

УДК 622.002.5

В.В. Аксенов, А.А. Хорешок, В.И. Нестеров, М.Ю. Блащук

## ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ РЕДУКТОРНОГО ПРИВОДА В ТРАНСМИССИИ ГЕОХОДА

Увеличение потребности в полезных ископаемых требует повышения темпов добычи и скорости проведения горных выработок. При этом наибольшую трудоемкость составляет проведение подготовительных горных выработок. Наибольшее распространение получили технологии с использованием проходческих машин традиционного исполнения, представленных в основном проходческими комбайнами и проходческими щитами. Проходческие комбайны и щиты имеют ряд недостатков: это ограничение области применения по углам наклона проводимых выработок; сложность создания достаточных тяговых и напорных усилий (попытки обеспечить такие усилия за счет увеличения массы проходческих комбайнов, которая уже превышает 100 т, полностью не решают этой проблемы).

На основании ряда проведенных исследований [1, 2] коллективом ученых была предложена альтернативная технология проведения горных выработок, получившая впоследствии название геовинчестерной, базовым элементом которой является геоход – аппарат, движущийся в подземном пространстве с использованием геосреды. В настоящее время ведутся работы по созданию геоходов нового поколения, при этом сдерживающим фактором является отсутствие обоснованных конструктивных решений его основных функциональных узлов и систем. Основной системой геохода, обеспечивающей передачу усилия внешнему движителю и формирование напорного усилия на исполнительном органе является его трансмиссия перемещения.

Трансмиссии с вращательным движением передач получили в приводах горных машин наибольшее распространение [3, 4]. Их основные преимущества: отсутствие необходимости преобразования поступательного движения во вращательное, достаточно высокий к.п.д., высокая нагрузочная способность.

В качестве источников вращательного движения – двигателей могут выступать электродвигатели, пневмодвигатели, гидромоторы. Наибольшее распространение получили электродвигатели и гидромоторы, а пневмодвигатели применяются в основном там, где невозможно применение электродвигателей по условиям безопасности, а также в механизированном инструменте.

В электроприводах горных машин широкое распространение получили асинхронные электродвигатели переменного тока во взрывозащищенном исполнении. Их основные достоинства – простота и надежность конструкции, большой пуско-

вой момент, хорошая перегрузочная способность, высокий к.п.д. Напротив, двигатели постоянного тока широкого распространения не получили, так как их трудно сделать взрывобезопасными [3].

Мощность электродвигателей переменного тока составляет от десятков ватт до тысяч киловатт. Синхронная частота вращения  $n_{эл.дв}$  составляет ряд 3000, 1500, 1000, 750 об/мин, причем частота вращения 750 об/мин встречается не у всех двигателей. Также необходимо отметить, что габаритные размеры двигателей с частотой вращения 3000 и 1500 об/мин меньше в 1,2...1,3 раз размеров двигателей с частотами вращения 1000 и 750 об/мин (при одинаковой мощности).

Передаточное число редуктора составит:

$$u = \frac{n_{эл.дв}}{n_{ГС}} \quad (1)$$

Учитывая требование реализации частоты вращения головной секции относительно хвостовой ( $n_{ГС} = 1/15$  об/мин), необходимое передаточное число составит ряд 45000, 22500, 15000, 11250 при частотах вращения электродвигателей 3000, 1500, 1000, 750 об/мин соответственно.

Как видно из полученного ряда передаточных чисел, с точки зрения упрощения конструктивной реализации привода и снижения массогабаритных характеристик редукторов предпочтительнее использовать более тихоходные двигатели. В данном случае двигатели с частотой вращения 1000 об/мин являются самыми распространенными в широком диапазоне мощностей из тихоходных.

Диапазон возможных частот вращения у гидромоторов значительно шире – максимальные значения могут быть до десяти тысяч и выше об/мин, минимальная частота вращения около 20...30 об/мин. При этом гидромоторы в несколько раз меньше электродвигателей по массе и габаритам при равной мощности [5]. Кроме того, в схему с гидроприводом несложно ввести плавное регулирование частоты вращения с неизменной величиной развиваемого момента во всем диапазоне. Отдельного внимания заслуживают так называемые LSHT (Low Speed High Torque) гидромоторы – низкоскоростные высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы, например фирм Denison Calzoni, Riva Calzoni [6]. Минимальная частота вращения до 0,5 об/мин, максимальная – в зависимости от типоразмера. Тем не менее, частота вращения таких гидромоторов требует применения редукторов, кроме того, требуется оставить запас для регулирования скорости вращения в сторону как уменьшения, так и увеличения. Таким

образом, чтобы обеспечить хотя бы десятикратный запас по регулированию необходимая частота должна быть около 10 об/мин.

Тогда требуемое передаточное число трансмиссии согласно (1):

$$u = \frac{10}{1/15} = 150.$$

Полученные требуемые передаточные числа для электропривода и гидропривода отличаются более чем в сто раз.

Рассмотрим возможные варианты построения кинематической схемы трансмиссии, реализующей полученные передаточные числа на основе известных кинематических передач.

Вращательный характер движения головной секции относительно хвостовой накладывает ограничения на возможные варианты компоновки последней ступени редуктора. Наиболее простым и очевидным решением будет применение зубчатой передачи внутреннего зацепления с передаточным числом около десяти. Выбор достаточно большого значения передаточного числа обусловлен необходимостью разнесения элементов передачи на периферию секции и оставлением максимально возможного свободного пространства внутри секций геолохода [7]. Пример кинематической схемы приведен на рис. 1.

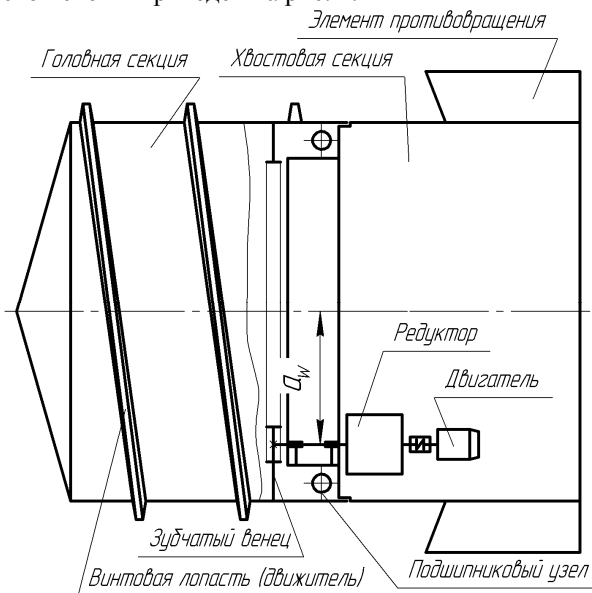


Рис. 1. Кинематическая схема трансмиссии геолохода с редукторным приводом

В данной схеме венец с зубьями внутреннего зацепления закреплен на внутренней поверхности головной секции, а редуктор с двигателем размещены в хвостовой невращающейся секции.

В приложении к ГОСТ 21354–87 для проективного определения межосевого расстояния зубчатых передач  $a_w$  рекомендована формула:

$$a_w = K_a(u \pm 1) \cdot 3 \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}$$

где  $K_a$  – вспомогательный коэффициент,  $K_a = 490 \text{ (МПа)}^{1/3}$ ;  $u$  – передаточное число;  $T_2$  – вращающий момент на ведомом колесе, Н·м;  $K_{H\beta}$  – коэффициент концентрации нагрузки;

$[\sigma_H]$  – допускаемая величина контактных напряжений, МПа;  $\psi_{ba}$  – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния.

При подстановке в эту формулу следующих числовых значений ( $K_a = 490 \text{ (МПа)}^{1/3}$ ;  $u = 10$ ;  $T_2 = 3,5 \cdot 10^6 \text{ Н·м}$ ;  $K_{H\beta} = 1,25$ ;  $[\sigma_H] = 770 \text{ МПа}$ ;  $\psi_{ba} = 0,25$ ) получается ориентировочное межосевое расстояние передачи  $a_w = 3 \text{ м}$ , а диаметр делительной окружности зубчатого венца составляет 6,6 м, что значительно превышает диаметр секций геолохода ЭЛАНГ-4 (3,7 м) и свидетельствует о невозможности передачи вращающего момента головной секции в один поток в указанных габаритах.

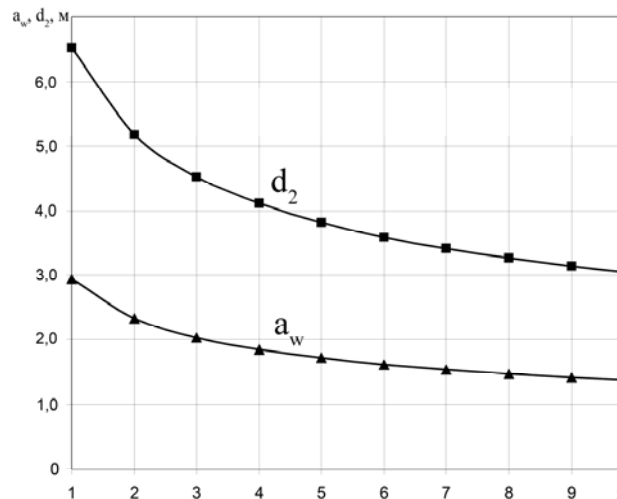


Рис. 2. Зависимости межосевого расстояния передачи  $a_w$  и диаметра делительной окружности зубчатого венца  $d_2$  от количества потоков передачи мощности –  $n$

Приемлемых размеров передачи (рис. 2) с сохранением максимального расстояния внутри геолохода можно добиться увеличением количества параллельных потоков передачи мощности на последней ступени до восьми и более или разбиением на отдельные потоки с отдельными редукторами и двигателями (рис. 3, 4), но также не менее восьми. Похожие конструктивные решения с меньшим числом потоков применяются в механизмах поворота платформы экскаваторов [8], а также в приводах роторных исполнительных органов проходческих щитов ПЦМ-3,2 и ПЦМ-5,6 [9].

При реализации по данным схемам (рис. 3, 4) трансмиссии передаточное число без последней

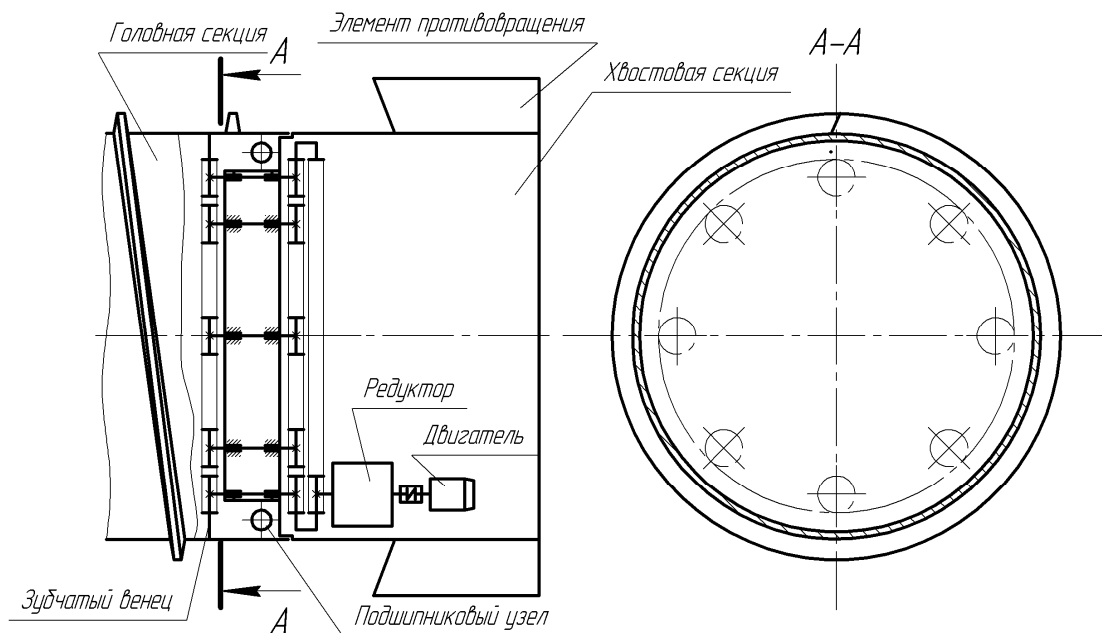


Рис. 3. Кинематическая схема трансмиссии геостопа с редукторным приводом с многопоточной выходной ступенью

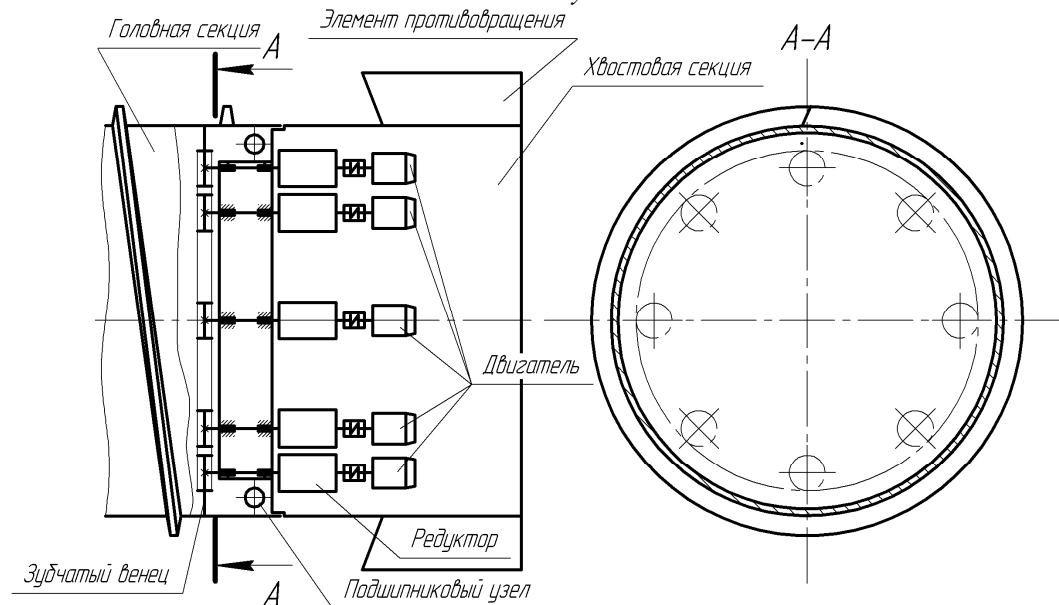


Рис. 4. Кинематическая схема трансмиссии геостопа с многопоточным редукторным приводом

ступени получается равным  $u_{ред} = 1500$  (при использовании электродвигателей). При столь высоких передаточных числах сложно реализовать достаточно компактный по размерам редуктор с помощью известных кинематических передач.

Так, при построении редукторов с использованием только зубчатых передач, исходя из требований обеспечения минимальных габаритов, понадобится большое число ступеней с небольшими передаточными числами ( $u_{ст} = 1,5 \dots 3$ ).

Червячные передачи в сравнении с зубчатыми имеют большие передаточные числа (до 80), но низкий к.п.д., который снижается по мере увеличения передаточных чисел. Кроме того, эти передачи отличаются повышенным тепловыделением, износом и склонностью к заеданию, а при приме-

нении многоредукторного привода возможны проблемы со смазкой отдельных редукторов вследствие их периферийной компоновки [10]. Также проблемы со смазкой могут появиться в различных пространственных положениях геостопа при значительном его наклоне, что вызовет ограничение области применения по углам проводимых выработок. Необходимо отметить, что проблема смазки может возникнуть при применении и других зубчатых передач.

Планетарные передачи обеспечивают наиболее высокие передаточные числа (до 1000 и более), но, как правило, с увеличением передаточных чисел их к.п.д. значительно снижается, и такие передачи рассчитаны только на кратковременную работу [10]. Масса и размеры планетарных

редукторов меньше в 2...4 раза по сравнению с цилиндрическими, но конструкция существенно сложнее и менее технологична. Учитывая, что планетарные редукторы чаще всего выполняют многопоточными, возможно их применение и в последней ступени трансмиссии, но здесь возникает несколько трудноустраняемых проблем: необходимость реализации подвижного водила дополнительно скрадет пространство внутри геохода; при больших размерах передач трудно обеспечить высокую кинематическую точность, в результате, сателлиты будут неравномерно нагружены.

При использовании гидромоторов требуемые передаточные числа редукторов значительно меньше (в 100 раз, т. е. около 15), что позволит уменьшить число ступеней редуктора. Но вращающие моменты в такое же число раз выше, соответственно для обеспечения требуемой нагрузочной способности передач необходимо будет увеличить их размеры. Необходимо отметить, что габаритные размеры и масса радиально-поршневых гидромоторов также достаточно велики. Очевидно, что такие трансмиссии не удовлетворяют требованиям обеспечения достаточного пространства внутри геохода и снижения массогабаритных показателей [7].

При многопоточном исполнении трансмиссии также могут возникнуть проблемы обеспечения кинематической точности в зацеплении зубчатых колес последней ступени, поскольку даже небольшие перекосы осей секций будут приводить к нарушениям условий контакта зубьев колес, что потребует серьезного усложнения конструкции и повышения точности элементов узла сопряжения секций, а также увеличения общей жесткости секций. Частично данную проблему можно решить применением в последней ступени передачи с цевочным зацеплением, которая менее чувствительна к загрязнениям и перекосам. Такие передачи применяются в приводе роторного исполнительного органа щита ПЦМ-3,2 [9] или бесцепных приводах подачи очистных комбайнов [3].

Таким образом, в качестве основных недостатков трансмиссий геоходов с использованием редукторов с электродвигателями или гидромоторами следует отметить: сложность обеспечения достаточного свободного пространства внутри геохода, значительное усложнение конструкции, снижение надежности и увеличение массы.

В качестве положительных сторон стоит отметить возможность реализации непрерывной подачи геохода на забой, а также простую реализацию реверса.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Эллер А.Ф., Горбунов В.Ф., Аксенов В.В. Винтоповоротные проходческие агрегаты. – Новосибирск: ВО «Наука». Сибирская издательская фирма, 1992. – 192 с.
2. Аксенов В.В. Геовинчестерная технология проведения горных выработок. – Кемерово: Институт угля и углехимии СО РАН, 2004. – 264 с., с ил.
3. Солод В.И., Гетопанов В.Н., Рачек В.М. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. – М.: Недра, 1982. – 350 с.
4. Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Тимофеев В.Ю., Блащук М.Ю. Обзор трансмиссий горной техники // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2010 – ОВ № 3. – С. 55–66.
5. Свейников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1995. – 448 с.
6. DENISON CALZONI. Radial Piston Motor. Type MR, MRE. Product catalog // Parker Hydraulic Pumps, piston pumps, hydraulic pumps, hydraulic motors. URL: <http://www.launchrun.com/hpd/pdfs/RCOA1806-03-03.pdf> (дата обращения 13.02.2012)
7. Разработка требований к трансмиссии геоходов / Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Тимофеев В.Ю., Блащук М.Ю. // Известия вузов. Горный журнал. – 2009. – № 8. – С. 101–103.
8. Бритарев В.А., Замышляев В.Ф. Горные машины и комплексы. – М.: Недра, 1984. – 288 с.
9. Бреннер В.А. и др. Щитовые проходческие комплексы. – М.: Изд-во «Горная книга», МГГУ, 2009. – 447 с.
10. Анализ возможных вариантов электропривода и механических передач в трансмиссии геохода / Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Тимофеев В.Ю., Блащук М.Ю. Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2010 – ОВ № 3. – С. 154–163.

□ Авторы статьи:

**Аксенов**  
Владимир Валерьевич,  
докт. техн. наук, профессор  
ЮТИ ТПУ, зав. лаб.  
угольной геотехники Ин-  
ститута угля СО РАН.  
E-mail:  
[v.aksenov@icc.kemsc.ru](mailto:v.aksenov@icc.kemsc.ru)

**Хорешок**  
Алексей Алексеевич,  
докт. техн. наук, профессор,  
зав. кафедрой горных машин  
и комплексов КузГТУ,  
тел. 8(3842) 39-69-40.

**Нестеров**  
Валерий Иванович,  
докт. техн. наук, профес-  
сор, зав. кафедрой горных  
машин и комплексов, пре-  
зидент КузГТУ,  
тел. 8(3842) 39-69-40.

**Блащук**  
Михаил Юрьевич,  
ст. преп. каф. горношах-  
тного оборудования ЮТИ  
ТПУ. E-mail:  
[mby.tpu@gmail.com](mailto:mby.tpu@gmail.com).