

ВЛИЯНИЕ ФРИКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ НА МЕХАНИЗМ НАГРУЖЕННОСТИ ПРИВОДА ВАЛА ОТБОРА МОЩНОСТИ С ИНТЕГРИРОВАННОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ МАШИНОЙ

И. И. БОНДАРЕНКО, В. Г. КОСТЕНИЧ

*УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»,
г. Минск, Республика Беларусь, 220023, e-mail: kaf.tia@bsatu.by*

Ю. Д. КАРПИЕВИЧ, Н. С. БАБАК, А. Д. БОНДАРЕНКО

*«Белорусский национальный технический университет»,
г. Минск, Республика Беларусь, 220055, e-mail: avto_atf@bntu.by*

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 13.09.2023)

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 его работе в независимом режиме.

На большинстве тракторов ведущих мировых производителей для включения вала отбора мощности (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 нагруженности механизма привода ВОМ и трансмиссии самой сельскохозяйственной машины. Это приводит к ряду поломок и снижению надежности трактора в целом.

Одним из способов снижения динамической нагруженности (как динамической, так и тепловой) 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.

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-rich tractors and agricultural machinery, which are equipped with a drive of working parts from the tractor power take-off shaft. Quality indicators of the technological process of agricultural machines with an active drive are determined and standardized at a constant speed of rotation of the tractor power take-off shaft when it operates in an independent mode.

On most tractors from the world's leading manufacturers, hydraulically controlled friction clutches are used to engage the power take-off shaft in the drive mechanism. This allows you to work with the PTO when transmitting increased power without deteriorating the operator's working conditions. Proportional valve pressure regulators are used to control the friction clutch.

One of the problems that arises when turning on the PTO of a tractor coupled with an agricultural machine that has active working parts with large moments of inertia of rotating and translationally moving components and parts is the increased load on the PTO drive mechanism and the transmission of the agricultural machine itself. This leads to a number of breakdowns and reduced reliability of the tractor as a whole.

One of the ways to reduce dynamic load (both dynamic and thermal) is to control the process of engaging the PTO friction clutch according to a certain law of increase in the torque transmitted by the clutch. For this purpose, proportional valve pressure regulators are often used. One of the problems with using proportional valve pressure regulators is the low adequacy of the law of change in the regulated pressure to the law of change in the control signal.

The article examines the disadvantages of combining a tractor with agricultural machines driven by a power take-off shaft, the design of which has dry or wet friction pairs, proposes a design and describes the operating principle of a power take-off shaft

containing a hydraulic machine.

Key words: tractor, power take-off shaft, load, hydraulic machine, active working parts.

Введение

При проектировании и производстве механизмов привода ВОМ для новых тракторов существует ряд задач, требующих решения: для более полного анализа условий работы механизма привода ВОМ, а в дальнейшем и выбора путей решения задач снижения нагруженности, необходимо рассматривать в комплексе как систему управления фрикционной муфтой, так и конструкцию самой муфты.

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

Одной из проблем, возникающих при включении ВОМ трактора, является повышение динамической нагруженности механизма привода ВОМ и трансмиссии самой сельскохозяйственной машины. Это приводит к снижению надёжности и долговечности механизма привода ВОМ [2]. Снижение динамической нагруженности возможно при управлении процессом включения фрикционной муфты ВОМ по некоторому закону нарастания передаваемого муфтой момента.

В большинстве тракторов ведущих мировых производителей для включения ВОМ в механизме привода используются фрикционные муфты с гидравлическим управлением, что позволяет работать с ВОМ при передаче повышенных мощностей [3]. Для управления фрикционной муфтой нашли применение пропорциональные клапанные регуляторы давления [4].

Однако при использовании пропорциональных клапанных регуляторов давления наблюдается 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: в полной мере не обеспечивается задаваемый закон включения фрикционной муфты; существует неадекватность некоторых реальных данных и данных, заявленных заводом изготовителем.

На рис. 1 представлена гидравлическая схема стенда, использовавшегося при испытаниях пропорционального клапанного регулятора давления. Она включает в себя шестерённый насос 1, предохранительный клапан 2, пропорциональный клапанный регулятор давления 3 и кран 4.

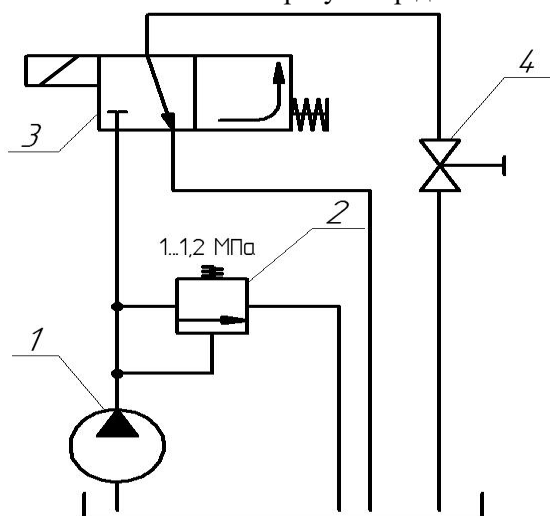


Рис. 1. Гидравлическая схема стенда для проведения испытаний пропорционального клапанного регулятора давления: 1 – шестерённый насос; 2 – предохранительный клапан; 3 – пропорциональный клапанный регулятор давления; 4 – кран

В табл. 1 и 2 представлены некоторые результаты экспериментальных исследований.

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 %.

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

Сила тока в соленоиде, А	Температура рабочей жидкости, °С	Величина расхода рабочей жидкости в магистрали управления, л/мин	Давление в магистрали управления, МПа	
			при увеличении расхода масла	при уменьшении расхода масла
0,4	20...25	0	0,25	0,27
		2	0,12	0,13
		5	0,11	0,11
0,6	20...25	0	0,60	0,65
		2	0,43	0,50
		5	0,41	0,41

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

Величина расхода жидкости, л/мин	Температура рабочей жидкости, °С	Сила тока в соленоиде, А	Давление в магистрали управления, МПа	
			при увеличении силы тока	при уменьшении силы тока
1...1,5	20...25	0,4	0,17	0,27
		0,8	0,78	0,93
		1,0	1,03	1,03
3...4	20...25	0,4	0,16	0,25
		0,8	0,76	0,84
		1,0	0,85	0,85

На рис. 2 представлен график зависимости давления в фрикционной муфте от напряжения на соленоиде, на рис. 3 – графики зависимости напряжения управления и давления в фрикционной муфте от времени.

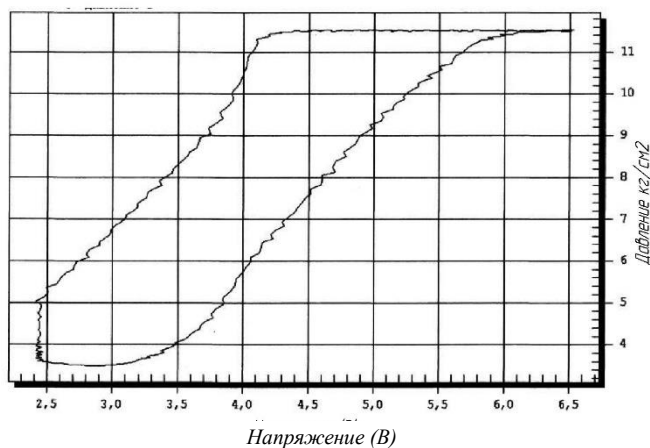


Рис. 2. График зависимости давления во фрикционной муфте от напряжения на соленоиде



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

Из графика, представленного на рис. 2, видно, что при изменении управляющего сигнала наблюдается гистерезис по давлению. Из графика, представленного на рис. 3, также видно, что закон изменения давления во 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 вала отбора мощности.

На рис. 4 представлены графики зависимости напряжения управления и давления во фрикционной муфте от времени при использовании наложения на управляющий сигнал высокочастотной составляющей. На рис. 5 представлены графики зависимости давления во фрикционной муфте от напряжения на соленоиде при использовании наложения высокочастотной составляющей и без наложения.



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

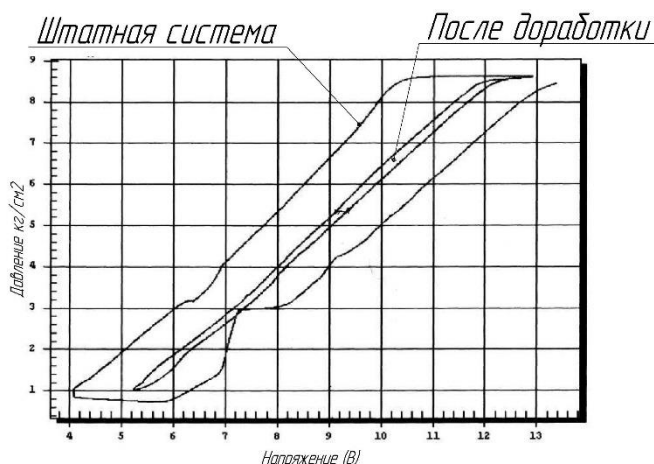


Рис. 5. Графики зависимости давления во фрикционной муфте от напряжения на соленоиде при использовании наложения высокочастотной составляющей и без наложения

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

Рассмотрим влияние материала накладок фрикционных дисков муфты на нагруженность механизма привода BOM. Исследования процесса пуска BOM проводились на стенде для испытаний заднего BOM, схема которого представлена на рис. 6.

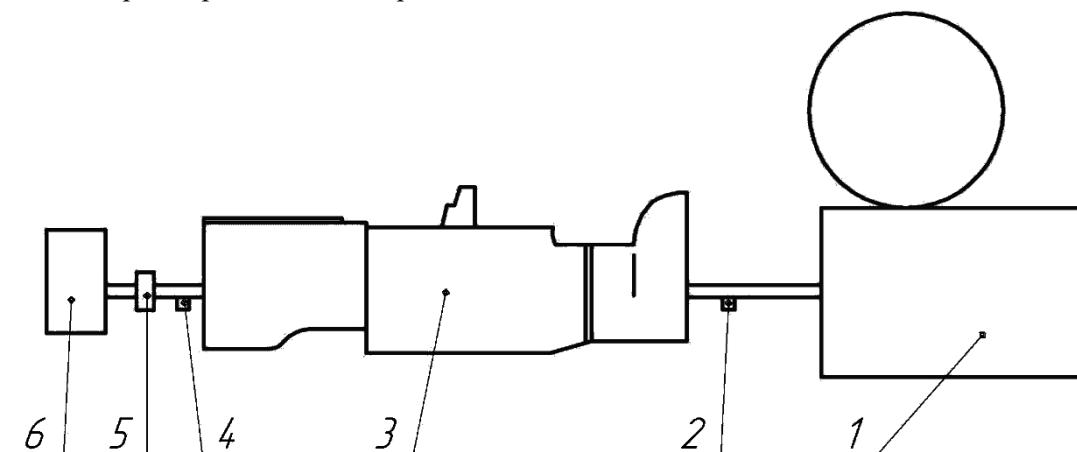


Рис. 6. Схема стенда для испытаний заднего BOM:

- 1 – приводная балансирная машина; 2 – датчик частоты вращения вала приводной машины; 3 – трансмиссия трактора;
- 4 – датчик частоты вращения хвостовика BOM; 5 – датчик крутящего момента;
- 6 – повышающий редуктор с инерционной массой

Стенд состоит из приводной балансирной машины 1, датчика частоты вращения вала приводной машины 2, трансмиссии трактора 3, датчика частоты вращения хвостовика BOM 4, датчика крутящего момента (Т2/5) 5, повышающего редуктора с инерционной массой 6. Для исследования использовались фрикционные материалы трёх типов: МК5, Miba и LVMD-55G. От приводной балансирной

машины, работающей на номинальной частоте вращения двигателя трактора, через трансмиссию с помощью заднего ВОМ производился периодический разгон инерционной массы стенда от 0 до 540 мин^{-1} и её последующая остановка.

В процессе пуска ВОМ регистрировались следующие параметры:

- частота вращения хвостовика ВОМ;
- частота вращения вала приводной машины;
- крутящий момент 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.

Механизм привода вала отбора мощности трактора, содержащий планетарный редуктор и гидравлический мотор, приводится во вращение от коронной шестерни планетарного редуктора. В напорной магистрали гидромотора установлен дроссель, применение которого позволяет решать проблемы, имеющиеся у предыдущих механизмов [4]. Принципиальная схема предлагаемого ВОМ представлена на рис. 7.

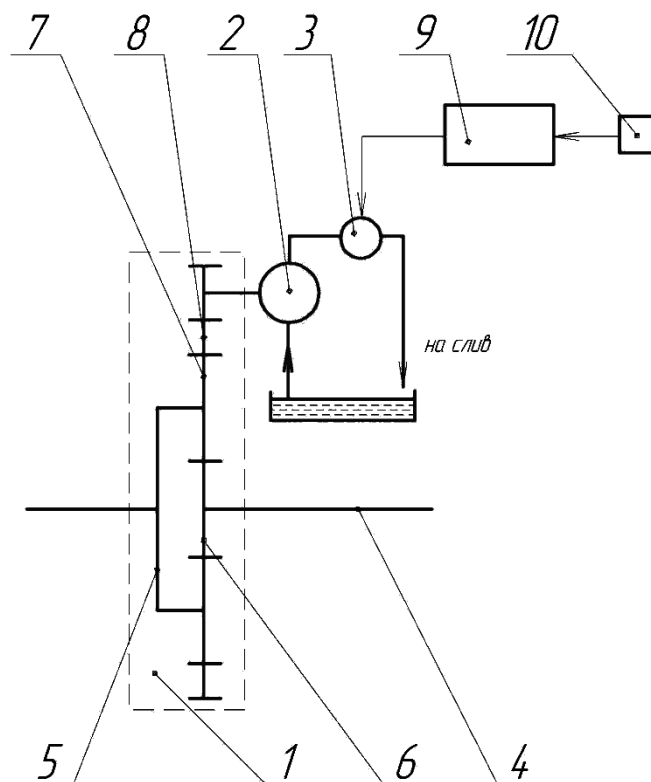


Рис. 7. Схема механизма привода ВОМ:

- 1 – планетарный редуктор; 2 – гидромотор; 3 – дроссель; 4 – вал отбора мощности; 5 – водило планетарного редуктора;
6 – солнечная шестерня планетарного редуктора; 7 – сателлиты планетарного редуктора;
8 – коронную шестерню планетарного редуктора; 9 – блок управления; 10 – органы управления

Механизм привода вала отбора мощности включает: планетарный редуктор 1, гидромотор 2, дроссель 3, вал отбора мощности 4, водило планетарного редуктора 5, солнечную шестерню планетарного редуктора 6, сателлиты планетарного редуктора 7, коронную шестерню планетарного редуктора 8, блок управления работой механизма 9 и органы управления 10.

Механизм привода вала отбора мощности мобильных энергетических средств работает следующим образом: при включённом вале отбора мощности 4 (вращение на вал отбора мощности передаётся) сигнал от органов управления 10 подается на блок управления 9, после чего блок управления 9 подаёт сигнал на дроссель 3, дроссель перекрывает напорную магистраль гидравлического мотора 2 и гидравлический мотор затормаживается. Тогда передача вращения от двигателя осуществляется следующим образом: вращение передаётся на водило 5, сателлиты 7 обегая неподвижную коронную шестерню 8 передают вращение на солнечную шестерню 6, а следовательно, и на вал отбора мощности 4.

Управляя посредством органов управления 10 и блока управления 9 степенью открытия дроссе-

ля 3, находящегося в напорной магистрали гидравлического мотора 2, изменяется блокировка гидравлического мотора 2, а следовательно, и частота вращения вала отбора мощности 4 по заданному блоку управления 9 закону.

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 снижению динамической нагруженности механизма привода ВОМ.

Преимуществами данного механизма привода ВОМ является управление включением ВОМ, что обеспечит снижение нагруженности привода ВОМ, а также отсутствие пар трения в механизме включения, что повышает надёжность механизма в целом.

Таким образом, применение в напорной магистрали гидромотора дросселя позволяет управлять включением вала отбора мощности, а также бесступенчато изменять его частоту вращения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шарипов, В. М. Конструирование и расчёт тракторов: Учебник для студентов вузов. 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2009. – 752 с.
2. Антипенко, Г. Л. Дефекты и методы диагностирования механических и гидромеханических трансмиссий: [монография] / Г. Л. Антипенко. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2020. – 243 с.
3. Судакова, В. А. Компьютерное диагностирование зубчатых и фрикционных элементов трансмиссий АТС в движении / В. А. Судакова // Автомобильная промышленность. – 2012. – № 11. – С. 23–28.
4. Патент РБ ВУ 2344 U. Механизм привода вала отбора мощности энергетических средств, опубл. 30.12.2005.