

эксплуатации требуют дополнительного контроля и регулировки натяжения до рационального уровня.

Дальнейшие исследования эксплуатационной стабильности величины предварительного натяжения зубчатых ремней показывают, что наибольшая стабильность натяжения характерна для ремней с металлокордом [5]. Для ремней со стеклокордом и нитью СП величина натяжения уменьшается во времени в 1,2 – 1,6 и 7 – 9 раз интенсивнее, чем в первом случае.

Следовательно, ремни с металлокордом можно рекомендовать для передач с длительным сроком работы. Ремни со стеклокордом и нитью СП предпочтительно использовать в относительно недолговечных или кинематических приводах. В противном случае конструкция привода с такими ремнями должна предусматривать возможность регулировки величины предварительного натяжения. Установлено также, что реологические константы ремня зависят от величины начального натяжения. Чем больше $2S_0$, тем быстрее релаксирует материал ремня.

В связи с изложенным, можно рекомендовать следующую методику установки начального натяжения $2S_0$ в действующих передачах. Учитывая характер кривой релаксации материала ремня, новые ремни предпочтительно устанавливать с начальным натяжением $2S_0$, величина которого на 12 – 15 % больше рационального. В этом случае в интервале 250 – 2000 часов эксплуатация ремня будет происходить при натяжении 0,95 – 1,05 от рационального. Таким образом, основную часть своего срока службы ремни будут эксплуатироваться при рациональных и благоприятных значениях предварительного натяжения, что позволяет достичь максимальной долговечности и надежности привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Воробьев И.И. Ременные передачи, - М.: Машиностроение, 1979. – 168 с.;
2. Кожевников С.Н., Погребняк А.П. Конструирование и расчет механизмов с зубчатыми ременными передачами. – К.: Наук. думка, 1984, - 111 с.;
3. Выбор предварительного натяжения в зубчато – ременной передаче. А.Н. Наталевич// Машиностроение, - Минск: Вышэйш. шк., 1976. – Вып. 3. – с. 98 – 100.;
4. Выбор предварительного натяжения ремней в зубчато – ременных передачах. А.Т. Скойбеда, А.Г. Бондаренко, А.Н. Никончук// Детали машин: Респ. межвед. науч. – техн. сб. – 1988. Вып. 47. – с. 41 – 45.;
5. Эксплуатационная стабильность предварительного натяжения зубчатых ремней. А.Н. Никончук, А.Т. Скойбеда, В.И. Шпилевский, А.Г. Бондаренко// Весці АН БССР. Серія фіз. – тех. наук, № 2, Мн., 1991. – с. 98 – 102.

УДК 69.002.5 – 82

И.И.Леонович, А.Я.Котлобай, А.А.Котлобай

О МОДЕРНИЗАЦИИ СТРУКТУРЫ МНОГОМОТОРНЫХ ПРИВОДОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Одной из тенденций развития дорожно-строительного машиностроения является создание мобильных, специализированных высокопроизводительных машин большой

единичной мощности, выполняющих за один проход комплекс технологических операций [1]. Эффективность работы такой машины напрямую зависит от числа рабочих органов, одновременно выполняющих технологические операции.

При невозможности объединения необходимого технологического оборудования в одной специализированной машине, комплект дополняют специализированные, либо универсальные технологические машины, выполняющие отдельные технологические операции. Такой путь приводит к увеличению числа машин в комплекте, нерациональному дублированию в комплекте ряда агрегатов, комплектуемых машины, ухудшению эксплуатационных показателей всего комплекта машин.

Возможности реализации объединения ряда активных и пассивных рабочих органов в одной мобильной машине ограничиваются технологической совместимостью, габаритами, системой отбора мощности силовой установки на привод оборудования.

В настоящее время системы отбора мощности развиваются по пути использования гидрообъемных приводов. Анализ структуры гидрообъемных приводов ходового и рабочего оборудования [2] позволяет выявить некоторые сложившиеся подходы при формировании структуры приводов:

- предпочтительно применение одной силовой установки независимо от числа рабочих органов;
- увеличивается количество насосов при увеличении числа рабочих органов;
- распределение мощности силовой установки по контурам объемного гидравлического привода осуществляется посредством согласующих редукторов, связывающих ведущие валы нескольких стандартных насосов с валом силовой установки;
- широко применяется распределение потока мощности гидромотора по контурам потребителей посредством механических передач.

Силовая установка реализуется, в основном, как моноагрегат, насосная установка практически всегда многоагрегатна. Такие подходы обусловлены существующей номенклатурой и конструктивным исполнением гидравлических агрегатов.

При увеличении количества насосов насосного агрегата, и уменьшении количества гидромоторов удельный вес механической части привода возрастает. Это отрицательно сказывается на габаритных возможностях машины по размещению технологического оборудования.

Существенным резервом рационализации систем отбора мощности силовой установки на привод оборудования является уменьшение удельного веса механических передач в кинематической цепи привода ходового и рабочего оборудования [3].

Такая задача может решаться по двум направлениям:

- создания многопоточных моноагрегатных насосных установок с модернизированной конструктивной схемой применяемых типов гидромашин;
- создания отдельных гидравлических агрегатов деления – суммирования потока рабочей жидкости насоса стандартной конструктивной схемы.

В настоящее время первое направление активно разрабатывается. Получают применение сдвоенные аксиально-поршневые насосы, скомпонованные по два в одном корпусе с параллельными валами, по два в блоке цилиндров на одном валу.

В рамках реализации первого направления в аксиально-поршневом насосе (рис. 1) [4] может быть применен опорно-распределительный диск 5 с двумя (и более) группами полукольцевых пазов 6, 7, ориентированных на разных диаметрах относительно оси насоса. Группа включает два паза, связанные с напорной и всасывающей магистралями. Каждые два, рядом расположенных цилиндра блока

цилиндров насоса связаны каналами 8, 9 с полукольцевыми пазами 6, 7 различных групп.

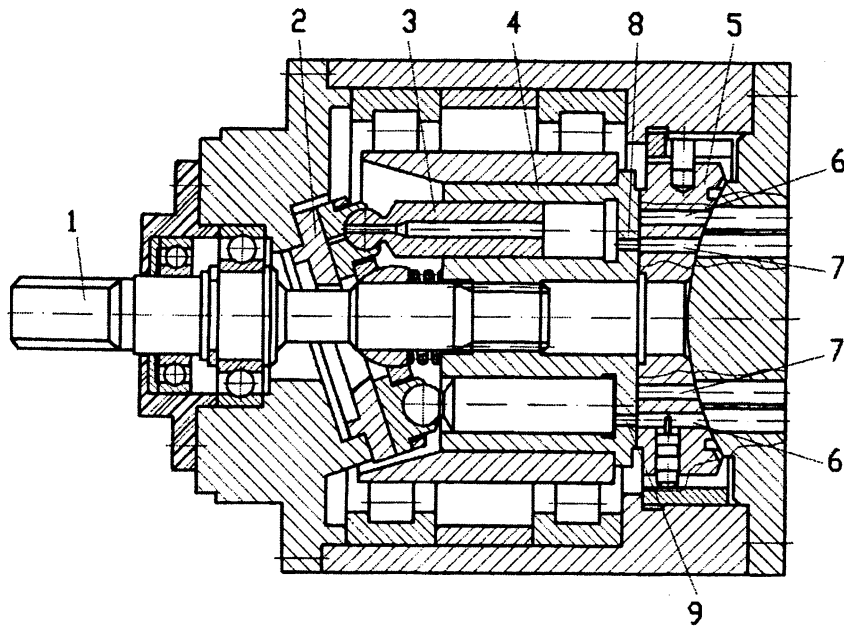


Рис. 1. Гидромашина с модернизированным опорно-распределительным диском:
1 – ведущий вал; 2 – наклонная шайба; 3 – поршень; 4 – блок цилиндров; 5 – опорно-распределительный диск; 6, 7 – полукольцевые пазы; 8, 9 – каналы

Пазы соединены с напорными и всасывающими магистралями гидросистемы. Возможны также технические решения аксиально-поршневой гидромашины с двумя и, принципиально, более рядами цилиндров, ориентированных на разных радиусах относительно оси гидромашины. При этом, рабочие полости каждого ряда соединены с одной, или двумя группами полукольцевых пазов.

При внедрении таких гидромашин отпадает необходимость в применении двух, и более насосов и редуктора привода. Это позволит создавать трехагрегатные и более гидрообъемные передачи в рамках существующих схем аксиально-поршневых гидромашин.

Потенциальные возможности данной конструктивной схемы по увеличению числа контуров ограничены. Это объясняется тем, что увеличение числа групп полукольцевых пазов повлечет за собой увеличение габаритов опорно-распределительного диска, сложности уплотнения полукольцевых пазов.

Для реализации многопоточной гидромашины более перспективной может оказаться конструктивная схема (рис. 2), позволяющая обеспечить число потоков, равное числу цилиндров гидромашины.

Аксиально-поршневая гидромашина включает установленный в подшипниках в корпусе гидромашины ведущий вал 1, блок цилиндров 2. Поршни 3 образуют рабочие полости 4.

Распределительное устройство выполнено в виде одного на каждый цилиндр двухпозиционного гидрораспределителя с золотником 5, взаимодействующим с кулачком 6, установленным на валу 1. Профиль кулачка 6 обеспечивает золотнику 5 две позиции. Золотник 5 подпружинен посредством пружины 7. Рабочие полости 4 соединены с каналами 8, 9.

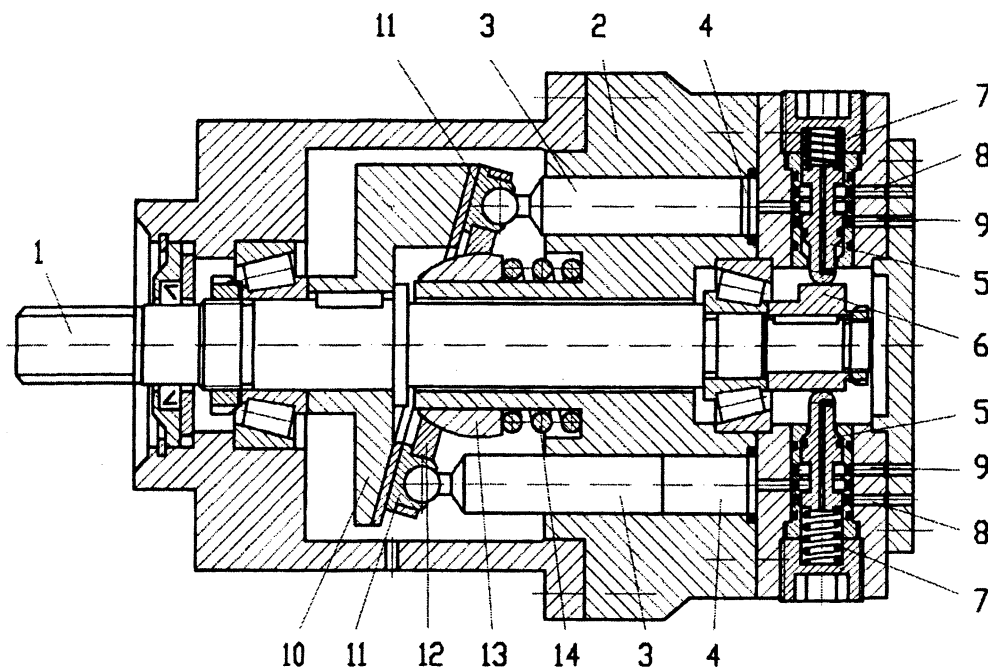


Рис. 2. Многопоточная гидромашина:

1 – ведущий вал; 2 – блок цилиндров; 3 – поршень; 4 – рабочая полость; 5 – золотник; 6 – кулачок; 7, 14 – пружина; 8, 9 – канал; 10 – наклонная шайба; 11 – башмак; 12 – прижимной диск; 13 – сферическая втулка

Поршни 3 прижимаются к поверхности шайбы 10, закрепленной наклонно на ведущем валу 1, с помощью бронзовых башмаков 11, завальцованных на их сферических головках, прижимного диска 12, сферической втулки 13 и пружины 14.

При вращении вала 1 с наклонной шайбой 10 поршни 3 совершают в блоке цилиндров 2 возвратно-поступательное движение, изменяя объемы рабочих полостей 4 цилиндров.

При выдвигании поршней 3 из блока цилиндров 2 объем рабочих полостей 4 увеличивается. Одновременно кулачок 6, ориентированный соответствующим образом относительно шайбы 10, переводит золотники 5 во вторую позицию, деформируя пружины 7. Рабочая жидкость из бака гидросистемы через каналы 8 поступает в рабочие полости 4.

При движении поршней 3 внутрь блока цилиндров 2 объем рабочих полостей 4 уменьшается. Кулачок 6 освобождает золотники 5, и пружины 7 возвращают их в первую позицию. Рабочая жидкость из полостей 4 поступает в напорные магистрали потребителей.

Уменьшение цикличности работы насоса может быть достигнуто объединением каналов цилиндров, расположенных диаметрально противоположно, применением известных специальных мероприятий.

Различие нагрузок в контурах потребителей аксиально-поршневого насоса не оказывает влияния на параметры расхода рабочей жидкости по контурам потребителей.

Предлагаемая конструктивная схема многопоточной аксиально-поршневой гидромашины обладает широкими возможностями по увеличению числа контуров потребителей.

В рамках реализации второго направления могут применяться объемные делители потока рабочей жидкости, обладающие рядом преимуществ по сравнению с дроссельными.

Наряду с объемным делением потока посредством применения блоков гидромашин, обеспечивающих одновременную подачу рабочей жидкости по контурам потребителей, возможно принципиальное техническое решение, состоящее в дискретной подаче фиксированных объемов рабочей жидкости последовательно по напорным магистралям потребителей. При таком техническом решении насос многомоторного привода работает каждый дискретный промежуток времени с контуром одного потребителя. Далее, насос последовательно подключается к контуру каждого потребителя гидросистемы. Нагрузочные режимы различных контуров не оказывают взаимного влияния.

Для реализации такого технического решения необходимо обеспечить дискретизацию потока жидкости, подаваемой насосом, на малые одинаковые объемы. Точность, достигаемая при дискретизации потока жидкости, определит точность деления потока по контурам потребителей.

Анализ работы возвратно-поступательных гидромашин показывает возможность использования их в качестве дозирующих систем, обеспечивающих объемное дозирование потока по напорным магистралям ряда потребителей.

Структура дозирующих систем может быть сформирована на основе модульного принципа, предполагающего увязку количества дозирующих модулей с числом контуров потребителей.

В качестве дозирующих модулей могут быть использованы одноцилиндровые возвратно-поступательные гидромашин. Плунжер дозирующего модуля образует две торцевые рабочие полости, каждая из которых циклически связана с напорной магистралью потребителя, и с источником давления, и баком, при использовании дозирующего модуля в режимах делителя и сумматора потоков. Цикл работы каждой рабочей полости дозирующего модуля состоит из двух тактов: наполнения из напорных магистралей источника давления (либо потребителя), и опорожнения в напорную магистраль потребителя (либо в бак гидросистемы).

Основным условием объединения дозирующих модулей в систему является наличие конструктивных элементов, обеспечивающих одинаковое (либо заданное) количество циклов работы дозирующих модулей, и стабильность расходных характеристик цикла всех дозирующих модулей.

В зависимости от структуры модульной дозирующей системы одинаковое количество циклов реализуется:

- при одновременном включении такта работы дозирующими модулями всех контуров потребителей;
- при заданной очередности включения такта работы каждого последующего дозирующего модуля по окончании такта работы предыдущего.

Стабильность расходных характеристик достигается надежным обеспечением крайнего положения плунжера по окончании такта работы.

При одновременном включении такта работы дозирующими модулями, очередность тактов работы определяется нагрузкой контуров потребителей. При заданной очередности включения, очередность тактов работы дозирующих модулей сохраняется независимо от нагрузки контуров потребителей.

Рассмотрим пример реализации модульной дозирующей системы. Модульная дозирующая система, представленная на рис. 3 позволяет работать модулям в режимах закачки и слива, изменять соотношение расходов жидкости по напорным магистралям потребителей.

Модульная дозирующая система (см. рис. 3) состоит из трех модулей 1, 2, 3, установленных в цепи гидролиний связи напорной магистрали источника давления 4 и бака 5 с напорными магистралями потребителей 6, 7, 8. Модули включают гидроцилиндры

дозирования 9, двухпозиционные гидрораспределители управления 10, переключатели режима 11, двухпозиционные гидрораспределители переключения 12.

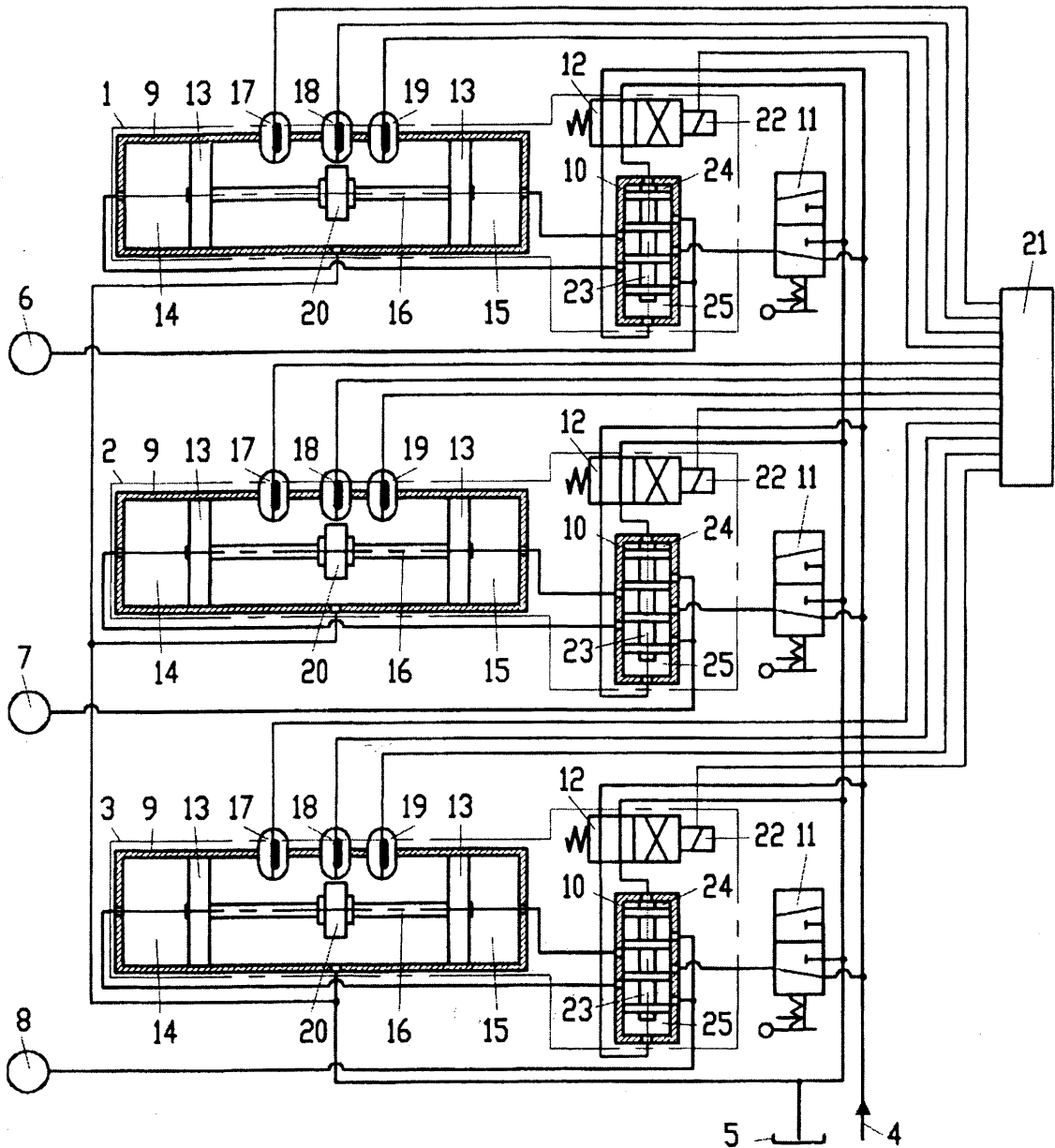


Рис. 3. Модульная дозирующая система:

1, 2, 3 – модуль; 4 – источник давления; 5 – бак; 6, 7, 8 – потребитель; 9 – гидроцилиндр дозирования; 10 – гидрораспределитель управления; 11 – переключатель режима; 12 – гидрораспределитель переключения; 13 – поршень; 14, 15 – рабочие полости; 16 – штанга; 17, 18, 19 – геркон; 20 – магнит; 21 – блок управления; 22 – электромагнит; 23 – плунжер; 24, 25 – управляющие полости

Два поршня 13 каждого гидроцилиндра дозирования 9 образуют две рабочие 14, 15, и дренажную полости. Поршни 13 соединены между собой попарно штангами 16.

На корпусах гидроцилиндров дозирования 9 установлены по три геркона 17, 18, 19, взаимодействующих в крайних и промежуточных позициях поршней 13 с магнитными полями магнитов 20, закрепленных на штангах 16. Сигналы герконов 17, 18, 19

поступают в блок управления 21, обеспечивающий электропитание катушек электромагнитов 22 двухпозиционных гидрораспределителей переключения 12.

Гидрораспределители управления 10 выполнены с плунжерами 23, образующими торцевые управляющие полости 24, 25, связанные через двухпозиционные гидрораспределители переключения 12 с напорной магистралью источника давления 4 и баком 5.

Рабочие полости 14, 15 гидроцилиндров дозирования 9 связаны через гидрораспределители управления 10 с напорными магистралями потребителей 6, 7, 8, и через переключатели режима 11 с напорной магистралью источника давления 4 и баком 5.

Для работы устройства в режиме «Деление потока» всех модулей 1, 2, 3 переключатели режима 12 переводятся в первую позицию. При обесточенных обмотках катушек электромагнитов плунжеры 23 гидрораспределителей управления 10 переводятся в первую позицию (на чертеже верхнюю).

Жидкость поступает в рабочие полости 15, а из полостей 14 – в напорные магистрали потребителей 6, 7, 8.

Модульная дозирующая система в предлагаемом исполнении позволяет обеспечить три уровня объемов рабочей жидкости, подаваемой гидроцилиндром дозирования за один ход поршня. Объем жидкости пропорционален ходу поршня. При постоянном расходе рабочей жидкости в напорной магистрали источника давления 4, задавая необходимый алгоритм работы блока управления 21, можно получить различные соотношения расходов рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей 6, 7, 8.

Максимальный ход поршней 13 (максимальный расход рабочей жидкости по контуру данного потребителя) достигается при выключении геркона 18.

При достижении поршнями 13 крайнего положения (на чертеже левого) электромагниты 20 входят в зону герконов 17. При получении блоком управления 21 сигналов от герконов 17 всех гидроцилиндров дозирования 9, подается питание на обмотки электромагнитов 22, и гидрораспределители переключения 12 переводятся во вторую позицию. Жидкость поступает в торцевые управляющие полости 24, а полости 25 соединяются со сливом в бак 5. Плунжеры 23 переводятся во вторую позицию (на чертеже нижнюю).

Жидкость поступает в рабочие полости 14, а из полостей 15 – в напорные магистрали потребителей 6, 7, 8.

При крайнем положении поршней 13 (на чертеже правом) герконы 19 замыкаются, а герконы 17 размыкаются. Блок управления 21 обесточивает катушки электромагнитов 22, и гидрораспределители переключения 12 возвращаются в первую позицию. Плунжеры 23 переводятся в первую позицию (на чертеже верхнюю).

При разном давлении в напорных магистралях потребителей поршни 13 гидроцилиндров дозирования 9 разных модулей перемещаются поочередно. Блок управления 21 не меняет режим питания обмоток электромагнитов 22, пока поршни всех гидроцилиндров дозирования не займут крайнее однозначное положение.

Для работы модульной дозирующей системы в режиме «Суммирование потоков» переключатели режима 11 переводятся во вторую позицию.

Блок управления 21 меняет алгоритм работы: при положении магнита 20 в зоне срабатывания геркона 17 питание катушек электромагнитов 22 выключается, а при положении магнита 20 в зоне срабатывания геркона 19 – питание катушек электромагнитов 22 включается.

Жидкость из напорных магистралей потребителей 6, 7, 8 поступает в рабочие полости 14 гидроцилиндров дозирования 9, а из полостей 15 – на слив в бак 5.

При крайнем положении поршней 13 (на чертеже правом) подается питание на обмотки электромагнитов 22, гидрораспределители переключения 12, и плунжеры 23 переводятся во вторую позицию.

Жидкость из напорных магистралей потребителей 6, 7, 8 поступает в рабочие полости 15, а из полостей 14 – на слив в бак 5.

При крайнем положении поршней 13 (на чертеже левом) плунжеры 23 возвращаются в первую позицию (на чертеже верхнюю).

При необходимости деления на потоки с разными расходами, и суммирования потоков с разными расходами изменяются хода поршней гидроцилиндров дозирования посредством активизации герконов 18, и выключения одного из герконов 17, 19.

Также, для создания режимов работы модульной дозирующей системы с различными расходами рабочей жидкости по контурам потребителей возможно изменение частоты включения электромагнитов 22 различных модулей 1, 2, 3.

Модульная дозирующая система обеспечивает режим работы, при котором часть модулей работает в режиме закачки рабочей жидкости в напорные магистрали потребителей, а часть – в режиме слива жидкости из контуров потребителей.

Например, для работы модулей 1, 3 в режиме «Деления потока», а модуля 2 – в режиме слива, переключатели режима 11 модулей 1, 3 переводятся в первую позицию, а переключатель режима 11 модуля 2 – во вторую.

Модульные дозирующие системы позволяют реализовать многомоторный гидравлический привод ходового и рабочего оборудования мобильных строительных, дорожных и сельскохозяйственных машин. Построение структуры модульных дозирующих систем обеспечивает:

- независимость работы контуров потребителей при дискретно синхронном расходе рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей;
- возможность модульного изменения числа контуров потребителей в соответствии с потребностями реализуемого гидропривода;
- возможность дискретно синхронной подачи рабочей жидкости в напорные магистрали ряда контуров потребителей модульной дозирующей системы, и одновременного слива рабочей жидкости из напорных магистралей остальных потребителей, а также возможность выключения контуров потребителей;
- возможность ступенчатого регулирования расхода рабочей жидкости между контурами потребителей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дорожно-строительные машины: [Учебник для специальности «Строительство дорог и транспортных объектов» вузов]/ Вавилов А.В., Леонович И.И., Максименко А.Н., Шкрадюк Л.С., Щемелев А.М.; Под общ. ред. Щемелева А.М. – Мн.: УП «Технопринт», 2000 – 515 с.;
2. Петров В.Аю Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 248 с.;
3. Скойбеда А.Т. и др. Детали машин и основы конструирования: Учеб./ А.Т.Скойбеда, А.В.Кузьмин, Н.Н.Макейчик; Под общ. Ред. А.Т.Скойбеда. – Мн.: Выш. Шк., 2000. – 584 с.;
4. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашин и передачи: Учеб. Пособие для вузов/ А.Ф.Андреев, Л.В.Барташевич, Н.В.Богдан и др.; Под ред. В.В.Гуськова. – Мн.: Выш. Шк., 1987. – 310 с.