

НОВЫЕ АСПЕКТЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ И УСТРОЙСТВ ГИДРОПРИВОДОВ МАШИН

*Докт. техн. наук, проф. ШЕВЧЕНКО В. С.,
кандидаты техн. наук, доценты КОРОЛЬКЕВИЧ А. В., ЖИЛЕВИЧ М. И.,
инж. КОРОЛЬКЕВИЧ В. А.*

Белорусский национальный технический университет

Расширение функций и рост удельной мощности гидросистем в современном машиностроении обеспечиваются не только за счет простого увеличения мощности энергетических установок и исполнительных механизмов, но и путем создания необходимых условий для гарантированного обеспечения надежности, безопасности и живучести гидроприводов (ГП) и их элементов. Под этим подразумеваются, прежде всего, схемные и конструктивные методы, основанные на использовании возможностей, имеющихся в составе сложных машин, решающих (вычислительных), диагностирующих, контрольно-измерительных, защитных и кондиционирующих устройств в целях обеспечения надежности.

Широко применяемый в технике метод структурной избыточности (запас по параметрам или резервирование) имеет существенные недостатки: повышается стоимость изделий и их эксплуатации, увеличиваются габариты и масса, ухудшаются качественные показатели устройств. Использование современных технологических процессов и высококачественных материалов при производстве гидравлических устройств дало новый импульс развитию в этой области. Вместе с тем выявились определенные ограничения, которые не могут быть преодолены одним только усовершенствованием технологии, так как связаны с принципами конструирования и организации структур этих устройств.

Структурное обеспечение надежности ГП машин наиболее эффективно осуществляется за счет целенаправленного развития или изменения структурной схемы привода на стадии его

проектирования [1]. При этом в качестве основных исходных применяются принципы: управляемости, корректирующего действия, рациональной структурной избыточности. На практике проблемы надежности решаются путем введения в структуру проектируемой системы некоторой избыточности в виде подсистем обеспечения надежности, соответствующих определяющим критериям (износ, прочность, герметичность и т. п.). Противоизносные функции подсистем обеспечения надежности характерны для всех типов ГП. Основные из них – исключение попадания агрессивных примесей в ГП, создание смазывающего слоя между взаимодействующими элементами, компенсация износа и деформации, обеспечение требуемых свойств смазывающей жидкости, снижение удельных давлений и скоростей воздействия и т. п. Для высоконагруженных ГП наиболее характерными функциями подсистем обеспечения надежности являются разгрузочные (компенсация деформаций, снижение удельных давлений, уменьшение вибраций и т. п.) и обеспечение герметичности.

Примерами использования возможностей сложных систем гидроприводов машин для обеспечения их надежного функционирования и увеличения ресурса могут служить новые разработки в этой области.

Так, для обеспечения надежного запуска двигателей внутреннего сгорания (ДВС) мобильных машин, особенно в условиях холодного климата, применяется гидропривод. Характерным недостатком известных типовых при-

водов, содержащих обратимую гидромашину, гидроаккумулятор, распределительную аппаратуру, датчики и блок электронного управления [2], является отсутствие возможности объемного регулирования гидромашин в процессе пуска ДВС, что приводит к непроизводительным расходам энергии гидроаккумулятора и снижению надежности запуска.

Анализ процесса пуска ДВС позволил выделить четыре основных этапа: первый этап (начало разгона) характерен тем, что для преодоления трения покоя подвижных частей ДВС (коленчатого вала, поршней, механизма газораспределения и др.) необходимо наибольшее значение пускового момента гидромашин, ее рабочий объем должен быть максимальным. На втором этапе (разгон вала ДВС до пусковой частоты) также желательно иметь максимальное значение крутящего момента гидромашин. В этом случае доля энергии, затраченная на разгон, минимальна. Минимальны и затраты энергии, запасенной в гидроаккумуляторе. На третьем этапе (вращение вала двигателя с пусковой частотой) пусковой момент гидромашин необходимо ограничить. В противном случае пусковая частота вращения вала ДВС превысит рекомендуемые по условиям запуска значения. На четвертом этапе при воспламенении горючей смеси в цилиндрах ДВС происходит быстрый разгон вала до частоты вращения холостого хода, подачу жидкости из гидроаккумулятора в гидромашину можно отключить.

Таким образом, стоит задача оптимизации пусковой частоты вращения вала ДВС и связанного с ним вала гидромашин. Приемлемое решение этой задачи получено путем разработки новой схемы ГП самоходной машины (рис. 1) [3]. Для пуска ДВС 2 замыкают контакты выключателя 28. Блок 14 электронного управления, используя энергию гидроаккумулятора 15 низкого давления, посредством механизма 10 регулирования рабочего объема гидромашин 1 устанавливает максимальный рабочий объем ее, контролируемый датчиком 11. Блок 14 переключает запирающий клапан 12, датчик 13 посылает сигнал в блок 14, включающий тяговый электромагнит 26 гидрораспределителя 9, который, сжимая пружину 27, перемещается в крайнее левое положение. Одновременно блок 14 включает электромагнит 30

фиксатора 29. Из гидроаккумулятора 7 под давлением через вентиль 32 и гидрораспределитель 9 по линии 5 жидкость поступает в гидромашину 1, заставляя вращаться валы гидромашин и ДВС. Далее по линии 6 через гидрораспределитель 9 жидкость поступает на слив в бак 31. При достижении требуемой для пуска частоты вращения вала ДВС датчик 3 частоты вращения посылает сигнал в блок 14, и он, воздействуя на механизм 10 регулирования рабочего объема гидромашин 1, уменьшает объем последней. В момент пуска частота вращения вала ДВС увеличивается и датчик 3 посылает сигнал в блок 14, который выдает команды механизму 10 на уменьшение рабочего объема гидромашин 1 до нуля и отключение электромагнита 26. Гидрораспределитель 9 под действием пружины 27 перемещается в среднее положение, так как фиксатор 29 препятствует дальнейшему его перемещению. Выход потока из гидроаккумулятора 7 прекращается, а выходная гидролиния 6 соединяется с входной гидролинией 5. При достижении нулевого рабочего объема гидромашин 1 блок 14 отключает электромагнит 30 фиксатора 29 и запирающего клапана 12. Гидрораспределитель 9 перемещается в крайнее правое положение, разъединяя все подходящие к нему гидролинии.

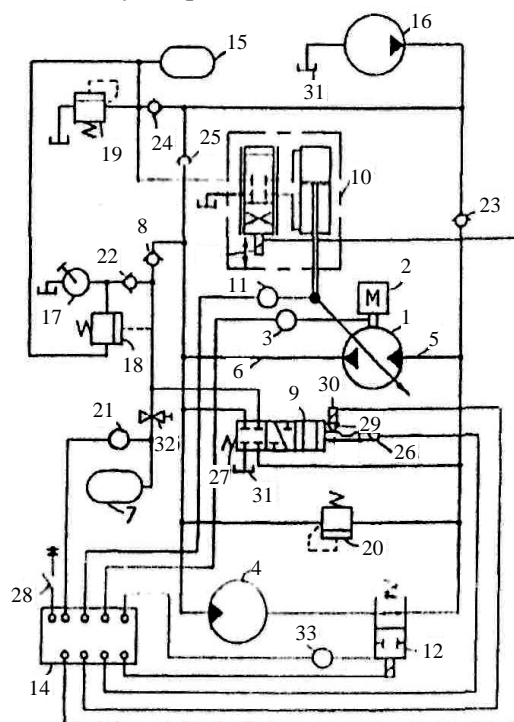


Рис. 1. Гидросистема запуска ДВС с подсистемой обеспечения надежности

Гидроаккумулятор 7 высокого давления может быть заряжен от гидромашины 1 через обратный клапан 8. Для этого гидромотор 4 необходимо затормозить запирающим клапаном 12 или тормозом самоходной машины. Давление в напорной гидролинии ограничивается клапаном 20. После зарядки датчик 21 посылает сигнал на блок 14, который отключает запирающий клапан 12, переводя его в нижнее положение, фиксируемое датчиком 22. Для зарядки гидроаккумуляторов 7 и 15 при неработающем двигателе 2 можно использовать, насос 17 подкачки. После зарядки гидроаккумулятора 7 высокого давления через обратный клапан 22 открывается напорный клапан 18 и поток поступает на зарядку гидроаккумулятора 15 низкого давления.

Насос 16 подпитки через обратные клапаны 23 и 25 обеспечивает восполнение утечек и создание избыточного давления в замкнутом круге циркуляции жидкости «гидромашина 1 – гидромотор 4». Обратный клапан 24 уменьшает утечки из гидроаккумулятора 15, клапан 19 поддерживает давление подпитки.

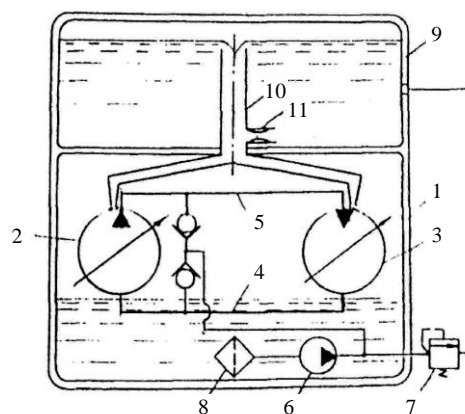
Обеспечивающая подсистема позволяет повысить КПД устройства при пуске ДВС за счет более рационального использования энергии гидроаккумулятора при помощи машинного регулирования расхода потока и, как следствие, повысить надежность пуска.

В приводах мобильных и технологических машин широко применяются объемные гидропередачи, содержащие роторно-поршневые насос и гидромотор, помещенные в общем корпусе и соединенные всасывающими и напорными каналами. При этом нижняя часть корпуса образует масляную ванну, заполненную рабочей жидкостью.

Существенным недостатком такой схемы гидропередачи является невозможность регулирования подачи смазки к парам трения гидромашин, что приводит к повышенному износу деталей при недостаточной смазке или к снижению КПД передачи при переполнении корпуса рабочей жидкостью. Проблема может быть решена с помощью введения в систему гидропривода подсистемы обеспечения надежности, содержащей специальные соединительные и регулирующие элементы (рис. 2) [4].

При отключенной гидропередаче рабочая жидкость из верхнего дополнительного бака 9

через дроссельный канал 11 переливается в корпус 1. При этом насос 2 и гидромотор 3 оказываются под слоем масла и меньше подвержены коррозии. Кроме того, исключено вытекание смазки из пар трения, что особенно важно при пуске гидромашин. При работающей гидропередаче насос 6 подпитки, забирая рабочую жидкость из корпуса 1 через фильтр 8, переливает ее в бак 9 через клапан 7. Уровень рабочей жидкости в корпусе 1 понижается, и роторы гидромашин 2 и 3 вращаются в воздухе вне масляной ванны. Из-за отсутствия барботажа рабочей жидкости повышается КПД гидропередачи, улучшается тепловой режим вследствие увеличения охлаждаемой поверхности. Переполнению бака препятствует дренажный клапан 10, переливающий рабочую жидкость из бака 9 в корпус 1. Переливаемая рабочая жидкость



направляется к парам трения гидропередачи.

Рис. 2. Подсистема обеспечения надежности объемной гидропередачи

Такое схемное решение позволяет повысить КПД гидропередачи и увеличить ее долговечность за счет того, что:

- обеспечивается подача смазки к парам трения насоса и гидромотора, охлаждение и удаление из них продуктов износа;
- улучшается охлаждение вращающихся деталей гидропередачи вследствие увеличения охлаждающей поверхности;
- исключено вытекание смазки из пар трения перед пуском;
- при хранении машины детали гидропередачи меньше подвержены коррозии, так как находятся под слоем рабочей жидкости.

В современных ГП роторно-поршневые гидромашин являются одним из самых основных

агрегатов, поэтому к ним предъявляются повышенные требования по надежности. Наиболее напряженным и ответственным узлом в роторно-поршневой гидромашине считается качающий узел, включающий в себя блок цилиндров с приводным валом и опорами, детали распределения рабочей жидкости и ведения поршней.

Объемный КПД гидромашин с торцевым распределением жидкости определяется величиной утечек в поршневых парах и зазорах узла распределения. Торцевой распределитель представляет собой узел, содержащий вращающийся элемент (ротор насоса) и неподвижный плоский золотник, имеющий два серповидных окна высокого и низкого давления, уплотнительные и опорные пояски, а также канавки и проточки для отвода жидкости. Узел представляет собой гидростатический подшипник, параметры которого рассчитываются с учетом условия баланса прижимающих и отжимающих сил. При эксплуатации гидромашин по ряду причин (износ и деформации деталей, температурные и динамические факторы и т. п.) может происходить нарушение баланса сил, что приводит к увеличению зазоров в подвижном соединении и повышенным утечкам жидкости. Из-за превышения прижимающих сил над отжимающими возможны также повышенные потери на трение между деталями и их износ.

Автоматическая подсистема обеспечения надежности, схема которой представлена на рис. 3, позволяет избежать непредсказуемых нарушений в узле распределения [5]. Подсистема представляет собой золотниковое устройство, соединенное системой каналов с неподвижным элементом узла распределения 1, в котором имеются серповидные проточки 2 и 3, и работает следующим образом. При повышении давления в зоне проточки 3 растут утечки жидкости через зазор «уплотнительный пояс – торцевая поверхность» ротора гидромашин. Утечки через канавку 7, каналы 9, 10, 11, а также через канавку 8 и канал 15 попадают на слив. В это время жидкость под высоким давлением через канал 4 попадает в полость 5 золотникового устройства. Золотник 6, сжимая пружину 14, перемещается влево, перекрывая сливной канал 9. Это приводит к росту давления в канавке 7, что является причиной появления силы гидростатического отжима в зазоре между подвижным и неподвижным элементами узла распределения.

Полному перекрытию канала 9 золотником 6 препятствует давление рабочей жидкости в камере 13, поскольку она каналом 12 сообщена с канавкой 7. Если торцевой зазор между подвижным и неподвижными элементами узла распределения продолжает увеличиваться, то и давление жидкости в камере 13 будет расти. Это приведет к смещению золотника 6 вправо и уменьшению давления в канавке 7, что обусловит равновесное состояние подвижного и неподвижных элементов узла распределения. Так предотвращаются недопустимое увеличение утечек (раскрытие стыка) и снижение износа поверхностей деталей узла распределения.

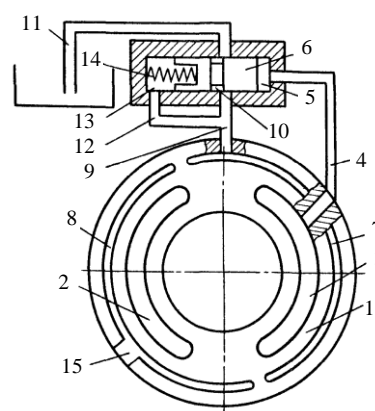


Рис. 3. Схема подсистемы обеспечения надежности узла торцевого распределителя

Работа описанной обеспечивающей подсистемы может быть более эффективной, если принять меры по устранению причин изменения баланса сил прижима и отжима в гидростатическом подшипнике узла распределения. Так, известным недостатком гидромашин высокого давления с наклонным диском и бесшатунным ведением поршней является перекосяк колец подшипниковых опор вследствие прогиба приводного вала при высоких нагрузках.

Обеспечить повышение надежности гидромашин можно с помощью специальной разрезной охватывающей втулки 8 (рис. 4), установленной с зазором 9 в корпусе в зоне передней опоры 3 и имеющей в области внутреннего подшипника 7 сферическую поверхность 12 с центром 13 на оси 14 приводного вала 2 с задней опорой 4 [6]. При работе гидромашин по мере возрастания нагрузки и давления в цилиндрах блока 1 увеличивается прогиб вала 2, а втулка 8 поворачивается относительно корпуса до полного исчезновения (выбора) зазора 10. При этом

наружный подшипник 6 дополнительно нагружается, создавая эффект жесткой заделки. За счет жесткой заделки передней опоры 5 интенсивность прогиба вала снижается. Таким образом, приводной вал гидромашины работает сначала по схеме шарнирно опертой балки, а после выборки зазора 10 – по схеме балки с жестким защемлением в передней опоре. В этом случае прогиб вала и его напряженность растут незначительно, что позволяет увеличить надежность гидромашины.

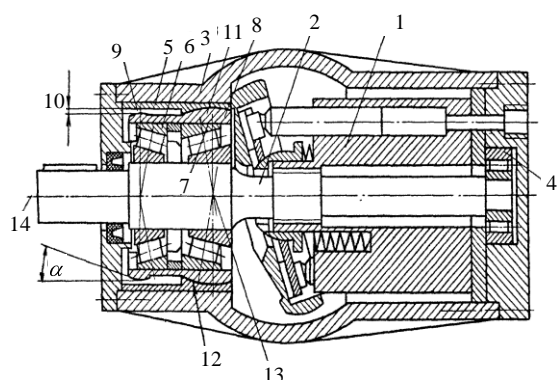


Рис. 4. Конструктивная схема гидромашины

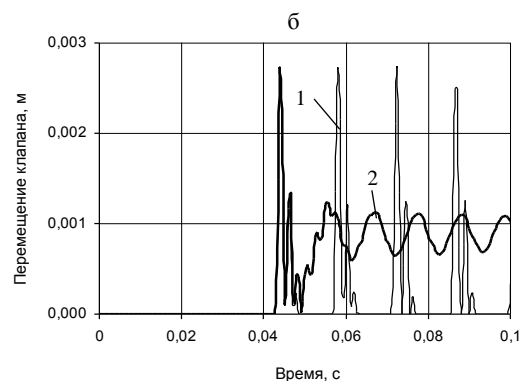
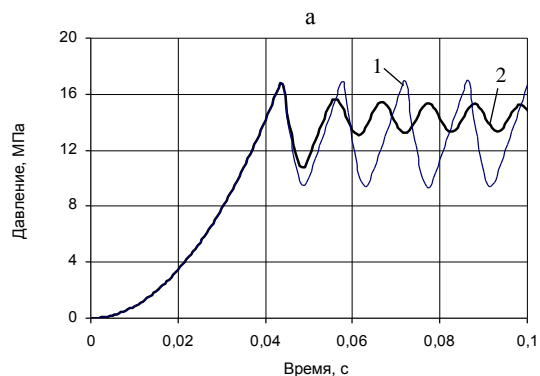
Широкая номенклатура контрольно-регулирующей и распределительной гидроаппаратуры, применяемой в ГП различных машин, играет важную роль в обеспечении их надежности, так как большинство обеспечивающих подсистем построены на базе использования функциональных свойств гидроаппаратуры. Поэтому надежность самих аппаратов должна быть в центре внимания конструкторов при разработке гидросистем.

К общим недостаткам используемой гидроаппаратуры можно отнести неудовлетворительные динамические характеристики, а также повышенный износ, заедание и поломки рабочих элементов. Так, известные дифференци-

альные клапаны, предназначенные для предохранения систем от перегрузок и для поддержания заданного давления в гидросистеме, имеют увеличенное время открытия (срабатывания) [7]. Их работа сопровождается забросами давления, колебаниями давления с большой амплитудой, резкой посадкой запорного элемента на седло с ударами по седлу (рис. 5, графики 1), что отрицательно влияет на долговечность клапана и на работу всей гидросистемы.

Применение различных демпфирующих устройств в клапанах позволяет обеспечить их более устойчивую работу, уменьшить амплитуду пульсаций давления, исключить ударные нагрузки (рис. 5, графики 2). На рис. 6 представлена схема нового разработанного дифференциального клапана [8], содержащего запорно-регулирующий элемент с уравнивающим поршнем, демпферное устройство, систему каналов и обеспечивающую подсистему в составе клапана переменного сопротивления с дроссельным отверстием.

Под действием давления рабочей жидкости в напорном канале 13 запорно-регулирующий элемент 1 с уравнивающим поршнем 7, помещенным в цилиндр 9 корпуса 6, сжимая пружину 3, затяжка которой регулируется винтом 5, поднимается. При этом рабочая жидкость по каналу 14 отводится на слив, а часть ее через канал 15, зазор между клапаном 10 и поршнем 7 поступает в полость 8. После выравнивания давления в канале 14 и в полости 8 пружина 12 прижимает клапан 10 к поршню 7. При уменьшении давления в канале 13 запорно-регулирующий элемент 1 вместе с поршнем 7 под действием пружины 3 перемещается вниз, при этом жидкость из полости 8 выдавливается через дроссельное отверстие 11, обеспечивая плавную посадку запорно-регулирующего элемента 1 на седло 2.



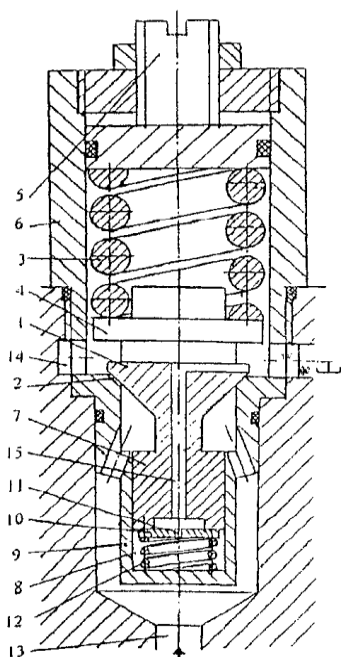


Рис. 5. Расчетные динамические характеристики клапана: а – изменение давления; б – перемещение клапана; 1, 2 – различные варианты дросселирования

Рис. 6. Схема дифференциального клапана

Такое исполнение дифференциального клапана улучшает качество его работы за счет уменьшения забросов давления при срабатывании и плавного закрытия.

ВЫВОДЫ

В свете задач широкого использования гидроприводов в современном машиностроении и повышения их рабочих параметров структурное обеспечение надежности является эффективным методом, позволяющим использовать новые возможности сложной автоматизированной техники и отвечающим перспективным тенденциям развития машиностроения.

В связи с ростом мощностей и расширением функциональных возможностей гидроприводов машин актуально использование обеспечивающих подсистем, выполняющих разгрузку, предохранение и защиту элементов от деструктивных воздействий (внешних и внутренних), а также снижающих отрицательное влияние ди-

намических процессов в гидросистемах. В таком аспекте являются перспективными новые схемно-конструктивные решения, обоснованные принятые на стадии создания гидроприводов.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Гидропневмоавтоматика** и гидропривод мобильных машин. Эксплуатация и надежность гидро- и пневмосистем: учеб. пособие / В. С. Шевченко [и др.]. – Минск: Ураджай, 2001. – 396 с.
2. **Гидропривод** сельскохозяйственных машин: справ. пособие: в 2 ч. / В. С. Шевченко [и др.]; Алматы: учеб. изд-во Респ. Казахстан, 1993. – 360 с.
3. **Гидропривод** самоходной машины: пат. ВУ 9413, С1, В60К 17/10, 2007.
4. **Объемная** гидropередача: пат. ВУ 4123, U, В60К 17/10, 2007.
5. **Торцовый** распределитель: а. с. СССР № 1171602, А, F01 L 5/02, 1975.
6. **Аксиально-поршневая** гидромашинa: а. с. № 985408, F04 В 1/12, 1982.
7. **Башта, Т. М.** Машиностроительная гидравлика: справ. пособие / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 672 с.
8. **Дифференциальный** клапан: пат. ВУ 9843, С1, F16K 17/04, 2007.

Поступила 17.07.2009