

Литвинский Г. Г.*Донбасский государственный технический университет**E-mail: ligag@ya.ru*

РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ АКСИАЛЬНОЙ ГИДРОМАШИНЫ С ЗУБЧАТО-ТОРЦЕВЫМ ВЫТЕСНИТЕЛЕМ

Рассмотрена проблема состояния и перспективы применения объемных поршневых гидромашин (ГМ) в тяжелых отраслях промышленности. Показана необходимость перехода к гибридным безредукторным приводам с использованием низкооборотных высокомоментных ГМ поршневого типа. Проанализированы достоинства и недостатки радиальных и аксиальных поршневых ГМ и намечены направления их совершенствования. Сформулированы требования, которым должны удовлетворять конструкции объемных ГМ. Целью работы являлось создание нового типа аксиально-поршневых ГМ многократного действия с широким диапазоном частот вращения и низкими габаритно-массовыми показателями. В результате разработана объемная аксиальная высокомоментная низкооборотная ГМ нового поколения, реверсивная, обратимая и многократного действия, ее главная отличительная особенность — принципиально новая конструкция вытеснителя, выполненного в виде диска с торцевыми зубьями, совершающего возвратно-поступательное и вращательное движение на валу. Предложена методика расчета ГМ, которая может быть запрограммирована в пакетах Mathlab и MathCad. У новой ГМ за один оборот вала происходит несколько циклов работы вытеснителя (до 50 и более), что дает высокое значение крутящих моментов (до 10 кН и более) и частоту вращения от 0,01 до 2..5 Гц при номинальном рабочем давлении 25...32 МПа. ГМ позволяет осуществить прямое соединение двигателя с исполнительным органом по прогрессивной гибридной схеме без громоздких и малонадежных редукторов и длинных валов. ГМ в схеме «статор — колесо» наиболее соответствует применению в тяжелой технике, особенно для горной промышленности при подземной (комбайны, лебедки, конвейеры и др.) и открытой (экскаваторы, бульдозеры, трейлеры, грузовики) разработке сырьевых ресурсов.

Ключевые слова: аксиальная гидромашинa, вытеснитель, крутящий момент, частота вращения, статор-колесо, гибридный привод, конструкция, расчеты, параметры.

1 Проблема и задачи исследований

В настоящее время в базовых отраслях тяжелой промышленности и в первую очередь в технике, связанной с подземным строительством и добычей сырьевых ресурсов в виде твердых, жидких и газообразных ископаемых, происходит дальнейшее развитие или качественная смена концепций и доктрин.

В горной промышленности также происходит, хотя и с определенным запаздыванием, отказ от традиционных организационных и технических решений, интенсивный поиск новых способов и средств производства предельно высокого технического уровня, кардинально повышающих безопасность, производительность и

условия труда при высоком качестве и эффективности достигаемых результатов.

Одним из наиболее эффективных направлений модернизации горного оборудования является его оснащение гидроприводом, чему посвящены многочисленные исследования и обзоры [1–10 и др.].

Практически любая мобильная и стационарная горная машина (выемочные и проходческие комбайны и агрегаты, буровое оборудование, лебедки, ленточные и скребковые конвейеры, подъемное оборудование и др.) может быть с высокой эффективностью улучшена путем замены электрического привода высокомоментным объемным гидроприводом.

Гидромашин (ГМ) нашли достаточно широкое применение в высокотехнологич-

НЕДРОПОЛЬЗОВАНИЕ

ных отраслях промышленности (авиационный, морской и автомобильный транспорт, космонавтика и др.), поскольку обладают многими достоинствами:

- простота преобразования одного вида движения в другое, устранение понизительных редукторов и распределительных устройств;
- передача больших мощностей при небольших габаритах и массе, малая инерционность;
- быстроедействие и высокая точность управления;
- легкость и удобство реверсирования, простота разветвления потоков мощности;
- плавное (бесступенчатое) регулирование выходных показателей: мощности и скорости;
- свобода в компоновке при расположении гидроагрегатов и при размещении их узлов;
- простота конструкции передач и предохранительных устройств.

Однако следует указать и присущие ГМ недостатки:

- высокие требования к материалам и точности изготовления узлов и деталей;
- сложность, а в ряде случаев, невозможность ремонта в условиях эксплуатации;
- влияние чистоты и температуры рабочей жидкости на показатели работы, что требует ее постоянной фильтрации и охлаждения;
- необходимость обслуживания и контроля компетентными специалистами и пр.

Во многих отраслях промышленности для силовых приводов получили широкое применение объемные ГМ в основном двух различных типов [1–4, 6–8]: радиально- и аксиально-поршневые (рис. 1, 2). Эти ГМ являются обратимыми, т. е. могут работать как объемные гидронасосы или гидромоторы, в которых функцию вытеснителей выполняют поршни (плунжеры).

Как правило, радиально-поршневые ГМ (рис. 1) используют как высокооборотные насосы для маслостанций, тогда как аксиально-поршневые — в виде высокомоментных гидромоторов для гидроприводов. Эти ГМ меньше электродвигателей по массе в 15–30 раз, а по размерам в 3–4 раза [2] и

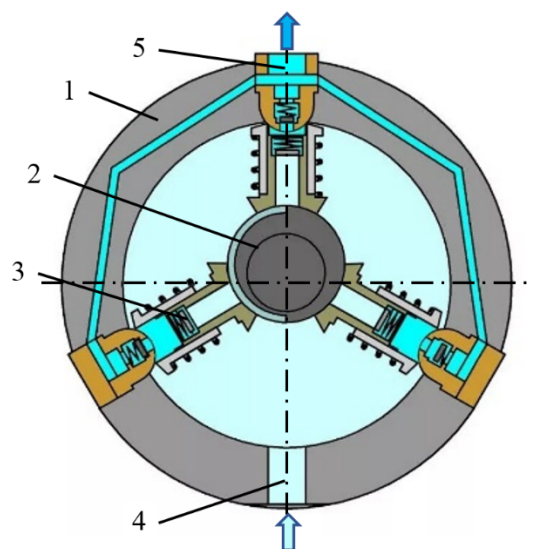
занимают лидирующее положение в безредукторных приводах горного и общепромышленного оборудования.

По числу разновидностей конструктивного исполнения насосы и гидромоторы с аксиальным (или близким к нему) расположением цилиндров (рис. 2) являются наиболее распространенными. В гидравлических системах (гидроприводах) они во много раз превосходят прочие типы ГМ.

Однако повсеместной замене электропривода на ГМ препятствует ряд их существенных недостатков.

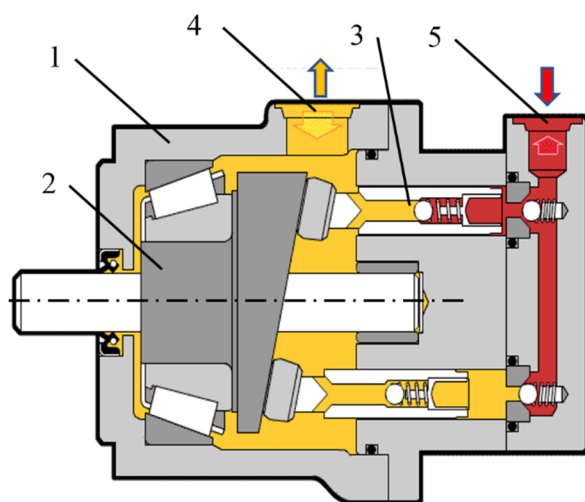
Радиально-поршневые ГМ, которые обладают многократным действием и высоким крутящим моментом, имеют ограниченное число оборотов, сложность конструкции и большие габаритные размеры.

Аксиальные ГМ относятся к классу машин однократного действия, что ведет к высоким оборотам выходного вала, наличию «мертвой точки», ограничению минимального числа оборотов. Кроме того, им присущи низкий крутящий момент и малый рабочий объем.



1 — статор, 2 — ротор; 3 — вытеснитель;
4, 5 — ввод и вывод рабочей жидкости
соответственно низкого и высокого давления

Рисунок 1 — Поперечное сечение конструктивной схемы радиально-поршневого гидронасоса



1 — статор, 2 — ротор; 3 — вытеснитель;
4, 5 — ввод и вывод рабочей жидкости
соответственно низкого и высокого давления

Рисунок 2 — Продольное сечение
конструктивной схемы аксиально-поршневого
гидродвигателя

Следует выделить общие недостатки, присущие объемным ГМ:

- главный вектор и главный момент всех сил между взаимодействующими элементами ГМ (в основном между статором и вытеснителем) сосредоточены либо в точках, либо по линиям или малым участкам контакта соприкасающихся поверхностей;
- не используется обратный ход поршня вытеснителя в рабочем цикле, что по крайней мере вдвое снижает технические характеристики ГМ;
- поршни вытеснителя, как правило, подвергаются боковым усилиям, что приводит к их изгибу и износу, резкому ограничению ресурса и работоспособности основных контактирующих элементов.

Аксиально-поршневая ГМ нуждается в коренной модернизации за счет перехода из класса ГМ однократного действия в класс многократных ГМ, что даст, при сохранении остальных ее преимуществ, высокий крутящий момент при малом числе оборотов и существенно расширит область целесообразного применения.

Отсюда становится понятным, что существующие объемные ГМ имеют большие

резервы совершенствования: упрощение конструкции, снижение габаритов и массы, стоимости изготовления и эксплуатации, повышение моторесурса до 20...30 тыс. часов работы и более.

Особенно следует обратить внимание на аксиально-поршневые ГМ, если обеспечить у них малые обороты при высоком крутящем моменте. Это заметно расширит область их применения в гибридных безредукторных трансмиссиях мобильных машин (например, в горных проходческих и выемочных комбайнах, буровом оборудовании, карьерных автосамосвалах, бульдозерах и т. д.) [11–13].

Таким образом, создание нового типа ГМ, способных объединить преимущества и исключить недостатки радиальных и аксиальных ГМ, является актуальной межотраслевой проблемой.

Целью данной работы является создание нового типа аксиально-поршневых ГМ многократного действия с широким диапазоном частот вращения и низкими габаритно-массовыми показателями. Поставленная цель достигается путем решения следующих **задач**:

- выполнить анализ существующих конструкций аксиальных ГМ, выявить их недостатки и пути совершенствования;
- создать новую конструкцию аксиальной ГМ многократного действия с низкими габаритно-массовыми показателями;
- разработать методику расчета ее параметров и выполнить оценочный расчет новой конструкции ГМ.

2 Анализ конструкции аксиальной гидромашины ГМАГ

В качестве аналога взята гидромашина аксиальная гармоническая ГМАГ [14], которая состоит (рис. 3, 4) из полого вала 1, установленного на радиальных подшипниках 2 в корпусе 3, и подвижных вытеснителей 4, расположенных на валу 1 с помощью шлицов 5. Поверхности торцов 6 вытеснителей 4 выполнены в виде конгруэнтно сдвинутых вдоль оси вала гармоничных волн.

НЕДРОПОЛЬЗОВАНИЕ

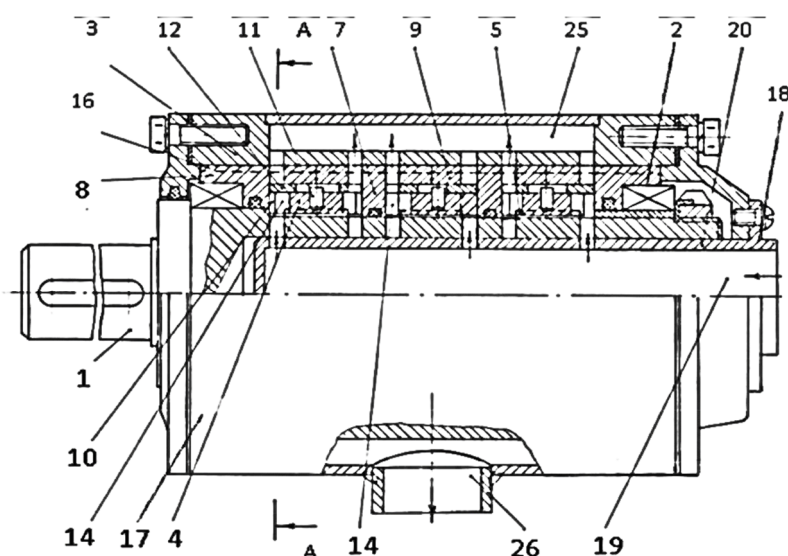


Рисунок 3 — Общий вид конструкции аксиальной гармонической гидромашины ГМАГ

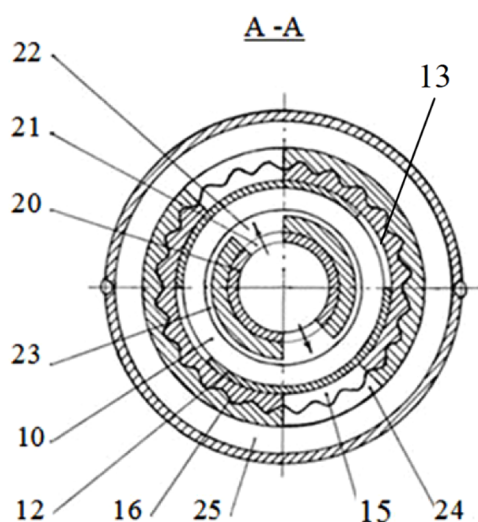


Рисунок 4 — Разрез ГМ по рабочей камере 14

На рисунке 5 представлена развертка ГМ по вытеснителям, где можно проследить за особенностями контакта торцевых поверхностей вытеснителей 4 и стенок 7 кольцевых втулок 8 и 9 в кольцевой полости 10.

На вытеснителях 4 установлены с помощью штифтов 11 распределительные кольца 12 с радиальными отверстиями 13. Вытеснители 4 расположены в неподвижной кольцевой полости 10 и герметично разделяют ее на две рабочие камеры 14.

Полость 10 образована с помощью внутренних цилиндрических поверхностей

кольцевых втулок 8 и 9, снабженных отверстиями 15. Эти кольцевые втулки имеют тавровое сечение с переменной по гармоническому закону толщиной стенки и выполнены зеркально-симметрично по отношению к гармонично-волновым поверхностям торцов 6 вытеснителей 4. Внешние цилиндрические поверхности этих втулок снабжены шлицами 16 и тем самым неподвижно закреплены на внутренней цилиндрической поверхности корпуса 3. Корпус 3 и находящиеся в нем кольцевые втулки 8 и 9 зафиксированы с помощью крышек 17 и 18.

Напорная гидромагистраль 19 (рис. 3) подведена к распределительной трубе 20, неподвижно установленной в центре полого вала 1. Труба 20 имеет радиальные отверстия 21, периодически соединяемые с отверстиями 22 при вращении вала 1 и с наружной кольцевой проточкой 23, что позволяет управлять движением потока рабочей жидкости в соответствии с движением вытеснителей.

Из каждой рабочей камеры 14 рабочая жидкость через отверстия 13 в распределительном кольце 12 движется через отверстия 15 во втулках 8 и 9 и отверстия 24 в корпусе в распределительную камеру 25, а из нее — в гидромагистраль низкого давления 26.

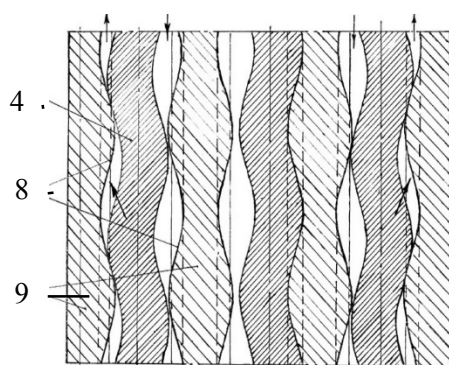


Рисунок 5 — Развертка ГМ по диаметру вытеснителей 4

Несмотря на очевидные достоинства ГМ-аналога, можно отметить и ряд ее недостатков:

- недостаточный объем рабочей камеры, что снижает производительность ГМ;
- контактирующие поверхности в виде радиальной линии между вытеснителем и кольцевыми втулками, что ведет к концентрации напряжений и их повышенному износу;
- работа распределительных колец 12 с радиальными отверстиями 13 не обеспечивает четкого переключения потоков из напорной и сливной магистралей, что приводит к излишним объемным потерям, заметно снижает объемный КПД ГМ.

Для устранения указанных недостатков целесообразно разработать новую ГМ с принципиально иным вытеснителем и способом его взаимодействия со статором.

3 Разработка новой конструкции аксиальной гидромашины

Исходя из анализа состояния проблемы, приоритетными направлениями совершенствования конструкции аксиальной ГМ являются:

- обеспечение работы поршня вытеснителя как гидроцилиндра двустороннего действия;
- изменение принципа работы вытеснителя за счет совмещения возвратно-поступательного и вращательного движений;
- использование преимуществ класса ГМ многократного действия;

- удобство перехода от режима насоса к гидромотору и наоборот (реверсивность);
- возможность работы по схемам с постоянным и переменным гидропотоками в напорной и сливной магистралях рабочей жидкости (аналог постоянного и переменного токов);
- многовариантность конструкторских решений и модификаций в разных типах агрегатов и мобильных машин от статор- до ротор-колеса.

В первую очередь при конструировании ГМ необходимо уделить внимание конфигурации ее исполнительного органа — вытеснителя. В целях достижения максимальной производительности ГМ необходимо обеспечить его движение по осевому направлению с возможно большей площадью рабочей камеры.

Кроме того, с целью устранения точечных или линейных контактов вытеснителя, выполняющего роль ротора, при его вращательном движении в рабочей камере следует выполнить контактные участки с выступами статора, закрепленного на торцах корпуса, в виде плоских поверхностей.

Поставленной цели можно достигнуть, если рабочие поверхности вытеснителя 1 (ротора) и им соответствующие поверхности статора 2 выполнить в виде зеркальных друг к другу торцевых зубьев (рис. 6). При развертке контура рабочей камеры по ее наибольшему диаметру торцевые зубья вытеснителя и ответные зубья статора видны как прямолинейные отрезки.

Такая конструкция поверхностей ротора и статора обеспечивает соблюдение постоянной площади силового контакта при любом их взаимном расположении в процессе работы ГМ. При этом вытеснитель совершает вращательное и возвратно-поступательное движение относительно оси рабочей камеры, дозированно изменяя ее размеры вдоль оси. Тем самым работа вытеснителя с взаимно обратными рабочими поверхностями торцевых зубьев аналогична работе поршня гидроцилиндра двустороннего действия.

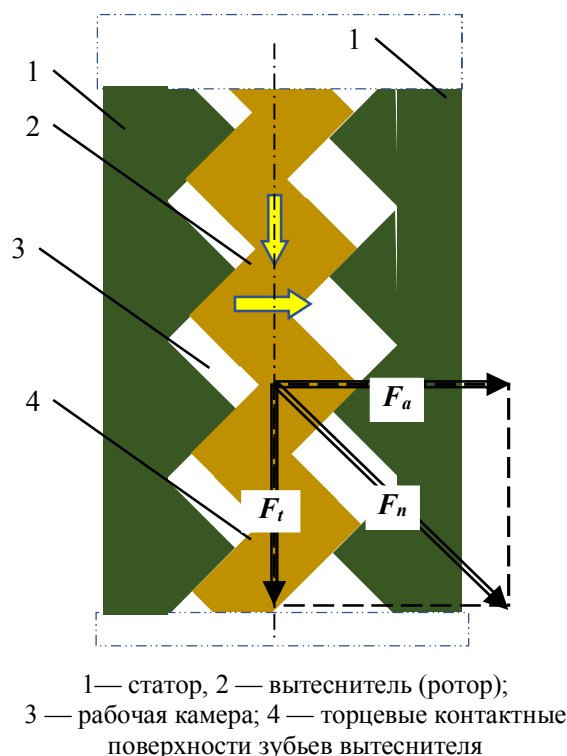


Рисунок 6 — Развертка внешней поверхности рабочей камеры 3 ГМ по диаметру вытеснителя 1

На рисунке 6 показан случай, когда слева от вытеснителя 2 к рабочей камере 3 подключена напорная магистраль, а справа — сливная гидромагистраль.

Сам вытеснитель 2 поступательно движется вдоль оси рабочей камеры 3 по шлицам направляющего вала (не показаны), что заставляет его скользить по торцевым поверхностям зубьев статора 1 и совершать поворотное движение (на рисунке 6 — вверх), передавая вращательный момент на вал ГМ. Здесь же показан параллелограмм усредненных по площади вытеснителя сил, с которыми торцевые зубья вытеснителя воздействуют на неподвижный статор ГМ:

F_a — аксиальная сила, которая воспринимается статором;

F_t — тангенциальная сила, передаваемая через вытеснитель на силовой вал;

F_n — нормальная к граням вытеснителя и статора результирующая сила.

Возможная конструктивная компоновка ГМ показана на рисунке 7. В результате

поступательного знакопеременного движения вытеснителя в ГМ с одной секцией неизбежно будут появляться вибрации. Для их компенсации целесообразно применять двухсекционную (или с четным числом секций) компоновку аксиальных ГМ.

Таким образом, в арсенале у конструктора имеется довольно большое разнообразие компоновочных схем ГМ: одно- и многосекционных, где секции могут быть подключены к гидромагистралям последовательно и параллельно. Кроме того, нельзя упускать из виду еще одну перспективную компоновку, ее условно можно назвать оппозитной, когда у гидромотора вытеснитель расположен не вне, а внутри выходного вала с внутренними шлицами, который одновременно частично выполняет роль внешнего корпуса.

4 Особенности работы новой аксиальной ГМ

Гидромашина аксиальная в режиме насоса работает следующим образом (рис. 7). Полый вал 1 вращается под действием внешнего крутящего момента M и через шлицы 5 сообщает вытеснителям 4 вращательное движение.

Вытеснители 2 находятся в зацеплении своими криволинейными торцами 4 с одной из торцевых радиально-зубчатых поверхностей неподвижного дискового статора 1, закрепленного на корпусе ГМ.

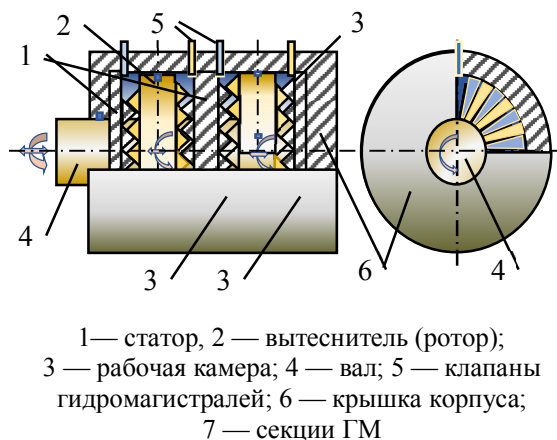


Рисунок 7 — Компоновочная схема аксиальной двухсекционной ГМ

В результате взаимодействия с торцевыми зубчатыми поверхностями статора вытеснителям сообщается дополнительно к вращательному аксиальное возвратно-поступательное перемещение в рабочей камере 3 с постоянной скоростью, пропорциональной скорости вращения приводного вала.

При этом вытеснитель 2 меняет объем примыкающих к нему с обеих сторон рабочих камер 3, создавая при этом разрежение в одной из них, объем которой увеличивается. При падении давления впускной клапан открывается и камера заполняется рабочей жидкостью низкого давления. Одновременно с этим происходит вытеснение рабочей жидкости из камеры по другую сторону вытеснителя через выпускной клапан 5 напорной гидромагистрали.

При обратном ходе вытеснителей 2 рабочие камеры 3 нагнетания и всасывания меняются местами. Это обеспечивает движение рабочей жидкости в ГМ с постоянной скоростью.

ГМ является обратимой и при работе в режиме гидромотора меняется только направление передачи усилий от поворота вытеснителей 2 к валу 4. Кроме того, ГМ является реверсивной, для изменения направления вращения необходимо произвести переключение потока рабочей жидкости в подводящих гидромагистралях.

Технические показатели ГМ во многом определяются числом торцевых зубьев на вытеснителе (рис. 8). Для ГМ с большим

числом оборотов следует предусматривать меньшее число торцевых зубьев. При минимальном их числе (оно равно двум) в гидромоторе каждый рабочий ход вытеснителя дает пол-оборота выходного вала.

Особенностью конструкции является возможность последовательного размещения в ней на одном валу нескольких силовых секций, каждая из которых включает в себя (см. рис. 7) два торцевых статора 1, закрепленных на корпусе, и подвижный между ними один вытеснитель 2, выполняющий роль ротора, передающий посредством шлицевого соединения с валом крутящий момент. Последний преобразуется посредством торцевых зубчатых контактов в осевое знакопеременное перемещение вытеснителей внутри рабочих камер.

Каждая секция ГМ снабжена одинаковыми торцевыми зубьями, обеспечивающими надежное зацепление и передачу крутящего момента валу 4 ГМ. При этом отличие конструкции ГМ состоит в том, что общая площадь плоских контактных поверхностей торцевых зубьев, служащих для передачи крутящего момента, у каждого вытеснителя остается всегда постоянной. Незменность суммарной площади силового контакта является одним из главных отличий предлагаемой конструкции ГМ и обеспечивает ей значительные преимущества по сравнению с иными ГМ: повышенная долговечность и надежность работы, компактность и высокие технико-экономические показатели.

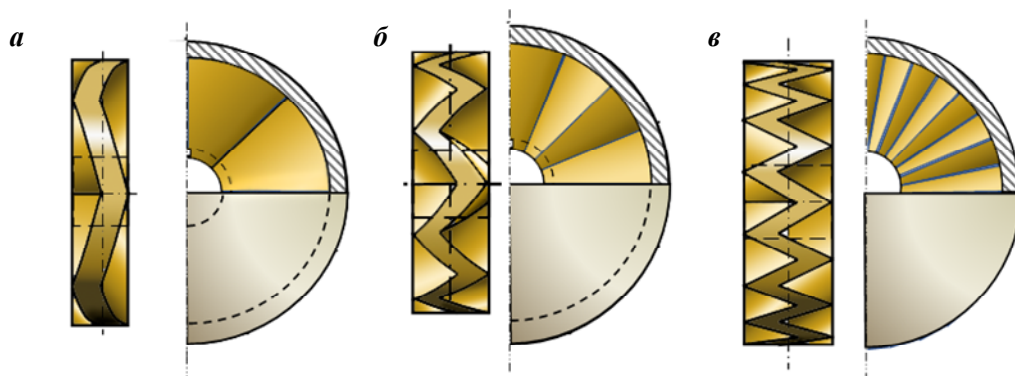


Рисунок 8 — Схемы вытеснителей с разным числом (2, 8 и 16) торцевых зубьев для ГМ со скоростью вращения: а — высокой, б — средней, в — низкой

Количество вытеснителей 2 в конструкции ГМ может быть разным (от 2 до 20–30 и более), при этом для снижения до минимума вибраций при работе ГМ следует предусматривать их четное число, добиваясь того, чтобы вытеснители 2 были с одинаковым числом зубьев и работали попарно антисимметрично, т. е. векторы скорости их поступательного движения по шлицам вала вдоль оси ГМ были всегда разного знака.

В общем случае угол поворота вала строго согласован с числом зубьев на вытеснителе:

$$\alpha_{\omega} = 2\pi / n_z, \quad (1)$$

где n_z — число торцевых зубьев на вытеснителе.

Число рабочих ходов возвратно-поступательного перемещения вытеснителя за один оборот вала m_z строго согласовано с числом торцевых зубьев на вытеснителе: $m_z = n_z$.

Надо отметить, что число зубьев на вытеснителях смежных секций ГМ не обязательно должно быть одинаковым, однако обязательным условием является то, что их число должно быть кратным, например 2:4:8 или 3:9 и т. д. Такая особенность компоновки гидросистем заметно расширяет возможности проектировщика и конструктора удовлетворять технические требования, предъявляемые к создаваемой ГМ.

Так как силовое взаимодействие торцевых зубьев статора и вытеснителя происходит под углом, то на плоскости контакта торцевых зубьев вытеснителя с зубьями статора эта сила раскладывается (см. рис. 6) на две составляющие: осевую $\vec{F}_a$ и тангенциальную $\vec{F}_t$, из которых тангенциальная $\vec{F}_t$ создает крутящий момент $\vec{M}_a$ относительно оси вала и приводит его во вращение, а осевая воспринимается статором, закрепленном на крышке корпуса:

$$\begin{aligned} \vec{F} &= \vec{F}_a + \vec{F}_t, \\ \vec{M}_a &= \vec{F} \cdot \vec{R} = \vec{F}_t \cdot \vec{R}, \end{aligned} \quad (2)$$

где $\vec{M}_a$ и $\vec{F}$ — соответственно главный момент и главный вектор всех сил, действующих на вытеснитель;

$\vec{F}_a$ и $\vec{F}_t$ — усредненные по площади вытеснителя аксиальная и тангенциальная силы его взаимодействия с торцевыми зубьями статора;

$\vec{R}$ — радиус-вектор точки приложения распределенного по окружности главного вектора всех осевых сил, действующих на вытеснитель.

5 Оценка параметров новой ГМ

Особенность расчета данной ГМ состоит в том, что параметры ГМ определяем исходя из требований механической прочности деталей (прочностной расчет) и пропускной способности ГМ при движении рабочей жидкости (гидравлический расчет). Расчет проводим без учета объемного и гидромеханического КПД, что в дальнейшем следует учесть при реальном проектировании ГМ (мощность будет меньше на 5...10 %) [10].

В качестве исходных данных для расчета ГМ приняты:

ω — частота вращения выходного вала ГМ, об/с;

M_a — максимальный момент на выходном валу гидромотора, кНЧм;

p — давление в напорной магистрали гидромотора, МПа.

Рабочий объем ГМ V_p , расход рабочей жидкости Q , максимальную мощность P определяем по известным формулам гидравлики [1, 4].

Определяем выходную мощность гидромотора:

$$P_G = 2\pi \cdot M_a \cdot \omega_{\max}, \quad (3)$$

где $\omega_{\max}$ — максимальная частота вращения выходного вала гидромотора, об/с.

Находим объем рабочей жидкости, проходящий через рабочую камеру ГМ за один оборот выходного вала, т. е. расчетный рабочий объем гидромотора:

НЕДРОПОЛЬЗОВАНИЕ

$$q_{\Gamma} = 2\pi \cdot \frac{n_k \cdot M_a}{p \cdot \eta_{\Gamma}} \eta_o, \quad (4)$$

где η_{Γ} — общий КПД гидромотора, обычно $\eta_{\Gamma} \approx 0,75 \dots 0,85$, принимаем $\eta_{\Gamma} = 0,8$;

η_o — объемный КПД гидромотора, равный $\eta_o \approx 0,9 \dots 0,95$, принимаем $\eta_o = 0,92$;

n_k — кратность действия вытеснителя за один оборот вала, $n_k = 2n_z$.

Максимальный расход рабочей жидкости, потребляемой гидромотором:

$$Q_{\Gamma} = q_{\Gamma} \omega_{\max} / \eta_o. \quad (5)$$

Геометрический объем рабочей камеры равен:

$$V_p = (2h_z + t_d) \cdot A_p, \quad (6)$$

где h_z — высота торцевых зубьев на вытеснителе и статоре, мм;

t_d — толщина тела вытеснителя, мм;

A_p — площадь рабочей камеры $A_p = \pi r_p^2$, мм²;

r_p — радиус рабочей камеры, мм.

Объем рабочей камеры следует согласовать с максимальным расходом рабочей жидкости (5), для чего следует изменить либо число зубьев n_z , либо угол наклона их граней α_z к радиусу вала.

Рабочий ход вытеснителя l_x равен удвоенной максимальной высоте торцевого зуба $l_x = 2h_z$.

В свою очередь, высота зуба h_z определяется через число зубьев n_z и угол α_z между радиусом и гранью зуба вытеснителя:

$$h_z = \frac{\pi r_p}{n_z} \cos \alpha_z. \quad (7)$$

Осевое усилие, действующее на вытеснитель, определим по заданному рабочему номинальному давлению в рабочей камере:

$$F_a = p \cdot A_p = \pi p r_p^2. \quad (8)$$

Нормальное F_n и тангенциальное F_t усилия, действующие на грани торцевых зубьев, будут соответственно равны

$$\begin{vmatrix} F_t \\ F_n \end{vmatrix} = F_a \begin{vmatrix} \operatorname{tg} \alpha_z \\ \cos^{-1} \alpha_z \end{vmatrix}. \quad (9)$$

Внутренний диаметр трубы d_{TP} напорной магистрали определяем из условия ее пропускной способности при допустимой максимальной скорости потока $v_{II} = 3$ м/с.

Толщину стенки трубы напорной магистрали и ее наружный диаметр D_{TP} находим исходя из сопротивления материала трубы на разрыв.

Диаметры вала d_B вытеснителя и выходного вала гидромотора удобно принять одинаковыми и определять из условия прочности на кручение под действием максимального момента M_a .

Таким образом, методика расчета ГМАГ достаточно проста и может быть легко запрограммирована для вычислений в известных пакетах Mathlab и MathCad, что дает возможность проведения многовариантных расчетов с целью оптимизации параметров конструкции. Особенно это важно при выборе гибридного привода для самодвижущих тяжелых машин [11–13].

Пример расчета основных параметров низкооборотного гидромотора с высоким крутящим моментом

В качестве исходных данных примем:

– частота вращения выходного вала ГМ $\omega = 1$ об/с;

– максимальный момент на выходном валу гидромотора $M_a = 1$ кНЧм;

– давление в напорной магистрали гидромотора $p = 32$ МПа;

– число торцевых зубьев на вытеснителе $n_z = 8$.

Тогда с использованием зависимостей (1–9) получим следующие расчетные данные:

– выходная мощность гидромотора $P_{\Gamma} = 62,8$ кВт;

– расчетный рабочий объем гидромотора $q_{\Gamma} = 0,226$ л;

– кратность действия вытеснителя за один оборот вала $n_k = 16$;

НЕДРОПОЛЬЗОВАНИЕ

– максимальный расход рабочей жидкости, потребляемой гидромотором, $Q_{\Gamma}=0,245$ л/с.

Для определения объема рабочей камеры гидродвигателя найдем диаметр трубчатого вала ГМ, который воспринимает крутящий момент $M_a=1$ кНЧм. Расчеты дают следующие данные о вале, который работает на кручение с допускаемым напряжением $[\tau]=30$ МПа и модулем сдвига для стали $G=8 \cdot 10^4$ МПа.

Наружный диаметр вала $D=80$ мм, толщина стенки $S=5$ мм; полярный момент сопротивления $W_p=33,1$ см³, полярный момент инерции $J_p=166$ см⁴, площадь поперечного сечения $A=11,8$ см².

В результате расчета вала получаем касательные напряжения $\tau=30$ МПа $=[\tau]$, угол закручивания вала $\theta=0,0075$ рад/м (что меньше допустимого, равного 0,017 рад.) и большой запас (2, 3) по углу закручивания.

Произведем расчет на прочность корпуса ГМ, который выполним из трубы, способной выдержать давление рабочей жидкости $p=32$ МПа.

Исходные данные:

- расчетное давление $p=32$ МПа;
- наружный диаметр $D_T=180$ мм;
- внутренний диаметр $d_T=160$ мм;
- толщина стенки $S_T=15$ мм;
- марка стали трубы 20;
- допускаемое напряжение $[\sigma]=180$ МПа.

Результаты расчета следующие:

– коэффициент запаса прочности трубы по толщине стенки $1,09 > 1$;

– расчетная толщина стенки трубы корпуса 14 мм (меньше принятой 15 мм), запас прочности 1,2;

– допустимое рабочее давление в трубе $[p]=36,85$ МПа, что дает запас прочности $32/36,85=1,15$ (табл. 1).

Определим внутренний диаметр напорной гидромагистральной и толщину ее стенки по

известному потоку Q_{Γ} и его скорости 3 м/с: $d_t=0,032$ м. После расчета получаем:

- наружный диаметр трубы 50 мм;
- внутренний диаметр трубы 38 мм;
- расчетная толщина стенки трубы 6 мм.

Осталось определить геометрические размеры гидромотора.

Длина хода вытеснителя в рабочей камере равна максимальной высоте торцевых зубьев в мм:

$$l_x = \pi \cdot D n_z^{-1} \sin \alpha = \pi \cdot 200 \cdot 8^{-1} \sin 45 = 55,6.$$

Общая длина рабочей камеры равна:

$$L_k = 2l_x + \Delta_{\epsilon} = 137 \text{ мм},$$

где $\Delta_{\epsilon}=25$ мм — толщина тела вытеснителя возле стенки рабочей камеры.

Объем рабочей камеры тогда составит

$$V_k = L_k \cdot A_k = 25 \cdot \pi \cdot (160/2)^2 = 5,03 \cdot 10^5 \text{ мм}^3.$$

Общая длина корпуса гидромотора складывается из толщин двух крышек $t_k=20$ мм и статора $t_s=t_x + \Delta_{\epsilon}=55+25=80$ мм.

Объем гидромотора по корпусу составит в литрах:

$$V_K = (L_k + t_s) \cdot A_K = (137 + 80)\pi(100)^2 = 6,82.$$

В этом объеме выделим размер пустот, который складывается из объема рабочей камеры и объема внутренней полости вала, что в сумме дает $V_{\Pi}=0,5$ л.

Теперь можно оценить общую массу гидродвигателя:

$$m = \gamma(V_K - V_{\Pi}) = 7,8(6,82 - 0,5) = 51 \text{ кг}.$$

Вычислим силы взаимодействия вытеснителя со статором согласно (8, 9), полагая угол наклона торцевых зубьев равным $\alpha_z=45^\circ$:

$$F_a = F_t = 186 \text{ кН}, F_n = 263,9 \text{ кН}.$$

Таблица 1

Результаты расчета трубы корпуса ГМ на прочность

Труба D, S, мм	P, МПа	T, °C	Марка стали	Ресурс, час.	$[\sigma]$, МПа	D _a , мм	sR+c, мм	$[p]$, МПа
250, 25	32	50	20	30 тыс.	180	180	14,3 < 15 выполнено	36,8 > 32 выполнено

НЕДРОПОЛЬЗОВАНИЕ

Таблица 2
Сравнение показателей гидромоторов

Показатели	МРФ-250/250	Новая зубчато- торцевая ГМ	Отличия, разы
Рабочий объем, см ³	250	226	0,8
Частота вращения, об/с	8	8	1,0
Давление, МПа	32	32	1
Крутящий момент, Н·м	932	1000	1,07
Мощность, кВт	45,9	50,3	1,47
Масса, кг	84	45	0,54

Таким образом, произведена оценка технических параметров зубчато-торцевой ГМ. Сравним ее показатели с примерно равным по мощности гидромотором МРФ-250/250 (табл. 2).

Как следует из таблицы 2, масса новой ГМ оказывается почти в два раза меньше за счет иной конструкции вытеснителя. Очевидно, новая конструкция после оптимизации способна достигнуть еще больших технико-экономических преимуществ.

Задачи дальнейших исследований — нахождение закономерностей и параметрических зависимостей изменения технических показателей новой ГМ при оптимизации ее конструкции, сопоставление различных конструкций ГМ с использованием критериев технической эффективности, которые удовлетворяют требованиям измеримости, полноты, безразмерности, минимальности и избыточности по методике, предложенной в работе [15].

Выводы

Существующие конструкции объемных ГМ в основном исчерпали возможности своего дальнейшего совершенствования, их интенсивные и экстенсивные параметры не вполне удовлетворяют возросшим требованиям промышленности. На основе проведенного анализа выявлены основные недостатки

существующих объемных ГМ и сформулированы главные требования, которым должны удовлетворять их конструкции.

Разработана объемная аксиальная высокомоментная низкооборотная ГМ нового поколения; она является реверсивной, обратимой и многократного действия; главная отличительная особенность — принципиально новая конструкция вытеснителя, выполненного в виде диска с лучевыми торцевыми зубьями, совершающего возвратно-поступательное и вращательное движение на валу. Следует отметить, что вытеснитель является единственным подвижным элементом в ГМ, что заметно упрощает ее конструкцию, делает ее надежной и долговечной.

Новая конструкция аксиальной высокомоментной гидромашины с зубчато-торцевым вытеснителем имеет следующие отличия:

1. Простое преобразование вращательного движения в поступательное и наоборот, обеспечение реверсивности, т. е. изменение направления вращения, простота конструкции немногочисленных деталей и узлов, удобство монтажа и обслуживания, обусловленная этим относительно низкая стоимость изготовления и эксплуатации.

2. Многократное действие, когда за один оборот вала происходит несколько циклов работы вытеснителя (до 50 и более), что позволяет получить высокое значение крутящих моментов (до 10 кН и более) и работать с частотой вращения от 0,01 до 2...5 Гц при номинальном рабочем давлении 25...32 Мпа.

3. Большой диапазон изменения интенсивных параметров — крутящего момента, мощности и числа оборотов — при низких значениях экстенсивных параметров (габаритов и массы); изменение основных параметров ГМ можно обеспечить путем варьирования числа и наклона зубьев на торце вытеснителя, что ведет к пересмотру лишь ее габаритно-массовых показателей.

4. Свойство обеспечивать высокий крутящий момент при низких оборотах вращения делает данную ГМ наиболее соответствующей для использования в тяжелой технике, особенно для горной промышленности при

НЕДРОПОЛЬЗОВАНИЕ

подземной (комбайны, лебедки, конвейеры и др.) и открытой (экскаваторы, бульдозеры, трейлеры, грузовики) разработке сырьевых ресурсов.

5. Возможность комплектации ГМ из набора унифицированных секций путем последовательного или параллельного их соединения, причем при четном числе секций достигается минимальный уровень вибраций.

6. Технические показатели ГМ за счет малых габаритных размеров и большой мощности на единицу массы позволяют осуществить прямое соединение двигателя с исполнительным органом по прогрессивной

гибридной схеме, отказаться от громоздких и малонадежных редукторов и длинных валов, широко использовать схемы «статор — колесо», допуская применение при эксплуатации негорючих водосодержащих (огнестойких) рабочих жидкостей.

7. Широкая область промышленного применения — от стационарных установок вплоть до транспортных машин с безредукторными приводами, в том числе в гусеничных тракторах, экскаваторах, карьерных автосамосвалах в качестве гидромотор-колес бортового хода и др.

Список источников

1. Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М. : Машиностроение, 1974. 605 с.
2. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. Н. Вильнер [и др.] ; под общ. ред. Б. Б. Некрасова. Мн. : Высш. шк., 1985. 382 с.
3. Никитин О. Ф., Холин К. М. Объемные гидравлические и пневматические приводы М. : Машиностроение, 1981. 269 с.
4. Эрнст В. Гидропривод и его промышленное применение : пер. с англ. М. : Машигиз, 1963. 492 с.
5. Roux N. Design of a Hydraulic Axial Piston Pump. Cranfield University, School of Engineering, Design of Rotating Machines, 2008. 92 p.
6. Лозовецкий В. В. Гидро- и пневмосистемы транспортно-технологических машин : учеб. пособие. СПб. : Лань, 2012. 560 с.
7. Лепешкин А. В., Михайлин А. А. Гидравлические и пневматические системы : учебник. М. : Академия, 2004. 336 с.
8. Mackay R. C. The Practical Pumping Handbook. 1st ed. Oxford : Elsevier Advanced Technology, 2004. 384 p.
9. Петров В. А. Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин. М. : Машиностроение, 1988. 248 с.
10. Объемные гидропривод и гидропневмоавтоматика / Г. А. Аврунин [и др.]. Харьков : ХНАДУ, 2008. 416 с.
11. Chen J.-Sh. Energy Efficiency Comparison between Hydraulic Hybrid and Hybrid Electric Vehicles // *Energies*. 2015. No. 8 (6). P. 4697–4723. DOI: 10.3390/en8064697
12. Hellsing J. Electric hybrids — also for heavy vehicles and machines // *Volvo Technology : Presentation at IFS meeting in Eskilstuna*. 2008. 23 p.
13. Design and validation of a novel hydraulic hybrid vehicle with wheel motors / H. Zhou [et al.] // *Science Progress*. 2020. Vol. 103 (1). 25 p. DOI: 10.1177/0036850419878024
14. Литвинский Г. Г. Высокомоментные объемные гидромашины многократного действия // *Избранные научные труды*. Алчевск : ДонГТУ, 2018. С. 411–417.
15. Литвинский Г. Г. Обоснование критериев технической эффективности объемных гидромашин // *Промислова гідроліка і пневматика*. 2011. № 2. С. 24–26.

© Литвинский Г. Г.

Рекомендована к печати д.т.н., проф., зав. каф. ЭМС ДонГУ Кононенко А. П.,
д.т.н., проф. каф. ГЭС ДонГТУ Корнеевым С. В.

Статья поступила в редакцию 11.03.2025.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

Литвинский Гарри Григорьевич, д-р техн. наук, профессор каф. геотехнологии и безопасности производств

Донбасский государственный технический университет,

г. Алчевск, Россия,

e-mail: ligag@ya.ru

Litvinsky G. G. (Donbass State Technical University, Alchevsk, Russia, e-mail: ligag@ya.ru)

DEVELOPMENT OF AXIAL HYDRAULIC MACHINE DESIGN WITH TOOTHED-END DISPLACER

There has been considered the problem of state and prospects for applying volumetric piston hydraulic machines (HM) in heavy industries. It is shown that there is a need to move to hybrid gearless drives using low-speed, high-torque piston type HMs. The advantages and disadvantages of the radial and axial-piston type HMs are analyzed, and the directions for their improvement are pointed out. The requirements to be met by the designs of volumetric HMs are formulated. The work aimed to create a new type of axial-piston HM of multiple action, with a wide range of speeds and low overall and mass indicators. As a result, a volumetric axial high-torque low-speed HM of a new generation, inversed, reversed and repeated, whose main distinguishing feature is a fundamentally new design of the displacer, made in the form of a disk with end teeth, performing reciprocating and rotary motion on the shaft, has been developed. Methodology for calculating HM is proposed, which can be programmed using Mathlab and MathCad packages. The new HM has several displacer operation cycles (up to 50 and more) per one shaft revolution, which results in high-torque values (up to 10 kN and more) and rotation frequency from 0,01 to 2...5 Hz at nominal working pressure of 25...32 MPa. The HM allows the motor to be directly connected to the operating member in an advanced hybrid scheme without bulky and unreliable gearboxes and long shafts. The HM in the scheme "stator-wheel" is the most suitable for application in heavy machinery, especially for mining industry in undermining (harvesters, winches, conveyors, etc.) and open (excavators, bulldozers, trailers, trucks) development of raw materials resources.

Key words: axial hydraulic machine, displacer, torque moment, rotational speed, stator-wheel, hybrid drive, construction, accounts, parameters.

References

1. Bashta T. M. Volumetric pumps and hydraulic motors for hydraulic systems [Ob'emnye nasosy i gidravlicheskie dvigateli gidrosistem]. M. : Mashinostroenie, 1974. 605 p. (rus)
2. Vil'ner Ya. N. [et al.] Reference book on hydraulics, hydraulic machine and hydraulic drives [Spravochnoe posobie po gidravlike, gidromashinam i gidroprivodam]. Under the general editorship of Nekrasova B. B. Minsk : Vyssh. shk., 1985. 382 p. (rus)
3. Nikitin O. F., Holin K. M. Volumetric hydraulic and pneumatic drives [Ob'emnye gidravlicheskie i pnevmaticheskie privody]. M. : Mashinostroenie, 1981. 269 p. (rus)
4. Ernst W. Hydraulic drive and its industrial applications [Gidroprivod i ego promyshlennoe primeneniye]. Translated from English. M. : Mashgiz, 1963. 492 p. (rus)
5. Roux N. Design of a Hydraulic Axial Piston Pump. Cranfield University, School of Engineering, Design of Rotating Machines, 2008. 92 p.
6. Lozovetskiy V. V. Hydro- and pneumatic systems of transport-technological machines : study letter [Gidro- i pnevmosistemy transportno-tekhnologicheskikh mashin: ucheb. posobie]. SpB. : Lan', 2012. 560 p. (rus)
7. Lepeshkin A. V., Mihajlin A. A. Hydraulic and pneumatic systems : textbook [Gidravlicheskie i pnevmaticheskie sistemy : uchebnyk]. M. : Akademia, 2004. 336 p. (rus)
8. Mackay R. C. The Practical Pumping Handbook. 1st Edition Oxford : Elsevier Advanced Technology, 2004. 384 p.
9. Petrov V. A. Hydraulic transmissions of self-propelled machines [Gidroob'yomnye transmissii samohodnyh mashin]. M. : Mashinostroenie, 1988. 248 p. (rus)

НЕДРОПОЛЬЗОВАНИЕ

10. Avrunin G. A. [et al.] *Volumetric hydraulic drive and hydropneumatic automatics [Ob''emnye gidroprivod i gidropnevmoavtomatika]*. Har'kov : KhNADU, 2008. 416 p. (rus)
11. Chen J.-Sh. *Energy Efficiency Comparison between Hydraulic Hybrid and Hybrid Electric Vehicles*. *Energies*. 2015. No. 8 (6). Pp. 4697–4723. DOI: 10.3390/en8064697
12. Hellsing J. *Electric hybrids — also for heavy vehicles and machines*. *Volvo Technology : Presentation at IFS meeting in Eskilstuna*. 2008. 23 pp.
13. Zhou H. [et al.] *Design and validation of a novel hydraulic hybrid vehicle with wheel motors*. *Science Progress*. 2020. Vol. 103 (1). 25 pp. DOI: 10.1177/0036850419878024
14. Litvinsky G. G. *High-torque volume hydraulic machines of multiple action [Vysokomomentnye ob''emnye gidromashiny mnogokratnogo dejstviya]*. *Izbrannye nauchnye trudy. Alchevsk : DonSTU*, 2018. Pp. 411–417. (rus)
15. Litvinsky G. G. *Justifying the technical efficiency criteria for volumetric hydraulic machines [Obosnovanie kriteriev tekhnicheskoy effektivnosti ob''emnyh gidromashin]*. *Promislova gidravlika i pnevmatika*. 2011. No. 2. Pp. 24–26. (rus)

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Litvinsky Garry Grigorievich, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Geotechnology and Industrial Safety
Donbas State Technical University,
Alchevsk, Russia,
e-mail: ligag@ya.ru