

опубл. 2019.12.30 // Афіцыйны бюл. Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2019. – № 6.

8. Котлобай, А. Я. Объемная гидропередача отдельно агрегатная на базе двухсекционных шестеренных гидромашин / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай // Инженер-механик. – 2019. – №3 (84). – С. 5–9.

УДК 69.05–82–229.384

### **Объемная гидропередача привода ходового оборудования транспортно-тяговой машины**

Котлобай А. Я., Котлобай А. А., Волчкович А. В.  
Белорусский национальный технический университет

Применение объемных гидропередач (ОГП) в приводах ходового оборудования транспортно-тяговых машин является одним из прогрессивных направлений. ОГП позволяет реализовать бесступенчатое регулирование скорости пневмоколесного и гусеничного движителя, расширяет возможности компоновочных решений [1]. Современные ОГП реализуются на базе аксиально-поршневых гидромашин. Одним из недостатков ГСТ является малый диапазон регулирования скорости вращения вала гидромотора. Для расширения диапазона регулирования скорости вращения вала гидромотора применяют регулируемые гидромоторы, существенно усложняя конструкцию ОГП [2]. При создании ряда технологических машин для привода ходового оборудования нашли применение гидростатические трансмиссии ГСТ-71, ГСТ-90 [3].

Анализ показал, что минимальной материалоёмкостью и удельной стоимостью обладают шестерённые гидромашин, широко используемые в системах отбора мощности на позиционирование и привод рабочих органов технологических машин [4], [5]. Для применения шестерённых гидромашин в приводах ходового оборудования транспортно-тяговых машин авторами предложено оснащение шестерённого насоса постоянного объёма гидрораспределительным модулем обеспечивающим изменение эффективного объёма насосного агрегата в составе шестерённого насоса постоянного объёма и гидрораспределительного модуля [6] [7] [8]. Также, расширение диапазона изменения скорости вращения вала гидромотора обеспечивается тандемированием шестерённых насосов, широко применяемым в системах отбора мощности на позиционирование и привод рабочих органов технологических машин

Рассмотрим пример реализации ОГП моноагрегатной на базе шестерённых гидромашин (*рисунок. 1*).

ОГП включает двухсекционный шестерённый насос 1 постоянного объема, гидрораспределительный модуль 2, шестерённый гидромотор 3 постоянного объема, планетарный редуктор 4.

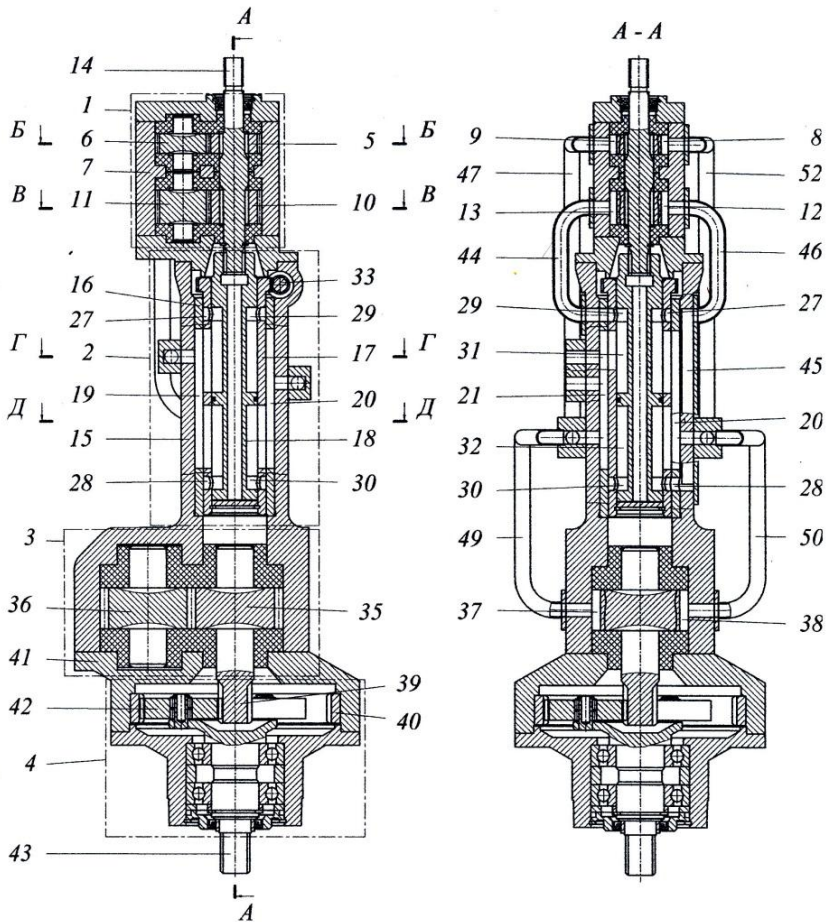


Рис. 1. ОГП моно агрегатная базе шестерённых гидромашин

Первая секция шестерённого насоса 1 содержит шестерни 5, 6, образующие в корпусе 7 всасывающую 8 и напорную 9 полости. Вторая секция шестерённого насоса 1 содержит шестерни 10, 11, образующие в корпусе 7 всасывающую 12 и напорную 13 полости. Шестерни 5, 10 связаны с при-

водным валом 14. Геометрический объём первой секции шестеренного насоса 1 меньше геометрического объёма второй секции.

Гидрораспределительный модуль 2 обеспечивает регулирование эффективного объема второй секции шестерённого насоса 1. Гидрораспределительный модуль 2 выполнен в корпусе 15, включает неподвижную распределительную втулку 16, подвижную распределительную втулку 17, установленную с возможностью поворота на угол 180°, и ротор 18, связанный с приводным валом 14.

На цилиндрической поверхности неподвижной распределительной втулки 16 образованы четыре сегментных пазов 19, 20, 21, 22 с центральными углами, составляющими  $\approx 90^\circ$ . Полости сегментных пазов 19, 21 и 20, 22 связаны попарно и подключены к контуру подпитки (не показан). На цилиндрической поверхности подвижной распределительной втулки 17 образованы четыре группы продольных каналов 23, 24 и 25, 26, и две кольцевые канавки 27, 28. На цилиндрической поверхности ротора 18 образованы две кольцевые канавки 29, 30 и, связанные с ними, две группы продольных каналов 31, 32. Кольцевые канавки 29, 30 образованы в зонах кольцевых канавок 27, 28 и связаны радиальными каналами. Для обеспечения поворота подвижная распределительная втулка 17 оснащена зубчатым венцом червячного зацепления. Привод червяка 33 осуществляется автономным двигателем 34.

Шестерённый гидромотор 3 постоянного объема содержит шестерни 35, 36, образующие в корпусе 15 полости 37, 38.

Планетарный редуктор 4 включает солнечную шестерню 39, выполненную заодно с шестерней 35, коронную шестерню 40, установленную в крышке 41, сателлиты 42, установленные на осях водила, выполненного заодно с ведомым валом 43.

Напорная полость 13 второй секции шестерённого насоса 1 связана трубопроводом 44 с полостью кольцевой канавки 27. Полость кольцевой канавки 28 связана каналом 45, трубопроводом 46 с всасывающей полостью 12.

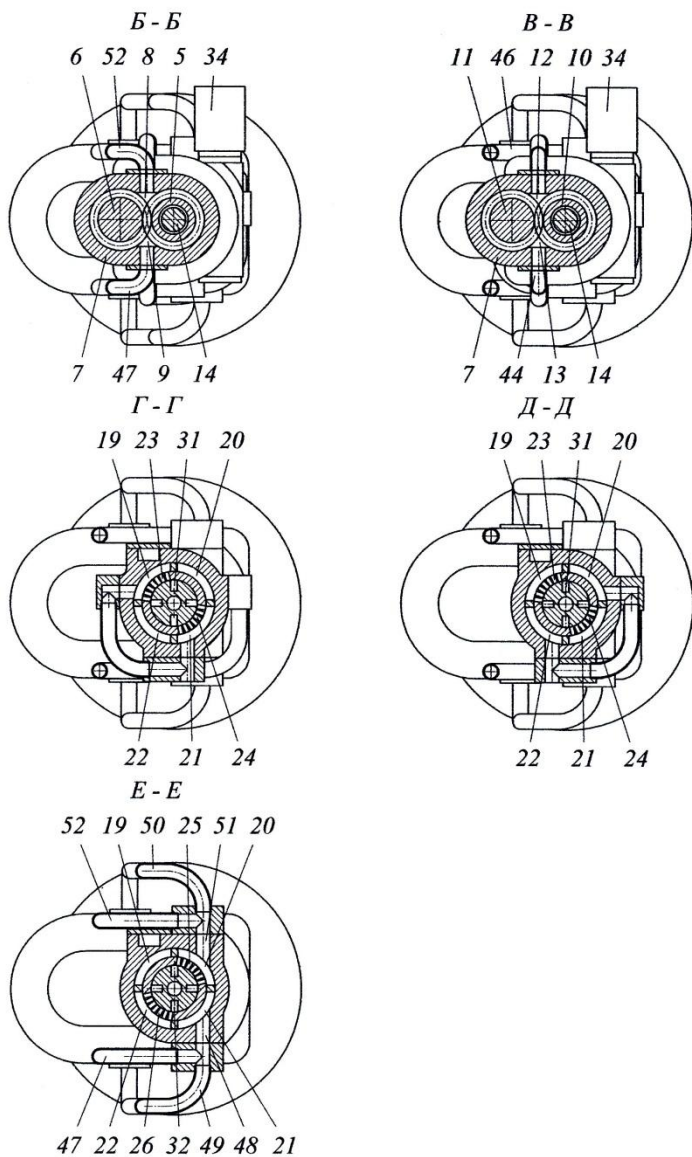


Рис. 1 (продолжение). ОГП моно агрегатная базе шестерённых гидромашин

Напорная полость 9 первой секции шестерённого насоса 1 связана трубопроводом 47, каналом 48 с полостью сегментного паза 21, связанного с полостью сегментного паза 19, и трубопроводом 49 с полостью 37 шестерённого гидромотора 3. Полость 38 шестерённого гидромотора 3 связана трубопроводом 50, каналом 51 с полостью сегментного паза 20, связанного с полостью сегментного паза 22, и трубопроводом 52 с всасывающей полостью 8 первой секции шестерённого насоса 1.

При подготовке ОГП к работе контур подпитки (не показан) подключается к каналам, связанным с полостями сегментных пазов 19, 21 и 20, 22.

Приводной вал 14 вращается от двигателя (не показан), и приводит во вращение шестерни 5, 6 и 10, 11. Ротор 18 гидрораспределительного модуля 2 приводится во вращение от приводного вала 14. Во всасывающих полостях 8, 12 создается разрежение, а в напорных полостях 9, 13 – напор.

Гидрораспределительный модуль 2 перераспределяет поток рабочей жидкости из напорной полости 13 между полостями 37, 38 и всасывающей полостью 12 при повороте подвижной распределительной втулки 17. При постоянном конструктивном объёме второй секции двухсекционного шестерённого насоса 1 эффективный объём второй секции будет формироваться как разность подачи рабочей жидкости второй секцией в полости 37, 38 и во всасывающую полость 12 при повороте приводного вала 14 на один оборот.

При исходном положении подвижной распределительной втулки 17 рабочая жидкость из полости 38 по трубопроводу 50, каналу 51 поступает в полости сегментных пазов 20, 22 и по продольным каналам 25, 26, 32 в полости кольцевых канавок 30, 28, и по каналу 45, трубопроводу 46 во всасывающую полость 12.

Из напорной полости 9 рабочая жидкость по трубопроводам 47, 49 поступает в полость 37 шестерённого гидромотора 3. Одновременно, рабочая жидкость из полости 38 шестерённого гидромотора 3 через трубопровод 50, канал 51 поступает в полости сегментных пазов 20, 22. Из полостей сегментных пазов 20, 22 рабочая жидкость по каналам групп продольных каналов 25, 26 поступает в полости продольных каналов 32 и кольцевых канавок 30, 28, далее, по каналу 45, трубопроводу 52 – во всасывающую полость 12. Из напорной полости 13 рабочая жидкость через трубопровод 44 поступает в полости кольцевых канавок 27, 29 и продольных каналов 31 ротора 18. Рабочая жидкость через продольные каналы 23, 24 поступает в полости сегментных пазов 19, 21, и по каналу 48, трубопроводу 49 – в полость 37 шестерённого гидромотора 3, вращая шестерни 35, 36 и солнечную шестерню 39 планетарного редуктора 4. Вращаются сателлиты 42 и ведомый вал 43. Направление вращения ведомого вала 56 противоположно направлению вращения приводного вала 14. В данном положении

подвижной распределительной втулки 17 обеспечивается максимальный эффективный объём второй секции двухсекционного шестерённого насоса 1, максимальная подача рабочей жидкости в полость 37 шестерённого гидромотора 3, состоящая из постоянной подачи рабочей жидкости первой секцией двухсекционного шестерённого насоса 1 и максимальной подачи рабочей жидкости второй секцией двухсекционного шестерённого насоса 1.

Скорость вращения ведомого вала 43 при заданной скорости вращения приводного вала 14 и передаточное число объёмной гидропередачи без учета объёмного КПД гидромашин:

$$n_{43} = \frac{n_{14} k_1}{i_4} \frac{k + k_2}{k_1}, \quad i = \frac{i_4}{k_1} \frac{k + k_2}{k_1}, \quad (1)$$

где  $i = \frac{n_{14}}{n_{56}}$  – передаточное число объёмной гидропередачи;

$i_4 = \frac{n_{39}}{n_{43}} > 1$  – передаточное число планетарного редуктора 4;

$n_{14}$ ,  $n_{39}$ ,  $n_{43}$  – скорость вращения приводного вала 14, солнечной шестерни 39, ведомого вала 43;

$k = q_{2\phi} / q_{2k}$  – коэффициент, характеризующий отношение текущих значений эффективного объёма и конструктивного объёма второй секции двухсекционного шестерённого насоса 1 с гидрораспределительным модулем 2;

$q_{2\phi}$ ,  $q_{2k}$  – эффективный объём и конструктивный объём второй секции двухсекционного шестерённого насоса 1 с гидрораспределительным модулем 2;

$k_1 = q_{2k} / q_{3k}$  – коэффициент, характеризующий отношение конструктивных объёмов второй секции двухсекционного шестерённого насоса 1 и шестерённого гидромотора 3;

$q_{3k}$  – конструктивный объём шестерённого гидромотора 3 постоянного объёма;

$k_2 = q_{1k} / q_{2k}$  – коэффициент, характеризующий отношение конструктивных объёмов первой и второй секций двухсекционного шестерённого насоса 1;

$q_{1k}$  – конструктивный объём первой секции двухсекционного шестерённого насоса 1.

При повороте подвижной распределительной втулки 17 посредством автономного двигателя 34 и червяка 33 на угол 45°, например, по часовой стрелке от исходного положения, половина продольных каналов 23, 24

переместятся в зоны сегментных пазов 20, 22, а половина останется в зоне сегментных пазов 19, 21. Также, половина продольных каналов 25, 26 переместятся в зоны сегментных пазов 21, 19, а половина продольных каналов 25, 26 останется в зоне сегментных пазов 20, 22.

Режим работы первой секции двухсекционного шестерённого насоса 1 не изменяется, поскольку всасывающая полость 8 постоянно связана с полостью 38, а напорная полость 9 – с полостью 37.

Движения рабочей жидкости в магистралях шестерённого гидромотора 3, обеспеченного второй секцией двухсекционного шестерённого насоса, нет. В данном положении подвижной распределительной втулки 17 обеспечивается минимальный (нулевой) эффективный объём второй секции двухсекционного шестерённого насоса 1 и минимальная (нулевая) подача рабочей жидкости в напорную магистраль шестерённого гидромотора 3. При нулевой подаче второй секции движение рабочей жидкости в полостях 37, 38 обеспечивается первой секцией двухсекционного шестерённого насоса 1. Частота вращения ведомого вала 43 и передаточное число объёмной гидropередачи определяются выражением (1) при значении коэффициента  $k = 0$ .

При повороте подвижной распределительной втулки 17 посредством автономного двигателя 34 и червяка 33 на угол  $90^\circ$  по часовой стрелке от исходного положения, продольные каналы 23, 24 переместятся в зоны сегментных пазов 20, 22, а продольные каналы 25, 26 – в зоны сегментных пазов 19, 21.

Режим работы первой секции двухсекционного шестерённого насоса 1 не изменяется, поскольку всасывающая полость 8 постоянно связана с полостью 38, а напорная полость 9 – с полостью 37.

В данном положении подвижной распределительной втулки 17 подача рабочей жидкости второй секции двухсекционного шестерённого насоса 1 реверсирована. Обеспечивается максимальный эффективный объём второй секции двухсекционного шестерённого насоса 1. При конструктивных объёмах первой и второй секций двухсекционного шестерённого насоса 1 постоянного объёма  $k_2 < 1$ , направление вращения ведомого вала 43 совпадает с направлением вращения приводного вала 14. Скорость вращения ведомого вала 43 и передаточное число объёмной гидropередачи без учёта объёмного КПД гидромашин:

$$n_{43} = \frac{n_{14}k_1 - k + k_2}{i_4}, \quad i = \frac{i_4}{k_1 - k + k_2}, \quad (2)$$

Параметры режима работы (1), (2) объёмной гидропередачи приведены в таблице 1.

Таблица 1

Передаточное число ОГП									
$k_2$	$k$								
	-1,0	-0,8	-0,6	-0,4	-0,2	0,0	0,2	0,6	1,0
$i (k_1 = 0,2; i_4 = 1)$									
0,8	-25,0	$\infty$	25,0	12,5	8,3	6,3	5,0	3,6	2,8
0,6	-12,5	-25,0	$\infty$	25,0	12,5	8,3	6,3	4,2	3,1
0,4	-8,3	-12,5	-25,0	$\infty$	25,0	12,5	8,3	5,0	3,6
0,2	-6,3	-8,3	-12,5	-25,0	$\infty$	25,0	12,5	6,3	4,2
$i (k_1 = 0,2; i_4 = 2)$									
0,8	-50,0	$\infty$	50,0	25,0	16,7	12,5	10,0	13,2	5,6
0,6	-25,0	-50,0	$\infty$	50,0	25,0	16,7	12,5	8,3	6,3
0,4	-16,7	-25,0	-50,0	$\infty$	50,0	25,0	16,7	10,0	7,1
0,2	-12,5	-16,7	-25,0	-50,0	$\infty$	50,0	25,0	12,5	8,3
$i (k_1 = 0,2; i_4 = 3)$									
0,8	-75,0	$\infty$	75,0	37,5	25,0	18,8	15,0	10,7	8,3
0,6	-37,5	-75,0	$\infty$	75,0	37,5	25,0	18,8	12,5	9,4
0,4	-25,0	-37,5	-75,0	$\infty$	75,0	37,5	25,0	15,0	10,7
0,2	-18,8	-25,0	-37,5	-75,0	$\infty$	75,0	37,5	18,8	12,5
$i (k_1 = 0,4; i_4 = 1)$									
0,8	-12,5	$\infty$	12,5	6,3	4,2	3,1	2,5	1,8	1,4
0,6	-6,3	-12,5	$\infty$	12,5	6,3	4,2	3,1	2,1	1,6
0,4	-4,2	-6,3	-12,5	$\infty$	12,5	6,3	4,2	2,5	1,8
0,2	-3,1	-4,2	6,3	-12,5	$\infty$	12,5	6,3	3,1	2,1
$i (k_1 = 0,4; i_4 = 2)$									
0,8	-25,0	$\infty$	25,0	12,5	8,3	6,3	5,0	3,6	2,8
0,6	-12,5	-25,0	$\infty$	25,0	12,5	8,3	6,3	4,2	3,1
0,4	-8,3	-12,5	-25,0	$\infty$	25,0	12,5	8,3	5,0	3,6
0,2	6,3	-8,3	-12,5	-25,0	$\infty$	25,0	12,5	6,3	4,2
$i (k_1 = 0,4; i_4 = 3)$									
0,8	-37,5	$\infty$	37,5	18,8	12,5	9,4	7,5	5,4	4,2
0,6	-18,8	-37,5	$\infty$	37,5	18,8	12,5	9,4	6,3	4,7
0,4	-12,5	-18,8	-37,5	$\infty$	37,5	18,8	12,5	7,5	5,4
0,2	-9,4	-12,5	-18,8	-37,5	$\infty$	37,5	18,8	9,4	6,3
$i (k_1 = 0,6; i_4 = 1)$									
0,8	-8,3	$\infty$	8,3	4,2	2,8	2,1	1,7	1,2	0,9
0,6	-4,2	-8,3	$\infty$	8,3	4,2	2,8	2,1	1,4	1,0



продолжение таблицы 1

0,4	-2,8	-4,2	-8,3	$\infty$	8,3	4,2	2,8	1,7	1,2
0,2	-2,1	-2,8	-4,2	-8,3	$\infty$	8,3	4,2	2,1	1,4
$i (k_1 = 0,6; i_4 = 2)$									
0,8	-16,7	$\infty$	16,7	8,3	5,6	4,2	3,3	2,4	1,9
0,6	-8,3	-16,7	$\infty$	16,7	8,3	5,6	4,2	2,8	2,1
0,4	-5,6	-8,3	-16,7	$\infty$	16,7	8,3	5,6	3,3	2,4
0,2	-4,2	-5,6	-8,3	-16,7	$\infty$	16,7	8,3	4,2	2,8
$i (k_1 = 0,6; i_4 = 3)$									
0,8	-25,0	$\infty$	25,0	12,5	8,3	6,3	5,0	3,6	2,8
0,6	-12,5	-25,0	$\infty$	25,0	12,5	8,3	6,3	4,2	3,1
0,4	-8,3	-12,5	-25,0	$\infty$	25,0	12,5	8,3	5,0	3,6
0,2	-6,3	-8,3	-12,5	-25,0	$\infty$	25,0	12,5	2,8	4,2

Анализ показывает, что изменяя параметры составляющих ОГП можно получить нужный диапазон изменения передаточного числа при изменении эффективного объёма двухсекционного шестерённого насоса 1 постоянного объёма.

Поворачивая подвижную распределительную втулку 17 гидрораспределительного модуля 2 на необходимый угол относительно заданного положения посредством автономного двигателя 34 и червяка 33, обеспечиваем реверсирование подачи второй секции двухсекционного шестерённого насоса 1 при изменении подачи от нулевого до максимального значений. Это позволяет осуществить плавное изменение скорости вращения ведомого вала 43 в диапазоне прямого хода и реверса. Диапазон изменения определяется соотношением основных параметров секций двухсекционного шестерённого насоса 1, шестерённого гидромотора 3, планетарного редуктора 4.

Применение простых и мало материалоёмких насосного агрегата в составе шестерённого насоса и гидрораспределительного модуля 2 и шестерённого гидромотора 3 позволит существенно уменьшить сложность и материалоёмкость ОГП. Применение в составе ОГП двухсекционного шестерённого насоса 1 с регулированием эффективного объёма одной секции позволяет существенно увеличить диапазон изменения скоростей ведомого вала 43 при заданной скорости приводного вала 14 и диапазон изменения передаточных чисел ОГП при необходимом соотношении передаточных чисел ОГП прямого хода и реверса.

## Литература

1. Леонович, И. И. Машины для строительства, ремонта и содержания автомобильных дорог : учебник / И. И. Леонович, А. Я. Котлобай. – Минск : БНТУ, 2005. – 552 с.
2. Петров, В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В. А. Петров. – М. : Машиностроение, 1988. – 248 с.
3. ГСТ-71, ГСТ-90. Гидростатические трансмиссии. Устройство и принцип действия. ОАО «Пневмостроймашина». – Екатеринбург, 10/2009. – 17 с.
4. 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.
5. Котлобай, А. А. Направления снижения материалоемкости приводов оборудования дорожно-строительных машин / А. А. Котлобай // Автомобильные дороги и мосты. – 2019. – № 1 (23). – С. 73–83.
6. Насос шестеренный: пат. 12158 U, Республика Беларусь, МПК F 15B 11/00 (2006.01) / А. И. Герасимюк, С. И. Воробъёв, Д. И. Кузнецов, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай (ВУ). № u 20190068; заявл. 2019.03.21; опубл. 2019.12.30 // Афіцыйны бюл. Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2019. – № 6.
7. Котлобай, А. Я. Модернизация шестеренных насосов приводов оборудования инженерных машин / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай // Инженер-механик. – 2019. – №4 (85). – С. 17–20.
8. Насос шестеренный: пат. 12072 U, Республика Беларусь, МПК F 15B 11/00 (2006.01) / А. И. Герасимюк, С. И. Воробъёв, Е. А. Есмантович, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай (ВУ). № u 20190067; заявл. 2019.03.21; опубл. 2019.08.30 // Афіцыйны бюл. Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2019. – № 4.
9. Котлобай, А. Я. Насосы шестеренные регулируемые гидравлических приводов оборудования инженерных машин / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай // Инженер-механик. – 2020. – №1 (86). – С. 10–14.
10. Котлобай, А. Я. Объемная гидropередача раздельно агрегатная на базе двухсекционных шестеренных гидромашин / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай // Инженер-механик. – 2019. – №3 (84). – С. 5–9.