

- во-первых, это обеспечивает большую площадь сепарации, что позволяет повысить её пропускную способность (рисунок 2.);
- во-вторых, обуславливает возможность работы на засоренных хлебах из-за способности сепарирующих поверхностей к самоочищению [1].
- в-третьих, роторные комбайны превосходят комбайны классической схемы по технологической эффективности за счет большей удельной пропускной способности (на 1 м ширины молотилки) и значительно меньшего дробления зерна (1,5...2,0 раза) [2].

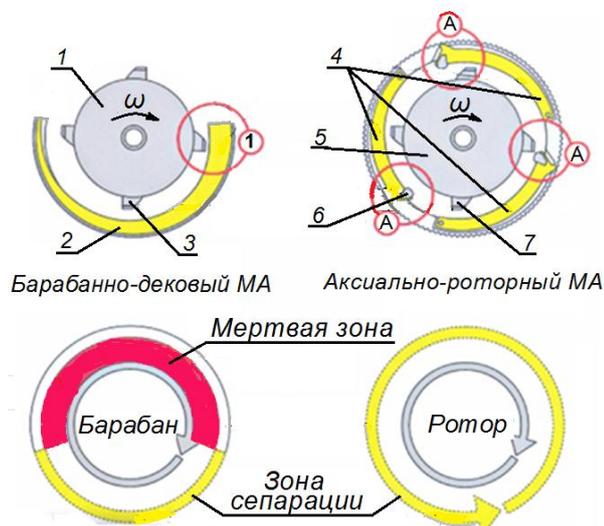


Рисунок 2 – Схема работы молотильного аппарата:  
А – взаимодействие бича барабана с декой; 1 – барабан; 2 – дека барабанно-декового МА; 3 – бич; 4 – дека аксиально-роторного МА; 5 – ротор; 6 – бич кожуха ротора; 7 – бич ротора

Недостатком аксиально-роторного молотильного аппарата является:

- повышенная энергоемкость рабочего процесса при приведенной подаче  $q = 5 \dots 10$  кг/с свыше на 10...15 %, чем у комбайнов с классической молотилкой измельчает стебли и вследствие чего возрастает нагрузка на сепарирующие органы;
- затруднено выполнение выделение зерна при повышенной влажности из хлебной массы.

#### Литература

1. Белов М.И. Роторные молотильно-сепарирующие устройства / М.И. Белов, Ю.М. Шрейдер // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. - № 11- С. 43-50.
2. Шрейдер Ю.М. Повышение эффективности зерноуборочных комбайнов с аксиально-роторными молотильно-сепарирующими устройствами / Ю.М. Шрейдер // Техника и оборудование для села. – 2015- № .- С. 3-27.

УДК 629.366

### СНИЖЕНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИВОДА СДВОЕННЫХ ВЕДУЩИХ КОЛЕС ТРАКТОРА

Бобровник А.И.<sup>1</sup>, д.т.н., профессор, Варфоломеева Т.А.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>БНТУ, <sup>2</sup>БГАТУ, г. Минск, Республика Беларусь

В связи с действующей тенденцией в мировом тракторостроении новые создаваемые машины должны отличаться от предшественников большей энерговооруженностью для повышения производительности и возможности механизации выполнения все большего количества работ одной машиной. Но достижение новых высоких показателей сопровождается рядом проблем, которые необходимо решить на стадии проектирования.

Обзор современной научной литературы свидетельствует о том, что, несмотря на постоянное улучшение потребительских качеств тракторов, динамическая нагруженность силовых передач является высокой, поэтому поиск путей повышения надежности и снижения материалоемкости является актуальной задачей.

В работах современных ученых отмечается, что увеличение единичной мощности и энергонасыщенности машин сопровождается повышением нагруженности конструкций, износом наиболее нагруженных деталей, наиболее быстрым темпом накопления усталостных повреждений, более частыми отказами. Теме исследования динамики силовых передач посвящены работы известных ученых Аниловича В.Я., Гуськова В.В., Ксеновича И.П., Тарасика В.П., Цитовича И.С. и других, которыми созданы методы проектирования, проведены расчетные и экспериментальные исследования силовых передач.

Значительная часть современных авторов направлена на снижение нагруженности ходовой части и силовой передачи за счет установки упруго-демпфирующего тягово-сцепного устройства, влияющего на стабилизацию тягового усилия. По данным А.В. Шишкина применение такого устройства снижает динамичность нагружения на 25%, уменьшает буксования на 3-5%, снижает часовой и погектарный расход топлива на 16%. Другие авторы предлагают устанавливать упругие элементы с нелинейной характеристикой в подвеску задних колес. При этом увеличивается касательная сила тяги на 20-25%, снижается сопротивление передвижению. Динамическая нагруженность силовых передач может быть снижена за счет использования различных упругодемпфирующих и иных устройств в конструкциях самих передач. Так в работах А.В. Мержевского отмечается, что силовые приводы представляют собой сложные многомерные крутильно-колебательные системы. Динамическая нагруженность этих приводов формируется поличастотными крутильными колебаниями, интенсивность которых определяется динамическими свойствами силовых приводов и параметрами внешних воздействий. Особенно интенсивны они в резонансных и окологрезонансных режимах. Свитчевым А.И. предложены математические модели сложных динамических систем силовых передач, отражающие особенности пространственных колебаний рабочих органов агрегатов, взаимодействующих с переменной массой при детерминированных и случайных возмущающих воздействиях

Наиболее мощными в линейке тракторов ОАО «МТЗ» являются тракторы «Беларус-3022/3522/4522». На эксплуатационные свойства тракторов значительное влияние оказывает конструкция ходовых систем, особенно задних ведущих колес и трансмиссия. Коробка передач - ступенчатая, диапазонная, с шестернями постоянного зацепления, переключение передач внутри диапазонов с помощью фрикционных гидравлически управляемых муфт. Энергонасыщенные колесные трактора «КИРОВЕЦ» для сельского хозяйства оборудуются механической коробкой передач, а универсальная колесная машина «КИРОВЕЦ» К-702 МВА-УДМ2 механической трансмиссией с гидротрансформатором. Исследования Г.М. Оганесяна показали, что количество резонансных зон для механической трансмиссии в 4 раза больше, чем для гидромеханической. Установлено, что чем ближе элемент к гидротрансформатору, тем более пологая корреляционная функция процесса его нагружения, а на спектральной плотности основная часть энергии колебаний смещается в сторону околонулевых частот и при этом снижается динамичность нагрузки.

В настоящее время основной комплектацией для тракторов «Беларус-3022/3522/4522» являются задние шины: 620/70 R42, 710/70 R 42, 710/75 R 42. Расчеты показывают, что тракторы с серийными ходовыми системами не обеспечивают допустимый уровень воздействия на почву. Разработанная ОАО «МТЗ» комплектация, приведенная в таблице, обеспечивает допустимый уровень воздействия движителей на почву при влажности почвы до 0,6 НВ, а для трактора «Беларус-4522» в летне-осенний период таблица 1 [1].

При движении энергонасыщенного трактора с сельскохозяйственной машиной в колее трактора плотность почвы повышается, а для выращивания большинства сельскохозяйственных культур оптимальная плотность почвы 1,1-1,3 г/см<sup>3</sup>. Для улучшения тягово-сцепных свойств с сохранением агроэкологических требований устанавливают сдвоенные колеса.

Таблица 1 - Воздействие задних колес на почву

№	Параметр	Беларус-3022	Беларус-3522	Беларус-44522
1	Нагрузка, кГ	3135	3430	4066
2.	Размеры шин ДхВ, м	1,959х0,710	2,085х0,800	2,147х0,900
3.	Пятно контакта на жестком основании, мхм	0,347х0,320	0,386х0,360	0,450х0,405
4.	Среднее давление, кПа	99	73	65
5.	Среднее давление на почву, кПа	90	66	59
6.	Максимальное давление на почву, кПа	135	99	107
7.	Напряжения в почве на глубине 0,5 м, кПа	35	35	41

Лидером на тракторном рынке для крупных хозяйств является FENDT 900 Vario с бесступенчатой трансмиссией. Благодаря интеллектуальным технологиям управления он имеет более высокую производительность. Встроенная система регулирования давления в шинах для работы в поле и для движения по шоссе от 0,6 до 2,5 бар в процессе движения позволяет оператору обрабатывать с культиватором на 8% большую площадь, сэкономить до 8% дизельного топлива при мощности двигателя 300 кВт. При этом масса трактора минимальная - всего 10,8 т с запасом грузоподъемности до 7,2 т. с уникальной системой балансирования.

Испытания трактора высокого технического уровня FENDT на сдвоенных задних и передних колесах одинакового диаметра показал, что трактора со сдвоенными колесами имеют значительные преимущества перед другими системами таблица 2 [2].

Таблица 2 - Показатели трактора FENDT с различными ходовыми системами

Ходовая система	Производительность, Га/ч (%)	Расходы/га (%)
Широкая резина	144	59
Сдвоенные колеса спереди и сзади	181	55
Сдвоенные колеса сзади	144	69
Стандартные шины с номинальным давлением	112	90
Стандартные шины с высоким давлением	100	100

Для сдваивания колес трактора используют различные устройства со специальными ободьями и проставками [3]. Однако при выполнении технологических процессов в полевых условиях имеет место криволинейное движение, сопровождающееся разностью скоростей движения сдвоенных колес как переднего, так и заднего мостов одного борта, что приводит к снижению эксплуатационных показателей всего агрегата.

Нами предложено устройство для снижения нагруженности бортов ходовой системы сдвоенных ведущих колес трактора при криволинейном движении, содержащее управляемую блокировочную муфту рис. 1 [4]. Сдвоенное колесо одного борта содержит связанную с рычагом управления блокировочную муфту с шариками, расположенными в выполненных полусферических выемках ведущих элементов. Принцип работы изложен на рис.1 а, б.

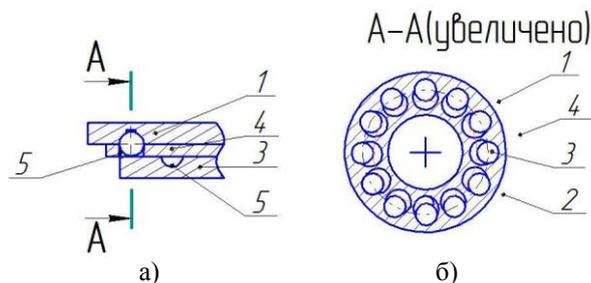


Рисунок 1 - Принцип работы управляемой блокировочной муфты:

а) положение шариков при передаче крутящего момента на наружное колесо; б) сечение А-А;

1- внутренняя втулка, 2-ступица наружного колеса, 3-блокировочная муфта, 4-шарики, 5-отверстия для шариков

Принцип работы шариковой предохранительной муфты представлен на рис. 2.

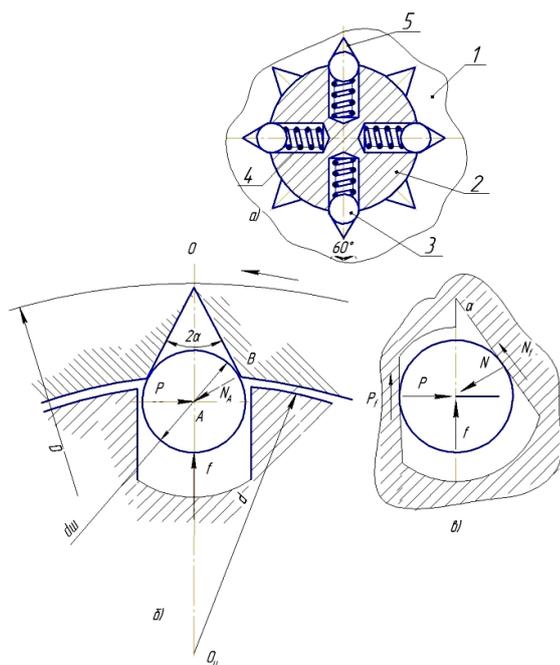


Рисунок 2. Предохранительная муфта  
1-обойма; 2- вал; 3 шарик; 4- пружина;  
5- угол конической лунки

Расчет шариковой предохранительной муфты выполнен по методике, изложенной в работе [5].

Крутящий момент, передаваемый на ведомую часть муфты четырьмя шариками:

$$M_{кр} = P \left( \frac{d_1}{2} + f \frac{d_{ш}}{2} \right).$$

где  $M_{кр}$ - крутящий момент;  $P$  - окружное усилие, действующее на шарик;  $d_1$ - диаметр, на котором приложена сила  $P$ ;  $d_{ш}$  – диаметр шарика;  $f$  – коэффициент трения.  $d_1 = D - 2AO$ .

В начале включения на шарик действует окружное усилие:

$$P_1 = \frac{M_{кр1}}{(2d_1 + fd_{ш})}.$$

Из условия равновесия шарика находим осевую силу  $F_1$  сжимающую пружину шарика в начале включения:

$$F_1 = P_1 \frac{\sin \alpha - 2f \cos \alpha - f^2 \sin \alpha}{\cos \alpha + f \sin \alpha}.$$

Выполнен анализ устройств по снижению нагруженности силовых узлов. Для повышения эффективности тракторов ходовые системы укомплектованы сдвоенными колесами, нагруженность которых увеличивается при криволинейном движении. Предложено устройство и методика расчета предохранительной шариковой муфты для снижения динамической нагруженности сдвоенных колес.

### Литература

1. Гедроить Г.И., Зезетко Н.И и др. «Развитие конструкции ходовой системы трактора «Беларус» мощностью 300...450 л.с.». – Агропанорама, № 4 2017, с. 5-9.
2. [www.profi-agropark.by](http://www.profi-agropark.by).
3. Бобровник А.И., Варфоломеева Т.А. Показатели трактора «Беларус» со сдвоенными колесами. - Агропанорама, № 3 2019, с.5-9.
4. Патент на изобретение №22574 ВУ МПК В 60 В 11/12, Трактор // БГАТУ / Прищепов М.А., Бойков В.П., Бобровник А.И., Варфолмеева Т.А. и другие.- Заявл.- 29.11. 2017 г., №а20170445.
5. В.Я Анилович, Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов, Анилович В.Я. Водолажченко Ю.Т//М.Машиностроение, 1965 г. - 520 с.