

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ К ПАТЕНТУ

(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ

(19) ВУ (11) 18365

(13) С1

(46) 2014.06.30

(51) МПК

F 04B 1/12 (2006.01)

(54)

АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВАЯ ГИДРОМАШИНА

(21) Номер заявки: а 20111501

(22) 2011.11.11

(43) 2013.06.30

(71) Заявитель: Белорусский национальный технический университет (ВУ)

(72) Авторы: Котлобай Анатолий Яковлевич; Котлобай Андрей Анатольевич (ВУ)

(73) Патентообладатель: Белорусский национальный технический университет (ВУ)

(56) Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашины и передачи. - М.: Вышэйшая школа, 1987. - С. 102-104.

ВУ 10267 С1, 2008.

RU 66448 U1, 2007.

RU 63473 U1, 2007.

SU 1687849 A1, 1991.

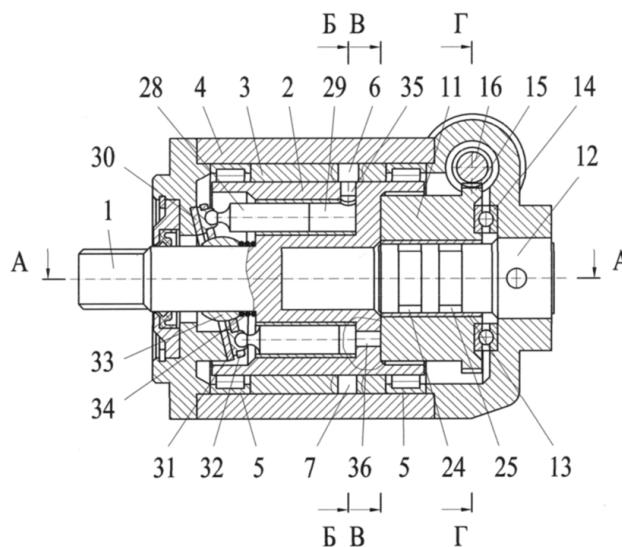
RU 2232290 С1, 2004.

EP 1452733 В1, 2004.

US 3954353, 1976.

(57)

Аксиально-поршневая гидромашина, содержащая корпус, в котором установлен с возможностью вращения приводной вал, выполненный заодно с блоком цилиндров, поршни которого взаимодействуют с наклонной шайбой; всасывающий и напорный каналы; опорно-распределительный диск с полукольцевыми каналами, один из которых связывает рабочие полости цилиндров с всасывающим, а другой - с напорным каналами, отличающаяся тем, что включает закрепленную неподвижно в корпусе распределительную втулку, в которой установлен блок цилиндров и выполнены два полукольцевых паза, один из которых соединен с всасывающим, а другой - с напорным каналами, опорно-распределительный диск установлен в подшипниковом узле корпуса с возможностью поворота в нем на угол 180° посредством автономного двигателя, вал которого связан



Фиг. 1

ВУ 18365 С1 2014.06.30

с червячной передачей, содержащей червяк, взаимодействующий с червячным колесом, выполненным на опорно-распределительном диске, при этом рабочие полости рядом расположенных цилиндров связаны радиальными и продольными каналами с полукольцевыми пазами распределительной втулки и опорно-распределительного диска.

Изобретение относится к гидромашиностроению и может быть использовано в объемном гидроприводе ходового и технологического оборудования технологических машин.

Известна аксиально-поршневая гидромашина, содержащая корпус, в котором установлен с возможностью вращения приводной вал, выполненный заодно с блоком цилиндров, поршни которого взаимодействуют с наклонной шайбой; всасывающий и напорный каналы; опорно-распределительный диск с полукольцевыми каналами, один из которых связывает рабочие полости цилиндров с всасывающим, а другой - с напорными каналами [1].

Известная гидромашина обладает рядом положительных качеств: высокое рабочее давление, быстроходность, компактность, малые габаритные размеры и масса, высокие значения объемного и общего КПД и т.д.

Недостатком известной аксиально-поршневой гидромашин являются ограниченные функциональные возможности.

Ограниченные функциональные возможности объясняются тем, что известная гидромашина, выполненная по предложенной конструктивной схеме, не обеспечена механизмом регулирования подачи рабочей жидкости при работе в режиме насоса и не имеет регулирования частоты вращения выходного звена при работе в режиме гидромотора. Известный способ регулирования подачи рабочей жидкости аксиально-поршневой гидромашин, состоящий в изменении хода поршней качающего узла посредством изменения угла наклона шайбы, имеет ограничение давления в гидравлическом контуре системы управления, требует наличия мощных гидравлических систем приводов механизма поворота шайбы гидромашин и не обеспечивает эффективной работы механизма управления насосом при высоких нагрузках. Это снижает надежность работы аксиально-поршневой гидромашин.

Задачей изобретения является расширение функциональных возможностей и повышение надежности работы аксиально-поршневой гидромашин.

Решение поставленной задачи достигается тем, что аксиально-поршневая гидромашина, содержащая корпус, в котором установлен с возможностью вращения приводной вал, выполненный заодно с блоком цилиндров, поршни которого взаимодействуют с наклонной шайбой; всасывающий и напорный каналы; опорно-распределительный диск с полукольцевыми каналами, один из которых связывает рабочие полости цилиндров с всасывающим, а другой - с напорными каналами, включает закрепленную неподвижно в корпусе распределительную втулку, в которой установлен блок цилиндров и выполнены два полукольцевых паза, один из которых соединен с всасывающим, а другой - с напорными каналами, опорно-распределительный диск установлен в подшипниковом узле корпуса с возможностью поворота в нем на угол 180° посредством автономного двигателя, вал которого связан с червячной передачей, содержащей червяк, взаимодействующий с червячным колесом, выполненным на опорно-распределительном диске, при этом рабочие полости рядом расположенных цилиндров связаны радиальными и продольными каналами с полукольцевыми пазами распределительной втулки и опорно-распределительного диска.

Существенные отличительные признаки предлагаемого технического решения расширяют функциональные возможности за счет плавного изменения подачи рабочей жидкости при работе гидромашин в режиме насоса и плавного изменения частоты вращения вала при работе гидромашин в режиме гидромотора. Также существенные отличительные признаки предлагаемого технического решения увеличивают надежность работы аксиально-поршневой гидромашин за счет применения более рационального способа регулирова-

BY 18365 C1 2014.06.30

ния параметров подачи рабочей жидкости, исключая необходимость проведения энергоемких операций по изменению рабочего хода поршней.

На фиг. 1 представлен продольный разрез аксиально-поршневой гидромашины; на фиг. 2 - разрез А-А на фиг. 1; на фиг. 3 - разрез Б-Б на фиг. 1; на фиг. 4 - разрез В-В на фиг. 1; на фиг. 5 - разрез Г-Г на фиг. 1.

Аксиально-поршневая гидромашина включает приводной вал 1, выполненный заодно с блоком цилиндров 2, установленным с возможностью вращения в распределительной втулке 3 корпуса 4 гидромашины. Блок цилиндров 2 установлен в подшипниковых узлах 5 корпуса 4. Распределительная втулка 3 оснащена полукольцевыми пазми 6, 7, соединенными с всасывающим 8 и напорным 9 каналами гидромашины посредством трубопроводов 10.

Блок цилиндров 2 опирается торцевой поверхностью на опорно-распределительный диск 11, установленный с возможностью поворота относительно оси гидромашины на угол 0-180° в подшипниковом узле, состоящем из радиального подшипника скольжения, включающего шип 12, запрессованный в крышку корпуса 4, и втулку 13, и упорного подшипника качения 14. Опорно-распределительный диск 11 выполнен с червячным колесом 15. Поворот червячного колеса 15 и опорно-распределительного диска 11 относительно оси гидромашины осуществляется червяком 16, установленным в подшипниковых узлах крышки корпуса 4 и приводимым во вращение от вала автономного двигателя 17. Опорно-распределительный диск 11 оснащен полукольцевыми пазми 18, 19, связанными каналами 20, 21, 22, 23 с кольцевыми канавками 24, 25, образованными на поверхности шипа 12. Кольцевые канавки 24, 25 связаны каналами 26, 27 в шипе 12 с всасывающим 8 и напорным 9 каналами гидромашины.

Аксиально-поршневая гидромашина оснащена поршнями 28, образующими рабочие полости 29. Поршни 28 прижимаются к поверхности наклонной шайбы 30 с помощью бронзовых башмаков 31, завальцованных на их сферических головках, прижимного диска 32, сферической втулки 33 и пружины 34. Рабочие полости 29 рядом расположенных цилиндров блока 2 связаны радиальными 35 и продольными 36 каналами с полукольцевыми пазми 6, 7 распределительной втулки 3 и 18, 19 опорно-распределительного диска 11.

Аксиально-поршневая гидромашина работает следующим образом.

При работе аксиально-поршневой гидромашины в режиме насоса приводной вал 1 вращается от двигателя (не показан) и приводит во вращение блок цилиндров 2 с поршнями 28. Блок цилиндров 2 вращается в игольчатых подшипниках качения 5, установленных в корпусе 4. Установка блока цилиндров 2 в подшипниках качения 5 обеспечивает гарантированное сопряжение поверхностей блока цилиндров 2 и распределительной втулки 3 с заданными параметрами, определяющими величину рабочего давления жидкости, реализуемого аксиально-поршневой гидромашинной. При вращении блока цилиндров 2 поршни 28 прижимаются к поверхности наклонной шайбы 30 с помощью бронзовых башмаков 31, завальцованных на их сферических головках, прижимного диска 32, сферической втулки 33 и пружины 34 и совершают возвратно-поступательное движение в блоке цилиндров 2.

При выдвигании поршней 28 из блока цилиндров 2 объем рабочей полости 29 каждого цилиндра увеличивается. Жидкость через каналы 8, 26, кольцевую канавку 24, каналы 21, 20 и трубопровод 10 поступает в полости полукольцевых пазов 18, 6 и через каналы 36, 35 в рабочие полости 29 блока цилиндров 2. При движении поршней 28 внутрь блока цилиндров 2 рабочая жидкость через каналы 36, 35 поступает в полости полукольцевых пазов 19, 7 и через каналы 22, 23, кольцевую канавку 25, каналы 27, 9 и трубопровод 10 в напорную магистраль потребителя.

Конструктивная схема предлагаемой гидромашины обеспечивает возможность регулирования подачи рабочей жидкости без применения сложного и энергоемкого механизма изменения угла наклона шайбы 30.

Положение опорно-распределительного диска 11 относительно оси гидромашины задает положение полукольцевых пазов 18, 19. Так, полость полукольцевого паза 18 всегда связана через каналы 20, 21, кольцевую канавку 24, канал 26 с каналом 8 и при работе

ВУ 18365 С1 2014.06.30

гидромашины в режиме насоса с баком гидросистемы. Аналогично, полость полукольцевого паза 19 всегда связана через каналы 22, 23, кольцевую канавку 25, канал 27 с каналом 9 и при работе гидромашины в режиме насоса с напорной магистралью потребителя. В исходном положении опорно-распределительного диска 11, при котором, например, полукольцевые пазы 6, 7 и 18, 19 одинаково ориентированы относительно положения наклонной шайбы 30, рабочие полости 29 всех цилиндров блока 2 соединяются через канал 8 с баком гидросистемы при увеличении объема рабочей полости 29, а через канал 9 - с напорной магистралью потребителя при уменьшении объема рабочей полости 29. Подача рабочей жидкости при работе гидромашины в режиме насоса максимальная. При повороте опорно-распределительного диска 11 на угол 180° посредством двигателя 17 и червячной передачи 16, 15 полукольцевые пазы 6, 7 и 18, 19 ориентированы относительно положения наклонной шайбы 30 со сдвигом фаз на 180° . При этом при увеличении объема рабочих полостей 29 рабочие полости 29 половины цилиндров блока 2 связаны через полукольцевой паз 6, трубопровод 10, канал 8 с баком гидросистемы, а рабочие полости 29 половины цилиндров блока 2 связаны через полукольцевой паз 19, каналы 22, 23, кольцевую канавку 25, каналы 27, 9 с напорной магистралью потребителя. То есть половина цилиндров блока 2 всасывает рабочую жидкость из бака гидросистемы, а половина - из напорной магистрали потребителя. При уменьшении объема рабочих полостей 29 рабочие полости 29 половины цилиндров блока 2 связаны через полукольцевой паз 7, трубопровод 10, канал 9 с напорной магистралью потребителя, а рабочие полости 29 половины цилиндров блока 2 связаны через полукольцевой паз 18, каналы 20, 21, кольцевую канавку 24, каналы 26, 8 с баком гидросистемы. То есть половина цилиндров блока 2 нагнетает рабочую жидкость в напорную магистраль потребителя, а половина - в бак гидросистемы. Подача рабочей жидкости при работе гидромашины в режиме насоса нулевая. Изменяя фазовый угол полукольцевых пазов 6, 7 относительно полукольцевых пазов 18, 19, добиваемся необходимой подачи рабочей жидкости в режиме насоса от нулевого до максимального либо от максимального до нулевого значений.

Предлагаемый способ регулирования подачи рабочей жидкости насоса является менее энергоемким, чем известный способ изменения угла наклона шайбы. Это объясняется тем, что при известном способе изменения угла наклона шайбы необходимо преодолеть суммарное усилие сопротивления всех поршней на такте нагнетания, например P , определяемое давлением в рабочей полости 29, а при предлагаемом способе усилие P_f (f - коэффициент трения при повороте опорно-распределительного диска 11). При жидкостном трении $f < 1$ окружное усилие на зубчатом венце опорно-распределительного диска 11 меньше усилия P_f с учетом соотношения радиусов приложения нагрузок. Соответственно, момент сопротивления повороту червяка 16, определяемый с учетом передаточного отношения червячной пары механизма управления поворотом опорно-распределительного диска 11, невелик, что потребует применения относительно маломощного двигателя (электродвигателя), существенно понижающего энергоемкость привода управления. Червячная передача является самотормозящейся, что обеспечивает надежную фиксацию положения опорно-распределительного диска 11 при работе гидромашины. Применение электродвигателей управления обеспечивает большие потенциальные возможности автоматизации системы управления. Предлагаемый способ регулирования подачи насоса позволяет применять аппаратуру управления малых габаритов с низкими нагрузками.

Возможности регулирования подачи рабочей жидкости насоса без изменения угла наклона шайбы расширяют функциональные возможности аксиально-поршневой гидромашины, повышают надежность работы.

При использовании гидромашины предлагаемой конструктивной схемы в режиме гидромотора исходным является положение, при котором частота вращения гидромотора минимальная. Положение опорно-распределительного диска 11 обеспечивает одинаковую ориентацию полукольцевых пазов 6, 7 и 18, 19 относительно положения наклонной шайбы

ВУ 18365 С1 2014.06.30

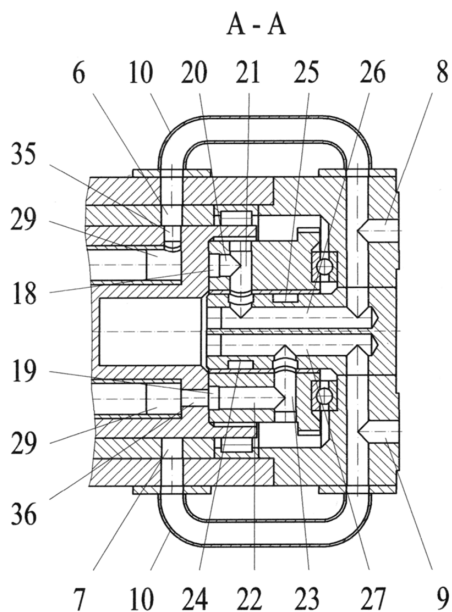
30. Рабочая жидкость от источника давления (не показан) подается через каналы 9, 27, 23, 22, трубопровод 10 в полости полукольцевых пазов 19, 7 и по каналам 36, 35 в рабочие полости 29. Усилия в контакте башмака 31 каждого поршня 28 с шайбой 30 поворачивают блок цилиндров 2 относительно оси, реализуя на валу 1 крутящий момент. При уменьшении объемов рабочих полостей 29 жидкость по каналам 35, 36 поступает в полости полукольцевых пазов 6, 18, откуда по трубопроводу 10 и каналам 20, 21, 26, 8 в бак гидросистемы. В этом положении опорно-распределительного диска 11 суммарное усилие, поворачивающее блок цилиндров 2, создается половиной поршней блока, момент, реализуемый на валу 1, максимальный.

При повороте опорно-распределительного диска 11 посредством двигателя 17 привода червячной передачи 16, 15 суммарное усилие, поворачивающее блок цилиндров 2 относительно оси, уменьшается. Частота вращения вала 1 увеличивается. При приближении положения опорно-распределительного диска 11 к положению, при котором полукольцевые пазы 6, 7 и 18, 19 находятся в противофазе относительно положения наклонной шайбы 30, суммарное усилие, поворачивающее блок цилиндров 2 и вал 1, минимальное и не превышает сил трения в механизмах гидромашины. КПД снижается, и вал 1 гидромашины останавливается.

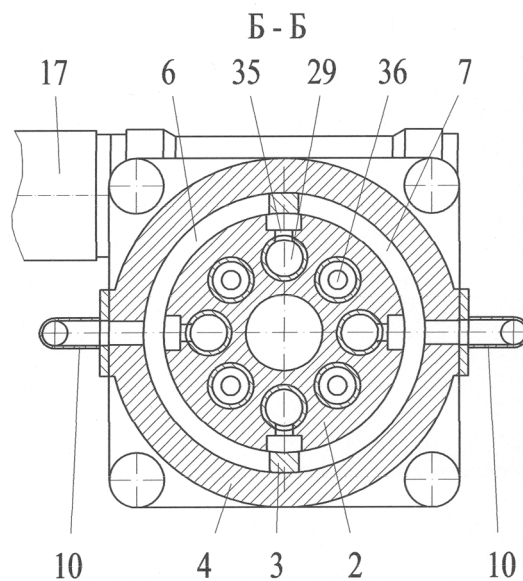
Таким образом, предлагаемое техническое решение расширяет функциональные возможности аксиально-поршневой гидромашины за счет регулирования подачи рабочей жидкости насоса без изменения угла наклона шайбы. Применение малоэнергоемкой системы управления гидромашиной повышает надежность работы.

Источники информации:

1. Андреев А.Ф., Барташевич Л.В., Богдан Н.В. и др. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашины и передачи: Учеб. пособие для вузов / Под ред. В.В.Гуськова. - Минск: Выш. шк., 1987. - С. 102-104, рис. 5. 4.

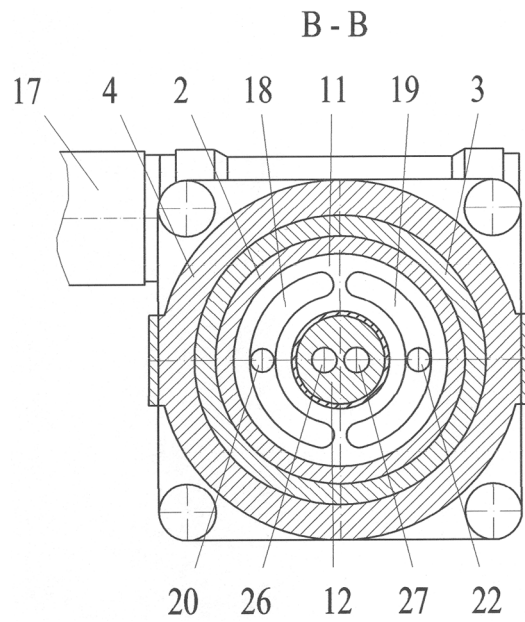


Фиг. 2

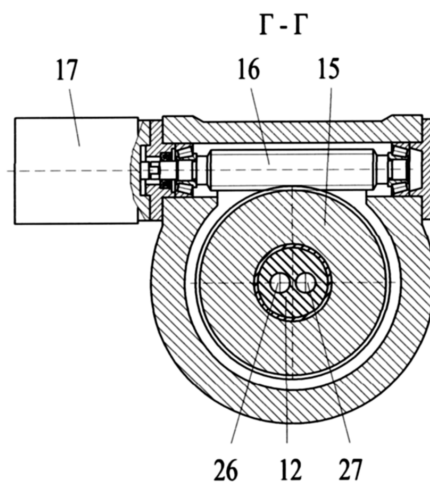


Фиг. 3

BY 18365 C1 2014.06.30



Фиг. 4



Фиг. 5