

дежность, под которой понимается мера собственно функционирования масла при реализации требуемых функциональных свойств в течение заданного времени в определенном гидроприводе. Функциональная эффективность F_3 определяется как математическое ожидание выходного эффекта, усредненного по всем возможным траекториям процесса изменения функциональных свойств во времени

$$F_3 = \int_{\epsilon} (\Psi) W(\Psi) dE = M[W(\Psi)],$$

где $M(\Psi)$ — оператор математического ожидания; Ψ — определенная траектория изменения функционального свойства; $\epsilon(\Psi)$ — множество таких траекторий; $W(\Psi)$ — условная характеристика функциональной эффективности при условии, что реализуется именно траектория процесса; $E(\Psi)$ — функция распределения траекторий Ψ .

Условная характеристика $W(\Psi)$ не зависит от надежности, только от функциональных свойств, т.е. характеризуется качеством масла, коэффициентом нагрузки и уровнем фактора риска. Моментная условная характеристика $W(\Psi)$ — это функциональное свойство масла. Функция же распределения траекторий Ψ , т.е. траекторий случайного процесса (изменения функциональных свойств), почти полностью определяется надежностью. Оценка функциональной эффективности наиболее распространенных рабочих жидкостей дает возможность проводить выбор сорта и количества жидкости для объемных гидроприводов при проектировании.

ЛИТЕРАТУРА

1. Основные задачи в области химмотологии на современном этапе/ К.К.Папок, В.В.Никитин, Е.Д.Радченко и др. — Химия и технология топлив и смазок, 1977, №4, с. 6–9.
2. Лапотко О.П. Функциональная эффективность рабочих жидкостей гидроприводов машин. — В кн.: Развитие методов исследования трибологических явлений в машинах. Минск, 1976, с. 36–38.
3. Лапотко О.П., Арсенов В.В. Методика оценки противоизносных свойств рабочих жидкостей объемных гидроприводов машин. — Минск, 1978, с. 47.
4. Он и ж е. Определение надежности рабочей жидкости объемной гидротрансмиссии трактора МТЗ–80Б. — В сб.: Автотракторостроение: Теория и конструирование мобильных машин. Минск, 1979, вып. 13, с. 93–97.

УДК 629.114.2 – 585.21

В.Н.Лангазов, В.П.Стринадко

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ МУФТЫ И ГИДРОСИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ МЕХАНИЗМА ВОМ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА КЛ. 20 кН

В сельском хозяйстве страны с каждым годом применяется все больше высокопроизводительных машин с активными рабочими органами, имеющими привод от вала отбора мощности (ВОМ) трактора.

При работе трактора с сельскохозяйственными машинами, имеющими активные рабочие органы, в момент пуска и разгона в приводе ВОМ возникают значительные динамические нагрузки. Исследование этих нагрузок и определение факторов, влияющих на их величину, необходимо для правильного выбора и обоснования параметров механизма ВОМ.

Особенность исследуемого механизма ВОМ в отличие от применяемых на тракторах кл. 14 кН заключается в наличии мокрой фрикционной муфты ВОМ с гидравлическим управлением. Применение ВОМ с такой муфтой расширяет возможности автоматизации управления его работой, позволяет улучшить эксплуатационные качества в сравнении с ВОМ, имеющим механическую систему управления.

Нагруженность механизма ВОМ в период включения определяется главным образом согласованием характеристик питающей гидроарматуры и самой фрикционной муфты ВОМ, а также инерционностью приводимых активных рабочих органов и воздействующими на них внешними возмущениями.

Цель работы – отыскание рациональных параметров гидросистемы управления и фрикционной муфты, обеспечивающих требуемый характер протекания во времени пуска и разгона, а также снижение динамической нагруженности механизма ВОМ. Для этого были проведены исследования на специально подготовленном стенде для испытаний задних ВОМ тракторов.

При испытаниях осуществлялась запись на осциллограммы следующих величин: частоты вращения ω_1 ведущего вала муфты и ω_2 хвостовика ВОМ; давления масла перед клапаном управления $p_{вх}$ на выходе из клапана $p_{вых}$ и в бустере муфты $p_б$; перемещения толкателя золотника клапана управления u ; крутящего момента на хвостовике ВОМ M_{ϕ} .

Переменными величинами были: пропускная способность золотника клапана; ход поршня и скорость перемещения толкателя золотника. Изменение пропускной способности клапана управления осуществлялось путем установки золотников с отверстиями различных диаметров, при этом сохранялись неизменными остальные параметры золотника. Объем бустера изменялся за счет уменьшения хода поршня путем установки проставочных колец между поршнем муфты и ведомым диском. Толщина каждого кольца 2 мм. Скорость перемещения толкателя клапана управления v_T задавалась специальным программным механизмом и варьировалась в диапазоне от $v_T = 1,33$ мм/с до $v_T = 57,0$ мм/с. Нагрузка на хвостовике ВОМ при его включении создавалась инерционным сопротивлением маховых масс стенда.

Вид типичной осциллограммы процесса пуска и разгона ВОМ представлен на рис. 1. Из анализа характера изменения регистрируемых величин следует, что при постоянной скорости перемещения толкателя золотника давление в бустере муфты изменяется нелинейно. Это объясняется переменностью во времени заполняемых объемов бустера и нелинейностью характеристик гидросистемы управления муфтой ВОМ, которые обуславливаются конструктивными

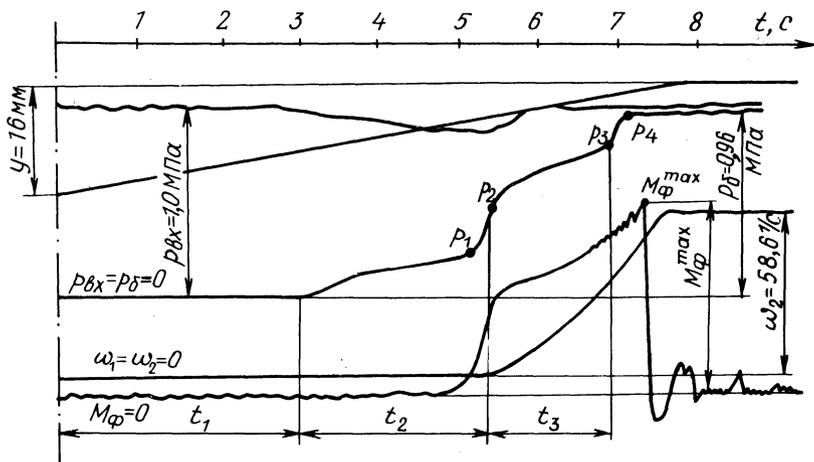


Рис. 1. Осциллограмма процесса включения и разгона ВОМ.

особенностями и кинематикой элементов клапана управления и фрикционной муфты.

На осциллограмме (рис. 1) можно выделить несколько характерных периодов в изменении давления в бустере, наличие которых можно объяснить следующим образом. В течение промежутка времени t_1 происходит холостой ход толкателя и золотника клапана управления, поэтому давление в бустере не увеличивается. Длительность процесса заполнения бустера до сжатия дисков муфты между собой характеризует промежуток времени t_2 . В начале этого периода поршень неподвижен и давление в бустере увеличивается сравнительно быстро до величины 0,1 МПа, при которой поршень, преодолевая силы сопротивления, начинает перемещаться в осевом направлении. Темп роста давления в бустере при этом замедляется, так как перемещение поршня освобождает новые объемы для заполнения маслом. При давлении $p_1 = 0,2-0,3$ МПа выбор зазоров между дисками заканчивается, но поршень перемещается еще на величину деформации пакета дисков. При этом изменяются величины усилия сжатия дисков от нуля до значения, определяемого давлением масла на поршень, муфта начинает передавать крутящий момент. В конце периода времени t_2 объем бустера стабилизируется и давление в нем резко возрастает до величины p_2 , определяемой статической характеристикой клапана при имеющемся положении толкателя золотника в этот момент времени. В дальнейшем давление в бустере изменяется автоматически в зависимости от управляющего воздействия на толкатель золотника. Длительность процесса регулирования характеризуется промежутком времени t_3 . В течение этого периода кривая изменения давления в бустере протекает эквидистантно статической характеристике клапана (рис. 2) и немного ниже вследствие утечек масла из бустера. В конце

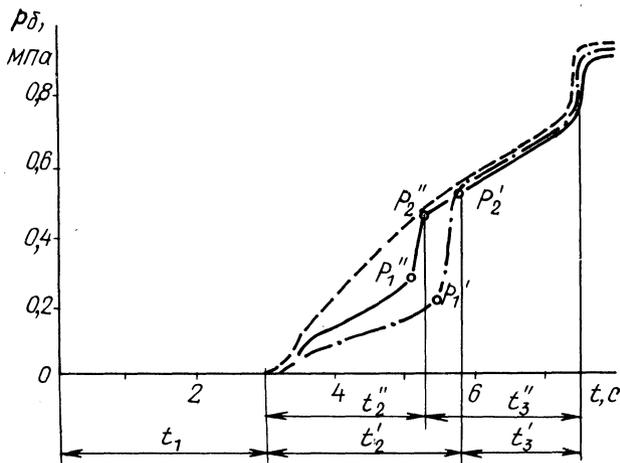


Рис. 2. Влияние диаметра нагнетательных отверстий золотника на изменение давления в бустере муфты ВОМ:
 — диаметр отверстий 3,6 мм; — · — диаметр отверстий 3,2 мм; - - - статическая характеристика клапана управления.

промежутка времени t_3 давление в бустере резко возрастает от $p_3 \approx 0,75$ МПа до $p_4 \approx p_{\text{ВХ}}$. В этот момент редуцирующее действие клапана прекращается, хотя золотник может еще перемещаться.

Как известно, момент, передаваемый муфтой ВОМ, зависит от коэффициента трения между дисками, числа дисков, их среднего радиуса и силы сжатия дисков, величина которой определяется давлением масла в бустере. Уменьшение давления масла в бустере приводит к уменьшению динамического крутящего момента на хвостовике ВОМ. Один из способов уменьшения скачка давления в бустере — сокращение времени заполнения бустера. Этого можно достичь, увеличивая пропускную способность золотника клапана, что следует из рис. 2. На рисунке показано, что увеличение диаметра отверстий золотника с 3,2 до 3,6 мм, при скорости перемещения толкателя $v_T = 2,0$ мм/с, позволяет сократить продолжительность периода заполнения бустера с t_2' до t_2'' , а следовательно, и давление в конце периода t_2 с p_2' до p_2'' . Уменьшение времени t_2 при этом составляет примерно 10%, а динамический крутящий момент на хвостовике вследствие уменьшения давления p_2 снижается примерно на 15% (рис. 3).

При исследовании пуска и разгона ВОМ с различными по величине ходами поршня, но с постоянными пропускной способностью золотника и скоростью перемещения толкателя было установлено, что уменьшение хода поршня, а следовательно, и объема бустера сокращает время заполнения бустера t_2 , снижает скачок давления в конце периода t_2 и динамический крутящий момент на хвостовике ВОМ. Например, уменьшение хода поршня на 2 мм позволяет, при

одной и той же скорости перемещения толкателя золотника, сократить время заполнения бустера примерно на 25, а скачок давления в конце заполнения — на 23%.

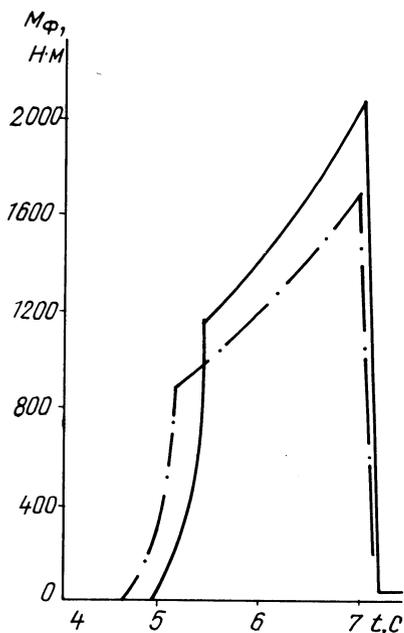


Рис. 3. Зависимость момента на хвостовике ВОМ от параметров золотника клапана управления:

— диаметр отверстий 3,6 мм; — диаметр отверстий 3,2 мм.

проводимости клапана управления, которая обеспечит изменение давления в бустере муфты по закону, близкому к статической характеристике клапана.

Возможности увеличения проводимости исследуемого клапана ограничены и в предельном случае не могут обеспечить требуемой согласованности работы клапана и муфты.

Уменьшение объема бустера муфты также способствует снижению указанного скачка давления, однако предел уменьшения объема бустера ограничивается требуемой чистотой выключения муфты и потребной величиной передаваемого момента, а в испытанной конструкции этот объем близок к минимально допустимому. Отсюда следует, что имеющийся в настоящее время клапан управления муфтой ВОМ, несмотря на линейный характер его статической характеристики, не может быть установлен на трактор.

Таким образом, выбор конструктивных размеров клапана управления и питающих магистралей необходимо производить с учетом параметров муфты ВОМ. При этом следует исходить из условия обеспечения допустимых: удель-

Исследование влияния скорости перемещения толкателя золотника, при неизменных других параметрах, на процесс заполнения бустера и нагруженность ВОМ показало, что с увеличением скорости перемещения толкателя скачок давления в конце периода t_2 увеличивается, так как возрастает крутизна статической характеристики клапана, увеличивается также и динамический крутящий момент на хвостовике ВОМ.

Таким образом, динамический момент на хвостовике ВОМ определяется в значительной степени наличием скачка давления в бустере муфты вследствие несогласованности рабочих характеристик клапана управления и муфты ВОМ.

На появление скачка давления в муфте исследуемого механизма ВОМ в первую очередь влияет недостаточная пропускная способность золотника клапана. Наименьшей динамической нагруженности хвостовика ВОМ, при прочих неизменных параметрах механизма, можно достичь при подборе такой проводимости клапана управления, которая обеспечит изменение давления в бустере муфты по закону, близкому к статической характеристике клапана.

ной работы буксования фрикционных пар муфты и величин максимальных динамических нагрузок на деталях ВОМ, а также достижения наименьшей зависимости закона нарастания давления в бустере от скорости перемещения толкателя золотника. Это позволит достичь требуемого следящего действия при автоматическом регулировании работы муфты ВОМ, необходимым для выполнения существующих технологических процессов тракторами в агрегате с сельхозмашинами, имеющими активные рабочие органы.

УДК 629.114.2 – 3.001 – 2

А.Т.Скойбеда, В.В.Бирич

АВТОМАТИЧЕСКАЯ БЛОКИРОВКА ДИФФЕРЕНЦИАЛА С САМОВЫКЛЮЧАЮЩЕЙСЯ МУФТОЙ ПРЕДЕЛЬНОГО МОМЕНТА

Развитие современного тракторостроения идет по пути роста производительности тракторов в основном за счет увеличения их мощности. Эффективность использования тракторов зависит от реализации мощности при выполнении сельскохозяйственных работ. Тягово-сцепные качества энергонасыщенных тракторов в значительной степени определяются типом привода ведущих колес.

Для пропашных тракторов наиболее распространен дифференциальный привод с применением устройств, исключающих раздельное буксование колес. Используемые конструкции принудительной блокировки относительно просты и надежны. Однако они используются для преодоления временных сопротивлений, а эффективность их зависит от квалификации водителя.

В конструкциях современных тракторов все больше применяются системы автоматического блокирования дифференциалов с управлением от различных деталей рулевого привода, навесной системы, управления тормозами и др. [1–3].

Для тракторов малой мощности эти системы автоматического управления неприемлемы из-за их сложности и относительно высокой стоимости.

Для трактора Т-25А класса 6 кН разработана автоматическая блокировка дифференциала (АБД), которая позволяет блокировать дифференциал при прямолинейном движении и автоматически включать при движении на повороте [4]. Эта конструкция установлена на тракторе и прошла испытания (рис. 1). С крышкой корпуса дифференциала 8, имеющей кулачки трапецеидального профиля, связана подвижная полумуфта 6, которая установлена на шлицах полуоси 5, связанной с полуосевой шестерней 1. В расточке крышки корпуса дифференциала 8 установлено разрезное кольцо 7, которое имеет кулачки аналогичного профиля. Подвижная полумуфта нагружена пружиной 3, которая упирается в кольцевую шайбу 4. По оси симметрии одного из кулачков подвижной полумуфты 6 установлен штифт 2.