

ДВУХПОТОЧНЫЕ ШЕСТЕРЕННЫЕ НАСОСЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ МАШИН ИНЖЕНЕРНОГО ВООРУЖЕНИЯ

Котлобай А. Я., кандидат технических наук, доцент,
Журавлев В. В.,
Миронов Д. Н., кандидат технических наук, доцент
Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Республика Беларусь

Рационализация систем отбора мощности силовой установки на привод ходового оборудования погрузчиков с бортовым поворотом осуществляется в направлении применения гидравлических объемных приводов, на базе современных насосов регулируемого объема. В системах отбора мощности на привод технологического оборудования в машинах инженерного вооружения широкое применение получили насосы шестеренные. Как правило, многофункциональное технологическое оборудование требует наличия нескольких насосов шестеренных, привод которых обеспечивается раздаточными коробками, усложняющими моторно-трансмиссионный отсек базовой машины [1], [2]. Анализ показал, что насосы шестеренные обладают меньшими значениями удельной массы по сравнению с аксиально-поршневыми насосами [3], [4].

В рамках поиска направлений рационализации систем отбора мощности силовой установки на привод ходового машин инженерного вооружения, в том числе и роботизированных систем авторы рассмотрели возможность создания двухпоточных насосов шестеренных на базе шестеренного насоса постоянного объема и двух гидрораспределительных модулей [5], [6], [7]. При разработке основных концепций формирования гидрораспределительных модулей авторами предложен мало энергоемкий способ регулирования эквивалентного рабочего объема [8], [9]. Рассматриваются вопросы разработки многопоточных шестеренных насосов, обеспечивающих три, четыре независимых потока рабочей жидкости с возможностями изменения их параметров [10], [11].

Разработаны конструктивные схемы двухпоточного насоса шестеренного, обеспечивающего возможности изменения параметров двух эквивалентных объемов и реверсирования двух потоков рабочей жидкости. Рассмотрим вариант реализации двухпоточного насоса шестеренного на базе шестеренной насосной секции наружного зацепления (см. рисунок 1, 2).

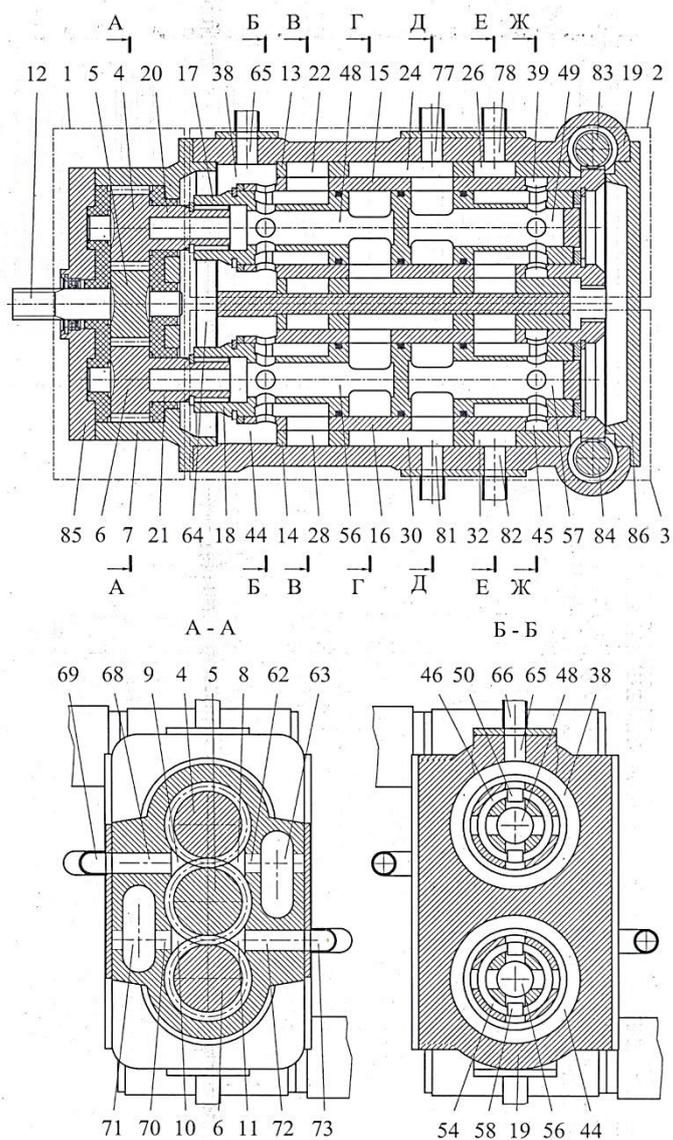


Рисунок 1 – Двухпоточный насос шестеренный на базе шестеренной насосной секции наружного зацепления и гидрораспределительных модулей

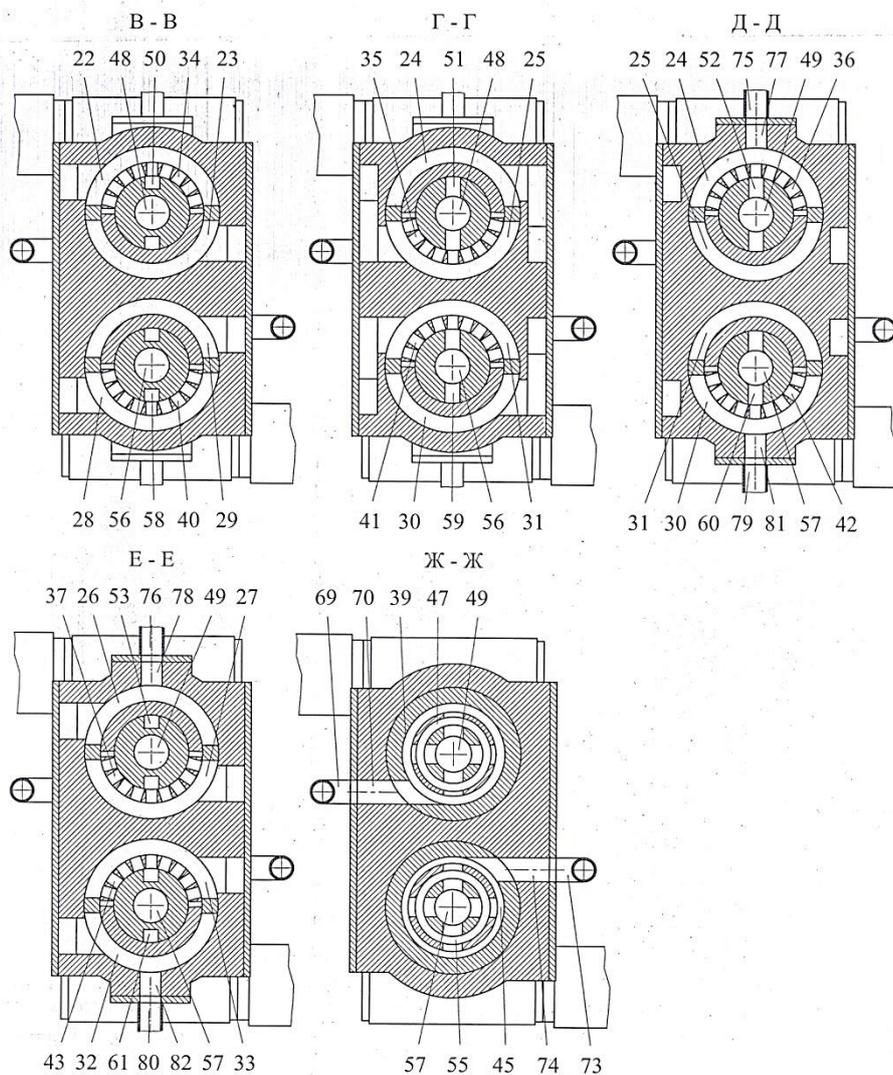


Рисунок 2 – Двухпоточный насос шестеренный на базе шестеренной насосной секции наружного зацепления и гидрораспределительных модулей (продолжение рисунка 1)

Насос шестеренный, состоит из шестеренной насосной секции 1, гидрораспределительного модуля 2, гидрораспределительного модуля 3.

Шестеренная насосная секция 1 выполнена двухпоточной, содержит шестерни 4, 5, 6 образуют в корпусе 7 два рабочих объема: первый рабочий объем сформирован всасывающей полостью 8 и напорной полостью 9, обеспечивает питание первого гидравлического закрытого контура (не показан), второй рабочий объем сформирован всасывающей полостью 10 и напорной полостью 11, обеспечивает питание второго гидравлического закрытого контура (не показан). Шестерня 5 выполнена заодно с приводным валом 12.

Гидрораспределительные модули 2, 3 включают неподвижные распределительные втулки 13, 14, подвижные распределительные втулки 15, 16, роторы 17, 18. Неподвижные распределительные втулки 13, 14 закреплены в корпусе 19. Подвижные распределительные втулки 15, 16 установлены с возможностью поворота на угол $0 \pm 180^\circ$. Роторы 17, 18 установлены по наружным образующим поверхностям в подвижных распределительных втулках 15, 16 и связаны с валами 20, 21, выполненными заодно с шестернями 4, 6.

На цилиндрической поверхности неподвижной распределительной втулки 13 образованы шесть сегментных пазов 22, 23, 24, 25, 26, 27 с центральными углами, составляющими $\approx 180^\circ$. Полости сегментных пазов 22, 25, 26 и 23, 24, 27 связаны между собой по группам.

На цилиндрической поверхности неподвижной распределительной втулки 14 образованы шесть сегментных пазов 28, 29, 30, 31, 32, 33 с центральными углами, составляющими $\approx 180^\circ$. Полости сегментных пазов 28, 31, 32 и 29, 30, 33 связаны между собой по группам.

На цилиндрической поверхности подвижной распределительной втулки 15 образованы четыре группы продольных каналов 34, 35, 36, 37, выполненных диаметрально противоположными и смещенными по оси и на угол $\approx 180^\circ$, и две кольцевые канавки 38 и 39. Кольцевая канавка 38 образована полостями корпуса 19 и подвижной распределительной втулки 15.

На цилиндрической поверхности подвижной распределительной втулки 16 образованы четыре группы продольных каналов 40, 41, 42, 43, выполненных диаметрально противоположными и смещенными по оси и на угол $\approx 180^\circ$, и две кольцевые канавки 44 и 45. Кольцевая канавка 44 образована полостями корпуса 19 и подвижной распределительной втулки 16.

На цилиндрической поверхности ротора 17 образованы две кольцевые канавки 46, 47, и по оси ротора 17 – два продольных канала 48, 49, связанные с полостями кольцевых канавок 46, 47 радиальными каналами. Также, на цилиндрической поверхности ротора 17 образованы четыре группы продольных каналов 50, 51, 52, 53 – по два диаметрально противоположных канала в группе, смещенных по оси, и расположенных в зонах продольных каналов 34, 35, 36, 37. Полости продольных каналов 50, 53 связаны с полостями кольцевых канавок 46, 47. Полости продольных каналов 51, 52 связаны с полостями продольных каналов 48, 49. Кольцевые канавки 46, 47 образованы в зонах кольцевых канавок 38, 39 и связаны с ними. Продольный канал 49 закрыт заглушкой.

На цилиндрической поверхности ротора 18 образованы две кольцевые канавки 54, 55, и по оси ротора 18 – два продольных канала 56, 57, связанные с полостями кольцевых канавок 54, 55 радиальными каналами. Также, на цилиндрической поверхности ротора 18 образованы четыре группы продольных каналов 58, 59, 60, 61 – по два диаметрально противоположных канала в группе, смещенных по оси, и расположенных в зонах продольных каналов 40, 41, 42, 43. Полости продольных каналов 58, 61 связаны с полостями кольцевых канавок 54, 55. Полости продольных каналов 59, 60 связаны с полостями продольных каналов 56, 57. Кольцевые канавки 54, 55 образованы в зонах кольцевых канавок 44, 45 и связаны с ними. Продольный канал 57 закрыт заглушкой.

Всасывающая полость 8 связана каналами 62, 63 с полостью 64, образованной корпусами 7, 19, далее, с полостями кольцевых канавок 38, 46 и продольного канала 48. Полость кольцевой канавки 38 связана каналом 65, трубопроводом 66 с контуром подпитки гидросистемы (не показана) при

работе насоса шестеренного в закрытом контуре (не показан). Напорная полость 9 связана каналом 67, трубопроводом 68, каналом 69 с полостью кольцевой канавки 39.

Всасывающая полость 10 связана каналами 70, 71 с полостью 64, далее, с полостями кольцевых канавок 44, 54 и продольного канала 56. Напорная полость 11 связана каналом 72, трубопроводом 73 каналом 74 с полостью кольцевой канавки 45.

Насос шестеренный включается в гидросистему первого гидравлического закрытого контура (не показан) посредством подключения гидравлических магистралей трубопроводами 75 и 76 к каналам 77 и 78, связанным с полостями сегментных пазов 24, 23, 27 и 26, 22, 25. Насос шестеренный включается в гидросистему второго гидравлического закрытого контура (не показан) посредством подключения гидравлических магистралей трубопроводами 79 и 80 к каналам 81 и 82, связанным с полостями сегментных пазов 30, 29, 33 и 32, 31, 28.

Для обеспечения поворота подвижная распределительная втулка 15 оснащена зубчатым венцом червячного зацепления. Привод червяка 83 осуществляется автономным двигателем. Для обеспечения поворота подвижная распределительная втулка 16 оснащена зубчатым венцом червячного зацепления. Привод червяка 84 осуществляется автономным двигателем. Корпус 7 закрыт передней крышкой 85, корпус 19 – задней крышкой 86.

Гидрораспределительный модуль 2 обеспечивает изменение эквивалентного первого рабочего объема шестеренной насосной секции 1 и реверсирование первого потока рабочей жидкости, позволяющее работу насоса шестеренного в закрытом контуре. Гидрораспределительный модуль 3 обеспечивает изменение эквивалентного второго рабочего объема шестеренной насосной секции 1 и реверсирование второго потока рабочей жидкости, позволяющее работу насоса шестеренного в закрытом контуре.

При работе шестеренного насоса наружного зацепления приводной вал 12 вращается от двигателя (не показан), и приводит во вращение шестерни 4, 5, 6. Роторы 17, 18 гидрораспределительных модулей 2, 3 приводятся во вращение от валов 20, 21.

При исходном положении подвижной распределительной втулки 15, магистраль гидросистемы первого гидравлического закрытого контура (не показан), подключенная трубопроводом 76 к каналу 78 является сливной, а магистраль, подключенная трубопроводом 75 к каналу 77 – напорной. Рабочая жидкость из сливной магистрали гидросистемы первого гидравлического закрытого контура (не показан) по трубопроводу 76, каналу 78 поступает в полости сегментных пазов 26, 25, 22. Из полостей сегментных пазов 22, 25 рабочая жидкость через продольные каналы 34, 35, 50, 51, 48 поступает в полости кольцевых канавок 46, 38, в полость 64, и по каналам 63, 62 – во всасывающую полость 8 шестеренной насосной секции 1. Далее, рабочая жидкость во впадинах шестерен 4, 5 поступает в напорную полость 9 шестеренной насосной секции 1. Из напорной полости 9 рабочая жидкость по каналу 68,

трубопроводу 69, каналу 70 поступает в полости кольцевых канавок 39, 47, продольных каналов 49, 52, 53, и через продольные каналы 36, 37 в полости сегментных пазов 24, 27, 23. Из полости сегментного паза 24 рабочая жидкость по каналу 77, трубопроводу 75 поступает в напорную магистраль гидросистемы первого гидравлического закрытого контура (не показан).

В данном положении подвижной распределительной втулки 15 обеспечивается максимальный первый эквивалентный объем насоса шестеренного и максимальная подача рабочей жидкости в напорную магистраль первого гидравлического закрытого контура (не показан), подключенная трубопроводом 75 к каналу 77.

При повороте подвижной распределительной втулки 15 посредством автономного двигателя и червяка 83 на угол 90° , половина продольных каналов 34, 35 переместятся в зоны сегментных пазов 23, 24, а половина продольных каналов 34, 35 останется в зоне сегментных пазов 22, 25. Также, половина продольных каналов 36, 37 переместятся в зоны сегментных пазов 25, 26, а половина продольных каналов 36, 37 останется в зоне сегментных пазов 24, 26.

При данном положении подвижной распределительной втулки 15 всасывание рабочей жидкости осуществляется периодически из каналов гидросистемы, подключенных трубопроводами 76, 75 к каналам 78, 77, а нагнетание рабочей жидкости осуществляется периодически по каналам 77, 78, трубопроводам 75, 76 в каналы первого гидравлического закрытого контура гидросистемы (не показан). Обеспечивается минимальный (нулевой) первый эквивалентный объем насоса шестеренного и минимальная (нулевая) подача рабочей жидкости в напорную магистраль гидросистемы первого гидравлического закрытого контура (не показан).

При повороте подвижной распределительной втулки 15 посредством автономного двигателя и червяка 83 на угол 180° продольные каналы 34, 35 переместятся в зоны сегментных пазов 23, 24, продольные каналы 36, 37 переместятся в зоны сегментных пазов 25, 26. При данном положении подвижной распределительной втулки 15, магистраль гидросистемы первого гидравлического закрытого контура (не показан), подключенная трубопроводом 75 к каналу 77 является сливной, а магистраль, подключенная трубопроводом 76 к каналу 78 – напорной. В данном положении подвижной распределительной втулки 15 обеспечивается максимальный первый эквивалентный объем насоса шестеренного и максимальная подача рабочей жидкости в напорную магистраль первого гидравлического закрытого контура (не показан), подключенная трубопроводом 76 к каналу 78. Поток рабочей жидкости реверсирован.

Изменяя положение подвижной распределительной втулки 15 в диапазоне изменения угла от 0° до 180° посредством автономного двигателя и червяка 83 добиваемся плавного изменения первого эквивалентного объема насоса шестеренного и параметров подачи рабочей жидкости в напорную магистраль первого гидравлического закрытого контура (не показан) в диапазоне от нулевого до максимального значений и реверсирования потока рабочей жидкости насоса шестеренного.

При исходном положении подвижной распределительной втулки 16, магистраль гидросистемы второго гидравлического закрытого контура (не показан), подключенная трубопроводом 80 к каналу 82 является сливной, а магистраль, подключенная трубопроводом 79 к каналу 81 – напорной. Рабочая жидкость из сливной магистрали гидросистемы второго гидравлического закрытого контура (не показан) по трубопроводу 80, каналу 82 поступает в полости сегментных пазов 32, 31, 28. Из полостей сегментных пазов 28, 31 рабочая жидкость через продольные каналы 40, 41, 58, 59, 56 поступает в полости кольцевых канавок 54, 44, в полость 64, и по каналам 71, 79 – во всасывающую полость 10 шестеренной насосной секции 1. Далее, рабочая жидкость во впадинах шестерен 5, 6 поступает в напорную полость 11 шестеренной насосной секции 1. Из напорной полости 11 рабочая жидкость по каналу 72, трубопроводу 73, каналу 74 поступает в полости кольцевых канавок 45, 55, продольных каналов 57, 60, 56, и через продольные каналы 42, 43 в полости сегментных пазов 30, 33, 29. Из полости сегментного паза 30 рабочая жидкость по каналу 81, трубопроводу 79 поступает в напорную магистраль гидросистемы второго гидравлического закрытого контура (не показан).

В данном положении подвижной распределительной втулки 16 обеспечивается максимальный второй эквивалентный объем насоса шестеренного и максимальная подача рабочей жидкости в напорную магистраль второго гидравлического закрытого контура (не показан), подключенная трубопроводом 79 к каналу 81.

При повороте подвижной распределительной втулки 16 посредством автономного двигателя и червяка 84 на угол 90° , половина продольных каналов 40, 41 переместятся в зоны сегментных пазов 29, 30, а половина продольных каналов 40, 41 останется в зоне сегментных пазов 28, 31. Также, половина продольных каналов 42, 43 переместятся в зоны сегментных пазов 31, 32, а половина продольных каналов 42, 43 останется в зоне сегментных пазов 30, 33.

При данном положении подвижной распределительной втулки 16 всасывание рабочей жидкости осуществляется периодически из каналов гидросистемы, подключенных трубопроводами 80, 79 к каналам 82, 81, а нагнетание рабочей жидкости осуществляется периодически по каналам 81, 82, трубопроводам 79, 80 в каналы второго гидравлического закрытого контура гидросистемы (не показан). Обеспечивается минимальный (нулевой) второй эквивалентный объем насоса шестеренного и минимальная (нулевая) подача рабочей жидкости в напорную магистраль гидросистемы второго гидравлического закрытого контура (не показан).

При повороте подвижной распределительной втулки 16 посредством автономного двигателя и червяка 84 на угол 180° продольные каналы 40, 41 переместятся в зоны сегментных пазов 29, 30, продольных каналы 42, 43 переместятся в зоны сегментных пазов 31, 32. При данном положении подвижной распределительной втулки 16, магистраль гидросистемы второго гидравлического закрытого контура (не показан), подключенная трубопроводом 79 к каналу 81 является сливной, а магистраль, подключенная трубопроводом 80

к каналу 82 – напорной. В данном положении подвижной распределительной втулки 16 обеспечивается максимальный второй эквивалентный объем насоса шестеренного и максимальная подача рабочей жидкости в напорную магистраль второго гидравлического закрытого контура (не показан), подключенная трубопроводом 80 к каналу 82. Поток рабочей жидкости реверсирован.

Изменяя положение подвижной распределительной втулки 16 в диапазоне изменения угла от 0° до 180° посредством автономного двигателя и червяка 84 добиваемся плавного изменения второго эквивалентного объема насоса шестеренного и параметров подачи рабочей жидкости в напорную магистраль второго гидравлического закрытого контура (не показан) в диапазоне от нулевого до максимального значений и реверсирования потока рабочей жидкости насоса шестеренного.

Двухпоточный шестеренный насос может быть использован при создании приводов ходового оборудования гусеничной транспортно-тяговой роботизированной системы с бортовым поворотом.

Предлагаемые подходы к созданию двухпоточных шестеренных насосов, обеспечивающих два переменных эквивалентных объема позволяют реализацию модульного принципа построения, состоящего в данном случае в том, что насос шестеренный постоянного объема 1 и распределительных модулей 2, 3 производятся в отдельных корпусах, обеспеченных фланцами для соединения. Модульный подход позволит создавать типоразмерные ряды регулируемых насосов на базе типоразмерного ряда шестеренных насосов постоянного объема и типоразмерных рядов гидрораспределительных модулей предлагаемых конструкций. Модульный принцип построения не исключает возможности применения шестеренных насосов постоянного объема без гидрораспределительных модулей. При этом посадочный фланец корпуса шестеренного насоса закрывается крышкой. Данное направление создания шестеренных насосов переменного эквивалентного объема является весьма перспективным, и не требует существенного пересмотра сложившихся технологий производства насосов.

Литература

1. Машины инженерного вооружения: учебное пособие для студентов и курсантов учреждений высшего образования по направлению специальности 1-36 11 01-04 «Подъемно-транспортные, строительные дорожные машины и оборудование (управление подразделениями инженерных войск)»: в 3 ч. – Ч. 1 : Общая характеристика машин инженерного вооружения, средства инженерной разведки, устройства минно-взрывных заграждений и преодоления заграждений / С. В. Кондратьев, А. Я. Котлобай, А. М. Витковский, А. Ю. Рогов; под общ. ред. Ю. Ш. Юнусова. – Минск : БНТУ, 2015. – 376 с.

2. Машины инженерного вооружения: учебное пособие для студентов и курсантов учреждений высшего образования по направлению специальности 1-36 11 01-04 «Подъемно-транспортные, строительные дорожные маши-

ны и оборудование (управление подразделениями инженерных войск)»: в 3 ч. – Ч. 2 : Мостовые, мостостроительные и переправочные средства / С. В. Кондратьев, А. Я. Котлобай, А. М. Витковский, А. А. Барташевич; под общ. ред. Ю. Ш. Юнусова. – Минск: БНТУ, 2016. – 353 с.

3. Котлобай, А. Я. Снижение материалоемкости приводов рабочего оборудования траншейно-котлованной машины / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, А. И. Герасимюк, В. Ф. Тамело, В. В. Грубеляс // Инженер-механик. – 2017. – № 1 (74). – С. 10–17.

4. Котлобай, А. Я. Обоснование целесообразности применения гидропривода рабочего оборудования траншейно-котлованной машины / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, М. М. Гришкевич, В. Ф. Тамело, А. И. Герасимюк // Вестник военной академии Республики Беларусь. – 2017. – № 2 (55). – С. 108 – 115.

5. Насос шестеренный : полезная модель 12439 Респ. Беларусь : МПК F 15B 11/00 (2006.01) / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай ; дата публ.: 2020.10.31 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2020. – № 5.

6. Насос шестеренный : полезная модель 13064 Респ. Беларусь : МПК F 15B 11/00 (2006.01) / А. Я. Котлобай, Д. Н. Миронов ; дата публ.: 2022.12.30 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2022. – № 6.

7. Насос шестеренный : полезная модель 13071 Респ. Беларусь : МПК F 15B 11/00 (2006.01) / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай ; дата публ.: 2022.12.30 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2022. – № 6.

8. Котлобай, А. Я. Фазовое регулирование насосных установок машин инженерного вооружения / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, В. Ф. Тамело // Инженер-механик. – 2017. – № 4 (77). – С. 10–17.

9. Котлобай, А. Я. Модульное построение насосов гидравлических приводов инженерных машин / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, А. И. Герасимюк, Ю. Ш. Юнусов, Д. В. Быковский // Инженер-механик. – 2018. – № 4 (81). – С. 12–18.

10. Насос шестеренный : полезная модель 12773 Респ. Беларусь : МПК F 15B 11/00 (2006.01) / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай ; дата публ.: 2021.12.30 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2021. – № 6.

11. Насос шестеренный : полезная модель 12953 Респ. Беларусь, МПК F 15B 11/00 (2006.01) / А. А. Почебыт, Д. Н. Миронов, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай ; дата публ.: 2022.08.30 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2022. – № 4.