

6. Котлобай, А.А. Направления снижения материалоемкости приводов оборудования дорожно-строительных машин / А.А. Котлобай // Автомобильные дороги и мосты. – 2019. № 1 (23). – С. 73 – 83.

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. 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.

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

10. Насос шестеренный: пат. 12158 U, Республика Беларусь, МПК F 15B 11/00 (2006.01) / А. И. Герасимюк, С. И. Воробьев, Д. И. Кузнецов, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай (BY). № u 20190068; заявл. 2019.03.21; опубл. 2019.12.30 // Афіцыйны бюл. Нац. центр інтэлектуал. уласнасці. – 2019. – № 6.

УДК 69.05–82–229.384

### **Моно агрегатная гидropередача привода ходового оборудования инженерной машины**

Котлобай А.Я., Котлобай А.А., Юнусов Ю.Ш., Позняк С.А.  
Белорусский национальный технический университет

В настоящее время предприятиями транспортного машиностроения ведется поиск рациональных направлений развития приводов ходового оборудования транспортно-тяговых машин, роботизированных систем 154ан-на154ального назначения. Активно развиваются объемные гидropередачи (ОГП) в приводах ходового оборудования мобильных тягово-транспортных машин. Поиск рациональных структурных решений ОГП позволил условно разделить структуры ОГП на основе степеней свободы элементов насоса и гидромотора [1]. Рассмотрим пример реализации ОГП с неподвижными элементами насоса (рисунок 1) [1].

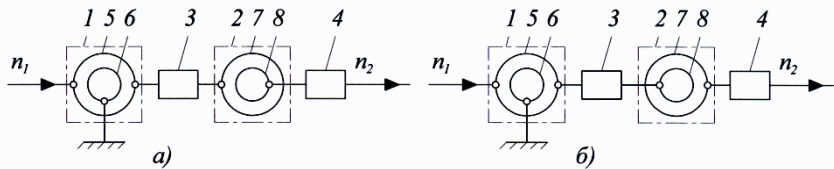


Рис. 1. Структурные схемы ОГП

с внутренним разветвлением потока мощности:

- 1 – насос; 2 – гидромотор; 3, 4 – промежуточный, выходной редуктор;  
5, 7 – блок цилиндров насоса, гидромотора; 6, 8 – наклонная шайба  
и гидрораспределитель насоса, гидромотора

Структура ОГП на базе аксиально-поршневых гидромашин предполагает связь ведущего вала с блоком цилиндров 5 насоса 1 (см. рисунок 1, а, б) при зафиксированных наклонной шайбе 6 и гидрораспределителе насоса 1. Блок цилиндров 5 насоса 1 связан с блоком цилиндров 7 гидромотора 2 (см. рисунок 1, а), либо с наклонной шайбой 8 гидромотора 2 (см. рисунок 1, б). Ведомый вал связан с наклонной шайбой 8 гидромотора 2 (см. рисунок 1, а), либо с блоком цилиндров 7 гидромотора 2 (см. рисунок 1, б). В механических линиях связи структурных элементов насоса 1 и гидромотора 2 с ведомым валом могут включаться промежуточный 3 и выходной 4 редукторы, обеспечивающие получение заданного диапазона скоростей вращения  $n_2$  ведомого вала, при фиксированном значении частоты вращения ведущего вала  $n_1$ .

Наряду с традиционным методом регулирования объема насоса посредством изменения угла наклона шайбы возможно применение метода фазового регулирования, состоящего в изменении относительного углового положения наклонной шайбы с неизменным углом наклона и гидрораспределителя. В применении к рассматриваемым структурным схемам ОГП (см. рисунок 1, а, б) метод фазового регулирования может быть реализован поворотом наклонной шайбы, либо гидрораспределителя относительно оси насоса [2, 3, 4, 5, 6, 7, 8].

Рассмотрим пример конструктивной схемы ОГП (см. рисунок 1, а) на основе технической реализации метода фазового регулирования поворотом гидрораспределителя относительно оси ОГП [4]. При разработке конструктивной схемы ОГП учитывается опыт оптимизации диапазона изменения скоростей вращения ведомого вала ОГП посредством применения планетарных редукторов [9, 10, 11].

ОГП включает аксиально-поршневой насос 1 переменной производительности, аксиально-поршневой гидромотор 2 постоянного объема, про-

межуточный планетарный редуктор 3, выходной планетарный редуктор 4 (рисунок 2).

Аксиально-поршневой насос 1 переменной производительности включает приводной вал 5, установленный в подшипниковом узле передней крышки корпуса 6, блок цилиндров 7 связанный с втулкой 8, связанной посредством шлицевого соединения с приводным валом 5. Блок цилиндров 7 оснащен поршнями 9, образующими рабочие полости 10. Поршни 9 прижимаются к поверхности наклонной шайбы 11, образованной в передней крышке корпуса 6.

Промежуточный планетарный редуктор 3 включает солнечную шестерню 12, выполненную заодно с втулкой 8, коронную шестерню 13, установленную в корпусе 6 и сателлиты 14, установленные на осях водила, выполненного заодно с втулкой 15.

Аксиально-поршневой гидромотор 2 постоянного объема включает корпус, образованный картерами 16, 17, блок цилиндров 18 связанный с втулкой 15, установленный по наружной поверхности в подшипниковом узле картера 16 корпуса с возможностью поворота относительно оси. Поршни 19 образуют рабочие полости 20 и прижимаются к поверхности наклонной шайбы 21. Ступица наклонной шайбы 21 опирается на картер 17 корпуса посредством упорного подшипника. В ступице наклонной шайбы 21 закреплена ось 22, установленная по внутренней образующей поверхности втулки 15 блока цилиндров 18.

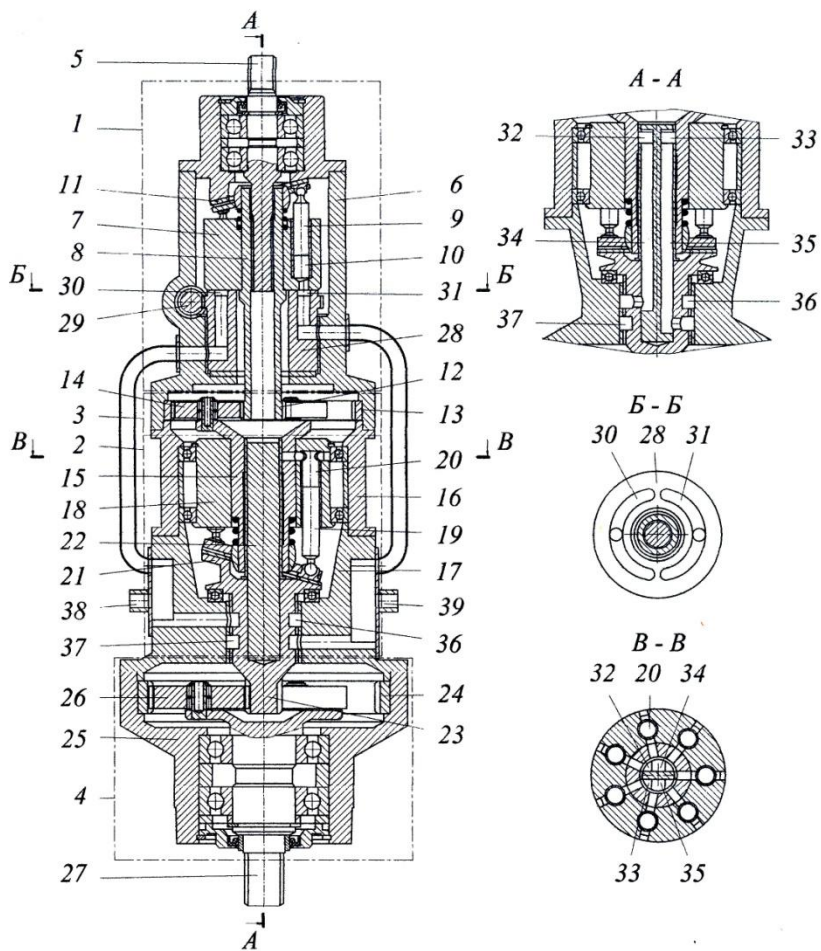


Рис. 2. Конструктивная схема ОГП с внутренним разветвлением потока мощности

Выходной планетарный редуктор 4 включает солнечную шестерню 23, выполненную заодно со ступицей наклонной шайбы 21, коронную шестерню 24, установленную в корпусе 25 планетарного редуктора 4 и сателлиты 26, установленные на осях водила, выполненного заодно с ведомым валом 27, установленным в подшипниковом узле корпуса 25 планетарного редуктора 4.

Наклонные шайбы 11, 21 выполнены с постоянными углами наклона.

Гидрораспределитель аксиально-поршневого насоса 1 выполнен в виде опорно-распределительного диска 28, взаимодействующего с торцевой поверхностью блока цилиндров 7. Опорно-распределительный диск 28 установлен по наружной образующей поверхности в антифрикционной втулке корпуса 6 с возможностью поворота относительно оси ОГП на угол  $0\pm 90^\circ$ , и опирается на упорный подшипник скольжения, закрепленный в корпусе 6. Опорно-распределительный диск 28 оснащен зубчатым венцом червячного зацепления. Червяк 29 червячного зацепления установлен в подшипниковых узлах корпуса 6. Привод червяка 29 осуществляется автономным двигателем. Опорно-распределительный диск 28 оснащен двумя полукольцевыми пазами 30, 31, выполненными на торцевой поверхности.

Гидрораспределитель аксиально-поршневого гидромотора 2 включает группу диаметрально противоположных сегментных пазов 32, 33 с центральными углами  $180^\circ$ , образованную на наружной поверхности оси 22. Продольная плоскость сегментных пазов 32, 33 совпадает с плоскостью наклона шайбы 21. Полости сегментных пазов 32, 33 связаны каналами 34, 35 с полостями кольцевых канавок 36, 37, образованных на наружной поверхности ступицы наклонной шайбы 21, и с полостями полукольцевых пазов 30, 31 опорно-распределительного диска 28.

Рабочие полости 10 блока цилиндров 7 связаны каналами с полостями полукольцевых пазов 30, 31 опорно-распределительного диска 28. Рабочие полости 20 блока цилиндров 18 связаны радиальными каналами с полостями сегментных пазов 32, 33.

К каналам 38, 39, связанным с кольцевыми канавками 36, 37 подключаются контур подпитки и предохранительные клапаны (не показаны).

Приводной вал 5 аксиально-поршневого насоса 1 вращается (по часовой стрелке) от двигателя (не показан), и приводит во вращение втулку 8 с блоком цилиндров 7 аксиально-поршневого насоса 1, солнечную шестерню 12, сателлиты 14 с водилом, выполненным заодно с втулкой 15, блок цилиндров 18 аксиально-поршневого гидромотора 2. При вращении блока цилиндров 7 поршни 9 прижимаются к поверхности наклонной шайбы 11 и совершают возвратно-поступательное движение в блоке цилиндров 7.

В начальном (условно) положении опорно-распределительного диска 28 (см. *рисунок 2*) плоскость симметрии полукольцевых пазов 30, 31 перпендикулярна плоскости наклона шайбы 11.

При движении поршней 9 наружу из блока цилиндров 7 при повороте приводного вала 5 и блока цилиндров 7 на угол  $0\pm 90^\circ$  – первая половина хода поршня 9 при всасывании, рабочая жидкость поступает из полости кольцевой канавки 36 в полости полукольцевого паза 30 и рабочие полост-

ти 10. При повороте приводного вала 5 и блока цилиндров 7 на угол  $90^\circ \div 180^\circ$  – вторая половина хода поршня 9 при всасывании, рабочая жидкость поступает из полости кольцевой канавки 37 в полости полукольцевого паза 31 и рабочие полости 10.

При движении поршней 9 внутрь блока цилиндров 7 при повороте приводного вала 5 и блока цилиндров 7 на угол  $0^\circ \div 90^\circ$  – первая половина хода поршня 9 при нагнетании, рабочая жидкость из рабочих полостей 10 поступает в полости полукольцевого паза 31 и кольцевой канавки 37. При повороте приводного вала 5 и блока цилиндров 7 на угол  $90^\circ \div 180^\circ$  – 159анрая половина хода поршня 9 при нагнетании, рабочая жидкость из рабочих полостей 10 поступает в полости полукольцевого паза 30 и кольцевой канавки 36.

Каждый поршень 9 работает в разных фазах, т.е. всасывает рабочую жидкость в процессе всасывания из полостей кольцевых канавок 36, 37 и нагнетает рабочую жидкость в процессе нагнетания в полости кольцевых канавок 37, 36. Эквивалентный рабочий объем каждого цилиндра формируется как произведение площади каждого цилиндра блока цилиндров 7 на величину эффективного хода поршня 9 на такте нагнетания. Такты всасывания, нагнетания каждого цилиндра блока цилиндров 7 сдвинуты по времени, и суммарно движения рабочей жидкости в полостях кольцевых канавок 36, 37 нет. Эквивалентный рабочий объем аксиально-поршневого насоса 1, равный сумме всех эквивалентных рабочих объемов 10 цилиндров минимальный – нулевой. Подача рабочей жидкости аксиально-поршневого насоса 1 минимальная – нулевая.

Приводной вал 5 вращает блок цилиндров 7 с втулкой 8 и солнечной шестерней 12. Солнечная шестерня 12 приводит во вращение сателлиты 14, которые взаимодействуют с короной шестерней 13. Водило с втулкой 15 и блоком цилиндров 18, вращается в направлении вращения приводного вала 5 со скоростью вращения, определяемой передаточным отношением промежуточного планетарного редуктора 3.

При нулевой подаче аксиально-поршневого насоса 1 рабочие полости 20 блока цилиндров 18 запираются, поршни 19 аксиально-поршневого гидромотора 2 блокируются и вращают наклонную шайбу 21 с солнечной шестерней 23. Солнечная шестерня 23 приводит во вращение сателлиты 26, которые взаимодействуют с короной шестерней 24. Водило с осями сателлитов 26 и ведомым валом 27 вращается в направлении вращения солнечной шестерни 23 со скоростью вращения, определяемой передаточным отношением выходного планетарного редуктора 4:

$$n_{27} = n_5 \cdot i_3 i_4^{-1}; \quad i_3 = \frac{n_{12}}{n_{18}}; \quad i_4 = \frac{n_{23}}{n_{27}} > 1, \quad (1)$$

где  $n_5, n_{12}, n_{18}, n_{23}, n_{27}$  – скорость вращения приводного вала 5, солнечной шестерни 12, 23, блока цилиндров 18, ведомого вала 27;

$i_3, i_4$  – передаточное число промежуточного планетарного редуктора 3, выходного планетарного редуктора 4.

Мощность приводного вала 5 передается ведомому валу 27 механическим путем.

При повороте опорно-распределительного диска 28 в подшипниковом узле посредством двигателя и червяка 29 на  $90^\circ$  по часовой стрелке плоскость симметрии полукольцевых пазов 30, 31 совпадает с плоскостью наклона шайбы 11.

При движении поршней 9 наружу из блока цилиндров 7 рабочая жидкость из полости кольцевой канавки 37 поступает в полость полукольцевого паза 31 и рабочие полости 10. При движении поршней 9 внутрь блока цилиндров 7 рабочая жидкость из рабочих полостей 10 поступает в полости полукольцевого паза 30 и кольцевой канавки 36. Полость кольцевой канавки 37 является всасывающей, а полость кольцевой канавки 36 – напорной. Каждый цилиндр полный ход поршня 9 работает в одной фазе, т.е. всасывает рабочую жидкость из полости кольцевой канавки 37 и подает ее в полость кольцевой канавки 36. Эквивалентный рабочий объем аксиально-поршневого насоса 1 равный сумме всех эквивалентных рабочих объемов 10 цилиндров максимальный. Подача рабочей жидкости аксиально-поршневого насоса 1 максимальная.

Из полости кольцевой канавки 36 рабочая жидкость поступает по 160анналу 34 в полость сегментного паза 32, и в рабочие полости 20 блока цилиндров 18 аксиально-поршневого гидромотора 2. Поршни 19 выдвигаются, и, взаимодействуя с наклонной шайбой 21, поворачивают наклонную шайбу 21 с солнечной шестерней 23 относительно оси ОГП. При движении поршней 19 внутрь блока цилиндров 18 рабочая жидкость из рабочих полостей 20 поступает в полость сегментного паза 33, и по каналу 35 в полость кольцевой канавки 37.

Приводной вал 5 вращает блок цилиндров 7, и, через промежуточный планетарный редуктор 3, блок цилиндров 18. В данном положении опорно-распределительного диска 28 блок цилиндров 18 и наклонная шайба 21 с солнечной шестерней 23 вращаются в одном, либо различных направлениях в зависимости от соотношения параметров гидропередачи. Солнечная шестерня 23 приводит во вращение сателлиты 26 и ведомый вал 27 со скоростью вращения, определяемой передаточным отношением выходного планетарного редуктора 4.

$$n_{27} = n_5 \frac{1 - ki_3}{i_3 i_4}, \quad k = \frac{q_n}{q_m}, \quad (2)$$

где  $q_n, q_m$  – объем аксиально-поршневого насоса 1, аксиально-поршневого гидромотора 2;

$k$  – коэффициент, характеризующий отношение объемов насоса 1 и гидромотора 2.

Мощность приводного вала 5 передается ведомому валу 27 механическим и гидравлическим путями.

Для компенсации утечек рабочей жидкости в канал 39 подается рабочая жидкость из контура подпитки (не показан). При перегрузке ведомого вала 27 часть рабочей жидкости вытекает из канала 38 через предохранительный клапан в бак гидросистемы (не показаны).

При повороте опорно-распределительного диска 28 в подшипниковом узле посредством двигателя и червяка 29 на  $90^\circ$  против часовой стрелки плоскость симметрии полукольцевых пазов 30, 31 совпадает с плоскостью наклона шайбы 11. В данном положении опорно-распределительного диска 28 полость кольцевой канавки 36 является всасывающей, а полость кольцевой канавки 37 напорной. Эквивалентный рабочий объем аксиально-поршневого насоса 1 равный сумме всех эквивалентных рабочих объемов 10 цилиндров максимальный. Подача рабочей жидкости аксиально-поршневого насоса 1 максимальная.

Ведомый вал 27 вращается со скоростью:

$$n_{27} = n_5 \frac{1 + ki_3}{i_3 i_4}. \quad (3)$$

Мощность приводного вала 5 передается ведомому валу 27 механическим и гидравлическим путем.

Для компенсации утечек рабочей жидкости в канал 38 подается рабочая жидкость из контура подпитки (не показан). При перегрузке ведомого вала 27 часть рабочей жидкости вытекает из канала 39 через предохранительный клапан в бак гидросистемы (не показаны).

Параметры режима работы (1), (2), (3) гидродифференциальной передачи при  $n_5 = 2100 \text{ мин}^{-1}$  представлены в таблице 1.

Таблица 1

Скорость вращения ведомого вала  $n_{27}$  ( $\text{мин}^{-1}$ )

$i_3$	$k$						
	против часовой стрелки			0	по часовой стрелке		
	1,0	0,6	0,2		0,2	0,6	1,0
1	2	3	4	5	6	7	8
$i_4 = 3,0$							
1,0	1400	1120	840	700	560	280	0
2,0	1050	770	490	350	210	-70	-350
4,0	875	595	315	175	35	-245	-525



продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7	8
$i_4 = 2,0$							
1,0	2100	1680	1260	1050	840	420	0
2,0	1575	1155	735	525	315	-105	-525
4,0	1313	893	473	263	53	-368	-788
$i_4 = 1,0$							
1,0	4200	3360	2520	2100	1680	840	0
2,0	3150	2310	1470	1050	630	-210	-1050
4,0	2625	1785	945	525	105	-735	-1575
знак (-) – реверсирование ведомого вала 29							

Анализ показывает, что изменяя параметры ОГП можно получить нужный диапазон изменения скорости вращения ведомого вала при изменении подачи насоса. Так, например, при  $i_3=i_4=1,5$  и  $k=1,0$  обеспечивается диапазон изменения скоростей вращения ведомого вала  $n_{29}=(2333\div-467)$  мин<sup>-1</sup>, что совпадает с параметрами механических трансмиссий транспортно-тяговых машин.

При повороте опорно-распределительного диска 28 на 90° от нейтрального положения по часовой стрелке и против обеспечивается реверсирование подачи аксиально-поршневого насоса 1 при изменении ее от нулевого до максимального значений. ОГП обеспечивает передачу мощности приводного вала 5 на ведомый вал 27 двумя потоками: гидравлическим через рабочую жидкость и механическим через приводной вал 5, блок цилиндров 18, ступицу наклонной шайбы 21. Разделение потока мощности внутреннее.

Положительным фактором ОГП является относительно простая конструктивная схема, что может оказаться определяющим при разработке ОГП для привода ходового оборудования роботизированных систем специального назначения.

### Литература

1. Петров, В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / В. А. Петров. – М. : Машиностроение, 1988. – 248 с.
2. 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.
3. Гидродифференциальная передача: пат. 11227 U Респ. Беларусь, F 16H 61/44, F 15B 11/22 // С. И. Воробьев, О. В. Корзун, Т. Н. Саевич, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай; заявители С. И. Воробьев, О. В. Корзун, Т. Н. Саевич, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай – № и 20160137; заявл.

2018.04.22; опубл. 2016.10.30 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2016. – № 5.

4. Гидродифференциальная передача: пат. 11789 U Респ. Беларусь, F 16H 61/44, F 15B 11/22 // С. И. Воробьев, В. А. Соболевский, А. В. Волчкович, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай; заявители С. И. Воробьев, В. А. Соболевский, А. В. Волчкович, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай – № u 20180082; заявл. 2018.03.27; опубл. 2018.10.30 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2018. – № 5.

5. Аксиально-поршневая гидромашинa: пат. 20980 C1 Респ. Беларусь, F 15B 11/22 // А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, В. Ю. Шляхтун, В. Ф. Тамело; заявитель Белорусский национальный технический университет. – № а 20131439; заявл. 2013.12.04; опубл. 2017.04.30 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2017. – № 2.

6. Аксиально-поршневая гидромашинa: пат. 18365 C1 Респ. Беларусь, F 04B 1/12 // А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай; заявитель Белорусский национальный технический университет. – № а 20111501; заявл. 2011.11.11; опубл. 2014.06.30 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2014. – № 3.

7. Аксиально-поршневая гидромашинa: пат. 21409 C1 Респ. Беларусь, F 15B 11/22 // А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, В. Ф. Тамело; заявитель Белорусский национальный технический университет. – № а 20140247; заявл. 2014.05.02; опубл. 2017.10.30 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2017. – № 5.

8. Реверсируемый аксиально-поршневой насос: пат. 22258 C1 Респ. Беларусь, F 15B 11/22 // А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, В. Ф. Тамело; заявитель Белорусский национальный технический университет. – № а 20150369; заявл. 2015.07.09; опубл. 2018.12.30 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2018. – № 6.

9. Гидродифференциальная передача: пат. 22682 C1, Республика Беларусь, F 16H 39/10 / А. А. Поддубный, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, А. И. Герасимюк, А. М. Куксо; «Белорусский государственный университет транспорта», Белорусский национальный технический университет. – № а 20180149; заявл. 2018.04.20; опубл. 2019.08.30 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2019. – № 4.

10. Гидродифференциальная передача: пат. 22728 C1, Республика Беларусь, F 16H 39/10 / А. А. Поддубный, А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, В. Ф. Тамело, А. М. Куксо; «Белорусский государственный университет транспорта», Белорусский национальный технический университет. – № а 20180026; заявл. 2018.01.26; опубл. 2019.10.30 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2019. – № 5.

11. Котлобай, А. Я. Объемные гидравлические передачи ходового оборудования транспортно-тяговых машин / А. Я. Котлобай, А. А. Котлобай, В. Ф. Тамело // Инженер-механик. – 2017. – №2 (75). – С. 18–25.

УДК 69.05–82–229.384

### **Объемная гидродифференциальная передача мобильной машины**

Котлобай А. Я., Котлобай А. А., Юнусов Ю. Ш., Быковский Д. В.  
Белорусский национальный технический университет

Предприятиями транспортного машиностроения ведется поиск направлений развития приводов оборудования мобильных машин, роботизированных систем специального назначения. Активно развиваются объемные гидропередачи (ОГП) в приводах мобильных машин.

Попытки классифицировать варианты построения структурных схем ОГП с внутренним разветвлением потока мощности, реализованных мировыми производителями, и гипотетически возможных, позволили автору [1] условно разделить ОГП на две группы в зависимости от фиксирования элементов насоса либо гидромотора. Рассмотрим примеры реализации ОГП с внутренним разветвлением потока мощности второй группы – ОГП с неподвижными элементами насоса (*рисунок 1*).

Структура ОГП с внутренним разветвлением потока мощности на базе аксиально-поршневых гидромашин предполагает связь ведущего вала с блоком цилиндров 5 насоса 1 (см. *рисунок 1, а, б*) при зафиксированных наклонной шайбе 6 и гидрораспределителе насоса 1, либо с наклонной шайбой 6 насоса 1 и гидрораспределителем (см. *рисунок 1, в, г*), при неподвижном блоке цилиндров 5 насоса 1. Блок цилиндров 5 насоса 1 связан с блоком цилиндров 7 гидромотора 2 (см. *рисунок 1, а*), либо с наклонной шайбой 8 гидромотора 2 (см. *рисунок 1, б*). Ведомый вал связан с наклонной шайбой 8 гидромотора 2 (см. *рисунок 1, а*), либо с блоком цилиндров 7 гидромотора 2 (см. *рисунок 1, б*). Наклонная шайба 6 насоса 1 связана с наклонной шайбой 8 (см. *рисунок 1, в*), либо с блоком цилиндров 7 (см. *рисунок 1, г*) гидромотора 2. Ведомый вал связан с блоком цилиндров 7 (см. *рисунок 1, в*), либо с наклонной шайбой 8 гидромотора 2 (см. *рисунок 1, г*). В механических линиях связи структурных элементов насоса 1 и гидромотора 2 с ведомым валом могут включаться промежуточный 3 и выходной 4 редукторы, обеспечивающие получение заданного диапазона скоростей вращения  $n_2$  ведомого вала, при фиксированном значении частоты вращения ведущего вала  $n_1$ .