

## ВЛИЯНИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ И ФРИКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ НА НАГРУЖЕННОСТЬ ПРИВОДА ВОМ

И. И. БОНДАРЕНКО, В. Г. КОСТЕНИЧ, А. Ф. БЕЗРУЧКО, Е. А. ЦАПУК

УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»,  
г. Минск, Республика Беларусь, 220023, e-mail: irina-mi-k@yandex.ru

В. А. БЕЛОУСОВ

УО «Белорусская государственная орденов Октябрьской Революции  
и Трудового Красного Знамени сельскохозяйственная академия»,  
г. Горки, Республика Беларусь, 213407, e-mail: ktrauto@tut.by

(Поступила в редакцию 04.05.2022)

В Республике Беларусь политика в сфере сельскохозяйственного производства направлена на создание крупнотоварных сельскохозяйственных предприятий с полным циклом получения и переработки сельскохозяйственной продукции. Для реализации этого направления предприятия республики оснащены современными энергонасыщенными тракторами и сельскохозяйственной техникой, которые оснащены приводом рабочих органов от вала отбора мощности трактора. Показатели качества выполнения технологического процесса сельскохозяйственных машин с активным приводом, определяются и нормируются при постоянной частоте вращения вала отбора мощности трактора, при работе в независимом режиме.

В настоящее время наблюдается тенденция увеличения доли сельскохозяйственных операций с использованием агрегатов, имеющих активные рабочие органы (АРО). Также развитие конструкций сельскохозяйственных машин и агрегатов идет по пути увеличения количества и массы активных рабочих органов, усложнения схемы их привода, что приводит к возрастанию величины инерционных масс в трансмиссиях сельскохозяйственных машин и агрегатов. Работа трактора с такими сельскохозяйственными машинами и агрегатами характеризуется увеличением динамической нагруженности механизма привода вала отбора мощности (ВОМ), повышению износа фрикционных накладок ленточных тормозов и муфт включения при разгоне АРО. При проектировании и производстве механизмов привода ВОМ для новых моделей тракторов существует ряд задач, требующих решения: создание механизма привода ВОМ позволяющего использовать автоматическую систему управления работой, снижение нагруженности и повышение надёжности механизма привода ВОМ. Известно несколько механизмов привода вала отбора мощности, используемых в настоящее время на отечественных тракторах, рассмотрены наиболее часто встречающиеся.

В статье рассмотрены недостатки при агрегатировании трактора с сельскохозяйственными машинами с приводом от вала отбора мощности в конструкции которых имеются сухие или мокрые пары трения, предложена конструкция и дано описание принципа работы вала отбора мощности, содержащего гидравлическую машину.

**Ключевые слова:** трактор, вал отбора мощности, нагруженность, гидравлическая машина, активные рабочие органы.

In the Republic of Belarus, the policy in the field of agricultural production is aimed at creating large-scale agricultural enterprises with a full cycle of obtaining and processing agricultural products. To implement this direction, the enterprises of the republic are equipped with modern energy-saturated tractors and agricultural machinery, which are equipped with a drive of working bodies from the tractor's power take-off shaft. The quality indicators of the technological process of agricultural machines with an active drive are determined and normalized at a constant frequency of rotation of the tractor power take-off shaft, when operating in an independent mode.

Currently, there is a tendency to increase the share of agricultural operations using units with active working bodies. Also, the development of designs of agricultural machines and units goes along the path of increasing the number and mass of active working bodies, complicating the scheme of their drive, which leads to an increase in the value of inertial masses in the transmissions of agricultural machines and units. The operation of a tractor with such agricultural machines and units is characterized by an increase in the dynamic loading of the power take-off shaft (PTO) drive mechanism, an increase in wear of the friction linings of the band brakes and engagement clutches during the acceleration of active working bodies. When designing and manufacturing PTO drive mechanisms for new tractor models, there are a number of tasks that need to be solved: creating a PTO drive mechanism that allows the use of an automatic work control system, reducing the load and increasing the reliability of the PTO drive mechanism. There are several power take-off shaft drive mechanisms currently used on domestic tractors, the most common ones are considered.

The article discusses the shortcomings when aggregating a tractor with agricultural machines driven by a power take-off shaft in the design of which there are dry or wet friction pairs, a design is proposed and a description of the principle of operation of a power take-off shaft containing a hydraulic machine is given.

**Key words:** tractor, power take-off shaft, loading, hydraulic machine, active working bodies.

### Введение

При проектировании и производстве механизмов привода вала отбора мощности для новых моделей тракторов существует ряд задач, требующих решения: создание механизма привода ВОМ, позволяющего использовать автоматическую систему управления его работой, снижение нагруженности и повышение надёжности механизма привода ВОМ.

Известно несколько типов механизмов привода вала отбора мощности, используемых в настоящее время на отечественных тракторах. Наиболее часто встречающийся – это механизм привода вала отбора мощности, состоящий из планетарного редуктора и плавающих ленточных тормозов, обеспечивающий передачу момента на вал отбора мощности при затянутом тормозе солнечной шестерни и отпущенном тормозе водила или блокировку вала отбора мощности при затянутом тормозе водила и отпущенном тормозе солнечной шестерни (пример ВОМ трактора Беларусь-892 [1]).

В большинстве тракторов ведущих мировых производителей для включения ВОМ в механизме привода используются фрикционные муфты с гидравлическим управлением. Это позволяет работать с ВОМ при передаче повышенных мощностей без ухудшения условий работы оператора. Для управления фрикционной муфтой нашли применение пропорциональные клапанные регуляторы давления.

Одной из проблем, возникающих при включении ВОМ трактора, агрегатированного с сельскохозяйственной машиной имеющей активные рабочие органы (АРО) с большими моментами инерции вращающихся и поступательно движущихся узлов и деталей, является повышение динамической нагруженности механизма привода ВОМ, и трансмиссии самой сельскохозяйственной машины. Это приводит к снижению долговечности механизма привода ВОМ и ряду поломок.

Одним из способов снижения динамической нагруженности является управление процессом включения фрикционной муфты ВОМ по некоторому закону нарастания передаваемого муфтой момента. Для этого часто используются пропорциональные клапанные регуляторы давления. Одной из проблем использования пропорциональных клапанных регуляторов давления является низкая адекватность закона изменения регулируемого давления закону изменения управляющего сигнала. Также на нагруженность механизма привода ВОМ оказывает влияние материал накладок фрикционных дисков муфты ВОМ.

### Основная часть

Рассмотрим особенности работы пропорционального клапанного регулятора давления. Совместные исследования, проводимые Белорусским государственным аграрным техническим университетом (БГАТУ) и Минским тракторным заводом (МТЗ), показали, что используемые пропорциональные клапанные регуляторы давления в полной мере не обеспечивают предъявляемых им требований. Анализ работы пропорциональных клапанных регуляторов давления при использовании его в качестве управляющего звена в гидросистеме фрикционной муфты ВОМ выявил следующие недостатки: не в полной мере обеспечивается задаваемый закон включения фрикционной муфты; существует несоответствие реальных данных и данных, заявленных заводом изготовителем. На рис. 1 представлена гидравлическая схема стенда для проведения испытаний пропорционального клапанного регулятора давления. В табл. 1 и 2 представлены некоторые результаты экспериментальных исследований.

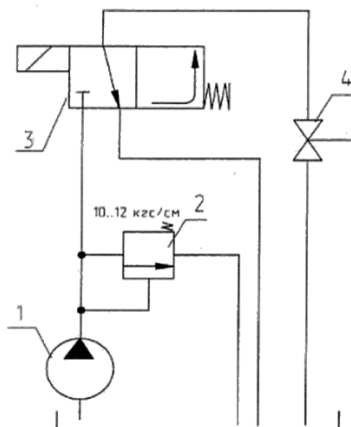


Рис. 1. Гидравлическая схема стенда для проведения испытаний пропорционального клапанного регулятора давления: 1 – шестерёнчатый насос; 2 – предохранительный клапан; 3 – пропорциональный клапанный регулятор давления; 4 – кран

Таблица 1. Зависимости давления в магистрали управления от величины расхода рабочей жидкости

Величина тока в соленоиде, А	Температура рабочей жидкости, С	Величина расхода рабочей жидкости в магистрали управления, л/мин	Давление в магистрали управления, кгс/см <sup>2</sup>	
			при увеличении расхода масла	при уменьшении расхода масла
0,4	20...25	0	2,5	2,7
		2	1,1	1,3
		5	1,1	1,1
0,6	20...25	0	6	6,5
		2	4,3	5,0
		5	4,1	4,1

Таблица 2. Зависимости давления в магистрали управления от величины тока управления на соленоиде

Величина расхода жидкости, л/мин	Температура рабочей жидкости, С	Величина тока в соленоиде, А	Давление в магистрали управления, кгс/см <sup>2</sup>	
			при увеличении силы тока	при уменьшении силы тока
1...1,5	20...25	0,4	1,7	2,7
		0,8	7,8	9,3
		1	10,3	10,3
3...4	20...25	0,4	1,6	2,5
		0,8	7,6	8,4
		1	8,5	8,5

По результатам проведённых стендовых испытаний пропорциональных клапанных регуляторов давления можно сделать следующие выводы:

- давление в магистрали управления фрикционной муфтой зависит не только от величины управляющего сигнала на соленоиде, но и от расхода рабочей жидкости в магистрали управления;
- максимальный гистерезис по давлению в магистрали управления фрикционной муфтой при управлении током соленоида достигает 20 %.

На рис. 2, 3 представлены графики зависимости давления во фрикционной муфте и напряжения управления от времени.

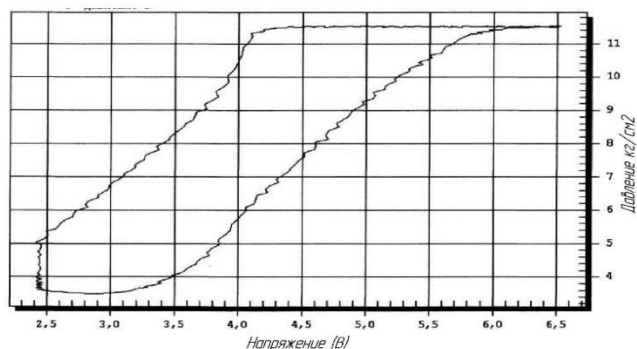


Рис. 2. График зависимости давления во фрикционной муфте от напряжения на соленоиде



Рис. 3. График зависимости напряжения управления и давления во фрикционной муфте от времени

Из рис. 2 видно, что при изменении управляющего сигнала наблюдается гистерезис по давлению, из рис. 3 также видно, что закон изменения давления в фрикционной муфте не соответствует закону изменения величины управляющего сигнала на соленоиде пропорционального клапанного регулятора давления и при нарастании напряжения (в промежутке времени 5,5–6 секунд) наблюдается скачок давления. Это обуславливается трением якоря и золотника пропорционального клапанного регулятора давления о корпус и нестабильностью давления при переменном расходе рабочей жидкости.

Решение этого вопроса возможно использованием системы автоматического регулирования с обратной связью по барометрическому давлению, однако, снизить величину гистерезиса процесса обратная связь полностью не позволяет. Так как коэффициент трения скольжения ниже, чем коэффициент трения покоя, решение этой проблемы предлагается использованием наложения на управляющий сигнал высокочастотной составляющей (18–20 Гц). Это позволит обеспечить постоянную вибрацию якоря с золотником, тем самым уменьшить коэффициент трения (перейти к динамическому коэффициенту трения), а вследствие чего снизить гистерезис пропорционального клапанного регулятора давления, повысить плавность включения фрикционной муфты ВОМ.

На рис. 4, 5 представлены графики зависимости давления в фрикционной муфте и напряжения управления от времени при наложении на управляющий сигнал высокочастотной составляющей.



Рис. 4. График зависимости напряжения управления и давления в фрикционной муфте от времени при использовании наложения высокочастотной составляющей

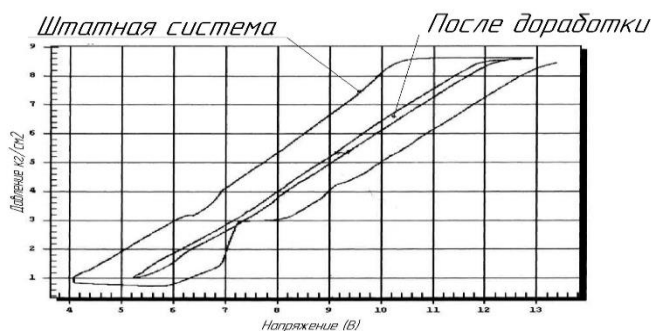


Рис. 5. График зависимости давления в фрикционной муфте от напряжения на соленоиде с использованием наложения высокочастотной составляющей и без наложения

Из графиков видно, что наложение высокочастотной составляющей на управляющий сигнал позволяет повысить соответствие закона изменения управляющего сигнала закону изменения давления в напорной магистрали фрикционной муфты, а также уменьшает гистерезис по давлению.

Рассмотрим влияние материала накладок фрикционных дисков муфты на нагруженность механизма привода ВОМ. Исследования процесса включения ВОМ проводились на стенде для испытаний

заднего ВОМ (рис. 6). Для исследования использовались фрикционные материалы трех типов: МК5, Miba, LVMD-55G.

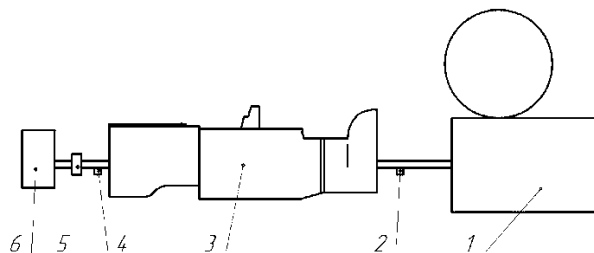


Рис. 6. Стенд для испытаний заднего ВОМ: 1 – приводная балансирующая машина; 2 – датчик частоты вращения; 3 – трансмиссия трактора; 4 – датчик частоты вращения хвостовика ВОМ; 5 – датчик крутящего момента (Т2/5); 6 – повышающий редуктор с инерционной массой

От приводной балансирующей машины, работающей на номинальной частоте вращения двигателя трактора, через трансмиссию с помощью заднего ВОМ производился периодический разгон инерционной массы стенда от 0 до  $540 \text{ мин}^{-1}$  и её последующая остановка. В процессе пуска ВОМ регистрировались следующие параметры: частота вращения хвостовика ВОМ; частота вращения приводной машины; крутящего момента на хвостовике ВОМ. В процессе разгона инерционной массы стенда в механизме привода ВОМ возникают крутильные нагрузки, которые можно характеризовать величиной максимального (пикового) и среднего крутящего моментов на хвостовике ВОМ. Рассмотрим результаты испытаний каждого из материалов, приведенные на рис. 7.

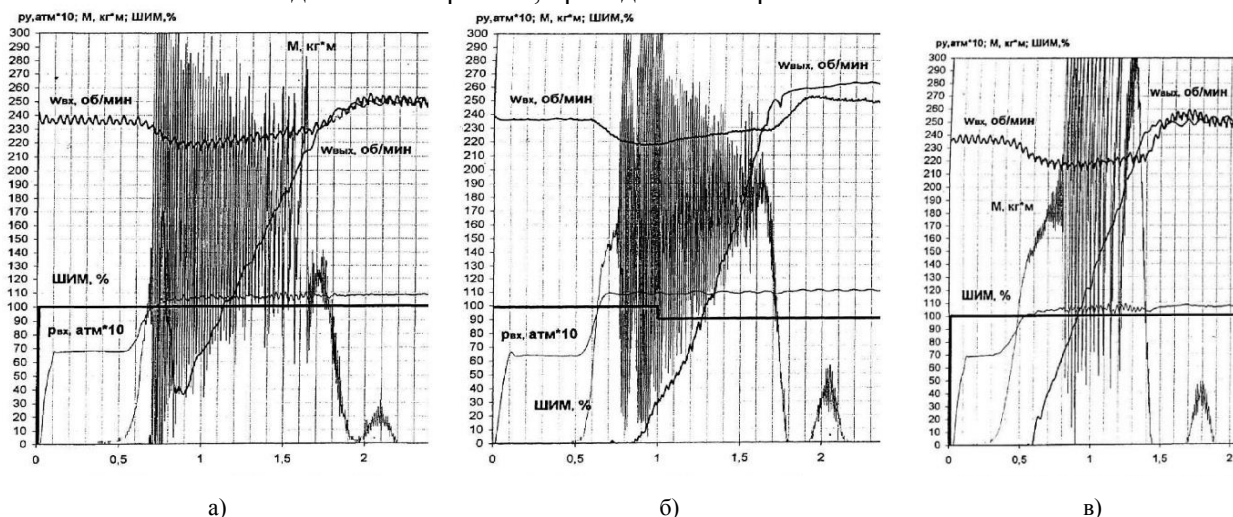


Рис. 7. Процесс пуска ВОМ с накладками: а) МК5, б) Miba, в) LVMD-55G

**Материал МК5.** При прямом пуске привода (рис. 7, а) пиковое значение крутящего момента, возникающее в момент соприкосновения дисков, составляет  $4250 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , а дальнейший разгон вала производится с моментом  $1700 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . При этом время буксования составляет  $1,3 \text{ с}$  при давлении на выходе клапана  $1,1 \text{ МПа}$ . Наименьшее давление, при котором происходит разгон привода, равно  $0,445 \text{ МПа}$ , при этом крутящий момент не превышает  $1460 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , а время буксования составляет  $3,8 \text{ с}$ . Наилучшее качество включения достигается при давлении на выходе клапана  $0,515 \text{ МПа}$ . При этом максимальный момент составляет  $1900 \text{ Н}\cdot\text{м}$  при величине среднего момента буксования  $800 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , а время буксования равно  $2,9 \text{ с}$ . Таким образом, исходя из условия не превышения крутящим моментом величины  $2500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , видим, что рабочий диапазон для систем регулирования, обеспечивающих разгон привода при постоянном уровне управляющего давления, составляет  $0,445 \dots 0,576 \text{ МПа}$ .

**Материал Miba.** При прямом пуске привода (рис. 7, б) пиковое значение крутящего момента составляет  $4540 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , а дальнейший разгон вала производится с моментом  $1900 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . При этом время буксования составляет  $1,2 \text{ с}$ , а давление на выходе клапана составляет  $1,1 \text{ МПа}$ . Наименьшее давление, при котором происходит разгон привода, составляет  $0,422 \text{ МПа}$ , при этом крутящий момент не превышает  $900 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , а время буксования составляет  $3,3 \text{ с}$ . Наилучшее качество включения достигается при давлении на выходе клапана  $0,488 \text{ МПа}$ . При этом максимальный момент составляет  $1140 \text{ Н}\cdot\text{м}$  при величине среднего момента буксования  $750 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , а время буксования равно  $2,7 \text{ с}$ . Таким образом, исходя из условия не превышения крутящим моментом величины  $2500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , видим, что рабочий диапазон для систем регулирования, обеспечивающих разгон привода при постоянном уровне управля-

ющего давления, составляет 0,422...0,766 МПа.

**Материал LVMD-55G.** При прямом пуске привода (рис. 7, в) пиковое значение крутящего момента, возникающее в процессе буксования дисков, составляет 4280 Н·м, при средней величине крутящего момента 2100 Н·м. При этом время буксования составляет 1,1 с, а давление на выходе клапана – 1,04 МПа. Наименьшее давление, при котором происходит разгон привода, составляет 0,319 МПа. Наилучшее качество включения достигается при давлении на выходе клапана 0,459 МПа. При этом максимальный момент составляет 1940 Н·м, при величине среднего момента буксования 800 Н·м, а время буксования равно 2,5 с. Таким образом, исходя из условия не превышения крутящим моментом величины 2500 Н·м, видим, что рабочий диапазон для систем регулирования, обеспечивающих разгон привода при постоянном уровне управляющего давления, составляет 0,397...0,492 МПа. Анализ характеристик пуска заднего ВОМ различными типами фрикционных дисков показал: при прямых пусках все испытанные материалы не удовлетворяют требованиям по пиковым значениям крутящего момента на хвостовике; наилучшими характеристиками из испытанных материалов обладает материал Miba, т. к. имеет наибольший диапазон допустимого изменения управляющего давления системы от 0,422 до 0,766 МПа, при котором характеристики крутящего момента находятся в допустимых пределах; материал МК5, по сравнению с материалом LVMD-55G обладает большей стабильностью характеристик, о чем говорит меньшая величина колебаний характеристики крутящего момента; материал LVMD-55G можно характеризовать высокой чувствительностью к скорости относительного скольжения дисков, о чем свидетельствует резкое возрастание величины момента на хвостовике при приближении скорости буксования к нулю.

### **Заключение**

Использование фрикционного материала Miba, обладающего наилучшими характеристиками из исследуемых материалов, позволяет снизить нагруженность механизма привода ВОМ, однако при прямом пуске все представленные материалы не удовлетворяют требованиям по предельным нагрузкам, тем самым подтверждается необходимость управления фрикционной муфтой ВОМ.

Наложения высокочастотной составляющей на управляющий сигнал при использовании пропорционального клапанного регулятора давления при управлении процессом включения фрикционной муфты ВОМ позволяет повысить адекватность закона изменения управляющего сигнала закону изменения давления в напорной магистрали фрикционной муфты, что, в дополнение к использованию фрикционного материала Miba, позволит добиться снижения динамической нагруженности механизма привода ВОМ.

### *ЛИТЕРАТУРА*

1. Бондаренко, И. И. Бортовой мониторинг степени выработки ресурса моторного масла колесных и гусеничных машин / И. И. Бондаренко, Ю. Д. Карпиевич, Н. Г. Мальцев // Наука и техника. – 2014. – № 4. – С. 10–14.
2. Бондаренко, И. И. Новый метод бортового мониторинга степени выработки ресурса моторного масла / И. И. Бондаренко, Ю. Д. Карпиевич, Н. Г. Мальцев // Автомобиле- и тракторостроение: материалы Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 14–18 мая 2018 г.: в 2 т. / Белорус. нац. техн. ун-т; редкол.: Д. В. Капский [и др.]. – Минск, 2018. – Т. 1. – С. 9–11.
3. Бондаренко, И. И. Диэлектрическая проницаемость как показатель степени выработки ресурса моторного масла / И. И. Бондаренко, Ю. Д. Карпиевич, Д. А. Русакевич // Агропанорама. – 2018. – № 6. – С. 32–34.
4. Тракторы. Устройство. Техническое обслуживание. Ремонт. «Беларус» серия 1000–2000: учебное пособие / А. А. Пуховой, И. Н. Шило. – Астана: КАТУ им. С. Сейфуллина, 2012–779 с.