

ОПИСАНИЕ ПОЛЕЗНОЙ МОДЕЛИ К ПАТЕНТУ

(12)

РЕСПУБЛИКА БЕЛАРУСЬ



НАЦИОНАЛЬНЫЙ ЦЕНТР
ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОЙ
СОБСТВЕННОСТИ

(19) ВУ (11) 3040

(13) U

(46) 2006.10.30

(51)⁷ F 15B 11/22

(54) ДВУХПОТОЧНЫЙ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВОЙ НАСОС

(21) Номер заявки: u 20060171

(22) 2006.03.20

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

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

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

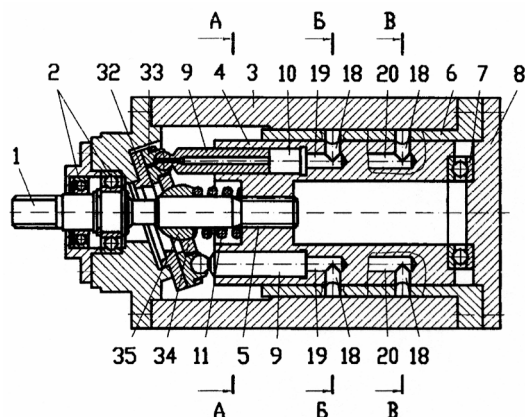
(57)

Двухпоточный аксиально-поршневой насос, содержащий установленные в подшипниковых узлах в корпусе насоса ведущий вал, и связанный с ним блок цилиндров, поршни, взаимодействующие с наклонной шайбой гидромашины, и образующие рабочие полости, связанные каналами в блоке цилиндров с полостями двух групп пазов гидрораспределителя, соединенными каналами в крышке корпуса с баком гидросистемы и напорными магистралями двух потребителей, отличающийся тем, что блок цилиндров установлен по наружной образующей поверхности в подшипнике скольжения корпуса гидромашины и опирается на упорный подшипник качения, каждая группа пазов включает три паза, один полукольцевой и два секторных, выполненных на образующей поверхности подшипника скольжения, полости пазов связаны радиальными каналами на образующей поверхности, и продольными каналами блока цилиндров с рабочими полостями цилиндров блока, полость полукольцевого паза группы связана с баком гидросистемы, полость каждого секторного паза группы связана через четырехпозиционный гидрораспределитель с напорной магистралью потребителя и баком гидросистемы.

(56)

1. Петров В.А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. - М: Машиностроение, 1988. - 248 с. С. 65, рис. 21.

2. Котлобай А.Я., Котлобай А.А. Аксиально-поршневая гидромашина. - Патент РБ 1543U, МПК F 15B 11/22 // АБ № 3 (42). - 2004.



Фиг. 1

ВУ 3040 U 2006.10.30

ВУ 3040 U 2006.10.30

Полезная модель относится к гидромашиностроению и может быть использована в объемном гидроприводе машин для синхронизации перемещения исполнительных органов.

Известен сдвоенный аксиально-поршневой насос, содержащий установленные в подшипниковых узлах в корпусе гидромашинны два кинематически связанных приводных вала, и блоков цилиндров, поршни, совершающие возвратно-поступательное движение, образуют рабочие полости, связанные каналами в блоках цилиндров с полостями полукольцевых пазов двух опорно-распределительных дисков, связанных с баком гидросистемы и напорными магистралями двух потребителей [1].

Известный насос обладает рядом положительных качеств: высокое рабочее давление; быстроходность; компактность, малые габаритные размеры и масса; высокие значения объемного и общего КПД и т.д. Насос обеспечивает два независимых потока рабочей жидкости, позволяя синхронное перемещение рабочих органов.

Недостатком известного насоса является высокая сложность и материалоемкость. Это объясняется тем, что насос имеет два вала, связанных зубчатой передачей, два блока цилиндров, два гидрораспределителя.

Известен двухпоточный аксиально-поршневой насос, содержащий установленные в подшипниковых узлах в корпусе гидромашинны ведущий вал и связанный с ним блок цилиндров, поршни, взаимодействующие с наклонной шайбой гидромашинны, и образующие рабочие полости, связанные каналами в блоке цилиндров с полостями двух групп пазов гидрораспределителя, соединенными каналами в крышке корпуса с баком гидросистемы и напорными магистралями двух потребителей [2].

Известный двухпоточный аксиально-поршневой насос незначительно отличается по сложности и металлоемкости от однопоточного насоса, что обеспечивает повышение эффективности его применения.

Недостатком известного насоса данной конструктивной схемы являются ограниченные функциональные возможности. Это объясняется тем, что насос обеспечивает постоянные характеристики расхода рабочей жидкости по напорным магистралям потребителей. Изменение характеристик расхода осуществляется посредством установки в напорных магистралях дросселей и слива части рабочей жидкости в бак гидросистемы. Дроссельное регулирование снижает общий КПД гидромашинны.

Недостатком известного насоса данной конструктивной схемы является также низкая надежность работы. Это объясняется тем, что при работе аксиально-поршневого насоса с высокими нагрузками в рабочих полостях гидромашинны увеличивается давление рабочей жидкости, приводящее к увеличению перетечек рабочей жидкости в зоне сопряжения: блок цилиндров - опорно-распределительный диск. Объемный КПД гидромашинны уменьшается.

Задачей, решаемой полезной моделью, является расширение функциональных возможностей и увеличение надежности работы аксиально-поршневого гидромашинны.

Решение поставленной задачи достигается тем, что в двухпоточном аксиально-поршневом насосе, содержащем установленные в подшипниковых узлах в корпусе насоса ведущий вал, и связанный с ним блок цилиндров, поршни, взаимодействующие с наклонной шайбой гидромашинны, и образующие рабочие полости, связанные каналами в блоке цилиндров с полостями двух групп пазов гидрораспределителя, соединенными каналами в крышке корпуса с баком гидросистемы и напорными магистралями двух потребителей, блок цилиндров установлен по наружной образующей поверхности в подшипнике скольжения корпуса гидромашинны и опирается на упорный подшипник качения, каждая группа пазов включает три паза, один полукольцевой и два секторных, выполненных на образующей поверхности подшипника скольжения, полости пазов связаны радиальными каналами на образующей поверхности, и продольными каналами блока цилиндров с рабочими полостями цилиндров блока, полость полукольцевого паза группы связана с баком гидро-

ВУ 3040 U 2006.10.30

системы, полость каждого секторного паза группы связана через четырехпозиционный гидрораспределитель с напорной магистралью потребителя и баком гидросистемы.

Существенные отличительные признаки предлагаемого технического решения обеспечивают расширение функциональных возможностей двухпоточного аксиально-поршневого насоса за счет ступенчатого регулирования характеристик расхода рабочей жидкости без снижения общего КПД гидромашин. Также существенные отличительные признаки предлагаемого технического решения обеспечивают увеличение надежности работы насоса при высоких нагрузках за счет эффективного уплотнения сопрягаемых поверхностей блока цилиндров и подшипника скольжения, уменьшения перетечек из зоны высокого давления и увеличения объемного КПД гидромашин.

На фиг. 1 представлен поперечный разрез двухпоточного аксиально-поршневого насоса; 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.

Двухпоточный аксиально-поршневой насос включает ведущий вал 1, установленный в подшипниковом узле 2 корпуса 3 гидромашин, блок цилиндров 4, связанный посредством шлицевого соединения 5 с валом 1. Блок цилиндров 4 установлен по наружной образующей поверхности в подшипнике скольжения 6 корпуса 3 гидромашин и опирается на упорный подшипник качения 7, установленный на крышке 8 корпуса 3. Поршни 9 образуют рабочие полости 10. Блок цилиндров 4 пружиной 11 и давлением рабочей жидкости прижат к упорному подшипнику качения 7.

Группы пазов выполнены на образующей поверхности подшипника скольжения 6. У двухпоточного аксиально-поршневого насоса образованы две группы пазов: полукольцевых 12, 13; и секторных 14, 16, 15, 17. Рабочие полости 10, образуемые в блоке цилиндров 4 группами поршней 9 (по пять поршней в группе), связаны с полостями групп пазов 12, 14, 16 и 13, 15, 17 посредством радиальных каналов 18 на образующей поверхности, и продольных каналов 19, 20 блока цилиндров 4. Полости пазов 12, 13, 14, 15, 16, 17 связаны с каналами 21, 22, 23, 24, 25, 26 в корпусе 3 насоса.

Каналы 21, 22 связаны с баком 27 гидросистемы. Каналы 23, 25 и 24, 26 связаны с баком 27 и напорными магистралями 28, 29 потребителей через четырехпозиционные гидрораспределители 30, 31.

Поршни 9 прижимаются к поверхности установленного наклонно диска 32 с помощью бронзовых башмаков 33, завальцованных на их сферических головках, прижимного диска 34, сферической втулки 35 и пружины 11.

Двухпоточный аксиально-поршневой насос работает следующим образом.

При работе аксиально-поршневого насоса с двумя потоками рабочей жидкости вал 1 вращается от двигателя (не показан) и приводит во вращение блок цилиндров 4 посредством шлицевого соединения 5. Поршни 9 совершают возвратно-поступательное движение в блоке цилиндров 4.

При выдвигании поршней 9 из блока цилиндров 4 объем рабочих полостей 10 увеличивается. Рабочая жидкость из полостей полукольцевых пазов 12, 13, связанных через каналы 21, 22 с баком 27 гидросистемы, поступает через каналы 18, 19, 20 в рабочие полости 10 блока цилиндров 4.

При вращении вала 1 по часовой стрелке рабочая жидкость из полостей 10 цилиндров, образующих два потока, поступает сначала в полости секторных пазов 14, 15. При прохождении поршнями 9 части своего рабочего хода рабочая жидкость из полостей 10 поступает в полости секторных пазов 16, 17. Из полостей секторных пазов 14, 16, 15, 17 рабочая жидкость поступает через каналы 23, 25, 24, 26 корпуса 3 к гидрораспределителям 30, 31.

В первой позиции гидрораспределителей 30, 31 полости секторных пазов 14, 16 и 15, 17 соединены попарно между собой и напорными магистралями 28, 29 потребителей. Эффективный ход каждого поршня 9 равен его геометрическому значению. Двухпоточный акси-

ВУ 3040 U 2006.10.30

ально-поршневой насос обеспечивает максимальные расходы рабочей жидкости в напорные магистрали 28, 29 потребителей.

В положении гидрораспределителей 30, 31 во второй позиции полости секторных пазов 16, 17 соединяются со сливом в бак 27. При движении поршней 9 внутрь блока цилиндров 4 каналы 18 цилиндров двух потоков, взаимодействуя с полостями пазов 14, 15, подают рабочую жидкость в напорные магистрали 28, 29 потребителей. При дальнейшем повороте блока цилиндров 4 каналы 18, взаимодействуя с полостями пазов 16, 17, подают рабочую жидкость в бак 27. Центральный угол пазов 16, 17 меньше 90° . Поршни 9 часть хода в блоке цилиндров 4 возвращают рабочую жидкость в бак 27. Эффективный ход каждого поршня 9 меньше его геометрического значения. Двухпоточный аксиально-поршневой насос обеспечивает расход рабочей жидкости в напорные магистрали потребителей, отличный от максимального.

В положении гидрораспределителей 30, 31 в третьей позиции полости секторных пазов 14, 15 соединяются с баком 27. При движении поршней 9 внутрь блока цилиндров 4 каналы 18, взаимодействуя с полостями пазов 14, 15, подают рабочую жидкость в бак 27. Взаимодействуя с полостями пазов 16, 17, каналы 18 подают рабочую жидкость в напорные магистрали 28, 29 потребителей. Центральный угол пазов 14, 15 больше 90° . Поршни 9 большую часть хода в блоке цилиндров 4 возвращают рабочую жидкость в бак 27. Эффективный ход каждого поршня меньше его геометрического значения. Аксиально-поршневой насос обеспечивает минимальный расход рабочей жидкости в напорные магистрали 28, 29 потребителей.

В положении гидрораспределителей 30, 31 в четвертой позиции полости секторных пазов 14, 16 и 15, 17 соединяются со сливом в бак 27. Поршни 9 весь свой рабочий ход в блоке цилиндров 4 сливают рабочую жидкость в бак 27. Двухпоточный аксиально-поршневой насос имеет нулевую производительность по обоим потокам.

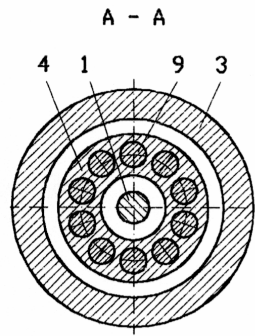
Регулирование параметров расхода рабочей жидкости насоса достигается за счет изменения эффективного рабочего хода каждого поршня без изменения его геометрического значения.

Двухпоточный аксиально-поршневой насос обеспечивает возможность получения потоков рабочей жидкости с различными параметрами расхода рабочей жидкости. Для этого гидрораспределители 30, 31 переводятся в различные позиции.

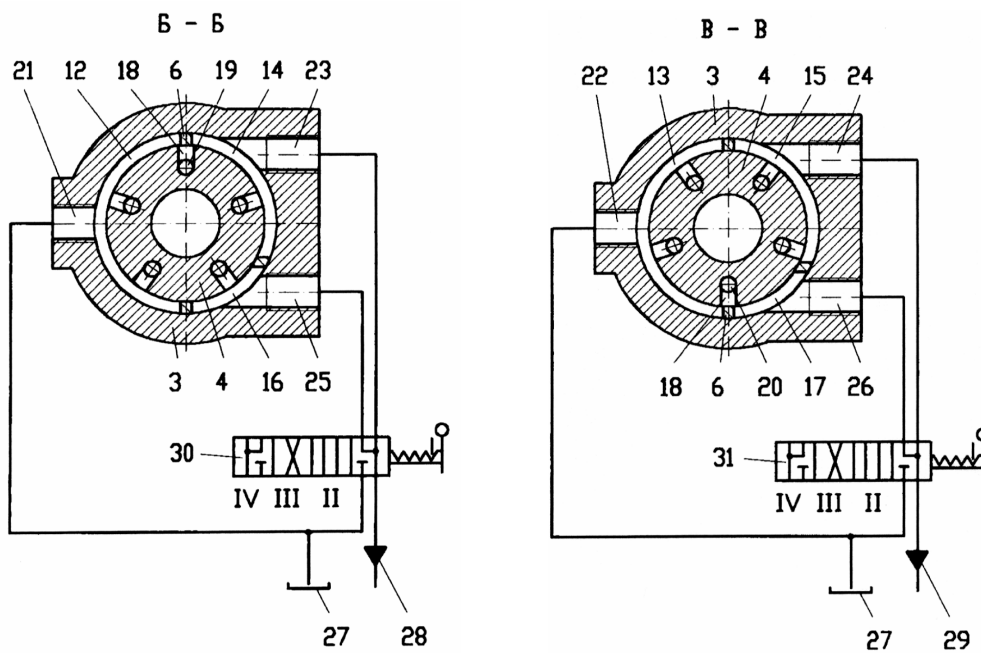
Установка блока цилиндров по наружной образующей поверхности в подшипнике скольжения позволит достигнуть необходимого уровня уплотнения известными технологическими приемами: повышением точности и качества изготовления сопрягаемых поверхностей, по реализации которых для обработки цилиндрических поверхностей накоплен значительный опыт. Это позволит увеличить давление рабочей жидкости в гидросистеме, увеличить надежность работы насоса при высоких нагрузках.

Таким образом, предлагаемое техническое решение обеспечивает расширение функциональных возможностей двухпоточного аксиально-поршневого насоса за счет ступенчатого регулирования характеристик расхода рабочей жидкости без снижения общего КПД гидромашины. Также обеспечивает увеличение надежности работы насоса при высоких нагрузках за счет эффективного уплотнения сопрягаемых поверхностей блока цилиндров и подшипника скольжения, уменьшения перетечек из зоны высокого давления и увеличения объемного КПД гидромашины.

BY 3040 U 2006.10.30



Фиг. 2



Фиг. 3

Фиг. 4