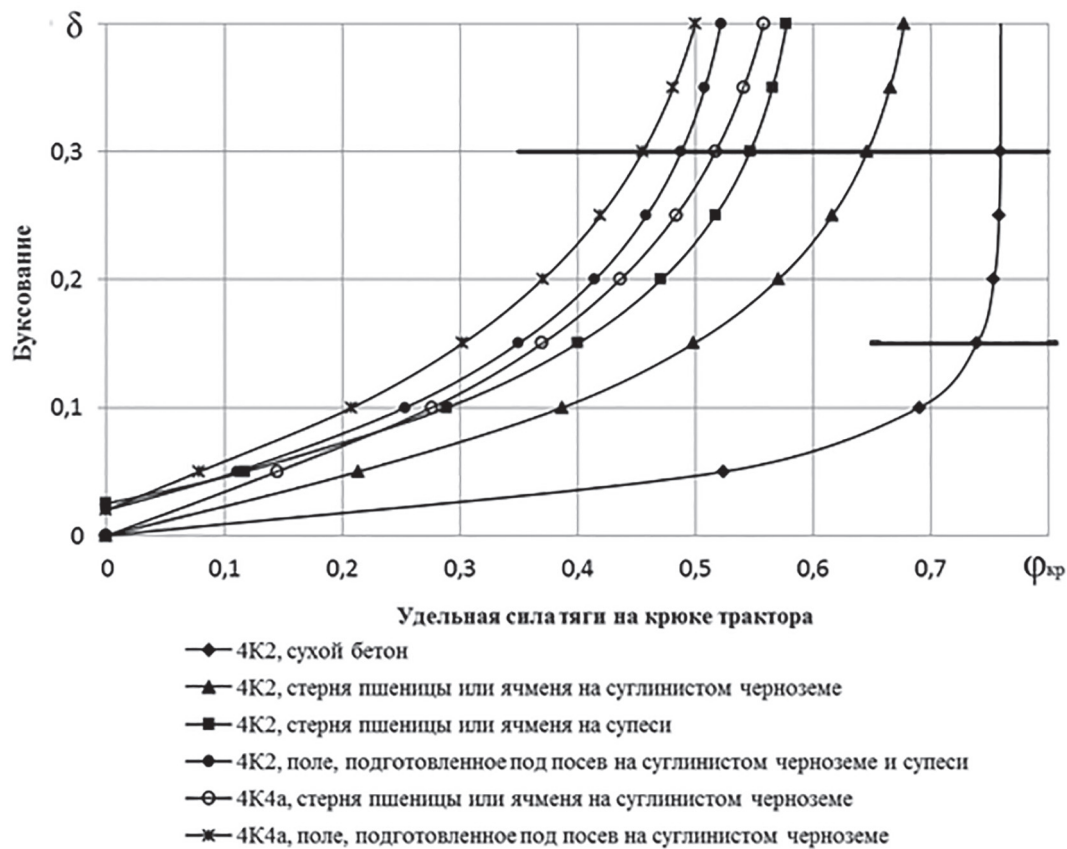


Рис. 2. ТСХ колесных тракторов 4К2 и 4К4а на сухом бетоне и почвенных фонах с ограничениями по буксованию

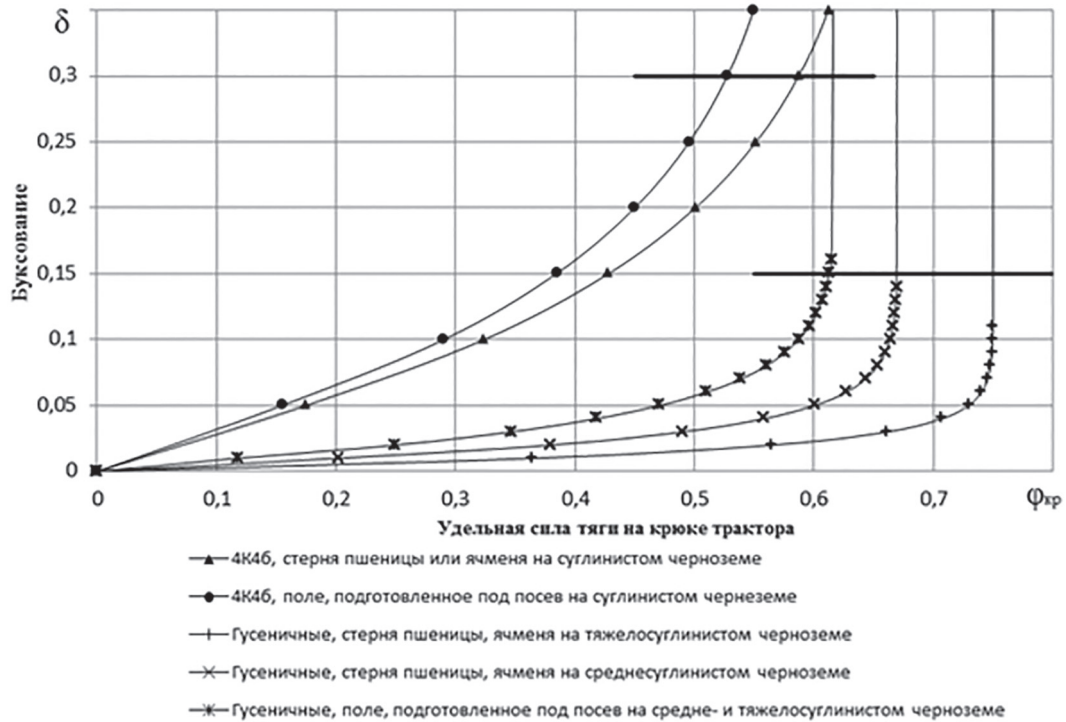


Рис. 3. ТСХ тракторов 4К46 и тракторов с металлической гусеницей на почвенных фонах с ограничениями по буксованию

можно считать, что коэффициентом сцепления различных движителей является значение  $\Phi_{кр \max}$  на соответствующем агротехническом фоне или дорожном покрытии.

Поскольку предметом труда сельскохозяйственного трактора является живая природа, для него являются важными агротехнические ограничения ряда параметров тракторов, рабочих значений буксования, уплотняющего воздействия на почву, которые регламентируются стандартами [3]. Позже был разработан и введен стандарт, ограничивающий максимально допустимую величину буксования движителей сельскохозяйственных тракторов [4]. В этом стандарте устанавливаются границы по буксованию: «максимальное тяговое усилие должно ограничиваться началом неустойчивой работы двигателя или буксованием, предельное значение которого должно быть на треках не более 7 % для гусеничных тракторов, 15 % для колесных и гусеничных тракторов с эластичной (резиновой) гусеницей, а на почвенных фонах – 15 и 30 % соответственно».

На рисунках 2 и 3 на ТСХ колесных тракторов и тракторов на металлических гусеницах нанесены границы по буксованию по ГОСТ 30745-2001, которые позволяют установить соответствующие им граничные значения коэффициента  $\Phi_{кр}$ . Эти граничные значения сведены в таблицу 1

и позволяют сравнить ТСХ сельскохозяйственных тракторов в сопоставимых условиях, а также оценить корректность ограничений, установленных указанным стандартом. Так, например, ограничения по буксованию тракторов на металлических гусеницах завышены на всех почвенных фонах, поскольку они скорее характеризуют «стоповый» режим трактора, чем начало неустойчивой работы двигателя.

ТСХ колесных тракторов 4К2 одновременно являются усредненными характеристиками отдельных ведущих колес (шин). Следовательно, если располагать такими данными по всем имеющимся ведущим шинам разных размеров, то можно расчетным путем на стадии проектирования оценивать тяговые свойства вновь создаваемых разных вариантов полноприводных машин. Однако такие сведения по отдельным шинам ведущих колес практически отсутствуют, также как отсутствует и задача необходимости их определения.

По причине основной работы тракторных шин ведущих колес на разнообразных, в том числе «слабых» грунтах, они принципиально отличаются от большинства остальных шин тем, что относятся к группе шин низкого давления [5].

Коэффициенты ТСХ колесных тракторов 4К4а нуждаются в корректировке, а массив исходных данных – в серьезном статистическом

Таблица 1

## Коэффициенты, определяющие параметры ТСХ тракторов на различных почвенных фонах и сухом бетоне

Двигатель	Почва, фон	$\phi_{\max}$	A	B	$\phi_{\text{кр}}$ граничное
4К2	Сухой бетон	0,76	0,8	24,4	0,74
	Стерня пшеницы, ячменя на суглинистом черноземе	0,7	0,756	8,82	0,64
	Стерня пшеницы, ячменя на супеси	0,6	0,75	8,81	0,54
	Поле, подготовленное под посев, на суглинистом черноземе и супеси	0,55	0,65	7,85	0,49
4К4а	Стерня пшеницы, ячменя на суглинистом черноземе	0,6	0,64	6,82	0,515
	Поле, подготовленное под посев, на суглинистом черноземе	0,55	0,65	6,43	0,45
4К4б	Стерня пшеницы, ячменя на суглинистом черноземе	0,67	0,708	7,15	0,57
	Поле, подготовленное под посев, на суглинистом черноземе	0,6	0,64	7,25	0,52
Металлическая гусеница	Стерня пшеницы, ячменя на тяжелосуглинистом черноземе	0,75	0,8	73,0	0,75
	Стерня пшеницы, чменя на среднесуглинистом черноземе	0,67	0,753	47,6	0,67
	Поле, подготовленное под посев, на средне- и тяжелосуглинистом черноземе	0,62	0,68	30,3	0,62

пополнении, связанном с тем, что они были получены на основе тяговых испытаний тракторов «классической» компоновки, у которых ведущий передний мост выполнял вспомогательную роль в реализации тягового усилия трактора и включался в работу автоматически только при достижении буксования трактора определенного значения или принудительно – по воле оператора. Отсюда – существенно меньший диаметр передних управляемых колес, чем задних основных ведущих, меньшая нормальная нагрузка от веса трактора. Однако со времени разработки параметров ТСХ классическая компоновка была усовершенствована в направлении увеличения доли переднего ведущего моста в создании тягового усилия трактора. Часть веса трактора, приходящаяся на передний мост, увеличилась, а размер передних колес почти сравнялся с размером задних. Универсальные тракторы с такой компоновкой доминируют на рынке, а граница мощности их двигателей достигает 360 кВт.

ТСХ тракторов с традиционной ходовой системой должны быть дополнены параметрами тракторов на резиноармированных гусеницах (РАГ), которые уже на протяжении нескольких десятилетий пополняют парки гусеничных тракторов разных стран, в том числе и РФ, а двигатели с РАГ хорошо зарекомендовали себя не только в сельскохозяйственном производстве, но и в легкой строительно-дорожной технике. Это относится также к новым типам дви-

жителей, использующим РАГ и создаваемым на базе тракторов 4К4б с шарнирной рамой.

Накоплен значительный материал по тяговым испытаниям, но только на искусственных покрытиях, что не позволяет сравнить показатели отечественных гусеничных тракторов с показателями тракторов с РАГ, полученных в техническом университете штата Небраска (США) [6]. Поэтому оценивать корректность ограничений по буксованию, установленных стандартом [4], возможно только на основании полученных ТСХ для тракторов с РАГ.

Рисунок 3 показывает превосходство тракторов с металлическими гусеницами над полноприводными тракторами 4К4б при всех значениях буксований до достижения установленных стандартом предельных значений. Выше говорилось о неправомерно завышенных значениях предельных буксований для тракторов на металлических гусеницах, что не позволяет оценить преимущество гусеничных тракторов при корректно выбранных значениях предельных буксований.

### Выводы

1. Осредненные ТСХ представляют собой безразмерные графические изображения зависимостей буксования тракторов на почвах сельскохозяйственного назначения разных природно-производственных зон страны, объединяющие многофакторные и разнородные по физическому смыслу (буксование и коэф-

фициенты использования сцепного веса) в единый график и могут быть использованы для осредненной оценки тягово-сцепных качеств сельскохозяйственных тракторов различных типов. Удельная сила тяги на крюке трактора является основным показателем обобщенных ТСХ с учетом конкретных (тип и состояние почвы, давления в шине, расположение центра давления, высоты точки прицепа и др.) условий проведения испытаний.

2. Параметры ТСХ колесных тракторов 4К4а нуждаются в корректировке, а массив исходных данных – в серьезном статистическом пополнении, связанном с тем, что компоновка таких тракторов за истекшее время претерпела изменения, а роль переднего ведущего моста в передаче тягового усилия трактора возросла. Все это может изменить значения параметров ТСХ.

3. Для целей инженерных расчетов можно считать, что коэффициентом сцепления различных движителей является значение  $\varphi_{кр\ max}$  на соответствующем агротехническом фоне или дорожном покрытии, достигаемое при максимальном буксовании движителя.

4. Регламентированные ГОСТ 30745-2001 ограничения по буксованию тракторов на металлических гусеницах завышены на всех почвенных фонах, поскольку они скорее характеризуют «стоповый» режим трактора, чем начало неустойчивой работы двигателя.

5. ТСХ колесных тракторов 4К2 могут быть отнесены к характеристикам отдельных ведущих колес (шин). При наличии данных по ведущим шинам разных размерностей можно расчетным путем определять тяговые свойства вновь создаваемых различных вариантов полноприводных машин. Начинать лабораторно-полевые испытания по определению ТСХ тракторных шин низкого давления целесообразно с имеющихся в настоящее время в производстве размерностей.

6. ТСХ сельскохозяйственных тракторов должны быть дополнены ТСХ тракторов на резиноармированных гусеницах (РАГ), которые уже на протяжении нескольких десятилетий пополняют парки гусеничных тракторов разных стран, а движители с РАГ хорошо зарекомендовали себя не только в сельскохозяйственном производстве, но и в легкой строительной-дорожной технике. Это относится и к новым типам движителей, использующим РАГ и создаваемым на базе тракторов 4К4б с шарнирной рамой.

## Литература

1. Колобов Г.Г., Парфенов А.П. Тяговые характеристики тракторов. М.: Машиностроение, 1972. 157 с.
2. Парфенов А.П., Щетинин Ю.С. Об унификации некоторых терминов и понятий, применяемых в теории трактора, автомобиля, быстроходных колесных и гусеничных транспортно-тяговых машин // Известия МГТУ «МАМИ». 2014. № 4 (22). Т. 1. С. 102–106.
3. ГОСТ 26953-86, ГОСТ 26954-86, ГОСТ 26955-86. Техника сельскохозяйственная мобильная. Нормы воздействия движителей на почву. Методы определения воздействия движителей на почву. Метод определения максимального нормального напряжения в почве. М.: Изд-во стандартов, 1986. 22 с.
4. ГОСТ 30745-2001. Тракторы сельскохозяйственные. Определение тяговых показателей. М.: Изд-во стандартов, 2002. 15 с.
5. ГОСТ 25641.1-94. Шины (серии с маркировкой нормы слойности) и ободья для сельскохозяйственных тракторов и машин. Обозначения и размеры шин. М.: Изд-во стандартов, 1997. 29 с.
6. Tractor test reports // Nebraska Tractor Test Laboratory [Электронный ресурс]. URL: <http://tractortestlab.unl.edu/testreports> (дата обращения 27.01.2017).

## References

1. Kolobov G.G., Parfenov A.P. Tyagovye kharakteristiki traktorov [Traction characteristics of Tractors]. Moscow: Mashinostroenie Publ. 1972. 157 p.
2. Parfenov A.P., Shchetinin Yu.S. Unification of terms and concepts used in the theory of dynamics of tractors, cars, high-speed wheeled and caterpillar transport and traction vehicles. Izvestiya MG TU «MAMI». 2014. No 4 (22). T. 1, pp. 102-106 (in Russ.).
3. GOST 26953-86, GOST 26954-86, GOST 26955-86. Mobile agricultural engineering. Norms of impact propulsion on the soil. Methods for determining of propulsion impact on the soil. Method for determining of maximum normal stress in the soil. Moscow: Izd-vo standartov Publ. 1986. 22 p.
4. GOST 30745-2001. Agricultural tractors. Determination of traction indicators. Moscow: Izd-vo standartov Publ. 2002. 15 p.
5. GOST 25641.1-94. Tires (series with ply rating marking) and rims for agricultural tractors and machines. Designations and sizes of tires. Moscow: Izd-vo standartov Publ. 1997. 29 p.
6. Tractor test reports // Nebraska Tractor Test Laboratory [Elektronnyy resurs]. URL: <http://tractortestlab.unl.edu/testreports> (accessed 27.01.2017).



# УСТАНОВКА ДЛЯ ОБЪЕМНОГО ДИНАМОМЕТРИРОВАНИЯ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ И РЕЗУЛЬТАТЫ ЕЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ

## INSTALLATION FOR THREE-DIMENSIONAL DYNAMIC MEASUREMENT OF THE TILLING TOOLS AND THE RESULTS OF ITS USE

**И.Е. Донцов**, к.т.н.

**М.Н. Лысыч**, к.т.н.

Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова, Воронеж, Россия, vglta@vglta.vrn.ru

**I.E. Dontsov**, PhD in Engineering

**M.N. Lysych**, PhD in Engineering

Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», Voronezh, Russian Federation, vglta@vglta.vrn.ru

Для эффективной работы лесных и сельскохозяйственных почвообрабатывающих машин и орудий важно иметь информацию о силовых параметрах почвообрабатывающих рабочих органов. Цель исследований – разработать устройство, способное дать представление об изменении силовых параметров рабочих органов во всех трех плоскостях проекций для неустановившегося движения машинно-тракторного агрегата. За основу взята модель силового взаимодействия почвообрабатывающих орудий с почвой, предложенная проф. Л.В. Гячевым. Статья посвящена изучению силовых параметров пассивных, активных и ротационных почвообрабатывающих рабочих органов. Разработана установка для измерения силовых параметров почвообрабатывающих рабочих органов в трех плоскостях проекций. Установка для определения силовых параметров рабочих органов включает следующие основные элементы: почвенный канал, тяговую тележку с 3-точечным навесным устройством, тензометрическое навесное оборудование и устройства для преобразования электрического сигнала и регистрации измеряемых величин. Датчики включают: датчики усилий в тягах навески и датчики угловых перемещений рабочего органа. Электрические сигналы с датчиков подаются на модуль аналогового ввода. Затем сигналы подаются на преобразователь интерфейса. Далее сигналы обрабатывают на ЭВМ. В ходе эксперимента рабочий орган устанавливают в различные положения по отношению к основному (прямолинейному) движению, регистрируют параметры, характеризующие его координаты (факторы) и усилия в тягах навесного оборудования (отклики). Затем вычисляют характеристики главного вектора и главного момента, равнодействующей сил взаимодействия рабочих органов с почвой. Результаты нескольких измерений аппроксимируют кривой, в наибольшей степени соответствующей характеру взаимодействия. Полученные данные используют при изучении устойчивости, колебаний и динамики неустановившегося движения почвообрабатывающих орудий и машинно-тракторных агрегатов.

**Ключевые слова:** почва, рабочий орган, силовое взаимодействие, динамика, устойчивость, колебания.

For effective work of forestry and agricultural tilling equipment it is important to have information about the power parameters of tilling tool. The purpose of the research is to develop a device that can give an idea about changing the power parameters of tillage tool in all three planes of projections for the unsteady motion of the tractor with a tillage tool. This method is based on the model of force interaction of tillage implements with the soil, suggested by Professor L.V. Gyachev. The article is devoted to the study of power parameters of passive, active, and rotational tilling tool. A setup was designed to measure power parameters of tillage tool in three planes of projections. The installation to determine the power parameters of the tillage tool includes the following basic elements: soil channel, traction trolley, attachments and devices for converting of electrical signal and recording of the measured values. The sensors include: force sensors in linkage bars and sensors of working body movement. Electrical signals from sensors are served on an analog input module. Then the signals are supplied to the inverter interface. Next, the signals are processed on a computer. In the experiment, the tillage tool is set in various positions relative to the main (straight) movement, recorded are the parameters characterizing the coordinates (function arguments) and forces in the linkage (functions). Then the characteristics of the main force vector and main torque of the forces resultant of tillage tool interaction with soil are calculated. The results of several measurements are approximated by the curve most appropriate to the nature of the interaction. The obtained data are used in the study of stability, oscillations and dynamics of non-steady motion of tillers and tractor units.

**Keywords:** soil, tillage tool, force interaction, the dynamics, stability, fluctuations.

## Введение

Изучение силовых параметров рабочих органов является важным для дальнейшей эффективной работы почвообрабатывающих машин и орудий. Многочисленные исследования [1–11] в этом направлении либо неполны (измеряют только тяговое сопротивление), либо недостаточно точны, что затрудняет их использование в изучении динамики неустановившегося движения машин, орудий и машинно-тракторных агрегатов (МТА).

## Цель исследований

Разработать устройство, способное дать представление об изменении силовых параметрах рабочих органов во всех трех плоскостях проекций для неустановившегося движения МТА.

## Материалы и методы исследований

Установка [6] для определения силовых параметров рабочих органов (рис. 1) включает следующие основные элементы: почвенный канал 1, тяговую тележку 2 с 3-точечным навесным устройством, тензометрическое навесное оборудование 3 и устройства 4 для преобразования электрического сигнала и регистрации измеряемых величин.

Тензометрическое оборудование жестко прикреплено к навесному устройству тяговой тележки. Оборудование включает следующие

основные элементы (рис. 2): две рамки 1 и 2, соединенные между собой при помощи трех параллельных тяг 3 и трех тяг-раскосов 4 с шаровыми шарнирами 5. Тензодатчики 6 вмонтированы в тяги 3 и 4. Из-за наличия шаровых шарниров 5 на концах тяг 3 и 4, они (тяги) воспринимают только осевые нагрузки, блокируя, однако, все шесть степеней свободы механизма. Исследуемый рабочий орган через кронштейн 7 крепится к свободной рамке 2. Кронштейн 7 позволяет поворачивать и фиксировать рабочий орган в продольно-вертикальной (датчик 8) и горизонтальной (датчик 9) плоскостях на угол  $\pm 45^\circ$ .

Для измерения усилий в тягах 3 использованы тензодатчики ZF 500, максимальная нагрузка – 500 кГ, нормативная точность измерений – 0,01 %; в тягах 4 – тензодатчики S100, максимальная нагрузка – 100 кГ, нормативная точность – 0,01% (класс точности С по ГОСТ 30129-96). Тарирование (растяжение и сжатие) датчиков осуществлялось на нагрузочной машине. На каждой ступени нагружения снималось 50 значений через каждые 25 миллисекунд. По этим данным рассчитывалось среднее значение. В интервале 0–30 кг потребовалась наиболее точная тарировка, которая производилась аналогичным образом, но с использованием эталонных грузов, с шагом нагружения 5 кГ. По результатам тарирования

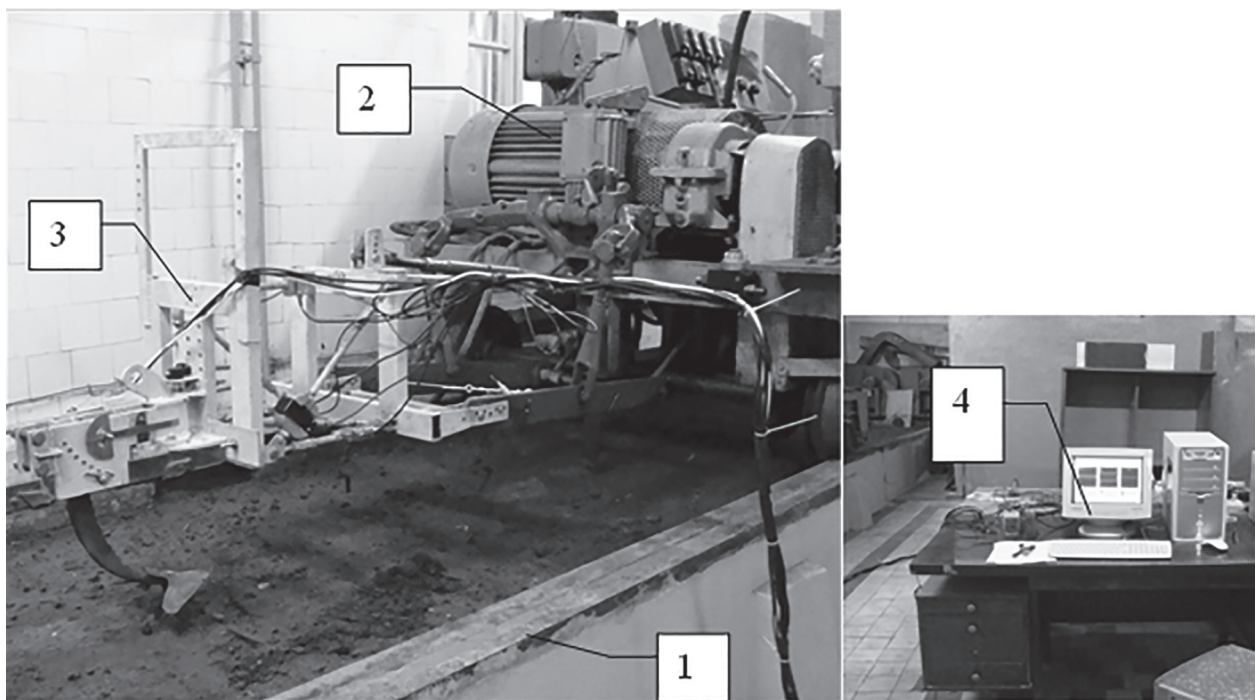


Рис. 1. Лабораторная установка





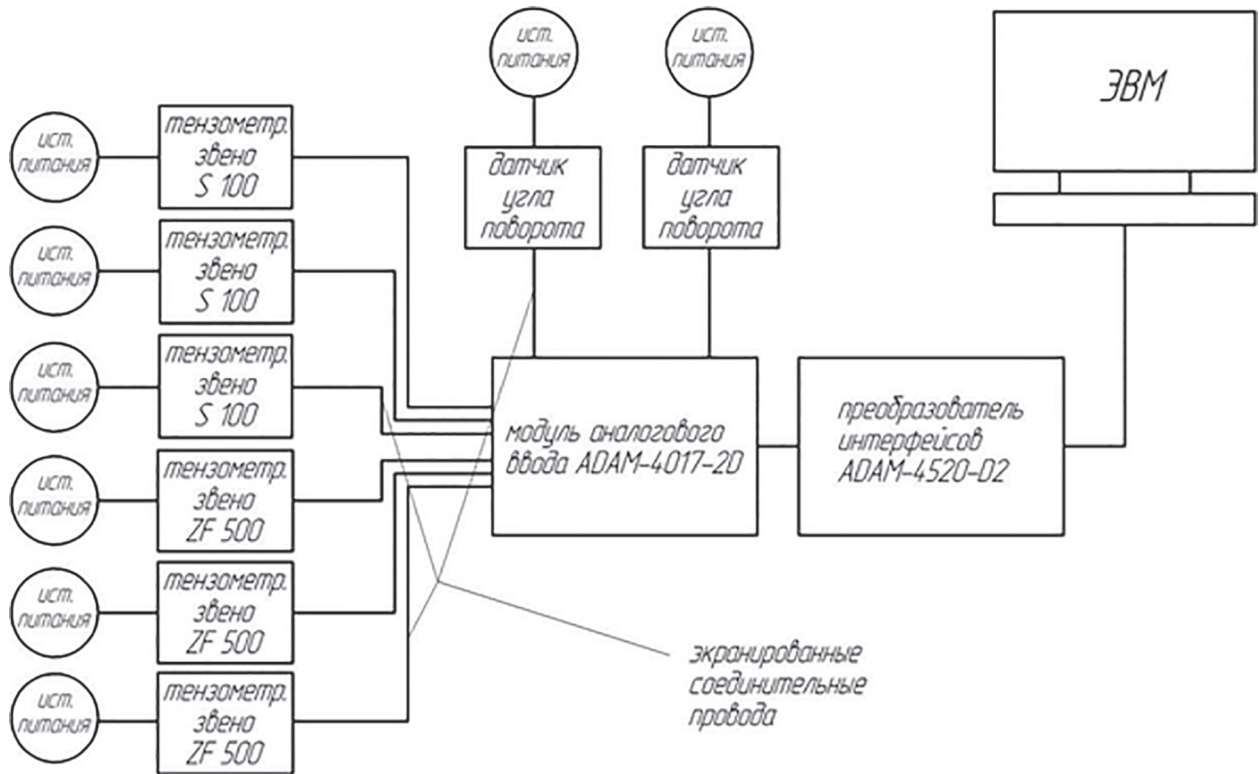


Рис. 3. Тензометрическое оборудование (схема функциональная)

тель интерфейса RS-232 в RS422/RS-485C32 (ADAM-4520-D2) и далее обрабатываются ЭВМ посредством приложения GeniDAQ [6].

В каждом опыте регистрируют следующие величины (рис. 2): усилия  $P_1, \dots, P_6$  в тензометрических тягах (отклики),  $H$ ; углы  $\alpha_{XY}$  и  $\alpha_{YZ}$  установки рабочего органа в горизонтальной  $XY$  и продольно-вертикальной  $YZ$  плоскостях, рад; а также глубину  $a$  (мм) обработки почвы (варьируемые параметры – факторы). Углы  $\alpha_{XY}$  и  $\alpha_{XZ}$  между осью рабочего органа и направлением движения задают до проведения опыта, соответствующим образом закрепляя рабочий орган на оси подвеса навесного оборудования. До проведения опыта регистрируют начальное натяжение тяг  $P_{1,0}, \dots, P_{6,0}$  от силы тяжести навесного оборудования и рабочего органа. В дальнейших расчетах эти значения вычитают из значений, получаемых во время рабочего хода:  $P_1 - P_{1,0}, \dots, P_6 - P_{6,0}$ .

Для фиксированных значений варьируемых параметров из уравнений равновесия сил в проекциях на оси координат находим параметры главного вектора, главного момента и равнодействующей сил взаимодействия рабочего органа с почвой. В продольно-вертикальной плоскости  $YZ$  они имеют вид:

$$R_{YZ} = \sqrt{(\sum Y)^2 + (\sum Z)^2}; \alpha_{YZ} = \delta_{YZ} + \alpha'_{YZ};$$

$$M_{YZ} = M_{1,YZ} + M_{2,YZ}; \frac{d_{YZ}}{l_0} = \frac{M_{YZ}}{R_{YZ} \cdot l_0}, \quad (1)$$

где  $\sum Y = P_1 + P_4 + P_5 + (P_2 + P_3 + P_6) \cdot \cos 45^\circ;$

$$\sum Z = (-P_2 + P_3) \cdot \cos 45^\circ;$$

$$M_{1,YZ} = R_{YZ} \cdot [(z_D - 45) \cdot \cos \alpha_{YZ} + (y_D - 80) \cdot \sin \alpha_{YZ}];$$

$$M_{2,YZ} = P_1 \cdot 240 - (P_4 + P_5) \cdot 80 + [P_2 \cdot (600 - 80) + P_3 \cdot (240 - 600) - P_6 \cdot 71] \cdot \cos 45^\circ;$$

$$\alpha'_{YZ} = \arctg \left( \frac{\sum Z}{\sum Y} \right).$$

В горизонтальной плоскости  $XY$ :

$$R_{XY} = \sqrt{(\sum X)^2 + (\sum Y)^2};$$

$$\alpha_{XY} = \delta_{XY} + \alpha'_{XY}; M_{XY} = -(M_{1,XY} + M_{2,XY});$$

$$\frac{d_{XY}}{l_0} = \frac{M_{XY}}{R_{XY} \cdot l_0}, \quad (2)$$

где  $\sum Y = P_1 + P_4 + P_5 + (P_2 + P_3 + P_6) \cdot \cos 45^\circ;$

$$\sum X = P_6 \cdot \cos 45^\circ;$$

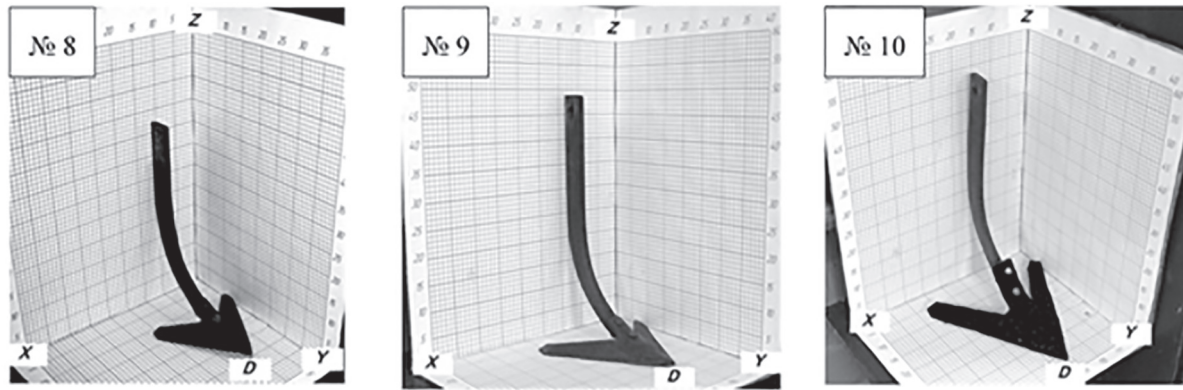


Рис. 4. Стрельчатые лапы

$$M_{1.XY} = R_{XY} \cdot [(268 - x_D) \cdot \sin \alpha_{XY} + y_D \cdot \cos \alpha_{XY}];$$

$$M_{2.XY} = (P_4 - P_5) \cdot 160 + [(P_2 - P_3) \cdot 169 - P_6 \cdot (412 - 160)] \cdot \cos 45^\circ;$$

$$\alpha'_{XY} = \arctg \left( \frac{\sum X}{\sum Y} \right).$$

Кроме того, в формулах (1) и (2) обозначено:  $R_{YZ}$  и  $R_{XY}$  – модуль главного вектора (равнодействующей  $R'_{YZ}$  и  $R'_{XY}$ ) сил, Н;  $M_{YZ}$  и  $M_{XY}$  – главный момент сил относительно точки приведения (т. D), Н·мм;  $\alpha_{YZ}$  и  $\alpha_{XY}$  – угол между главным вектором (равнодействующей) сил и продольной осью движения, рад;  $d_{YZ}$  и  $d_{XY}$  – смещение равнодействующей сил от точки приведения, мм. Индексы в написании параметров говорят о том, что параметры находятся,

соответственно, либо в плоскости YZ, либо XY. Параметры  $x_D$ ,  $y_D$  и  $z_D$  характеризуют координаты выбранного положения точки приведения сил, мм;  $l_o$  – длина рабочего органа, мм.

Таким образом, исходя из точности прямых измерений точность косвенных измерений, определенная на основании закона накопления средних погрешностей, для модуля главного вектора (равнодействующей) сил сопротивления составляет  $\pm 0,650$  Н, угла его поворота относительно продольной оси рабочего органа –  $\pm 0,85^\circ$ , смещения равнодействующей от точки приведения –  $\pm 12,5$  мм.

### Результаты и обсуждение

На описанной лабораторной установке постоянно ведется работа по изучению силовых параметров рабочих органов различных типов

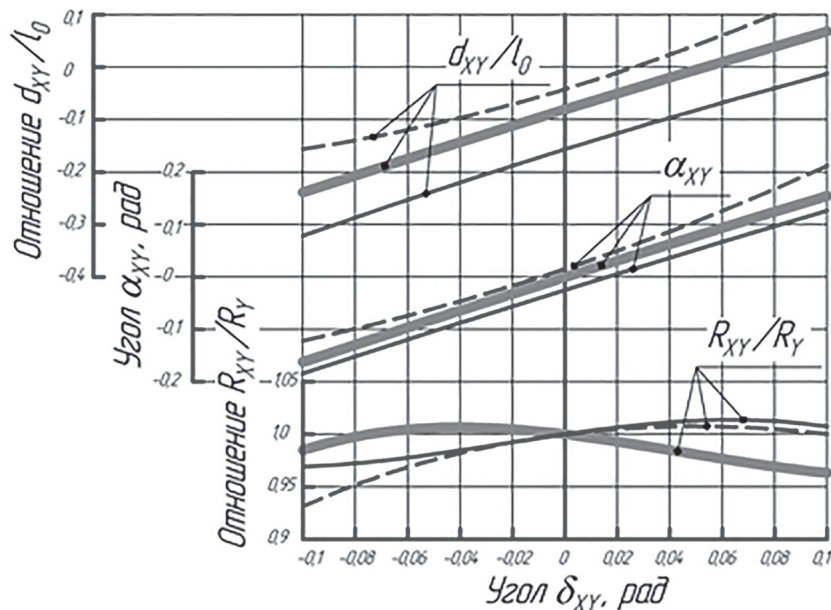


Рис. 5. Графики силовых параметров стрельчатых лап: штриховая линия – лапа № 8; основная – № 9; жирная – № 10



и форм (пассивные, ротационные, дисковые и др.). Показать в одной статье результаты всех исследованных рабочих органов невозможно. Представим, на наш взгляд, наиболее интересную их часть.

На лабораторной установке была проверена гипотеза о подобии силовых параметров на уменьшенных (увеличенных) моделях рабочих органов. Для этого отобраны три, серийно выпускаемые, стрелчатые культиваторные лапы (инвентарные № 8–10) с различными масштабными коэффициентами (рис. 4).

Опыты проводились в закрытом помещении при комнатной температуре и нормальной влажности воздуха. Тип почвы в почвенном канале – супесь мелкокомковатая, твердость в исследуемом горизонте 16–18 кПа, влажность 12–14 %.

Для установления зависимости между силовыми параметрами исследуемых рабочих органов использованы средние значения расчетных коэффициентов корреляции. Они оказались в пределах 0,95–0,97. Расчетное и табличное значения  $t$ -критерия Стьюдента при этом равны:  $t_{\text{расч}} = 13,7 - 17,4$ ;  $t_{\text{табл}} = 3,85$  при  $q = 0,001$ , здесь  $q$  – уровень значимости. Это позволяет принять гипотезу о наличии линейной статистической связи между силовыми параметрами геометрически подобных рабочих органов. О корреляции можно также судить визуально (рис. 5), сравнивая графики силовых параметров стрелчатых лап (инв. № 9 и 10). Функции приведены к безразмерному виду. Как видим, отличия незначительны ( $\max \pm 4\%$ ).

### Выводы

Из-за больших или, наоборот, слишком малых размеров рабочих органов допускается использование геометрически подобных моделей. Одинаковыми для таких рабочих органов являются безразмерные части уравнений регрессии силовых параметров. Для получения натурального значения модуля главного вектора (равнодействующей) сил сопротивления нужно его безразмерную часть в уравнении регрессии, описывающем изменения упомянутого вектора в пространстве, умножить на тяговое сопротивление ( $R_y$ ) рабочего органа при номинальной глубине обработки. Тяговое сопротивление, в данном случае, можно получить осевым (вдоль оси  $Y$ ) динамометрированием. Для тех же целей допускается использование  $n$ -одинаковых рабочих органов. В этом

случае суммарное значение модуля главного вектора (равнодействующей) сил сопротивления нужно разделить на  $n$  одинаковых рабочих органов.

### Литература

1. Бартенев И.М., Кургалин С.Д., Туровский Я.А., Лысыч М.Н. Перспективная конструкция многофункционального культиватора для склонов с автоматической биометрически корректируемой системой контроля поперечной устойчивости // Лесотехнический журнал. 2015. Т. 5. № 2 (18). С. 158-165. DOI: 10.12737/111990.
2. Бухтояров Л.Д., Лысыч М.Н., Туровский Я.А. Исследование автоматизированного привода управления ручными гидрораспределителями манипулятора // Лесотехнический журнал. 2016. Т. 6. № 4 (26). С. 194-201. DOI: 10.12737/23457.
3. Донцов И.Е. Устойчивость движения МТА с орудиями фронтальной или задней навески // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 9. С. 31–34.
4. Донцов И.Е. Устойчивость движения комбинированных МТА с фронтальными и задними навесными орудиями // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2009. № 12. С. 20–22.
5. Донцов И.Е. Устройства для повышения устойчивости движения комбинированных машинно-тракторных агрегатов // Вестник КрасГАУ. 2009. № 1. С. 113–117.
6. Бартенев И.М., Лысыч М.Н., Донцов И.Е. Установка для объемного тензометрирования: пат. 2498245 РФ; опубл. 10.11.2013. Бюл. № 31.
7. Gee-Clough D., McAllister M., Pearso G., Evernden D.W. The empirical prediction of tractor–implement field performance // Journal of Terramechanics. 1987. № 15. P. 81–94.
8. Glancey J.L., Upadhyaya S.K., Chancellor W.J., Rumsey J.W. Prediction of agricultural implement draught using an instrumented analog tillage tool // Soil and Tillage Research. 1996. № 37. P. 47–65.
9. Musil J., Červinka J. Measuring of pulling resistance in machinery with passive working organs // Res. Agr. Eng. 2007. № 53(2). P. 47–53.
10. Kheiralla A.F., Yahya A., Zohadie M., Ishak W. Modelling of power and energy requirements for tillage implements operating in Serdang sandy clay loam, Malaysia // Soil and Tillage Research. 2004. № 78. P. 21–34.
11. Onwualu A.P., Watts K.C. Draft and vertical forces obtained from dynamics soil cutting by plane tillage tools // Soil and Tillage Research. 1998. № 48. P. 239–253.

## References

1. Bartenev I.M., Kurgalin S.D., Turovskiy Ya.A., Lysych M.N. Perspective design of a multifunctional cultivator for slopes with automatic biometrically correctable lateral stability control system. *Lesotekhnicheskiy zhurnal*, 2015, v. 5, no. 2 (18), pp. 158–165 (in Russ.). DOI: 10.12737/2111990.
2. Bukhtoyarov L.D., Lysych M.N., Turovskiy Ya.A. Research of automated control of manual control valves of manipulator. *Lesotekhnicheskiy zhurnal*, 2016, v. 6, no. 4 (26), pp. 194–201 (in Russ.). DOI: 10.12737/23457.
3. Dontsov I.E. Stability of motion of machine-tractor unit with implements of front or rear attachment. *Traktory i selskokhozyaystvennyye mashiny*, 2008, no. 9, pp. 31–34 (in Russ.).
4. Dontsov I.E. Stability of motion of combined machine-tractor units with front and rear mounted implements. *Traktory i sel'skokhozyajstvennyye mashiny*, 2009, no. 12, pp. 20–22 (in Russ.).
5. Dontsov I.E. Devices for increasing of stability of motion of combined machine and tractor units. *Vestnik KrasGAU*, 2009, no. 1, pp. 113–117 (in Russ.).
6. Patent RU 2498245, MPK G01L 5/13. Installation for volumetric strain gauging. Bartenev I.M., Lysych M.N., Dontsov I.E. (RF). *Byulleten*, no. 31.
7. Gee-Clough D., McAllister M., Pearso G., Evernden D.W. The empirical prediction of tractor–implement field performance. *Journal of Terramechanics*, 1987, no. 15, pp. 81–94.
8. Glancey J.L., Upadhyaya S.K., Chancellor W.J., Rumsey J.W. Prediction of agricultural implement draught using an instrumented analog tillage tool. *Soil and Tillage Research*, 1996, no. 37, pp. 47–65.
9. Musil J, Červinka J. Measuring of pulling resistance in machinery with passive working organs. *Res. Agr. Eng*, 2007, no. 53(2), pp. 47–53.
10. Kheiralla A.F., Yahya A., Zohadie M., Ishak W. Modelling of power and energy requirements for tillage implements operating in Serdang sandy clay loam, Malaysia. *Soil and Tillage Research*, 2004, no. 78, pp. 21–34.
11. Onwualu A.P., Watts K.C. Draft and vertical forces obtained from dynamics soil cutting by plane tillage tools. *Soil and Tillage Research*, 1998, no. 48, pp. 239–253.

# ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СОШНИКА ДЛЯ ПОСЕВА СЕМЯН ОЗИМОЙ ПШЕНИЦЫ В МЕЖДУРЯДЬЯ ХЛОПЧАТНИКА

## JUSTIFICATION OF TECHNOLOGICAL AND DESIGN PARAMETERS OF THE COLTER FOR WINTER WHEAT SEEDING IN COTTON ROW-SPACING

**А.К. Игамбердиев**, к.т.н.

Ташкентский институт ирригации и мелиорации,  
Ташкент, Узбекистан, asqar1959@mail.ru

**A.K. Igamberdiev**, PhD in Engineering

Tashkent Institute of Irrigation and Melioration, Tashkent,  
Uzbekistan, Asqar1959@mail.ru

В условиях Узбекистана на более 800 тыс. гектаров поливной площади выращивается озимая пшеница в между рядах растущего хлопчатника. В основном сеют разбросным способом, затем заделывают семена хлопковыми культиваторами. Недостатками разбросного способа являются высокие нормы посевного материала – на 30...40 % и чрезмерные энергетические затраты из-за многократных (3...4 раза) проходов агрегата. Однако вопросы, связанные с установлением зависимости качества посева зерновых культур в между рядах хлопчатника от основных параметров сошников и профилей между рядов, в условиях Узбекистана изучены недостаточно. В связи с этим приводятся материалы теоретического исследования по обоснованию технологических и конструктивных параметров сошника для посева семян озимой пшеницы в между рядах хлопчатника. В результате выполненных исследований установлено, что для качественного посева и формирования формы грядки сошник должен погрузиться в почву на глубину до 2,0...4,0 см. При этом для формирования слегка уплотненной формы борозды сошник в процессе работы должен быть постоянно прижат к поверхности между рядов. Для обеспечения непереваливания кучек почвы через крылья сошника их высота должны составлять 14...18 см. При этом угол установки крыльев в продольном направлении движения сошника должен быть равным  $\alpha = 47^\circ$ , а угол раствора крыльев сошника –  $\gamma = 69^\circ$ . Приведенные конструктивные параметры сошника являются оптимальными для посева семян озимой пшеницы в между рядах хлопчатника. Предлагаемая новая технология и конструкция сошника осуществляет многорядный посев от 5 (для между рядов 60 см) до 9 (для между рядов 90 см) рядков. За счет формирования новой рыхлой формы борозды между рядов увеличивается полезная площадь посева семян на 9...22 % по сравнению с разбросным способом и обеспечиваются условия для равномерного посева и получения дружных всходов.

**Ключевые слова:** нож, семяпровод, крылья, многорядный посев в между рядах, хлопчатник, профиль борозды, оптимальная густота, эффективность, урожайность.

In Uzbekistan, over 800 thousand hectares of irrigated area are used to grow winter wheat in row-spacing of growing cotton. They are mainly sown by spreading, then seeded with cotton cultivators. Disadvantages of the spreading method are high seed rates by 30...40 % and excessive energy costs due to multiple (3...4 times) passes of the unit. However, the issues related to the establishment of the dependence of the quality of cereal crops in cotton row-spacing on the main parameters of the colter and the row profiles in Uzbekistan have not been adequately studied. In this regard, the materials of a theoretical study on the justification of technological and constructive parameters of the colter for sowing winter wheat seeds in the row-spacing of cotton are presented. As a result of the carried out research, it has been established that for the quality sowing and shaping of the seed beds the colter must be submerged in the soil to a depth of 2.0...4.0 cm. In order to form a slightly compacted furrow shape, the colter must be pressed to row-spacing surface. To ensure the non-heap of soil piles through the wings of the colter, their height should be 14...18 cm. In this case, the angle of installation of the wings in the continuous direction of colter movement should be equal to  $\alpha = 47^\circ$ , and the angle of the colter wing spread  $\gamma = 69^\circ$ . The given constructive parameters of the colter are optimal for sowing winter wheat seeds in the cotton row-spacing. The proposed new technology and colter design implements multi-row seeding from 5 (for 60 cm spacing) to 9 rows (for rows between rows 90 cm). Due to formation of a new loose shape of the row spacing, the useful seed sowing area is increased by 9...22 % compared to the spreading method and conditions are provided for uniform seeding and obtain good and even sprouts.

**Keywords:** knife, wings, multi-row sowing in row-spacing, cotton, furrow profile, optimal density, efficiency, yield.



## Введение

Для посева семян озимой пшеницы в междурядья хлопчатника предлагается новый сошник. Новизна технического решения защищена патентом UZ FAP 00722 [1].

Для полученного патента предстояло обосновать технологические и конструктивные параметры нового сошника (см. рис. 1).

На рисунке 1 изображены схемы сошника, вид с боку и спереди клиновидных ножей и семяпроводов. Сошник состоит из грядиля 1, на котором установлены замки 2 для крепления стойки 3 сошника, представляющего собой полосу с опорой, состоящей из левых и правых крыльев 4 и 5. Стойки 3 установлены в замке 2 с возможностью регулирования по высоте. Крылья 4 и 5 установлены под углом  $\alpha$  к горизонтальной плоскости. На нижней поверхности крыльев 4 и 5 закреплены плоские клиновидные ножи 6 с кромками, расположенными под углом  $\beta$  к продольно-вертикальной плоскости. На тыльной поверхности ножей 6 закреплены семяпроводы 7, нижняя кромка 8, которая расположена выше нижней кромки 9 ножей 6.

Технологический процесс посева протекает следующим образом: сошник устанавливается на заданной высоте и закрепляется замком 2. Крылья 4 и 5 устанавливаются под углом  $\alpha = 18...22^\circ$  к горизонту. При движении сошни-

ка крылья 4 и 5 должны опираться и скользить по профилю междурядья, копируя неровности после предпосевной обработки. При этом они смещают частицы верхнего сухого слоя в стороны, обнажая, уплотняя и формируя нижний более влажный слой. Плоские клиновидные ножи 6, жестко закрепленные на нижней поверхности крыльев 4 и 5, образуют в почве бороздки, куда укладываются семена, подаваемые семяпроводами 7. При этом выдерживаются равномерность и глубина заделки. За счет того, что нижняя кромка семяпроводов 7 расположена выше (на высоте  $h$ ) нижней кромки 9 ножей 6 при заделке семян, семяпроводы 7 не забиваются растительными остатками, листьями хлопчатника и семена направляются на дно посевной бороздки без перемешивания с почвой, обеспечивая равномерную заделку на заданную одинаковую глубину. При этом одновременно формируются слегка уплотненные семяпроводами 7 бороздки и рыхлая зона от ножей 6. Крылья 4 и 5, прижимаясь от вертикальной нагрузки, создаваемой от веса секции о дно борозды, ограничивают глубину погружения ножей 6 и формируют слегка уплотненную грядку междурядья. Ножи 6, погружаясь в почву, разрезают и раздвигают ее под углом кромками, создают рыхлую зону, а семяпроводы 7 образуют мелкие бороздки с уплотнен-

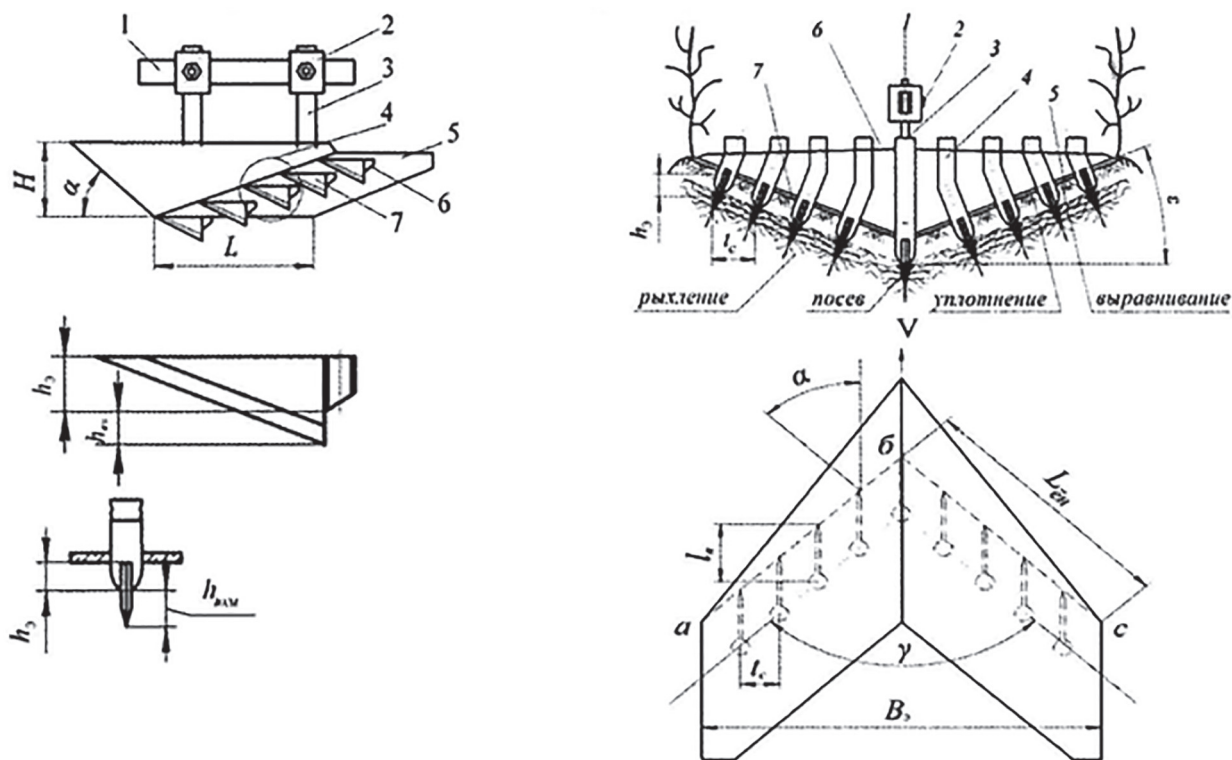


Рис. 1. Схемы сошника, копирующего и формирующего междурядья хлопчатника

ным дном, куда укладываются семена, которые засыпаются крыльями 4 и 5. При этом создается условия для капиллярного подтока влаги к семенам из нижележащих слоев почвы.

Предлагаемая новая технология и конструкция сошника осуществляет многострочный посев от 5 (для междурядий 60 см) до 9 (для междурядий 90 см) рядков. За счет формирования новой рыхлой формы борозды междурядья увеличивается полезная площадь посева семян на 9...22 % по сравнению с разбросным способом, обеспечиваются условия для равномерно посева и получения дружных всходов.

Для обеспечения новой, слегка уплотненной формы борозды требуемой равномерности глубины посева, сошник в процессе работы должен быть постоянно прижат к поверхности междурядья (рис. 2), т.е. должно соблюдаться условие [2]:

$$Q = Q_{\text{опт}},$$

где  $Q_{\text{опт}}$  – оптимальная реакция почвы на сошник, при которой обеспечивается требуемая равномерность глубины посева, Н.

Данное условие можем выразить формулой, характеризующей плотность почвы междурядья после прохода сошника:

$$\rho = \rho_o \frac{h_1}{h_1 - h_o}, \quad (1)$$

где  $\rho_o$  – плотность почвы междурядья после предпосевной обработки, г/см<sup>3</sup>;  $h_1$  – глубина предпосевной обработки, м;  $h_o$  – глубина погружения сошника, м.

Тогда из выражения (1) глубина погружения сошника:

$$h_o = h_1 \frac{\rho - \rho_o}{\rho}. \quad (2)$$

При значениях плотностей почвы  $\rho = 1,2...1,3$  г/см<sup>3</sup> и  $\rho_o = 1,0...1,1$  г/см<sup>3</sup> по выражению (2) глубина погружения сошника составит 2,0...4,0 см.

Высоту крыльев сошника определим из условия непереваливания слоев почвы через низ:

$$H \geq K_c (h_n + h_o), \quad (3)$$

где  $H$  – высота крыльев сошника, м;  $K_c$  – коэффициент, учитывающий обволакивание кучи почвы;  $h_n$  – средняя величина высоты неровности поверхности почвы, м.

Тогда из выражения (3) с учетом (1) получим:

$$H \geq K_c \left[ h_n + h_1 \left( 1 - \frac{\rho_o}{\rho} \right) \right]. \quad (4)$$

Основываясь на результатах исследований [2, 3] и проведенных опытов при  $K_c = 1,8$ ,  $h_n = 6...8$  см,  $h_1 = 24$  см,  $\rho_o = 1,0...1,1$  г/см<sup>3</sup> и  $\rho = 1,2...1,3$  г/см<sup>3</sup>, по выражению (4) находим высоту крыльев сошника, в пределах не меньше  $H \geq 14...18$  см.

Проведенные экспериментальные исследования в полевых условиях показали, что куча почвы перед сошником в междурядьях хлопчатника зависела от состояния почвы. При влажности почвы меньше 8...11 % и твердости больше 1,6...2,0 МПа после предпосевной обработки наблюдалось увеличение выхода крупных фракций и объема кучек перед сошником, а при влажности почвы в пределах 16...20 % наблюдалось уменьшение объема кучек. Исходя из этого можно сделать вывод, что для обеспечения непереваливания кучек почвы через крылья сошника их высота должна быть 14...18 см.

Угол установки крыльев  $\alpha$  в продольном направлении движения сошника должен обеспечить прохождение частиц почвы со скольжением, с меньшей силой трения и не обволакивать кучи почв и глыбов (рис. 1) [3]. Для этого должно соблюдаться условие:

$$\alpha = \pi / 2 - \varphi_c, \quad (5)$$

где  $\varphi_c$  – угол внешнего трения почвы, град.

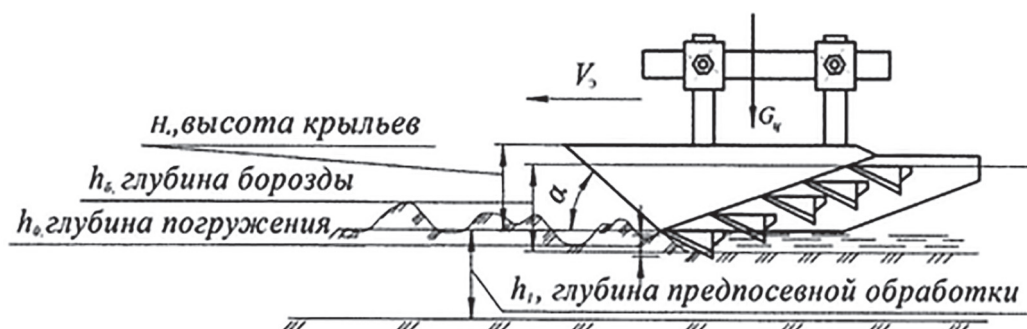


Рис. 2. Схема к определению глубины погружения сошника

Анализ фрикционных свойств почв показал, что угол внешнего трения зависит от влажности, чистоты поверхности крыльев и давления (рис. 3).

Из представленного графика (рис. 3) видно, что величина угла  $\varphi_c$  внешнего трения от влажности  $W$  и давления  $K$  в среднем составляет  $43^\circ$ . На основании этого значения угла по выражению (5) находим, что угол установки крыльев в продольном направлении движения сошника должен быть равным  $\alpha = 47^\circ$ .

При погружении в почву крыльев сошника на глубину  $h_0$  должна слегка уплотняться борозда и формироваться гладкая поверхность профиля грядки междурядья. Для этого почва должна подвергаться легкому уплотнению. Исходя из этого угол  $\gamma$  раствора крыльев сошника (см. рис. 1) определим по методике В.П. Горячкина [4, 5]:

$$\operatorname{tg} \gamma = \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} \varphi_c. \quad (6)$$

Обычно деформация почвы начинается на стыках кромки крыльев сошника. Если считать, что профиль борозды междурядья расположен под углом  $\omega_c = 22^\circ$  и крылья установлены под углом в направлении движения сошника, равным  $\alpha = 47^\circ$ , то по выражению (6) находим, что необходимый угол  $\gamma = 69^\circ$ .

Для обеспечения устойчивой работы ножи сошника должны равномерно заглубляться в почву. Для этого рекомендуется их расположить по правым и левым крыльям под одинаковым углом  $\gamma$  на одинаковых продольных и поперечных направлениях (см. рис. 1).

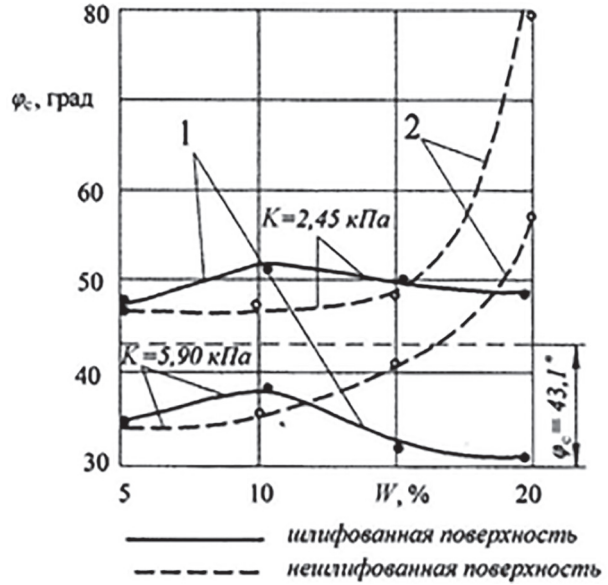


Рис. 3. Зависимость угла  $\varphi_c$  внешнего трения почвы от влажности  $W$  и давления  $K$

Расстояние между ножами выбираем в зависимости ширины распространения деформации  $b_d$  при взаимодействии ножа с семяпроводом (рис. 4).

При движении ножа от вертикальной составляющей тягового сопротивления и силы тяжести секции погружаются в почву, вытесняя частицы в боковую сторону. Увеличение угла  $\alpha_n$  (см. рис. 4) способствует увеличению вдавливающей силы и заметному уменьшению вытеснительной силы в пределах ширины ножа. При этом угол погружения ножа  $\alpha_n$ ,

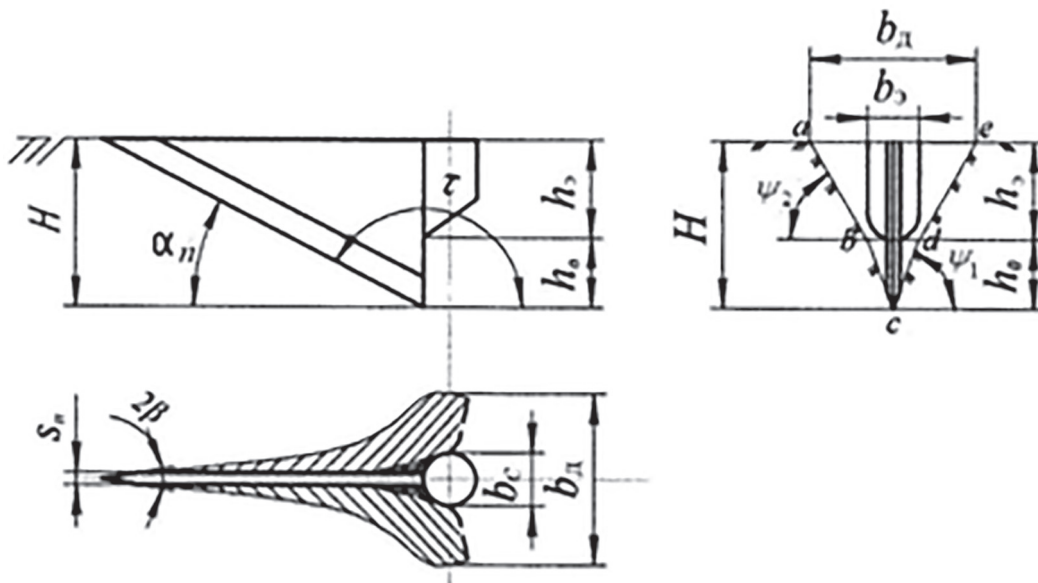


Рис. 4. Зона распространения деформации от ножа и семяпровода

угол заточки груди  $2\beta$  и ширина семяпровода  $b_3$  являются основными параметрами сошника.

Из схемы на рисунке 4 зона распространения ширины деформации от ножа и семяпровода:

$$b_d = b_3 + 2h_3 \operatorname{tg}\psi_2, \quad (7)$$

где  $h_3$  – глубина посева, мм;  $\psi_2$  – угол бокового скалывания, град;  $b_3$  – ширина семяпровода, мм.

При строчном посеве перед ножами не должно образоваться обволакивание почвы. При этом расстояние между ножами должно быть больше ширины  $b_d$  деформации.

При значениях ширины семяпровода  $b_3 = 3$  см, глубины посева  $h_3 = 5$  см и угла бокового скалывания  $\psi_2 = 50^\circ$  согласно выражению (7) ширина деформации почвы междурядья  $b_d > 14,9$  см.

Исходя из этого необходимое количество ножей в сошнике:

$$n_n = \frac{B_m}{b_3 + 2h_3 \operatorname{tg}\psi_2}, \quad (8)$$

где  $B_m$  – ширина междурядий хлопчатника, м ( $B_m = 60; 90$  см).

При значениях ширины семяпровода  $b_3 = 3$  см, глубины посева  $h_3 = 5$  см и угла бокового скалывания  $\psi_2 = 50^\circ$  по выражению (8) для междурядий шириной  $B_m = 60$  см рекомендуется расположить 5 ножей, а для междурядий шириной  $B_m = 90$  см – 9 ножей под углом раствора крыльев  $\gamma = 69^\circ$ .

### Выводы

1. Для качественного посева и формирования формы грядки сошник должен погрузиться в почву на глубину до 2,0...4,0 см.

2. Для формирования слегка уплотненной формы борозды сошник в процессе работы должен постоянно прижиматься к поверхности междурядья.

3. Для обеспечения непереваливания кучек почвы через крылья сошника их высота должна составлять 14...18 см. При этом угол установки крыльев в продольном направлении движения сошника должен быть равным  $\alpha = 47^\circ$ , а угол раствора крыльев сошника –  $\gamma = 69^\circ$ .

### Литература

1. Худойбердиев Т.С., Игамбердиев А.К., Вохобов А.А., Мирзаахмедов А.Т. Опорно-полозовидный сошник: пат. Узбекистана. UZ FAP 00722. Ташкент, 2012. Бюллетень изобретений № 5.
2. Муродов Н.М. Технологические и технические основы энергосберегающих средств для основной обработки почвы: дис. ... д-р. техн. наук. Янгиюль, 2008. 291 с.
3. Калимбетов М.П. Совершенствование технологического процесса работы и обоснование параметров мала-выравнивателя: дис. ... канд. техн. наук. Янгиюль, 2008. 124 с.
4. Горячкин В.П. Собрание сочинений: в 3 томах. М.: Колос, 1968. Т. 3. 384 с.
5. Сыроватка В.И. «Земледельческая механика» В.П. Горячкина – научная основа разработки машин и процессов механизации животноводства // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2008. № 2. С. 3–5.

### References

1. Khudoyberdiev T.S., Igamberdiev A.K., Vokhobov A.A., Mirzaakhmedov A.T. Oporno-polozovidnyy soshnik [Pole-shaped colter]. Patent Uzbekistana UZ FAP 00722. Tashkent, 2012. Byulleten' izobreteniya No 5.
2. Murodov N.M. Tekhnologicheskie i tekhnicheskie osnovy energosberegayushchikh sredstv dlya osnovnoy obrabotki pochvy. Diss. ...dok. tekhn. nauk [Technological and technical foundations of energy-saving products for basic tillage.]. Yangiyul', 2008. 291 p.
3. Kalimbetov M.P. Sovershenstvovanie tekhnologicheskogo protsessa raboty i obosnovanie parametrov maly-vyravnivatelya. Dis. ... kand. tekhn. nauk [Improvement of the technological process of work and justification of low-leveler parameters.]. Yangiyul', 2008. 124 p.
4. Goryachkin V.P. Sbranie sochineniy, v 3-kh tomakh [Collected works, in 3 volumes]. T. 3. Moscow: Kolos Publ., 1968. 384 p.
5. Syrovatka V.I. «Agricultural Mechanics» by V.P. Goryachkina – the scientific basis for development of machines and processes of mechanization of livestock. Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny. 2008. No 2, pp. 3–5 (in Russ.).



# ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ КАЧЕСТВ РАБОЧИХ КОЛЕС ИЗ КОМПОЗИТНОГО МАТЕРИАЛА АГРЕГАТОВ НАДДУВА ДИЗЕЛЕЙ

## INVESTIGATION OF STRENGTH PROPERTIES OF IMPELLERS MADE OF COMPOSITE MATERIAL FOR DIESEL ENGINES

**А.Н. Нетрусов**  
**В.М. Фомин**, д.т.н.

Московский политехнический университет, Москва,  
Россия, a.netrusov@mail.ru; mixalichDM@mail.ru

**A.N. Netrusov**  
**V.M. Fomin**, DSc in Engineering

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia,  
a.netrusov@mail.ru; mixalichDM@mail.ru

Целью работы является проведение сравнительного анализа прочностных качеств рабочих колес, изготовленных из композитного материала, с прочностными качествами рабочих колес, изготовленных из алюминиевого сплава. Основным методом данного исследования является метод конечных элементов. Для подготовки модели и обработки результатов исследования использован пре- и постпроцессор Femap. Расчеты выполнены при помощи линейного решателя NX Nastran. Расчеты проведены для двух типоразмеров колес (двух диаметров) и двух расчетных случаев (для максимальной рабочей угловой скорости и разрушающей).

В ходе работы получены напряженно-деформированные состояния рабочих колес. Распределение напряжений качественно идентично во всех расчетных вариантах. Перераспределение напряжений в рабочих колесах вследствие различной жесткости материалов отсутствует. Коэффициенты запасов прочности в результате замены материалов для 1-го и 2-го типоразмера снизились на 7,8 и 5 % соответственно (абсолютные значения – 1,06 и 1,16 соответственно). Напряженно-деформированные состояния, полученные при прочностном расчете, могут быть использованы для последующего изготовления рабочего колеса из анизотропного материала.

Проведенный расчет частот и форм свободных колебаний показал уменьшение значений частот свободных колебаний рабочих колес, изготовленных из композиционного материала, однако стоит отметить, что даже самые «низшие» частоты имеют значения приблизительно в два раза больше максимальных значений частот рабочего диапазона турбокомпрессора.

Результаты проведенного анализа указывают на перспективность замены материалов с целью повышения надежности. Прочностной расчет показал необходимость дополнительных экспериментальных исследований рабочих колес, изготовленных из композиционных материалов.

**Ключевые слова:** центробежный компрессор, турбокомпрессор, композитный материал, конечно-элементный анализ.

The purpose of the paper is to perform a comparative analysis of the strength properties of impellers made of a composite material with strength properties of impellers made of aluminum alloy. The main method of this study is the finite element method. Pre-and post-processor Femap was used to prepare the model and process the research results. The calculations were performed using a linear solver NX Nastran. Calculations are carried out for two wheel sizes (two diameters) and two calculated cases (for maximum working angular velocity and for destructive velocity).

During research stress-deformed states of impellers were obtained. Stress distribution is qualitatively identical in all design options. Redistribution of stresses in impellers due to different materials stiffness is absent. Strength factor as a result of replacement of materials for the 1st and 2nd sizes fell by 7.8 and 5 %, respectively (absolute values – 1.06 and 1.16 respectively). Stress-deformed states obtained during strength calculation can be used for the subsequent manufacture of an impeller made of an anisotropic material.

The calculation of frequencies and forms of free oscillations showed a decrease in the frequencies of free vibrations of impellers made of composite material, but it should be noted that even the «lowest» frequencies have approximately twice the maximum frequencies of the working range of the turbocharger.

The results of the analysis show the promise of replacing materials in order to improve reliability. Strength calculation showed the need for additional experimental studies of impellers made of composite materials.

**Keywords:** centrifugal compressor, turbocompressor, composite material, finite element analysis.

## Введение

В настоящее время использование системы газотурбинного наддува в современных автотракторных дизелях стало практически повсеместной нормой. При всех известных преимуществах системы она не лишена ряда негативных качеств. Одной из проблем агрегатов наддува остается пониженная эксплуатационная надежность подшипникового узла, с которым связана значительная доля отказов в работе турбокомпрессора в целом. По этой причине в зависимости от конструктивных особенностей число отказов системы наддува от общего количества отказов двигателя составляет 8–26 % [1–5].

Другой немаловажной проблемой современных систем наддува является то, что двигатель, работающий совместно с такой системой, в отличие от безнаддувного варианта, как правило, имеет замедленный отклик на увеличение подачи топлива, что обуславливает такое негативное явление как «турбояма» (turbo-lag). Временная задержка в увеличении мощности двигателя в момент резкого увеличения подачи топлива возникает по причине инерционности системы наддува, которая и обуславливает несоответствие между необходимой мощностью дизеля и производительностью турбокомпрессора (ТК). После преодоления системой «турбоямы» возникает скачок мощности («турбоподхват»), характеризующийся ростом динамических нагрузок на детали двигателя. Отмеченные негативные особенности газотурбинного наддува ухудшают пусковые свойства двигателя, его приемистость, экономичность в широком диапазоне неустановившихся и переходных режимов работы.

Для минимизации эффекта «турбоямы» и уменьшения уровня рассогласования параметров двигателя и ТК изготовители используют ряд сложных технических решений: турбину с изменяемой геометрией лопаточного аппарата; системы твин-турбо и би-турбо, в которых установлены два последовательно или параллельно работающих ТК, схему комбинированного наддува, сочетающую в себе механический и газотурбинный наддувы и т.д.

Одним из наиболее простых решений по снижению негативного влияния «турбоямы» является уменьшение массы вращающихся деталей ротора ТК с целью снижения его момента инерции. Снижение массы ротора конструктивными мерами, например умень-

шением металлоемкости, ограничивается пределом прочности конструкции. В этих условиях выбор для рабочих колес ротора соответствующих материалов с уменьшенной плотностью становится единственно возможной альтернативой. Например, применяемое в ряде современных конструкций ТК металлокерамическое колесо турбины примерно на 20 % легче изготовленного из жаростойких сплавов и соответственно обладает меньшим моментом инерции.

Другим решением аналогичного типа является применение колеса компрессора, изготовленного из композитного материала (КМ). Безусловно, при этом предполагается, что конструкция подобного колеса должна быть не только работоспособной, но и достаточно технологичной в серийном производстве, иметь приемлемую стоимость и ресурс, сравнимый с ресурсом традиционного колеса из алюминиевого сплава. Предложенный вариант решения указанных выше проблем остается малоисследованным в отечественной практике конструирования серийных ТК.

Несмотря на большое количество предложенных конструкторских решений по разработке рабочих колес из КМ [6, 7] и широкого спектра КМ [8], в данный момент отсутствуют исследования прочностных качеств рабочих колес, выполненных из КМ, что является одним из факторов, сдерживающих практическую реализацию этих решений.

Исходя из вышесказанного, дальнейшее развитие исследований по поиску рациональных средств и методов повышения эксплуатационной надежности рабочих колес ТК, выполненных из КМ, является одним из актуальных направлений в области автотракторного двигателестроения.

## Цель и задачи исследования

Цель работы состояла в оценке возможности замены рабочих колес компрессора ТК, выполненных из традиционного материала, на рабочие колеса, изготовленных из КМ. Исследовалась возможность использования в качестве конструкционного материала для колеса КМ типа «Карбул», созданного на основе современных отечественных технологий, на базе композиции резины и упрочняющей фазы, в качестве которой служил карбид кремния. В окончательном виде для повышения прочностных качеств заготовка подвергается последую-



шей карбонизации. Свойства данного КМ приведены ниже.

Для достижения этой цели ставились следующие задачи.

1. Проведение сравнительного анализа физико-механических свойств традиционных и композитных материалов.

2. Математическое моделирование процесса нагружения рабочих колес компрессора ТК и сравнительный анализ напряженно-деформируемого состояния (НДС) колес, выполненных из различных материалов.

3. Расчет частот и форм свободных колебаний рабочих колес из КМ с целью выявления отсутствия резонансных явлений в рабочем диапазоне частот вращения ротора компрессора.

### Материалы и методы исследования

Для проведения исследования был использован метод математического моделирования в конечно-элементном комплексе Femap with NX Nastran.

Методика исследования предусматривает сравнительный анализ физико-механических свойств материалов, проведение прочностного расчета для двух типоразмеров рабочих колес с диаметром 80 и 130 мм для двух расчетных случаев, первый из которых определялся максимальной рабочей окружной скоростью 550 м/с, а второй – предельной (разрушающей) окружной скоростью 600 м/с, а также расчетно-аналитическое исследование частот и форм свободных колебаний для двух указанных выше типоразмеров рабочих колес.

### Результаты исследования и обсуждения

Удельная прочность материалов, используемых при изготовлении рабочих колес, определяется соотношением:

$$D = \sigma_b / \rho,$$

где  $\sigma_b$  – предел прочности материала, а  $\rho$  – его плотность.

Для алюминиевого сплава АК-4 по ГОСТ 21488-97  $\sigma_{\text{вал}} = 355$  МПа,  $\rho_{\text{ал}} = 2700$  кг/м<sup>3</sup>, а для КМ по данным производителя  $\sigma_{\text{вкм}} = 200$  МПа,  $\rho_{\text{км}} = 1700$  кг/м<sup>3</sup>. Видно, что относительное изменение удельной прочности для сравниваемых материалов практически отсутствует, действительно:

$$\Delta D = (D_{\text{ал}} - D_{\text{км}}) / D_{\text{ал}} = \\ = (0,131 - 0,118) / 0,131 = 0,099.$$

Однако изменяемость удельной жесткости материала рабочих колес, их массы и моментов инерции, которые рассчитывались в препроцессоре Femap с помощью трехмерной модели колеса, существенна.

В частности, относительное снижение удельной жесткости:

$$\Delta B = (B_{\text{ал}} - B_{\text{км}}) / B_{\text{ал}} = \\ = (26,66 - 7,06) / 26,66 = 0,73,$$

где  $B = E/\rho$  – удельная жесткость, определяемая модулем упругости  $E$ , который для алюминиевого сплава и композиционного материала имеет значения  $E_{\text{ал}} = 72000$  МПа,  $E_{\text{км}} = 12000$  МПа.

Относительное снижение массы колес:

$$\Delta m = (m_{\text{ал}} - m_{\text{км}}) / m_{\text{ал}} = 40 \%,$$

где  $m_{\text{ал}} = 0,494$  кг,  $m_{\text{км}} = 0,299$  кг – массы колес, рассчитанные по их трехмерной модели.

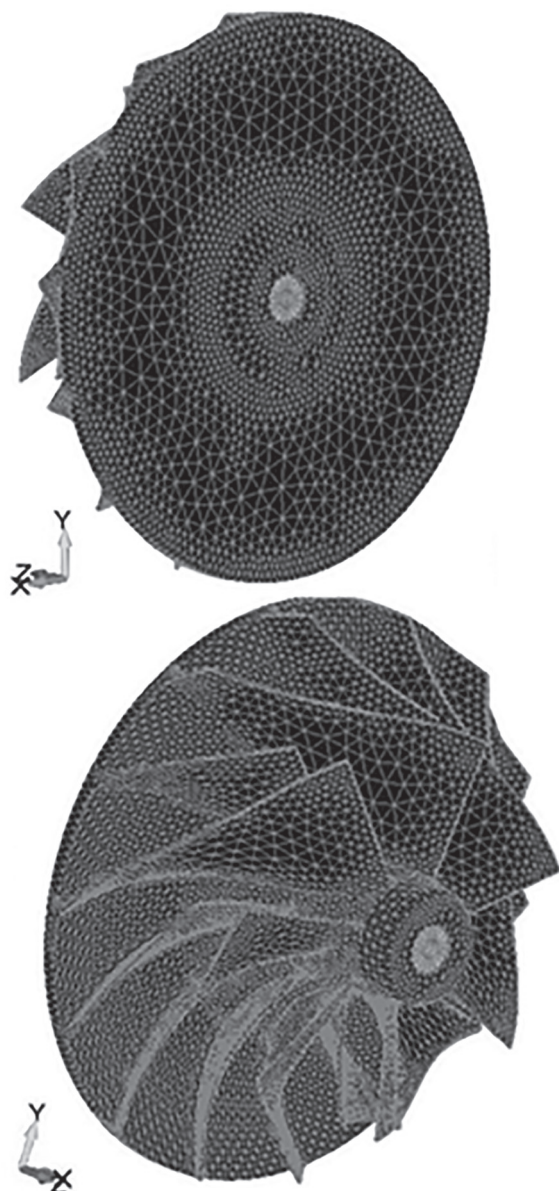
Относительное снижение момента инерции колес относительно их оси вращения:

$$\Delta I_z = (I_{z\text{ал}} - I_{z\text{км}}) / I_{z\text{ал}} = 39 \%,$$

где  $I_{z\text{ал}} = 0,000662$  кг · м<sup>2</sup>,  $I_{z\text{км}} = 0,000402$  кг · м<sup>2</sup> – моменты инерции колес.

По этим данным видно, что в силу практически одинаковой удельной прочности рассматриваемых материалов изготовление колес из КМ, скорее всего, не приведет к необходимости его конструктивных изменений с точки зрения требований к их прочности. Однако значительное снижение удельной жесткости КМ приведет к уменьшению и перестройке резонансных частот рабочего колеса, что может вызвать появление резонанса при рабочих частотах его вращения.

Прочностной расчет колес компрессора производился методом конечных элементов с применением линейного решателя Nastran с пре- и постпроцессором Femap. Для расчета были использованы тетраэдральные элементы. Конечно-элементная расчетная схема конструкции колеса была представлена в виде 156826 элементов с 36851 узлом. При выборе граничных условий закрепления дискретной модели рабочего колеса было принято, что узлы конечно-элементной сетки на оси вращения вала неподвижны. Они соединены с узлами рабочего колеса при помощи элементов, жесткость ко-



**Рис. 1. Конечно-элементная схема рабочего колеса компрессора**

торых на порядок ниже жесткости элементов колеса. Конечно-элементная модель и схема ее закрепления показаны на рисунке 1.

Параллельно с выполнением расчета оценивалась погрешность его результатов. Эта оценка производилась с помощью правила Рунге-Куты, основанного на сравнительном анализе данной модели с конечно-элементной моделью, имеющей в восемь раз меньше узлов. Установлено, что по эквивалентным напряжениям, возникающим в колесе, погрешность не превышает 5 %.

Цвето-графические схемы результатов расчета эквивалентных напряжений и обобщенных перемещений для первого расчетного случая (режим работы, соответствующий максимальной окружной скорости) представлены на рисунках 2 и 3 соответственно.

Для второго расчетного случая и для вариантов расчета колес из КМ цвето-графические схемы не приводятся, так как качественная картина распределения напряжений и обобщенных перемещений для всех указанных видов расчета аналогична первому расчетному случаю. Количественная оценка результатов прочностного расчета рабочих колес компрессора из традиционного материала и КМ для обоих расчетных случаев приведена в таблице 1.

По полученным графическим схемам напряженно-деформированного состояния рабочих колес установлено, что распределение напряжений качественно идентично во всех расчетных вариантах. Перераспределение напряжений в колесах вследствие различия в показателях жесткости материалов отсутствует. Для режима работы ТК, соответствующего максимальной окружной скорости колес, коэффициенты запаса прочности в результате замены материалов для 1-го и 2-го типоразмера снизились на 7,8 и 5 % соответственно (абсолютные значения – 1,06 и 1,16 соответственно).

Имея в виду существенные различия в указанных выше физико-механических свойствах

*Таблица 1*

**Результаты прочностного расчета рабочих колес компрессора**

Расчетные характеристики	1-й расчетный случай				2-й расчетный случай			
	1-й типоразмер		2-й типоразмер		1-й типоразмер		2-й типоразмер	
	АК-4	КМ	АК-4	КМ	АК-4	КМ	АК-4	КМ
Напряжения, МПа	310	188	293	172	369	224	347	205
Обобщенные перемещения, $m \cdot 10^{-3}$	0,115	0,419	0,204	0,746	0,137	0,499	0,243	0,887
Коэффициент запаса прочности	1,15	1,06	1,21	1,16	0,96	0,89	1,02	0,98

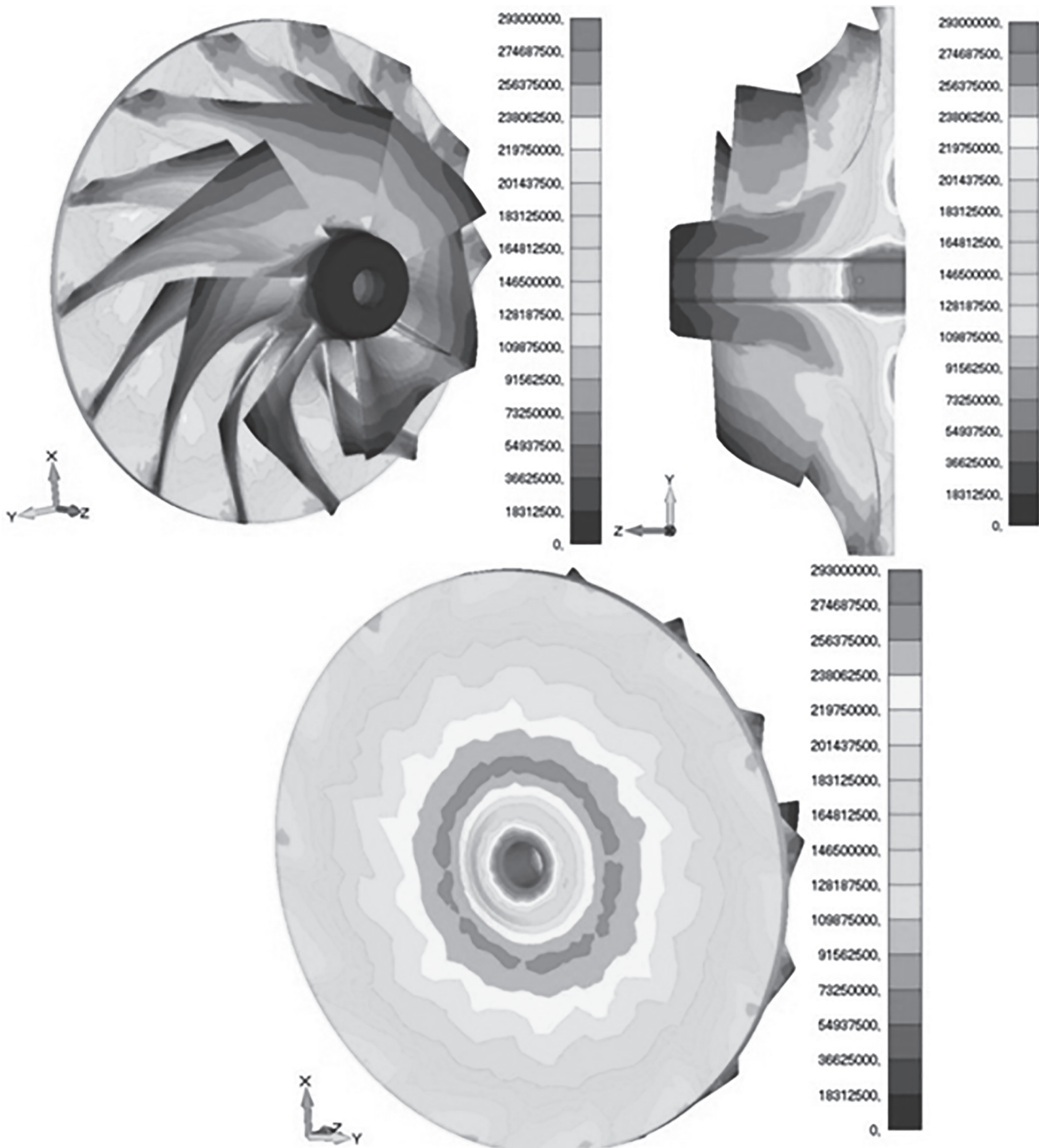


Рис. 2. НДС рабочего колеса компрессора второго типоразмера, изготовленного из традиционного материала, для режима, соответствующего максимальной рабочей скорости

традиционных и композитных материалов, важным вопросом при замене материала рабочего колеса ТК является выявление отсутствия резонансных явлений в рабочем диапазоне частот вращения ротора компрессора. Изучению данного вопроса посвящена заключительная часть исследования.

Расчет первых, наиболее интенсивных, частот и форм свободных колебаний рабочих колес выполнен в упрощенной постановке –

без учета зависимости частот от скорости вращения диска. Это упрощение обусловлено следующим фактом. Частоты вращающегося диска больше частот неподвижного диска, что «отдаляет» резонансные частоты колеса от рабочего диапазона частот вращения компрессора. Верификация значений собственных частот проводилась на подробной модели с числом узлов 1668071 и числом элементов 86661483. Как и в варианте прочностного ис-



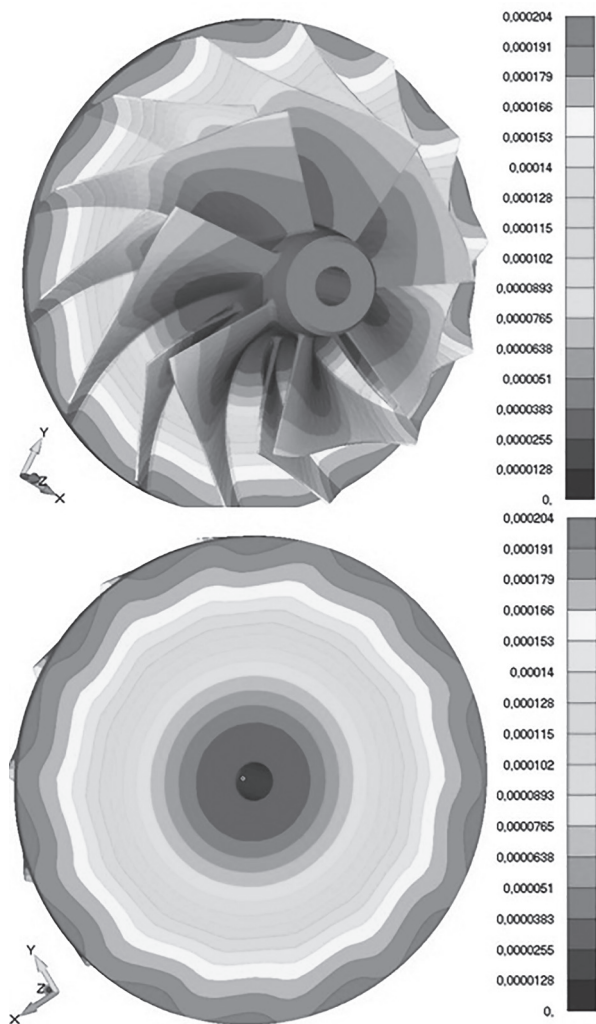


Рис. 3. Обобщенные перемещения рабочего колеса компрессора второго типоразмера, изготовленного из традиционного материала, для режима, соответствующего максимальной рабочей скорости

следования, расчеты были проведены для компрессорных колес ТК двух типоразмеров с диаметром 80 и 130 мм; в первом случае рабочая частота вращения ротора ТК, соответствующая предельной (разрушающей) окружной скорости вращения, достигала значения  $2300 \text{ с}^{-1}$ , во втором –  $1300 \text{ с}^{-1}$ . Данная проверка показала отсутствие отличий форм свободных колебаний расчетной и подробной моделей. Первые частоты и 4 формы свободных колебаний рабочих колес из традиционного материала показаны на рисунках 4–7.

Качественные картины свободных колебаний рабочих колес из КМ оказались идентич-

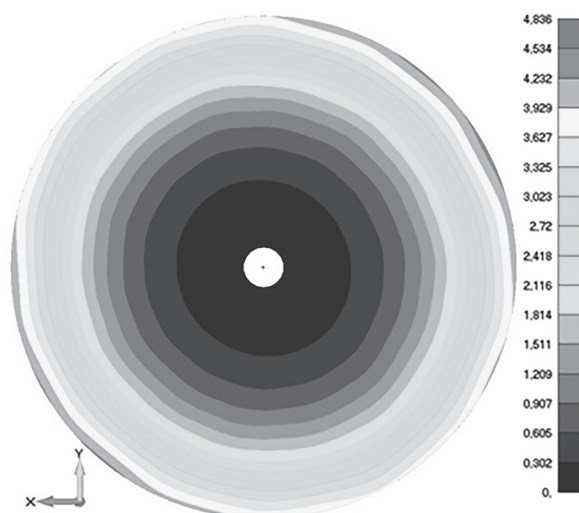


Рис. 5. Вторая форма свободных колебаний рабочего колеса компрессора, изготовленного из традиционного материала; частота 5285 Гц

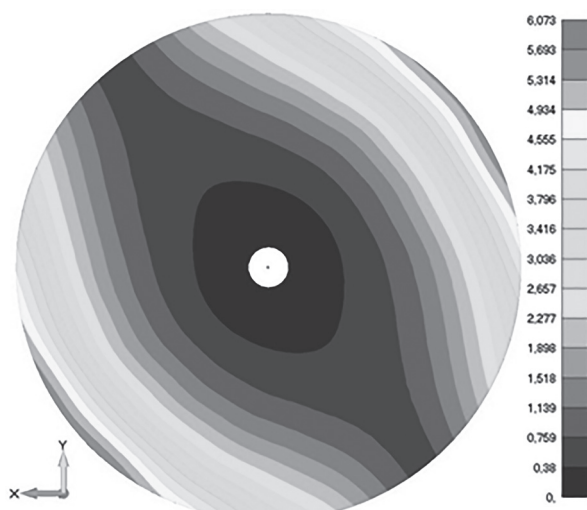


Рис. 4. Первая форма свободных колебаний рабочего колеса компрессора, изготовленного из традиционного материала; частота 4193 Гц

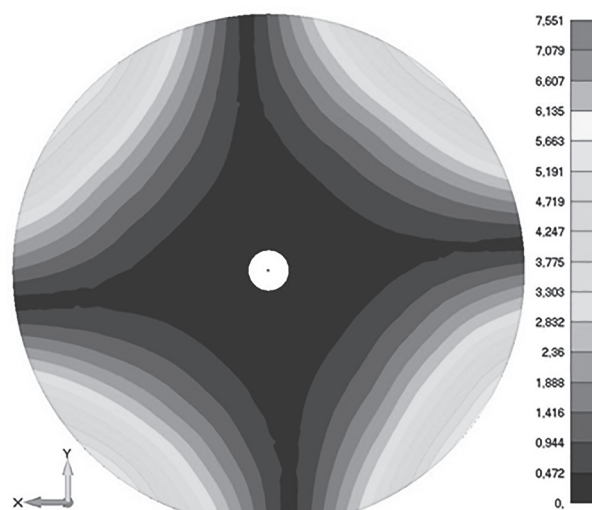
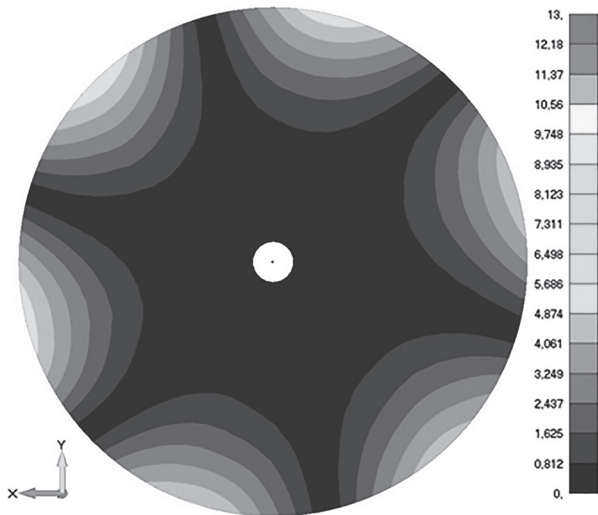


Рис. 6. Третья форма свободных колебаний рабочего колеса компрессора, изготовленного из традиционного материала; частота 5850 Гц



**Рис. 7. Четвертая форма свободных колебаний рабочего колеса компрессора, изготовленного из традиционного материала; частота 6664 Гц**

ными. Количественные результаты расчетов первых частот свободных колебаний рабочих колес, выполненных из традиционного и КМ, приведены в таблице 2. Здесь же приведены данные о числе узловых диаметров, характеризующих геометрическое место точек, перемещения которых равны нулю для частот свободных колебаний.

По результатам проведенных расчетов установлено некоторое уменьшение значений частот свободных колебаний рабочих колес, изготовленных из КМ, однако стоит отметить, что даже самые «низшие» частоты имеют значения приблизительно в два раза больше максимальных значений частот вращения рабочего диапазона турбокомпрессора. В связи с тем, что частоты свободных колебаний рабочих колес из исследованного композиционного материала находятся вне диапазона рабочих частот вращения ротора ТК, применение этого

материала вполне допустимо по условию исключения резонансных явлений.

В целом результаты проведенного конечно-элементного анализа указывают на перспективность замены материалов с целью снижения момента инерции ротора ТК и повышения надежности его подшипникового узла.

**Заключение**

Применение КМ при производстве центробежных компрессорных колес целесообразно по причине их низкой плотности, что позволяет снижать массу и окружной момент инерции колеса до 40 %. Негативные последствия из-за значительного снижения жесткости рабочего колеса, выполненного из КМ, отсутствуют. Прочностной расчет показал, что при замене традиционного материала колес на КМ снижение запаса прочности не превышает 5–7 %. При этом для режима работы с максимальной рабочей окружной скоростью 550 м/с для всех колес данный показатель остается большим единицы. Окончательная проверка полученных результатов расчета будет проведена позднее в ходе опытной апробации. Графические схемы НДС, полученные при прочностном расчете, позволяют выявить характер распределения напряжений и относительных перемещений, а также наиболее напряженные локальные зоны в конструкции колес, и могут быть использованы в дальнейшем при конструкторской проработке компрессорных колес из анизотропного материала.

**Литература**

1. Малаховецкий А.Ф. Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторных двигателей путем снижения их теплонапряженности: дис. ... канд. техн. наук. Саратов, 2005. 141 с.

Таблица 2

**Первые частоты свободных колебаний рабочих колес**

Формы колебаний	Частота, Гц						Число узловых диаметров
	1-й типоразмер		2-й типоразмер				
	АК-4	КМ	АК-4		КМ		
			Расчетная модель	Подробная модель	Расчетная модель	Подробная модель	
1	8096	4242	4193	4027	2210	2110	1
2	9677	5070	5285	4856	2779	2544	0
3	9909	5191	5850	4907	3065	2571	2
4	10677	5594	6664	5122	3491	2684	3

2. Бурцев А.Ю., Плаксин А.М., Гриценко А.В. Повышение эксплуатационной надежности турбокомпрессоров дизелей тракторов // АПК России. № 72/1, 2015. 152 с.
  3. Свечников А.А. Повышение эксплуатационной надежности турбокомпрессоров дизеля 10Д100 // Молодой ученый. 2015. № 22 (102). 981 с.
  4. Гаффаров Г.Г., Калимулин Р.Ф., Коваленко С.Ю., Кулаков А.Т. Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторных двигателей улучшением смазывания подшипникового узла // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». Челябинск, 2015. 117 с.
  5. Щербицкая Т.В. Повышение параметрической надежности работы турбокомпрессоров тепловозных дизелей в эксплуатации: дис. ... канд. техн. наук. Самара, 2002. 148 с.
  6. Hommes Daniel J., Williams Carnell E. Composite centrifugal compressor wheel. United States Patent № US 8,794,914. Date of patent 5.08.2014. 8 p.
  7. Allan W. Pankratz, Bogumil J. Matysek, Ralf A. Mendelson. Composite compressor wheel for turbochargers. United States Patent № US 4,850,802. Date of patent 25.07.1989. 8 p.
  8. Campbell F.C. Structural composite materials. ASM International, 2010. 629 p.
- References**
1. Malakhovetskiy A.F. Povyshenie nadezhnosti turbokompressorov avtotraktornykh dvigateley putem snizheniya ikh teplonapryazhennosti. Dis. kand. tekhn. nauk [Increase of reliability of turbochargers of automotive tractor engines by reducing their heat stress. Dissertation for Candidate of Technical Sciences (Ph.D.)]. Saratov, 2005. 141 p.
  2. Burtsev A.Yu., Plaksin A.M., Gritsenko A.V. Increase of operational reliability of turbochargers of diesel engines of tractors. APK Rossii. Publ. No 72/1, 2015. 152 p.
  3. Svechnikov A.A. Povyshenie ekspluatatsionnoy nadezhnosti turbokompressorov dizelya 10D100 [Increase of operational reliability of 10D100 diesel turbochargers]. Molodoy uchenyy Publ. 2015. No 22(102). 981 p.
  4. Gaffarov G.G., Kalimulin R.F., Kovalenko S.Yu., Kulakov A.T. Increasing the reliability of turbochargers of automotive tractor engines by improving the lubrication of the bearing assembly. Vestnik YuUrGU. Seriya «Mashinostroenie». Chelyabinsk, 2015. 117 p.
  5. Shcherbitskaya T.V. Povyshenie parametricheskoy nadezhnosti raboty turbokompressorov teplovoznykh dizeley v ekspluatatsii. Dis. kand. tekhn. nauk [Increase of parametrical reliability of work of turbochargers of diesel diesel engines in operation. Dissertation for Candidate of Technical Sciences (Ph.D.)]. Samara, 2002. 148 p.
  6. Hommes Daniel J., Williams Carnell E. Composite centrifugal compressor wheel. United States Patent № US 8,794,914. Date of patent 5.08.2014. 8 p.
  7. Allan W. Pankratz, Bogumil J. Matysek, Ralf A. Mendelson. Composite compressor wheel for turbochargers. United States Patent № US 4,850,802. Date of patent 25.07.1989. 8 p.
  8. Campbell F.C. Structural composite materials. ASM International, 2010. 629 p.



# МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИЗНОСА ЛОПАТОК ВЕНТИЛЯТОРА ДРОБИЛКИ ЗЕРНА

## METHOD OF DETERMINING WEAR OF FAN BLADES CRUSHER GRAIN

**В.В. Гоева**

ГБОУ ВО Нижегородский государственный  
инженерно-экономический университет, Княгинино,  
Россия, v-goeva@mail.ru

**V.V. Goeva**

GBOU VO Nizhniy Novgorod state engineering-economic  
university, Knyaginino, Russia, v-goeva@mail.ru

Главными факторами, влияющими на продуктивный потенциал животных, являются структура кормовой базы хозяйств, качество кормов и способы их скармливания. Известно, что концентраты являются важным компонентом в рационе животных и способствуют большему проявлению их продуктивного потенциала. Для измельчения зерна в животноводстве применяют дробилки с различными рабочими органами. Наибольшее распространение получили молотковые дробилки зерна. Это связано с простотой их конструкции и относительно высоким ресурсом рабочих органов. В настоящее время для сельхозпроизводителей большой интерес представляют малогабаритные комбикормовые заводы и агрегаты, в состав которых входят дробилки зерна с вентилятором.

Однако наряду с очевидными преимуществами молотковые дробилки, как с принудительной подачей материала, так и с пневматической, обладают рядом недостатков, одним из которых является повышенный износ их рабочих органов – молотков, решета, лопаток вентилятора. Наибольший интерес с точки зрения снижения износа представляют лопатки вентилятора, поскольку, изменяя их форму, можно снизить или увеличить интенсивность износа. Кроме того, они больше подвержены износу, так как весь измельченный материал проходит через них с большой скоростью, в то время как в камере измельчения количество зерна распределяется между большим числом молотков, а относительная скорость зерновок в ней снижается.

Анализ показал, что интенсивность износа рабочих поверхностей лопаток вентилятора зависит от коэффициента трения зерновки о лопатку, угла наклона лопатки к радиусу диска ротора, а наибольшее влияние на силу трения оказывает окружная скорость лопаток. Для увеличения срока службы лопаток и снижения интенсивности их износа необходимо выбрать правильную форму с минимально возможным радиусом кривизны. Предложена методика, на основании которой можно рассчитать величину износа лопаток вентилятора с учетом его аэродинамических характеристик.

**Ключевые слова:** вентилятор, воздушный поток, зерновка, интенсивность износа, лопатка, сила трения, функциональная зависимость.

It is scientifically proven that the main factors affecting the productive potential of the animals, are the structure of fodder farms, the quality of feed and methods of feeding. It is known that concentrated fodder are an important component in the diet of animals and contribute to a stronger manifestation of their productive potential. For grinding grain into livestock is usually used crusher with different working bodies. The most widely is spread hammer mill grain crusher. This happens due to the simplicity of their construction and relatively high resource of working bodies. Currently, for farmers are of great interest the small-sized feed factories and units, which include crusher grain with a fan.

However, along with the obvious advantages of hammer crusher, like with forced feeding of material and with pneumatic, have a number of disadvantages, one of which is the increased wear of their working bodies: hammers, screens, fan blades. The greatest interest from the point of reducing wear represent fan blades, as changing their shape, it is possible to reduce or increase the intensity of wear. In addition, they are more prone to wear, since all of the crushed material passes through them with great speed, while in the grinding chamber, the amount of grain distributed over a larger number of hammers, and the relative velocity of grains in it decreases.

The analysis showed that the intensity of wear of working surfaces of the blades of the fan depends on the coefficient of friction of grains on the blade, the angle of the blade to the radius of the rotor disc, and the greatest influence on friction force has a peripheral speed of the blades. To increase the service life of the blades and reduce the intensity of wear and tear it should be chosen the correct form of the smallest possible radius of curvature. The method is proposed on the basis of which it is possible to calculate the amount of wear of fan blades, taking into account its aerodynamic characteristics.

**Keywords:** fan air flow, weevil, the wear of the blade, friction force, functional dependence.

## Введение

Научно доказано, что главными факторами, влияющими на продуктивный потенциал животных, являются структура кормовой базы хозяйств, качество кормов и способы их скармливания [1–3]. Известно, что концорма являются важным компонентом в рационе животных и способствуют большему проявлению их продуктивного потенциала [4, 5]. Для измельчения зерна в животноводстве применяют дробилки с различными рабочими органами [6–14]. Наибольшее распространение получили молотковые дробилки зерна. Это связано с простотой их конструкции и относительно высоким ресурсом рабочих органов. В настоящее время для сельхозпроизводителей большой интерес представляют малогабаритные комбикормовые заводы и агрегаты, в состав которых входят дробилки зерна с вентилятором [15, 16].

Однако наряду с очевидными преимуществами молотковые дробилки, как с принудительной подачей материала, так и с пневматической, обладают рядом недостатков, одним из которых является повышенный износ их рабочих органов – молотков, решета, лопаток вентилятора. Наибольший интерес с точки зрения снижения износа представляют лопатки вентилятора, поскольку, изменяя их форму, можно снизить или увеличить интенсивность износа. Кроме того, они больше подвержены износу, так как весь измельченный материал

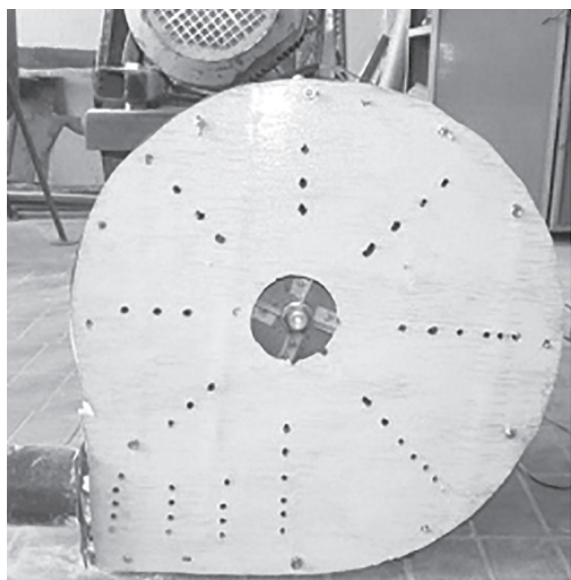
проходит через них с большой скоростью, в то время как в камере измельчения количество зерна распределяется между большим числом молотков, а относительная скорость зерновок в ней снижается.

Целью исследования является разработка методики расчета износа лопаток вентилятора с учетом его аэродинамических характеристик.

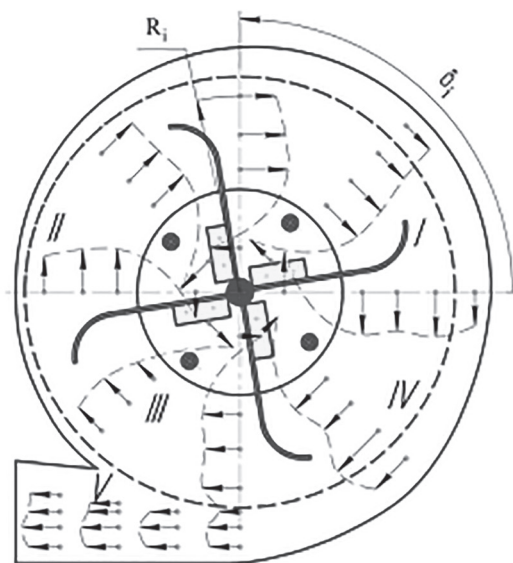
## Материалы и методы

При определении величины износа лопаток вентилятора необходимо получить поле скоростей в камере вентилятора. Рассмотрим методику на примере дробилки зерна с ротором-вентилятором [15], разработанной в Нижегородском государственном инженерно-экономическом университете. Для построения поля скоростей в камере вентилятора на крышке высверливаются отверстия на одинаковом расстоянии, расположенные в радиальном положении и касательном направлениях с помощью анемометра измеряются скорости воздуха. Замеры проводят по всей глубине камеры (рис. 2) и вычисляют среднее значение. Для того чтобы при снятии замеров по глубине камеры не повредить измерительный прибор лопатками, в них делают прорезы (рис. 2).

После этого строят поле скоростей и получают функциональную зависимость.



*a*



*б*

Рис. 1. Общий вид установки для определения полей скоростей (*a*) и поле скоростей воздушного потока в камере дробилки с ротором-вентилятором (*б*)

## Результаты и их обсуждение

Известно, что износ появляется в результате проявления сил нормального давления со стороны поверхности. Как показали наблюдения, наибольшее влияние на ресурс рабочих органов дробилок зерна оказывает абразивный износ рабочих поверхностей. Интенсивность износа зависит от силы трения и скорости относительного движения зерновок. Анализ сил, действующих на зерновку при ее движении по лопатке вентилятора, показывает, что сила трения складывается из нескольких составляющих: центробежной силы  $F_{ц}$ , силы  $F_m$  тяжести, силы  $F_k$  Кориолиса. Все перечисленные силы определяются по известным формулам:

$$F_{ц} = fm \omega_{л}^2 r \sin \psi ; \quad (1)$$

$$F_T = fm \vec{a} ; \quad (2)$$

$$F_k = 2fm \omega_{л} V_r, \quad (3)$$

где  $f$  – коэффициент трения зерновки о лопатку ротора;  $m$  – масса зерновки;  $\vec{a}$  – вектор ускорения частицы;  $\omega_{л}$  – окружная скорость лопаток вентилятора;  $r$  – радиус кривизны лопаток;  $\psi$  – угол наклона лопатки к радиусу диска ротора;  $V_r$  – скорость относительного движения зерновки.

Из выражений (1)–(3) следует, что интенсивность износа рабочих поверхностей лопаток вентилятора зависит от коэффициента трения зерновки о лопатку, угла наклона лопатки к радиусу диска ротора, а наибольшее влияние на силу трения оказывает окружная скорость лопаток.

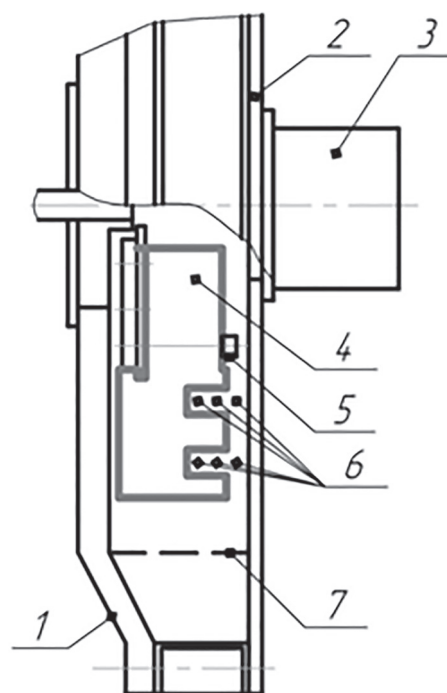


Рис. 2. Места определения скорости воздушного потока по глубине камеры: 1 – корпус; 2 – крышка; 3 – всасывающий патрубок; 4 – лопатка; 5 – палец; 6 – точки измерений; 7 – решет

Проанализировав формулу (1), можно заметить, что сила трения – это функция, зависящая от текущего значения радиуса  $r$ . Это значит, что и интенсивность износа лопаток вентилятора будет возрастать с увеличением радиуса кривизны. Данное утверждение хорошо доказывается проведенными наблюдениями за характером износа лопаток при измельчении зерна (рис. 3).

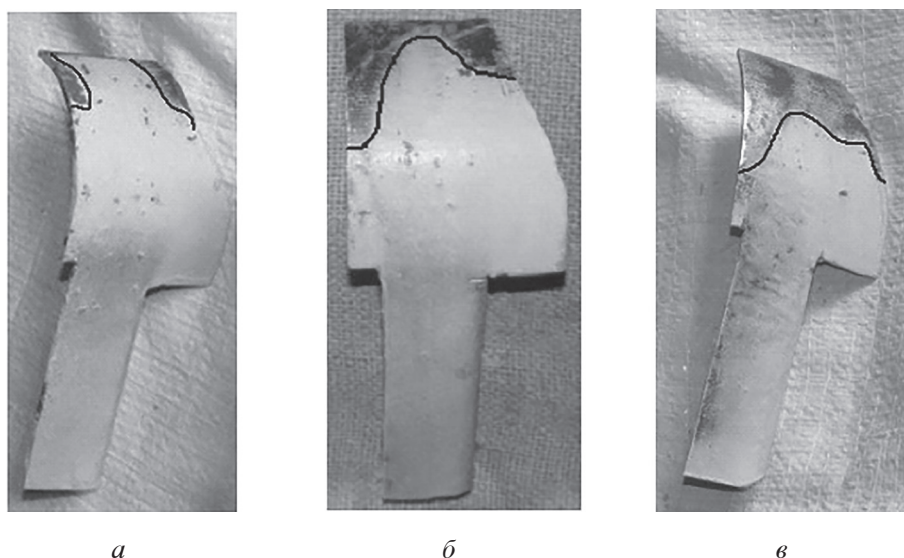


Рис. 3. Износ лопаток вентилятора с разными радиусами кривизны: а –  $\rho = 40$  мм; б –  $\rho = 50$  мм; в –  $\rho = 60$  мм

Анализ показал, что наибольшему износу подвержена периферийная часть лопаток, и, исходя из полученного результата, можно рекомендовать с целью увеличения срока службы лопаток вентилятора их толщину увеличивать от центра к периферии либо провести упрочнение лишь тех участков, которые наиболее подвержены износу.

О.Н. Моисеев [17, 18], исследуя процесс износа молотков, вывел следующую аналитическую зависимость, позволяющую определить величину износа:

$$dy = dt \int_{x_1}^{x_2} (H_1(x, x_0)zL_1(x_0) + H_2(x, x_0)zL_2(x_0))dx, \quad (4)$$

где  $x$  – текущая координата зерновки;  $x_0$  – начальная координата зерновки;  $H_1$  – давление зерновки на молоток при ударе;  $H_2$  – давление зерновки на молоток при скольжении;  $[x_1, x_2]$  – отрезок, на котором происходит взаимодействие молотка и зерновки;  $L_1(x_0)$ ,  $L_2(x_0)$  – распределение зерновок при ударе и скольжении соответственно.

Из выражения (4) следует, что помимо силы трения на величину износа влияние оказывает и распределение частиц по рабочей поверхности.

Определяя величину износа молотков, в ряде работ [17, 18] предлагается рассчитать относительную скорость частиц по выражению:

$$u = \frac{[-f_{\text{ск}}T + m\omega^2(x+R)]3,218\left(\frac{m}{g}\right)^{\frac{2}{5}}[\omega_p(x+R)]^{\frac{2}{5}}}{m}, \quad (5)$$

где  $R$  – радиус подвеса молотка;  $f(x)$  – форма ударной поверхности молотка;  $f_{\text{ск}}$  – коэффициент трения скольжения зерновки по молотку;  $\omega_p$  – угловая скорость ротора.

Однако данная формула справедлива в случае принудительной подачи зерна. В случае подачи зернового вороха за счет разряжения величину износа лопаток вентилятора необходимо рассчитывать, учитывая воздушные потоки, создаваемые вентилятором. Здесь необходимо использовать методику, примененную в работе С.Ю. Булатова, В.Н. Нечаева, П.А. Савиных [19], при решении частного случая второго закона Ньютона:

$$m\vec{W} = \vec{R} + \vec{G}, \quad (6)$$

где  $\vec{R}$  – аэродинамическое сопротивление;  $\vec{G}$  – вес частицы.

При решении поставленной частной задачи определяется вектор относительной скорости

зерновки. В общем случае он равен разности векторов абсолютной скорости частицы и скорости воздушного потока:

$$\vec{u}_0 = \vec{v}_0 + \vec{v}_в, \quad (7)$$

где  $\vec{v}_0$  – вектор абсолютной скорости зерновки;  $\vec{v}_в$  – вектор скорости воздушного потока.

Индивидуальный подход к конкретной модели дробилки зерна с вентилятором при решении поставленной задачи обеспечит точность расчетов. В этом случае необходимо построить поле скоростей воздушного потока (рис. 1, б) в камере вентилятора, которое зависит от аэродинамических характеристик вентилятора. Далее методами математического анализа или планирования эксперимента на основании полученных экспериментальных данных выводятся функциональные зависимости, характеризующие изменение касательной и нормальной составляющей скорости воздушного потока от радиуса  $R$  и угла  $\delta$  (рис. 1, б):

$$v_{\text{вт}} = f(R, \delta); v_{\text{вн}} = f(R, \delta), \quad (8)$$

где  $R$  – радиус замера;  $\delta$  – угол замера.

Так, например, для дробилки зерна с ротором-вентилятором касательная и нормальная составляющие описываются выражениями [19]:

$$v_{\text{вт}} = 18,49 + 17,34 \cdot R + 0,12 \cdot \delta - 17,41 \cdot R^2 - 3,45 \cdot R \cdot \delta + 2,46 \cdot \delta^2; \quad (9)$$

$$v_{\text{вн}} = -0,66 + 11,48 \cdot R - 13,12 \cdot \delta - 2,7 \cdot R^2 + 6,51 \cdot R \cdot \delta + 8,07 \cdot \delta^2. \quad (10)$$

Получив необходимые зависимости и подставив их в выражение (7), рассчитывается относительная скорость зерновки, которая используется вместо предложенного выражения (5).

Таким образом рассчитывается величина износа лопаток вентилятора и принимаются меры к ее снижению.

## Выводы

1. Интенсивность износа рабочих поверхностей лопаток вентилятора зависит от коэффициента трения зерновки о лопатку, угла наклона лопатки к радиусу диска ротора. При этом наибольшее влияние на силу трения оказывает окружная скорость лопаток.

2. Для увеличения срока службы лопаток и снижения интенсивности их износа необходимо выбрать правильную форму с минимально возможным радиусом кривизны.



4. Предложена методика, на основании которой можно рассчитать величину износа лопаток вентилятора с учетом его аэродинамических характеристик.

### Литература

- Гагарина О.Ю., Мошкина С.В. Обзор энергетических кормовых добавок для коров в период раздоя // *Инновации в сельском хозяйстве*. 2015. № 3 (13). С. 258–261.
- Мошкина С.В., Гагарина О.Ю. Правильное выращивание молодняка молочного скота – залог продуктивного долголетия животных // *сб.: Пути продления продуктивной жизни молочных коров на основе оптимизации разведения, технологий содержания и кормления животных. Материалы международной научно-практической конференции*. 2015. С. 12–15.
- Сиянов О.О., Мошкина С.В. Влияние оптимизации кормления коров по энергии на развитие микроорганизмов в рубце // *Вестник Орловского государственного аграрного университета*. 2016. Т. 63. № 6. С. 118–122.
- Мошкина С.В., Козлов А.С. Научное обоснование кормления высокопродуктивного молочного скота // *Вестник Орловского государственного аграрного университета*. 2010. Т. 23. № 2. С. 22–24.
- Козлов А.С., Мошкина С.В., Дедкова А.А., Козлов И.А. Оптимизация структуры кормовой базы и организация полноценного кормления высокопродуктивных животных в молочном скотоводстве // *Вестник Орловского государственного аграрного университета*. 2009. Т. 17. № 2. С. 18.
- Широбоков В.И., Стукалин Ф.Г., В.А. Жигалов В.А. и др. Дробилка для фуражного зерна: пат. Рос. Федерация. № 83946 на полезную модель; опубл. 27.06.2009. Бюл. № 18.
- Хозяев И.А., Карапетян А.Г., Саед Б.И., Шумская Н.Н. Дробилка комбикормов: пат. Рос. Федерация. № 2044564 РФ; опубл. 27.09.1995. Бюл. № 24.
- Карнов А.М., Коношин И.В. Дробильное устройство: пат. Рос. Федерация. № 2204436; опубл. 20.05.2003. Бюл. № 21.
- Зиганшин Б.Г., Волков И.Е., Хайдаров Р.Р., Фаизуллин И.Ф. Универсальный измельчитель кормов: пат. Рос. Федерация. № 2296011; опубл. 20.03.2007. Бюл. № 9.
- Сыроватка В.И., Комарчук А.С., Обухов А.Д. Установка для измельчения и сепарации фуражного зерна: пат. Рос. Федерации. № 2396122; опубл. 10.08.2010. Бюл. № 22.
- Бурлуцкий Е.М., Павлидис В.Д., М.В. Чкалова М.В. Дробилка зерна: пат. Рос. Федерация. № 2407591; опубл. 27.12.2010. Бюл. № 36.
- Сундеев А.А., Воронин В.В., Акименко А.В., Деменьтьев С.Н. Дробилка для зерна: пат. Рос. Федерация. № 2487526; опубл. 20.07.2013. Бюл. № 20.
- Оболенский Н.В., Булатов С.Ю., Свистунов А.И. Изобретательство – путь к научному успеху. Методическое пособие / под редакцией Н.В. Оболенского. Нижний Новгород, 2016. 68 с.
- Савиных П.А., Булатов С.Ю., Миронов К.Е. Определение оптимального положения загрузочного окна дробилки зерна ударно-отражательного действия // *Вестник Казанского государственного аграрного университета*. 2013. Т. 8. № 4 (30). С. 76–81.
- Савиных П.А., Нечаев В.Н., Булатов С.Ю., Турубанов Н.В. Молотковая дробилка с ротором-вентилятором: пат. на полезную модель RUS 129843; 09.01.2013.
- Баранов Н.Ф., Фуфачев В.С., Сергеев А.Г. Конструкция лопаточного колеса и рабочие характеристики вентилятора дробилки // *Тракторы и сельхозмашины*. 2008. № 12. С. 30–32
- Моисеев О.Н., Соловьев А.Н., Морисов А.Ф. Математическая модель взаимодействия молотка с зерном в молотковой дробилке / *Азово-Черноморский институт механизации сельского хозяйства*. зерноград. 1995. 114 с.
- Моисеев О.Н., Полуян А.Г., Соловьев А.Н. Численное моделирование процесса изнашивания молотка в молотковой дробилке. Исследования и реализация новых технологий и технических средств в сельскохозяйственном производстве / *Всероссийский научно-исследовательский и проектно-технологический институт механизации и электрификации сельского хозяйства (ВНИПТИ-МЭСХ)*. зерноград. 2001. С. 275–279.
- Булатов С.Ю., Нечаев В.Н., Савиных П.А. Разработка дробилки зерна для крестьянских хозяйств и результаты исследований по оптимизации ее конструктивно-технологических параметров. Теория, разработка, методика, эксперимент, анализ. Книгино, 2014. 154 с.

### References

- Gagarina O.Yu., Moshkina S.V. Overview of energy feed additives for cows during the ripening period. *Innovatsii v sel'skom khozyaystve*. 2015. No 3(13), pp. 258–261 (in Russ.).
- Moshkina S.V., Gagarina O.Yu. Proper cultivation of young dairy cattle – the guarantee of productive

- longevity of animals. V sbornike: Puti prodleniya produktivnoy zhizni molochnykh korov na osnove optimizatsii razvedeniya, tekhnologiy sodержaniya i kormleniya zhivotnykh. Materialy mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii. 2015, pp. 12–15 (in Russ.).
3. Siyanov O.O., Moshkina S.V. Influence of optimization of feeding of cows on energy on development of microorganisms in rumen. Vestnik Orlovskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2016. T. 63. No 6, pp. 118–122 (in Russ.).
  4. Moshkina S.V., Kozlov A.S. Scientific substantiation of high-yielding dairy cattle feeding Vestnik Orlovskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2010. T. 23. No 2, pp. 22–24 (in Russ.).
  5. Kozlov A.S., Moshkina S.V., Dedkova A.A., Kozlov I.A. Optimization of the structure of the fodder base and organization of high-grade feeding of high-yielding animals in dairy cattle breeding. Vestnik Orlovskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2009. T. 17. No 2, pp. 18.
  6. Shirobokov V.I., Stukalin F.G., V.A. Zhigalov V.A. i dr. Drobilka dlya furazhnogo zerna [Crusher for feed grain]. Patent Ros. Federatsii No 83946 na poleznuyu model'. Opubl. 27.06.2009. Byul. No 18.
  7. Khozyaev I.A., Karapetyan A.G., Saed B.I., Shumskaya N.N. Drobilka kombikormov [Crusher of mixed fodders]. Patent Ros. Federatsii No 2044564 RF. Opubl. 27.09.1995. Byul. No 24.
  8. Karnov A.M., Konoshin I.V. Drobil'noe ustroystvo [Crushing device]. Patent Ros. Federatsii No 2204436. Opubl. 20.05.2003. Byul. No 21.
  9. Ziganshin B.G., Volkov I.E., Khaydarov R.R., Faizullin I.F. Universal'nyy izmel'chitel' kormov [Universal feed cutter]. Patent Ros. Federatsii No 2296011. Opubl. 20.03.2007. Byul. No 9.
  10. Syrovatka V.I., Komarchuk A.S., Obukhov A.D. Ustanovka dlya izmel'cheniya i separatsii furazhnogo zerna [The device for grinding and separation of feed grain]. Patent Ros. Federatsii No 2396122. Opubl. 10.08.2010. Byul. No 22.
  11. Burlutskiy E.M., Pavlidis V.D., M. V. Chkalova M.V. Drobilka zerna [Crusher of grain]. Patent Ros. Federatsii No 2407591. Opubl. 27.12.2010. Byul. No 36.
  12. Sundeev A.A., Voronin V.V., Akimenko A.V., Demen't'ev S.N. Drobilka dlya zerna [Crusher for grain]. Patent Ros. Federatsii No 2487526. Opubl. 20.07.2013. Byul. No 20.
  13. Obolenskiy N.V., Bulatov S.Yu., Svistunov A.I. Izobretatel'stvo – put' k nauchnomu uspekhу [Invention – the way to scientific success]. Pod redaktsiey N.V. Obolenskogo. Nizhniy Novgorod, 2016. 68 p.
  14. Savinykh P.A., Bulatov S.Yu., Mironov K.E. Determination of the optimal position of the loading window of the grain impact crusher. Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2013. T. 8. No 4(30), pp. 76–81 (in Russ.).
  15. Savinykh P.A., Nechaev V.N., Bulatov S.Yu., Turubanov N.V. Molotkovaya drobilka s rotorom-ventilyatorom [Hammer crusher with rotor fan]. Patent na poleznuyu model' RUS 129843, 09.01.2013.
  16. Baranov N.F., Fufachev V.S., Sergeev A.G. The design of the blade wheel and the performance of the crusher fan Traktory i sel'khoz mashiny. 2008. No 12, pp. 30–32 (in Russ.).
  17. Moiseev O.N., Solov'ev A.N., Morisov A.F. Matematicheskaya model' vzaimodeystviya molotka s zernom v molotkovoy drobilke [Mathematical model of interaction between a hammer and grain in a hammer mill]. Azovo-Chernomorskiy institut mekhanizatsii sel'skogo khozyaystva. Zernograd. 1995. 114 p.
  18. Moiseev O.N., Poluyan A.G., Solov'ev A.N. Numerical simulation of the process of hammer wear in a hammer mill Issledovaniya i realizatsiya novykh tekhnologiy i tekhnicheskikh sredstv v sel'skokhozyaystvennom proizvodstve [Research and implementation of new technologies and technical means in agricultural production]. Zernograd: Vserossiyskiy nauchno-issledovatel'skiy i proektno-tekhnologicheskii institut mekhanizatsii i elektrifikatsii sel'skogo khozyaystva (VNIPTIMESKh). 2001, pp. 275–279 (in Russ.).
  19. Bulatov S.Yu., Nechaev V.N., Savinykh P.A. Razrabotka drobilki zerna dlya krest'yanskikh khozyaystv i rezul'taty issledovaniy po optimizatsii ee konstruktivno-tekhnologicheskikh parametrov. Teoriya, razrabotka, metodika, eksperiment, analiz [Development of a grain crusher for peasant farms and the results of research on optimizing its design and technological parameters. Theory, development, methodology, experiment, analysis]. Knyaginino, 2014, 154 p.

# СИЛОВОЙ АНАЛИЗ ДВУХПОТОЧНЫХ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

## POWER ANALYSIS OF DUAL-FLOW HYDROMECHANICAL GEARS

**В.М. Шарипов**<sup>1</sup>, д.т.н.

**Ю.С. Щетинин**<sup>1</sup>, к.т.н.

**С.В. Гаев**<sup>2</sup>

**О.В. Трошкин**<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Московский политехнический университет,  
Москва, Россия

<sup>2</sup> ООО «МИКОНТ», Чебоксары, Россия, trak@mami.ru

**V.M. Sharipov**<sup>1</sup>, DSc in Engineering

**Yu.S. Shchetinin**<sup>1</sup>, PhD in Engineering

**S.V. Gaev**<sup>2</sup>

**O.V. Troshkin**<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia,

<sup>2</sup> Limited Liability Company "MIKONT", Cheboksary, Russia,  
trak@mami.ru

Двухпоточные гидромеханические передачи получают все большее распространение в конструкциях современных наземных транспортных и тяговых машин (тракторов, автомобилей и быстроходных гусеничных машин). Это вызвано, в основном, стремлением увеличить коэффициент полезного действия передачи, хотя возможности двухпоточных гидромеханических передач более широки. Для выбора схемы двухпоточной гидромеханической передачи применительно к конкретным условиям работы надо знать преимущества и недостатки различных схем, их потенциальные возможности. Оценку работы каждой схемы можно сделать на основе их кинематического и силового анализа. В статье рассмотрены 12 схем двухпоточных гидромеханических передач с дифференциальным звеном на входе и на выходе со смешанным зацеплением зубчатых колес, приведены результаты их силового анализа. В качестве оценочных параметров двухпоточной гидромеханической передачи приняты:  $\hat{u}_{гмп}$  – силовое передаточное число двухпоточной гидромеханической передачи;  $\alpha_n$  – коэффициент нагрузки насосного колеса гидротрансформатора;  $\alpha_m$  – коэффициент нагрузки механической ветви замкнутого контура передачи;  $\alpha_a$  – коэффициент нагрузки солнечной шестерни трехзвенного дифференциального механизма. Для каждой из рассматриваемых схем получены аналитические зависимости оценочных параметров от внутренних параметров гидромеханической передачи, в качестве которых использовались характеристика  $k$  планетарного ряда, силовое  $\hat{u}_{гт}$  и кинематическое  $u_{гт}$  передаточные числа гидротрансформатора. Для каждой из рассматриваемых схем определены диапазоны возможного изменения  $\hat{u}_{гт}$  для выбранного значения характеристики  $k$  планетарного ряда. Принято, что на границах диапазона  $\hat{u}_{гмп} = \infty$  и  $\hat{u}_{гмп} = 0$ . Выполнены расчеты по определению параметров  $\hat{u}_{гмп}$ ,  $\alpha_n$ ,  $\alpha_m$  и  $\alpha_a$  для различных значений  $k$  и  $\hat{u}_{гт}$ , результаты которых позволяют оценить потенциальные преобразующие свойства схем двухпоточных гидромеханических передач независимо от модели используемого гидротрансформатора.

**Ключевые слова:** двухпоточная гидромеханическая передача, гидротрансформатор, трехзвенный дифференциальный механизм, оценочные параметры передачи, силовой анализ.

Dual-flow hydromechanical transmissions are becoming increasingly widespread in the designs of modern land transport and traction machines (tractors, automobiles and high-speed crawler vehicles). This happens mainly due to the desire to increase the efficiency of transmission, although the capabilities of dual-flow hydromechanical transmissions are broader. In order to select a dual-flow hydromechanical transmission scheme in relation to specific operating conditions, it is necessary to know the advantages and disadvantages of various schemes, their potential capabilities. The evaluation of the operation of each circuit can be made on the basis of their kinematic and force analysis. The article deals with 12 dual-flow schemes of hydromechanical transmission with a differential element in inlet and outlet with a mixed meshing of gears, the results of the power analysis are shown. For the estimated parameters of a double-flow hydromechanical transmission were taken:  $\hat{u}_{гмп}$  – power ratio of a double-flow hydromechanical transmission;  $\alpha_n$  – coefficient of loading of the pump wheel of the torque converter;  $\alpha_m$  – load factor of the mechanical branch of the closed transmission contour;  $\alpha_a$  – load factor of the solar gear of the three-link differential mechanism. For each of the schemes considered, analytical dependencies of the estimated parameters on the internal parameters of the hydromechanical transmission were obtained. For the parameters were used the characteristic  $k$  of planetary gear set, power  $\hat{u}_{гт}$  and kinematic  $u_{гт}$  gear ratios of torque converter. It is assumed that, at the boundaries of the range  $\hat{u}_{гмп} = \infty$  and  $\hat{u}_{гмп} = 0$ . Calculations have been performed to determine the parameters  $\hat{u}_{гмп}$ ,  $\alpha_n$ ,  $\alpha_m$  and  $\alpha_a$  for different values of  $k$  and  $\hat{u}_{гт}$ , results of which made possible to evaluate the potential transforming properties of the schemes of two-flow hydromechanical transmissions independently of the model of the used hydrotransformer.

**Keywords:** dual-flow hydromechanical transmission, hydrotransformer, three-link differential mechanism, estimated transmission parameters, power analysis.

## Введение

Гидромеханические передачи (ГМП), составной частью которых являются гидротрансформаторы (ГТ), или комплексные гидродинамические передачи, успешно используются в трансмиссиях наземных транспортных и тяговых машин. В последнее время возрос интерес к двухпоточным ГМП. Это вызвано, в основном, стремлением увеличить КПД передачи, хотя возможности двухпоточных ГМП более широки. Двухпоточная ГМП обычно состоит из ГТ и суммирующего звена, выполненного в виде трехзвенного дифференциального механизма (ТДМ). Существуют различные варианты включения ГТ в конструкцию двухпоточной ГМП [1–4]. В зависимости от выбранной схемы будут изменяться выходные параметры передачи. Для грамотного выбора схемы применительно к конкретным условиям работы надо знать преимущества и недостатки различных схем, их потенциальные возможности. Оценку работы каждой схемы можно сделать на основе их кинематического и силового анализа. Результаты кинематического анализа работы двухпоточных ГМП подробно представлены в ряде работ [5, 6]. Ниже даны результаты силового анализа, полученные на основе теоретических расчетов для различных схем включения ГТ в двухпоточную ГМП.

## Цель исследования

Целью исследования является оценка силовых преобразующих свойств двухпоточной ГМП при различных вариантах соединения ее звеньев. Результаты исследования позволят разработать рекомендации для выбора конструкции ГМП применительно к конкретным условиям ее эксплуатации.

## Материалы и методы исследования

В качестве исходного материала для анализа использовались результаты теоретических расчетов, выполненных на ЭВМ по разработанной программе. В качестве оценочных параметров были приняты:  $\dot{u}_{\text{ГМП}}$  – силовое передаточное число двухпоточной ГМП;  $\alpha_{\text{H}}$  – коэффициент нагрузки насосного колеса ГТ;  $\alpha_{\text{M}}$  – коэффициент нагрузки механической ветви замкнутого контура передачи;  $\alpha_a$  – коэффициент нагрузки солнечной шестерни ТДМ.

$$\dot{u}_{\text{ГМП}} = \left| \frac{M_{\text{ВМ}}}{M_{\text{ВЩ}}} \right|; \alpha_{\text{H}} = \left| \frac{M_{\text{H}}}{M_{\text{ВЩ}}} \right|; \alpha_{\text{M}} = \left| \frac{M_{\text{M}}}{M_{\text{ВЩ}}} \right|; \alpha_a = \left| \frac{M_a}{M_{\text{ВЩ}}} \right|.$$

Здесь  $M_{\text{ВЩ}}$ ,  $M_{\text{ВМ}}$ ,  $M_{\text{H}}$ ,  $M_{\text{M}}$  и  $M_a$  – крутящие моменты соответственно на ведущем и ведомом валах ГМП, на насосном колесе ГТ, в механической ветви замкнутого контура и на солнечной шестерне ТДМ.

Для гидротрансформатора  $M_{\text{H}} = \gamma \lambda_{\text{H}} n_{\text{H}}^2 D^5$  [1, 7]. По аналогии с ним  $M_{\text{ВЩ}} = \gamma \lambda_{\text{ГМП}} n_{\text{ВЩ}}^2 D^5$ . С учетом того, что  $M_{\text{H}} = \alpha_{\text{H}} M_{\text{ВЩ}}$ , получим:

$$\lambda_{\text{ГМП}} = \frac{\lambda_{\text{H}}}{\alpha_{\text{H}}} \left( \frac{n_{\text{H}}}{n_{\text{ВЩ}}} \right)^2 = \alpha_{\lambda} \lambda_{\text{H}}.$$

Здесь

$$\alpha_{\lambda} = \frac{\lambda_{\text{ГМП}}}{\lambda_{\text{H}}} = \frac{1}{\alpha_{\text{H}}} \left( \frac{n_{\text{H}}}{n_{\text{ВЩ}}} \right)^2,$$

где  $n_{\text{H}}$  и  $n_{\text{ВЩ}}$  – частоты вращения соответственно насосного колеса ГТ и ведущего вала ГМП;  $\gamma$  – удельный вес рабочей жидкости;  $D$  – активный диаметр ГТ;  $\alpha_{\lambda}$  – коэффициент пропорциональности;  $\lambda_{\text{ГМП}}$  и  $\lambda_{\text{H}}$  – коэффициент момента соответственно ведущего вала ГМП и насосного колеса ГТ.

Рассматривались схемы двухпоточных ГМП с использованием ТДМ со смешанным зацеплением зубчатых колес. При определении значений крутящих моментов на звеньях планетарного ряда использовались известные соотношения [1, 2, 8]:

$$M_{\text{B}} = M_a (1 + k); M_c = M_a k; M_{\text{B}} = M_c \frac{1 + k}{k},$$

где  $k$  – характеристика планетарного ряда;  $M_{\text{B}}$ ,  $M_a$  и  $M_c$  – крутящие моменты соответственно на водиле, на солнечной и эпициклической шестернях ТДМ.

При определении крутящих моментов на колесах ГТ использовались зависимости [1–3]:

$$M_{\text{T}} = M_{\text{H}} \dot{u}_{\text{ГТ}}; M_{\text{H}} + M_{\text{T}} + M_{\text{P}} = 0,$$

где  $M_{\text{T}}$  и  $M_{\text{P}}$  – крутящие моменты соответственно на турбинном колесе и реакторе ГТ;  $\dot{u}_{\text{ГТ}}$  – силовое передаточное число ГТ (коэффициент трансформации ГТ).

Теоретически возможны 24 варианта соединения элементов ГТ и ТДМ в двухпоточной ГМП [2]. Из них только в 12 схемах при подведении крутящего момента к ведущему валу на насосном колесе имеем положительный момент. Все эти схемы показаны в таблице 1.

Здесь же схематично обозначено направление внешних крутящих моментов и моментов, действующих со стороны ГТ на остальные звенья передачи. Силовой анализ работы двухпо-



точных ГМП проводился в отношении только этих схем.

Для каждой из рассматриваемых схем получены аналитические зависимости оценочных параметров от внутренних параметров ГМП, в качестве которых использовались характеристика  $k$  планетарного ряда, силовое  $\dot{u}_{\Gamma T}$  и кинематическое  $u_{\Gamma T} = n_H / n_T$  передаточные числа ГТ. Здесь  $n_T$  – частота вращения турбинного колеса ГТ.

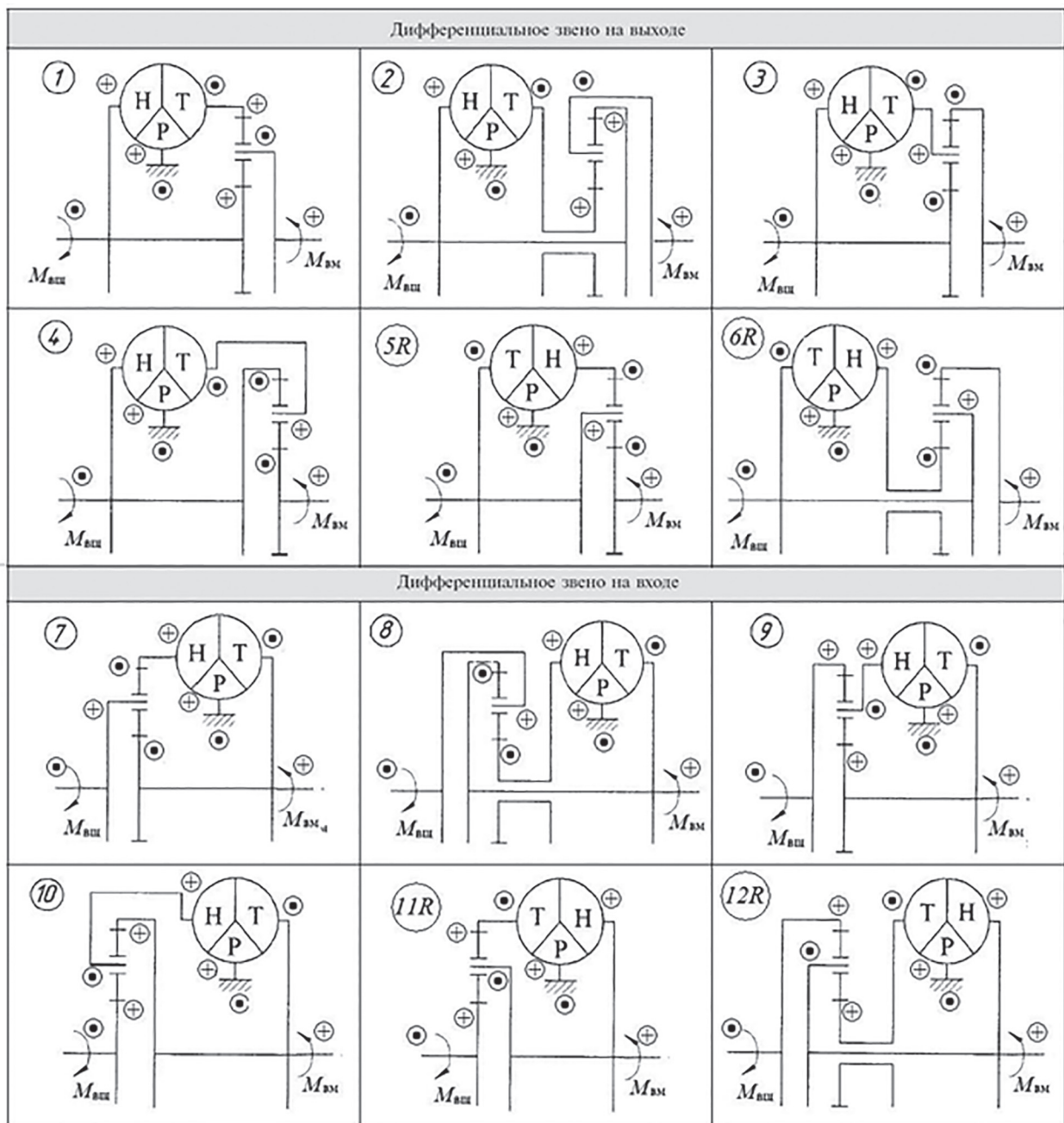
Полученные выражения представлены в таблице 2.

При выполнении расчетов необходимо определиться с пределами изменения внутренних параметров двухпоточной ГМП. Исходя из конструктивных соображений, характеристика  $k$  планетарного ряда со смешанным зацеплением зубчатых колес может изменяться в пределах от 1,5 до 4,0 (4,5) [1, 2, 8].

При выборе диапазонов изменения  $\dot{u}_{\Gamma T}$  и  $u_{\Gamma T}$  начинают действовать другие ограничения. Дело в том, что  $\dot{u}_{\Gamma T}$  зависит как от модели ГТ, так и от его кинематического передаточного числа  $u_{\Gamma T}$ . Использование при расчетах внешней харак-

Таблица 1

Схемы двухпоточных ГМП



Оценочные параметры схем ГМП

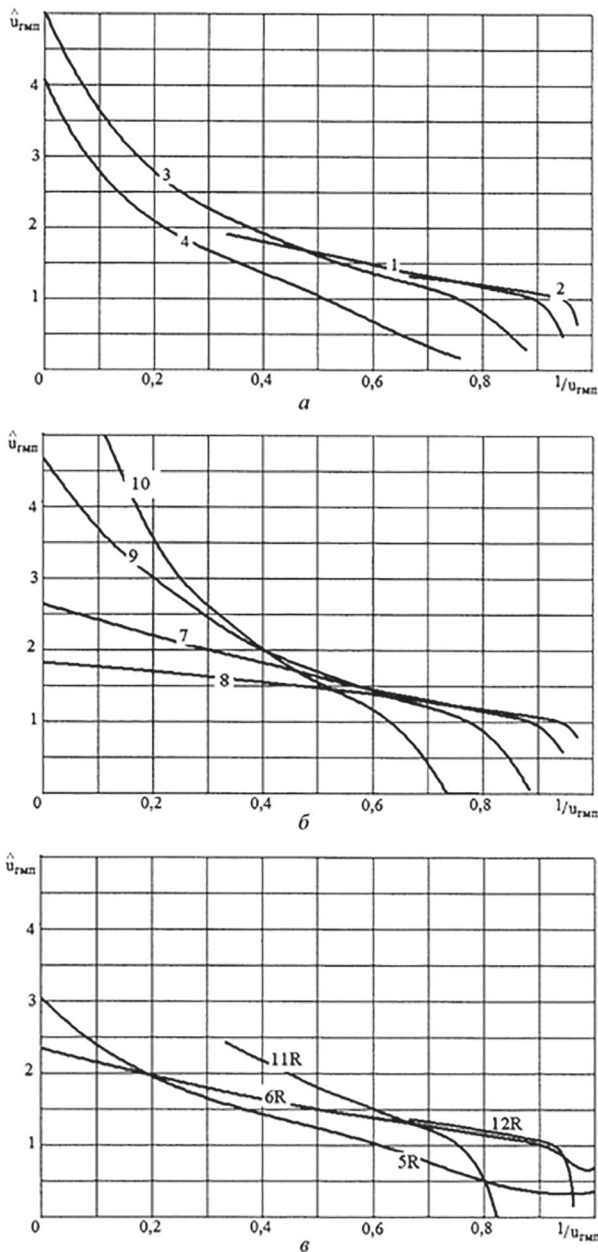
Схема ГМП	$\hat{u}_{\text{ГМП}}$	$\alpha_{\text{H}}$	$\alpha_{\text{M}}$	$\alpha_{\text{a}}$	$\alpha_{\lambda}$
1	$\frac{(1+k)\hat{u}_{\text{ГТ}}}{k+\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{k}{k+\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{\hat{u}_{\text{ГТ}}}{k+\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{\hat{u}_{\text{ГТ}}}{k+\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{k+\hat{u}_{\text{ГТ}}}{k}$
2	$\frac{(1+k)\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1}{1+k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{k\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$1+k\hat{u}_{\text{ГТ}}$
3	$\frac{k\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1+k}{1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k}$
4	$\frac{\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1+k}{1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{k\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k}$
5R	$\frac{1}{1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{k}{1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{(1+k)}{1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1}{1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{(1+k-k\hat{u}_{\text{ГТ}})u_{\text{ГТ}}^2}{k}$
6R	$\frac{k}{1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1}{1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1+k}{1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1}{1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$(1+k-\hat{u}_{\text{ГТ}})u_{\text{ГТ}}^2$
7	$\frac{1+k\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k}$	$\frac{k}{1+k}$	$\frac{1}{1+k}$	$\frac{1}{1+k}$	$\frac{(1+k)^3u_{\text{ГТ}}^2}{k(ku_{\text{ГТ}}+1)^2}$
8	$\frac{k+\hat{u}_{\text{ГТ}}}{1+k}$	$\frac{1}{1+k}$	$\frac{k}{1+k}$	$\frac{1}{1+k}$	$\frac{(1+k)^3u_{\text{ГТ}}^2}{(u_{\text{ГТ}}+k)^2}$
9	$\frac{(1+k)\hat{u}_{\text{ГТ}}-1}{k}$	$\frac{1+k}{k}$	$\frac{1}{k}$	$\frac{1}{k}$	$\frac{k^3u_{\text{ГТ}}^2}{(1+k)(u_{\text{ГТ}}+ku_{\text{ГТ}}-1)^2}$
10	$(1+k)\hat{u}_{\text{ГТ}}-k$	$1+k$	$k$	$1$	$\frac{u_{\text{ГТ}}^2}{(1+k)(u_{\text{ГТ}}+ku_{\text{ГТ}}-k)^2}$
11R	$1+k-k/\hat{u}_{\text{ГТ}}$	$k/\hat{u}_{\text{ГТ}}$	$1+k$	$1$	$\frac{\hat{u}_{\text{ГТ}}}{k(1+k-k/u_{\text{ГТ}})^2}$
12R	$\frac{1+k-1/\hat{u}_{\text{ГТ}}}{k}$	$\frac{1}{k\hat{u}_{\text{ГТ}}}$	$\frac{1+k}{k}$	$\frac{1}{k}$	$\frac{k^3\hat{u}_{\text{ГТ}}}{(1+k-1/u_{\text{ГТ}})^2}$

теристики ГТ, где эта связь уже учтена, облегчает задачу, но может привести к определенным затруднениям. Дело в том, что внешняя характеристика ГТ обычно ограничена областью работы, когда  $1/u_{\text{ГТ}}$  изменяется в пределах от 0 до 1 и сохраняет свой вид при условии, что частота вращения насосного колеса изменяется в относительно узком диапазоне. В то же время кинематический анализ различных схем показал, что при использовании ГТ в двухпоточной ГМП он может работать в режимах, для него нехарактерных [5, 6]. Так, при использовании схем 1, 2, 11R и 12R возможна работа ГТ при отрицательных значениях  $1/u_{\text{ГТ}}$ , а в схемах 5R и 6R и во всех схемах с дифференциальным звеном на входе частота вращения насосного колеса изменяется в широких пределах.

При выполнении расчетов были применены два метода.

В первом случае использовалась внешняя характеристика конкретного ГТ в диапазоне изменения  $1/u_{\text{ГТ}}$  от 0 до 1. В результате получены зависимости всех оценочных параметров двухпоточной ГМП от ее внутренних параметров для всех исследуемых схем. В качестве примера на рисунке 1 представлены графики  $\hat{u}_{\text{ГМП}} = f(1/u_{\text{ГТ}})$  для исследуемых схем при использовании одного и того же ГТ, где  $\hat{u}_{\text{ГМП}}$  и  $u_{\text{ГМП}}$  – силовое и кинематическое передаточные числа ГМП соответственно.

Во втором случае не использовалась внешняя характеристика ГТ. Здесь для расчета коэффициента  $\alpha_{\lambda}$  этого делать нельзя, так как в выражение для его определения входят силовое  $\hat{u}_{\text{ГТ}}$  и



**Рис. 1.** Зависимость силового передаточного числа ГМП от кинематического передаточного числа при  $k = 2$ : *a* – схемы 1, 2, 3 и 4; *б* – схемы 7, 8, 9 и 10; *в* – схемы 5R, 6R, 11R и 12R

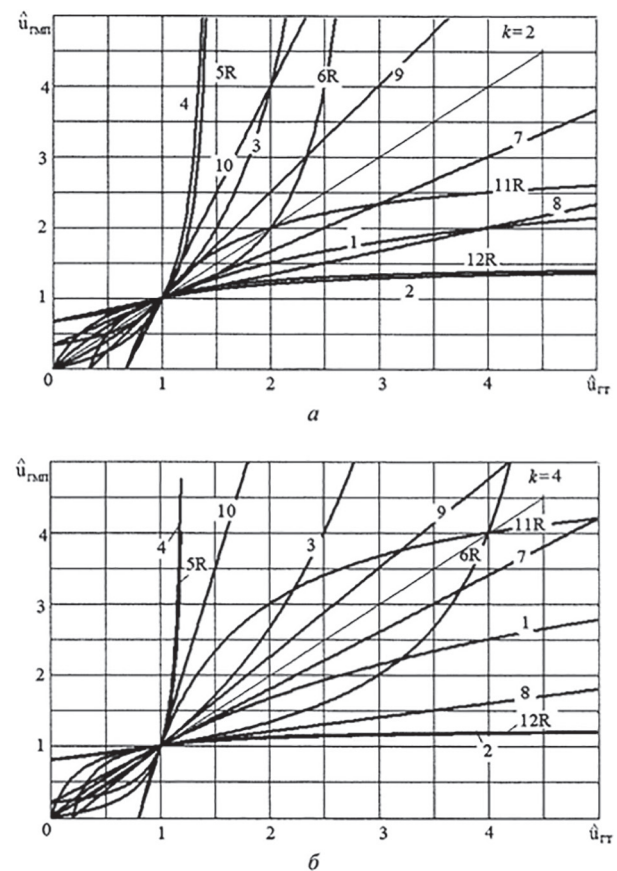
кинематическое  $u_{ГТ}$  передаточные числа ГТ, связанные друг с другом (см. табл. 2). При расчете остальных оценочных параметров кинематическое передаточное число  $u_{ГТ}$  не используется, но связь его с  $\hat{u}_{ГТ}$  сохраняется, что накладывает определенные ограничения на пределы изменения  $\hat{u}_{ГТ}$ . Известно, что КПД ГТ  $\eta_{ГТ} = \hat{u}_{ГТ} / u_{ГТ}$  [1, 6]. Так как  $\eta_{ГТ} < 1$ , то всегда  $|\hat{u}_{ГТ}| < |u_{ГТ}|$ .

Для каждой из рассматриваемых схем определены диапазоны возможного изменения  $\hat{u}_{ГТ}$  для выбранного значения характеристики  $k$  пла-

нетарного ряда. Было принято, что на границах диапазона  $\hat{u}_{ГМП} = \infty$  и  $\hat{u}_{ГМП} = 0$ . Выполненные расчеты по определению параметров  $\hat{u}_{ГМП}$ ,  $\alpha_n$ ,  $\alpha_m$  и  $\alpha_a$  для различных значений  $k$  и  $\hat{u}_{ГТ}$  позволяют оценить потенциальные преобразующие свойства схем независимо от модели используемого ГТ. На рисунке 2, 3 и 4 представлены графики зависимости  $\hat{u}_{ГМП}$ ,  $\alpha_n$  и  $\alpha_m$  от силового передаточного числа  $\hat{u}_{ГТ}$ , построенные для различных схем двухпоточных ГМП с характеристикой планетарного ряда  $k = 2$  и  $k = 4$ .

### Анализ результатов

В таблице 2 представлены зависимости, позволяющие оценить преобразующие свойства двухпоточных ГМП при различных схемах соединения ГТ и ТДМ. Рассмотрены 12 схем ГМП, для которых насосное колесо ГТ всегда является ведущим звеном. Результаты аналогичных исследований имеются в других работах [1–3], но в некоторой степени они отличаются от представленных здесь. Это касается как самих схем, так и выражений для описания их работы.



**Рис. 2.** Зависимость силового передаточного числа ГМП от силового передаточного числа ГТ: *a* – при  $k = 2$ ; *б* – при  $k = 4$



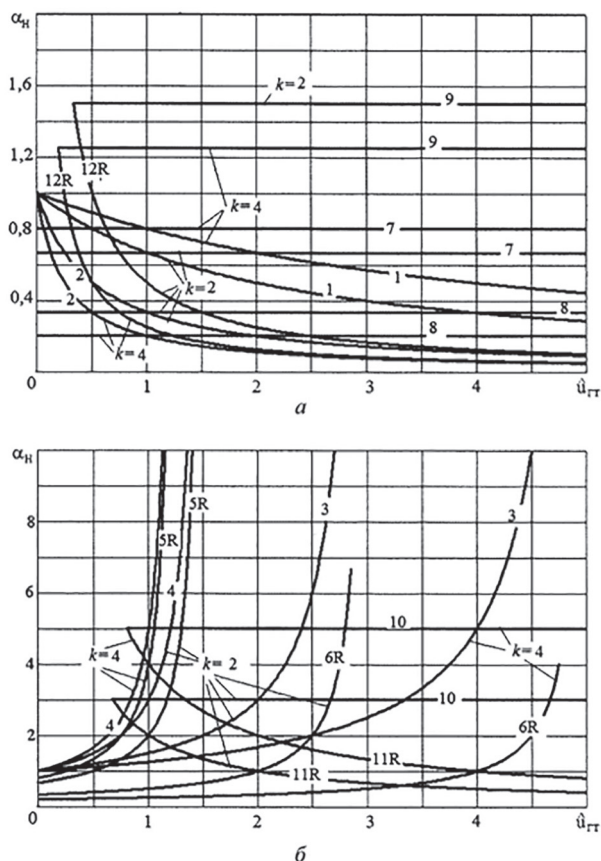


Рис. 3. Зависимость коэффициента  $\alpha_n$  от силового передаточного числа ГТ: *a* – схемы 1, 2, 7, 8, 9 и 12R; *b* – схемы 3, 4, 5R, 6R, 10 и 11R

Предварительный анализ полученных результатов говорит о том, что преобразующие свойства ГМП в значительной мере зависят от выбранной схемы и характеристики  $k$  планетарного ряда. Для схем 1, 2, 7, 8 и 12R при работе ГТ в диапазоне, когда  $\hat{u}_{ГТ} > 1$ , преобразующие свойства двухпоточной ГМП всегда ниже, чем у однопоточной (рис. 2), а коэффициент  $\alpha_n$  нагрузки насосного колеса при этом не превышает 1 (рис. 3). Для схем 3, 4, 5R, 9 и 10 при работе ГТ в аналогичных условиях преобразующие свойства двухпоточной ГМП выше, чем у однопоточной, но гидравлическая ветвь всегда перегружена. Для схем 6R и 11R сравнительные свойства зависят от характеристики  $k$  планетарного ряда и от диапазона изменения  $\hat{u}_{ГТ}$ . В схемах 1, 2, 7 и 8 нагрузка в механической ветви передачи не превышает нагрузку на ведущем валу, а крутящий момент имеет положительное направление. Это говорит об отсутствии циркуляции мощности в замкнутом контуре. Для остальных схем режим циркуляции мощности является характерным. Нагрузка при этом в механической и гидравлической ветвях ГМП может достигать значительных величин.

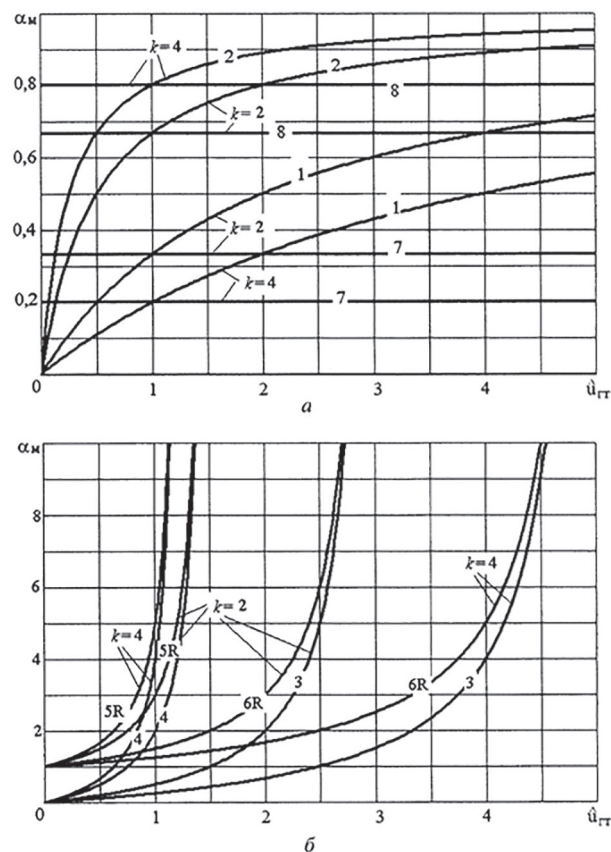


Рис. 4. Зависимость коэффициента  $\alpha_m$  от силового передаточного числа ГТ: *a* – схемы 1, 2, 7 и 8; *b* – схемы 3, 4, 5R и 6R

Следует обратить внимание на то, что при использовании схем 3, 4, 5R и 6R, для которых существует верхний предел изменения  $\hat{u}_{ГТ}$  (рис. 2), сужается возможный диапазон изменения  $u_{ГТ}$ , и преобразующие возможности самого ГТ полностью не реализуются. В этих схемах нецелесообразно использовать ГТ с большим коэффициентом трансформации. Отметим, что на диапазон изменения  $u_{ГТ}$  существенно влияет характеристика  $k$  планетарного ряда.

Изменение рабочего диапазона  $u_{ГТ}$  приводит к изменению внешней характеристики ГМП. Так, при использовании выбранного для анализа ГТ в схемах 4, 5R и 10 с характеристикой планетарного ряда  $k = 2$  (рис. 1) в широком диапазоне изменения кинематического передаточного числа ГМП имеем  $\hat{u}_{ГМП} < 1$ . Имеет смысл в этом случае использовать комплексную гидродинамическую передачу или предусмотреть возможность блокировки ГТ. Для схем 1, 2, 6R, 7, 8 и 12R в этом нет необходимости. Могут возникнуть проблемы при использовании схем 2 и 12R, так как здесь широк диапазон работы ГМП в режиме противовращения турбинного колеса.



## Выводы

1. Представленные зависимости и методы расчета позволяют оценить преобразующие свойства двухпоточной ГМП при различных вариантах соединения элементов ГТ и ТДМ.

2. Внешняя характеристика двухпоточной ГМП в значительной степени зависит от внешней характеристики ГТ, от выбранной схемы и от характеристики  $k$  планетарного ряда.

3. Используя двухпоточную ГМП при наличии одного типа ГТ, можно получить внешние характеристики передачи, удовлетворяющие различным требованиям.

4. При выборе типа ГТ следует ориентироваться на предполагаемые к использованию схемы ГМП.

## Литература

1. Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов. М.: Машиностроение, 2009. 752 с.
2. Носов Н.А., Галышев В.Д., Волков Ю.П., Харченко А.П. Расчет и конструирование гусеничных машин / под ред. Н.А. Носова. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
3. Петров А.В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1966. 385 с.
4. Красненьков В.И., Вашец А.Д. Проектирование планетарных механизмов транспортных машин. М.: Машиностроение, 1986. 272 с.
5. Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Дмитриев М.И. Кинематический анализ двухпоточных гидромеханических передач // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 12. С. 10–15.
6. Шарипов В.М., Щетинин Ю.С., Есеновский-Лашков М.Ю. Кинематический анализ работы двухпоточных гидромеханических передач для автомобилей и тракторов // Современные тенденции развития науки и технологий. 2016. № 12–3. С. 131–138.
7. Сергеев Л.В., Кадобнов В.В. Гидромеханические трансмиссии быстроходных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1980. 200 с.
8. Шарипов В.М., Крумбольдт Л.Н., Маринкин А.П. Планетарные коробки передач. Методы выбора наиболее рациональных схем планетар-

ных коробок передач транспортных и тяговых машин. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 149 с.

## References

1. Sharipov V.M. Konstruirovaniye i raschet traktorov [Design and calculation of tractors]. Moscow: Mashinostroeniye Publ. 2009. 752 p.
2. Nosov N.A., Galyshev V.D., Volkov Yu.P., Kharchenko A.P. Raschet i konstruirovaniye gusenichnykh mashin [Calculation and design of caterpillar machines]. Pod red. N.A. Nosova. Leningrad: Mashinostroeniye Publ. 1972. 560 p.
3. Petrov A.V. Planetarnyye i gidromekhanicheskiye peredachi kolesnykh i gusenichnykh mashin [Planetary and hydromechanical transmissions of wheeled and caterpillar vehicles]. Moscow: Mashinostroeniye Publ. 1966. 385 p.
4. Krasnen'kov V.I., Vashets A.D. Proektirovaniye planetarnykh mekhanizmov transportnykh mashin [Design of the planetary mechanisms of transport vehicles]. Moscow: Mashinostroeniye Publ. 1986. 272 p.
5. Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Dmitriev M.I. Kinematic analysis of double-flow hydromechanical transmission. Traktory i sel'khoz mashiny. 2016. No 12, pp. 10–15 (in Russ.).
6. Sharipov V.M., Shchetinin Yu.S., Esenovskiy-Lashkov M.Yu. Kinematic analysis of the operation of dual-flow hydromechanical gears for automobiles and tractors. Sovremennyye tendentsii razvitiya nauki i tekhnologii. 2016. No 12–3, pp. 131–138 (in Russ.).
7. Sergeev L.V., Kadobnov V.V. Gidromekhanicheskiye transmissii bystrokhodnykh gusenichnykh mashin [Hydromechanical transmission of high-speed tracked vehicles]. Moscow: Mashinostroeniye Publ. 1980. 200 p.
8. Sharipov V.M., Krumbol'dt L.N., Marinkin A.P. Planetarnyye korobki peredach. Metody vybora naibolee ratsional'nykh skhem planetarnykh korobok peredach transportnykh i tyagovykh mashin [Planetary gearboxes. Methods for selecting the most rational schemes of planetary gear boxes for transport and traction machines]. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG, 2012. 149 p.

# ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДОВ ПРЕДПУСКОВОЙ ПОДГОТОВКИ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ НА ЕГО ПУСКОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

## DETERMINATION OF DIFFERENT METHODS OF TRACTORS DIESEL ENGINE PRE-START PREPARATION AT ITS STARTING CHARACTERISTICS

**В.Н. Бондарь**, К.Т.Н.

Южно-Уральский государственный университет  
(национальный исследовательский университет),  
Челябинск, Россия, scatt\_74@mail.ru

**V.N. Bondar**, PhD in Engineering

South Ural State University, Chelyabinsk, Russia,  
scatt\_74@mail.ru

В статье изложены результаты экспериментального исследования пусковых качеств тракторного дизеля 4ЧН15/20,5, оснащенного различными средствами предпусковой подготовки, в климатической камере при низких температурах окружающего воздуха. Цель исследования – оценка влияния различных методов предпусковой подготовки тракторного дизеля на его пусковые характеристики.

Двигатель последовательно оснащался электростартерной системой пуска совместно с жидкостным предпусковым подогревателем и пусковым двигателем, выхлопные газы которого использовались для подогрева масла в картере дизеля. На двигатель был установлен гидротрансформатор, что позволяет более точно воспроизвести реальные условия его эксплуатации.

В ходе исследования установлено, что двигатель с жидкостным предпусковым подогревателем гарантированно запускается при температуре окружающего воздуха не ниже минус 30 °С, однако время предпусковой подготовки превышает один час. Длительное время прогрева приводит к разрядке даже полностью заряженных теплых аккумуляторных батарей, не позволяя провести пуск дизеля при более низких температурах.

Использование подогревателя только для нагрева охлаждающей жидкости с подогревом масла в поддоне дизеля выхлопными газами подогревателя незначительно увеличивает скорость прогрева масла, по сравнению с использованием водомасляных теплообменников, и практически не сказывается на скорости прогрева охлаждающей жидкости.

Использование пускового двигателя с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости и отводом отработавших газов на подогрев поддона дизеля и маслозакачивающего насоса позволяет запускать дизель при температуре минус 40 °С и холодных аккумуляторных батареях в течение 30 минут, что соответствует требованиям действующих нормативных документов.

Результаты исследования были использованы при модернизации серийных и разработки новых моделей тракторных дизелей ООО «ЧТЗ-Уралтрак» и могут быть рекомендованы к внедрению на предприятиях и в организациях дизелестроения.

**Ключевые слова:** дизель, пуск, испытания, средства предпусковой подготовки, пусковой двигатель.

The article presents the results of an experimental study of a tractor diesel engine 4CHN15/20,5, equipped with various pre-start preparations tools, starting characteristics in a climate chamber at low ambient temperatures. The purpose of the study is the determination of different methods of tractors diesel engine pre-start preparation at its starting characteristics.

Engine was sequentially equipped with electric starter system, together with the liquid starting preheater, and starter engine, which exhaust gases were used for oil heating in the crankcase of a diesel engine. On the engine was installed hydrotransformer that allowed to reproduce the actual conditions of engine operation more accurately.

The study found out that engine with liquid starting preheater always starts at ambient temperature not lower than minus 30 °C, but the pre-start preparation time is longer than one hour. Long warm-up time leads to discharge of even fully charged and warm batteries, which limits the start of diesel engine at lower temperatures.

The use of a heater only for heating the coolant with heated oil in the diesel fuel tray with the exhaust gases of the heater slightly increases the rate of heating of the oil, compared with the use of water-oil heat exchangers, and has practically no effect on the speed of heating the coolant.

Using the starter engine with forced coolant circulation and exhaust gases outlet for heating the crankcase and oil pump, allows to start diesel with cold batteries at minus 40 °C during 30 minutes, that corresponds to the requirements of existing regulations.

Results of the study were used for the modernization of production and development of new "Uraltrac" tractor diesel engines models and can be recommended for implementation in diesel engine companies.

**Keywords:** diesel, cold start, testing, tools for pre-start preparation, intake air heating, starter engine.

## Введение

Пусковые характеристики дизелей в условиях низких температур окружающего воздуха во многом определяют конкурентоспособность промышленных тракторов, на которые они устанавливаются, особенно в северных и северо-восточных районах России [1, 2]. Согласно требованиям нормативных документов к пусковым качествам тракторных дизелей [3], пуск двигателя должен быть обеспечен не более чем за 30 минут при температуре окружающего воздуха минус 40 °С. Одним из методов обеспечения гарантированного пуска является применение средств предпусковой подготовки (СПП) [4, 5]. Выбор конструкции СПП и рациональных режимов их работы является важной технической задачей, при решении которой необходимо учитывать особенности конструкции трактора, влияющие на процесс пуска, в частности – момент сопротивления прокручиванию элементов трансмиссии. Одним из широко распространенных методов предпусковой подготовки является подогрев охлаждающей жидкости с применением специальных автономных подогревателей. Альтернативой этому методу является использование энергии выпускных газов пускового двигателя, который применяется для пуска дизелей тракторов и в настоящее время, особенно в районах с холодным климатом.

## Цель исследования

Целью исследования являлась оценка влияния различных методов предпусковой подготовки тракторного дизеля 4ЧН15/20,5 производства ООО «ЧТЗ-Уралтрак» с гидротрансформатором на его пусковые качества.

## Материалы и методы исследования

Были проведены пусковые испытания двигателя 4ЧН15/20,5 в двух вариантах комплектации:

1) электростартерной системой пуска (электростартер и две аккумуляторные батареи 6СТ-190), гидротрансформатором, предпусковым подогревателем Eberspacher «Hydronic M-12» мощностью 12 кВт, осуществляющим подогрев охлаждающей жидкости в системе охлаждения дизеля и масла в поддоне картера и маслозакачивающим насосом (МЗН) без подогрева для предпусковой закачки масла (рис. 1);

2) пусковым двигателем П23У (модификация с водяным насосом и дистанционным приводом запуска) и МЗН с подогревом; выхлопные газы

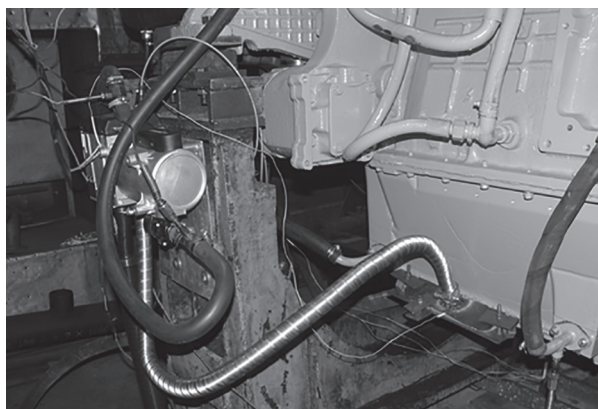


Рис. 1. Установка подогревателя «Hydronic M-12» на двигателе 4ЧН15/20,5 на стенде в климатической камере

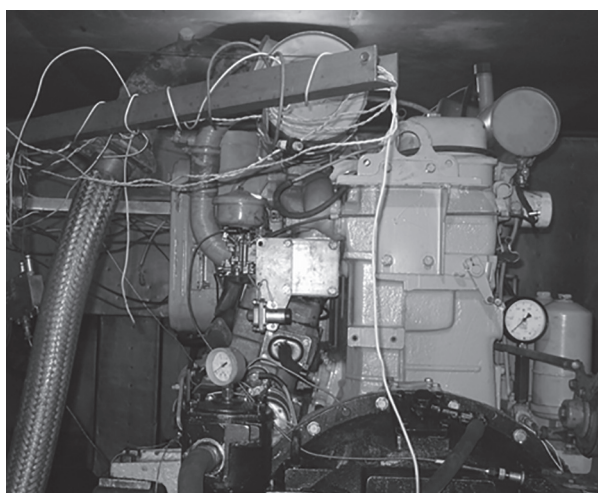


Рис. 2. Дизель 4ЧН15/20,5 с пусковым двигателем на стенде в климатической камере

пускового двигателя направлялись для обогрева масла в полость поддона дизеля, а часть газов от поддона отводилась на обогрев МЗН (рис. 2).

На двигатель был установлен гидротрансформатор, что позволяет более точно воспроизвести реальные условия эксплуатации двигателя. Установка СПП имитирует схему, применяемую на тракторе Б11 с дизелем Д 180М1; установка бака с маслом для ГТР имитирует схему трансмиссии, применяемую на тракторах производства ООО «ЧТЗ-Уралтрак».

В картер дизеля заливалось масло М-8ДМ по ГОСТ 8581, топливо – дизельное марки «А» по ГОСТ 305, охлаждающая жидкость – антифриз марки 65 ТУ 2422-007-00237558-00, масло в гидротрансформаторе – масло гидравлическое «А» ТУ 38.101.1282-89.

Следует отметить, что проведение пусковых испытаний в условиях окружающей среды крайне неэффективно, так как возможно только зимой при нестабильных темпера-



турах воздуха, а испытания в составе объекта в «климатических» камерах большого объема требуют существенных затрат. Поэтому пусковые испытания осуществлялись в специальной «климатической» камере (габаритные размеры – 5 x 5 x 2,7 м, объем камеры – 67,5 м<sup>3</sup>), которая обеспечивала минимальную температуру окружающей среды минус 55 °С, максимальная отводимая от объекта испытаний тепловая мощность в условиях теплового баланса – 130 кВт. Объект испытаний помещался на перекаточной стенд и подсоединял к измерительным системам.

Методика испытаний – по ГОСТ 18509. При испытаниях применялся метод пробных пусков. В процессе испытаний температура в климатической камере составляла минус 30 и минус 40 °С. Продолжительность выдержки дизеля после достижения им заданной температуры была не менее 1 ч. Пуск дизеля, согласно ГОСТ 18509, осуществлялся не более чем с трех попыток продолжительностью не более 20 с каждая с интервалом между ними 1...1,5 мин. Продолжительность пуска дизеля определялась временем прокручивания коленчатого вала до момента отключения стартера. После отключения стартера и выхода дизеля на минимальную устойчивую частоту вращения холостого хода дизель работал не более 1 мин.

Считалось, что дизель выдержал испытания, если две попытки пуска из трех являлись удачными, при этом время работы СПП определя-

лось достижением температуры охлаждающей жидкости плюс 20 °С (но не более 90 мин).

### Результаты исследования и их обсуждение

При предпусковой подготовке дизеля (температура воздуха минус 40 °С) с использованием СПП, работающего на подогрев масла в картере через водомасляный теплообменник, температура масла на высоте 60 мм от дна через 60 мин от начала эксперимента не превышала 3 °С, МЗН не включался из-за чрезмерно загустевшего масла, попытки пуска двигателя были неудачными. При температуре воздуха минус 30 °С двигатель запустился с третьей попытки.

Были внесены изменения в схему подключения «Hydronic M-12» – масло в поддоне картера дизеля, вместо подачи охлаждающей жидкости, грелось выхлопными газами подогревателя. Эксперимент начался по достижению температуры масла и деталей дизеля минус 40 °С. Температура газов от СПП достигала 350 °С на входе в полость под поддоном картера и 50...56 °С на выходе. Масло в поддоне картера на высоте 60 мм от дна прогрелось до температуры 5 °С, а охлаждающая жидкость в коробке термостата – до 54 °С. Дизель запустился с четвертой попытки (рис. 3).

При температуре воздуха в климатической камере минус 30 °С через час работы подогревателя дизель запустился с первой попытки (рис. 4).

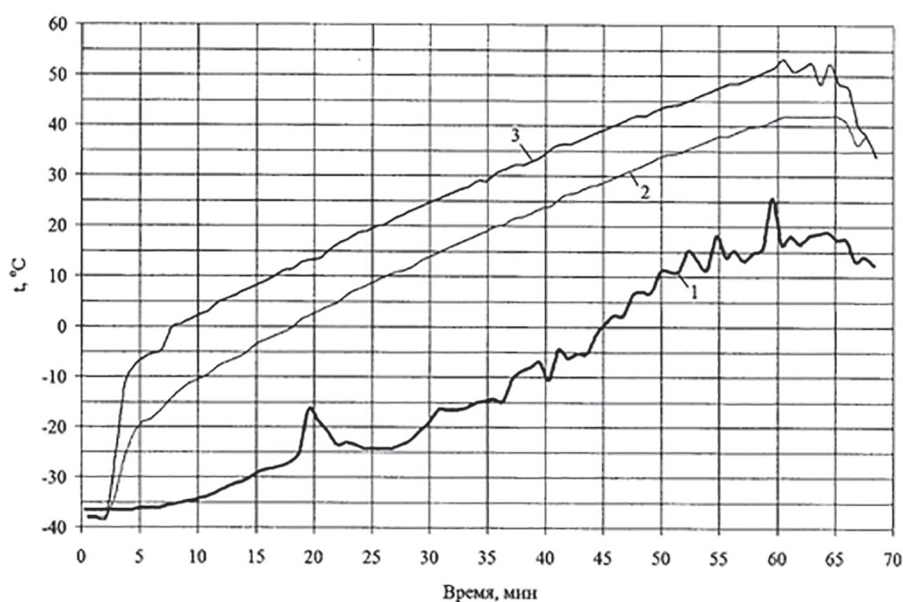


Рис. 3. Изменение температуры масла в поддоне картера (1), охлаждающей жидкости на входе (2) и выходе (3) из подогревателя (температура воздуха – минус 40 °С, включение МЗН – 60 мин, попытка пуска – 65 мин)



Для проведения дальнейших экспериментов дизель был переоборудован. Вместо предпускового подогревателя и стартера на него была установлена система запуска с использованием пускового двигателя П23У. На пусковом двигателе были установлены водяной насос для обеспечения принудительной циркуляции охлаждающей жидкости в процессе прогрева дизеля и система дистанционного пуска. Кроме того, на дизель был установлен МЗН с полостью для обогрева. Выхлопные газы пускового двигателя направлялись для обогрева масла в полость поддона дизеля, а часть газов от поддона отводилась на обогрев МЗН. В картер пускового дизеля

было залито масло М8ДМ, перед экспериментом в картер был добавлен бензин в объеме 350 см<sup>3</sup>. Прогрев дизеля осуществлялся при работе пускового двигателя П23У на холостом ходу.

При температуре окружающего воздуха минус 30 °С дизель был готов к запуску через 15 минут работы пускового двигателя (рис. 5). Динамика прогрева масла и охлаждающей жидкости выхлопными газами пускового двигателя существенно выше, чем при использовании предпускового подогревателя.

При температуре воздуха в климатической камере минус 40 °С динамика разогрева двигателя несколько ниже, тем не менее, за

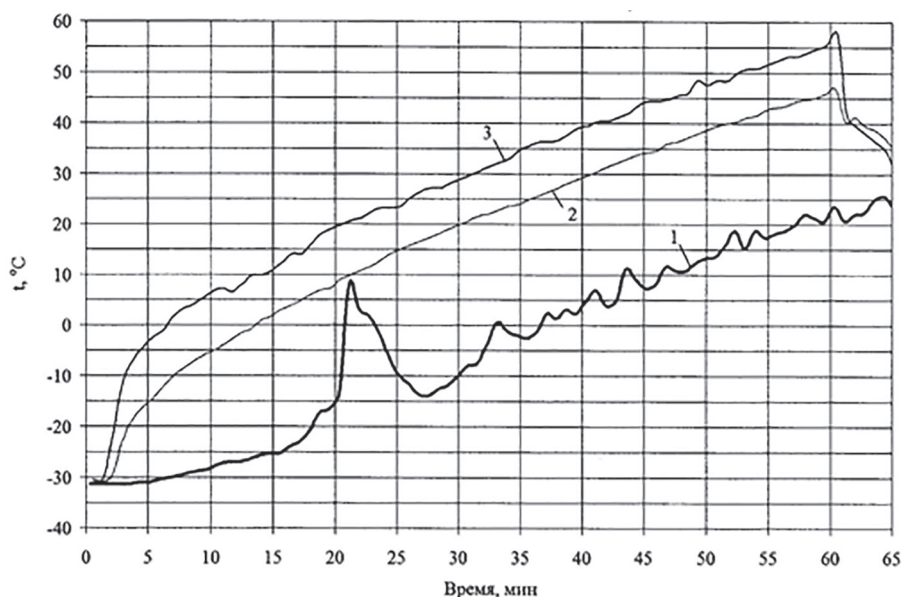


Рис. 4. Изменение температуры масла в поддоне картера (1), охлаждающей жидкости на входе (2) и выходе (3) из подогревателя (температура воздуха – минус 30 °С, включение МЗН – 60 мин, пуск – 62 мин)

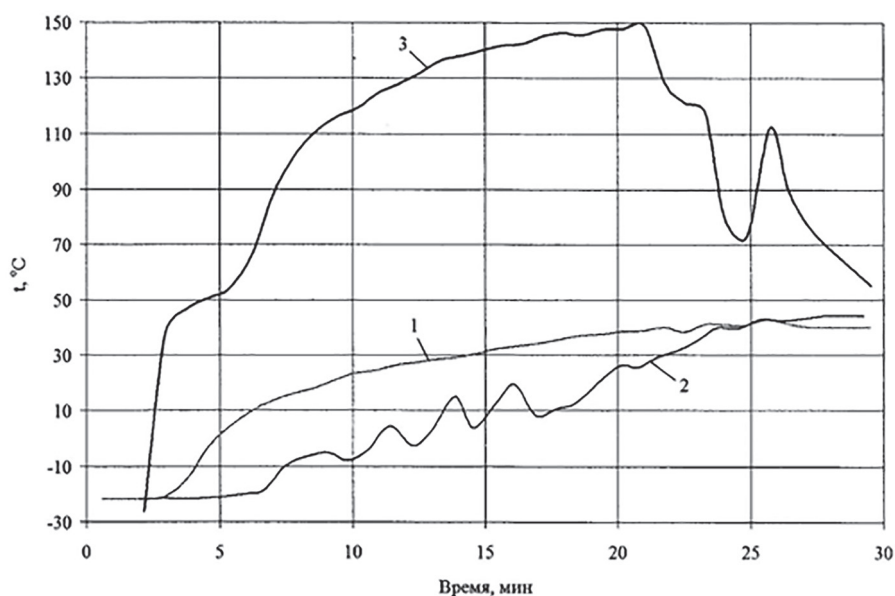


Рис. 5. Изменение температуры охлаждающей жидкости в корпусе термостата (1), масла в поддоне картера (2), газов на выходе из картера (3) (температура воздуха – минус 30 °С)

20 минут работы пускового двигателя дизель был подготовлен к пуску, пуск осуществлен с первой попытки, что соответствует требованиям нормативных документов.

### Выводы

В результате испытаний установлено, что двигатель 4ЧН15/20,5 с подогревателем «Hydronic M-12» гарантированно запускается при температуре масла и деталей не ниже минус 30 °С, однако время предпусковой подготовки превышает один час. Длительное время прогрева приводит к разрядке даже полностью заряженных теплых аккумуляторных батарей, не позволяя провести пуск дизеля при более низких температурах.

Использование подогревателя «Hydronic M-12» только для нагрева охлаждающей жидкости с подогревом масла в поддоне дизеля выхлопными газами подогревателя незначительно увеличивает скорость прогрева масла, по сравнению с использованием водомасляных теплообменников, и практически не сказывается на скорости прогрева охлаждающей жидкости.

Использование пускового двигателя с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости и отводом отработавших газов на подогрев поддона дизеля и МЗН позволяет запускать дизель 4ЧН15/20,5 при температуре минус 40 °С и холодных аккумуляторных батареях в течение 30 минут, что соответствует требованиям действующих нормативных документов. При этом дополнительные системы подогрева дизеля не требуются. Ограничения по температуре запуска – недопустимое увеличение вязкости масла в гидротрансформаторе, характеризующееся температурой застывания, и температура, при которой можно осуществить пуск двигателя ПЗУ.

Результаты проведенных экспериментальных исследований по оценке влияния различных методов предпусковой подготовки тракторного дизеля на его пусковые качества позволили дать рекомендации по внесению в конструкцию двигателя и трактора изменения, обеспечивающие их соответствие требованиям нормативных документов и улучшающие эксплуатационные характеристики в условиях холодного климата.

### Литература

1. Николаев Л.А., Сташкевич А.П., Захаров И.А. Системы подогрева тракторных дизелей при пуске. М.: Машиностроение, 1977. 191 с.

2. Купершмидт В.Л. Улучшение пусковых качеств дизелей // Тракторы и сельхозмашины. 1968. № 12. С. 34–35.
3. Бондарь В.Н., Бердов Е.И. Разработка технических требований, предъявляемых к современной авто-тракторной технике для Севера // Материалы 43-й Международной науч.-техн. конф. Ассоциации автомобильных инженеров. Омск, 2003. С. 44–50.
4. Сеначин П.К., Бондарь В.Н., Малозёмов А.А., Майоров В.И., Шавлов А.В. Результаты экспериментального исследования влияния теплового состояния дизеля типа В-2 на его пусковые характеристики // Ползуновский вестник. 2011. № 2/4. С. 131–136.
5. Бондарь В.Н., Прасолов Н.С., Рахимов С.К. Анализ факторов, влияющих на пуск дизеля специального назначения в составе моторно-трансмиссионной установки транспортной машины // Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения: труды международной науч.-техн. конф. Челябинск, 2006. С. 97–103.

### References

1. Nikolaev L.A., Stashkevich A.P., Zakharov I.A. Sistemy podogreva traktornykh dizeley pri puske [Tractor diesel engine heating systems at start-up]. Moscow: Mashinostroenie Publ. 1977. 191 p.
2. Kupersmidt V.L. Improving the starting qualities of diesels. Traktory i sel'khoz mashiny. 1968. No 12, pp. 34–35 (in Russ.).
3. Bondar' V.N., Berdov E.I. Development of technical requirements for modern automotive engineering for the North. Materialy 43-y Mezhdunarodnoy nauch.-tekhn. konf. Assotsiatsii avtomobil'nykh inzhenerov [Materials of the 43rd International Scientific-Technical. Conference of Association of Automotive Engineers.]. Omsk, 2003, pp. 44–50 (in Russ.).
4. Senachin P.K., Bondar' V.N., Malozemov A.A., Mayorov V.I., Shavlov A.V. The results of an experimental study of the influence of the thermal state of a diesel engine of type B-2 on its launch characteristics. Polzunovskiy vestnik. 2011. No 2/4, pp. 131–136 (in Russ.).
5. Bondar' V.N., Prasolov N.S., Rakhimov S.K. Analysis of the factors affecting the start-up of a special-purpose diesel engine in the motor-transmission unit of a transport vehicle. Aktual'nye problemy teorii i praktiki sovremennogo dvigatelestroeniya. Trudy mezhdunarodnoy nauch.-tekhn. konf [Actual problems of theory and practice of modern engine building. Proceedings of the international scientific-technical conference]. Chelyabinsk, 2006, pp. 97–103 (in Russ.).

# ПЕРСПЕКТИВНЫЕ СОСТАВЫ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ ДЛЯ СОВМЕЩЕНИЯ ОПЕРАЦИЙ

## PERSPECTIVE STRUCTURES OF MACHINE AND TRACTOR UNITS FOR OPERATIONS COMBINATION

**Г.Г. Маслов**, д.т.н.  
**И.А. Журий**

ФГБОУ ВО «Кубанский государственный аграрный университет имени И.Т. Трубилина», Краснодар, Россия, maslov-38@mail.ru; izhuriy@mail.ru

**G.G. Maslov**, DSc in Engineering  
**I.A. Zhury**

Kuban state agricultural university named after I.T. Trubilin, Krasnodar, Russia, maslov-38@mail.ru; izhuriy@mail.ru

Предложены перспективные составы машинно-тракторных агрегатов для совмещения технологических операций при выполнении полевых механизированных работ. Совмещение основано на операциях, совпадающих по агротехническим срокам выполняемых работ: внесение минеральных удобрений – стерневая обработка почвы; лущение стерни – внесение удобрений; чизелевание почвы – внесение минеральных удобрений; посев промежуточных культур – обработка почвы и др.

Эффективность совмещения определяется более высоким качеством выполняемых работ без разрыва по времени, экономией влаги, устранением потерь вносимых в почву материалов (семян, удобрений, пестицидов), соблюдением поточности и ритмичности производственных процессов, снижением потребности в технике и рабочей силе и всех видов затрат (трудовых, денежных, энергетических). Все это способствует повышению конкурентоспособности производимой продукции.

Укомплектование предлагаемых новых составов многофункциональных агрегатов основано на использовании проверенных в производстве серийных базовых машин (глубококорыхлителей, плугов, культиваторов, дисковых орудий, сеялок и др.), оборудованных различными, также проверенными в рядовой эксплуатации, приспособлениями для внесения минеральных удобрений, семян, их заделки в почву на оптимальную глубину и прикатыванию посевов.

Кроме экономического эффекта от совмещения операций представленными агрегатами очевидна агрономическая и экономическая эффективность: снижение уплотнения и распыла почвы, что влияет на ее плодородие, полное использование почвенной влаги, что гарантирует дружные всходы и будущий урожай.

**Ключевые слова:** многофункциональный агрегат, комплексность работ, трактор, сельхозмашина, приспособления, совмещение операций, затраты.

Perspective structures of machine and tractor units for combination of technological operations when performing of the field mechanized works are offered. Combination is based on the operations coinciding on agrotechnical terms of the performed works: introduction of mineral fertilizers – stubble processing of the soil; hulling of an eddish – application of fertilizers; chisel plowing soils – introduction of mineral fertilizers; crops of intermediate cultures – processing of the soil and etc.

Efficiency of combination is determined by higher quality of the performed works without gap by time, moisture economy, elimination of the losses brought in the soil of materials (seeds, fertilizers, pesticides), respect for threading and rhythm of production processes, decrease in need for the equipment and a labor power and all cost types (labor, cash, energy). All this promotes increase in competitiveness of the made products.

Completion of the offered new structures of multipurpose aggregates is based on use of the serial basic machines checked in production (deep-rippers, plows, cultivators, disk tools, seeders, etc.) equipped with various devices for introduction of mineral fertilizers, seeds, their seal which are also checked in ordinary operation to the soil on the optimum depth and a compacting of crops.

Except economic effect of combination of transactions by the provided aggregates are obvious agronomical and cost efficiency: decrease in consolidation and a puddled condition of the soil that influences its fertility, complete use of soil moisture that guarantees amicable shoots and future harvest.

**Keywords:** multipurpose aggregate, complexity of works, tractor, agricultural machine, devices, combination of transactions, costs.

## Введение

Кризисное состояние экономики страны требует строгого сбережения ресурсов, повышения производительности труда и снижения затрат на производство продукции. Это особенно актуально для сельского хозяйства, где формируется 40–60 % издержек на конечную продукцию [1]. Большие неиспользованные резервы снижения затрат имеют место при выполнении механизированных полевых работ [2, 3]. Инженерная служба сельхозпредприятий должно комплектовать машинно-тракторный парк рациональным составом агрегатов нового поколения, резко повышающих производительность труда в растениеводстве и обеспечивающих снижение затрат на производство продукции [4, 5]. К сожалению, на местах не занимаются решением такой важной проблемы и пользуются случайным набором машин, далеким от научно обоснованной системы. Конечно, в одночасье нельзя заменить весь парк предприятия, но у него должен быть перспективный план целенаправленного технического переоснащения с ожидаемыми эффективными результатами. К сожалению, ни в одном предприятии таких планов нет [6].

## Цель исследования

В настоящей статье сделана попытка показать, насколько существенно могут улучшить механизированную технологию возделывания сельхозкультур предлагаемые рациональные составы машинно-тракторных агрегатов (МТА) нового поколения. Они позволяют отказаться от устаревшей привычной номенклатуры машин, резко поднять производительность труда, качество работ, урожайность, а значит и снизить затраты.

## Материалы и методы исследования

Повышение конкурентоспособности производства продукции сельского хозяйства – ключевая задача работников АПК, а ее успешное решение зависит от технико-технологической модернизации. Однако несмотря на определенную экономическую поддержку сельских товаропроизводителей государством за последние годы и опережающий рост субсидий по сравнению с ростом цен на технику, техническая оснащенность аграрного производства по-прежнему далека от оптимальной [7]. Многие государственные программы развития сельского хозяйства и регулирования рынка

сельскохозяйственной продукции, сырья и продовольствия (2008–2012 гг. и др.) дают сбой из-за низких темпов технико-технологической модернизации производства [8, 9].

Причины такой пробуксовки, на наш взгляд, заключаются в следующем:

- отсутствует системный подход в решении проблемы;
- для ускоренной модернизации сельскохозяйственного производства требуются масштабные капиталовложения, в основном, за счет бюджетных источников финансирования, которые невозможно выделить сразу и в полном объеме;
- отсутствие тесных связей технической политики в сельском хозяйстве, передовых инновационных разработок и фактической технической оснащенности;
- отсутствие приоритетного внимания к технической модернизации производства (научно обоснованная система машин) по сравнению с технологической модернизацией.

Ускоренная технико-технологическая модернизация сельского хозяйства возможна только на целенаправленной системной основе. В программе модернизации должно быть предусмотрено не только адресное техническое переоснащение производства, но и технико-технологическая и организационная модернизация сельхозмашиностроения, дилерской и маркетинговой системы, а также ремонтно-технического сервиса. В нашей стране создана основательная технологическая база для производства продукции растениеводства. В южных регионах России успешно возделываются зерновые культуры, подсолнечник, рис, соя, сахарная свекла, кормовые и другие культуры. На основе современных агроландшафтных систем земледелия решаются проблемы сохранения и повышения плодородия почвы, высоких урожаев, охраны окружающей среды, рентабельного производства продукции. Однако технологическое обеспечение растениеводства требует коренного пересмотра. Современная сельскохозяйственная техника не способна в полном объеме реализовать достигнутый потенциал селекционных, агротехнических, технико-экономических разработок, которые могли бы обеспечить существенный скачок в конкурентоспособности АПК. Высокая капиталоемкость оптимального парка машин для страны – более чем в 1 трлн рублей, ежегодное потребление условного топлива энергоресурсов – до 78 млн. т заставля-



ют по-новому подойти к техническому оснащению растениеводства. В перспективной системе машин для механизации растениеводства в разы должны быть сокращены и капиталоемкость, и энергоёмкость, что и обеспечит высокую эффективность производства ее продукции.

### Результаты исследования и их обсуждение

Эффективность машинных технологий определяет их техническое обеспечение. От рационального состава МТА зависит производительность труда, качество работ, урожайность и конкурентоспособность продукции растениеводства [5]. В данной статье мы пред-

лагаем по-новому подойти к комплектованию состава отдельных МТА.

В таблице 1 для примера мы привели восемь составов МТА нового поколения, существенно изменивших технологии возделывания, основанные на применении однооперационных машин. Оставляя без изменения тракторный парк тягового класса 3–6, мы показали, как предлагаемые составы МТА меняют технологию. Прежде всего, предлагается отказаться от машин для основного внесения минеральных удобрений и дефеката и совместить эту работу с одновременной обработкой почвы. Очевидно повышение качества за счет непрерывности и поточности работ, облегчается согласование

Таблица 1

Рациональные составы МТА нового поколения

№ п/п	Наименование работ	Состав агрегата		Производительность, га/ч	Расход топлива, кг/га	Примечание
		трактор	марка с.-х. машины			
1	Глубокое рыхление почвы до 70 см с одновременным внесением удобрений, дополнительным крошением почвы и выравниванием	тяговый класс 5–6	Aio-Tiffen Gruber-4 с приспособлением	2,5	17,0	Трактор гусеничный или на спаренных колесах
2	Вспашка отвальная до 30 см с одновременным внесением удобрений (дефеката), дополнительным крошением и прикатыванием	тяговый класс 3–6	ПНО-5+1 (ППО-8-40) с приспособлением	2,8	14,2	Плуг оборотный, норма внесения удобрений – основная
3	Вспашка отвальная до 30 см с дополнительным крошением, выравниванием и посевом промежуточных культур	тяговый класс 3–6	ПНО-5+1 (ППО-8-40) с приспособлением	2,3	14,2	Трактор с передней и задней подвеской
4	Дискование (лушение) стерни с одновременным внесением минеральных удобрений	тяговый класс 3–6	Б7-Т с приспособлением	4,3	6,6	Основная норма удобрений
5	Сплошная культивация с одновременным внесением минеральных удобрений	тяговый класс 3–6	КБМ-10,8 (14,4) с приспособлением	6,8	4,6	Дополнительная норма удобрений
6	Стерневая обработка с одновременным внесением удобрений и выравниванием	тяговый класс 3–6	КСУ-3(6) с приспособлением	2,5	8,8	Основная норма удобрений
7	Стерневая обработка с одновременным внесением удобрений, посевом промежуточных культур и прикатыванием	тяговый класс 3–6	КСУ-3(6) с приспособлением	2,1	8,8	Основная норма удобрений
8	Боронование посевов сельскохозяйственных культур с одновременной подкормкой	тяговый класс 3–6	БСП-24 или МРН-8,4 с приспособлением	10,0	1,8	С передней и задней навеской с бункером и приспособ. для внес. удобрений

взаимосвязанных работ, сокращается номенклатура машин. Удобрения вносят специальными приспособлениями (адапторами) к глубокорыхлителям, плугам, дисковым орудиям, культиваторам, боронам (табл. 1). Набор дополнительных рабочих органов к каждой указанной машине (рис. 1–6) обеспечивает качественное крошение почвы, кроме основных рабочих органов ее выравнивание и уплотнение.



**Рис. 1.** Поверхностная обработка почвы с одновременным внесением минеральных удобрений



**Рис. 2.** Стерневой культиватор с приспособлением для внесения удобрений



**Рис. 3.** Глубокорыхлитель с одновременным внесением минеральных удобрений

Новым технологическим приемом, важным для страны, является посев промежуточных культур (рис. 5) на корм или сидераты одновременно с обработкой почвы (см. работы 3 и 7 в табл. 1) [10, 11]. Таким адаптером необходимо оборудовать и культиватор КСУ (рис. 7). В засушливых условиях это гарантирует всходы, а сами сидераты повышают плодородие почвы.



**Рис. 4.** Чизельный культиватор с приспособлением для одновременного внесения минеральных удобрений



**Рис. 5.** Сплошная культивация с одновременным посевом промежуточных культур или внесением удобрений



**Рис. 6.** Зерновая сеялка с бункером для удобрений

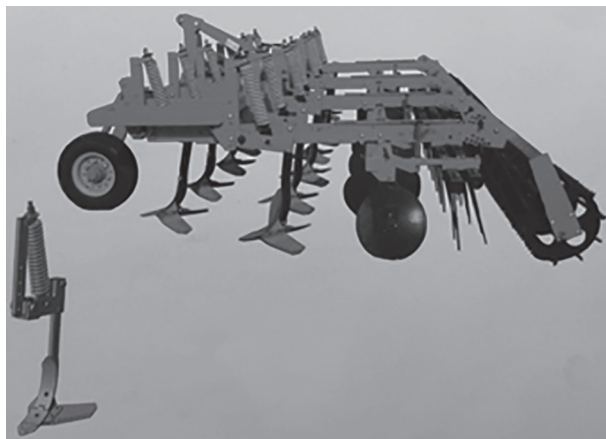


Рис. 7. Стерневой культиватор КСУ (Россия – Германия)



Рис. 8. Борона пружинная тяжелая с высевальным аппаратом

Новый агроприем боронования всходов с одновременной подкормкой (см. позиция 8 в табл. 1) не только способствует повышению урожайности, но и за счет совмещения операций снижает потребность в технике (рис. 8) [12].

Таким образом, предложены новые направления технико-технологической модернизации обработки почвы на базе техники нового поколения, способствующие повышению и сохранению ее плодородия, а также конкурентоспособности продукции полеводства.

Технические характеристики пружинных борон типа БПВ приведены в таблице 2. Они позволяют производить обработку почвы, одновременно разбрасывать минеральные удобрения или сеять сидераты. При этом облегчается технология на полях, экономится время, топливо, обеспечивается прибавка урожая. Адаптер для высева семян (a-drill) отличается нормой высева семян на 1 га и емкостью бункера от 100 до 1500 кг (ABV-1500). a-drill до 200 л может быть использован для высева семян с одновременной их заделкой в почву с небольшой нормой высева и мелких размеров, в то время как a-drill до 1000 кг – на более крупных семенах и с нормой высева до 50 кг/га.

### Выводы

Отличительная особенность предложенной номенклатуры машин для обработки почвы мобильным энергосредством состоит в многофункциональности каждой отдельной машины, когда на базе известных комбинированных агрегатов к ним добавляются дополнительные функции, например: посев промежуточных или основных культур, внесение удобрений и др. Все почвообрабатывающие машины должны вносить удобрения, по сути, заменив разбрасыватели удобрений на основном внесении. Стерневые культиваторы, к примеру, помимо основного внесения удобрений, могут выполнять и посев промежуточных культур на сидераты или на корм с использованием специальных приспособлений, исключив ряд машин по традиционной технологии. Перечень таких совершенствований можно продолжить. Все это будет способствовать сокращению парка машин, его капиталоемкости, энергетических, денежных затрат, а значит и повышению конкурентоспособности производимой продукции растениеводства.

Таблица 2

Технические характеристики пружинных борон типа БПВ

Технические характеристики	Марки борон		
	БПВ-9	БПВ-15	БПВ-21
Ширина захвата, м	9	15	21
Производительность, га/ч	8,6–14,5	14,4–24,0	20,0–33,6
Глубина обработки, см	3–10	3–10	3–10
Рабочая скорость, км/ч	12–20	12–20	12–20
Масса, кг	4580	5600	6630
Агрегируется с трактором мощностью, л.с	80–120	150–220	220–250



*Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ и Администрации Краснодарского края по научному проекту № 16–48–230386.*

## Литература

1. Система использования техники в сельскохозяйственном производстве. М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2003. 7 с.
2. Maslov G.G., Trubilin E.I. Rational process machines system for producing sunflower seeds and its efficiency // World applied sciences journal. 2014. № 29 (12). P. 1615–1620.
3. Maslov G.G. Parametes Optimisation for Multifunktional Agregates in Peant Growing Mechanisation / Gennadiy Georgievich Maslov, Eugeniy Ivanovich Trubilin, Eugeniy Vladimirovich Truflyak // Journal of Pharmaceutical, Biological and Chemical Sciences, May–June 2016. № 7 (3). P. 1919.
4. Пилюги Л.М. и др. Типовые технологические карты возделывания и уборки зерновых колосовых культур: утверждено зам. министра сельского хозяйства СССР Н.А. Столбущкиным 21.04.1983 г. М., 1984.
5. Рунчев М.С. и др. Система машин для комплексной механизации растениеводства в зоне Северного Кавказа на 1981–1985 гг.: рекомендации // Министерство сельского хозяйства СССР, Всероссийское отделение ВАСХНИЛ, Всероссийский ВНИПТИ МЭСХ. Ростов-на-Дону, 1981. С. 9–12.
6. Маслов Г.Г., Овчаренко А.С., Шандыба О.М. МТС – партнер сельхозпроизводителя или арендатор? // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1994. № 8. С. 5–6.
7. Усов Д. Как государство помогает в оснащении села техникой // Сельский механизатор. 2008. № 8. С. 16–17.
8. Маслов Г.Г., Плешаков В.Н. Прогнозирование технического уровня отечественной и зарубежной техники // Техника в сельском хозяйстве. 2001. № 5. С. 31–32.
9. Маслов Г.Г., Плешаков В.Н. Оценка технического уровня зерновых сеялок и посевных комплексов // Техника в сельском хозяйстве. 2000. № 6. С. 19–22.
10. Полеводство: сеять, разбрасывать и ухаживать / ARV–Technische Produkte Gmb H. – Dablein 15. AT–3753 Hützelsdorf. www.apv.at.
11. Каталог новинок 2014. Farmet Agriculrtural Machinery.
12. Проспект ООО «Оптсельмаш», 2016. Бороны пружинные тяжелые типа БПВ, объединенные с высевальным адаптором.

## References

1. Sistema ispol'zovaniya tekhniki v sel'skokhozyaystvennom proizvodstve [System of use of machinery in agricultural production]. Moscow: FGNU «Rosinformagrotekh», 2003. 7 p.
2. Maslov G.G., Trubilin E.I. Rational process machines system for produciong sunflower seeds and its efficiency. World appeid sciences journal. 2014. No 29 (12), pp. 1615–1620.
3. Maslov G.G. Parametes Optimisation for Multifunktional Agregates in Peant Growing Mechanisation. Gennadiy Georgievich Maslov, Eugeniy Ivanovich Trubilin, Eugeniy Vladimirovich Truflyak. Yournal of Pharmaceutical, Biological and Chemical Sciences, May–June 2016. No 7 (3), pp. 1919.
4. Pilyugi L.M. i dr. Tipovye tekhnologicheskie karty vozdelvaniya i uborki zernovykh kolosovykh kul'tur [Typical technological maps for cultivating and harvesting grain cereal crops]. Utverzhdeno zam. ministra sel'skogo khozyaystva SSSR N.A. Stolbushchkinym 21.04.1983 g. Moscow, 1984.
5. Runchev M.S. i dr. Sistema mashin dlya kompleksnoy mekhanizatsii rastenievodstva v zone Severnogo Kavkaza na 1981–1985 gg.: rekomendatsii [The system of machines for the integrated mechanization of plant growing in the North Caucasus for 1981–1985: recommendations]. Ministerstvo sel'skogo khozyaystva SSSR, Vserossiyskoe otdelenie VASKhNIL, Vserossiyskiy VNIPTI MESKh. Rostov-na-Donu, 1981, pp. 9–12.
6. Maslov G.G., Ovcharenko A.S., Shandyba O.M. Machine and tractor station is the partner of farmer or tenant? Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva. 1994. No 8, pp. 5–6 (in Russ.).
7. Usov D. How the state helps in equipping the vilage with machinery. Sel'skiy mekhanizator. 2008. No 8, pp. 16–17 (in Russ.).
8. Maslov G.G., Pleshakov V.N. Forecasting the technical level of domestic and foreign technology. Tekhnika v sel'skom khozyaystve. 2001. No 5, pp. 31–32 (in Russ.).
9. Maslov G.G., Pleshakov V.N. Assessment of the technical level of grain seeders and sowing complexes. Tekhnika v sel'skom khozyaystve. 2000. No 6, pp. 19–22 (in Russ.).
10. Polevodstvo: seyat', razbrasyvat' i ukhazhivat' [Field cropping: sowing, spreading and grooming]. ARV–Technische Produkte Gmb H. – Dablein 15. AT–3753 Hützelsdorf. www.apv.at.
11. Katalog novinok 2014 [Catalog of new products 2014]. Farmet Agriculrtural Machinery.
12. Borony pruzhinnye tyazhelye tipa BPV, ob»edinennye s vysevayushchim adaptorom [Spring heavy harrows combined with a sowing adapter]. Prospekt ООО «Optsel'mash», 2016.