

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**
ЮРГИНСКИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

М.Ю. Блащук, В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ ГЕОХОДОВ

Монография

Издательство
Томского политехнического университета
2014

УДК 622.333.012.2:658.27
ББК 33.31-53
Б687

Блащук М.Ю.

Б687 Гидравлические трансмиссии геолозов: монография / М.Ю. Блащук, В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков; Юргинский технологический институт. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – 123 с.

ISBN 978-5-4387-0533-8

Монография посвящена вопросам создания гидравлических трансмиссий геолозов. В работе приведены: систематизация разработанных компоновочных и конструктивных решений трансмиссий, аналитические выражения для определения основных параметров гидравлических трансмиссий; рассмотрено влияние различных факторов на параметры трансмиссии.

Предназначена для научных работников, а также проектных организаций, занимающихся созданием горной техники.

УДК 622.333.012.2:658.27
ББК 33.31-53

Рецензенты

Доктор технических наук, профессор КузГТУ
Г.Д. Буялич

Кандидат технических наук, с.н.с. ИГД СО РАН
Ю.М. Леконцев

ISBN 978-5-4387-0533-8

© ФГАОУ ВО НИ ТПУ Юргинский
технологический институт (филиал), 2014
© Блащук М.Ю., Аксенов В.В.,
Ефременков А.Б., 2014
© Обложка. Издательство Томского
политехнического университета, 2014

ВВЕДЕНИЕ

В условиях рыночных отношений особо остро стоят задачи повышения скорости проходки, производительности труда, безопасности, снижения капитальных затрат и себестоимости проведения вскрывающих, подготовительных выработок, а также протяженных подземных сооружений. Объёмы проведения подземных горных выработок только по Кузбассу составляют около 500 км в год.

Проходческие комбайны и щиты, используемые при проведении подземных горных выработок 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).

Альтернативным и перспективным подходом к проведению горных выработок является геовинчестерная технология, базовым элементом которой является геоход – аппарат, движущийся в подземном пространстве с использованием геосреды.

Основной системой геохода, обеспечивающей передачу усилия внешнему движителю и формирование напорного усилия на исполнительном органе является трансмиссия. Сдерживающим фактором в создании геоходов нового поколения является отсутствие обоснованных конструктивных решений трансмиссии и методик определения её основных параметров. Поэтому исследования, направленные на обоснование параметров трансмиссий геоходов нового технического уровня являются актуальными.

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРАНСМИССИЯХ ГОРНЫХ МАШИН И ПРОХОДЧЕСКИХ ЩИТОВ

1.1. Трансмиссии и приводы традиционных горных машин и проходческих щитов

1.1.1. Общие сведения о приводах горных машин

Привод горных машин в общем случае включает в себя двигатель, трансмиссию, соединяющую двигатель с рабочим органом и обеспечивающую передачу мощности на него, устройства для подвода энергии и управления приводом. Существенной составной частью привода горной машины является ее трансмиссия, передающая движение и мощность от двигателя к рабочим органам [1–3].

По виду движения приводы могут быть вращательного или поступательного типа.

Привод вращательного действия используется в исполнительных органах, в системах погрузки и перемещения и пр. Привод с поступательным характером перемещения широко используется в механизированных крепях, проходческих комбайнах для управления поворотом стрелового исполнительного органа, в шагающих системах подачи, натяжных устройствах и т. п. [1–3]

По роду используемой энергии в горных машинах нашли применение электро-, гидро-, пневмопривод, дизельный привод, а также комбинированные приводы (электروهидравлический, дизель-электрический привод и др.) [1–3].

В приводах очистных и проходческих машин наибольшее распространение получил электропривод с асинхронными трехфазными короткозамкнутыми взрывобезопасными электродвигателями. Их основные достоинства: простота и надежность конструкции, большой пусковой момент, хорошая перегрузочная способность, высокий КПД. Однако асинхронные двигатели на рабочем участке имеют достаточно жесткую механическую характеристику и не обладают в достаточной степени саморегулирующей способностью. Кроме того, их механическая характеристика в полной мере не соответствует режиму нагружения рабочего органа. Но современные исследовательские и опытно-конструкторские работы по применению частотного регулирования подтверждают возможность значительного улучшения характеристик электропривода. [1–4].

Напротив, электродвигатели постоянного тока имеют мягкую механическую характеристику и позволяют плавно регулировать частоту вращения ротора в диапазоне от нуля до максимума. Также эти двигатели обладают саморегулированием в зависимости от величины нагрузки. Но широкого распространения в горных машинах не получили, так как в отличие от асинхронных их трудно сделать взрывобезопасными из-за наличия щеточно-коллекторного узла. Для питания этих электродвигателей необходимо иметь устройства, преобразующие переменный ток в постоянный. Кроме того, их габариты, масса и стоимость больше раза в 2...2,5 в сравнении с асинхронными. Двигатели постоянного тока использованы в приводах исполнительного органа и системы подачи очистного комбайна К128П [1–4].

В горных машинах широко применяется и гидропривод. Его достоинства: простота получения практически любого вида механического перемещения с независимым расположением выходных элементов, что упрощает компоновку, кинематику и конструкцию машины; малые масса и объем, приходящиеся на единицу передаваемой мощности, что обеспечивает повышение энерговооруженности в заданных габаритах; возможность бесступенчатого регулирования выходной скорости в широком диапазоне; возможность создания низкооборотного высокомоментного привода, что позволяет исключить большегабаритные механические передачи из конструкции машины; надежное ограничение в заданных пределах величин нагрузок и простота защиты машины от экстренных перегрузок; хорошие динамические свойства и высокое быстродействие [1–3].

К недостаткам гидропривода относятся: возможность загрязнения и утечка рабочей жидкости, что ухудшает характеристики гидропривода и уменьшает его надежность; высокие требования к точности изготовления и в связи с этим возникает относительная сложность монтажа и ремонта в условиях горного производства; взрыво- и пожароопасность в случае применения рабочих жидкостей с горючими свойствами.

Основой гидропривода является гидropередача, вид которой определяет вид гидропривода [1, 5]. По энергетическому признаку гидropередачи разделяются на объемные и гидродинамические.

Объемный гидропривод вращательного действия получил распространение в гидравлических механизмах подачи очистных и проходческих комбайнов, предохранительных лебедках, насосных установках для мощных скребковых конвейеров, струговых установках и др. Объемный гидропривод поступательного действия нашел широкое применение в механизированных крепях, проходческих комбайнах для управления положением стреловидного исполнительного органа, в распорно-

шагающих системах подачи проходческих щитов и проходческих комбайнов, в очистных комбайнах, в приводах рабочего оборудования гидравлических экскаваторов, кранов и другой карьерной и дорожно-строительной техники [1–3, 5–10].

Пневматический привод используется в основном в тех горных машинах, где применение электродвигателей запрещено по условиям безопасности (например, в комбайне А-70П использован пневмодвигатель 8ШК40М мощностью 35 кВт), а также в механизированном инструменте и в машинах ударного действия. Пневмодвигатели имеют «мягкую» механическую характеристику и обеспечивают саморегулировку в зависимости от внешней нагрузки. Отличаются простотой конструкции, надежностью и долговечностью, пожаро- и взрывобезопасностью. К недостаткам следует отнести низкий КПД, незначительную мощность, большие затраты электроэнергии на производство пневмоэнергии, сложное компрессорное хозяйство и протяженные магистрали [1–3].

Дизельный привод широко используется в самоходных горных машинах небольшой мощности [2].

Общая структура и схема привода определяются прежде всего функциональным назначением машины или рабочего органа [1-3].

В горных машинах используются:

– групповой привод, когда все рабочие органы приводятся от одного привода с разветвленной трансмиссией (подавляющее большинство выемочных комбайнов для пластов малой и средней мощности);

– индивидуальный привод на каждый отдельный рабочий орган или систему, где применение одного привода с разветвленной трансмиссией вызвало бы усложнение машины в целом, увеличение ее габаритов, снижение надежности и ремонтпригодности.

Системы индивидуальных приводов широко применяются в проходческих комбайнах, например, приводы органов разрушения забоя, бермовых фрез, гусеничного хода, конвейера.

В выемочных комбайнах также возможно применение индивидуальных приводов на отдельные системы. Например, в комбайнах для мощных пластов (комбайн К128П) на отдельные органы разрушения имеются самостоятельные приводы.

В ряде случаев в приводе выемочных машин используются спаренные двигатели (например, в комбайнах 1ГШ68, КЮЗ), что дает увеличение мощности и моментных характеристик привода. Однако необходимо отметить, что в этом случае из-за различных моментных характеристик используемых двигателей может произойти недоиспользование суммарной мощности двигателей [1–3].

1.1.2. Передаточные механизмы трансмиссий горных машин

Передаточные механизмы (редукторы) горных машин предназначены для согласования силовых и режимных параметров выходных звеньев их функциональных узлов с двигателем [1–3].

Поскольку горные машины в процессе работы выполняют различные технологические операции (разрушение и транспортирование породы, перемещения и др.) соответственно и конструкции передаточных механизмов адаптированы к выполнению данных операций.

В приводах выемочных и проходческих машин используются цилиндрические, конические и планетарные зубчатые передачи. Червячные передачи в связи с низким коэффициентом полезного действия в современных выемочных машинах получили ограниченное распространение. В ряде случаев в системах подачи применяются цепные и цевочные передачи. [1–3, 11, 12]. Также, в настоящее время рассматривается возможность применения волновых передач с промежуточными телами качения [13].

Компоновка основных функциональных узлов горных машин определяется в основном требованиями обеспечения технических, массогабаритных, эксплуатационных, эргономических и др. параметров, а также сложившимися традициями в горном машиностроении. При этом особенности компоновки оказывают существенное влияние на построение кинематической схемы передаточных механизмов. Так, например, узкозахватные очистные комбайны традиционно имеют протяженный низкий корпус коробчатой формы, с двух сторон которого располагаются поворотные редукторы исполнительного органа. Учитывая значительные передаваемые мощности, кинематическая схема таких комбайнов выполняется в основном с использованием зубчатых цилиндрических передач (рисунок 1.1) [3, 11, 12]. Привод подачи также обычно располагается в корпусе комбайна.

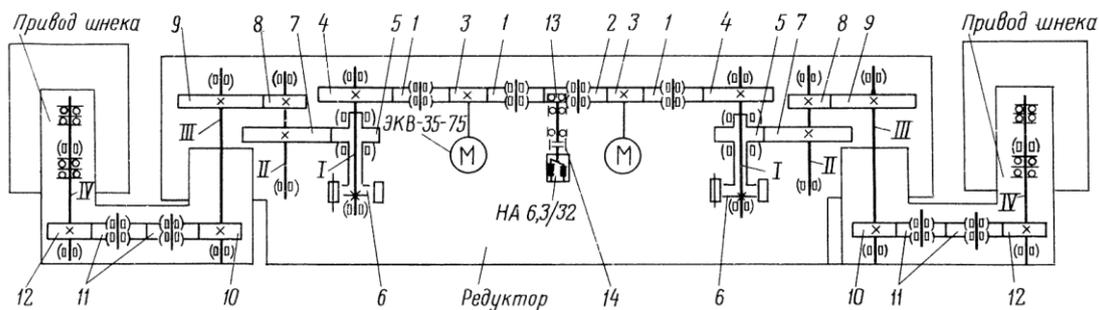


Рис. 1.1. Кинематическая схема комбайна К103

В проходческих комбайнах редукторы исполнительных органов также строятся с использованием цилиндрических передач и размещаются в корпусе коробчатой формы (рисунок 1.2). В проходческих комбайнах с буровым исполнительным органом широко используются и планетарные передачи [1, 2, 14].

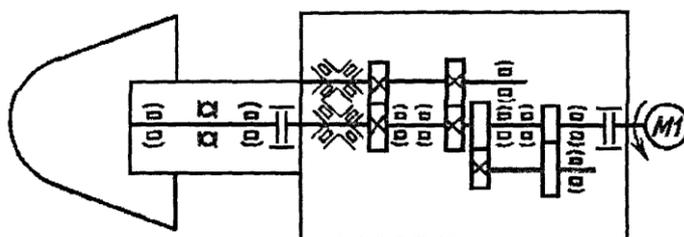


Рис. 1.2. Кинематическая схема стрелового исполнительного органа проходческих комбайнов

Для проходческих комбайнов избирательного действия в основном применяют гусеничные системы подачи, которые оснащаются электрическим и гидравлическим приводом. Также эти механизмы перемещения применяют на ряде погрузочных машин, буровых проходческих комбайнов, в дорожно-строительной технике, когда нет необходимости в создании значительных напорных усилий [2, 3]. Редукторы их в основном строятся на основе зубчатых передач – при параллельном расположении осей приводной звездочки и двигателя, а при перекрестном расположении осей находят применение конические зубчатые и червячные передачи (рисунок 1.3). Гусеничные системы подачи обеспечивают непрерывность подачи комбайна на забой, обладают высокой маневренностью при работе и возможностью транспортирования машин своим ходом, но развивают значительно меньшие напорные усилия, величина которых зависит от веса комбайна. Также, необходимо отметить значительные массу, габариты, сложность конструкции. [2, 14].

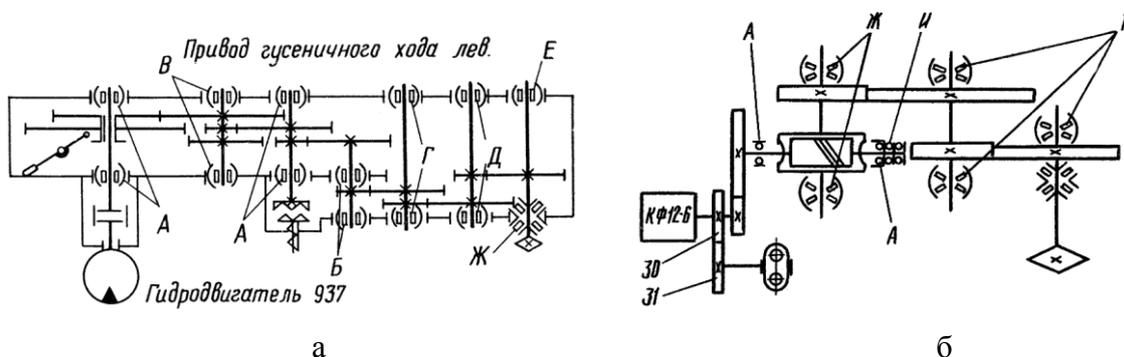


Рис. 1.3. Кинематические схемы трансмиссий ходовой части комбайнов
а – «Урал-10КСА», б – «Урал-38»

Шагающие (распорно-шагающие) системы подачи находят применение в проходческих комбайнах бурового действия. Такие механизмы подачи обеспечивают напорные усилия, значительно превышающие вес самого комбайна, имеют малые габариты и массу, позволяют устойчиво работать комбайну при большом реактивном моменте на органе разрушения и относительно просты по конструкции. Недостатками проходческих комбайнов с распорно-шагающими механизмами перемещения являются: цикличность перемещения, малая маневренность и ограниченная область применения – только по крепким устойчивым породам несклонным к вывалам [2, 14].

Проходческий комбайн 1 (рисунок 1.4) для перемещения использует гидродомкраты 5, упирающиеся в распорную балку, которая посредством гидродомкратов 3 с башмаками 4 осуществляет распор в боковые стенки выработки.

Аналогичны по конструкции и механизмы перемещения проходческих щитов [7, 14–18]. Перемещение может осуществляться гидродомкратами с упором в распорное устройство (рисунок 1.5) или с упором в ранее возведенную блочно-бетонную крепь (рисунок 1.6).

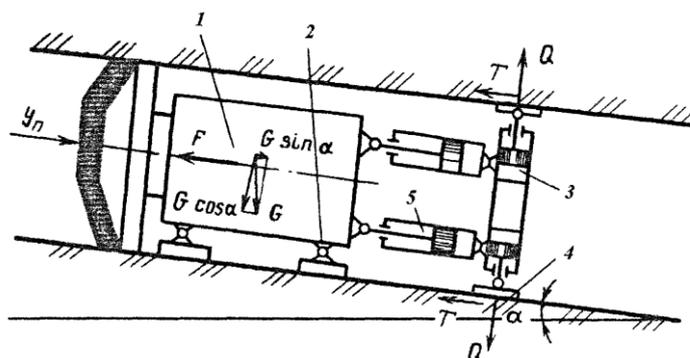


Рис. 1.4. Схема распорно-шагающего органа перемещения проходческого комбайна

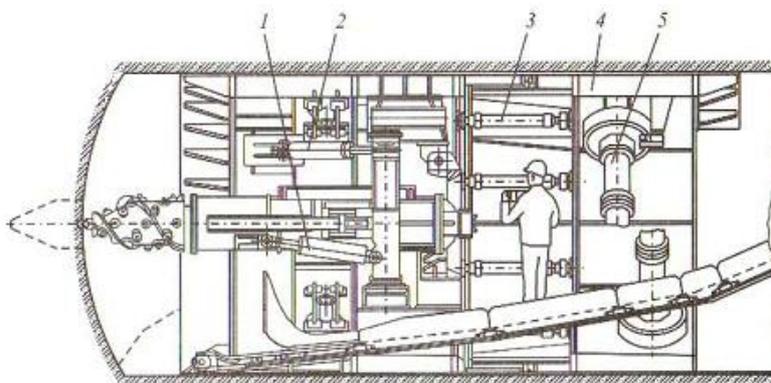


Рис. 1.5. Схема щита TSSM

Как следует из приведенного обзора [19–21], трансмиссии, используемые в механизмах перемещения проходческих, очистных комбайнов, а также проходческих щитов существенно отличаются от трансмиссий геоломов, как по кинематическим схемам и конструктивному исполнению, так и по развиваемым техническим параметрам.

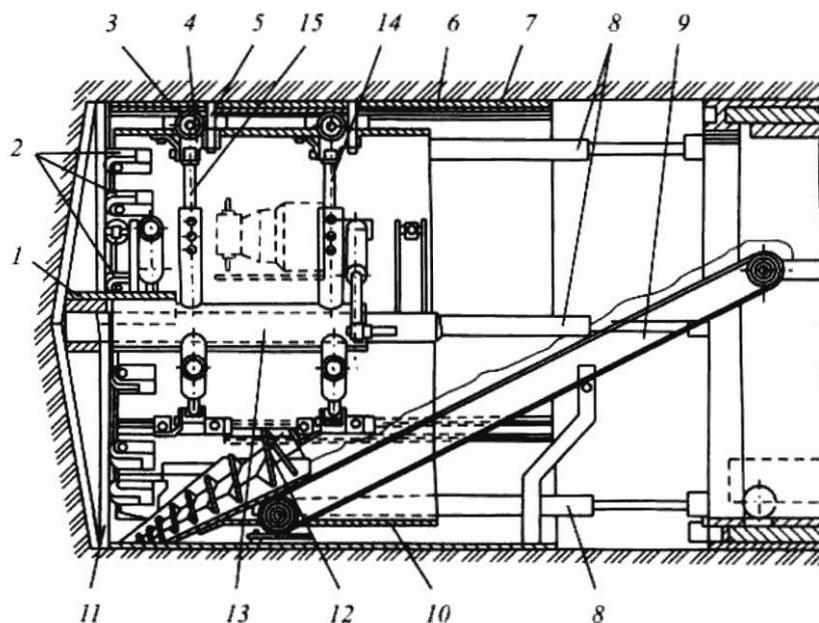


Рис. 1.6. Схема щита фирмы «Калвелд».

Наиболее близкими к геоломам по развиваемым техническим параметрам (частота вращения выходного звена, вращающий момент, мощность установленных двигателей) являются приводы вращения роторных исполнительных органов проходческих щитов.

Частота вращения роторных исполнительных органов варьируется в пределах от 0,5 до 10 об/мин и может быть постоянной или регулироваться. Развиваемый вращающий момент находится в пределах от 35 до 2100 кН·м в зависимости от размера щита и конструкции исполнительного органа. При этом установленная мощность двигателей – от 17 до 1000 кВт [14–18].

В приводах роторных исполнительных органов используются четыре типа приводов, отличающихся типами двигателей и кинематической схемой передаточных механизмов. В отечественных щитах чаще применяются электродвигатели асинхронные и реже постоянного тока, а также гидродомкраты с храповыми механизмами. В зарубежной практике чаще применяются электродвигатели постоянного тока и гидромоторы. Преимущества и недостатки описанных выше приводов были рассмотрены ранее.

На рисунке 1.7 приведены схемы привода роторного исполнительного органа с одним или двумя электродвигателями. Вращение исполнительному органу может передаваться либо через центральный вал как на рисунке 1.7, а, либо через венец (цевочный или зубчатый), закрепленный непосредственно на роторе (рисунок 1.7, б). В качестве недостатков первой схемы стоит отметить загроможденность внутреннего пространства за счет центрального вала, при более простой схеме опор. Во второй схеме центральная часть не занята приводом, но периферийная передача вращения требует более сложного подшипникового опорного узла.

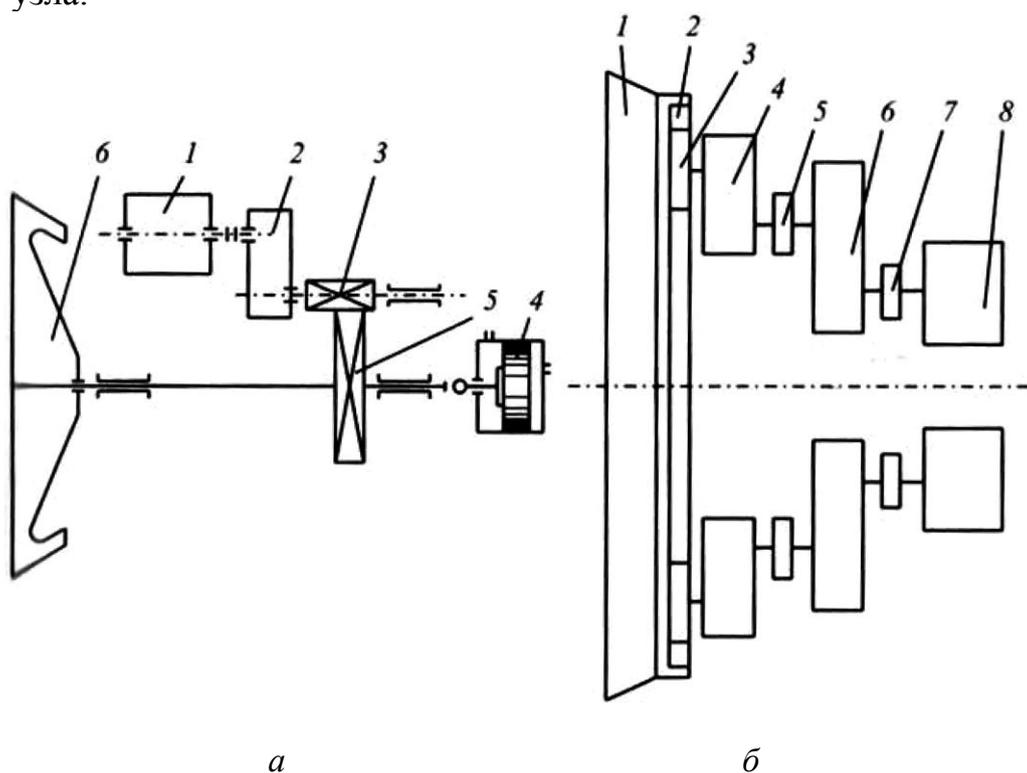


Рис. 1.7. Схемы электропривода роторного исполнительного органа

На рисунке 1.8 приведена схема привода роторного исполнительного органа щита ПЩМ-3,2 комплекса КЩ-3,2БР с четырьмя редукторами 3 и гидромоторами, смонтированными на стойках 6 и 5, закрепленных на раме 1. Здесь также как и в схеме на рисунке 1.7, б вращение от звездочек 2 передается цевочному колесу, закрепленному на исполнительном органе.

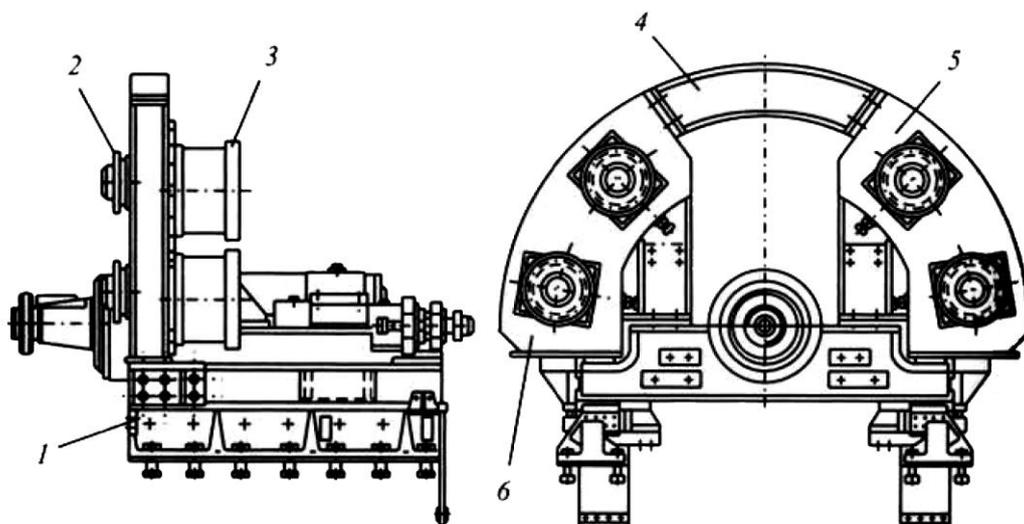


Рис. 1.8. Привод роторного исполнительного органа с гидромоторами

Аналогичные по конструкции приводы применяются и на щитах фирм «Мак Алпайн», «Киннер Моуди», «Калвелд» [14-18].

Приводы с гидравлическими домкратами также бывают двух типов – с центральным валом и смонтированным на нем храповым механизмом (в отечественных щитах ПЩМ-2,1, ПЩМ-2,6, ПМЩ-3,2, ПЩМ-3,6, ЩН-1), и с периферийным расположением гидродомкратов и храпового механизма (в зарубежных щитах фирмы «Кумагай Гуми» (Япония)) [15, 16].

На рисунке 1.9 приведен привод роторного исполнительного органа щита ПЩМ-2,1 комплекса КЩ-2,1Б с гидравлическими домкратами и храповым устройством. Привод смонтирован на станине 1, закрепленной на корпусе щита болтами. Центральный вал 5 исполнительного органа поворачивается двумя воротами 2,3, приводимыми в движение от четырех гидравлических домкратов 7 (по два на один ворот). Работа пар гидродомкратов осуществляется попеременно, т. е. при выдвигании штоков одной пары, штоки другой пары гидродомкратов совершают обратный ход. Таким образом, реализуется непрерывность вращения исполнительного органа. Гидравлическая схема привода и назначение её элементов приведены в [5, 15]

На рисунке 1.10 приведена схема конструктивного исполнения привода щита фирмы «Кумагай Гуми» (Япония) [15, 16, 22]. Гидравлические домкраты 4 вращают посредством храпового устройства 2 барабан 1, а котором смонтирован исполнительный орган. Количество пар гидродомкратов – от одной до пяти.

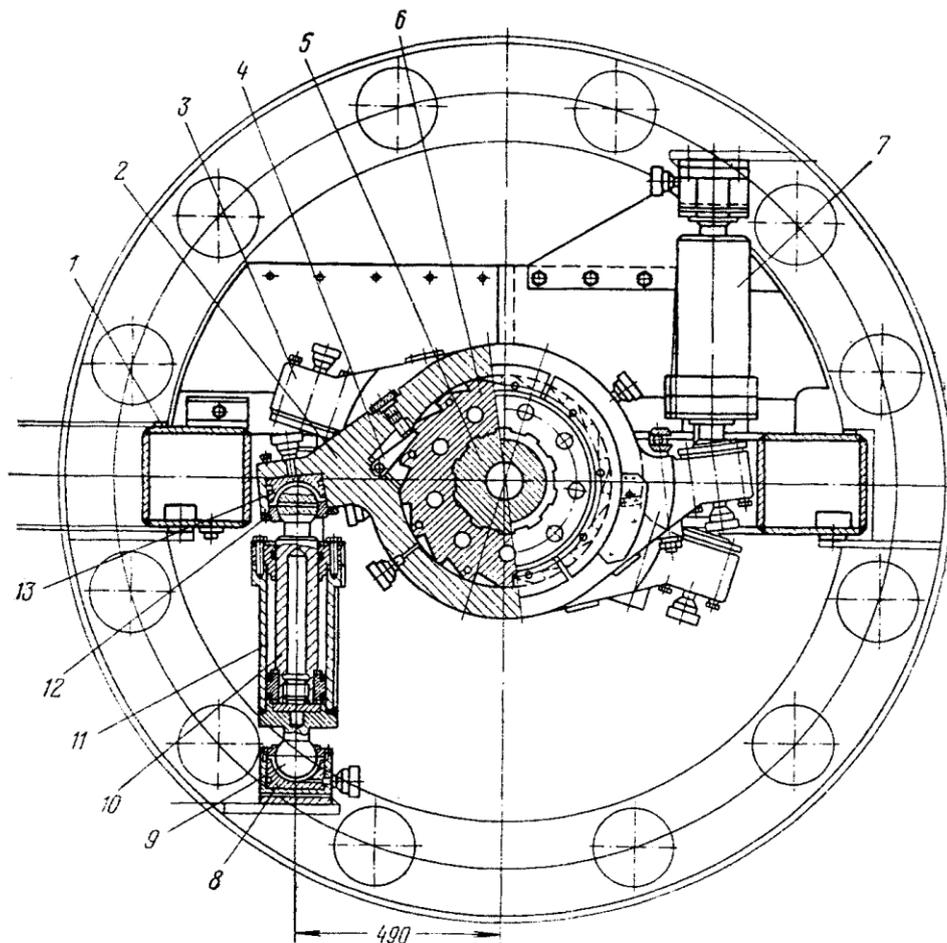


Рис. 1.9. Привод роторного исполнительного органа с гидродомкратами, поворачивающими центральный вал

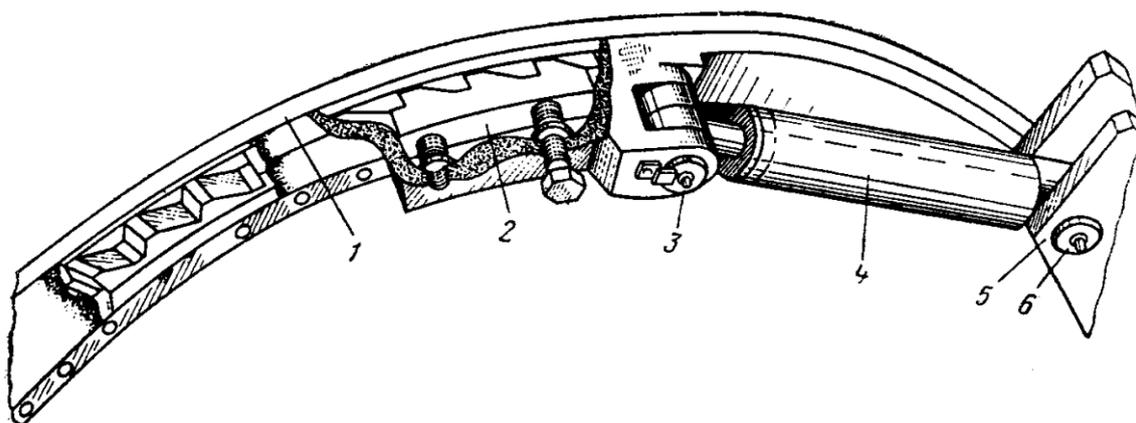


Рис. 1.10. Привод роторного исполнительного органа с гидродомкратами, поворачивающими барабан исполнительного органа

Недостаток первой схемы (рисунок 1.9) – загроможденность внутреннего пространства центральным валом и другими механизмами, кроме того, такое расположение гидродомкратов не позволяет эффективно использовать их силовые возможности. Эти недостатки устранены во второй схеме. Общими недостатками обеих схем является малая частота вращения исполнительного органа и сложность её регулирования, неэффективное использование количества гидродомкратов, изменение развиваемого вращающего момента по мере выдвижения штоков.

Преимущества схем – простота изготовления и эксплуатации, а также высокая надежность работы [15, 16].

Также достаточно близкими к геоходам по развиваемым техническим параметрам являются механизмы поворота платформ экскаваторов [23, 24]. Механизм поворота состоит из двух и более (до десяти) одинаковых самостоятельных установок, включающих электродвигатель, редуктор, тормоз, и работающих на один зубчатый венец (рисунок 1.11).

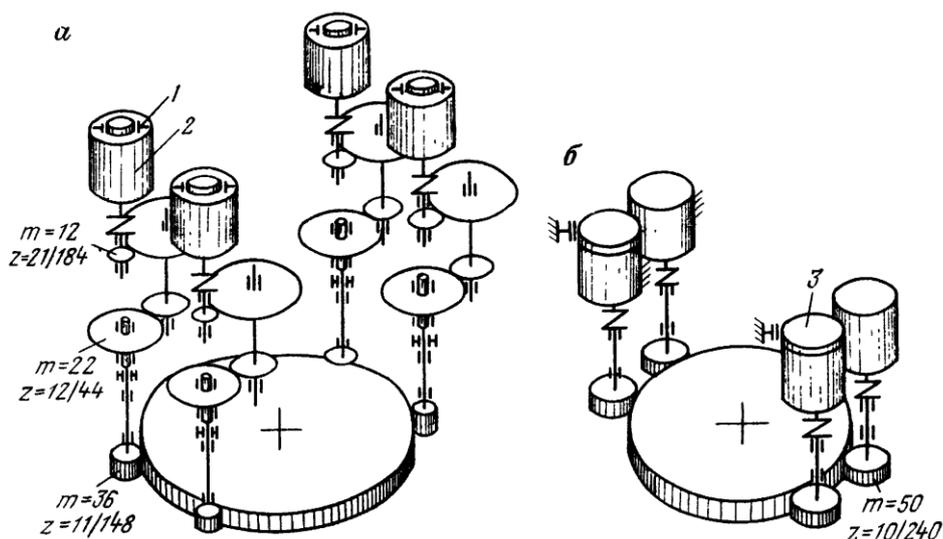


Рис. 1.11. Кинематические схемы механизмов поворота экскаваторов

Частота вращения поворотной платформы экскаваторов составляет 1,5–3,0 об/мин. Суммарная мощность установленных двигателей в одноковшовых экскаваторах может составлять до 10 тыс. кВт и более. Столь высокие мощности требуются для их эффективной работы в режиме «разгон-торможение», поскольку основной нагрузкой двигателей являются моменты инерции вращаемых масс. Напротив, мощности двигателей механизмов поворота многоковшовых экскаваторов невелики (до 80 кВт), а передаточные числа достигают 4–10 тысяч. Сами механизмы работают в режиме равномерного движения и основными

нагрузками являются статические от взаимодействия исполнительного органа с забоем [23, 24]. С точки зрения возможности применения схем приводов в геоходах следует учесть, что к приводам механизмов поворота не предъявляются столь высокие требования к компактности размещения, как для горных машин работающих в стесненных подземных условиях.

Рассмотренные схемы приводов роторных исполнительных органов проходческих щитов, а также механизмов поворота платформ экскаваторов не могут в непосредственном виде использоваться в геоходах, так как требуют серьезной адаптации и согласования с кинематическими и силовыми параметрами геохода, а также конструктивной увязки с основными функциональными узлами. Здесь наиболее перспективными видятся схемы с периферийным расположением элементов привода (гидроцилиндров, гидромоторов с редукторами и др.) поскольку в геоходах внутреннее пространство в центре секций занято другими функциональными элементами – погрузочными, транспортирующими и др.

1.2. Геоходы

Геоход – это аппарат, представляющий собой новый класс горно-проходческой техники и движущийся в подземном пространстве с использованием геосреды. Геоходы предназначены для проходки горных выработок различного назначения и расположения в подземном пространстве. При движении геоходов в геосреде реализуется идея использования окружающего приконтурного массива как опорного элемента для движителя. При этом, усилие, обеспечивающее движение и уравновешивающее реакции от технологических операций, формируется не за счет сил трения на границе раздела сред, а в результате проникновения элементов движителя в приконтурный массив и использования нормальной реакции, возникающей при взаимодействии элементов геохода с массивом горных пород [25–27].

Принцип связывания в функциональном единстве основного движения (подачи на забой) и процесса резания горных пород дал название геовинчестерной технологии проведения горных выработок.

Геовинчестерная технология (ГВТ) – процесс механизированного проведения горных выработок с формированием и использованием системы законтурных винтовых и продольных каналов, в котором операции по разработке забоя, уборке горной массы, креплению выработанного пространства, а также перемещению всей проходческой системы на забой осуществляются в совмещенном режиме. Вовлечение

приконтурного массива горных пород достигается введением дополнительной технологической операции – формирования системы законтурных каналов [25-27].

Применение в будущем данной технологии, возможно для различных целей [25-35]:

- проходка горных выработок различного пространственного расположения (в том числе возможно создание агрегата для проходки выработок при проведении спасательных работ в чрезвычайных ситуациях на горнодобывающих предприятиях);

- сооружение подземных транспортных магистралей (метрополитена, железнодорожного транспорта и автотранспорта);

- сооружение подземных хранилищ различного назначения;

- проведение аварийно-спасательных выработок при ликвидации последствий техногенных катастроф;

- подземная прокладка трубопроводов при преодолении естественных и искусственных препятствий и др.

Первым экспериментальным образцом геогодов был проходческий щитовой агрегат ЭЛАНГ-3 (ЭЛАНГ – аббревиатура авторского коллектива – Эллер А.Ф., Аксенов В.В., Нагорный В.Д., Горбунов В.Ф.).

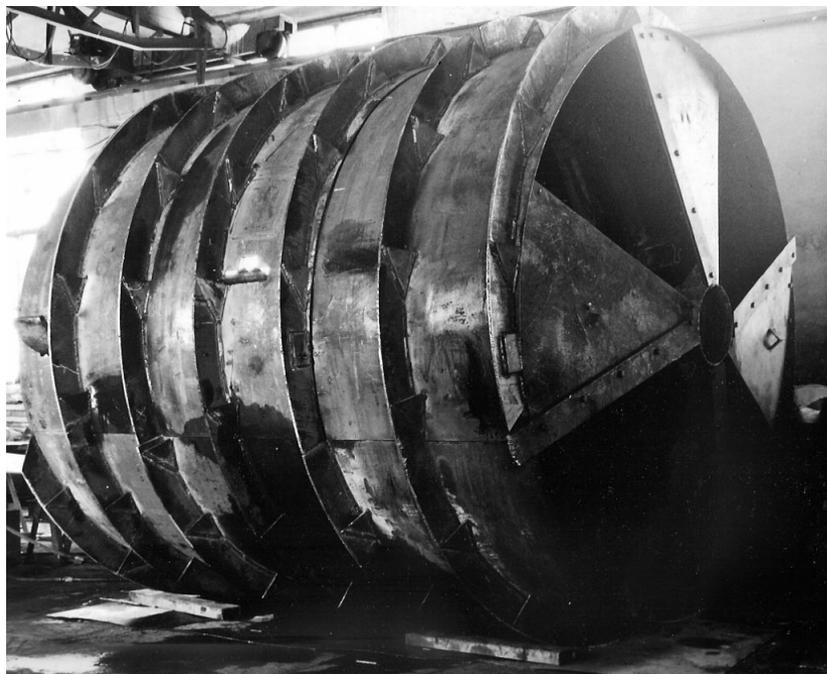
Геогод ЭЛАНГ-3 (рисунок 1.12) предназначен для комплексной механизации проведения выработок по слабым и неустойчивым породам, и позволяет механизировать и совместить во времени разработку забоя, погрузку горной массы, временное ограждение призабойного пространства и перемещение на забой вслед за его продвижением.

Принципиальной отличительной особенностью геогода является его вращение вокруг продольной оси и одновременное поступательное перемещение на забой выработки. При этом перемещении геогод не отталкивается от торцевой поверхности монолитной или другой крепи, а имеет специальные устройства для распора в контур выработки.

Испытания экспериментального образца геогода ЭЛАНГ-3, проведенные на шахте «Карагайлинская» ПО «Киселевскуголь» подтвердили работоспособность агрегата и самой схемы перемещения. Но поиск более простой и работоспособной конструкции требовал создания других конструктивных решений геогодов. Более поздними конструктивными разработками являлись двухсекционные геогоды ЭЛАНГ-4НР, а также ЭЛАНГ-4 и ЭЛАНГ-4Т (тоннельный), отличающиеся тем, что в хвостовых секциях размещался крепеустановщик для возведения металлической рамной крепи (ЭЛАНГ-4), или блокоукладчик блочной кольцевой крепи с упорными гидродомкратами (ЭЛАНГ-4Т).

Более подробное описание конструкции, принципа работы, а также технические характеристики геходов ЭЛАНГ-4 приведены в работах [25-27].

a



б

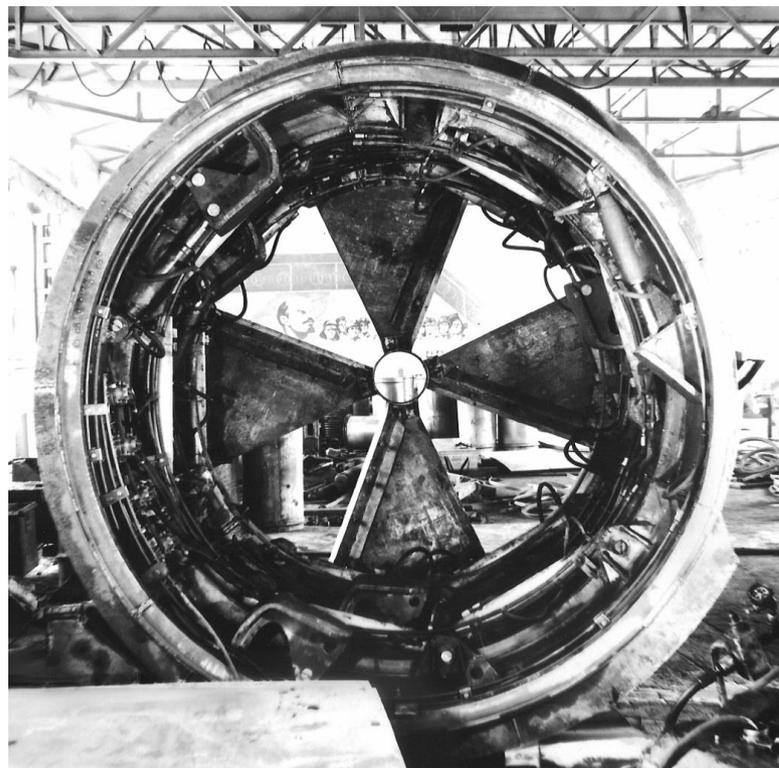


Рис. 1.12. Геход ЭЛАНГ-3

1.3. Трансмиссии геходов

Как и в любом движущемся агрегате, в геходе для обеспечения требуемого тягового усилия на внешнем движителе требуется устройство для преобразования энергии от силовой установки и передачи её на внешний движитель – трансмиссия. Перемещение большинства машин, использующих опорное движение, происходит с применением трансмиссии. Для проходческого комбайна это коробка скоростей гусеничного привода, а для проходческого щита – распорные устройства. Кроме того, в машиностроении трансмиссией (силовой передачей) принято считать совокупность агрегатов и механизмов, соединяющих двигатель с ведущими колесами или рабочими органами [36]. Таким образом, под это определение попадают трансмиссии исполнительных органов горных машин и другого оборудования.

Основная нагрузка при создании тягового усилия для перемещения и напорных усилий на исполнительном органе приходится на трансмиссию гехода. Так как именно трансмиссией определяются достижимые силовые параметры гехода и скорость продвижения в геосреде, то особое значение приобретают исследования, связанные с разработкой конструкции трансмиссии гехода и определением ее технико-эксплуатационных параметров [37–40].

В процессе создания геходов ЭЛАНГ авторами [25–27] была разработана математическая модель в «первом приближении», описывающая взаимодействие окружающей породы с проходческим агрегатом, а также влияние данного взаимодействия на величину необходимых усилий перемещения и вращающего момента. Полученные авторами значения требуемых силовых и кинематических параметров также подтверждают наличие существенных различий с традиционным горным оборудованием. Так, в геходах требуется создание очень низких скоростей вращения головной секции при очень высоких значениях развиваемого вращающего момента

В таблице 1.1 приведены конструктивные схемы геходов ЭЛАНГ, а также другие синтезированные схемы геходов, защищенные авторскими свидетельствами [41–49].

Таблица 1.1

*Схемы геогодов, с гидравлическими трансмиссиями,
защищенные авторскими свидетельствами.*

№ схе- мы	Отличительные особенности	Рисунок	Ис- точ- ник
1	<ol style="list-style-type: none"> 1. Три цилиндрические секции, соединенные по пенальному принципу. 2. На наружной поверхности секций выполнена винтовая лопасть. 3. На стыке секций располагаются планки, на которых установлены гидроцилиндры вращения. 4. Кроме лобовой секции, остальные снабжены элементами противовращения. 5. Опорные элементы выполнены в виде секторов и шарнирно закреплены на кольцевых секциях. 6. Гидроцилиндры установлены по хорде и под острым углом между планками секций. 		43
2	<ol style="list-style-type: none"> 1. Головная секция связана с хвостовой посредством гидроцилиндров (подтягивание хвостовой секции). 2. Цилиндрическая опалубочная оболочка с двумя фланцами различной высоты. 3. Кольцевой гидрообъемный вибровозбудитель с пульсатором и ползунами уплотняет бетон и воздействуя на головную секцию снижает энергоёмкость проходки. 4. Головная секция во вращение приводится посредством гидроцилиндров, установленных по хордам внутри секции 5. Все гидроцилиндры вращения 15 выдвигаются одновременно, по окончании выдвигения гидроцилиндры 21 подтягивают хвостовую секцию, а гидроцилиндры 15 совершают обратный ход, при этом головная секция не вращается 		45

<p>3</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Две секции – на головной винтовая лопасть и исполнительный орган, на хвостовой элементы противовращения и механизм возведения крепи. 2. Секции соединены между собой через обечайку и опоры качения с возможностью их продольного перемещения и поворота головной секции относительно продольной оси. 3. Гидроцилиндры вращения 6 закреплены корпусами на обечайке 9, а их штоки соединены с зубчатыми рейками 5. 4. При выдвигении штоков гидроцилиндров 6 головная секция поворачивается вокруг продольной оси и за счет лопасти 3 ввинчивается в массив. 5. По окончании выдвигения штоков гидроцилиндров подача жидкости в них реверсируется, и штоки свободно перемещаются в исходное положение, а головная секция в это время не вращается. 6. Гидродомкраты 7 обеспечивают периодическое перемещение хвостовой секции вслед за головной и через толкатели 8 производят прижим колец тубинговой крепи. 		<p>46</p>
<p>4</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Две секции – на головной винтовая лопасть и исполнительный орган, на хвостовой элементы противовращения. 2. Секции в осевом направлении соединены жестко, головная секция может вращаться относительно хвостовой посредством тел качения 10. 3. Головная секция приводится во вращение посредством гидроцилиндров 12, расположенных по хордам. 4. Гидроцилиндры передают крутящий момент на обойму с механизмом обратного хода (обгонная муфта). 5. По окончании выдвигения штоков гидроцилиндров подача жидкости в них реверсируется, шары в обойме могут вращаться свободно и штоки с обоймой возвращаются в исходное положение, а головная секция остается на месте. 		<p>47</p>

<p>5</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Две секции – на головной винтовая лопасть и исполнительный орган, на хвостовой элементы противовращения. 2. Секции жестко соединены между собой в продольном направлении с возможностью их относительного вращения вокруг продольной оси секций. 3. На внутренней поверхности головной секции смонтированы винтовые упоры 6. 4. Гидроцилиндры перемещения 9 и 10 корпусами жестко закреплены внутри хвостовой секции по периметру. 5. Гидроцилиндры 9 и 10 образуют две группы и совершают рабочие ходы поочередно, т. е. при выдвигении штоков гидроцилиндров группы 9 штоки гидроцилиндров группы 10 совершают обратный ход. 6. При выдвигении штоков гидроцилиндров в направляющих 8, они взаимодействуют с винтовыми упорами 6 и так как угол подъема винтовой линии больше угла самоторможения, то головная секция 1 осуществляет вращение. 		<p>48</p>
<p>6</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. Две секции - на одной винтовая лопасть, а на другой элементы противовращения - стрингеры. 2. Отделенная горная масса осыпается на роторный погрузчик. 3. Роторный погрузчик перегружает горную массу на винтовой конвейер. 4. Вращение передается через планетарную передачу от гидромоторов 5. Внутреннее пространство достаточно сильно загромождено 		<p>49</p>

Схемы геогодов [42-43] имеют схожую конструкцию и устройство трансмиссии и, в целом, аналогичны геогоду ЭЛАНГ-3 (рис. 1.13). В геогоде ЭЛАНГ-3 (схема 1. Таблица 1.1) гидроцилиндры вращения расположены по хордам окружности на периферии секций и наклонены под острым углом к их торцевой поверхности. При этом корпуса гидроцилиндров посредством цапф закреплены на одной секции, а их штоки,

также посредством цапф на другой. В процессе движения штоков гидроцилиндров, они находились в постоянной кинематической связи с секциями, причем одни и те же гидроцилиндры поочередно то выдвигали, то подтягивали секции, и геход совершал прерывистую подачу на забой, а при выдвигении штоков происходило изменение развиваемого вращающего момента, вследствие, изменения плеч приложения силы. Основные преимущества и недостатки схемы приведены в таблице 1.2.

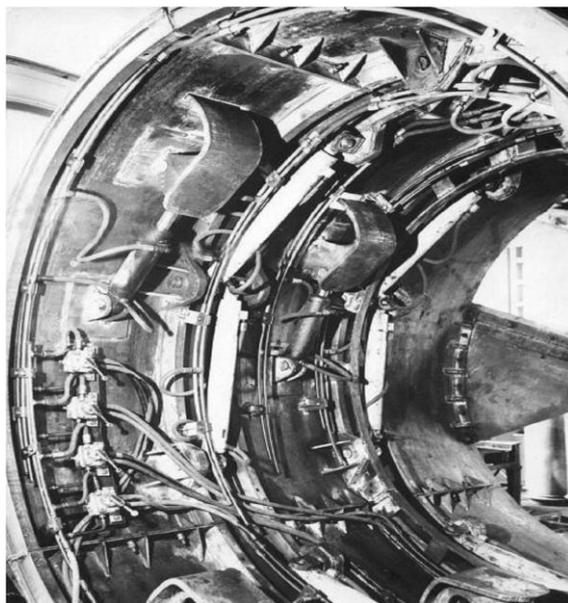


Рис. 1.13. Расположение гидроцилиндров трансмиссии в геходе ЭЛАНГ-3

Конструктивные схемы геходов ЭЛАНГ-4, ЭЛАНГ-4НР, ЭЛАНГ-4Т, с точки зрения устройства трансмиссии перемещения, схожи между собой и аналогичны схеме 2 (таблица 1.1). В этих геходах гидроцилиндры также размещены внутри оболочек по хордам на периферии, но их оси в первоначальный момент выдвигения головной секции располагались параллельно торцевой поверхности секций (плоскости, перпендикулярной оси секций). Корпуса гидроцилиндров цапфами закреплены на хвостовой секции, а их штоки цапфами вставлялись в специальные пазы на рейке, закрепленной внутри головной секции. По мере выдвигения штоков, головная секция приходила во вращения и одновременно перемещалась с помощью винтовой лопасти на забой, удаляясь от неподвижной хвостовой секции. По окончании хода штоков гидроцилиндров, подача жидкости в них реверсировалась, и штоки совершали обратный ход, при этом цапфы штоков выходили из зацепления с

рейкой головной секции. Одновременно с этим с помощью гидроцилиндров надвига хвостовая секция поступательно подтягивалась к головной. Как в предыдущей схеме, геолод совершал прерывистую подачу на забой, а при выдвигании штоков происходил их перекося по отношению к оси секций и изменение развиваемого вращающего момента, вследствие, изменения плеч приложения силы. Основные преимущества и недостатки схемы приведены в таблице 1.2.

В конструктивной схеме 3 геолода (таблица 1.1) трансмиссия аналогично схемам геолодов ЭЛАНГ-4 и схеме 2 (таблица 1.1) выполнена на основе гидроцилиндров, расположенных по хордам окружности. Но в данной схеме секции сопрягаются посредством узла качения, с возможностью ещё и осевого перемещения, что снижает потери на трение и общее сопротивление движению. В остальном, работа схемы, а также преимущества и недостатки аналогичны предыдущей схеме 2 (таблица 1.2).

Конструктивная схема 4 (таблица 1.1) геолода реализует принцип совмещенного перемещения секций, т. е. когда при вращательном и одновременно поступательном движении головной секции, хвостовая непрерывно перемещается поступательно вслед за головной. Это реализовано за счет подшипникового узла, передающего одновременно и осевое тяговое усилие от головной секции к хвостовой и воспринимающего радиальную нагрузку от взаимодействия секций. Такая конструкция узла сопряжения секций в сравнении с «пенальной» конструкцией геолодов ЭЛАНГ-3, ЭЛАНГ-4 обеспечивает снижение потерь на трение в этом узле, а также уменьшает возможность перекося и заклинивания секций. С другой стороны, авторы отмечают увеличение требуемых усилий для перемещения всего геолода в совмещенном режиме [25-27]. Вследствие передачи тягового усилия от головной секции к хвостовой, отсутствует необходимость применения гидроцилиндров надвига. Также новым элементом является фрикционный механизм свободного хода, кинематически связывающий штоки гидроцилиндров и упрощающий синхронизацию их движения.

Конструктивная схема 5 геолода (таблица 1.1) была предложена авторами для проходки выработок небольшого диаметра (до 2 м). В отличие от предыдущих схем трансмиссия обеспечивала непрерывную подачу на забой, за счет попеременной работы двух групп гидроцилиндров и сопряжения секций с возможностью только вращения вокруг продольной оси. Гидроцилиндры располагались по периметру с внутренней стороны оболочек секций вдоль её образующих. При этом корпуса гидроцилиндров были жестко закреплены на хвостовой секции, а их штоки посредством ползунов с толкателями воздействовали на вин-

товые упоры, закрепленные на внутренней поверхности головной секции. Когда штоки гидроцилиндров первой группы совершали выдвижение и, воздействуя на винтовые упоры, вращали головную секцию, штоки второй группы гидроцилиндров совершали обратный ход. Затем штоки второй группы выдвигались, воздействуя на винтовые упоры, а штоки первой группы совершали обратный ход. Преимущества и недостатки решения приведены в таблице 1.2.

Трансмиссия в схеме 6 (таблица 1.1) построена на основе гидромоторов с планетарной передачей. Гидромотор приводит во вращение водило с сателлитами. Выходной зубчатый венец внутреннего зацепления закреплен на внутренней стороне оболочки головной секции. Конструкция узла сопряжения обеспечивает совмещенный режим перемещения секций.

В качестве положительных сторон решения следует отметить: непрерывность подачи геохода на забой; простую реализацию реверса движения. Недостатки – большие размеры передач, загроможденность внутреннего пространства геохода, возможная неравномерность распределения передаваемых усилий по венцу, а также низкая перегрузочная способность гидромоторов.

Таблица 1.2

Достоинства и недостатки схем геоходов, содержащих трансмиссии с гидроприводом

№ схемы	Рисунок	Достоинства	Недостатки	Источник
1		<ol style="list-style-type: none"> 1. Простота схемы 2. Отсутствие необходимости в перестановке цапф гидроцилиндров. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Цикличность продвижения геохода 2. Большие потери на трение при относительном движении секций и возможность их взаимного перекоса 3. Изменение развиваемого крутящего момента по мере выдвижения штоков гидроцилиндров, вследствие изменения плеч приложенной силы 4. Сложность синхронизации движения гидроцилиндров 	43

<p>2</p>			<ol style="list-style-type: none"> 1. Цикличность продвижения геохода 2. Необходимость контроля при переустановке цапф штоков в новые позиции 3. Изменение развиваемого крутящего момента по мере выдвижения штоков гидроцилиндров, вследствие изменения плеч приложенной силы 4. Необходимость в гидроцилиндрах надвига, для перемещения хвостовой секции 	<p>46</p>
<p>3</p>		<ol style="list-style-type: none"> 1. Относительная простота конструкции 2. Меньше потери на трение за счет сопряжения секций с телами качения 3. Отсутствие гидроцилиндров надвига 4. Отсутствие необходимости контроля перемещения штоков за счет применения механизма свободного хода 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Цикличность продвижения геохода 2. Изменение развиваемого крутящего момента по мере выдвижения штоков гидроцилиндров, вследствие изменения плеч приложенной силы 3. При заклинивании шаров механизма свободного хода на оболочку секций действуют радиальные разрывающие нагрузки 	<p>47</p>

<p>4</p>		<p>1. Непрерывность вращения головной секции 2. Обеспечение достаточного внутреннего пространства, за счет продольного размещения гидроцилиндров вдоль образующей хвостовой секции</p>	<p>1. Очень большие потери на трение в направляющих толкателей. 2. Низкая эффективность преобразования поступательного движения во вращательное 3. Одновременная работа только половины гидроцилиндров</p>	<p>48</p>
<p>5</p>		<p>1. Непрерывность вращения головной секции 2. Использование гидромоторов с механической передачей для формирования вращающего момента на головной секции. 3. Возможность реверса вращения</p>	<p>1. Большие размеры передач и гидромоторов 2. Загроможденность внутреннего пространства</p>	<p>49</p>

Как видно из обзора, трансмиссии ЭЛАНГ-3, ЭЛАНГ-4, а также других конструктивных схем геогодов были построены на основе гидроцилиндров, расположенных по хордам окружности. Основные преимущества такого решения

- возможность развивать вращающие моменты, достаточные для перемещения геогода и создания напорного усилия;
- возможность развивать очень низкие частоты вращения головной секции относительно хвостовой;
- возможность регулирования частоты вращения головной секции относительно хвостовой;
- не загромождается пространство внутри геогода, что связано с компактностью гидроцилиндров и возможностью размещения энергосиловой установки за пределами геогода;

- отсутствует необходимость в упоре в ранее возведенную постоянную крепь.

Однако у данных трансмиссий есть и недостатки, к основным из которых можно отнести:

- сложность синхронизации действия всех гидроцилиндров;
- отсутствие непрерывной подачи геохода на забой, вследствие цикличности работы гидроцилиндров;
- закрутка рукавов высокого давления в процессе вращения головной секции;
- изменение развиваемого вращающего момента, вследствие изменения плеч приложения силы от гидроцилиндров.

Кроме того, имеются недостатки и у других узлов непосредственно связанных с работой трансмиссии, так, например, узел сопряжения секций «пенальной» конструкции. Работа этого узла связана с большими потерями на трение и вероятностью взаимного перекоса осей секций, а для подтягивания хвостовой секции вслед за продвижением головной необходимы дополнительные гидроцилиндры «надвига».

Устранение отмеченных недостатков геоходов ЭЛАНГ-3, ЭЛАНГ-4 потребует серьезного изменения конструкции отдельных узлов геохода. Например, устранение цикличности подачи трехсекционного геохода ЭЛАНГ-3 невозможно, поскольку связано с принципом его перемещения, когда все три секции перемещаются поочередно. Устранение изменения развиваемого вращающего момента при расстановке гидроцилиндров по хордам внутри секций также невозможно, но возможно его уменьшение. Устранение гидроцилиндров «надвига» в геоходах аналогичных ЭЛАНГ-4 потребует изменения узла сопряжения секций.

1.4. Обзор методик расчета трансмиссий горной техники

Методика расчета трансмиссий горной техники зависит от назначения устройства, горно-технических условий применения, требуемой производительности, а также принятой компоновки и конструктивного исполнения. Методики могут быть направлены на определение как внешних параметров – требуемых усилий перемещения, моментов, скоростей, которые являются исходными данными для методик определения внутренних параметров, а те, в свою очередь, предполагают выбор и расчет различного вида передач [50, 51]. Например, для трансмиссий проходческих и очистных комбайнов методика предполагает расчет механических передач, а для проходческих щитов – расчет гидропривода.

Современные очистные комбайны, в основном, оснащаются бесцепными системами подачи с цевочным зацеплением [1, 12, 51]. При выполнении расчета задаются исходными данными, которыми являются: вынимаемая мощность разрабатываемых пластов, их характеристика разрушаемости, и либо энерговооруженность, либо теоретическая производительность очистного комбайна. Далее по методике расчета производится синтез структурно-кинематической схемы трансмиссии, основу которой составляют зубчатые передачи. Затем рассчитывается один из основных элементов трансмиссии очистного комбайна – тяговая звездочка с цевочным колесом и рейка.

В ходе расчета определяются параметры профиля зацепления, а также нагрузки в зацеплении и контактные напряжения поверхностей зубьев. Выходным параметром трансмиссии перемещения очистного комбайна является подача вдоль забоя на один оборот органа выемки.

В проходческих комбайнах отечественного и зарубежного производства с исполнительным органом избирательного действия и роторным исполнительным органом применяется гусеничные органы перемещения [1, 2, 51]. Исходными данными для расчета являются: осевое реактивное усилие на исполнительном органе, радиальное реактивное усилие на исполнительном органе, усилие на крюке, соединяющем раму комбайна и перегружатель, реактивный вращающийся момент на валу исполнительного органа.

Для расчета гусеничных систем подачи, исходя из принятой расчетной схемы, определяются: максимальное давление на почву; силы тяги гусениц; окружное усилие ведущего колеса; диаметр ведущего колеса. Выходным параметром, определяющим выбор привода, является требуемая мощность на каждой гусенице.

В современных проходческих щитах зарубежного производства и проходческих комбайнах для проведения выработок в шахтах и рудниках по породам средней крепости и средним применяются шагающие системы подачи. Конструктивные исполнения шагающих проходческих систем довольно разнообразны но, несмотря на это все они имеют следующие основные элементы: распорную балку (которая необходима в качестве основного несущего элемента), гидродомкраты распора с опорными поверхностями, гидродомкраты подачи, переднюю и заднюю опоры (необходимы как поддерживающие конструкции при передвижке исполнительного органа) [1, 2. 14–16, 52]. Исходными данными для расчета являются усилие подачи исполнительного органа на забой, вес проходческого оборудования и максимальный момент двигателя привода исполнительного органа.

В ходе расчета определяется усилие на гидродомкратах распора. Затем определяется усилие на гидродомкратах подачи. По найденным значениям усилий и заданному значению скорости подачи определяется производительность насоса гидросистемы, давление рабочей жидкости в системе и параметры гидродомкратов.

Очевидно, что рассмотренные методики расчетов узко специализированы и предназначены только лишь для конкретного типа горного оборудования, поэтому можно однозначно утверждать о невозможности их применения для расчетов трансмиссий геогодов ввиду существенных конструктивных отличий.

2. ОБОСНОВАНИЕ ТРЕБОВАНИЙ К ТРАНСМИССИИ ГЕОХОДА

2.1. Особенности работы геогода и требования к его трансмиссии

Существующие технологии проведения горных выработок с использованием проходческих машин традиционного исполнения, представленных в основном проходческими комбайнами и щитами имеют ряд недостатков [37–40]:

- невозможность движения проходческого оборудования в массиве горных пород в различных направлениях подземного пространства, т. е. ограничение области применения по углам наклона проводимых выработок;

- сложность создания достаточных тяговых усилий на внешнем движителе и напорных усилий на исполнительном органе для разрушения крепких горных пород;

- невозможность полностью обеспечить безопасность ведения горных работ в призабойной зоне;

Перемещение таких проходческих аппаратов осуществляется с помощью внешних движителей – гусеничных, колесных, колесно-рельсовых или распорно-шагающих. Для создания тягового усилия на внешнем движителе и напорного усилия на исполнительном органе практически не задействуется внешняя геосреда, а используется только твердая поверхность на контакте гео- и воздушной сред: т. е. либо почва выработки (при комбайновом способе проходки), либо поверхность постоянной крепи (при щитовом способе проходки). Поэтому на основании ряда проведенных исследований [25–27] была разработана геовинчестерная технология проведения горных выработок и агрегат, реализующий данную технологию – геогод.

В основу конструктивных решений всех геходов положена общая концептуальная модель, разработанная авторами [25–27]. В основе работы модели лежит принцип ввинчивания ограждающей оболочки в массив, т. е. окружающий массив выполняет функцию гайки, а оболочка – винта, что является принципиальной отличительной особенностью геходов. При таком перемещении геход, в отличие от проходческих щитов не отталкивается от торцевой поверхности монолитной или другой крепи, а использует для перемещения предварительно сформированную систему винтовых законтурных каналов.

Другим важнейшим отличительным признаком гехода является возможность производить резание постоянным контактом исполнительного органа с породой, гарантируя высокую устойчивость забоя, при этом исполнительный орган разрабатывает забой в строгом соответствии с шагом винтовой лопасти. Таким образом, за счет формирования за контуром выработки системы винтовых и продольных каналов, геход имеет возможность перемещения в любом направлении подземного пространства. С другой стороны, для формирования этих каналов требуется введение новых технологических операций в процессе проведения горных выработок, что соответственно требует введения новых функционально конструктивных элементов.

Основные отличия геходов от традиционного проходческого оборудования:

- принцип работы;
- наличие новых функционально-конструктивных элементов;
- общая функционально-компоновочная схема;
- конструктивные особенности геходов позволяют реализовать постоянное по величине и непрерывное во времени напорное усилие на исполнительном органе, при этом разрушение массива горных пород будет происходить с постоянным контактом исполнительного органа с поверхностью забоя, что обеспечит устойчивость, как самого забоя, так и призабойной зоны;
- возможность реализации на исполнительном органе любых напорных усилий (возможность создания исполнительных органов (ИО) для разрушения крепких пород);
- качественно новые функциональные возможности, т. е. геход может выполнять свои функции при любом пространственном положении.

Одной из основных систем гехода, создающих тяговое усилие на внешнем двигателе и напорное усилие на исполнительном органе является трансмиссия. Именно трансмиссией определяются силовые параметры гехода и скорость его продвижения в геосреде, поэтому

особое значение приобретают вопросы, связанные с разработкой конструкции трансмиссии геогодов и определением её технико-эксплуатационных показателей.

На основании отличительных особенностей геогода были сформированы требования к трансмиссиям геогодов нового поколения [53–58]:

- трансмиссия должна обеспечивать непрерывную подачу геогода на забой;

- трансмиссия должна обеспечивать вращающий момент на головной секции, достаточный для формирования на внешнем движителе усилий для перемещения всего геогода, а также, достаточный для отделения горной породы от массива исполнительными органами;

- размеры и расположение трансмиссии и привода должны оставлять достаточно свободного пространства внутри агрегата для удаления отделенной горной массы, прохода людей для обслуживания узлов, а также размещения других элементов и систем;

- трансмиссия должна обеспечивать возможность реверсирования движения геогода;

- трансмиссия должна обеспечивать работу геогода при любом его пространственном положении;

- трансмиссия и привод должны быть смонтированы на единой конструктивной базе геогода.

При рассмотрении возможных вариантов компоновочно-конструктивных решений трансмиссий геогода необходимо определить граничные условия применения того или иного вида трансмиссии на основе анализа соответствия сформированным требованиям.

Также требования к развиваемым силовым и кинематическим характеристикам трансмиссии требуют уточнения в зависимости от ожидаемых усилий взаимодействия геогода с геосредой, а также на основании особенностей геосреды и технологии проведения выработки.

2.2. Математическая модель работы геогода в совмещенном режиме

При движении геогода в геосреде на величину развиваемого вращающего момента трансмиссии геогода существенное влияние оказывают проявления различного рода сил, возникающих из-за взаимодействия элементов геогода с окружающей геосредой. Возникающие силы оказывают сопротивление передвижению секций. Характер взаимодействия геогода с окружающей породой неоднозначен и зависит от большого числа факторов: геометрических (конструктивных) параметров геогода, физико-механических характеристик и строения массива, начального поля напряжений и др. Методы определения нагрузок от этих

сил на геход, работающий в жесткопластической среде, основываются на расчетных схемах, предусматривающих режим заданной нагрузки. Математическая модель для определения усилий, необходимых для перемещения гехода, предложенная в работах [25–27] разработана с учетом существующей трансмиссии с гидроцилиндрами. В данной математической модели определяются P_D – усилие, развиваемое всеми гидроцилиндрами вращения гехода и тяговое усилие при совмещенном режиме перемещения P_T . Данная математическая модель не учитывала сформированные требования к трансмиссии геходов нового технического уровня [53–58], в части обеспечения непрерывности вращения и совмещенного режима перемещения секций.

В модели приняты следующие допущения:

- цилиндрические секции гехода обладают достаточной жесткостью при действии внешних нагрузок, т. е. не допускаются значительные деформации оболочек секций, которые могут привести к их самозаклиниванию при перемещении;

- вертикальная и горизонтальная составляющие горного давления равномерно распределены соответственно по горизонтальной и вертикальной проекциям гехода;

- режим перемещения – совмещенный, т. е. одновременно передвигаются обе секции гехода;

- первоначально геометрические параметры гехода принимаются аналогично параметрам гехода ЭЛАНГ-4.

Для определения усилия $P_{2ц}$ необходимо рассмотреть схему сил, действующих на секции гехода при рабочем ходе в выработке с углом подъема α (рисунок 2.1). Обозначения, использованные на схеме и в последующих выражениях, приведены в таблице 2.1 приложения 1.

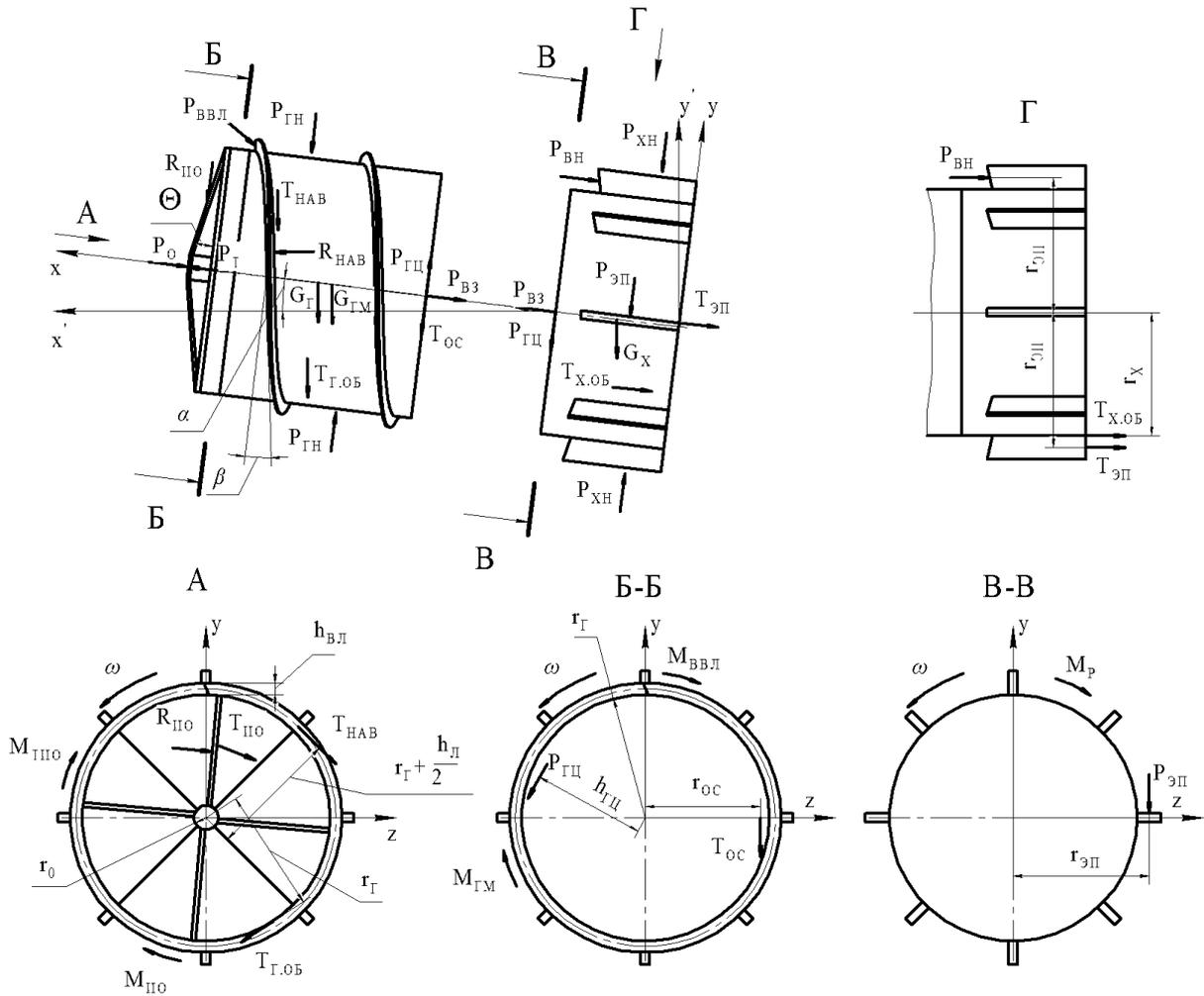


Рис. 2.1. Расчетная схема к определению необходимых усилий перемещения двухсекционного геохода

Составим систему, состоящую из трех уравнений равновесия для обеих секций:

$$\begin{cases}
 P_T - P_O - (G_G + G_{GM}) \cdot \sin \alpha - T_{HAB} \cdot \sin \beta - \\
 - T_{G.OB} \cdot \sin \beta - P_{BZ} - P_{BVL} = 0 \\
 P_{GZ} \cdot h_{GZ} - M_{ИО} - M_{ТИО} - M_{ГМ} - M_{БВЛ} - \\
 - T_{HAB} \cdot \left(r_G + \frac{h_{ВЛ}}{2} \right) \cdot \cos \beta - R_{HAB} \cdot \left(r_G + \frac{h_{ВЛ}}{2} \right) \cdot \sin \beta - \\
 - T_{G.OB} \cdot r_G \cdot \cos \beta - T_{OC} \cdot r_{OC} = 0 \\
 P_{BZ} - P_{BH} - T_{X.OB} - T_{ЭП} - G_X \cdot \sin \alpha = 0
 \end{cases} \quad (2.1)$$

В данных уравнениях неизвестными являются:

$$P_{ГЦ}, R_{НАВ}, P_{ВЗ}.$$

В этих уравнениях силы $P_T, T_{НАВ}, T_{ЭП}, T_{ОС}$ выражены через другие составляющие этих же уравнений. Сила тяги P_T представляет собой произведение

$$P_T = R_{НАВ} \cdot \cos \beta \quad (2.2)$$

Сила трения винтовой лопасти $T_{НАВ}$ представляет собой выражение [27]

$$T_{НАВ} = |R_{НАВ}| \cdot \operatorname{tg} \varphi_{ТР}, \quad (2.3)$$

где

$$\varphi_{ТР} = \operatorname{arctg} f_{ТР}. \quad (2.4)$$

С учетом выражения $\operatorname{tg}(\operatorname{arctg}(a)) = a$ [59] формулу (2.3) можно записать в виде

$$T_{НАВ} = |R_{НАВ}| \cdot f_{ТР}, \quad (2.5)$$

Суммарные силы трения элементов противовращения хвостовой секции о породу [26, 27]

$$T_{ЭП} = \frac{P_{ГЦ} \cdot h_{ГЦ}}{r_{ЭП}} \cdot f_{ТР}, \quad (2.6)$$

Суммарные силы трения качения останова в подшипниковом узле можно определить как [26,27]

$$T_{ОС} = (P_{ВН} + T_{Х.ОБ} + G_X \cdot \sin \alpha) \cdot f_{ТР.К}, \quad (2.7)$$

Подставим в уравнения системы (2.1) выражения (2.2) – (2.6) и приведем подобные

$$\left\{ \begin{array}{l} R_{НАВ} \cdot (\cos \beta - f_{ТР} \cdot \sin \beta) - P_O - (G_{Г} + G_{ГМ}) \cdot \sin \alpha - \\ - T_{Г.ОБ} \cdot \sin \beta - P_{ВЗ} - P_{ВВЛ} = 0 \\ \\ P_{ГЦ} \cdot h_{ГЦ} - M_{ИО} - M_{ТИО} - M_{ГМ} - M_{ВВЛ} - \\ - R_{НАВ} \cdot \left(r_{Г} + \frac{h_{ВЛ}}{2} \right) \cdot (\sin \beta - f_{ТР} \cdot \cos \beta) - \\ - T_{Г.ОБ} \cdot r_{Г} \cdot \cos \beta - T_{ОС} \cdot r_{ОС} = 0 \\ \\ P_{ВЗ} - P_{ВН} - T_{Х.ОБ} - \frac{P_{ГЦ} \cdot h_{ГЦ}}{r_{ЭП}} \cdot f_{ТР} - G_X \cdot \sin \alpha = 0 \end{array} \right. \quad (2.8)$$

Для решения системы (2.8) из последнего уравнения выразим составляющую P_{B3}

$$P_{B3} = P_{BH} + T_{X.OB} + \frac{P_{ГЦ} \cdot h_{ГЦ}}{r_{ЭП}} \cdot f_{TP} + G_X \cdot \sin \alpha. \quad (2.9)$$

Из первого уравнения системы (2.8) выразим составляющую R_{HAB}

$$R_{HAB} = \frac{P_O + (G_\Gamma + G_{ГМ}) \cdot \sin \alpha + T_{Г.ОБ} \cdot \sin \beta + P_{B3} + P_{BВЛ}}{\cos \beta - f_{TP} \cdot \sin \beta}. \quad (2.10)$$

Подставим в (2.10) вместо P_{B3} выражение (2.9), одновременно перегруппировав члены получим

$$R_{HAB} = \frac{P_O + (G_\Gamma + G_{ГМ} + G_X) \cdot \sin \alpha + T_{Г.ОБ} \cdot \sin \beta + P_{BВЛ} + P_{BH} + T_{X.OB} + \frac{P_{ГЦ} \cdot h_{ГЦ}}{r_{ЭП}} \cdot f_{TP}}{\cos \beta - f_{TP} \cdot \sin \beta}. \quad (2.11)$$

Поскольку выражение (2.11) достаточно большое и включает неизвестное $P_{ГЦ}$, которое придется выразить из второго уравнения системы (2.8), перепишем выражение (2.11) в более удобном виде

$$R_{HAB} = \frac{\Sigma P + \frac{P_{ГЦ} \cdot h_{ГЦ}}{r_{ЭП}} \cdot f_{TP}}{\cos \beta - f_{TP} \cdot \sin \beta}, \quad (2.12)$$

где

$$\Sigma P = P_O + (G_\Gamma + G_{ГМ} + G_X) \cdot \sin \alpha + T_{Г.ОБ} \cdot \sin \beta + P_{BВЛ} + P_{BH} + T_{X.OB} \quad (2.13)$$

Теперь, во второе уравнение системы (2.8), подставим вместо R_{HAB} выражение (2.12)

$$P_{ГЦ} \cdot h_{ГЦ} - \Sigma M - \left(\Sigma P + \frac{P_{ГЦ} \cdot h_{ГЦ}}{r_{ЭП}} \cdot f_{TP} \right) \cdot k - T_{Г.ОБ} \cdot r_\Gamma \cdot \cos \beta - T_{OC} \cdot r_{OC} = 0, \quad (2.14)$$

где

$$\Sigma M = M_{ИО} + M_{ГИО} + M_{ГМ} + M_{BВЛ}; \quad (2.15)$$

$$k_1 = \frac{(\sin \beta - f_{TP} \cdot \cos \beta)}{\cos \beta - f_{TP} \cdot \sin \beta} \cdot \left(r_\Gamma + \frac{h_{BВЛ}}{2} \right). \quad (2.16)$$

Раскрыв скобки в выражении (2.14) найдем $P_{ГЦ}$

$$P_{ГЦ} \cdot h_{ГЦ} \left(1 - \frac{k_1 \cdot f_{TP}}{r_{ЭП}} \right) = \Sigma M + \Sigma P \cdot k_1 + T_{Г.ОБ} \cdot r_\Gamma \cdot \cos \beta + T_{OC} \cdot r_{OC},$$

$$P_{ГЦ} = \frac{\Sigma M + \Sigma P \cdot k_1 + T_{Г.ОБ} \cdot r_\Gamma \cdot \cos \beta + T_{OC} \cdot r_{OC}}{h_{ГЦ} \left(1 - \frac{k_1 \cdot f_{TP}}{r_{ЭП}} \right)}, \quad (2.17)$$

Вынося из знаменателя правой части выражения (2.17) плечо $h_{ГЦ}$ в левую часть найдем требуемый вращающий момент $M_{ВР.ТР}$, развиваемый гидроцилиндрами

$$M_{ВР.ТР} = P_{ГЦ} \cdot h_{ГЦ} = \frac{\Sigma M + \Sigma P \cdot k_1 + T_{Г.ОБ} \cdot r_{Г} \cdot \cos \beta + T_{ОС} \cdot r_{ОС}}{1 - \frac{k_1 \cdot f_{ТР}}{r_{ЭП}}}, \quad (2.18)$$

Методика определения остальных сил и моментов была описана в работах [25–27, 60–62].

Полученные аналитические выражения (2.1) – (2.18), являются математической моделью взаимодействия корпуса двухсекционного геолохода с окружающими породами в условиях сухого трения. Разработанная математическая модель учитывает непрерывный поступательно-винтовой характер перемещения секций, особенности исполнительного органа, наличие винтовой лопасти на внешней поверхности оболочки секций, а также влияние забоя на величину сил горного давления. Данная модель верна для двухсекционной схемы геолохода, с любым исполнительным органом и любого типа трансмиссии.

2.3. Влияние угла наклона проводимой выработки и конструктивных размеров геолохода на требуемые силовые параметры трансмиссии

Для конкретизации условий работы, за базовые, фиксированные значения, входящие в выражения (2.1) – (2.18) горнотехнических, конструктивных и силовых параметров, принимаются значения в соответствии с данными геолохода ЭЛАНГ-4, представленные в работе [27].

Рассмотрим влияние угла наклона проводимой выработки α на силовые параметры. При геометрических размерах геолохода ЭЛАНГ-4 во время движения агрегата вверх нормальная нагрузка $P_{ГН}$ и $P_{ХН}$ от свода обрушения будет восприниматься корпусом только до определенного угла α порядка 30° . При углах больше $\alpha = 30^\circ$ сила $P_{ГН}$ будет воздействовать в большей степени не на корпус, а на исполнительный орган, что существенно меняет картину нагружения. Во время движения агрегата вниз картина будет обратная. При отрицательных углах, т. е. движении вниз силы $P_{ГН}$ и $P_{ХН}$ будут воздействовать только на корпус агрегата, что также изменит картину нагружения. Поэтому на данном этапе введем ограничение по углу наклона проводимой выработки в 30° , т. е. будем принимать α в интервале от -30° до 30° как при движении геолохода вниз и вверх.

Зависимости, отражающие влияние угла наклона проводимой выработки α на силовые параметры агрегата $M_{ВР}$, построенные по вы-

ражению (2.18) представлены на рисунке 2.2. Положительные значения α соответствуют проведению горных выработок снизу вверх, а отрицательные значения – сверху вниз.

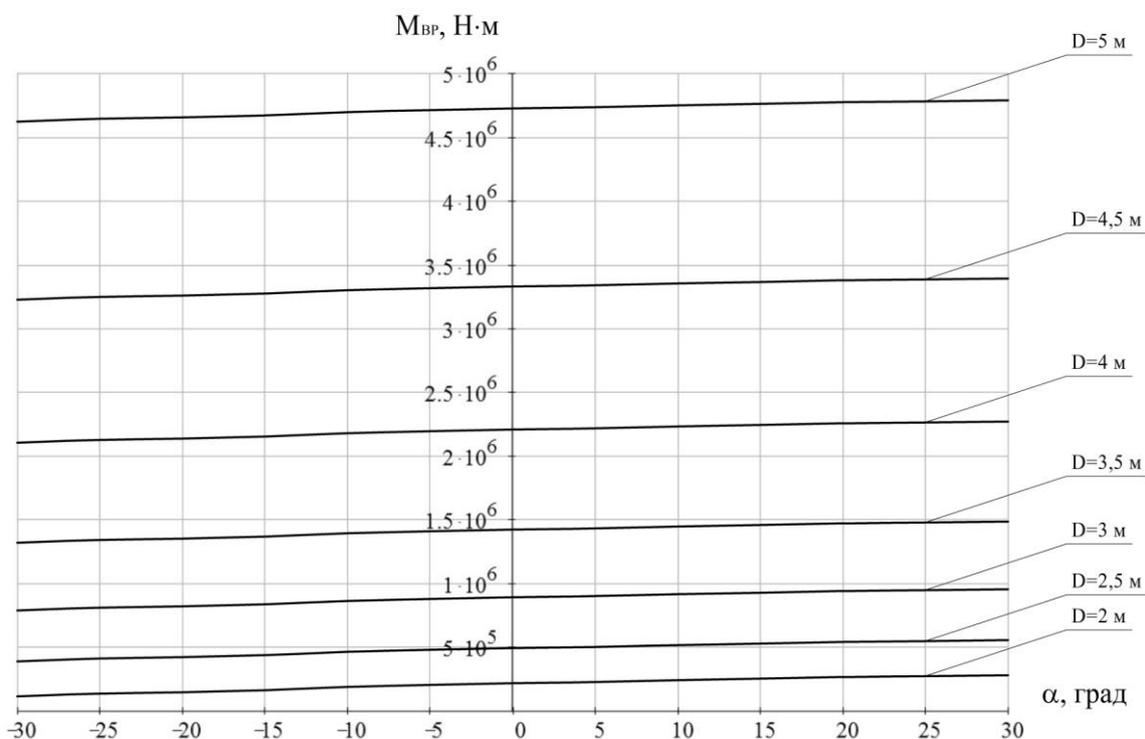


Рис. 2.2. Зависимость требуемого вращающего момента на головной секции геотода от угла наклона проводимой выработки

При построении графиков не учитывалось влияние сил инерции, возникающих в оборудовании, размещенном внутри головной секции. Считаем влияние данных сил малым. Кроме того, для получения качественной картины влияния угла наклона проводимой выработки на силовые параметры геотода сделано допущение, что действие усилий от транспортно-погрузочного устройства на секции изменяются по одним и тем же зависимостям, как при проведении горизонтальных, так и вертикальных горных выработок, а также, что величина сил горного давления одинакова при проведении горизонтальных, наклонных и вертикальных выработок.

Анализ графиков показывает, что при увеличении угла наклона в интервале от -30° до 30° и при изменении диаметра геотода значения $M_{вр}$ возрастает. В интервалах за пределами данного графика величина $M_{вр}$ существенно меняется в виду изменения схемы нагружения и требует дальнейшего изучения. В то же время, угол наклона выработки оказывает несущественное влияние на требуемые силовые параметры.

Величина изменения требуемого вращающего момента при изменении угла наклона выработки от -30° до 30° относительно горизонта не превышает 10%.

На рисунках 2.3, 2.4 представлено влияние диаметра выработки на величину необходимых усилий перемещения т. е. на величину M_{BR} и $P_{ГЦ}$.

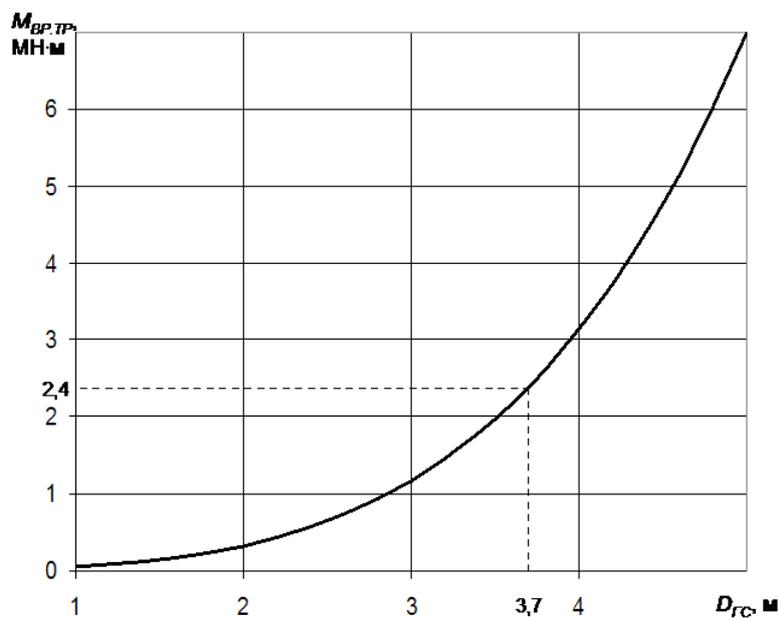


Рис. 2.3. Зависимость требуемого вращающего момента на головной секции от диаметра геотода

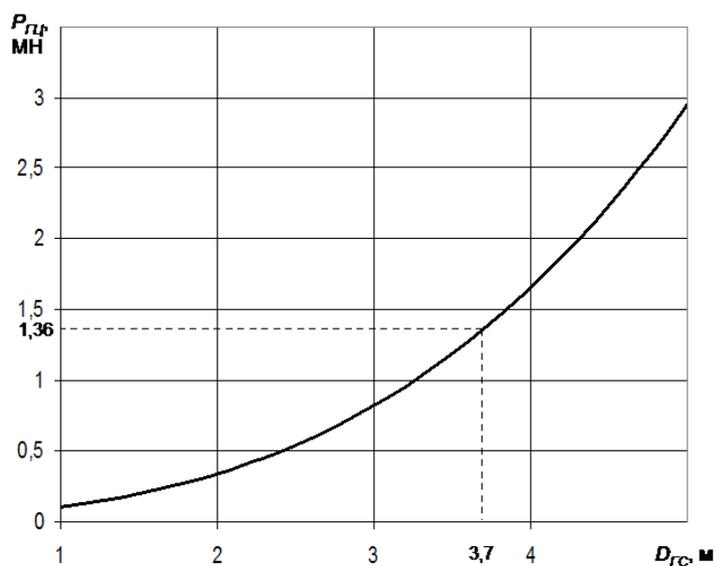


Рис. 2.4. Зависимость требуемого суммарного усилия на штоках гидроцилиндров от диаметра геотода

Приведенные графики показывают, что небольшое увеличение вращающего момента происходит при увеличении диаметра гехода от 1 до 1,5 м. При изменении диаметра от 1,5 м до 3 м происходит более интенсивный рост вращающего момента, т.к. при увеличении диаметра от 1,5 м до 3 м происходит увеличение $M_{ВР}$ и $P_{ГЦ}$ в 8,5 раз. При увеличении диаметра от 3 м до 5 м наблюдается увеличение $M_{ВР}$ в 6,9 раз. Это объясняется существенным увеличением массы гехода при увеличении его диаметра, а также существенным увеличением площади наружной поверхности и как следствие, увеличением сил трения.

3. РАЗРАБОТКА КОМПОНОВОЧНЫХ И КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ТРАНСМИССИИ ГЕХОДА

3.1. Анализ возможных вариантов кинематических и компоновочных схем трансмиссии гехода

Приведенный в первой главе обзор горной техники позволяет сделать вывод, что применяющиеся в них приводы и трансмиссии мало пригодны для непосредственного использования в трансмиссии геходов, и не удовлетворяют требованиям, предъявляемым к её трансмиссии [53–58]. Адаптация данных трансмиссий для использования в геходе потребует серьезных конструктивных изменений, что равносильно разработке новой конструкции. Поэтому на данном этапе исследования необходимо оценить возможные пути построения компоновочных и конструктивных вариантов трансмиссии гехода на основе имеющихся и хорошо зарекомендовавших себя передач.

В качестве исходных данных воспользуемся техническими характеристиками и размерами гехода ЭЛАНГ-4, как наиболее проработанного конструктивно (таблица 3.1). Также в качестве базовой общей компоновки гехода принимаем компоновку основных элементов (секций, винтовой лопасти, элементов противовращения, исполнительных органов и др.) как в геходе ЭЛАНГ–4 [63].

Таблица 3.1

Технические характеристики гехода ЭЛАНГ-4

Наименование параметра	Значение
Диаметр агрегата по наружной образующей, мм	3700
Длина агрегата, мм	3000
Шаг винтовой лопасти, мм	615

Суммарный вращающий момент на головной секции (при номинальном давлении 20 МПа), кН·м	3500
Частота вращения головной секции, об/час	4
Установленная мощность, кВт	55

Частота вращения головной секции геолода ЭЛАНГ-4 относительно хвостовой составляет $n_{ГС} = 4$ об/час или $n_{ГС} = \frac{4}{60} = \frac{1}{15}$ об/мин.

Угловая скорость вращения

$$\omega_{ГС} = \frac{\pi \cdot n_{ГС}}{30} = \frac{3,14}{30 \cdot 15} = 6,981 \cdot 10^{-3} \text{ с}^{-1}.$$

Тогда выходная мощность на головной секции

$$N_{вых} = M_{ГС} \cdot \omega = 3,5 \cdot 10^6 \cdot 6,981 \cdot 10^{-3} = 24,43 \cdot 10^3 \text{ Вт},$$

где $M_{ГС}$ – суммарный вращающий момент на головной секции.

Учитывая, что в совмещенном режиме перемещения головная секция должна совершать только вращательное движение относительно хвостовой видятся следующие возможные варианты построения трансмиссии геолодов (рисунок 3.1). Здесь возможны два основных направления:

– редукторный привод в сочетании с электродвигателями, пневмодвигателями, гидромоторами (т. е. с источниками вращательного движения)

– гидропривод с гидроцилиндрами и преобразователями поступательного движения во вращательное (например, кривошипно-шатунными, кривошипно-кулисными, реечно-зубчатыми, винтовыми);

Трансмиссии с вращательным движением передач получили в приводах горных машин наибольшее распространение [1, 19–21]. Преимуществами таких приводов являются: отсутствие необходимости преобразования поступательного движения во вращательное, достаточно высокий к.п.д., высокая нагрузочная способность, простота осуществления реверса.

В качестве источников вращательного движения – двигателей могут выступать электродвигатели, пневмодвигатели, гидромоторы. Наибольшее распространение получили электродвигатели и гидромоторы.

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. [65, 66] 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 – это низкоскоростные высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы, например фирм Denison Calzoni, Riva Calzoni [66, 67]. 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.

Требуемое передаточное число трансмиссии составит

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

Требуемый момент гидромотора составит

$$M_{зм.тр} = \frac{M_{ГС} \cdot \eta_{ред}}{u} = \frac{3,5 \cdot 10^6 \cdot 0,9}{150} = 21 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $\eta_{ред}$ – ориентировочный коэффициент полезного действия редуктора.

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. Основные характеристики передач приведены в таблице 3.2 [64].

Таблица 3.2

Характеристики кинематических передач

Вид передачи	Передаточное число, u	К.П.Д., η	Передаваемая мощность, кВт
1. Зубчатая (цилиндрическая)	1...5,6 (для редукторов) не ограничено для остальных	0,98...0,96	десятки тысяч

Окончание таблицы 3.2

2. Червячная	30... 14...30 8...14	0,8 и менее 0,85...0,75 0,9...0,8	до 50
3. Планетарные	до 1000 и более	0,99...0,97 и менее (КПД снижается в зависимости от схемы и числа ступеней)	десятки тысяч

Наличие только вращательного 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 геохода. Пример кинематической схемы приведен на рисунке 3.2.

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 проектировочного определения межосевого расстояния зубчатых передач a_w рекомендована следующая формула

$$a_w = K_a (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}, \quad (3.2)$$

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;

ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния,

$$\psi_{ba} = \frac{2 \cdot \psi_{bd}}{u \pm 1} \quad (3.3);$$

ψ_{bd} – коэффициент ширины колеса относительно диаметра;

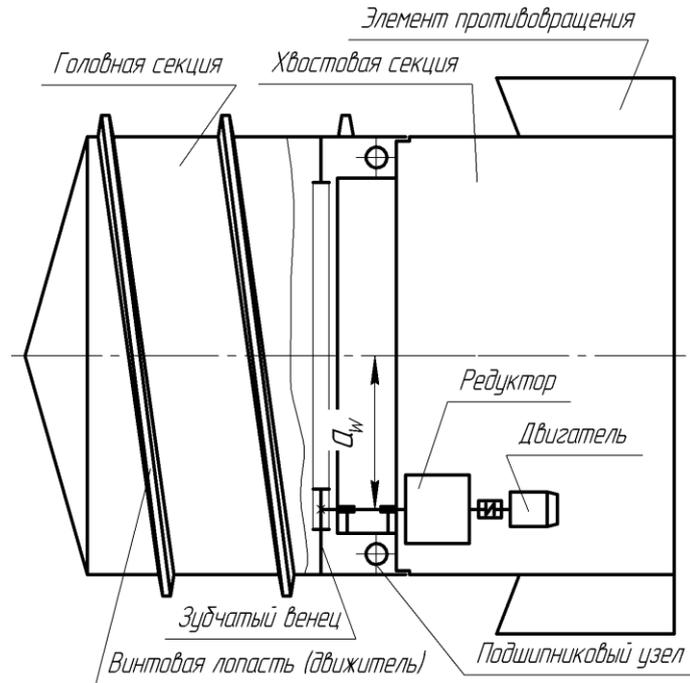


Рис. 3.2. Кинематическая схема трансмиссии геохода с редукторным приводом

При подстановке в эту формулу следующих числовых значений ($K_a=490$ (МПа) $1/3$; $u = 10$; $T_2 = 3,5 \cdot 10^6$ Н·м; $K_{H\beta}=1,25$; $[\sigma_H] = 770$ МПа; $\psi_{ba} = 0,25$) получается ориентировочное межосевое расстояние передачи $a_w = 3$ м, что значительно превышает диаметр секций геохода ЭЛАНГ-4 (3700 мм) и свидетельствует о невозможности передачи крутящего момента головной секции в один поток в указанных габаритах.

Приемлемых размеров передачи (рисунок 3.3) с сохранением максимального расстояния внутри геохода 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 (рисунки 3.4, 3.5), но также не менее восьми. Похожие решения с меньшим числом потоков применяются в механизмах поворота платформы экскаваторов [23, 24], а также в приводах роторных исполнительных органов проходческих щитов ПЩМ-3,2 и ПЩМ-5,6 [14–16].

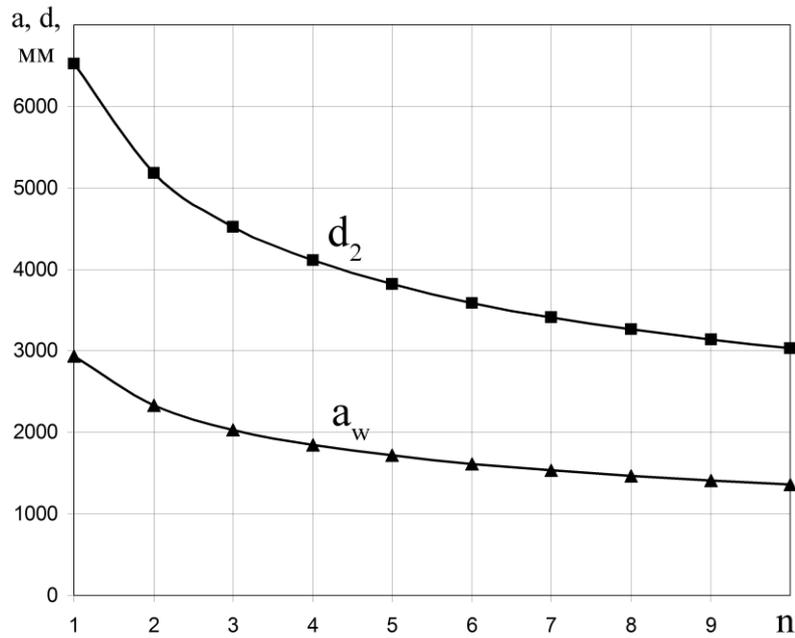


Рис. 3.3. Зависимости межосевого расстояния передачи a_w и диаметра делительной окружности зубчатого венца d_2 от количества потоков передачи мощности n

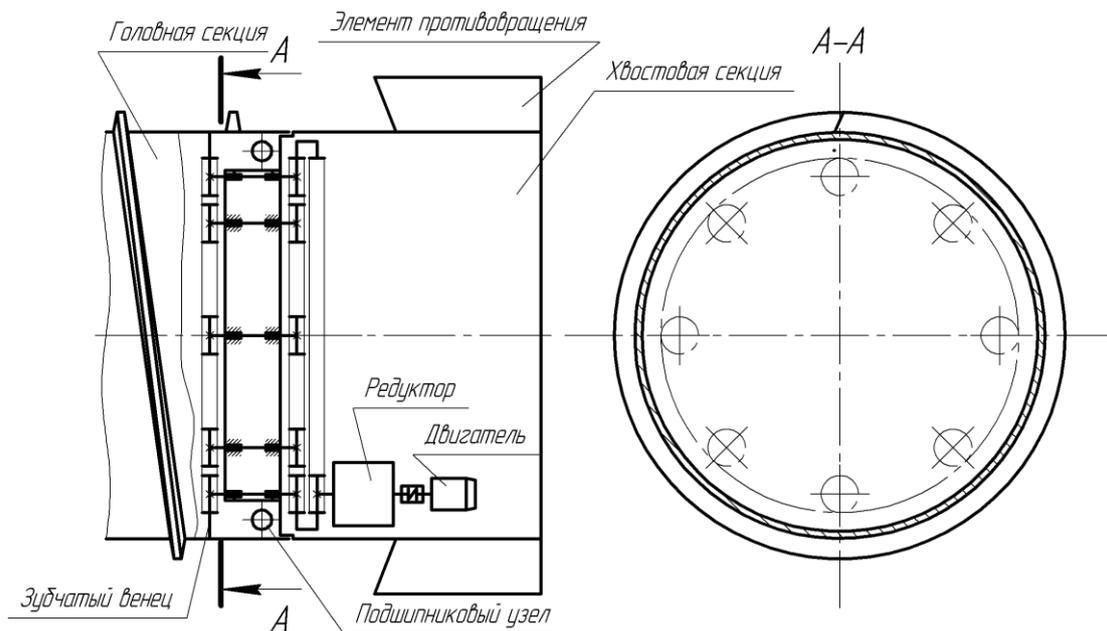


Рис. 3.4. Кинематическая схема трансмиссии гехода с редукторным приводом с многопоточной выходной ступенью

При реализации по данным схемам (рисунки 3.4, 3.5) трансмиссии передаточное число без последней ступени получается равным

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

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, как например, в приводе роторного исполнительного органа щита ПЩМ-3,2, которые менее чувствительны как к загрязнениям так и к перекосам.

При построении редукторов с использованием только зубчатых передач исходя из требований обеспечения минимальных габаритов понадобится большое число ступеней с небольшими передаточными числами.

Червячные передачи 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 применении многоредукторного привода возможны проблемы со смазкой отдельных редукторов вследствие их периферийной компоновки [68]. Также проблемы со смазкой могут появиться в различных пространственных положениях геохода, 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 [64]. 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 уменьшает свободное пространство внутри геохода; при больших размерах передач трудно

обеспечить высокую кинематическую точность, в результате, сателлиты будут неравномерно нагружены.

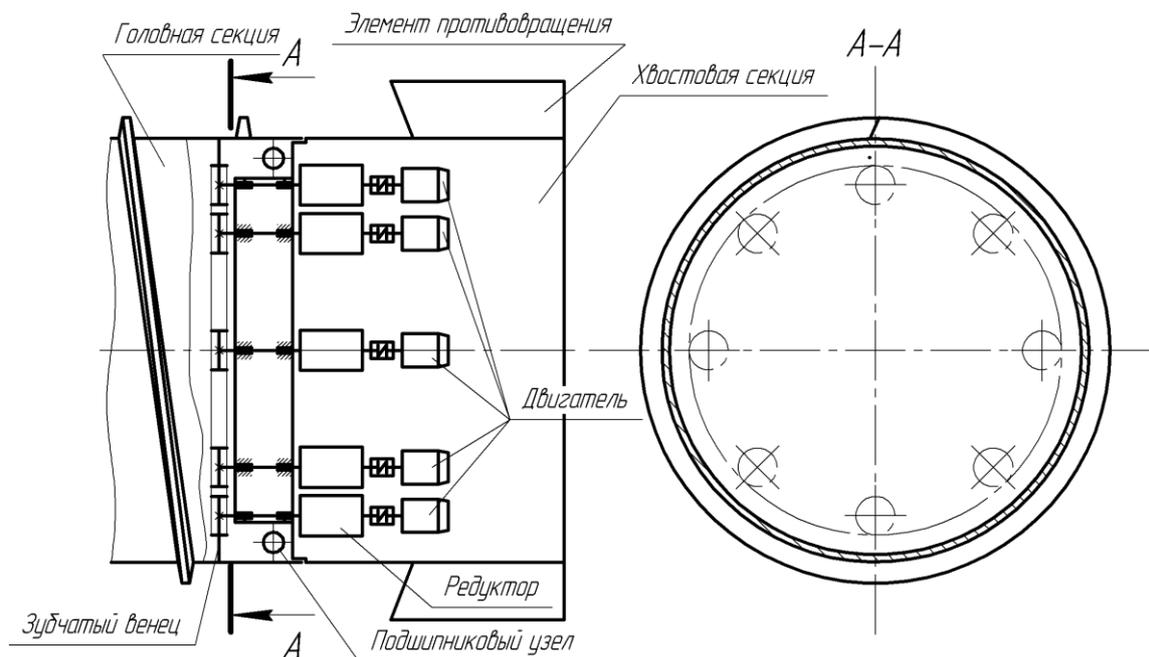


Рис. 3.5. Кинематическая схема трансмиссии геохода с многопоточным редукторным приводом

При использовании гидромоторов требуемые передаточные числа редукторов значительно меньше (в 100 раз, т. е. около 15). Но вращающие моменты в такое же число раз выше. В результате преимущества от меньшего числа ступеней редуктора теряется за счет увеличения размеров передач для обеспечения требуемой нагрузочной способности. Габаритные размеры и масса радиально-поршневых гидромоторов также достаточно велики. Все это приведет к значительному сокращению внутреннего пространства геохода и увеличению массы. Очевидно, что такие трансмиссии не удовлетворяют требованиям предъявляемым к трансмиссии геохода [53–58]. В качестве положительных сторон стоит отметить возможность реализации непрерывной подачи геохода на забой, а также простую реализацию реверса.

Не менее перспективным видится построение трансмиссии на основе гидроцилиндров вращения с учетом сформированных требований и устранением основных недостатков имеющих на данный момент технических решений геоходов описанных в первой главе.

3.2. Разработка компоновочных решений трансмиссии гехода

Гидропривод с гидроцилиндрами также получил широкое распространение. О его преимуществах и недостатках упоминалось в первой главе.

С учетом вышеприведенных недостатков известных конструктивных решений геходов и сформированных требований были разработаны новые компоновочные решения трансмиссии гехода с гидроприводом [69–71]. Все разработанные компоновочные решения имеют в сопряжении головной и хвостовой (стабилизирующей) секций подшипниковый узел. Таким образом, головная секция имеет возможность совершать только вращательное движение относительно хвостовой секции, и при работе гехода хвостовая секция будет подтягиваться непрерывно вслед за головной, соответственно, отсутствует необходимость в гидроцилиндрах надвига, которые в геходе ЭЛАНГ-4 служили для подтягивания хвостовой секции, по мере продвижения головной. Кроме того, данные компоновки отличает расположение гидроцилиндров на периферии секций по хордам, что обусловлено требованием обеспечения достаточного пространства внутри гехода, а также реализацией необходимой величины вращающего момента на головной секции. Также на компоновочных схемах не отображено расположение энергоустановки, при этом подразумевается, что она может располагаться в хвостовой секции или за пределами гехода.

У всех разработанных компоновочных решений можно выделить следующие отличительные признаки, которые характеризуют каждую из них:

- трансмиссия обеспечивает непрерывное перемещение гехода на забой;
- трансмиссия обеспечивает циклическое перемещение гехода на забой;
- трансмиссия содержит механизм свободного хода;
- трансмиссия не содержит механизм свободного хода;
- гидроцилиндры трансмиссии расположены в одной плоскости перпендикулярной оси секций;
- гидроцилиндры трансмиссии расположены в нескольких плоскостях перпендикулярных оси секций;
- все гидроцилиндры одновременно участвуют в создании вращающего момента на головной секции;
- не все гидроцилиндры одновременно участвуют в создании вращающего момента на головной секции.

Систематизация возможных компоновочных схем трансмиссии геолода с двигателями поступательного движения и преобразователями поступательного движения во вращательное приведена на рисунке 3.1.

На рисунке 3.6 представлена простейшая компоновочная схема двухсекционного геолода с трансмиссией, состоящей из гидроцилиндров, закрепленных шарнирно на хвостовой секции по хордам. Головная секция приводится во вращение при одновременном выдвигении штоков гидроцилиндров, упирающихся цапфами в соответствующие пазы на рейке, закрепленной на головной секции. Преимущество компоновки – простота конструктивной реализации. Недостатки – цикличность подачи геолода на забой, сложность и необходимость контроля перестановки цапф штоков в следующие пазы, изменение развиваемого вращающего момента на штоках гидроцилиндров вследствие изменения плеч приложения усилий.

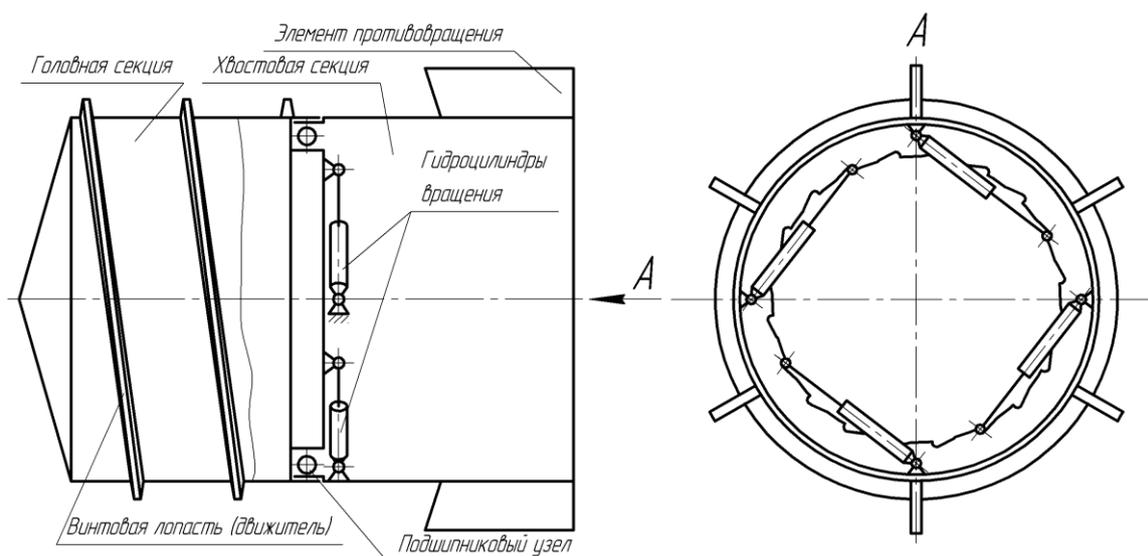


Рис. 3.6. Компоновочная схема с цикличной подачей на забой со свободной перестановкой цапф штоков ГЦ

Дальнейшим развитием данной схемы может быть размещение гидроцилиндров в пространстве между обечайкой меньшего диаметра, связанной с хвостовой секцией и внутренней частью оболочки головной секции (Рисунок 3.7). Это позволит защитить гидроцилиндры и магистрали от внешних воздействий и оградить внутреннее пространство от подвижных частей. В качестве недостатков следует отметить несколько затрудненный доступ к гидроцилиндрам для обслуживания, остальные – те же, что и для схемы на рисунке 3.6.

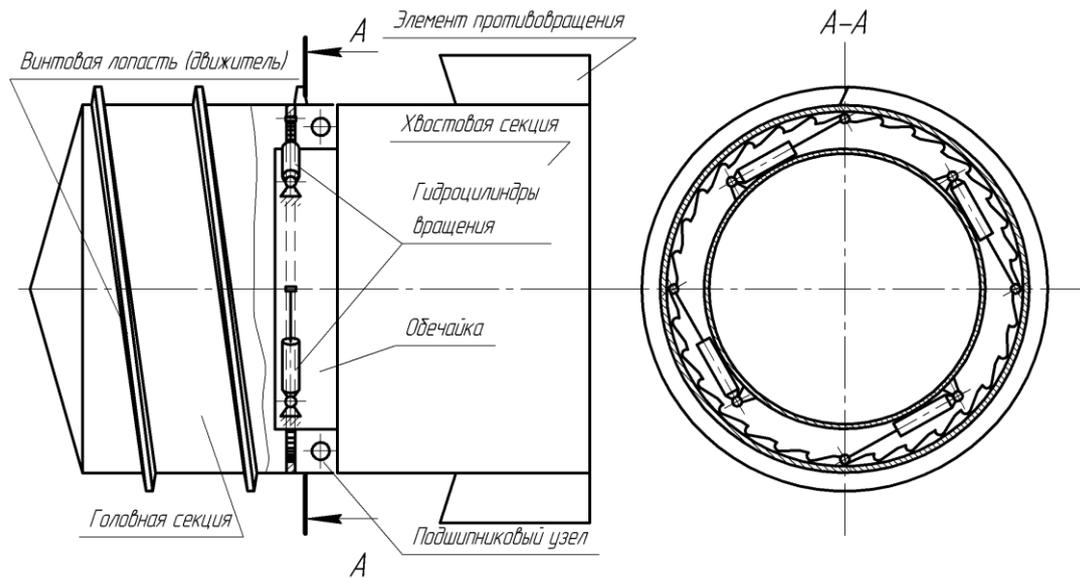


Рис. 3.7. Компоновочная схема с циклической подачей на забой с размещением ГЦ между корпусом и обечайкой

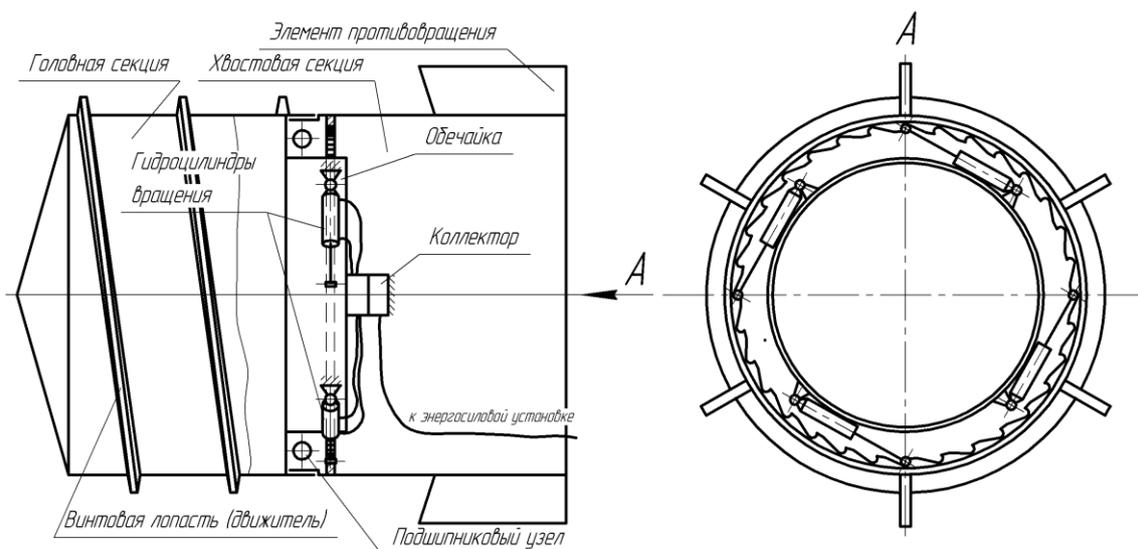


Рис. 3.8. Компоновочная схема с циклической подачей на забой с размещением ГЦ между корпусом и обечайкой

Также, на основе этих схем возможно построение и других компоновок, например, с закреплением корпусов гидроцилиндров на вращающейся головной секции. Штоки будут вставляться цапфами во впадины на рейке хвостовой секции. Такой вариант потребует применения дополнительного узла – коллектора, для передачи рабочей жидкости (рисунок 3.8).

Для синхронизации работы всех гидроцилиндров их штоки желательно кинематически связать и снабдить механизмом свободного хода, который может быть храповым или фрикционным (рисунок 3.9). Наличие данного механизма позволит упростить контроль за перемещением штоков гидроцилиндров. Остальные преимущества и недостатки те же, что и у первых схем, с учетом некоторого усложнения конструкции и некоторое загромождение внутреннего пространства за счет применения механизмов свободного хода.

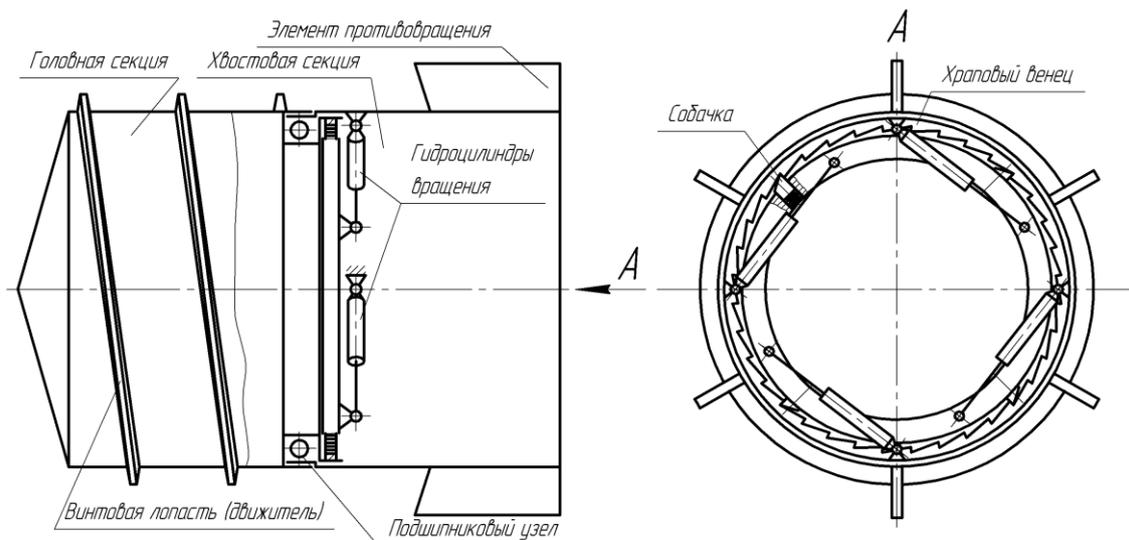


Рис. 3.9. Компоновочная схема с цикличной подачей на забой с механизмом свободного хода

Увеличение развиваемого трансмиссией вращающего момента возможно за счет увеличения количества гидроцилиндров и размещения их парами в одной плоскости (рисунок 3.10). Целесообразность практической реализации такой компоновки весьма сомнительна, что связано с ещё большим загромождением внутреннего пространства и конструктивным усложнением. Альтернативой такой схеме может служить компоновка, показанная на рисунке 3.9 с увеличенными размерами гидроцилиндров, но в два раза меньшим их количеством по сравнению со схемой на рисунке 3.10.

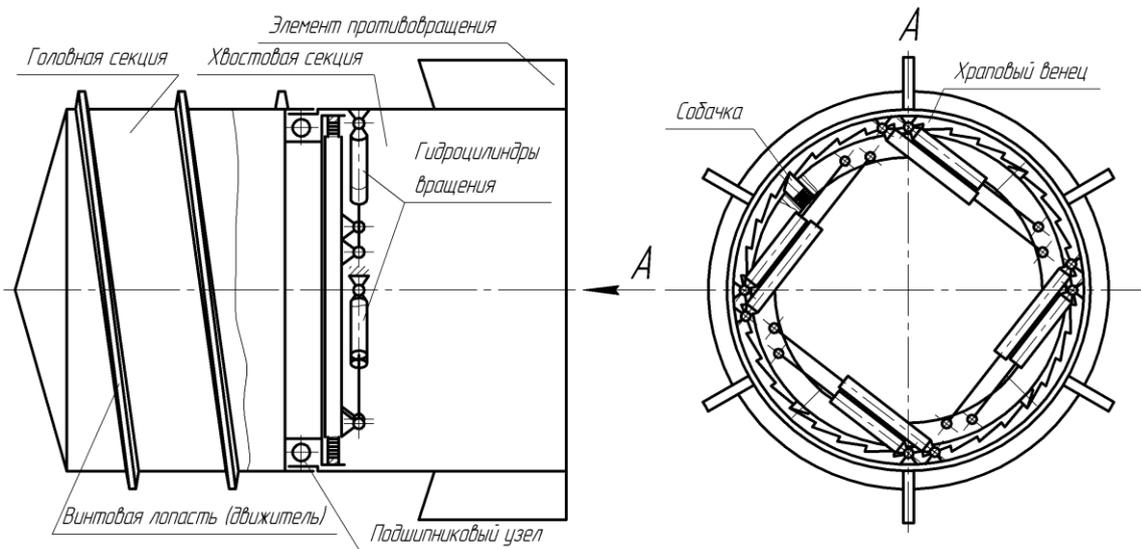


Рис. 3.10. Компоновочная схема с циклической подачей на забой с механизмом свободного хода

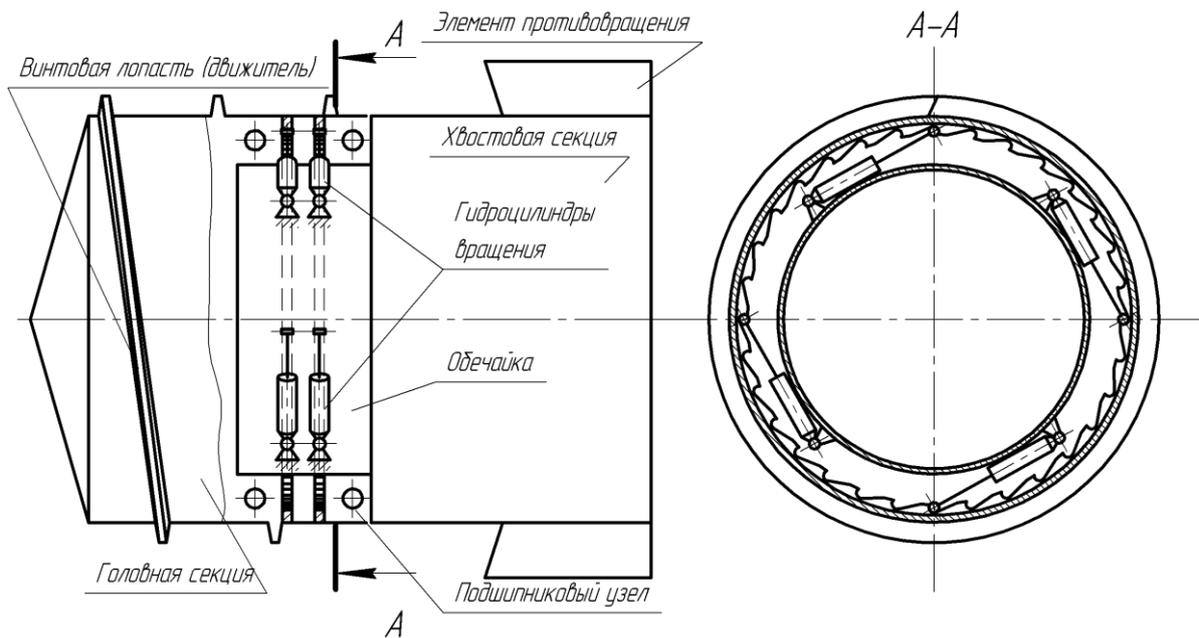


Рис. 3.11. Компоновочная схема с циклической подачей на забой с двумя рядами гидроцилиндров

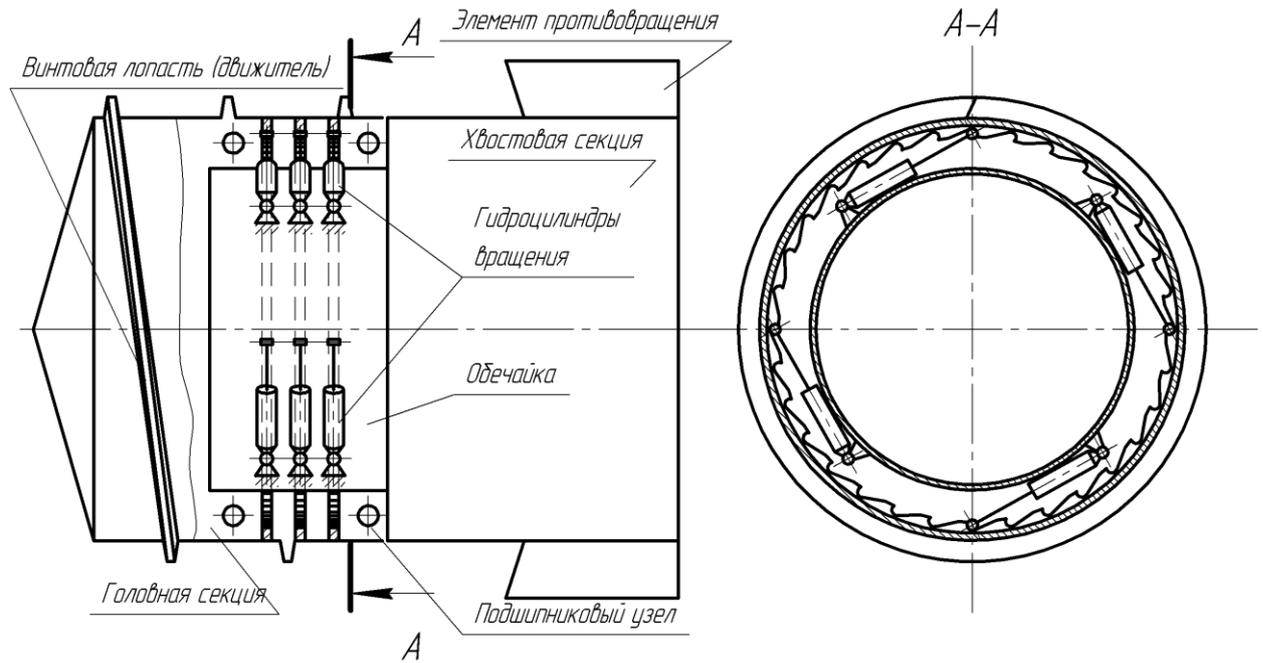


Рис. 3.12. Компоновочная схема с циклической подачей на забой с тремя рядами гидроцилиндров

Другими вариантами размещения большего количества гидроцилиндров могут быть компоновочные схемы, представленные на рисунках 3.11, 3.12), где гидроцилиндры могут располагаться в двух и более плоскостях. Корпуса гидроцилиндров закрепляются на цилиндрической обечайке в виде стакана меньшего диаметра, связанной с хвостовой секцией. В свою очередь обечайка опирается на два подшипниковых узла и обеспечивает большую жесткость соединения секций. Штоки гидроцилиндров передают вращение через окна в обечайке или размещаются в пространстве между обечайкой и оболочкой головной секции. В последнем случае желательно применение механизмов свободного хода. Основные преимущества – возможность развивать больший по величине вращающий момент за счет размещения большего количества гидроцилиндров в двух и более плоскостях. Лучше продольная жесткость соединения секций геолохода. Недостатки – те же что и для схем на рисунке 3.6.

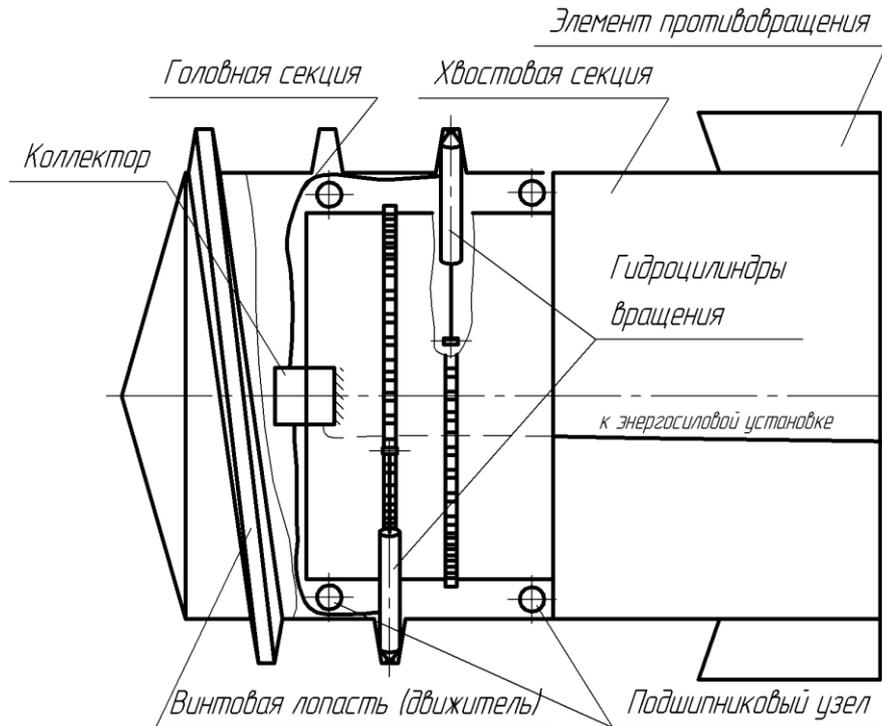


Рис. 3.1. Компоновочная схема с циклической подачей на забой с гидроцилиндрами в полости винтовой лопасти

Увеличение развиваемого трансмиссией вращающего момента возможно не только за счет увеличения количества гидроцилиндров, но и за счет увеличения плеч приложения силы от штоков гидроцилиндров путем размещения цапф корпусов гидроцилиндров в полости винтового двигателя за пределами оболочки головной секции (рисунок 3.13). При этом корпуса гидроцилиндров шарнирно закреплены на головной секции, а вращение передается за счет упора цапф штоков в пазы на обечайке, связанной с хвостовой секцией.

Для схемы на рисунке 3.13 также возникает необходимость в применении коллектора для передачи рабочей жидкости от насосной станции, размещенной в хвостовой секции или за пределами геодода. Также желательно применение механизмов свободного хода. Преимущества – большой развиваемый вращающий момент. Недостатки – все, характерные для схем на рисунках 3.6–3.12, а также – необходимость применения коллектора, значительное усложнение конструктивного исполнения за счет сложности размещения гидроцилиндров и передачи вращения головной секции.

Систематизация компоновочных схем трансмиссии геодода с гидроприводом, реализующих непрерывный режим работы геодода показана на рисунке 3.14.



Рис. 3.14. Систематизация компоновочных схем трансмиссии геолода с непрерывным вращением головной секции

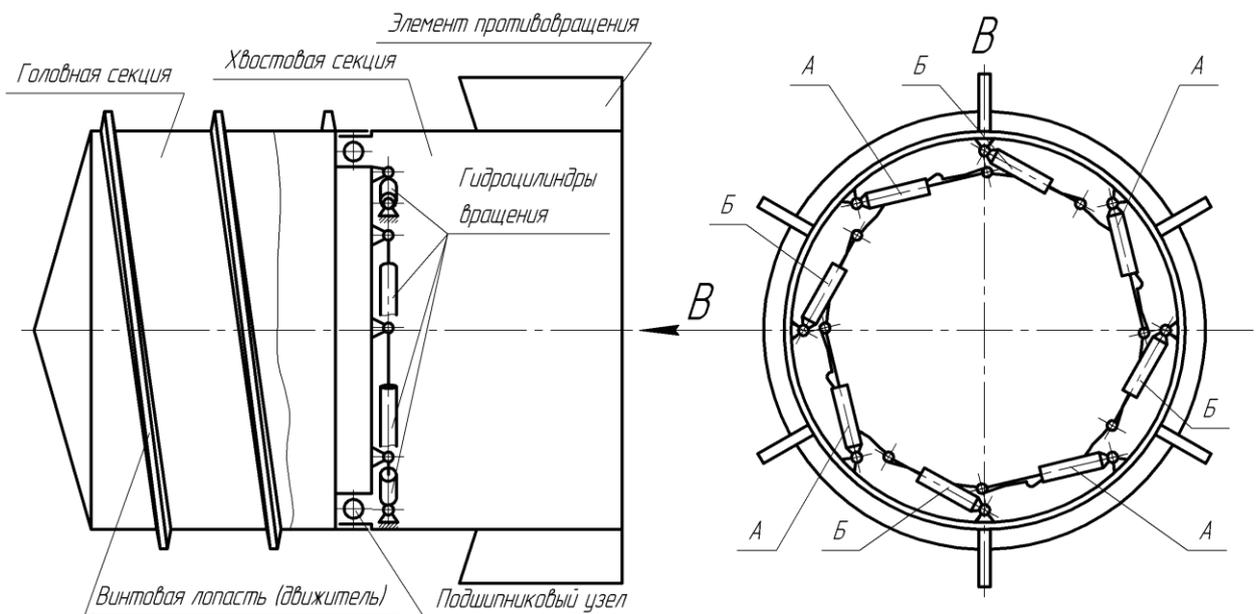


Рис. 3.15. Компоновочная схема с непрерывной подачей на забой с двумя группами гидроцилиндров в одной плоскости

В схеме на рисунке 3.15 все гидроцилиндры вращения головной секции расположены в одной плоскости и разбиты на две поочередно работающие группы А и Б. При выдвигении штоков гидроцилиндров одной группы, штоки другой группы совершают обратный ход. Таким образом, реализуется непрерывность перемещения геолода. Основным недостатком такой схемы является неэффективное использование количества гидроцилиндров, так как только половина гидроцилиндров одновременно участвует в формировании вращающего момента на головной секции. С другой стороны, данная схема имеет потенциал в части увеличения развиваемых вращающих моментов (если это необходимо) за счет переключения схемы управления гидроцилиндрами и включения в работу всех гидроцилиндров. В результате, схема преобразовывается к схеме показанной на рисунке 3.6, с потерей непрерывности подачи геолода. Кроме того, при размещении гидроцилиндров в одной плоскости затруднительно применение механизма свободного хода, так как это потребует кинематического объединения штоков одной группы. В данном случае возможна лишь реализация механизма свободного хода с отдельными ползунами с собачками или фрикционными механизмами.

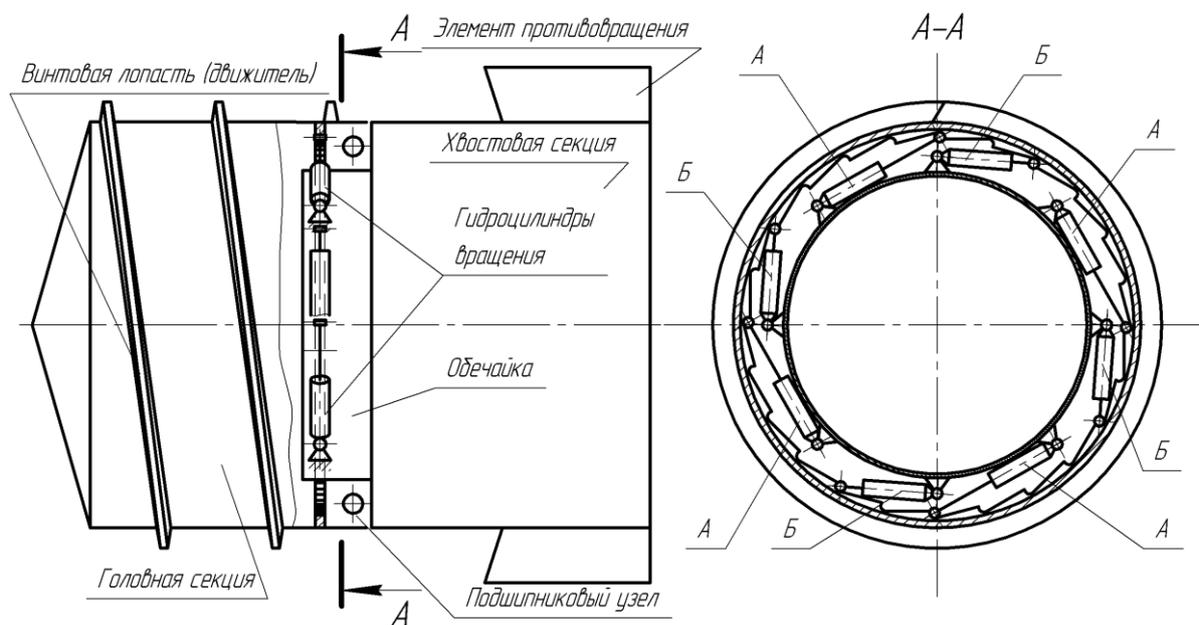


Рис. 3.16. Компоновочная схема с непрерывной подачей на забой с двумя группами гидроцилиндров в одной плоскости

Также возможны варианты компоновок, построенных на основе ранее рассмотренных схем. Пример реализации в схеме (рисунок 3.7)

непрерывного вращения с двумя группами гидроцилиндров приведен на рисунке 3.16. В данном примере гидроцилиндры как и в схеме на рисунке 3.7 размещены между цилиндрической обечайкой, связанной с хвостовой секцией и внутренней поверхностью оболочки головной секции.

На рисунке 3.17 показан пример компоновки с размещением двух групп гидроцилиндров в двух отдельных плоскостях.

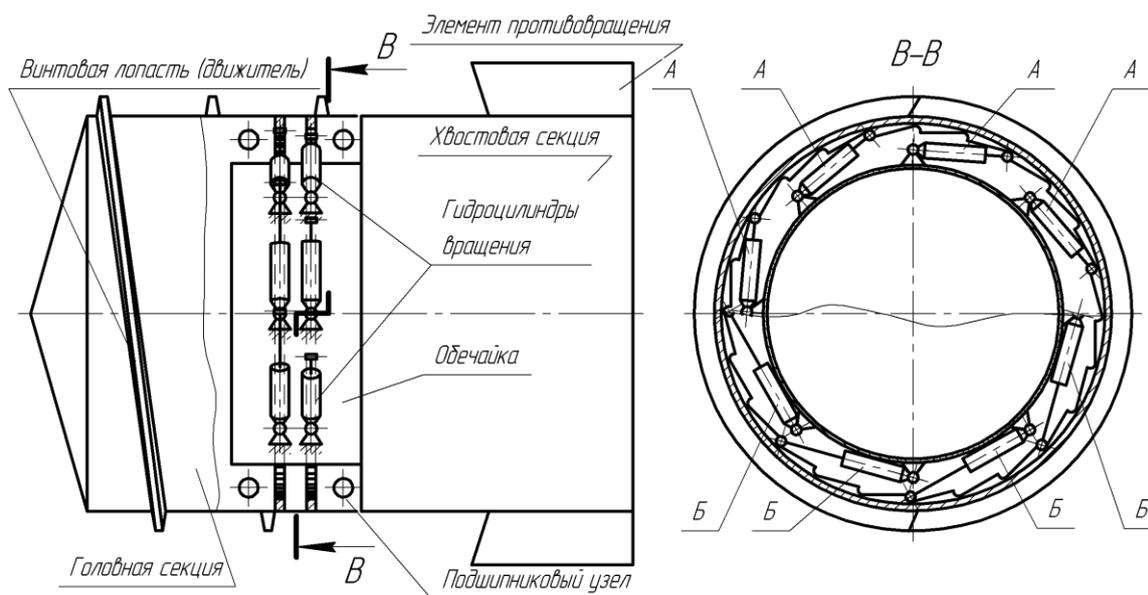


Рис. 3.17. Компоновочная схема с непрерывной подачей на забой с двумя группами гидроцилиндров в двух плоскостях

При размещении гидроцилиндров каждой группы в отдельной плоскости перпендикулярной продольной оси геолода, применение механизма свободного хода упрощается (рисунок 3.18).

Для компоновочных схем, приведенных на рисунках 3.13–3.16 характерным является то, что группы гидроцилиндров поочередно участвуют в формировании вращающего момента на головной секции. Для устранения этого недостатка необходимо задействовать в формировании вращающего момента наибольшее количество гидроцилиндров, при этом совершать обратный ход должно минимальное количество гидроцилиндров – один (два, три). Пример реализации данной идеи в компоновочной схеме показан на рисунке 3.19.

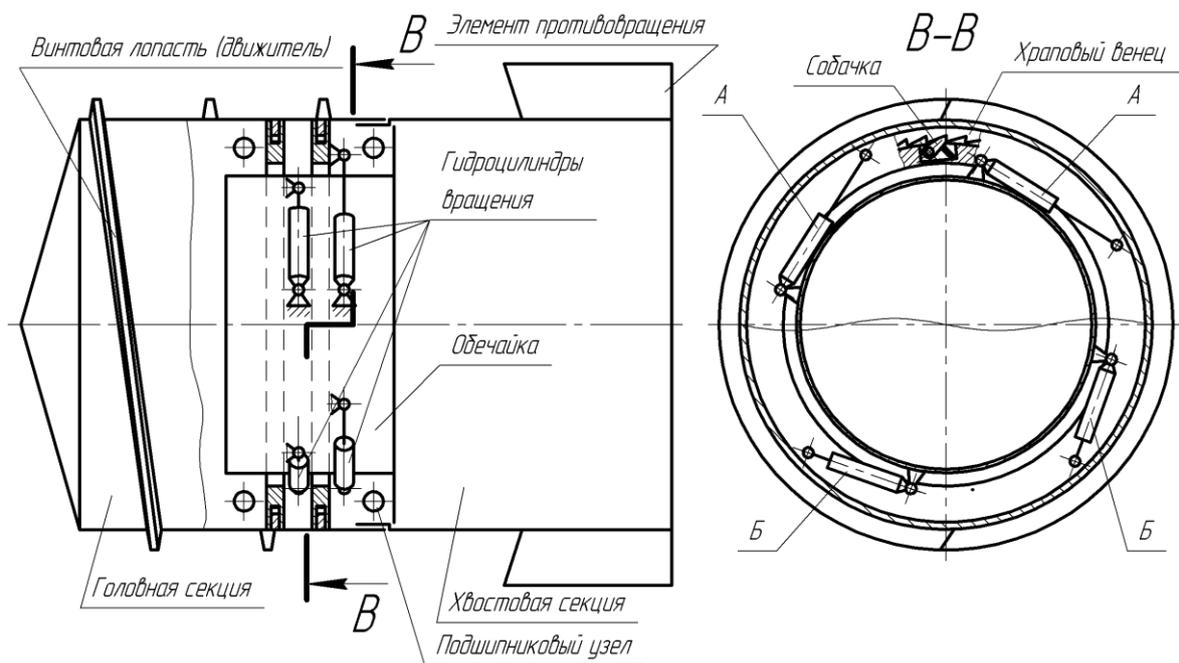


Рис. 3.18. Компоновочная схема с непрерывной подачей на забой с двумя группами гидроцилиндров в двух плоскостях с механизмом свободного хода

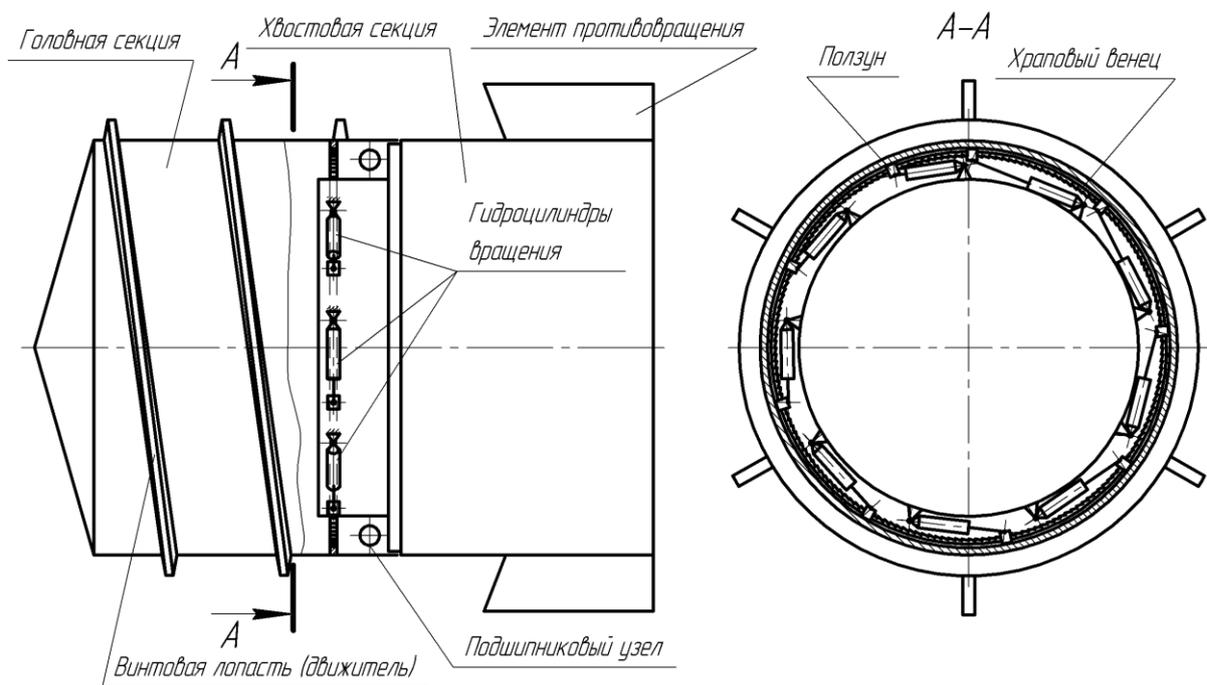


Рис. 3.19. Компоновочная схема с непрерывной подачей на забой с разными фазами выдвигения гидроцилиндров.

В приведенной на рисунке 3.19 схеме всего использовано девять гидроцилиндров, при этом восемь из них одновременно участвуют в формировании вращающего момента на головной секции, а один совершает обратный ход. Штоки восьми гидроцилиндров, участвующих в формировании вращающего момента выдвинуты на разную величину, увеличивающуюся от предыдущего к следующему. По мере выдвижения штоков до конечного положения, каждый из гидроцилиндров совершит по очереди обратный ход. Таким образом, реализуется непрерывность вращения и использование максимального количества гидроцилиндров для формирования вращающего момента на головной секции. Для конструктивной реализации данной схемы желательно использовать механизм свободного хода с ползунами с собачками или фрикционными механизмами.

На рисунке 3.20 приведена схема с размещением в одной плоскости двух групп гидроцилиндров, находящихся в разных фазах выдвижения. При этом диаметрально расположенные гидроцилиндры образуют пары находящиеся в одинаковых фазах выдвижения. Число гидроцилиндров совершающих холостой ход – два. Такое разбиение на пары гидроцилиндров улучшают равномерность нагружения элементов конструкций, при этом число фаз получается меньше и меньше гидроцилиндров одновременно задействовано в работе. На данную схему автором получен патент на полезную модель [73].

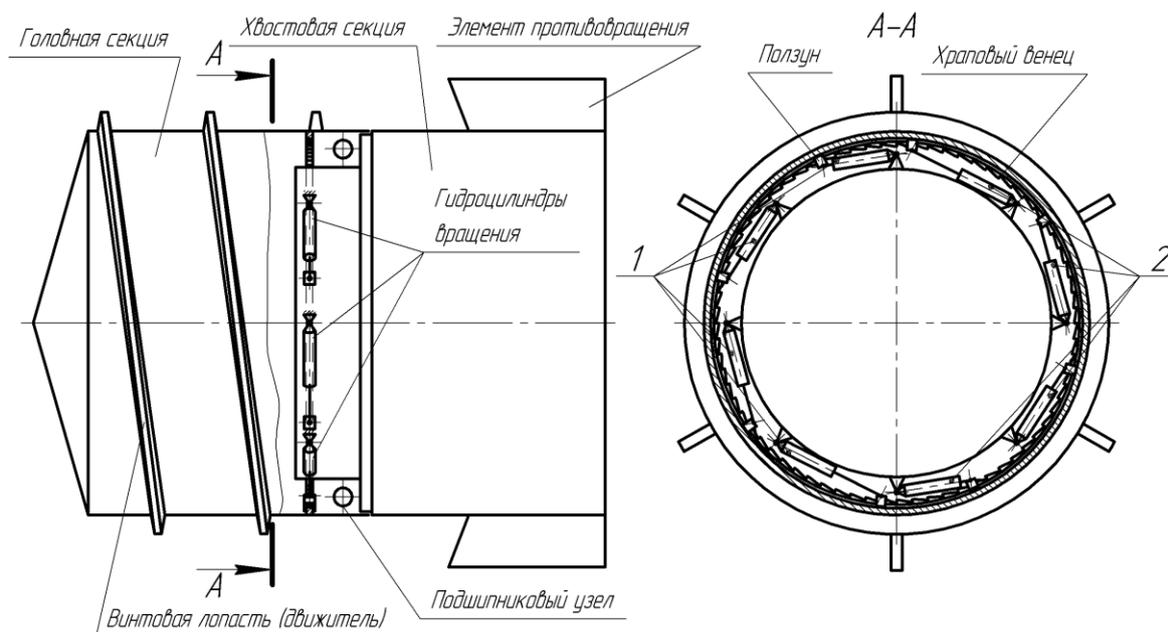


Рис. 3.20. Компоновочная схема с непрерывной подачей на забой с двумя группами гидроцилиндров в разных фазах выдвижения в одной плоскости

Также, как и в ранее рассмотренных схемах, возможно размещение гидроцилиндров в двух и более плоскостях. Особый интерес представляет схема с группировкой гидроцилиндров, находящихся в одной стадии выдвижения в разных плоскостях. При этом число групп (плоскостей) должно быть больше двух, а в каждой группе может размещаться необходимое количество гидроцилиндров. Тем самым реализуется непрерывность вращения головной секции, достаточный запас по развиваемому моменту, а также лучшая равномерность передачи усилий от гидроцилиндров вращения оболочке головной секции. Пример такой компоновки с четырьмя плоскостями гидроцилиндров приведен на рисунке 3.21. Штоки гидроцилиндров каждой плоскости кинематически связаны с механизмом свободного хода (храповым, например). Сами гидроцилиндры и механизмы свободного хода размещены между оболочкой головной секции и цилиндрической обечайкой, связанной с хвостовой секцией. Обечайка представляет по конструкции длинный стакан, опирающийся через подшипниковые узлы на головную секцию.

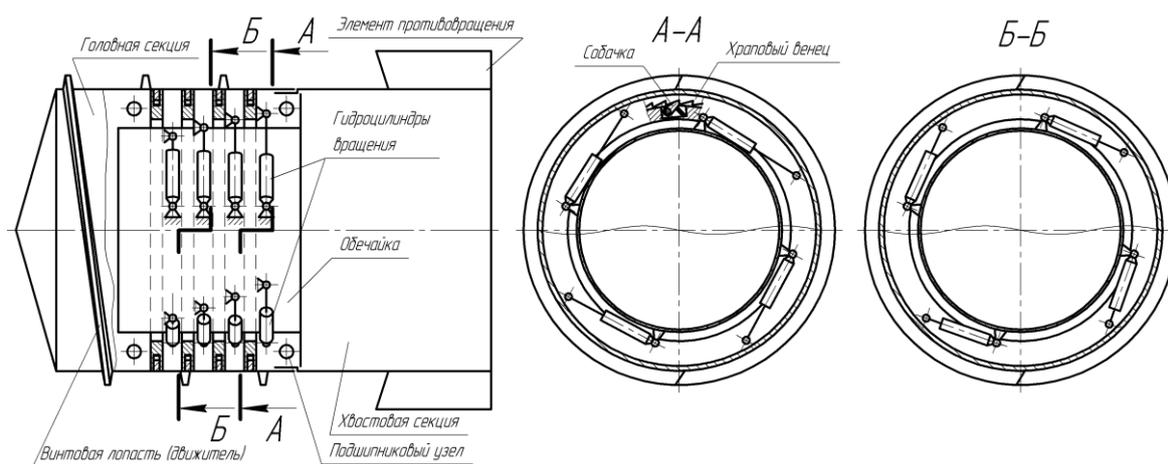


Рис. 3.21. Компоновочная схема с разными фазами выдвижения гидроцилиндров, сгруппированных в четырех плоскостях

Принцип работы гидроцилиндров в разных фазах можно реализовать в компоновке геохода с трансмиссией, выполненной на основе поворотных гидродвигателей с реечной передачей (рисунок 3.22).

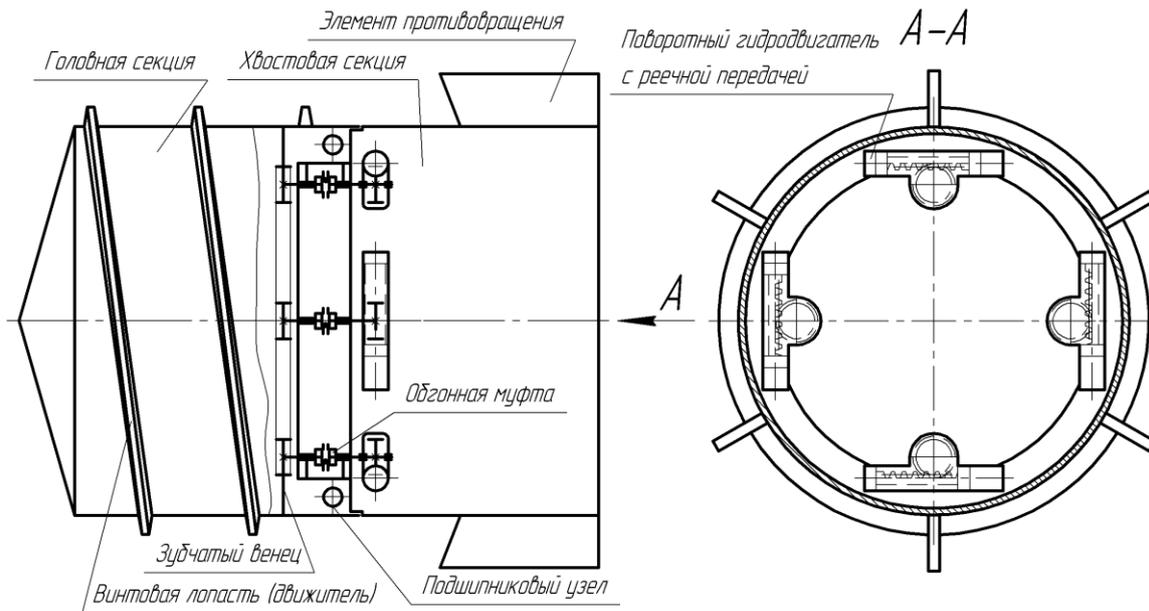


Рис. 3.22. Компонировочная схема с поворотными гидродвигателями с реечной передачей, находящимися в разных фазах движения

В этой схеме (рисунок 3.22) поворотные гидродвигатели с реечной передачей служат для преобразования поступательного движения поршней со штоками и выполненными на них зубчатыми рейками, во вращательное движение сопряженного с рейкой зубчатого колеса. От зубчатых колес вращение через муфты свободного хода передается на зубчатый (цевочный) венец, соединенный головной секцией.

В таблице 3.3 представлен анализ соответствия разработанных компоновочных решений критериям, сформированным на основании требований, предъявляемых к трансмиссии геолода.

Для всех разработанных схем предпочтительным является шарнирное закрепление корпусов гидроцилиндров на хвостовой секции или её элементах, связанных с хвостовой секцией (схемы на рисунках 3.6–3.7, 3.9–3.13, 3.15–3.21). При закреплении корпусов гидроцилиндров на головной секции затрудняется подвод рабочей жидкости, что вполне разрешимо с использованием коллекторов, но ценой конструктивного усложнения (схемы на рисунках 3.9, 3.13).

Удобство реализации схем управления работой гидроцилиндрами и синхронизация движения их штоков достигается за счет наложения кинематических связей и применения механизмов свободного хода (схемы на рисунках 3.9, 3.10, 3.18–3.22).

Таблица 3.3

Анализ компоновочных решений трансмиссии геохода с гидроприводом

Вид компоновки	Непрерывность вращения	Реверс движения	Реализация высоких вращающих моментов	Возможность увеличения вращающего момента (форсирование)	Эффективность использования гидродвигателей трансмиссии	Обеспечение свободного пространства внутри геохода	Обеспечение необходимой жесткости соединения секций	Простота конструктивной реализации	Удобство реализации управления	Снижение массогабаритных показателей
Рис. 3.6	-	+-	+-	-	+	+	-	+	-	+
Рис. 3.7	-	+-	+-	-	+	+	-	+	-	+
Рис. 3.8	-	+-	+-	-	+	+-	-	+-	-	+
Рис. 3.9	-	+-	+-	-	+	+-	-	+-	+	+-
Рис. 3.10	-	+-	+	-	+	-	-	-	+-	-
Рис. 3.11	-	+-	+	+	+	+	+-	+-	-	+-
Рис. 3.12	-	+-	+	+-	+	+	+	+-	-	-
Рис. 3.13	-	+-	+	-	+	+	+	-	-	+-
Рис. 3.15	+	+-	+	+	-	+-	-	+-	-	+-
Рис. 3.16	+	+-	+	+	-	+	-	+-	-	+-
Рис. 3.17	+	+-	+	+	-	+	+-	+-	-	+-
Рис. 3.19	+	+-	+	+	-	+	+-	+-	+	+-
Рис. 3.20	+	+-	+	+	+	+	+-	+-	+	+
Рис. 3.21	+	+-	+	+	+	+	+-	+-	+	+
Рис. 3.22	+	+-	+	+	+-	+	+	+-	+	+-

«+» – схема полностью удовлетворяет критерию;
«+-» – схема частично удовлетворяет критерию;
«-» – схема не удовлетворяет критерию.

Увеличение развиваемых трансмиссией с гидроцилиндрами вращающих моментов возможно несколькими путями:

1) За счет увеличения диаметров поршней гидроцилиндров (Увеличение размеров гидроцилиндров уменьшает свободное пространство внутри геохода).

2) Увеличение количества гидроцилиндров. Увеличение количества гидроцилиндров на периферии секций в одной плоскости ограничено, при парном размещении гидроцилиндров в одной плоскости как на рисунке 3.10 также уменьшается свободное пространство внутри геохода. Поэтому единственным рациональным решением будет размещение гидроцилиндров на периферии в параллельных плоскостях (например, как в схемах 3.11, 3.12).

3) Увеличение плеч приложения силы от гидроцилиндров вращения за счет их размещения на максимально возможном расстоянии от центра вращения как, например, в схеме 3.13.

Реализация реверса движения геогода возможна во всех приведенных схемах либо за счет применения дополнительных гидроцилиндров, либо за счет использования обратного движения штоков тех же гидроцилиндров с управляемыми механизмами свободного хода.

В результате анализа разработанных компоновочных схем установлено, что в наибольшей степени соответствуют требованиям схемы на рисунках 3.19–3.21.

3.3. Конструктивные решения трансмиссии геогода

Для компоновочных схем трансмиссии, приведенных на рисунках 3.19 и 3.21 были разработаны конструктивные решения трансмиссии.

Трансмиссия геогода на рисунке 3.23 содержит следующие основные узлы: гидроцилиндры вращения 4, размещенные по хордам закреплены корпусами на кронштейнах обечайки 7. Обечайка связана с хвостовой секцией 3 посредством опорного кольца 6. Вращение на головную секцию 1 передается посредством ползунов 13 с подпружиненными собачками 14, закрепленных на штоках гидроцилиндров 4. Ползуны входят в зацепление с храповой рейкой 8, закрепленной на внутренней поверхности головной секции 1. Для обеспечения совмещенного режима перемещения секций в конструкции узла сопряжения применен подшипниковый узел с телами качения. Конструктивное решение данного узла достаточно широко применяется к опорно-поворотным узлам экскаваторов, грузоподъемной технике, а также опорно-поворотных узлах роторных исполнительных органов проходческих щитов [24, 74]. Он состоит из наружного кольца 9, закрепленного на головной секции 1 и внутреннего кольца 12, закрепленного на опорном кольце 7 с обечайкой 6. Для передачи осевых нагрузок от головной секции к хвостовой служат ролики 10. Шарики 11 одновременно воспринимают и осевую и радиальную нагрузку.

Принципиальная гидравлическая схема трансмиссии приведена на рисунке 3.24. При рабочем ходе рабочая жидкость в поршневые полости гидроцилиндров совершающих рабочий ход подводится от насоса Н1. Для гидроцилиндра совершающего холостой (обратный) ход рабочая жидкость подводится в штоковую полость от насоса Н2. Питание от отдельных насосов необходимо для обеспечения одновременного движения гидроцилиндров совершающих холостой и рабочий ход. В противном случае, ввиду того, что нагрузка на штоке гидроцилиндра,

совершающего холостой ход, намного меньше, чем на штоках гидроцилиндров, совершающих рабочий ход, весь расход жидкости пойдет на гидроцилиндр, совершающий холостой ход, и только его шток будет перемещаться пока не дойдет до упора, а штоки гидроцилиндров, совершающих рабочий ход, будут стоять на месте.

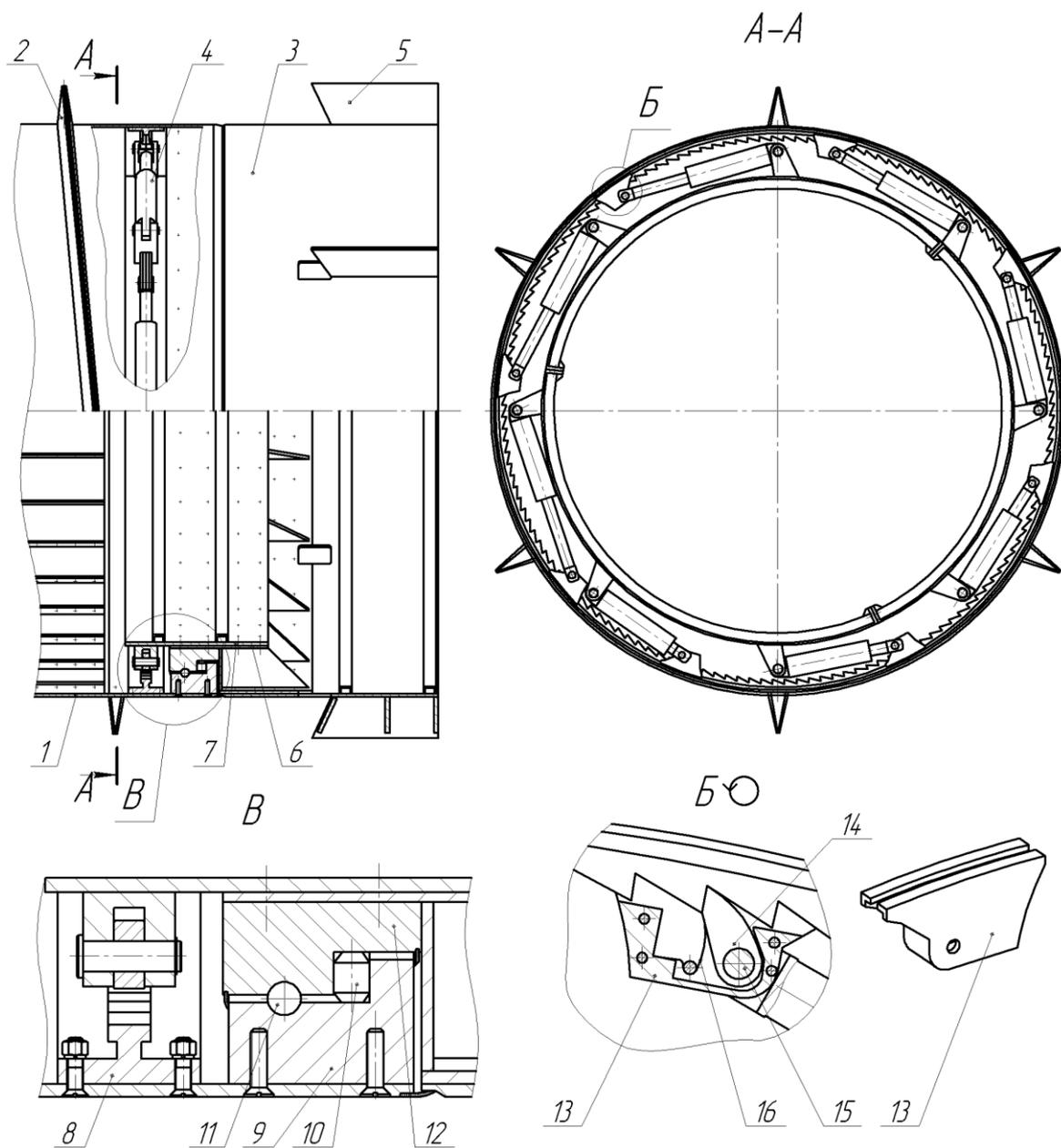


Рис. 3.23. Конструктивное решение трансмиссии гехода с гидроцилиндрами в разных фазах выдвижения и размещением в одной плоскости

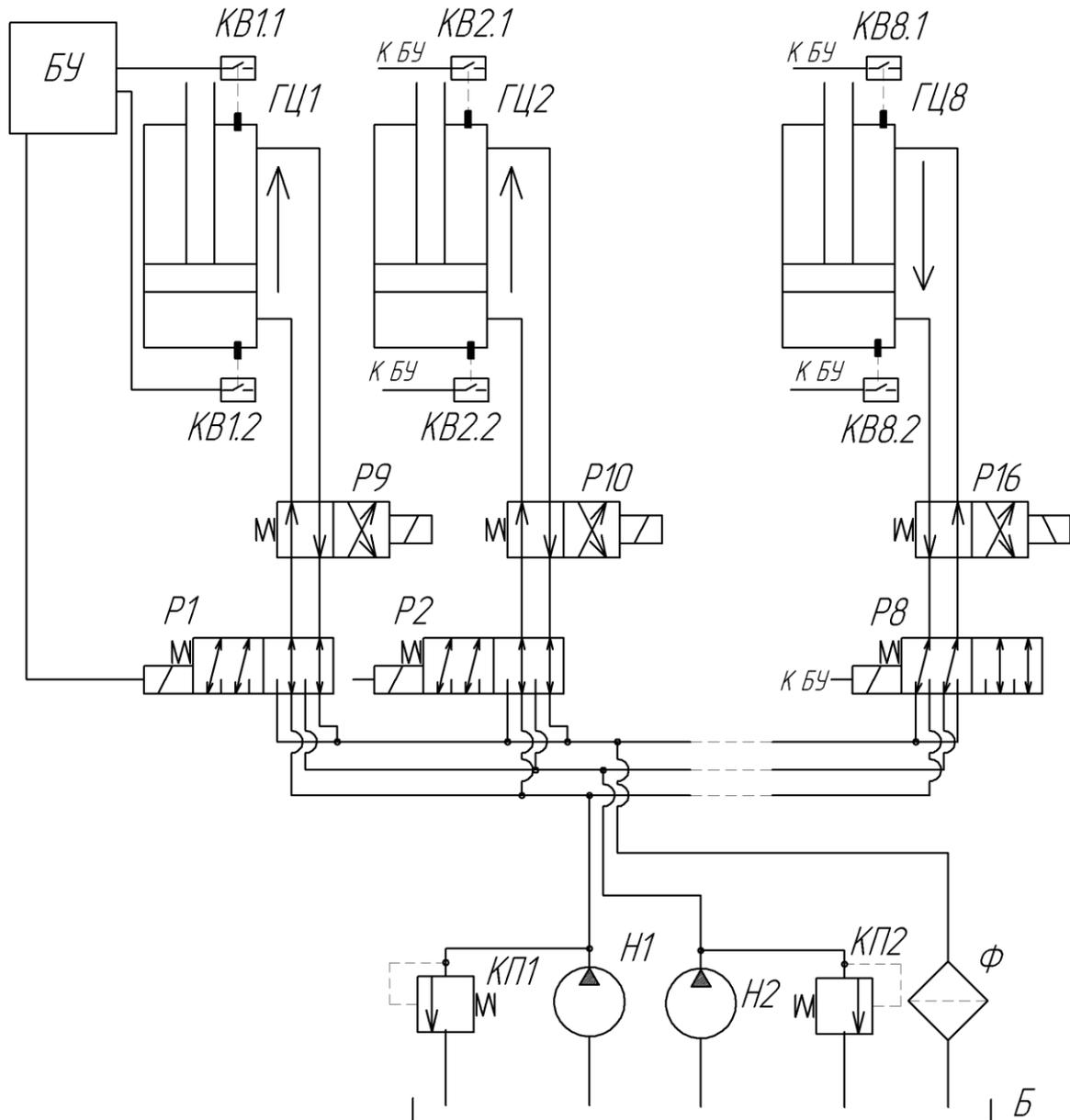


Рис. 3.24. Гидравлическая принципиальная схема трансмиссии с одной группой гидроцилиндров в разных фазах

Для переключения рабочего и холостого хода используются шестипозиционные двухпозиционные гидрораспределители P1...P8. Для осуществления реверса движения трансмиссии используются четырехпозиционные двухпозиционные гидрораспределители P9...P16. Контроль за конечным положением штоков гидроцилиндров осуществляется с помощью концевых выключателей KB1...KB8. Сигналы от концевых выключателей поступают на блок управления БУ. Также в блоке управления формируются управляющие сигналы для гидрораспределителей P1...P16, обеспечивая их согласованную работу во времени.

На рисунке 3.24 шестилинейные двухпозиционные гидрораспределители могут быть заменены на два трехлинейных двухпозиционных (рисунок 3.25).

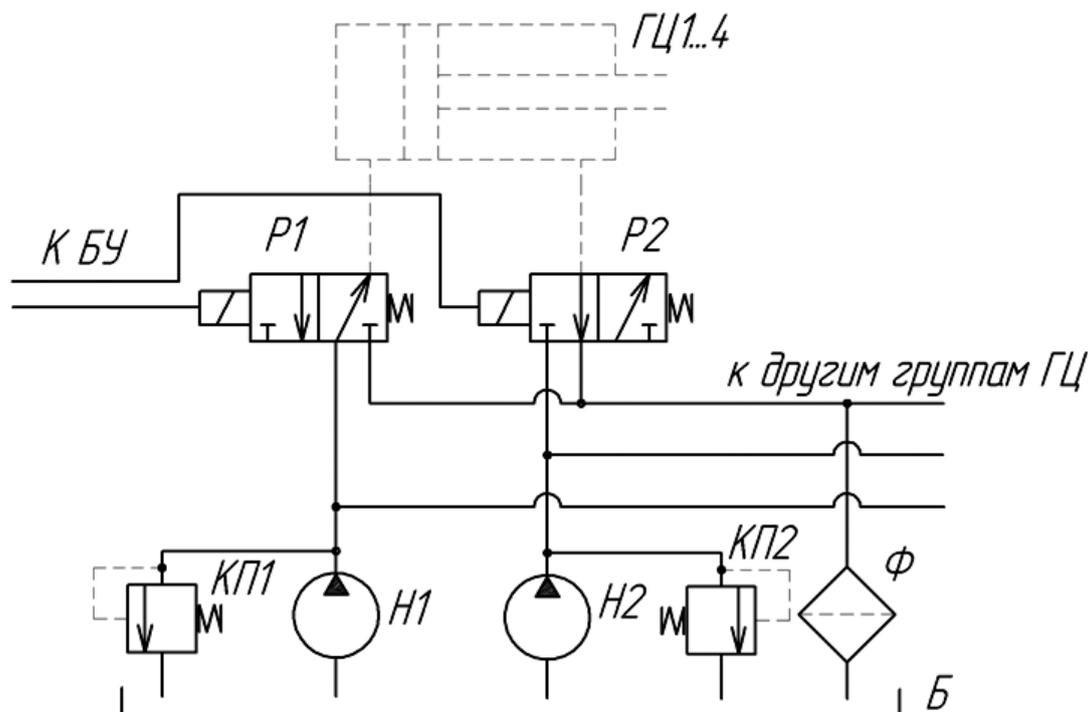


Рис. 3.25. Вариант замены шестилинейных гидрораспределителей парой трехлинейных

На рисунке 3.26 приведен пример конструктивной реализации компоновочной схемы на рисунке 3.21. Как и в компоновочной схеме, трансмиссия содержит четыре группы гидроцилиндров 4, штоки которых находятся в разных степенях выдвижения. При этом гидроцилиндры размещены в двух плоскостях (по две группы по четыре гидроцилиндра в одной плоскости через один) и их штоки связаны с кольцами-ползунами, которые размещены в четырех плоскостях по обе стороны от плоскости гидроцилиндров. Это позволило сократить размеры трансмиссии в осевом направлении секций. Кольца-ползуны кинематически связывают штоки одной группы гидроцилиндров, и те выдвигаются синхронно.

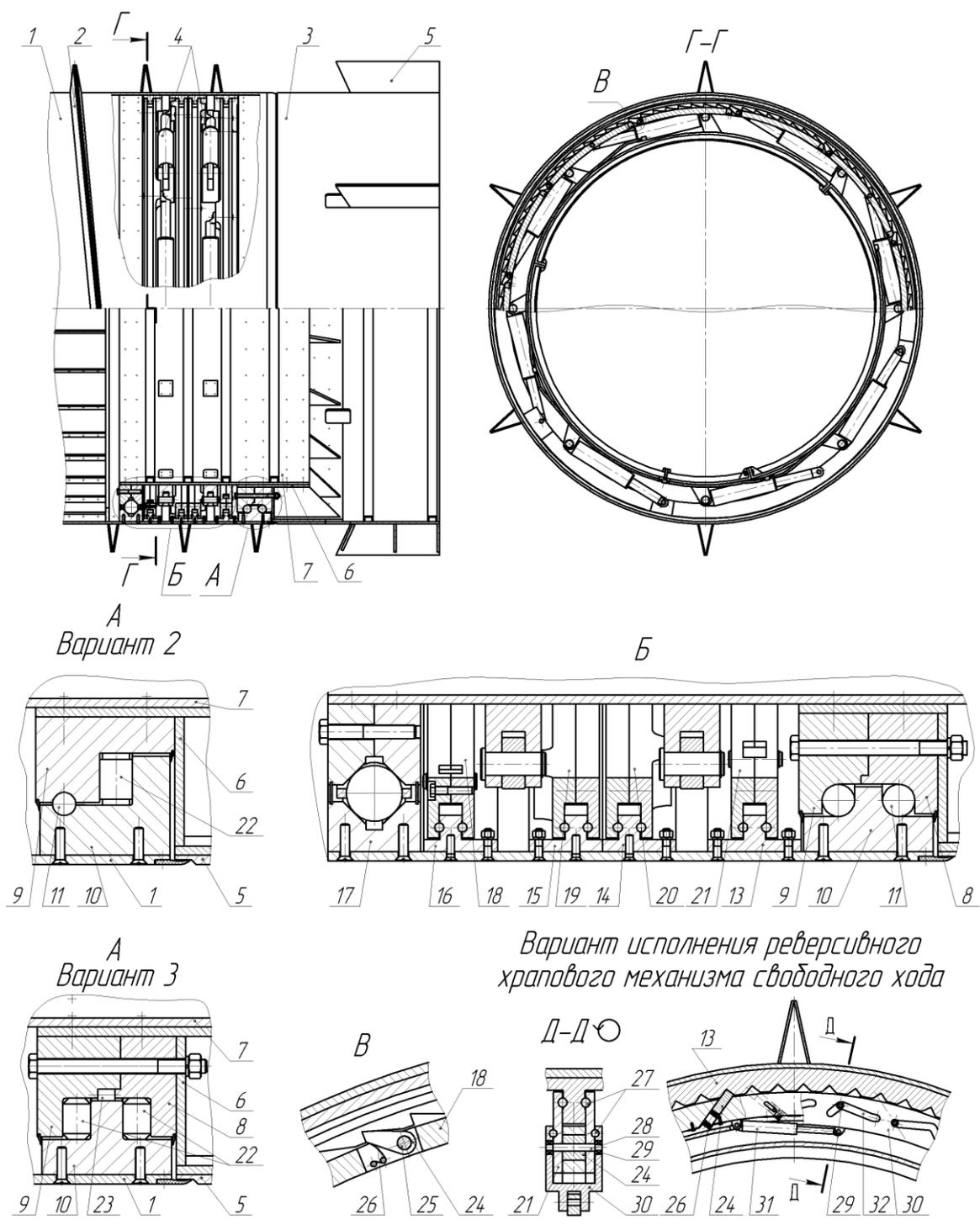


Рис. 3.26. Конструктивное решение трансмиссии гехода с гидроцилиндрами в разных фазах выдвижения и размещением в двух плоскостях

Каждое кольцо охватывает свою храповую рейку, закрепленную на корпусе винтами. На рисунке 3.26 приведены другие варианты конст-

руктивной реализации подшипниковых узлов сопряжения секций, а также вариант реверсивного механизма свободного хода.

На рисунке 3.27 приведен фрагмент гидравлической схемы трансмиссии геохода с четырьмя группами гидроцилиндров в разных фазах.

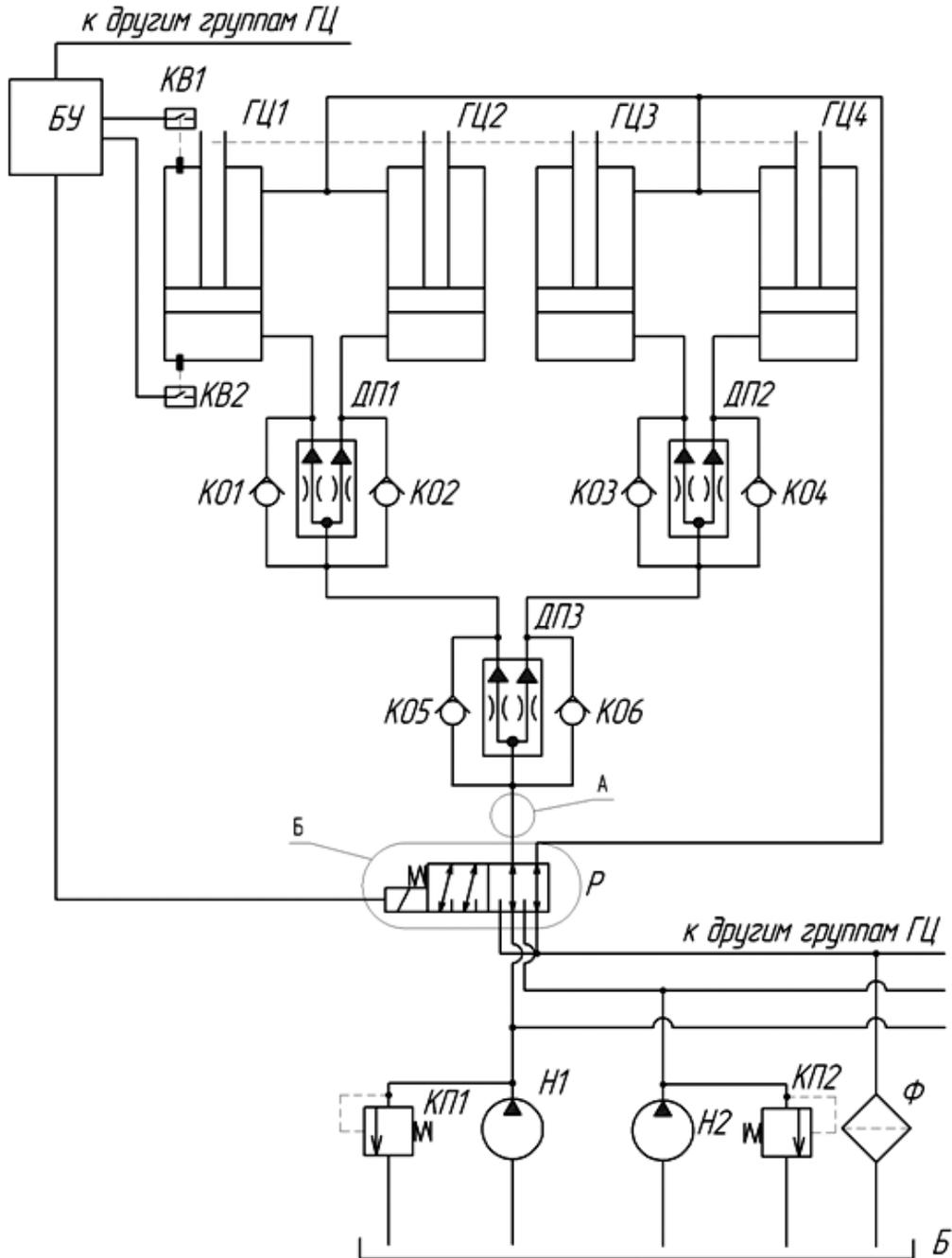


Рис. 3.27. Гидравлическая принципиальная схема трансмиссии с четырьмя группами гидроцилиндров в разных фазах

Так как в разработанном конструктивном решении (рисунок 3.26) гидроцилиндры объединены в четыре группы в разных фазах по четыре

гидроцилиндра в каждой группе, то для синхронизации их движения в каждой группе должны быть установлены делители потока ДП1...ДП3. Аналогично схеме на рисунке 3.25 шестилинейные распределители могут быть заменены на два трехлинейных.

4. СИЛОВЫЕ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ ГЕОХОДА

4.1. Принцип работы трансмиссий с гидроцилиндрами в разных фазах выдвигания

Для обеспечения непрерывности вращения головной секции геодода часть гидроцилиндров должна совершать рабочий ход, а оставшаяся часть совершать обратный (холостой) ход. Тогда общее число гидроцилиндров вращения использованных в трансмиссии будет определяться суммой

$$n_{ГЦ} = n_{РАБ} + n_{ОБР}, \quad (4.1)$$

где $n_{РАБ}$ – количество гидроцилиндров одновременно участвующих в рабочем ходе (совершающих рабочий ход);

$n_{ОБР}$ – количество гидроцилиндров, совершающих за время движения от одной фазы до другой обратный ход (холостой ход).

Количество гидроцилиндров, совершающих обратный ход может составлять от половины всех гидроцилиндров, т. е. $n_{ОБР} = n_{РАБ}$ и до одного.

С целью более рационального использования количества гидроцилиндров и для формирования максимального вращающего момента желателен возврат наименьшего количества гидроцилиндров – одного (рисунок 4.1). На рисунке 4.1 штоки гидроцилиндров 1–3 выдвигаются, совершая рабочий ход, а шток гидроцилиндра 4 втягивается, совершая обратный ход.

При возврате штоков двух и более гидроцилиндров, все гидроцилиндры могут образовывать группы, находящиеся в равных фазах выдвигания. При этом группы могут образовываться как в одной плоскости, так и в нескольких. На рисунке 4.2 пары диаметрально расположенных гидроцилиндров, например, 1–1' находятся в одинаковых фазах выдвигания.

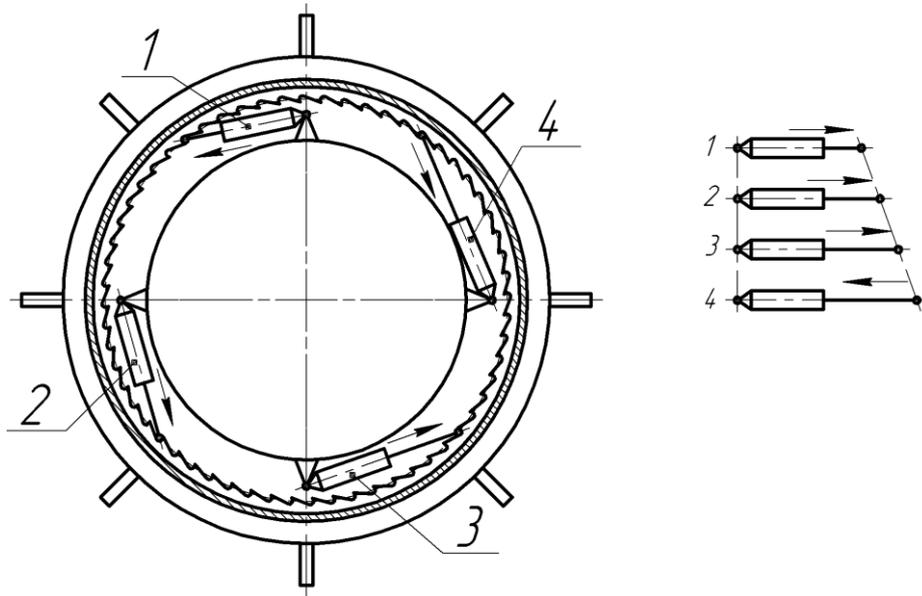


Рис. 4.1. Схема трансмиссии с гидроцилиндрами, работающими в разных фазах (одна группа гидроцилиндров в разных фазах)

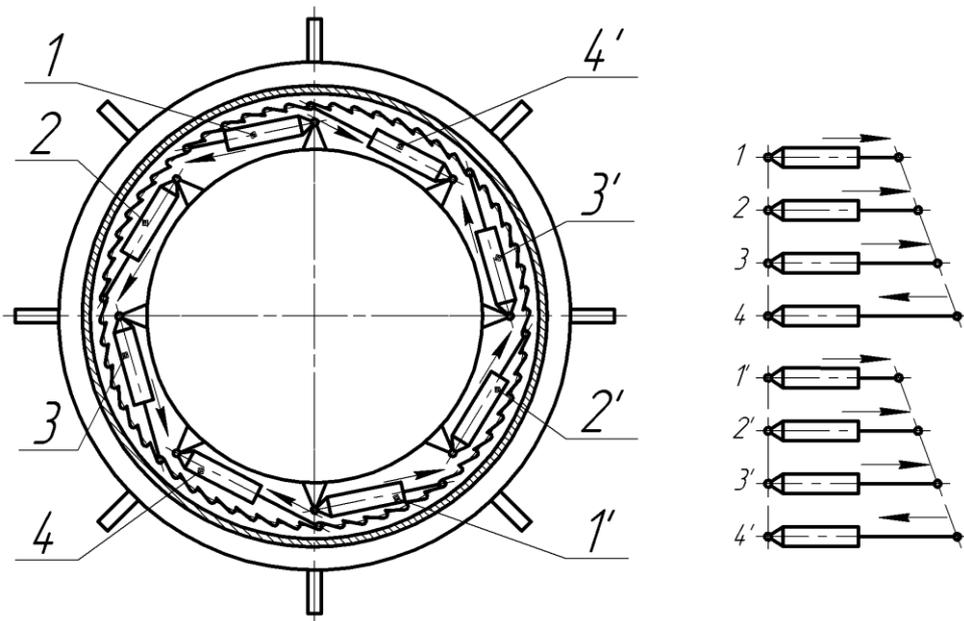


Рис. 4.2. Схема трансмиссии с гидроцилиндрами, работающими в разных фазах (2 группы гидроцилиндров в разных фазах)

На рисунке 4.3 четыре гидроцилиндра, размещенных в одной плоскости находятся в равных фазах выдвижения, например, группа с номерами 4.

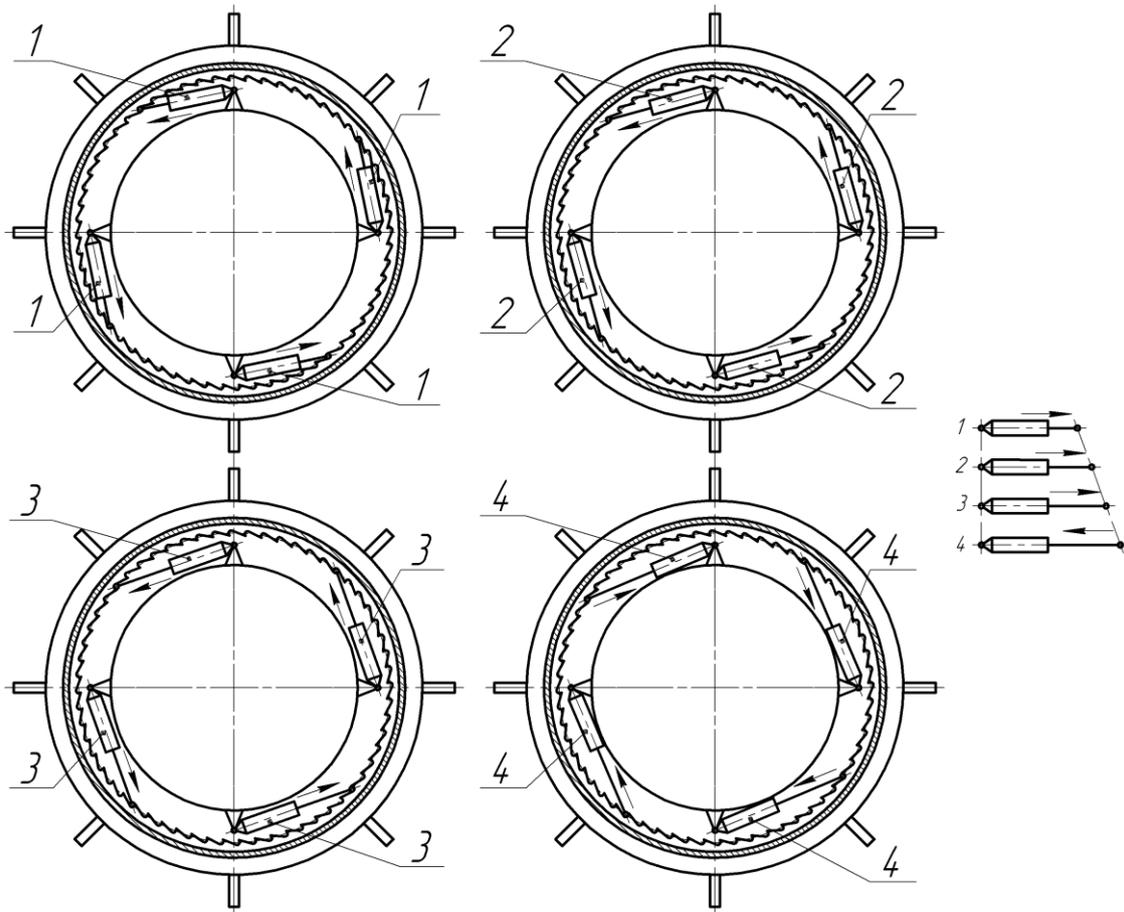


Рис. 4.3. Схема трансмиссии с гидроцилиндрами, работающими в разных фазах (4 группы гидроцилиндров в разных фазах)

Разбиение на группы можно выполнять и по другому принципу – более удобно выделять в группы гидроцилиндры, находящиеся в разных фазах выдвижения, например, группа гидроцилиндров 1, 2, 3, 4 и 1', 2', 3', 4' на рисунке 4.2. При этом количество гидроцилиндров, штоки которых совершают обратный ход, определит количество групп гидроцилиндров, штоки которых находятся в разных фазах выдвижения

$$n_{ГР} = n_{ОБР}, \quad (4.2)$$

Так, для схемы на рисунке 4.2 число групп $n_{ГР} = n_{ОБР} = 2$, а на рисунке 4.3 – $n_{ГР} = n_{ОБР} = 4$.

Количество положений штоков (фаз) внутри каждой группы

$$n_{ФАЗ} = \frac{n_{ГЦ}}{n_{ОБР}}, \quad (4.3)$$

Наиболее эффективного использования всех гидроцилиндров можно достичь, когда количество гидроцилиндров одновременно участ-

вующих в работе больше числа гидроцилиндров совершающих обратный ход, т. е. $n_{РАБ} > n_{ОБР}$. Кроме того, при наибольшем количестве гидроцилиндров совершающих рабочий ход трансмиссия будет развивать и максимально возможный вращающий момент при тех же размерах гидроцилиндров и давлении рабочей жидкости, подводимой в их полости.

Так как число положений штоков (фаз) может быть только целым, то при возврате штока одного гидроцилиндра общее количество гидроцилиндров может быть любым, начиная с трёх штук. При одновременном возврате штоков двух гидроцилиндров общее число гидроцилиндров $n_{ГЦ}$ должно быть чётным и не меньше шести штук. При возврате штоков трех гидроцилиндров общее число гидроцилиндров $n_{ГЦ}$ должно быть кратно трём и не меньше девяти. Таким образом, общее количество использованных в трансмиссии гидроцилиндров должно быть кратно числу гидроцилиндров, совершающих обратный (холостой) ход или числу групп гидроцилиндров, находящихся в разных фазах выдвижения.

При достижении равенства $n_{ОБР} = n_{РАБ}$ трансмиссия вырождается в схему с двумя группами гидроцилиндров, в которой штоки одной группы гидроцилиндров выдвигаются, т. е. совершают рабочий ход, а штоки другой группы – обратный.

В рамках каждого компоновочно-конструктивного решения трансмиссии возможна реализация различных схем работы гидроцилиндров, а также изменение этих схем в процессе работы, путем коммутации цепей управления, что позволит наиболее рационально задействовать энергетические ресурсы трансмиссии в зависимости от требуемых условий [76].

4.2. Силовые параметры трансмиссии с гидроцилиндрами

С целью определения конструктивных и силовых параметров проектируемой трансмиссии геода необходимо рассмотреть влияние пространственно-компоновочного расположения гидроцилиндров вращения на основные параметры будущей трансмиссии. Наиболее значимые из них – развиваемый трансмиссией вращающий момент $M_{ВР}$, Н·м; угловая скорость вращения головной секции $\omega_{ВР}$, c^{-1} ; площадь (габарит) внутреннего пространства – $R_{ГАБ}(D_{ГАБ})$, м.

4.2.1. Оценка момента, развиваемого одним гидроцилиндром

В качестве расчетной принята схема (рисунок 4.4) расположения гидроцилиндров внутри секций по хордам в одной плоскости, перпендикулярной оси секций геодога. При этом корпус гидроцилиндра закреплен шарнирно на хвостовой (неподвижной) секции, а шток гидроцилиндра соединен с механизмом свободного хода, передающим вращение на головную секцию. Данная схема расположения является кулисным механизмом и служит для преобразования поступательного движения штоков гидроцилиндров во вращательное движение головной секции. При выдвигании штоков будет наблюдаться изменение пространственного положения гидроцилиндров относительно секций.

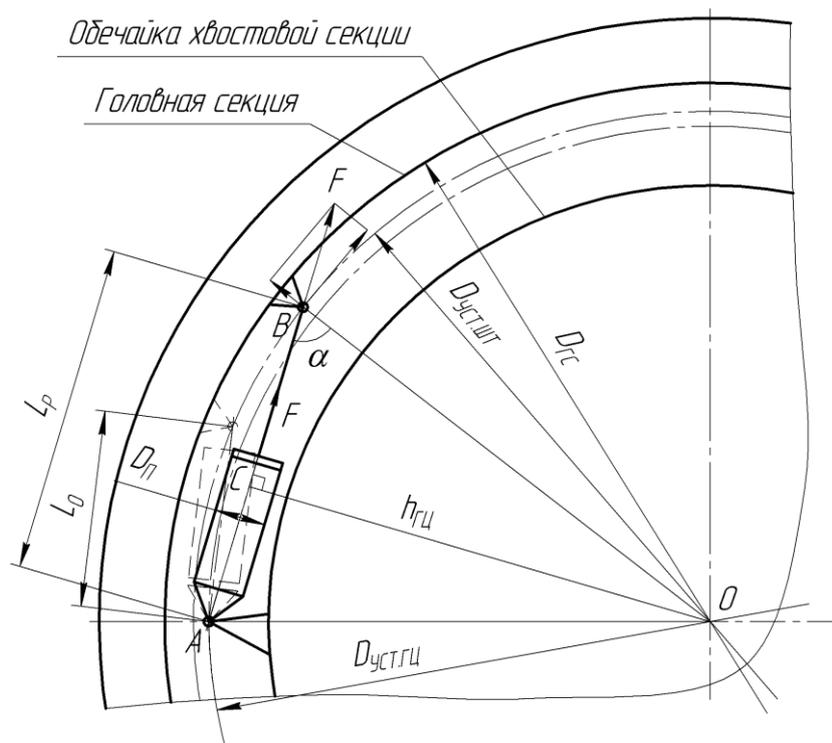


Рис. 4.4. Расчетная схема к определению вращающего момента от одного гидроцилиндра

Развиваемый одним гидроцилиндром вращающий момент

$$M_{BPi} = F_i \cdot h_{ГЦi}, \quad (4.4)$$

где F_i – усилие на штоке i -го гидроцилиндра, Н;

$h_{ГЦi}$ – плечо приложения силы i -го гидроцилиндра, м.

Усилие на штоке гидроцилиндра F_i при условии подачи жидкости в поршневую полость

$$F_i = S_{II} \cdot p_{TP}, \quad (4.5)$$

где $S_{II} = \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{4}$ – площадь поршня гидроцилиндра, м², D_{II} – диаметр поршня гидроцилиндра, м;

p_{TP} – давление, подводимое в поршневую полость гидроцилиндра, Па.

Плечо $h_{ГЦi}$ определяется из конструктивных размеров геохода. Для расчетной схемы (рисунок 4.4) в произвольном положении штока гидроцилиндра плечо $h_{ГЦi}$ будет определяться как

$$h_{ГЦi} = \frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \cdot \sin \alpha, \quad (4.6)$$

где $D_{УСТ.ШТ}$ – диаметр окружности вращения цапфы (установки цапфы) штока на головной секции, м;

α – угол между направлением действия силы на штоке гидроцилиндра и линией, проведенной через центр вращения O и точку B на цапфе штока.

По «теореме косинусов» из треугольника OAB

$$\cos \alpha = \frac{\left(\frac{D_{УСТ.ШТ}}{2}\right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2}\right)^2}{2\left(\frac{D_{УСТ.ШТ}}{2}\right)(L_0 + \delta)}, \quad (4.7)$$

где $D_{УСТ.ГЦ}$ – диаметр окружности установки цапф корпусов гидроцилиндров на обечайке хвостовой секции, м (фиксированное значение, определяемое конструктивно);

$(L_0 + \delta)$ – расстояние между осью цапфы корпуса гидроцилиндра A и осью цапфы штока в произвольном положении, м; L_0 – расстояние между цапфами корпуса и штока гидроцилиндра в сложенном состоянии (при минимальной раздвижности), м; δ – текущая величина выдвигания штока гидроцилиндра, м.

После подстановки формулы (4.7) в (4.6) получим

$$h_{ГЦi} = \frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \cdot \sin \left(\arccos \left(\frac{\left(\frac{D_{УСТ.ШТ}}{2}\right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2}\right)^2}{D_{УСТ.ШТ} (L_0 + \delta)} \right) \right) \quad (4.8)$$

Выразим $\arccos \left(\frac{\left(\frac{D_{уст.шп}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2}{D_{уст.шп} (L_0 + \delta)} \right)$ через

\arcsin , в соответствии с [59,75]

$$\arccos a = \arcsin \sqrt{1 - a^2}, \quad (4.9)$$

$$\arccos \left(\frac{\left(\frac{D_{уст.шп}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2}{D_{уст.шп} (L_0 + \delta)} \right) =$$

$$= \arcsin \sqrt{1 - \left(\frac{\left(\frac{D_{уст.шп}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2}{D_{уст.шп} (L_0 + \delta)} \right)^2} \quad (4.10)$$

После преобразования с учетом $\sin(\arcsin a) = a$ получим

$$h_{гцi} = \frac{D_{уст.шп}}{2} \cdot \sin \left(\arcsin \sqrt{1 - \left(\frac{\left(\frac{D_{уст.шп}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2}{D_{уст.шп} (L_0 + \delta)} \right)^2} \right) =$$

$$= \frac{D_{уст.шп}}{2} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\left(\frac{D_{уст.шп}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2}{D_{уст.шп} (L_0 + \delta)} \right)^2} \quad (4.11)$$

$$= \frac{D_{уст.шп}}{2} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\left(\frac{D_{уст.шп}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2}{D_{уст.шп} (L_0 + \delta)} \right)^2}$$

После подстановки выражений (4.11) и (4.5) в (4.4) получим выражение для определения момента, развиваемого одним гидроцилиндром

$$M_{BPI} = p_{TP} \cdot D_{уст.шп} \cdot \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{8} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\left(\frac{D_{уст.шп}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2}{D_{уст.шп} (L_0 + \delta)} \right)^2} \quad (4.12)$$

Возможен конструктивный вариант, когда диаметры окружностей установки цапфы штока на головной секции и цапфы корпуса гидроцилиндра совпадают, т. е. $D_{УСТ.ШП} = D_{УСТ.ГЦ} = D_{ГЦ}$. В этом случае выражение (4.12) примет вид

$$M_{BPi} = p_{TP} \cdot D_{ГЦ} \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{8} \cdot \sqrt{1 - \frac{(L_0 + \delta)^2}{D_{ГЦ}^2}}. \quad (4.13)$$

Из выражений (4.12) и (4.13) следует, что по мере выдвижения штока гидроцилиндра расстояние L_0 будет увеличиваться на величину δ , Соответственно длина гидроцилиндра со штоком составит $L_0 + \delta$, а плечо $h_{ГЦi}$ силы, реализующей вращающий момент на головной секции, будет изменяться, соответственно, будет изменяться и вращающий момент M_{BPi} . Величина изменения плеча силы $h_{ГЦi}$, и соответственно развиваемого момента M_{BPi} будет зависеть от геометрических параметров расстановки опор гидроцилиндров – $D_{УСТ.ШП}$, $D_{УСТ.ГЦ}$, $D_{ГЦ}$, а также конструктивных размеров гидроцилиндров – L_0 , L_P , и длины хода штока – L_X .

Таким образом, при выдвижении штока гидроцилиндра, развиваемый вращающий момент M_{BPi} будет носить переменный характер [77].

4.2.2. Момент, развиваемый группой синхронно работающих гидроцилиндров

При реализации компоновочных схем трансмиссий с работой гидроцилиндров в разных фазах возможно объединение гидроцилиндров в группы (например, группа гидроцилиндров в одной плоскости на рисунке 4.3), при этом их штоки будут выдвигаться синхронно. Результирующий вращающий момент, создаваемый такой группой будет пропорционален количеству гидроцилиндров

$$M_{BP} = M_{BPi} \cdot n_{РАБ\phi}, \quad (4.14)$$

где M_{BPi} – вращающий момент, развиваемый одним гидроцилиндром; $n_{РАБ\phi}$ – число гидроцилиндров, находящихся в одинаковых фазах выдвижения.

4.2.3. Момент, развиваемый группой гидроцилиндров, работающих в разных фазах

В компоновочных схемах, где гидроцилиндры работают в разных фазах, в каждый момент времени штоки гидроцилиндров будут выдвинуты на различную величину, соответственно, будут отличаться вели-

чины плеч h_i приложения силы и развиваемый вращающий момент M_{BPi} на каждом гидроцилиндре

$$h_{ГЦi} = \frac{D_{УСТ.ШП}}{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{УСТ.ШП}}{2} \right)^2 + \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)^2 - \left(\frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2 \right)^2}{D_{УСТ.ШП} \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)}}, \quad (4.15)$$

где $n_{\Phi A3}$ – количество промежуточных положений штоков (фаз);

$$n_{\Phi A3} = \frac{n_{ГЦ}}{n_{ОБР}}, \quad (4.16)$$

$n_{ГЦ}$ – общее количество гидроцилиндров вращения, задействованных в трансмиссии;

$n_{ОБР}$ – количество гидроцилиндров совершающих обратный ход.

$i = 1, 2, \dots, n_{ГЦ}$ – порядковый номер гидроцилиндра в группе;

δ_i – текущее положение штока i -го гидроцилиндра; $\delta_i = 0 \dots \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1}$.

При конструктивном исполнении, когда диаметры окружностей установки цапф штока и корпуса гидроцилиндра совпадают, т. е. $D_{УСТ.ШП} = D_{УСТ.ГЦ} = D_{ГЦ}$ выражение (4.15) примет вид

$$h_{ГЦi} = \frac{D_{ГЦ}}{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)^2}{D_{ГЦ}}}. \quad (4.17)$$

Момент, развиваемый i -м гидроцилиндром в группе

$$M_{BPi} = p_{TP} \cdot D_{УСТ.ШП} \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{8} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{УСТ.ШП}}{2} \right)^2 + \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)^2 - \left(\frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2 \right)^2}{D_{УСТ.ШП} \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)}}, \quad (4.18)$$

Результирующий момент будет представлять сумму моментов, развиваемых каждым гидроцилиндром в текущем положении

$$M_{BP} = n_{ГР} \sum_{i=1}^{n_{РАБ,ГР}} p_{ТР} \cdot D_{УСТ.ШГ} \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{8} \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{УСТ.ШГ}}{2} \right)^2 + \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)^2 - \left(\frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2 \right)^2}{D_{УСТ.ШГ} \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)}} \quad (4.19)$$

где $n_{ГР}$ – количество групп гидроцилиндров, находящихся в разных фазах выдвижения;

$n_{РАБ,ГР}$ – число гидроцилиндров в группе, совершающих рабочий ход.

При совпадении диаметров окружностей размещения цапф корпусов и штоков гидроцилиндров, т. е. $D_{УСТ.ШГ} = D_{УСТ.ГЦ} = D_{ГЦ}$ развиваемый момент будет равен

$$M_{BPi} = p_{ТР} \cdot D_{ГЦ} \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{8} \sqrt{1 - \frac{\left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)^2}{D_{ГЦ}^2}}, \quad (4.20)$$

$$M_{BP} = n_{ГР} \sum_{i=1}^{n_{РАБ}} p_{ТР} \cdot D_{ГЦ} \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{8} \sqrt{1 - \frac{\left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)^2}{D_{ГЦ}^2}}, \quad (4.21)$$

Для определения вращающего момента, подставим в выражение (4.21) значение $\delta_i = \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1}$, т. е. для конечного положения каждой фазы выдвижения штоков

$$M_{BP} = n_{ГР} \sum_{i=1}^{n_{РАБ}} p_{ТР} \cdot D_{ГЦ} \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{8} \sqrt{1 - \frac{\left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \right)^2}{D_{ГЦ}^2}}$$

$$M_{BP} = n_{ГР} \sum_{i=1}^{n_{РАБ}} p_{ТР} \cdot D_{ГЦ} \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{8} \sqrt{1 - \frac{\left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot i \right)^2}{D_{ГЦ}^2}}. \quad (4.23)$$

4.2.4. Неравномерность развиваемого вращающего момента

Величина изменения момента ΔM для заданных конструктивных размеров $D_{уст.шп}$, $D_{уст.гц}$, $D_{гц}$, $D_{п}$ будет зависеть от величины выдвижения штока δ в пределах изменения длины хода L_X . Подобное изменение момента наблюдается также в поршневых насосах и в роторно-поршневых гидромашинах (радиально- и аксиально поршневых насосах и гидромоторах) [78-80]. При циклической работе такое изменение момента принято называть неравномерностью (пульсацией) момента, а для её оценки вводят коэффициент неравномерности вращающего момента Δ_M . Без учета влияния сжатия и инерции рабочей жидкости, поступающей в гидроцилиндры коэффициент Δ_M можно приближенно определить

по выражениям [78-80]

$$\Delta_M = \frac{M_{\max} - M_{\min}}{M_{cp}} = \frac{2(M_{\max} - M_{\min})}{M_{\max} + M_{\min}}, \quad (4.24)$$

где M_{\max} и M_{\min} – максимальное и минимальное значение вращающего момента M_{BPi} , Н·м;

$M_{cp} = \frac{M_{\max} + M_{\min}}{2}$ – среднее значение вращающего момента за ход штока L_X .

Подставляя в выражение (4.24) выражение (4.12), с учетом того, что максимальный момент M_{\max} реализуется при минимальном выдвижении штока гидроцилиндра, т. е. при $\delta = 0$, а минимальный момент M_{\min} – в конце хода штока гидроцилиндра, т. е. при $\delta = L_X$ получим

$$\Delta_M = \frac{2 \cdot \left(\sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{уст.шп}}{2} \right)^2 + (L_0)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2 \right)^2}{D_{уст.шп}^2 (L_0)^2}} - \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{уст.шп}}{2} \right)^2 + (L_0 + L_X)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2 \right)^2}{D_{уст.шп}^2 (L_0 + L_X)^2}} \right)}{\sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{уст.шп}}{2} \right)^2 + (L_0)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2 \right)^2}{D_{уст.шп}^2 (L_0)^2}} + \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{уст.шп}}{2} \right)^2 + (L_0 + L_X)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2 \right)^2}{D_{уст.шп}^2 (L_0 + L_X)^2}}}, \quad (4.25)$$

Аналогично, подставляя в выражение (4.24) выражение (4.13), получим

$$\Delta_M = \frac{2 \cdot \left(\sqrt{1 - \frac{(L_0)^2}{D_{ГЦ}^2}} - \sqrt{1 - \frac{(L_0 + L_X)^2}{D_{ГЦ}^2}} \right)}{\sqrt{1 - \frac{(L_0)^2}{D_{ГЦ}^2}} + \sqrt{1 - \frac{(L_0 + L_X)^2}{D_{ГЦ}^2}}}, \quad (4.26)$$

Как видно из выражений (4.25) и (4.26) коэффициент неравномерности момента Δ_M будет зависеть только от геометрических параметров расстановки гидроцилиндров $D_{УСТ.ШГ}$, $D_{УСТ.ГЦ}$, $D_{ГЦ}$ и линейных размеров гидроцилиндра L_0 и L_X .

Если несколько гидроцилиндров находятся в одинаковых фазах и образуют группу, численное значение коэффициента неравномерности момента Δ_M будет также определяться по формулам (4.25) и (4.26). При этом, коэффициент неравномерности момента Δ_M не зависит от числа работающих гидроцилиндров в группе, а зависит только от их геометрических параметров – L_0 , L_X и параметров расстановки – $D_{УСТ.ШГ}$, $D_{УСТ.ГЦ}$, $D_{ГЦ}$. С другой стороны, при размещении гидроцилиндров в одной плоскости, перпендикулярной оси вращения секций, количество гидроцилиндров будет ограничивать максимально возможные значения длины хода L_X и расстояния между цапфами гидроцилиндра L_0 . Т. е. увеличение числа гидроцилиндров потребует уменьшения размеров L_0 , L_X и будет способствовать уменьшению коэффициента неравномерности момента Δ_M .

При работе трансмиссии с гидроцилиндрами, находящимися в разных фазах, также будут наблюдаться колебания результирующего развиваемого момента M_{BP} , но величина коэффициента неравномерности Δ_M будет ниже, чем при синхронной работе таких же гидроцилиндров, а частота колебаний момента за период полного выдвижения штока гидроцилиндра выше.

Для вывода аналитического выражения коэффициента неравномерности Δ_M при работе гидроцилиндров в разных фазах преобразуем выражение (4.19) к следующему виду

$$M_{BP} = n_{ГР} \sum_{i=1}^{n_{РАБ}} p_{ГР} \cdot D_{УСТ.ШГ} \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{8} \cdot K_i, \quad (4.27)$$

где

$$K_i = \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{уст.шп}}{2} \right)^2 + \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2 \right)^2}{D_{уст.шп} \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\phi A3} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)}}} \quad (4.28)$$

Учитывая, что для условия $\frac{D_{уст.шп}}{D_{уст.гц}} = 0,9...1$ или

$\frac{D_{уст.гц}}{D_{уст.шп}} = 0,9...1$ максимальный момент M_{max} реализуется при начале

выдвижения в каждой фазе штока гидроцилиндра, т. е. при $\delta = 0$, а минимальный момент M_{min} – в конце каждой фазы хода штока гидроцилиндра, т. е. при $\delta = \frac{L_X}{n_{\phi аз} - 1}$, соответственно получим:

– для начала выдвижения штока в фазе

$$K_{max i} = \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{уст.шп}}{2} \right)^2 + \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2 \right)^2}{D_{уст.шп} \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right)}}} \quad ; \quad (4.29)$$

– для конца выдвижения штока в фазе

$$K_{min i} = \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{уст.шп}}{2} \right)^2 + \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\phi A3} - 1} \cdot i \right)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2} \right)^2 \right)^2}{D_{уст.шп} \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\phi A3} - 1} \cdot i \right)}}} \quad (4.30)$$

Подставляя в выражение (4.24) полученные выражения (4.27), (4.29), (4.30) получим выражение для определения коэффициента неравномерности момента для гидроцилиндров в разных фазах выдвижения [81–83]

$$\Delta_M = 2 \cdot \frac{\sum_{i=1}^{n_{РАБ}} K_{max i} - \sum_{i=1}^{n_{РАБ}} K_{min i}}{\sum_{i=1}^{n_{РАБ}} K_{max i} + \sum_{i=1}^{n_{РАБ}} K_{min i}} \quad (4.31)$$

4.3. Кинематические параметры трансмиссии геохода

4.3.1. Угол поворота секции за ход штока гидроцилиндра

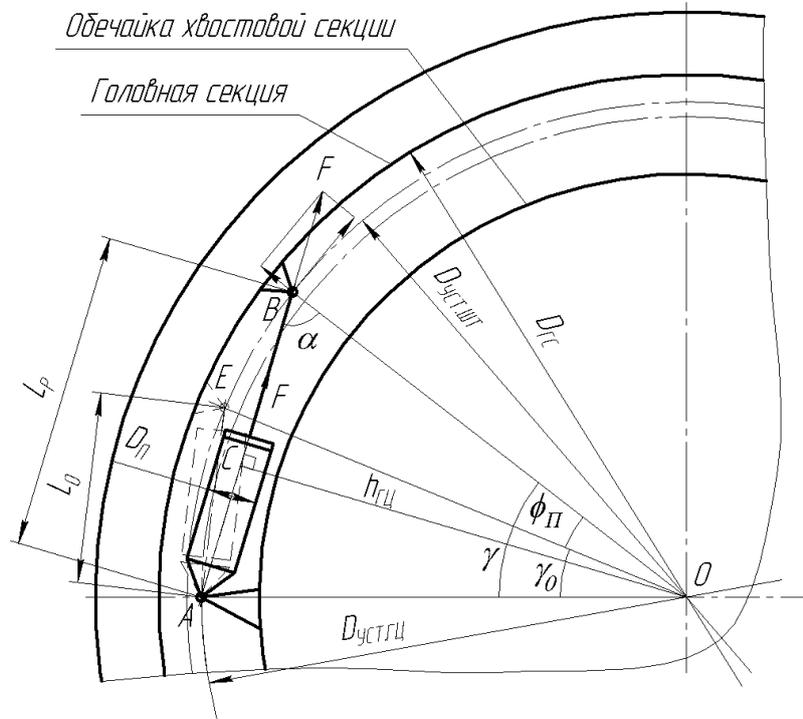


Рис. 4.5. Расчетная схема к определению угла поворота φ головной секции за ход штока гидроцилиндра L_X

При выдвигении штока гидроцилиндра на величину хода L_X , секция поворачивается на угол φ_{II} , который можно определить из треугольника АВО (рисунок 4.5)

$$\varphi_{II} = \gamma - \gamma_0, \quad (4.32)$$

где γ – центральный угол между опорами гидроцилиндра в конечном положении выдвигения штока, т. е. при $L_{p \max} = L_0 + L_X$;

γ_0 – центральный угол между опорами гидроцилиндра в начальном положении выдвигения штока, т. е. при $L_{p \min} = L_0$.

$$\gamma = \arccos \frac{\frac{D_{уст.гц}^2 + D_{уст.штг}^2}{2} - 2 \cdot (L_0 + L_X)^2}{D_{уст.гц} \cdot D_{уст.штг}}, \quad (4.33)$$

$$\gamma_0 = \arccos \frac{D_{УСТ.ГЦ}^2 + D_{УСТ.ШГ}^2 - 2L_0^2}{2 D_{УСТ.ГЦ} \cdot D_{УСТ.ШГ}}, \quad (4.34)$$

Подставив выражения (4.33) и (4.34) в (4.32) получим

$$\varphi_{II} = \arccos \frac{D_{УСТ.ГЦ}^2 + D_{УСТ.ШГ}^2 - 2 \cdot (L_0 + L_X)^2}{2 D_{УСТ.ГЦ} \cdot D_{УСТ.ШГ}} - \arccos \frac{D_{УСТ.ГЦ}^2 + D_{УСТ.ШГ}^2 - 2L_0^2}{2 D_{УСТ.ГЦ} \cdot D_{УСТ.ШГ}}, \quad (4.35)$$

При размещении цапф корпусов и штоков гидроцилиндров на одной окружности, т. е. $D_{УСТ.ШГ} = D_{УСТ.ГЦ} = D_{ГЦ}$ угол поворота φ_{II} будет определяться выражением

$$\begin{aligned} \varphi_{II} &= \arccos \frac{D_{ГЦ}^2 - 2 \cdot (L_0 + L_X)^2}{D_{ГЦ}^2} - \arccos \frac{D_{ГЦ}^2 - 2L_0^2}{D_{ГЦ}^2} = \\ &= \arccos \left(1 - \frac{2 \cdot (L_0 + L_X)^2}{D_{ГЦ}^2} \right) - \arccos \left(1 - \frac{2L_0^2}{D_{ГЦ}^2} \right). \end{aligned} \quad (4.36)$$

4.3.2. Угловая скорость вращения головной секции

При постоянном расходе жидкости $Q(t) = const$, поступающим в поршневую полость гидроцилиндра, поршень со штоком будет выдвигаться с постоянной скоростью, определяемой выражением

$$v = \frac{Q}{S_{II}}. \quad (4.37)$$

Перемещение штока гидроцилиндра (рисунок 4.5) от начального положения L_0

$$\delta(t) = vt = \frac{Q}{S_{II}} \cdot t. \quad (4.38)$$

Угол поворота головной секции $\varphi_{II}(t)$, как функция времени t при выдвигании штока от L_0 до $L_0 + L_X$ в соответствии с выражением (4.35)

$$\varphi_{II}(t) = \arccos \frac{D_{УСТ.ГЦ}^2 + D_{УСТ.ШГ}^2 - 2 \cdot (L_0 + \delta(t))^2}{2 D_{УСТ.ГЦ} \cdot D_{УСТ.ШГ}} - \gamma_0, \quad (4.39)$$

где $\gamma_0 = const$ – угол, определяемый по формуле (4.34);

Угловая скорость вращения секции $\omega(t)$ будет определяться выражением

$$\omega(t) = \frac{d\varphi_{II}(t)}{dt}. \quad (4.40)$$

Продифференцировав выражение (4.40) получим

$$\omega(t) = \frac{4v \cdot (L_0 + vt)}{D_{УСТ.ГЦ} \cdot D_{УСТ.ШП} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{D_{УСТ.ГЦ}^2 + D_{УСТ.ШП}^2 - 2 \cdot (L_0 + vt)^2}{2 \cdot D_{УСТ.ГЦ} \cdot D_{УСТ.ШП}} \right)^2}}. \quad (4.41)$$

Аналогично, продифференцировав выражение (4.40) с учетом (4.36) получим

$$\omega(t) = \frac{4v \cdot (L_0 + vt)}{D_{ГЦ}^2 \cdot \sqrt{1 - \left(1 - \frac{2 \cdot (L_0 + vt)^2}{D_{ГЦ}^2} \right)^2}}. \quad (4.42)$$

Как видно из выражений (4.41) и (4.42), угловая скорость вращения головной секции $\omega(t)$, также как и развиваемый трансмиссией вращающий момент будет изменяться по мере выдвигания штока гидроцилиндра (рисунок 4.16). При постоянном расходе рабочей жидкости в поршневой полости $Q(t) = const$ будет реализовываться постоянная скорость перемещения поршня $v(t) = const$, но окружная скорость v_R будет изменяться, что и будет определять изменение угловой скорости вращения головной секции.

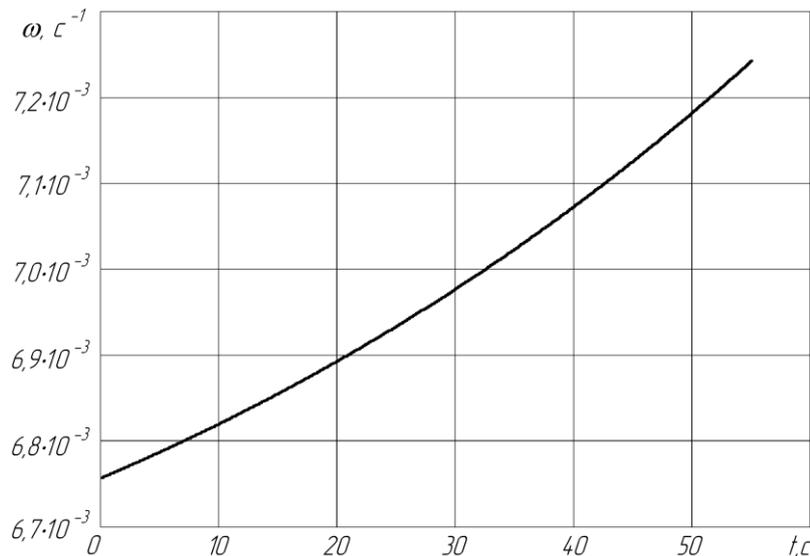


Рис. 4.6. График изменения угловой скорости вращения головной секции за время выдвигания штока t

Очевидно, что для получения равномерной угловой скорости ($\omega(t)=\text{const}$) за период выдвигания штока гидроцилиндра, необходимо чтобы скорость выдвигания $v(t)$ последнего изменялась по определенному закону. Выразив из выражения (4.42) скорость $v(t)$ получим

$$v(t) = \frac{\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4L_0^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - L_0 \cdot \omega \cdot t}{4 + \omega^2 \cdot t^2} \cdot \omega \quad (4.43)$$

Согласно известному выражению окружная скорость вращения головной секции будет определяться как произведение радиуса вращения – R и угловой скорости – ω [84]

$$v_R = R \cdot \omega, \quad (4.44)$$

А окружная скорость будет определяться скоростью выдвигания штока гидроцилиндра и углом α между вектором скорости штока v и окружной скоростью v_R (касательной к окружности вращения)

$$v_R = v \cdot \cos \alpha, \quad (4.45)$$

Выразив из (4.45) v и подставив вместо v_R выражение (4.44) получим

$$v = \frac{R}{\cos \alpha} \cdot \omega, \quad (4.46)$$

В выражении (4.43) первый множитель представляет собой отношение

$$\frac{R}{\cos \alpha} = \frac{\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4L_0^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - L_0 \cdot \omega \cdot t}{4 + \omega^2 \cdot t^2}, \quad (4.47)$$

Кроме того, необходимо отметить, что в выражениях (4.43) и (4.47) произведение $\omega \cdot t$ представляет угол поворота, т. е. $\varphi_{II} = \omega \cdot t$.

Изменение скорости выдвигания штока можно получить, изменяя количество жидкости, подаваемое в поршневую полость гидроцилиндра в единицу времени, т. е. изменяя расход с учетом выражения $Q = v \cdot S_{II}$

$$Q(t) = \frac{\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4L_0^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - L_0 \cdot \omega \cdot t}{4 + \omega^2 \cdot t^2} \cdot \omega \cdot \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{4} \quad (4.48)$$

На рисунке 4.7 приведен примерный график изменения расхода жидкости для одного гидроцилиндра

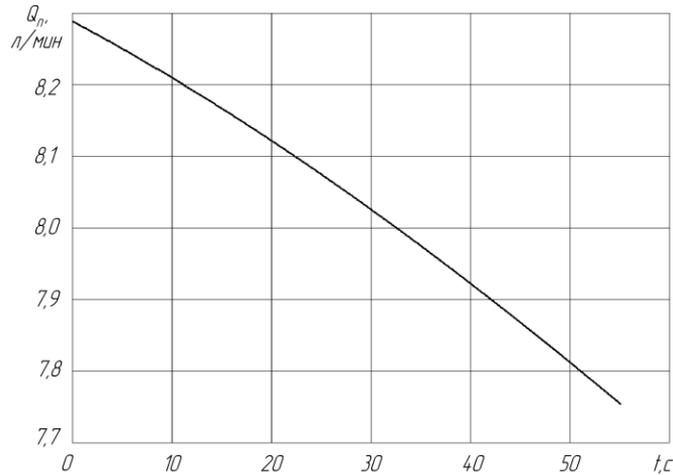


Рис. 4.7. График изменения расхода в поршневой полости гидроцилиндра за время выдвижения штока t

Таким образом, если обеспечить в каждом гидроцилиндре изменение расхода жидкости по заданной функции (например, выражение (4.48)) то угловая скорость вращения головной секции будет оставаться постоянной. Для обеспечения расхода жидкости по заданной функции возможно использование как объёмных, так и дроссельных способов регулирования. Альтернативным способом может быть использование объёмных дозаторов с шаговым приводом [85]. Так, при использовании дозаторов объём подаваемой жидкости за один ход разделителя полостей 3 (рисунок 4.8) может быть очень малым, а поворот в следующую позицию осуществляется при подаче определенного числа импульсов на шаговый двигатель, в результате расход жидкости будет пропорционален числу импульсов поданных в единицу времени, т. е. частоте импульсов.

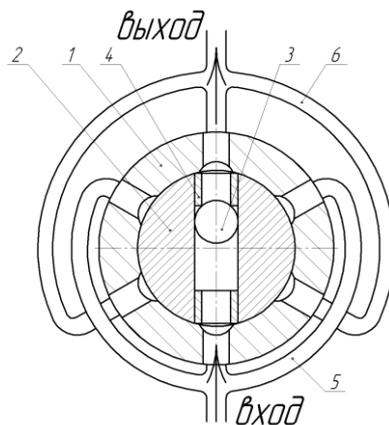


Рис. 4.8. Объёмный дозатор с шаговым приводом:
 1 – корпус; 2 – ротор; 3 – разделитель полостей; 4 – ограничитель хода; 5 – подводящий трубопровод; 6 – отводящий трубопровод

В случае не использования для управления расходом жидкости объёмных дозаторов с шаговым приводом или других способов, при работе гидроцилиндров находящихся в разных фазах выдвижения потребляемый расход жидкости в каждом гидроцилиндре будет отличаться.

В этом случае результирующий расход жидкости Q_{Σ} , потребляемый гидроцилиндрами, совершающими рабочий ход, будет равен сумме расходов жидкости в каждом гидроцилиндре

$$Q_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{n_{РАБ.ГЦ}} Q_i ; \quad (4.49)$$

Таким образом, например, для $n = n_{РАБ.ГЦ}$ гидроцилиндров можно записать n уравнений расхода жидкости

$$\left\{ \begin{aligned} Q_1 &= Q_{\Sigma}(t) - Q_2 - \dots - Q_n = \frac{\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4L_0^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - L_0 \cdot \omega \cdot t}{4 + \omega^2 \cdot t^2} \cdot \omega \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{4} \\ Q_2 &= Q_{\Sigma}(t) - Q_1 - Q_3 - \dots - Q_n = \frac{\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4\left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1}\right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1}\right) \cdot \omega \cdot t}{4 + \omega^2 \cdot t^2} \cdot \omega \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{4} \\ Q_i &= Q_{\Sigma}(t) - Q_1 - \dots - Q_{i-1} - Q_{i+1} - \dots - Q_n = \frac{\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4\left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1)\right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1)\right) \cdot \omega \cdot t}{4 + \omega^2 \cdot t^2} \cdot \omega \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{4} \\ \dots & \\ Q_n &= Q_{\Sigma}(t) - Q_1 - \dots - Q_{n-1} = \frac{\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4\left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (n-1)\right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (n-1)\right) \cdot \omega \cdot t}{4 + \omega^2 \cdot t^2} \cdot \omega \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{4} \end{aligned} \right. \quad (4.50)$$

С учетом выражения (4.49), сложив, левые и правые части уравнений системы (4.50) получим выражение, связывающее расход жидкости с угловой скоростью вращения головной секции

$$Q_{\Sigma} = \omega \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{4} \cdot$$

$$\frac{\sum_{i=1}^{n_{РАБ.ГЦ}} \left(\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4\left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1)\right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1)\right) \cdot \omega \cdot t \right)}{(4 + \omega^2 \cdot t^2)} \quad (4.51)$$

При работе нескольких гидроцилиндров, находящихся в разных фазах выдвижения существенное влияние на характер изменения угловой скорости $\omega(t)$ будет оказывать гидросхема управления гидроци-

линдрами, и в частности, «жесткость» характеристики гидропривода, а также жесткость, самой системы.

4.3.3. Колебания угловой скорости головной секции

При работе гидроцилиндров в разных фазах выдвижения без регулирования скорости движения штоков каждого гидроцилиндра расход жидкости в поршневых полостях каждого гидроцилиндра будет отличаться и изменяться по мере выдвижения штоков. При этом жидкость будет перераспределяться между гидроцилиндрами, и будет наблюдаться периодическое изменение угловой скорости вращения, аналогичное неравномерности развиваемого трансмиссией вращающего момента. Кроме того, будет изменяться результирующий потребляемый расход жидкости. Подобное явление также характерно для радиально- и аксиально-поршневых гидромоторов, и особенно сильно сказывается при низких частотах вращения [78–80]. Для таких гидромашин коэффициент неравномерности вращения определяется отношением разности между максимумом и минимумом суммы всех отдельных поглощаемых объёмов к средней величине поглощаемого объёма на радиан

$$\delta_{\omega} = \frac{\left(\sum \frac{dV}{d\varphi}\right)_{\max} - \left(\sum \frac{dV}{d\varphi}\right)_{\min}}{\left(\sum \frac{dV}{d\varphi}\right)_{cp}}, \quad (4.52)$$

где $\varphi = \omega \cdot t$ – угол поворота гидромотора;

V – объём гидромотора на единицу хода;

среднее значение поглощаемого объёма на радиан

$$\left(\sum \frac{dV}{d\varphi}\right)_{cp} = \frac{V}{2\pi}; \quad (4.53)$$

угловая скорость вращения гидромотора

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{Q_{nom}}{\left(\sum \frac{dV}{d\varphi}\right)}. \quad (4.54)$$

Таким образом, с учетом выражений (4.53) и (4.54), а также $\varphi = \omega \cdot t$ выразим из (4.51) угловую скорость

$$\omega = Q_{\Sigma} \cdot \frac{4 \cdot (4 + \varphi^2)}{\pi \cdot D_{II}^2 \cdot \sum_{i=1}^{n_{РАБ, ГЦ}} \left(\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4\left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1)\right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \varphi)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1)\right) \cdot \varphi \right)}. \quad (4.55)$$

В выражении (4.55) дробь представляет собой знаменатель выражения (4.54)

$$\sum \frac{dV}{d\varphi} = \frac{4 \cdot (4 + \varphi^2)}{\pi \cdot D_{II}^2 \cdot \sum_{i=1}^{n_{РАБ.ГЦ}} \left(\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4 \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \varphi)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right) \cdot \varphi \right)} \quad (4.56)$$

Тогда выражение (4.52) для неравномерности угловой скорости вращения головной секции можно записать следующим образом

$$\delta_{\omega} = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_{cp}} \quad (4.57)$$

В выражении (4.57) V_{\max} соответствует максимальному поглощаемому объёму жидкости, т. е. согласно графику на рисунке 4.7 началу хода штока гидроцилиндра в фазе

$$V_{\max} = \frac{4 \cdot (4 + \varphi^2)}{\pi \cdot D_{II}^2 \cdot \sum_{i=1}^{n_{РАБ.ГЦ}} \left(\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4 \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \varphi)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right) \cdot \varphi \right)} \quad (4.58)$$

а V_{\min} соответствует концу хода штока в фазе

$$V_{\min} = \frac{4 \cdot (4 + \varphi^2)}{\pi \cdot D_{II}^2 \cdot \sum_{i=1}^{n_{РАБ.ГЦ}} \left(\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4 \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i) \right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \varphi)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i) \right) \cdot \varphi \right)} \quad (4.59)$$

По аналогии с выражением (4.24) средний поглощаемый объём за ход штока от фазы до фазы найдем как

$$V_{cp} = \frac{V_{\max} + V_{\min}}{2} \quad (4.60)$$

Необходимо отметить, что число колебаний угловой скорости за ход штока гидроцилиндра также как и для неравномерности вращающего момента будет определяться числом фаз $n_{\Phi A3}$. Таким образом, если за ход штока L_X секция поворачивается на угол φ_{II} , то угол поворота головной секции при движении от фазы до фазы равен

$$\varphi_{\Phi A3} = \frac{\varphi_{II}}{n_{\Phi A3}} \quad (4.61)$$

Тогда за оборот секции количество колебаний угловой скорости будет равно

$$i_K = \frac{2\pi}{\varphi_{\Phi A3}} \quad (4.62)$$

Частота колебаний угловой скорости

$$f_{K\omega} = i_K \cdot \frac{\omega}{2\pi} = \frac{2\pi}{\varphi_{\Phi A3}} \cdot \frac{\omega}{2\pi} = \frac{\omega}{\varphi_{\Phi A3}}. \quad (4.63)$$

4.4. Конструктивные параметры трансмиссии геохода с гидроприводом

4.4.1. Определение свободного пространства внутри геохода

Схема к определению размеров внутреннего пространства приведена на рисунке 4.9.

При расположении гидроцилиндров по хордам окружности в пространстве между оболочкой головной секции и обечайкой хвостовой секции (меньшего диаметра) на возможный габарит внутреннего пространства (диаметр наружной поверхности обечайки хвостовой секции) будут влиять принятые геометрические параметры элементов трансмиссии геохода.

Для обеспечения отсутствия пространственных пересечений элементов гидроцилиндров с оболочкой головной и обечайкой хвостовой секций, между гидроцилиндром и соответствующими оболочками должен оставаться гарантированный зазор. При этом наиболее важным является зазор, образующийся между корпусом гидроцилиндра и наружной поверхностью обечайки хвостовой секции, который и будет во взаимосвязи с размерами $D_{уст.шт}$, $D_{уст.гц}$, $D_{гц}$ определять максимально возможный диаметр обечайки хвостовой секции, а, соответственно и габарит внутреннего пространства.

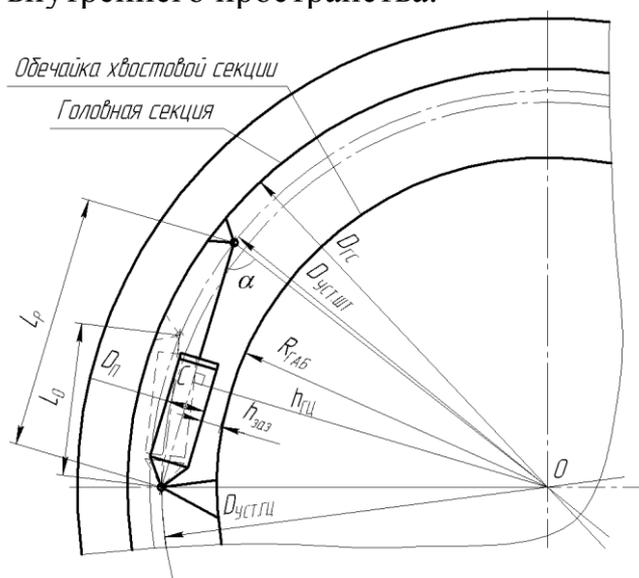


Рис. 4.9. Расчетная схема к определению габарита внутреннего пространства

На рисунке 4.9 для конструктивного условия $D_{УСТ.ШП} \approx D_{УСТ.ГЦ}$ по мере выдвижения штока, корпус гидроцилиндра наклоняется внутрь секции, максимально приближаясь к её продольной оси в конечном положении выдвижения.

Наименьшее (наиближайшее) расстояние от продольной оси головной секции (центра O) до корпуса гидроцилиндра будет лежать на перпендикуляре OC к продольной оси гидроцилиндра (рисунок 4.9). Тогда радиус наружной поверхности обечайки хвостовой секции $R_{ГАБ}$ с учетом необходимого зазора $h_{ЗАЗ}$ будет определяться выражением

$$R_{ГАБ} = h_{ГЦ} - \frac{D_{П}}{2} - h_{ЗАЗ}. \quad (4.64)$$

Подставив в это выражение $h_{ГЦ}$ из выражения (4.11) получим

$$R_{ГАБ} = \frac{D_{УСТ.ШП}}{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{УСТ.ШП}}{2} \right)^2 + L_P^2 - \left(\frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2 \right)^2}{D_{УСТ.ШП} \cdot L_P}} - \frac{D_{П}}{2} - h_{ЗАЗ}. \quad (4.65)$$

Учитывая, что толщина стенки корпуса гидроцилиндра может иметь разное значение, в зависимости от конструкции гидроцилиндра и размера поршня $D_{П}$, эти параметры должны быть учтены в размере зазора $h_{ЗАЗ}$. Поэтому удобнее выразить расстояние от оси гидроцилиндра до наружной поверхности обечайки в размере, связанном с диаметром поршня $D_{П}$. Тогда выражение (4.65) примет вид

$$R_{ГАБ} = \frac{D_{УСТ.ШП}}{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{УСТ.ШП}}{2} \right)^2 + L_P^2 - \left(\frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2 \right)^2}{D_{УСТ.ШП} \cdot L_P}} - (0,75...1)D_{П}. \quad (4.66)$$

При определенных соотношениях размеров $D_{УСТ.ШП}$, $D_{УСТ.ГЦ}$ расстояние $h_{ГЦ}$, определяемое по выражению (4.11) может становиться соизмеримым или даже меньше размеров $\frac{D_{УСТ.ШП}}{2}$, $\frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2}$. В таком случае $R_{ГАБ}$ будет определяться размерами $\frac{D_{УСТ.ШП}}{2}$ или $\frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2}$ с учетом необходимого зазора $h_{ЗАЗ}$ (рисунок 4.9). Для случаев равенства

$h_{ГЦ} = \frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2}$ или $h_{ГЦ} = \frac{D_{УСТ.ШГ}}{2}$ по теореме Пифагора можно найти

$$h_{ГЦ.КР} = \frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} = \sqrt{\frac{D_{УСТ.ШГ}^2}{4} - L_P^2} . \quad (4.67)$$

$$h_{ГЦ.КР} = \frac{D_{УСТ.ШГ}}{2} = \sqrt{\frac{D_{УСТ.ГЦ}^2}{4} - L_P^2} . \quad (4.68)$$

4.4.2. Конструктивные параметры размещения гидроцилиндров внутри секций

Для определения конструктивных параметров размещения гидроцилиндров трансмиссии требуется определение расстояния L_P между опорами гидроцилиндра в выдвинутом положении штока. При этом расстояние L_P может быть ограничено конструктивным условием вписывания необходимого количества гидроцилиндров в габариты секций [86].

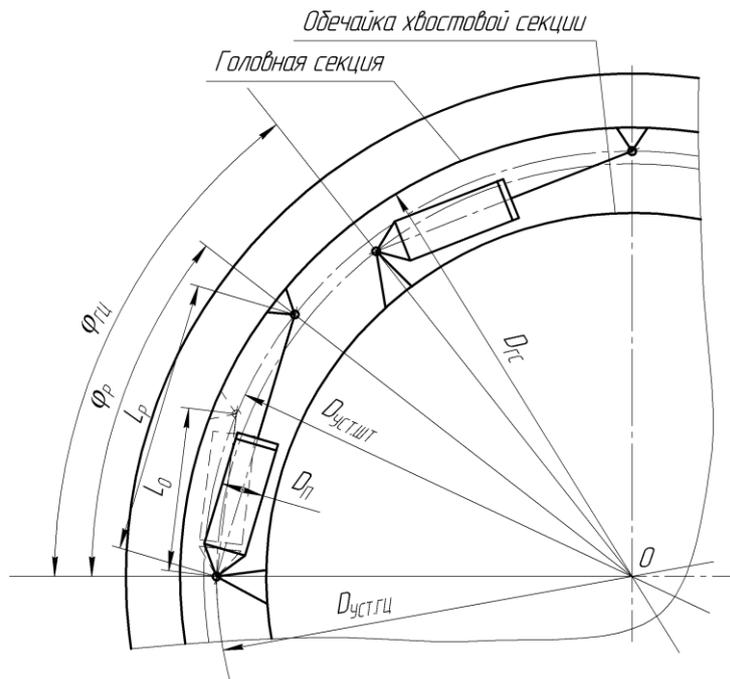


Рис. 4.10. Расчетная схема к определению конструктивных параметров расстановки гидроцилиндров

Для удобства практического использования выражений (4.18) – (4.21) при проектных расчетах трансмиссии геоходов с гидроприводом целесообразно геометрические параметры расстановки гидроцилиндров

$D_{уст.шг}$, $D_{уст.гц}$, $D_{гц}$ выразить через величины зависящие от размеров секции $D_{гс}$ и $D_{п}$ (рисунок 4.10).

По результатам прорисовок компоновок трансмиссии геохода наиболее рациональные параметры размещения гидроцилиндров получаются при следующих соотношениях

$$D_{уст.гц} = D_{гс} - (3..4)D_{п}, \quad (4.69)$$

$$D_{уст.шг} = D_{гс} - (2..3)D_{п}. \quad (4.70)$$

Для случая, когда $D_{уст.шг} = D_{уст.гц} = D_{гц}$ можно принимать

$$D_{гц} = D_{гс} - (3..4)D_{п}, \quad (4.71)$$

Но необходимо отметить, что в результате прорисовок конструкций трансмиссии было установлено, что при размещении гидроцилиндров согласно условию $D_{уст.шг} = D_{уст.гц} = D_{гц}$, а также (4.71) в ряде случаев затруднительно. Предпочтительными являются варианты когда $D_{уст.шг} > D_{уст.гц}$ (выражения (4.69), (4.70)).

Размеры L_X , L_0 и L_p также могут быть взаимосвязаны. Большинство серийно выпускаемых гидроцилиндров [66] имеют следующее соотношение длины хода поршня L_X и размеров по осям крепежных проушин L_0

$$L_X = (0,3 \div 0,8)L_0, \quad (4.72)$$

Полученное в результате компоновки максимальное расстояние между опорами гидроцилиндра L_p можно представить в виде суммы

$$L_p = L_0 + L_X, \quad (4.73)$$

Значение длины рабочего хода L_X можно получить из выражений (4.72) и (4.73)

$$L_X = \frac{L_p}{1 + \frac{1}{(0,3 \div 0,8)}}, \quad (4.74)$$

Приблизительное значение максимально возможного расстояния L_p между опорами гидроцилиндра будет зависеть от общего числа гидроцилиндров – $n_{гц}$ (рисунок 4.11), размещенных в одной плоскости. Для упрощения расчета будем считать, что опоры гидроцилиндра будут располагаться на одной окружности, т. е. $D_{уст.шг} = D_{уст.гц} = D_{гц}$. Угол $\varphi_{гц}$ между опорами корпусов (штоков) соседних гидроцилиндров будет определяться числом гидроцилиндров $n_{гц}$

$$\varphi_{ГЦ} = \frac{360^\circ}{n_{ГЦ}}, \text{ град} \quad (4.75)$$

Гидроцилиндр с максимально выдвинутым штоком будет отсекать на окружности $D_{ГЦ}$ хорду длиной L_p , опирающуюся на центральный угол φ_p . Между этими геометрическими параметрами существует взаимосвязь [59], описываемая следующим выражением

$$L_p = D_{ГЦ} \cdot \sin \frac{\varphi_p}{2}, \quad (4.76)$$

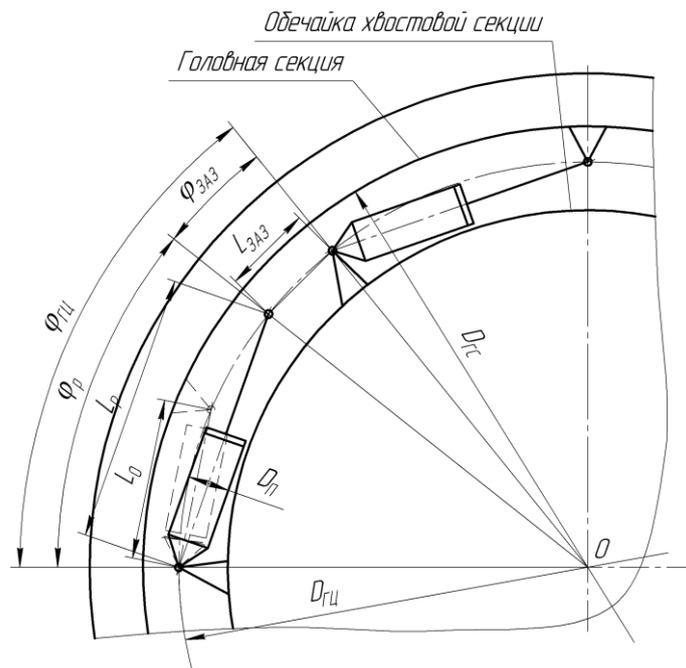


Рис. 4.11. Расчетная схема к определению L_p

Центральный угол φ_p будет приниматься из соображений оставления необходимого углового зазора $\varphi_{3А3}$ между опорами штока и корпуса соседних гидроцилиндров. Угол $\varphi_{3А3}$ будет опираться на хорду $L_{3А3}$ на окружности диаметром $D_{ГЦ}$. По результатам прорисовок компоновок было установлено, что величину зазора можно принять равной диаметру поршня $D_{П}$, т. е. $L_{3А3} = D_{П}$, тогда аналогично выражению (4.76) можно записать

$$L_{3А3} = D_{П} = D_{ГЦ} \cdot \sin \frac{\varphi_{3А3}}{2}, \quad (4.77)$$

Выразим $\varphi_{3А3}$ из (4.77)

$$\frac{D_{\Pi}}{D_{ГЦ}} = \sin \frac{\varphi_{3A3}}{2}, \text{ откуда } \arcsin \frac{D_{\Pi}}{D_{ГЦ}} = \arcsin\left(\sin \frac{\varphi_{3A3}}{2}\right);$$

$$\varphi_{3A3} = 2 \cdot \arcsin \frac{D_{\Pi}}{D_{ГЦ}}, \text{ град} \quad (4.78)$$

Центральный угол φ_P будет равен

$$\varphi_P = \varphi_{ГЦ} - \varphi_{3A3}, \text{ град} \quad (4.79)$$

Поле подстановки в (4.79) выражений (4.75) и (4.78) найдем

$$\varphi_P = \frac{360^\circ}{n_{ГЦ}} - 2 \cdot \arcsin \frac{D_{\Pi}}{D_{ГЦ}}, \text{ град} \quad (4.80)$$

Теперь подставив выражение (4.80) в (4.76) найдем выражение для L_p

$$L_p = D_{ГЦ} \cdot \sin \left[0,5 \left(\frac{360^\circ}{n_{ГЦ}} - 2 \cdot \arcsin \frac{D_{\Pi}}{D_{ГЦ}} \right) \right] = D_{ГЦ} \cdot \sin \left(\frac{180^\circ}{n_{ГЦ}} - \arcsin \frac{D_{\Pi}}{D_{ГЦ}} \right), \quad (4.81)$$

С учетом выражения (4.71)

$$L_p = [D_{ГЦ} - (3..4)D_{\Pi}] \cdot \sin \left(\frac{180^\circ}{n_{ГЦ}} - \arcsin \frac{D_{\Pi}}{(D_{ГЦ} - (3..4)D_{\Pi})} \right), \quad (4.82)$$

Максимальное расстояние L_p между опорами штока и корпуса гидроцилиндра может также быть ограничено и другим условием – продольной устойчивостью сжимаемого штока. Максимально допустимое расстояние между опорами можно определить по формуле [66]

$$L_{p\max} = \frac{356,8 \cdot d_{ШГ}^2}{D_{\Pi} \cdot k_3 \sqrt{p \cdot [n]}}, \quad (4.83)$$

где $d_{ШГ}$ – диаметр штока гидроцилиндра, м;

k_3 – коэффициент закрепления, для шарнирного закрепления обоих концов гидроцилиндра $k_3=1$;

$[n]$ – коэффициент запаса (обычно $[n] = 3,5 \dots 4$);

p – рабочее давление в гидроцилиндре, МПа.

Диаметр штока обычно принимается исходя из соотношения [5]

$$d_{ШГ} = (0,3 \div 0,7) \cdot D_{\Pi}, \quad (4.84)$$

Для случая сжимающей нагрузки рекомендуется принимать большие значения выражения (4.83) [5].

При работе гидроцилиндров трансмиссии в разных фазах выдвижения необходимо обеспечить возврат поршня одного гидроцилиндра или группы гидроцилиндров за время выдвижения других поршней на

величину разности хода между соседними фазами. Это обеспечивается тем, что скорость обратного хода $v_{ОБР.Х}$ должна быть больше скорости рабочего хода $v_{Р.Х}$ в $n_{\Phi АЗ}$ раз, т. е.

$$v_{ОБР.Х} \geq n_{\Phi АЗ} \cdot v_{Р.Х}, \quad (4.85)$$

При питании гидросистемы трансмиссии от одного насоса, подвод рабочей жидкости к гидроцилиндру (гидроцилиндрам) совершающему холостой ход должен осуществляться через клапан давления, в противном случае, ввиду того, что нагрузка на штоке гидроцилиндра, совершающего холостой ход, намного меньше, чем на штоках гидроцилиндров, совершающих рабочий ход, весь расход жидкости пойдет на гидроцилиндр, совершающий холостой ход, и только его шток будет перемещаться пока не дойдет до упора, а штоки гидроцилиндров, совершающих рабочий ход, будут стоять на месте. Альтернативным способом обеспечения согласованной во времени работы гидроцилиндров трансмиссии может являться использование отдельного насоса для питания гидроцилиндров, совершающих холостой ход. В этом случае диаметр штока принимается по выражению (4.84), а максимальное расстояние по условию устойчивости определяется по выражению (4.83). Насос подбирается из условия обеспечения заданного соотношения скоростей (4.85).

Для питания гидросистемы от одного насоса исходя из условия (4.84), диаметр штока $d_{ШТ}$ при постоянном расходе рабочей жидкости в гидроцилиндрах Q_{Pi} будет определяться по формуле [65]

$$d_{ШТ} = D_{\Pi} \sqrt{1 - \frac{1}{n_{\Phi АЗ}}}, \quad (4.86)$$

Подставляя выражение (4.86) в (4.83) получим

$$L_{P \max} = \frac{356,8 \cdot \left(D_{\Pi} \sqrt{1 - \frac{1}{n_{\Phi АЗ}}} \right)^2}{D_{\Pi} \cdot k_3 \sqrt{p \cdot [n]}} = \frac{356,8 \cdot D_{\Pi} \cdot \left(1 - \frac{1}{n_{\Phi АЗ}} \right)}{k_3 \sqrt{p \cdot [n]}}, \quad (4.87)$$

С учетом выражения (4.3) при числе гидроцилиндров совершающих обратный ход $n_{ОБР} = 1$, число промежуточных положений (фаз) будет

$$n_{\Phi АЗ} = n_{ГЦ}, \quad (4.88)$$

Тогда выражение (4.87) примет вид

$$L_{P \max} = \frac{356,8 \cdot D_{II} \cdot \left(1 - \frac{1}{n_{ГЦ}}\right)}{k_3 \sqrt{p \cdot [n]}}, \quad (4.89)$$

Помимо рассмотренных ограничений длины L_p по конструктивному условию «вписывания» и условию устойчивости, также ограничением величины L_p может выступать и требуемый габарит пространства внутри геохода. С целью его увеличения необходимо уменьшать величину расстояния L_p между опорами и, соответственно, длину рабочего хода L_X .

5. ВЛИЯНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНО-КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ТРАНСМИССИИ НА ЕЁ ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

5.1. Методика определения основных параметров трансмиссии

5.1.1. Определение исходных данных к расчету

Исходные данные: $M_{BP.TP}$ – требуемый вращающий момент на головной секции; n_{TP} или ω_{TP} – требуемая частота или угловая скорость вращения головной секции; $D_{ГС}$ – диаметр геохода (головной секции).

Значения требуемого вращающего момента $M_{BP.TP}$ на головной секции могут быть определены из графиков зависимостей (рисунок 2.4) или по выражению (2.18) из модели взаимодействия геохода с геосредой

$$M_{BP.TP} = P_{ГЦ} \cdot h_{ГЦ} = \frac{\Sigma M + \Sigma P \cdot k_1 + T_{Г.ОБ} \cdot r_{Г} \cdot \cos \beta + T_{ОС} \cdot r_{ОС}}{1 - \frac{k_1 \cdot f_{TP}}{r_{ЭП}}}, \quad (5.1)$$

5.1.2. Определение основных параметров гидроцилиндров

При выборе параметров гидроцилиндров рекомендуется первоначально определить главный параметр, определяющий важнейшие конструктивные и эксплуатационные качества машины, обычно это внутренний диаметр гидроцилиндра (диаметр поршня) – D_{II} [87]. Затем определяются основные параметры ряда гидроцилиндров

диаметр штока – $d_{ШГ}$;

рабочее давление – p ;

расстояние между опорами гидроцилиндра – L_P и $L_{P.max}$;
ход поршня – L_X .

Таким образом, принимается ряд диаметров поршня гидроцилиндра D_{II} по стандартному ряду ГОСТ 6540-68.

Диаметр штока определяется из выражения

$$d_{III} = (0,3 \div 0,7) \cdot D_{II}, \quad (5.2)$$

или

$$d_{III} = D_{II} \sqrt{1 - \frac{1}{n_{\Phi A3}}}. \quad (5.3)$$

Затем ряд диаметров штоков округляется до ближайшего значения по стандартному ряду ГОСТ 6540-68.

Рабочее давление p_m выбирают на основе рекомендаций, приведенных в таблице 5.1 [5]

Таблица 5.1

Рекомендуемые значения рабочих давлений

Мощность, кВт	До 0,1	0,1–1	1,0–5,0	5,0–20,0	Св. 20
Номинальное давление, МПа	1,0	1–6,3	6,3–10	10–16	16–25

Далее, по условию вписывания необходимого количества гидроцилиндров в габариты секции определяем диапазоны L_P в зависимости от числа гидроцилиндров $n_{ГЦ}$ и диаметров поршня D_{II}

$$L_P = D_{ГЦ} \cdot \sin \left[0,5 \left(\frac{360^\circ}{n_{ГЦ}} - 2 \cdot \arcsin \frac{D_{II}}{D_{ГЦ}} \right) \right] = D_{ГЦ} \cdot \sin \left(\frac{180^\circ}{n_{ГЦ}} - \arcsin \frac{D_{II}}{D_{ГЦ}} \right). \quad (5.4)$$

Находим второе ограничение $L_{P.max}$ по условию устойчивости

$$L_{P.max} = \frac{356,8 \cdot d_{III}^2}{D_{II} \cdot k_3 \sqrt{p \cdot [n]}}, \quad (5.5)$$

или

$$L_{P.max} = \frac{356,8 \cdot D_{II} \cdot \left(1 - \frac{1}{n_{\Phi A3}} \right)}{k_3 \sqrt{p \cdot [n]}}. \quad (5.6)$$

5.1.3. Определение развиваемого трансмиссией вращающего момента

Определить значения вращающего момента M_{BP} для диапазонов значений L_P , D_{II} , $n_{ГЦ}$ и требуемого давления – p_{TP} .

$$M_{BP} = n_{ГР} \sum_{i=1}^{n_{РАБ}} p_{TP} \cdot (D_{ГС} - 4D_{II}) \cdot \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{8} \sqrt{1 - \frac{\left(\frac{L_P}{1,8} + \frac{L_P}{\left(1 + \frac{1}{0,8}\right)(n_{\Phi A3} - 1)} \cdot i \right)^2}{D_{ГС} - 4D_{II}}}^2} \quad (5.7)$$

5.1.4. Определение коэффициентов неравномерности и габарита свободного внутреннего пространства

Определить для диапазонов значений L_P , D_{II} , $n_{ГЦ}$ по выражениям (5.8 – 5.10) величину коэффициента неравномерности вращающего момента – Δ_M

$$\Delta_M = 2 \cdot \frac{\sum_{i=1}^{n_{РАБ}} K_{\max i} - \sum_{i=1}^{n_{РАБ}} K_{\min i}}{\sum_{i=1}^{n_{РАБ}} K_{\max i} + \sum_{i=1}^{n_{РАБ}} K_{\min i}}, \quad (5.8)$$

– для начала выдвигания штока в фазе

$$K_{\max i} = \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \right)^2 + \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right)^2 - \left(\frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2 \right)^2}{D_{УСТ.ШТ} \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right)}}; \quad (5.9)$$

– для конца выдвигания штока в фазе

$$K_{\min i} = \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \right)^2 + \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot i \right)^2 - \left(\frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2 \right)^2}{D_{УСТ.ШТ} \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot i \right)}}; \quad (5.10)$$

а также по выражениям (5.11 – 5.14) величину коэффициента неравномерности угловой скорости – δ_ω

$$\delta_\omega = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_{cp}}. \quad (5.11)$$

В выражении (5.11) V_{\max} соответствует максимальному поглощаемому объёму жидкости, т. е. началу хода штока гидроцилиндра в фазе

$$V_{\max} = \frac{4 \cdot (4 + \varphi^2)}{\pi \cdot D_{II}^2 \cdot \sum_{i=1}^{n_{РАБ.ГЦ}} \left(\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4 \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \varphi)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right) \cdot \varphi \right)}, \quad (5.12)$$

а V_{\min} соответствует концу хода штока в фазе

$$V_{\min} = \frac{4 \cdot (4 + \varphi^2)}{\pi \cdot D_{II}^2 \cdot \sum_{i=1}^{n_{РАБ.ГЦ}} \left(\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4 \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i) \right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \varphi)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i) \right) \cdot \varphi \right)}, \quad (5.13)$$

Средний поглощаемый объём за ход штока от фазы до фазы

$$V_{cp} = \frac{V_{\max} + V_{\min}}{2}. \quad (5.14)$$

Габарит внутреннего пространства – $R_{ГАБ}$

$$R_{ГАБ} = \frac{D_{УСТ.ШП}}{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{УСТ.ШП}}{2} \right)^2 + L_P^2 - \left(\frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2 \right)^2}{D_{УСТ.ШП} \cdot L_P}} - (0,75...1)D_{II} \quad (5.15)$$

Далее необходимо выбрать с учетом $M_{ТР}$, Δ_M , $R_{ГАБ}$ приемлемое сочетание L_P , D_{II} , $n_{ГЦ}$, $p_{ТР}$.

5.1.5. Определение потребного расхода жидкости

Определить, используя выражение расход жидкости гидроцилиндра (в зависимости от требуемой угловой скорости $\omega_{ТР}$

$$Q(t) = \frac{\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4L_0^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - L_0 \cdot \omega \cdot t}{4 + \omega^2 \cdot t^2} \cdot \omega \cdot \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{4} \quad (5.16)$$

Общий расход жидкости Q_{Σ} в гидроцилиндрах, совершающих рабочий ход

$$Q_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{n_{РАБ.ГР}} Q_i; \quad (5.17)$$

или

$$Q_{\Sigma} = \omega \cdot \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{4} \cdot \frac{\sum_{i=1}^{n_{РАБ, ГЦ}} \left(\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4 \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right)^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - \left(L_0 + \frac{L_X}{n_{\Phi A3} - 1} \cdot (i-1) \right) \cdot \omega \cdot t \right)}{(4 + \omega^2 \cdot t^2)}. \quad (5.18)$$

Расход жидкости в гидроцилиндрах совершающих обратный ход

$$Q_{обр.xj} = v_{обр..xj} \cdot (S_n - S_{ум}) = v_{обр..xj} \cdot \frac{\pi(D_{II}^2 - d_{ум}^2)}{4}, \quad (5.19)$$

При этом общий мгновенный расход жидкости в гидросистеме

$$Q_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{n_{раб}} Q_{pi} + \sum_{j=1}^{n_{обр}} Q_{обр..xj}, \quad (5.20)$$

5.2. Влияние конструктивных параметров и количества гидроцилиндров на величину развиваемого трансмиссией вращающего момента и коэффициента неравномерности

По полученным аналитическим выражениям (5.7) были построены зависимости влияния конструктивных параметров (диаметр поршня D_{II}) и количества гидроцилиндров ($n_{ГЦ}$) на величину развиваемого трансмиссией вращающего момента M_{BR} (рисунок 5.1 – 5.5) для заданных размеров гехода ($D_{ГС}$) и величины давления в гидросистеме – $p_{ГР}$. Диаметр геходов ($D_{ГС}$) был принят по типоразмерному ряду проходческих щитов ЦНИИподземмаша [88].

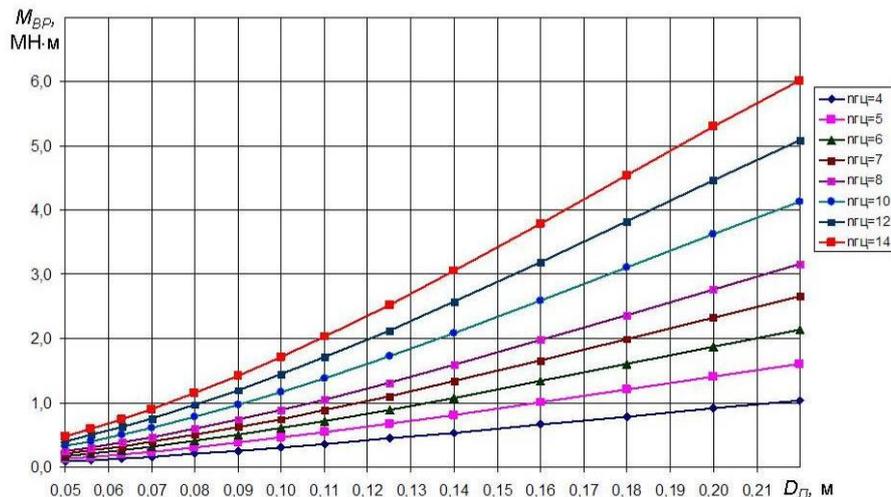


Рис. 5.1. Зависимости развиваемого трансмиссией вращающего момента

M_{BR} для гехода диаметром $D_{ГС} = 2,1$ м

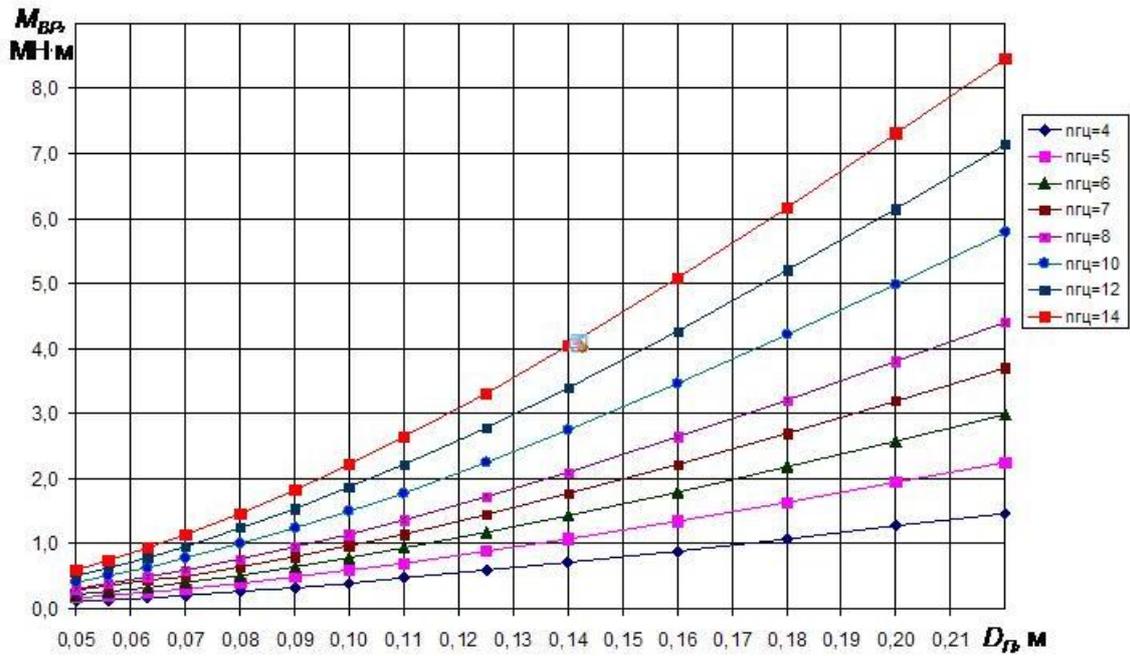


Рис. 5.2. Зависимости развиваемого трансмиссией вращающего момента M_{BR} для геохода диаметром $D_{ГС} = 2,6$ м

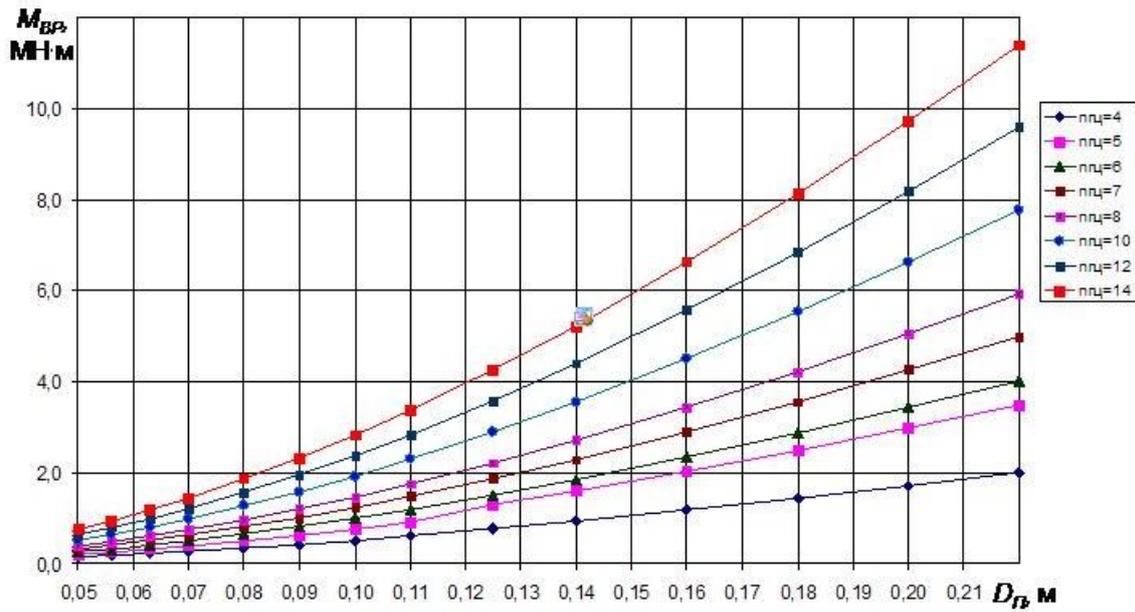


Рис. 5.3. Зависимости развиваемого трансмиссией вращающего момента M_{BR} для геохода диаметром $D_{ГС} = 3,2$ м

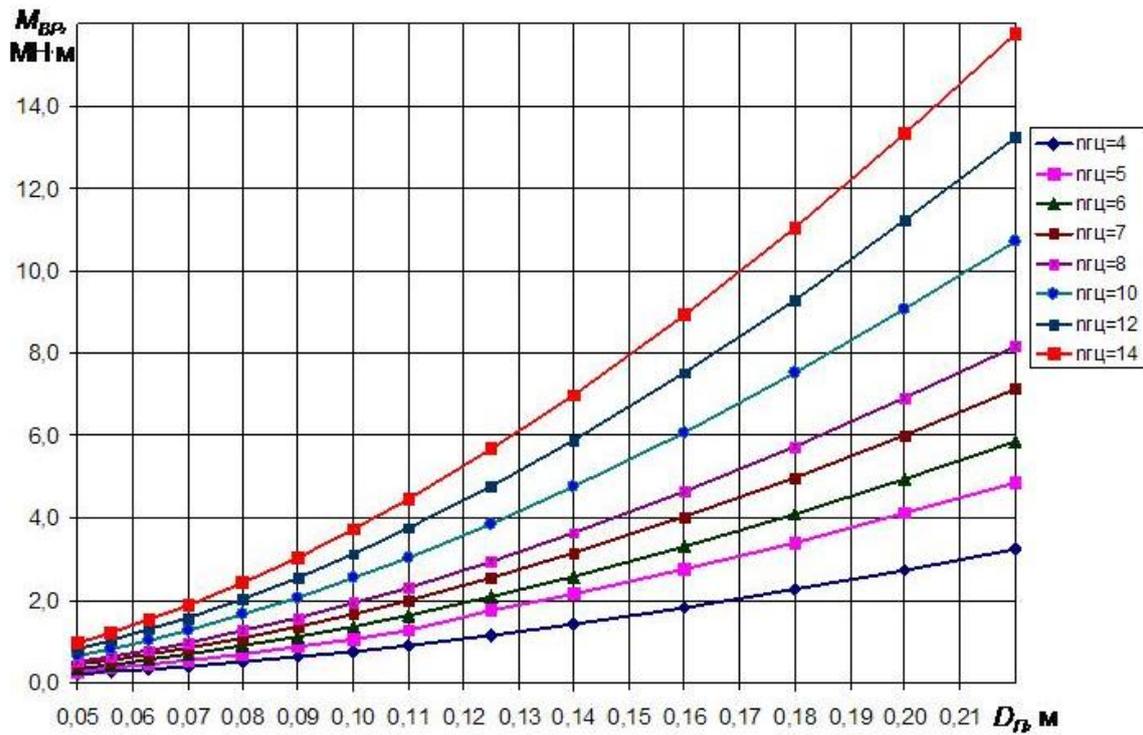


Рис. 5.4. Зависимости развиваемого трансмиссией вращающего момента M_{BR} для гехода диаметром $D_{ГС} = 4,1$ м

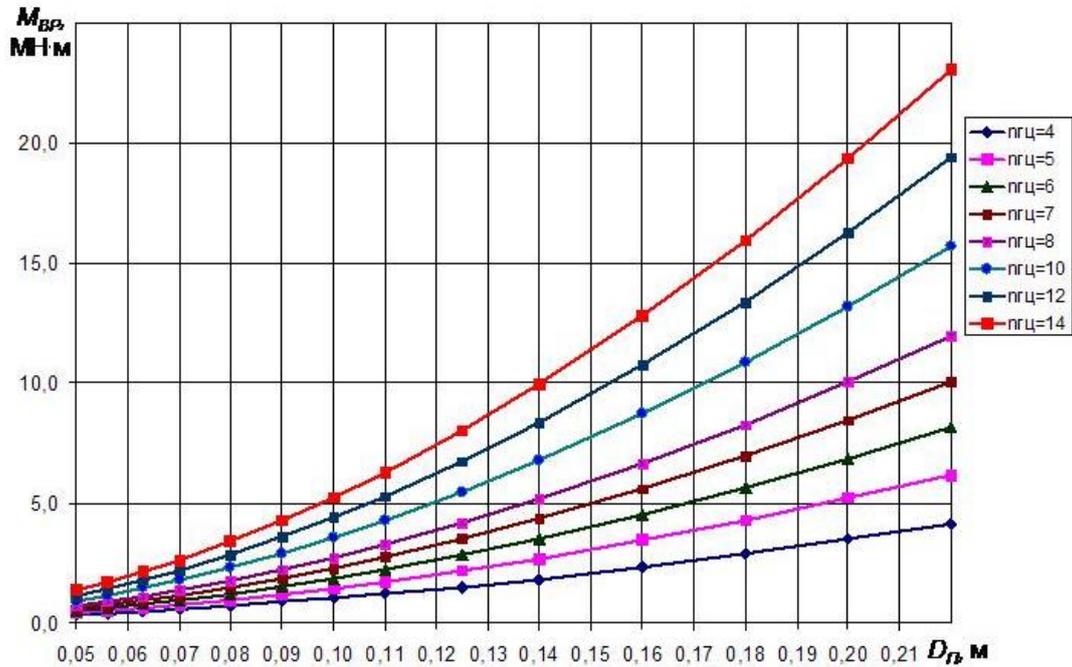


Рис. 5.5. Зависимости развиваемого трансмиссией вращающего момента M_{BR} для гехода диаметром $D_{ГС} = 5,6$ м

Графические зависимости (рисунки 5.1–5.5) определяют граничные условия соотношения количества гидроцилиндров ($n_{ГЦ}$) в трансмиссии и диаметра поршня ($D_{П}$) в зависимости от требуемого вращающего момента ($M_{ВР.ТР}$) на головной секции (таблица 5.2)

Таблица 5.2

Требуемый вращающий момент на головной секции и суммарное усилие на штоках гидроцилиндров геодода

Наименование параметра	Диаметр геодода по типоразмерному ряду щитов, м				
	2,1	2,6	3,2	4,1	5,6
$M_{ВР} \cdot 10^6$, Н·м	0,37	0,73	1,45	3,43	10,7
$P_{ГЦ} \cdot 10^6$, Н	0,37	0,6	0,95	1,76	4,05

В зависимости от взаимного расположения опор гидроцилиндров, а именно от соотношения конструктивных размеров $D_{УСТ.ШГ}$, $D_{УСТ.ГЦ}$, $D_{ГЦ}$ минимальные M_{\min} и максимальные M_{\max} значения моментов могут реализовываться при различных положениях штока гидроцилиндра (рисунок 5.6). Графические зависимости, представленные на рисунке 5.6 построены с использованием выражения (4.12) для следующих условий – $D_{ГС} = 3,7$ м, $D_{П} = 0,045$ м, $L_0 = 0,8$ м, $p_{ТР} = 16$ МПа, $\delta = 0 \dots 0,56$ м. При этом размеры $D_{УСТ.ШГ}$, $D_{УСТ.ГЦ}$ не выходят за размеры секции $D_{ГС}$ и приняты с учетом выражений (4.22, 4.23). Размеры L_P , L_X и L_0 приняты из условий, определяемых по рисунку 4.10 для $n_{ГЦ} = 8$ шт., а также из выражений (4.25-4.27).

Влияние соотношения диаметров расстановки опор штока и корпуса гидроцилиндра показывает, что наибольший момент реализуется при равенстве диаметров установки опор, т. е. при $D_{УСТ.ШГ} = D_{УСТ.ГЦ}$. При этом, с увеличением разности диаметров установки опор величина развиваемого трансмиссией вращающего момента будет снижаться (рисунки 5.6, 5.7).

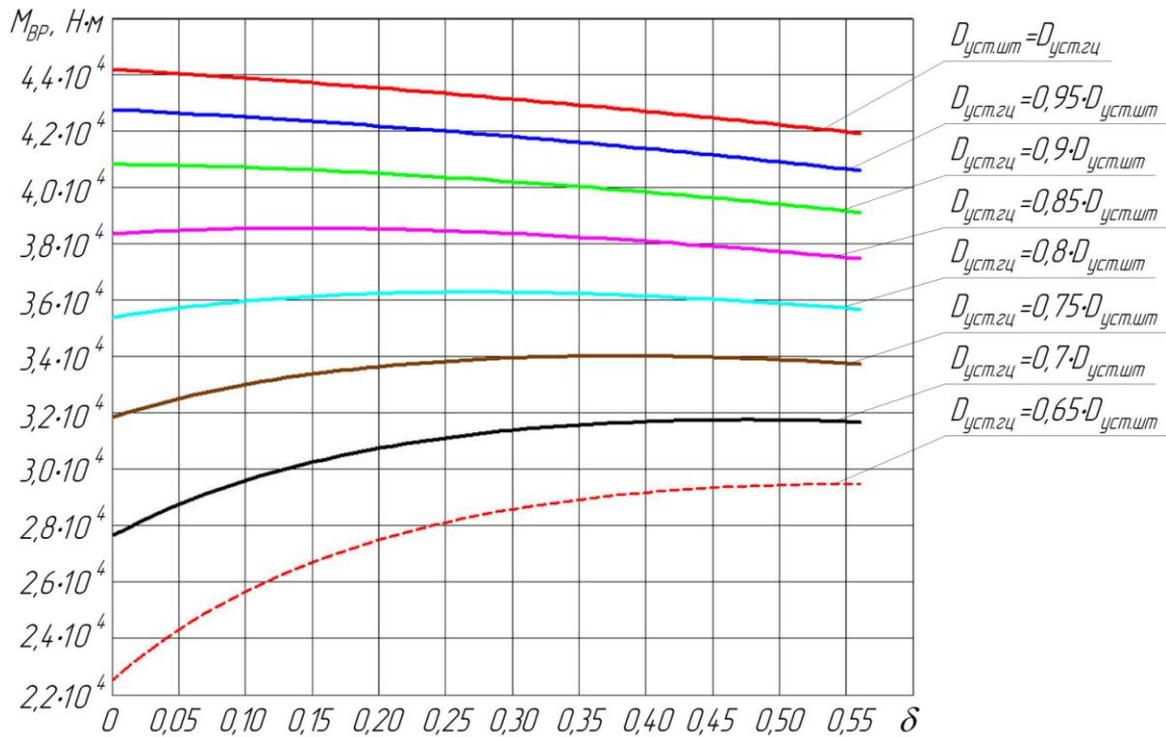


Рис. 5.6. Зависимости развиваемого трансмиссией вращающего момента M_{BR} от взаимного расположения опор гидроцилиндра $D_{уст.шт}$, $D_{уст.гц}$

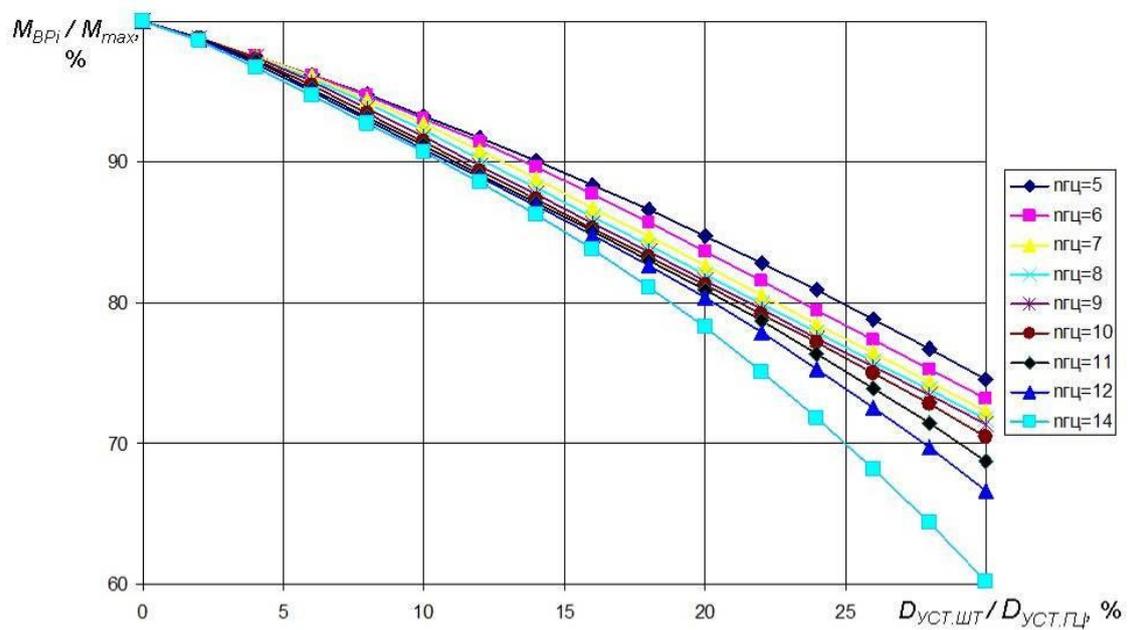


Рис. 5.7. Зависимость величины вращающего момента M_{BRi} (в % от максимального значения момента M_{max}) от отношения диаметров установки опор гидроцилиндра $D_{уст.шт} / D_{уст.гц}$

Зависимость величины вращающего момента M_{BPi} (в % от максимального значения момента M_{max}) от отношения диаметров установки опор гидроцилиндра $D_{уст.шт} / D_{уст.гц}$ (рисунок 5.7) показывает, что при увеличении разности в диаметрах $D_{уст.шт}, D_{уст.гц}$ от 0 до 30% величина развиваемого вращающего момента уменьшается от 75 до 60 % в зависимости от количества гидроцилиндров (от 5 до 14 шт.).

Соотношение диаметров расстановки опор будет влиять на изменение момента по мере выдвижения штоков. Так при равенстве диаметров $D_{уст.шт} = D_{уст.гц}$ момент уменьшается, при увеличении разности диаметров момент будет возрастать, а затем убывать, и при дальнейшем увеличении – только возрастать. Что связано в первую очередь с геометрическими соотношениями, образующимися в треугольнике ABO (AEO) (рисунок 5.8).

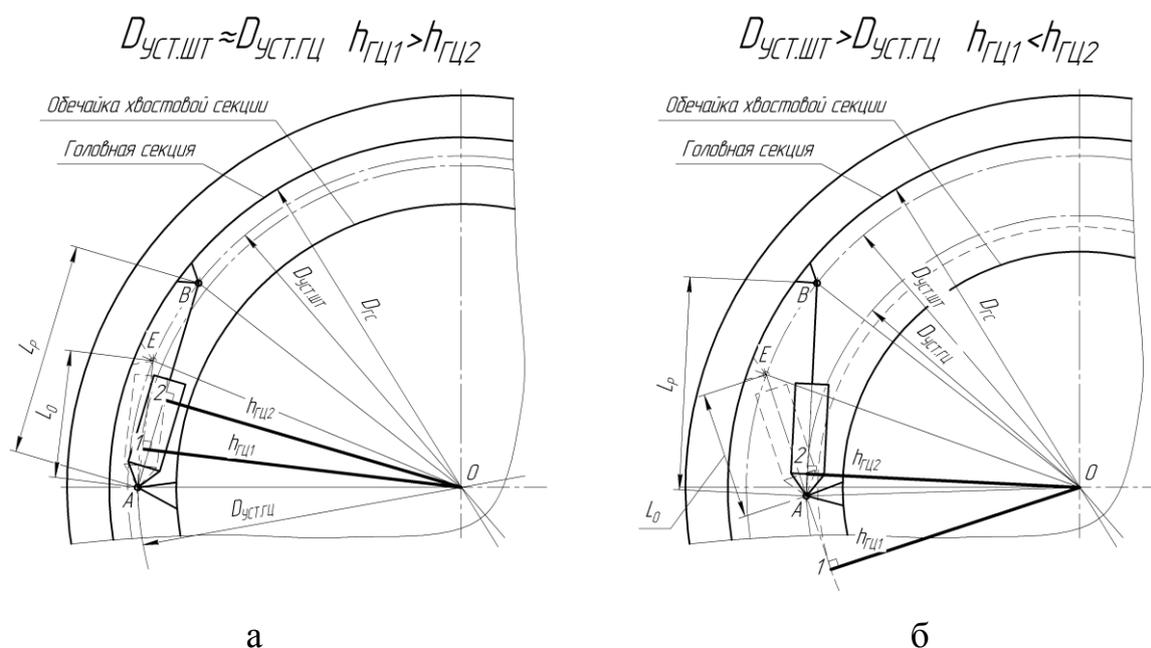


Рис. 5.8. Схема к пояснению изменения развиваемого трансмиссией вращающего момента M_{BR} от взаимного расположения опор гидроцилиндра

$$D_{уст.шт}, D_{уст.гц}$$

Высота $h_{гц}$ в треугольниках ABO и AEO является плечом приложения силы, и её изменение по мере выдвижения штока гидроцилиндра соответственно будет влиять на развиваемый трансмиссией вращающий момент. Вид образующегося треугольника (остроугольный, прямоугольный, тупоугольный) будет зависеть от соотношения диамет-

ров $D_{уст.шт}$, $D_{уст.гц}$ расстановки опор гидроцилиндра, т. е. и сторон AO и BO , а также от расстояния L_p (сторона AB), которое в свою очередь будет определяться количеством гидроцилиндров размещенных в одной плоскости внутри секций. Так в прямоугольном и остроугольном треугольниках, по мере увеличения стороны AE (при выдвигании штока) высота $h_{гц}$ будет только уменьшаться, что отражено в графиках (рисунок 5.6) при соотношениях от $D_{уст.шт} = D_{уст.гц}$ до $D_{уст.шт} = 0,9D_{уст.гц}$. В тупоугольном треугольнике (рисунок 5.8 б), напротив, будет наблюдаться увеличение высоты $h_{гц}$, а, соответственно, увеличение момента M_{BP} (в диапазоне от $D_{уст.шт} = 0,7D_{уст.гц}$ и большей разности диаметров (рисунок 5.6)). Наличие экстремумов на графике (рисунок 5.6) свидетельствует о том, что треугольник из тупоугольного становится прямоугольным и, далее, остроугольным.

Таким образом, отношение размеров установки опор гидроцилиндров $D_{уст.шт} / D_{уст.гц}$, а также их количество $n_{гц}$ будет оказывать влияние на величину неравномерности момента (рисунок 5.9). Так, с увеличением количества гидроцилиндров от 5 до 14 соотношение диаметров установки опор, когда коэффициент неравномерности меняется незначительно (в пределах 5%), уменьшается с 30 до 6%, что связано с уменьшением расстояния между опорами.

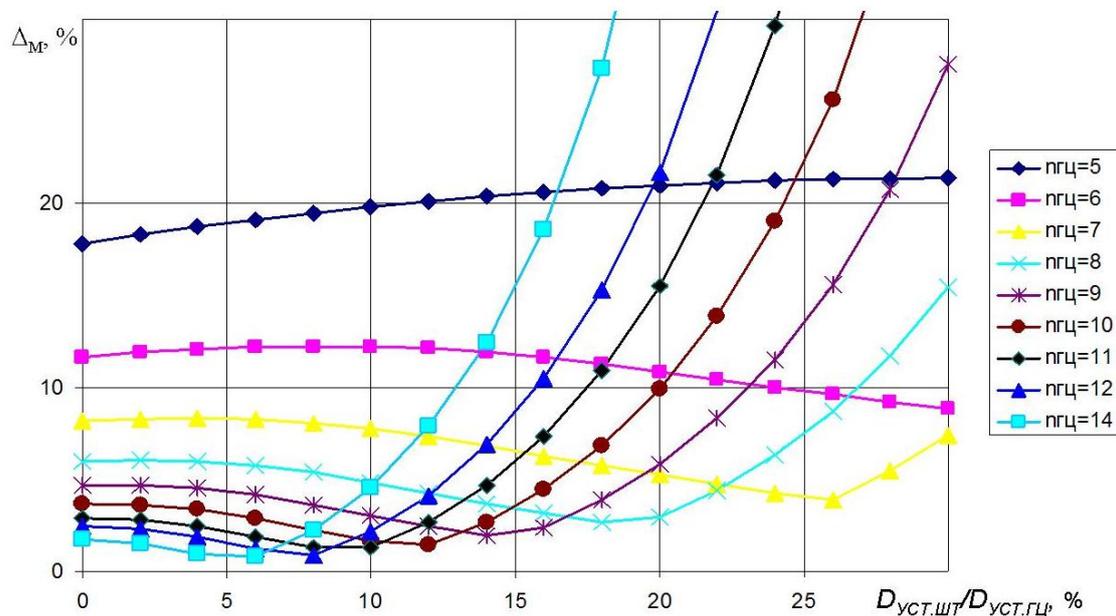


Рис. 5.9. Зависимость неравномерности момента Δ_M

от взаимного расположения опор гидроцилиндра $D_{уст.шт}$ и $D_{уст.гц}$

Зависимости неравномерности момента Δ_M (рисунок 5.10) для синхронно выдвигающихся гидроцилиндров (кривая 1) и гидроцилиндров в разных фазах (кривая 2) показывают, что увеличение количества гидроцилиндров с 4 до 14, способствует уменьшению коэффициента неравномерности развиваемого вращающего момента. При этом коэффициент неравномерности момента Δ_M для движения в разных фазах уменьшается в число раз от 2,5 до 13,4 в сравнении с синхронным движением штоков.

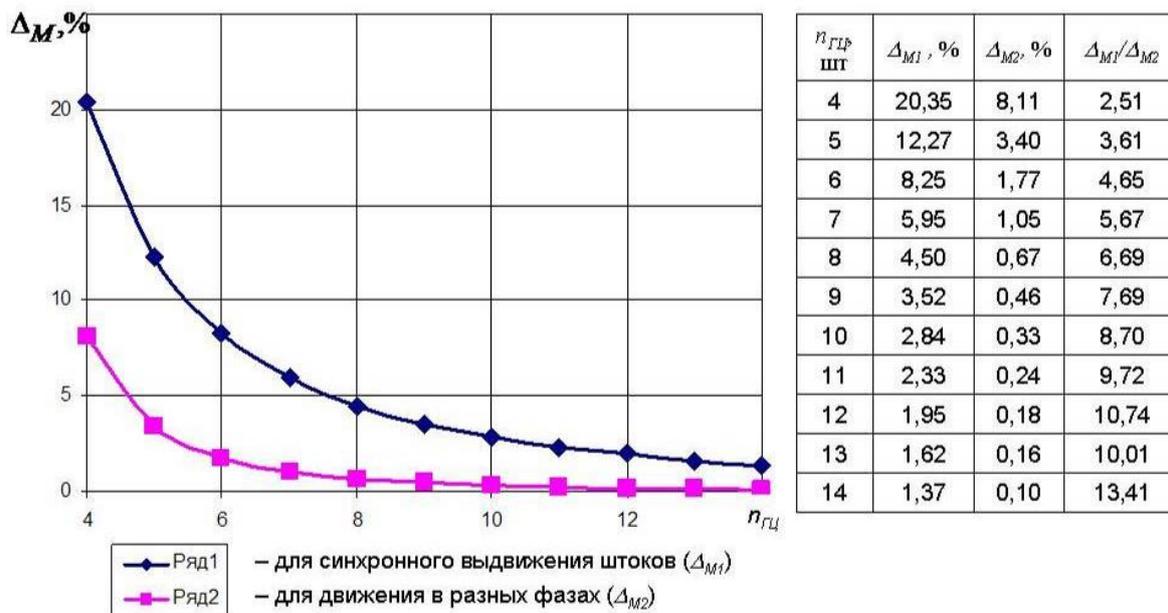


Рис. 5.10. Зависимость неравномерности момента Δ_M от количества гидроцилиндров $n_{ГЦ}$

5.3. Влияние размеров геихода и количества гидроцилиндров на расстояние между их опорами и габарит внутреннего пространства

На рисунках 5.11–5.15 приведены графики, отражающие зависимость максимально возможного расстояния между опорами гидроцилиндра – L_p от количества гидроцилиндров $n_{ГЦ}$ и диаметра поршня $D_{П}$, построенные по условию вписываемости и условию устойчивости для геиходов диаметром ($D_{ГС}$) по типоразмерному ряду проходческих щитов ЦНИИподземмаша [88]. Графические зависимости допустимого расстояния L_p между опорами гидроцилиндра по условию вписываемости и условию устойчивости показывают, что при малых диаметрах поршня допустимое расстояние $L_{P_{max}}$ между опорами гидроцилиндра

по условию устойчивости значительно меньше максимально допустимого расстояния L_P по конструктивному условию размещения, таким образом, при увеличении количества гидроцилиндров преобладающим является условие устойчивости.

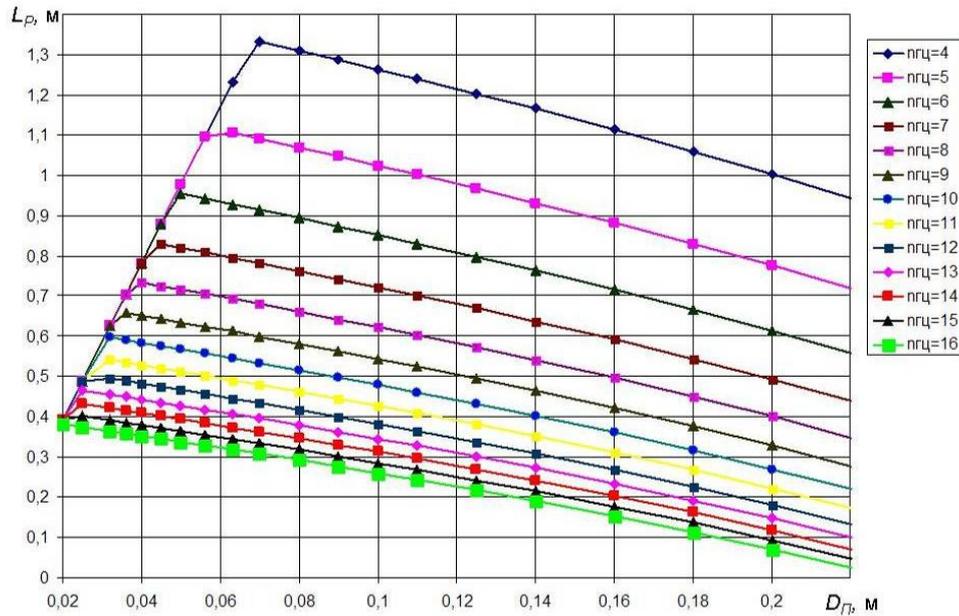


Рис. 5.11. Зависимости расстояния L_P по условию вписываемости и условию устойчивости для геохода диаметром $D_{ГС} = 2,1$ м

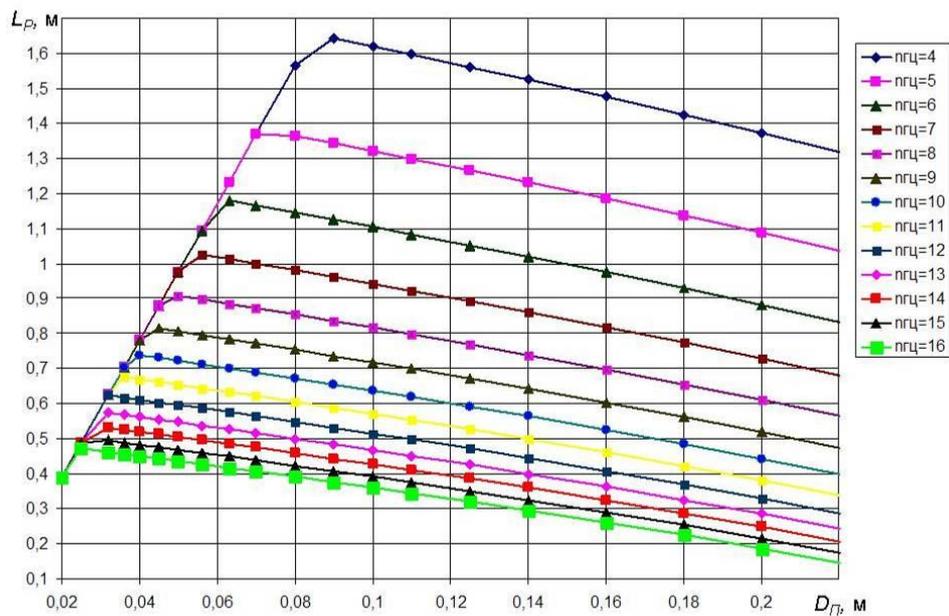


Рис. 5.12. Зависимости расстояния L_P по условию вписываемости и условию устойчивости для геохода диаметром $D_{ГС} = 2,6$ м

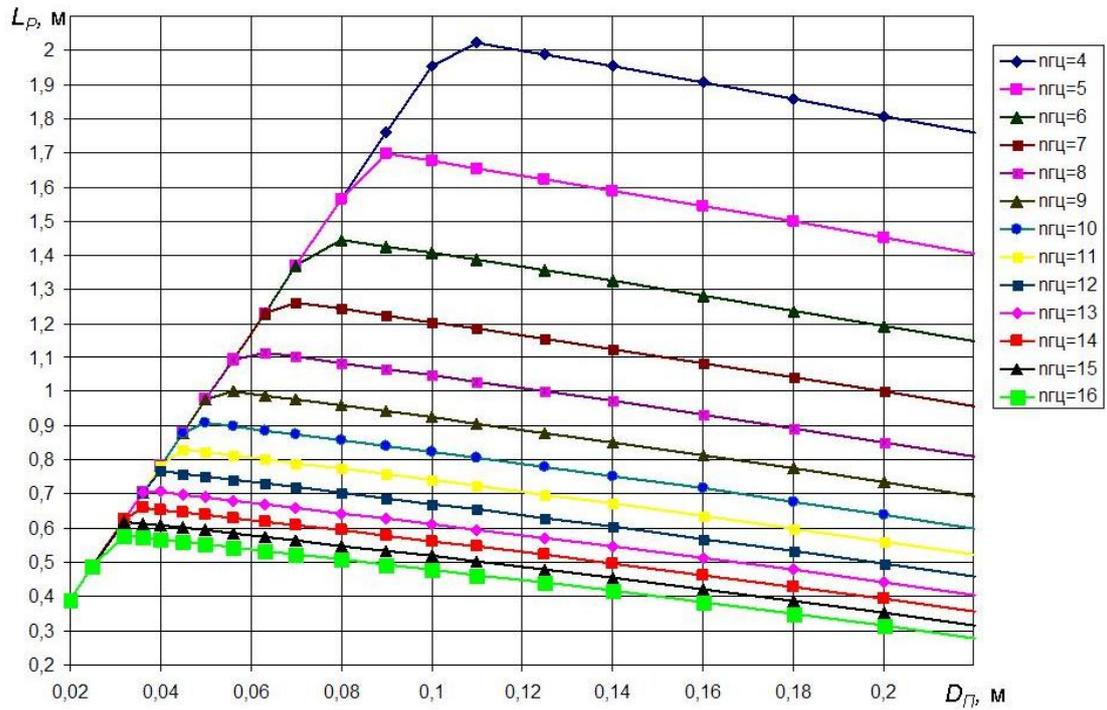


Рис. 5.13. Зависимости расстояния L_p по условию вписываемости и условию устойчивости для геохода диаметром $D_{ГС} = 3,2$ м

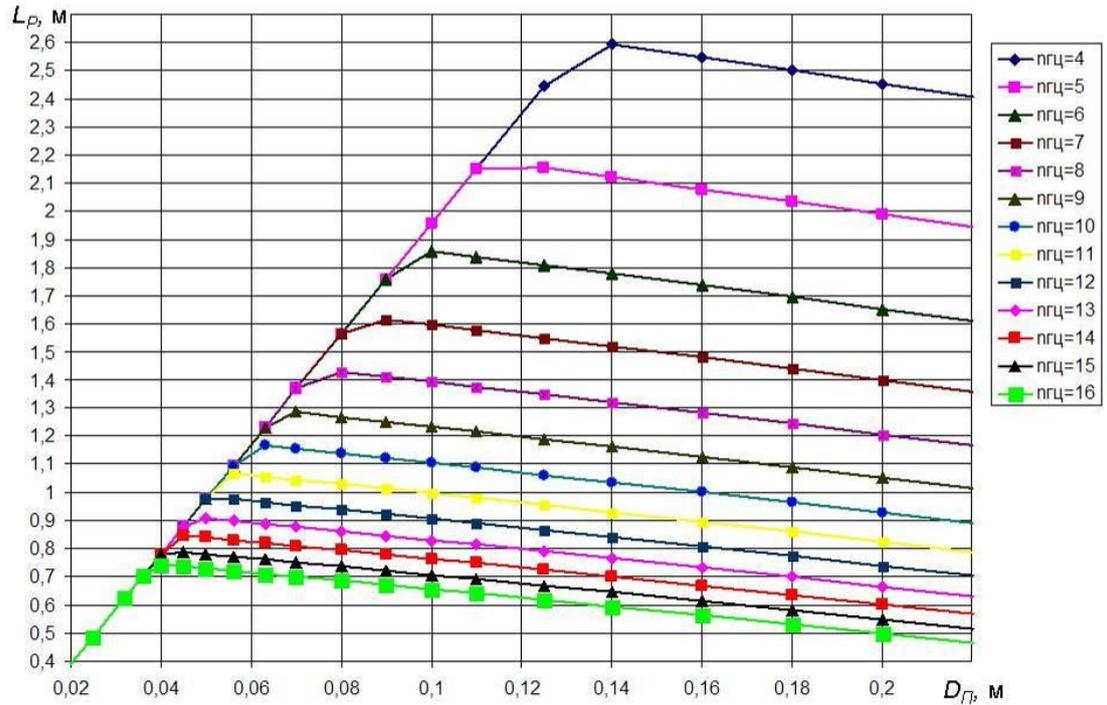


Рис. 5.14. Зависимости расстояния L_p по условию вписываемости и условию устойчивости для геохода диаметром $D_{ГС} = 4,1$ м

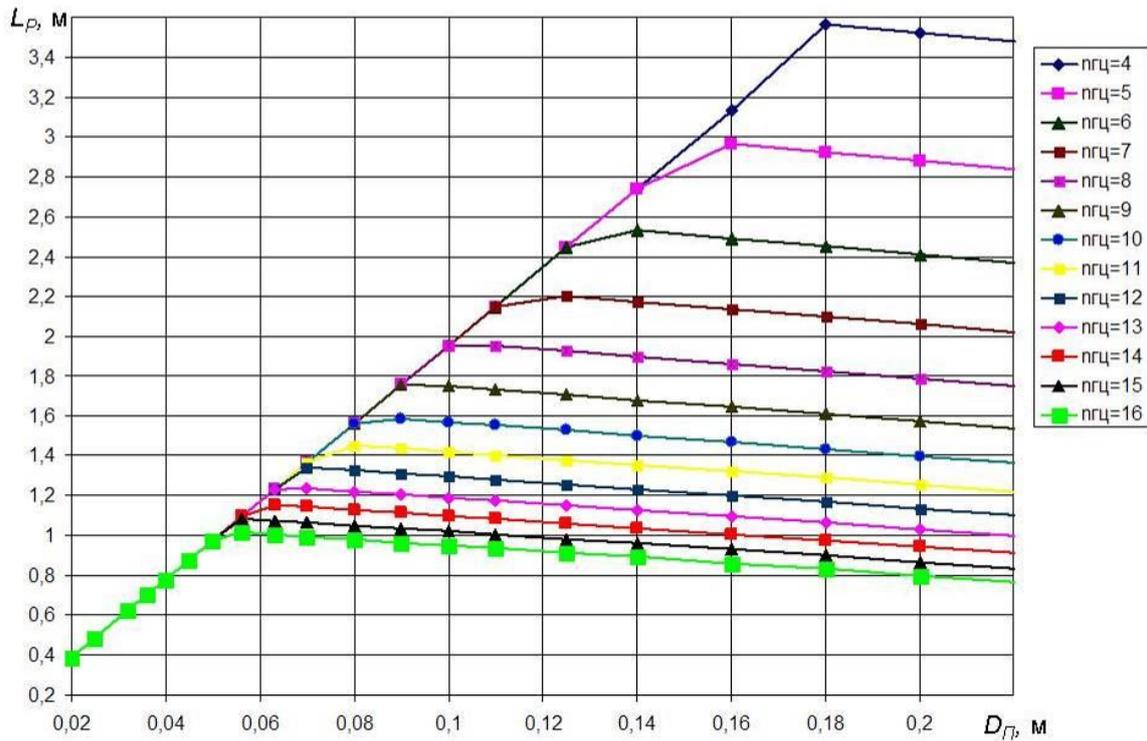


Рис. 5.15. Зависимости расстояния L_p по условию вписываемости и условию устойчивости для геохода диаметром $D_{ГС} = 5,6$ м

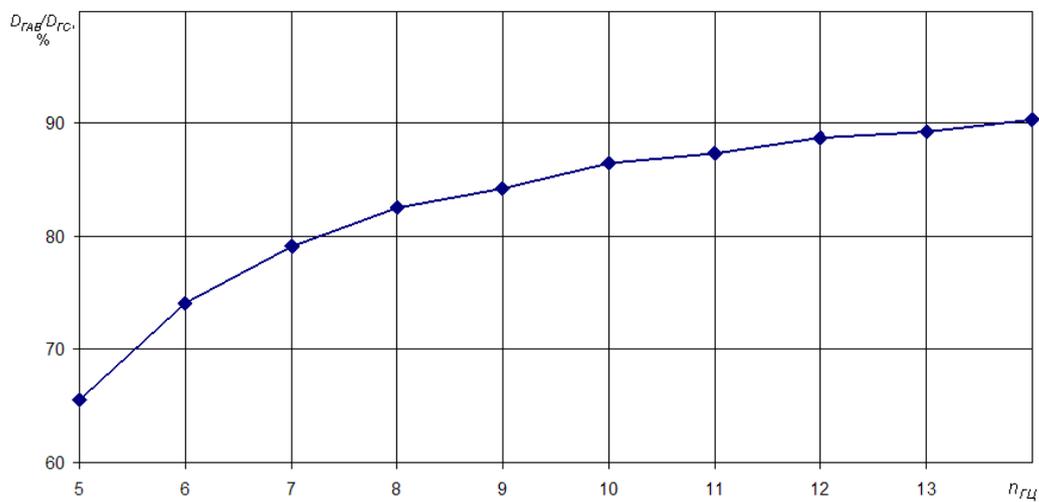


Рис. 5.16. Габарит внутреннего пространства, выраженный в % от диаметра головной секции $D_{ГС}$ в зависимости от количества гидроцилиндров $n_{ГЦ}$

Зависимость габарита внутреннего пространства (рисунок 5.16) от количества гидроцилиндров показывает, что при увеличении количества гидроцилиндров от 5 до 14 габарит внутреннего пространства увеличивается от 66% до 91% наружного диаметра геостопа. Здесь необходимо отметить, что данная зависимость построена для одного диаметра геостопа ($D_{ГС} = 3,7$ м), а размеры гидроцилиндров приняты из соображений реализации необходимой величины вращающего момента. Также зависимость (рисунок 5.16) будет справедлива и для других диаметров геостопа, т.к. при изменении его размеров, параметры трансмиссии изменяются практически пропорционально, о чем свидетельствуют параметры трансмиссии ($R_{ГАБ}$) геостопов типоразмерного ряда проходческих щитов ЦНИИподземмаша (Таблица 5.3).

Более точное влияние принятых размеров гидроцилиндров ($D_{П}, L_{П}$) и их количества ($n_{ГЦ}$) на величину габарита свободного пространства внутри геостопа можно получить из зависимостей, аналогичных приведенной на рисунке 5.17.

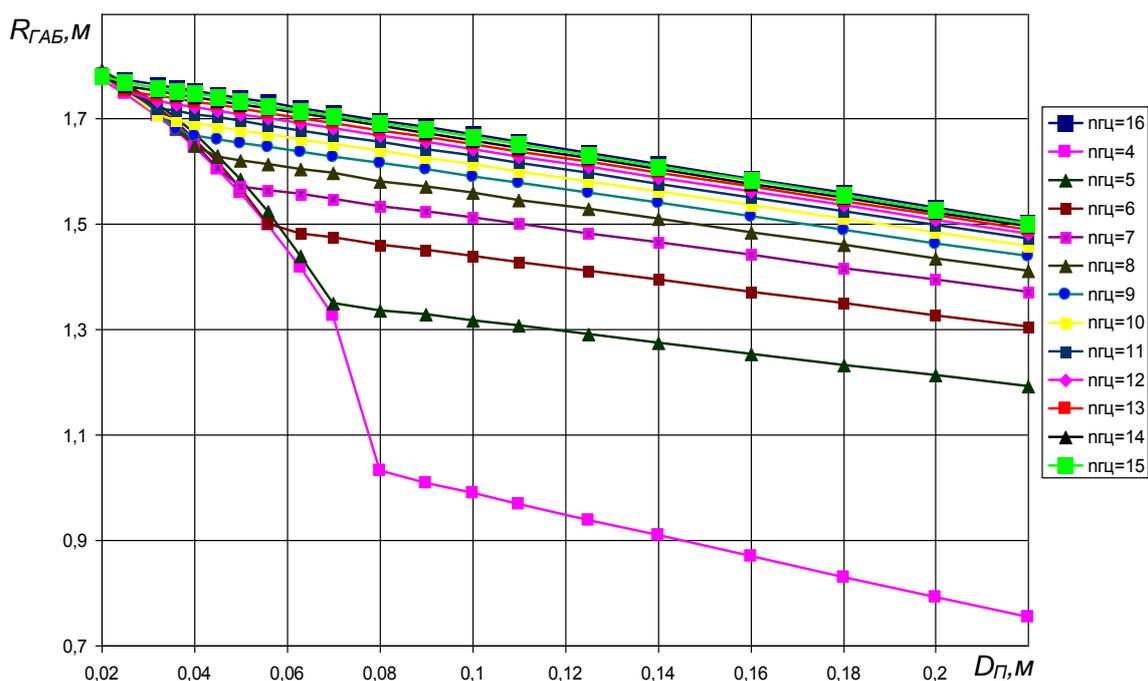


Рис. 5.17. Зависимость расстояния $R_{ГАБ}$ от количества гидроцилиндров $n_{ГЦ}$, размещенных по хордам внутри секций для ряда диаметров поршня $D_{П}$

Полученные расчетные зависимости позволили определить основные параметры трансмиссии для геогодов типоразмерного ряда проходческих щитов ЦНИИподземмаша (таблица 5.3).

Таблица 5.3

Параметры трансмиссии геогодов типоразмерного ряда проходческих щитов ЦНИИподземмаша

Параметры геогода	$n_{ГЦ}$, шт							
	4	5	6	7	8	10	12	14
$D_{ГЦ} = 2,1$ м; $M_{БР.ТР} = 0,37$ МН·м								
$D_{П}$, м	0,125	0,09	0,08	0,07	0,063	0,056	0,05	0,045
$M_{БР}$, МН·м	0,447	0,381	0,406	0,393	0,383	0,403	0,402	0,391
L_P , м	1,2	1,05	0,9	0,78	0,7	0,56	0,47	0,4
$R_{ГАБ}$, м	0,49	0,66	0,73	0,79	0,83	0,87	0,90	0,92
$D_{ГАБ}/D_{ГЦ}$, %	47,10	62,80	69,89	75,31	78,68	82,72	85,36	87,33
$D_{ГЦ} = 2,6$ м; $M_{БР.ТР} = 0,73$ МН·м								
$D_{П}$, м	0,16	0,125	0,1	0,09	0,08	0,07	0,063	0,056
$M_{БР}$, МН·м	0,896	0,887	0,785	0,799	0,763	0,78	0,789	0,75
L_P , м	1,5	1,27	1,1	0,96	0,85	0,69	0,58	0,5
$R_{ГАБ}$, м	0,59	0,79	0,91	0,97	1,02	1,07	1,11	1,13
$D_{ГАБ}/D_{ГЦ}$, %	45,31	60,65	70,00	74,73	78,52	82,62	85,16	87,23
$D_{ГЦ} = 3,2$ м; $M_{БР.ТР} = 1,45$ МН·м								
$D_{П}$, м	0,18	0,14	0,125	0,11	0,1	0,09	0,08	0,07
$M_{БР}$, МН·м	1,441	1,597	1,505	1,471	1,465	1,578	1,561	1,44
L_P , м	1,86	1,55	1,36	1,2	1,07	0,86	0,72	0,62
$R_{ГАБ}$, м	0,77	1,01	1,11	1,19	1,25	1,31	1,36	1,39
$D_{ГАБ}/D_{ГЦ}$, %	48,17	63,37	69,57	74,60	77,98	81,90	84,72	87,03
$D_{ГЦ} = 4,1$ м; $M_{БР.ТР} = 3,43$ МН·м								
$D_{П}$, м	–	0,2	0,18	0,16	0,125	0,1	0,09	0,08
$M_{БР}$, МН·м	–	4,119	4,096	4,032	3,631	3,86	3,751	3,752
L_P , м	–	2	1,7	1,5	1,35	1,1	0,92	0,8
$R_{ГАБ}$, м	–	1,24	1,38	1,49	1,61	1,72	1,77	1,81
$D_{ГАБ}/D_{ГЦ}$, %	–	60,30	67,51	72,55	78,58	83,84	86,29	88,20
$D_{ГЦ} = 5,6$ м; $M_{БР.ТР} = 10,7$ МН·м								
$D_{П}$, м	–	–	–	–	0,22	0,18	0,16	0,16
$M_{БР}$, МН·м	–	–	–	–	11,96	10,85	10,76	12,79
L_P , м	–	–	–	–	1,75	1,43	1,1	1
$R_{ГАБ}$, м	–	–	–	–	2,09	2,25	2,34	2,35
$D_{ГАБ}/D_{ГЦ}$, %	–	–	–	–	74,64	80,25	83,58	83,95

ЛИТЕРАТУРА

1. Солод В.И. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов. Учебник для вузов / В.И. Солод, В.Н. Гетопанов, В.М. Рачек – М. Недра, 1982. – 350 с.
2. Тургель Д.К. Горные машины и оборудование подземных разработок: Учебное пособие. Екатеринбург: Изд-во УГГУ, 2007, 302 с.
3. Топчиев А.В. Горные машины и комплексы / А.В. Топчиев, В.И. Ведерников, М.Т. Коленцев, А.В. Астахов, П.В. Семенча – М. Недра, 1971. – 560 с.
4. Стариков Б.Я. Асинхронный электропривод очистных комбайнов / Б.Я. Стариков, И.Л. Азарх, З.М. Рабинович. – М.: Недра, 1981. – 288 с.
5. Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин: Учебник для вузов по специальности «Горные машины и комплексы». – М.: Машиностроение, 1979. – 319 с.
6. Хорин В.Н. Объемный гидропривод забойного оборудования. – М., Недра, 1980. – 415 с.
7. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
8. Ковалевский В.Ф. Справочник по гидроприводам горных машин / В.Ф. Ковалевский, Н.Т. Железняков, Ю.Е. Бейлин. М: Недра, 1973. – 502 с.
9. Берман В.М., Берескунов В.Н., Цетнарский И.А. Системы гидропривода выемочных и проходческих машин, М., Недра, 1982, 224 с.
10. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров. Учебное пособие. М.: Изд. «Горная книга», МГГУ, 2007. – 678 с.
11. Оборудование для очистных и проходческих работ. Каталог. – М. ЦНИЭИуголь, 1986. – 296 с.
12. Сидоров П.Г. и др. Силовые зубчатые трансмиссии угольных комбайнов. Теория и проектирование / С.В. Козлов, В.А. Крюков, Л.П. Полосатов – М. Машиностроение, 1995. – 296 с.
13. Ефременков А.Б. Конструкция привода исполнительного органа очистного комбайна Кузбасс-500Ю / А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Г. Ударцев // Прогрессивные технологии и экономика в машиностроении: Труды Всероссийской научно-практической конференции. – Томск: Изд. ТПУ, 2003. – С. 145–146.
14. Малевич Н.А. Горнопроходческие машины и комплексы. Учебник для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. – М., Недра, 1980. – 384 с.

15. Клорикьян В.Х. Проходческие щиты и комплексы / В.Х. Клорикьян, В.А. Ходош. – М., Недра, 1977. – 326 с.

16. Бреннер В.А. Щитовые проходческие комплексы: Учебное пособие / В.А. Бреннер, А.Б. Жабин, М.М. Щеголевский, Ал.В. Поляков, Ан.В. Поляков – М.: Изд. «Горная книга», МГГУ, 2009. – 447 с.

17. Киселев С.Н. Тоннельные машины и тоннельный транспорт / С.Н. Киселев, П.А. Часовитин, Н.Е. Черкасов, С.Г. Вовиков. – М.: Недра, 1966. – 321 с.

18. Самойлов В.П., Малицкий В.С. Новейшая японская техника щитовой проходки тоннелей: Справ.-информ. изд. – М.: Империя Пресс, 2004. – 232 с.

19. Обзор трансмиссий горной техники / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Тимофеев, М.Ю. Блащук. // Горный информационный аналитический бюллетень. Горное машиностроение. – Москва, МГГУ, 2010. – ОВ №3. С. 55–66.

20. Обзор трансмиссий горной техники / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: Труды VII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. – ЮТИ ТПУ, Юрга: Изд. ТПУ, 2009. – С. 640–646.

21. Обзор трансмиссий горной техники / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев // Новые технологии в угольной отрасли. Материалы II научно-практической конференции студентов, аспирантов, профессорско-преподавательского состава в филиале ГУ КузГТУ в г. Белово, 2009. – С. 60–67.

22. Kumagai Gumi. Shield Tunneling Tehnology. Prospect. 2003. – p. 21.

23. Бритарев В.А., Замышляев В.Ф. Горные машины и комплексы. М.: Недра, 1984. – 288 с.

24. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров. Учебное пособие. М.: Изд. «Горная книга», МГГУ, 2007. – 678 с.

25. Эллер, А.Ф., Горбунов В.Ф., Аксенов В.В. Винтоповоротные проходческие агрегаты. – Новосибирск: ВО «Наука». Сибирская издательская фирма, 1992. – 192 с., ил.

26. Аксенов, В.В. Научные основы геовинчестерной технологии проведения горных выработок и создания винтоповоротных агрегатов: дис. док. техн. наук. – Кемерово: ИУУ СО РАН, 2004. – 307 с.

27. Аксенов, В.В. Геовинчестерная технология проведения горных выработок. – Кемерово: Институт угля и углехимии СО РАН, 2004. – 264 с., ил.

28. Аксенов В.В., Ефременков А.Б. Геовинчестерная технология и геоходы – наукоемкий и инновационный подход к освоению недр

и формированию подземного пространства // Уголь/ Москва, 2009. – № 2., С. 26–29.

29. Аксенов В.В., Ефременков А.Б. Геовинчестерная технология и геоходы - инновационный подход к освоению подземного пространства // Известия вузов. Горный журнал / Екатеринбург, 2008. – № 4. С. 19–27.

30. Aksenov V.V., Efremenkov A.B. Geowinchester technology and geovers: Innovative approach to underground development // Ekspert – Tekhnika, 2008-1. P. 13–14.

31. Аксенов В.В., Ефременков А.Б. Геовинчестерная технология и геоходы – инновационный подход к освоению подземного пространства / «Эксперт техника», информационно-аналитический журнал, №1, С. 54–58, 2008 г.

32. Аксенов В.В., Ефременков А.Б. Геовинчестерная технология и геоходы - новый подход к освоению недр и формированию подземного пространства // Тр. VI Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Инновационные технологии и экономика в машиностроении». 15-16 мая, 2008. г. Юрга, С. 423–429.

33. Аксенов В.В. Обоснование необходимости создания нового инструментария для освоения недр и формирования подземного пространства / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков // Диагностика и безопасность / Сб. научных трудов Кемерово, 2008. С. 9–22.

34. Аксенов В.В. Аварийно-спасательная выработка: назначение и особенности проведения / В.В. Аксенов, Б.А. Анферов, Л.В. Кузнецова // Безопасность труда в промышленности, 2008, №7. С. 14–17.

35. Опарин В.Н. Обоснование принципов построения конструктивной схемы «подземной ракеты» / В.Н. Опарин, Б.Б. Данилов, Б.Н. Смоляницкий // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых, 2010, №5, С. 44–56.

36. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с.

37. Обоснование необходимости разработки трансмиссии геоходов / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев // Вестник КузГТУ/ Кемерово, 2009– № 3. С. 24–27.

38. Обоснование необходимости разработки трансмиссии геоходов / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев // Труды VI Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Инновационные технологии и экономика в машиностроении». 15-16 мая, 2008. г. Юрга, – С. 409–413.

39. К вопросам о необходимости разработки трансмиссии геоходов / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев //

Перспективы развития Восточного Донбасса. Часть 2: сб. науч. тр., Шахтинский ин-т (филиал) ЮРГТУ (НПИ). – Новочеркасск: УПЦ «Набла» ЮРГТУ (НПИ), 2008. С. 8–17.

40. О необходимости разработки трансмиссии геологов / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев, А.В. Сапожкова // Тр. X межд. научно-практ. конф. «Энергетическая безопасность России. Новые подходы к развитию угольной промышленности». Кемерово: ИУУ СО РАН, КузГТУ, ННЦ ГП – ИГД им. А.А. Скочинского, ЗАО КВК «Экспо-Сибирь», 2008 – С. 150–154.

41. А. с. 1008458, СССР, МКИ E21 D9/06 Проходческий щитовой агрегат / Ин-т горного дела СО АН СССР; В.Ф. Горбунов [и др.]. – Оpubл. БИ., 1983. – №12.

42. А. с. 1167338, СССР, МКИ E21 D9/06 Проходческий щитовой агрегат ЭЛАНГ / Ин-т горного дела СО АН СССР; В.Ф. Горбунов [и др.]. – Оpubл. БИ., 1985. – №26.

43. А. с. 1229354, СССР, МКИ E21 D9/06 Проходческий щитовой агрегат / Ин-т угля СО АН СССР; В.Ф. Горбунов [и др.]. – Оpubл. БИ., 1986. – №17.

44. А.с. 1328531, СССР, МКИ E21 D9/06 Проходческий щитовой агрегат / Ин-т угля СО АН СССР; А.Ф. Эллер [и др.]. .]. – Оpubл. БИ., 1987. – №29.

45. А.с. 1668678, СССР, МКИ E21 D9/06 Проходческий щитовой агрегат / Ин-т угля СО АН СССР; А.Ф. Эллер [и др.]. .]. – Оpubл. БИ., 1991. – №29.

46. Патент на изобретение 2066762 МКП 6 E21 D9/06 Проходческий щитовой агрегат / Российский научно-исследовательский институт горноспасательного дела; А.Ф. Эллер [и др.]. – Оpubл. БИ., 1996. – №19.

47. А.с. 1719642, СССР, МКИ E21 D9/06 Проходческий щитовой агрегат / Ин-т угля СО АН СССР; А.Ф. Эллер [и др.]. – Оpubл. БИ., 1992. – №10.

48. Заявка на изобретение 94038745 МКП 6 E21 D9/06 Проходческий щит / Российский научно-исследовательский институт горноспасательного дела; В.Д. Нагорный, Н.Б. Пушкина, 1994.

49. А.с. 1647144, СССР, МКИ E21 D9/06 Проходческий щитовой агрегат / Ин-т угля СО АН СССР; В.Ф. Горбунов [и др.]. – Оpubл. БИ., 1991. – №17.

50. Миничев В.И. Угледобывающие комбайны. Конструирование и расчет. – М.: «Машиностроение», 1976. – 248 с.

51. Проектирование и конструирование горных машин и комплексов: Учебник для вузов / Г.В. Малеев, В.Г. Гуляев, Н.Г. Бойко и др. – М.: Недра, 1988. – 368 с.

52. Маршак С.А. Строительство подземных сооружений с помощью проходческих щитов / С.А. Маршак, В.П. Самойлов. – М., Недра, 1967. – 210 с.

53. Разработка требований к трансмиссии геогодов // В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев. «Известия ВУЗов. Горный журнал». – 2009. – №8. С. 101–103.

54. Разработка требований к основным системам геогода / Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Блащук М.Ю., Бегляков В.Ю., Тимофеев В.Ю., Сапожкова А.В. // Горное оборудование и электромеханика, №5 2009, С. 3–7.

55. Формирование требований к основным системам геогода / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Садовец, М.Ю. Блащук, В.Ю. Бегляков // Перспективы развития горно-транспортных машин и оборудования: Сборник статей. Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня (научно-технического журнала). – 2009. – 10. – 432. – М.: Издательство «Горная книга» (Горный инженер). С. 107–118

56. Требования к трансмиссии геогодов / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев // Перспективы развития Восточного Донбасса. Часть 2: сб. науч. тр. / Шахтинский ин-т (филиал) ЮРГТУ (НПИ). – Новочеркасск: УПЦ «Набла» ЮРГТУ (НПИ), 2008. С. 17–23.

57. Формирование требований к трансмиссии геогода / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев // Теоретический и прикладной научно-технический журнал Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова». – 2009. – №16. С. 313–315.

58. Разработка требований к основным системам геогода / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Тимофеев, А.В. Сапожкова // Современные проблемы техносферы и подготовки инженерных кадров: III Международный научно-методический семинар – Сусс (Тунис), Донецк, Дон ПТУ, 22 окт. –1 нояб. 2009. – Донецк: [s.n.], 2009. – С. 123–129.

59. Выгодский М.Я. Справочник по элементарной математике – М: АСТ: Астрель, 2006. – 509 с.

60. Садовец, В.Ю. Обоснование конструктивных и силовых параметров ножевых исполнительных органов геогодов: дис. канд. техн. наук. – Кемерово: КузГТУ, 2007. – 153 с.

61. Моделирование взаимодействия корпуса носителя геогода с геосредой / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Тимофеев, М.Ю. Блащук

// Горный информационный аналитический бюллетень. Горное машиностроение / Москва, МГГУ, 2010 – ОВ №3. С. 41–48.

62. Моделирование взаимодействия корпуса носителя с геосредой / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Тимофеев, М.Ю. Блащук // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: Труды VII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. – ЮТИ ТПУ, Юрга: Изд. ТПУ, 2009. С. 585–589.

63. Компонентные решения машин проведения горных выработок на основе геовинчестерной технологии / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Бегляков, П.В. Бурков, М.Ю. Блащук, А.В. Сапожкова // Горный информационный аналитический бюллетень/ Москва, МГГУ, 2009. – №1. С. 251–259.

64. Иванов В.Н. Детали машин: Учеб. Для студентов вузов / Под ред. Финогенова В.А. – М.: Высш. шк. 2000. – 383 с.

65. Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник: Библиотека конструктора. 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2004. – С. 512.

66. Свешников В.К. Гидрооборудование: Международный справочник. Книга. 1. Насосы и гидродвигатели: Номенклатура, параметры, размеры, взаимозаменяемость. – Издательский центр «Техинформ» МАИ, 2001, с. 360

67. Denisonhydraulics. Literature [Электронный ресурс] // Hydraulic Pump Division Product Range - HY28-2673-01/HPD/US.pdf [электронный каталог]. URL:

<http://www.parker.com/parker/jsp/documentdisplay.jsp?mgmtid=f9ba86423cf88310VgnVCM100000200c1dacRCRD> (дата обращения 29.12.2014)

68. Анализ возможных вариантов электропривода и механических передач в трансмиссии геохода / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Тимофеев, М.Ю. Блащук // Горный информационный аналитический бюллетень. Горное машиностроение / Москва, МГГУ, 2010 – ОВ №3. С. 154–163.

69. Разработка и анализ возможных вариантов гидропривода в трансмиссии геохода / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Тимофеев, М.Ю. Блащук // Горный информационный аналитический бюллетень. Горное машиностроение / Москва, МГГУ, 2010 – ОВ №3. С. 184–193.

70. Разработка и анализ возможных вариантов гидро- и электропривода в трансмиссии геохода / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, В.Ю. Тимофеев, М.Ю. Блащук // Вестник КузГТУ/ Кемерово, 2010. – № 3. С. 7–14.

71. Разработка вариантов компонентных решений гидравлической трансмиссии геохода / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук,

В.Ю. Тимофеев // Сборник трудов Международной научно-практической конференции с элементами научной школы для молодых ученых «Инновационные технологии и экономика в машиностроении». 20- 21 мая, 2010 г. / ЮТИ. – Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2010. – С. 461–466.

72. Геоходы – новый класс горнопроходческой техники / М.Ю. Блащук, А.Б. Ефременков, В.Ю. Бегляков // XIV Международная научно-практическая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых «Современные техника и технологии» / Сборник трудов в 3-х томах. Т. 1. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2008. – С. 240–242.

73. Патент на полезную модель № 112269 RU/ Проходческий шитовой агрегат / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук, В.Ю. Бегляков, Б.Ф. Лелюх, Опубликовано 10.01.2012 Бюл, №1.

74. ThyssenKrupp Rothe Erde [Электронный ресурс] // Rothe Erde® slewing bearings (Catalogue).pdf [электронный каталог]. URL: http://www.thyssenkrupp-rotheerde.com/download/info/GWL_EN_13.08_V05W.pdf (дата обращения 29.12.2014)

75. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике – М: АСТ: Астрель, 2006. – 991 с.

76. Блащук М.Ю. Особенности трансмиссии с гидроприводом, реализующей непрерывный режим перемещения геохода / Инновационный конвент «КУЗБАСС: ОБРАЗОВАНИЕ, НАУКА, ИННОВАЦИИ». 24–25 ноября 2011 г., – Кемерово, 2011, С. 7–9

77. Определение силовых параметров трансмиссии геоходов с гидроцилиндрами. Тр. XII межд. научно-практ. конф. «Энергетическая безопасность России. Новые подходы к развитию угольной промышленности» / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук // Кемерово: ИУУ СО РАН, КузГТУ, НИЦ ГП – ИГД им. А.А. Скочинского, ЗАО КВК «Экспо-Сибирь», 2010 – С. 202–205.

78. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Учебник для ВУЗОВ. М.: Машиностроение, 1974, С. 606.

79. Башта Т.М. Гидропривод и гидроавтоматика. – М: Машиностроение, 1972. – 320 с.

80. Орлов Ю.М. Авиационные объемные гидромашины с золотниковым распределением. – Пермь, Перм. гос. техн. ун-т, 1993, С. 252.

81. Определение неравномерности развиваемого трансмиссией вращающего момента / Аксенов В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук // Горный информационный аналитический бюллетень. Горное машиностроение / Москва, МГГУ, 2011 – ОВ №5. С. 154–164.

82. Определение неравномерности вращающего момента трансмиссии с гидроцилиндрами / Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Блащук М.Ю. // Сборник трудов Всероссийской молодежной конф. «Машиностроение – традиции и инновации» / Юргинский технологический институт. – Томск: Изд.-во ТПУ, 2011. – С. 143–148.

83. Блащук М.Ю. Определение влияния различных факторов на неравномерность вращающего момента трансмиссии геохода с гидроцилиндрами / Материалы международной конференции «Форум горняков – 2011». – Д.: Государственное высшее учебное заведение «Национальный горный университет», 2011. – С. 190–196.

84. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М., Наука, 1967, С. 480.

85. Патент на изобретение № 2328625 RU/ Объёмный дозатор для дискретного регулирования скорости и величины перемещений выходных звеньев гидродвигателей / П.Я. Крауиньш, В.Ю. Бегляков, М.Ю. Блащук, С.А. Смайлов Опубликовано 10.07.2008 Бюл. №19

86. Определение геометрических параметров размещения гидроцилиндров трансмиссии геохода / В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук // Сборник трудов Всероссийской молодежной конф. «Машиностроение – традиции и инновации» / Юргинский технологический институт. – Томск: Изд.-во ТПУ, 2011 – С. 138–143.

87. Марутов В.А. Гидроцилиндры / В.А. Марутов, С.А. Павловский – М.: Машиностроение, 1965, С. 104.

88. ЦНИИподземмаш [Электронный ресурс] // ЦНИИподземмаш [сайт]. URL: <http://www.podzemmash.ru> (дата обращения 29.12.2014)

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТРАНСМИССИЯХ ГОРНЫХ МАШИН И ПРОХОДЧЕСКИХ ЩИТОВ	4
1.1. Трансмиссии и приводы традиционных горных машин и проходческих щитов	4
2. ОБОСНОВАНИЕ ТРЕБОВАНИЙ К ТРАНСМИССИИ ГЕОХОДА	29
2.1. Особенности работы геолохода и требования к его трансмиссии	29
2.2. Математическая модель работы геолохода в совмещенном режиме	31
2.3. Влияние угла наклона проводимой выработки и конструктивных размеров геолохода на требуемые силовые параметры трансмиссии	36
3. РАЗРАБОТКА КОМПОНОВОЧНЫХ И КОНСТРУКТИВНЫХ РЕШЕНИЙ ТРАНСМИССИИ ГЕОХОДА	39
3.1. Анализ возможных вариантов кинематических и компоновочных схем трансмиссии геолохода	39
3.2. Разработка компоновочных решений трансмиссии геолохода	48
3.3. Конструктивные решения трансмиссии геолохода	63
4. СИЛОВЫЕ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ ГЕОХОДА	69
4.1. Принцип работы трансмиссий с гидроцилиндрами в разных фазах выдвижения	69
4.2. Силовые параметры трансмиссии с гидроцилиндрами	72
4.2.1. Оценка момента, развиваемого одним гидроцилиндром	73
4.2.2. Момент, развиваемый группой синхронно работающих гидроцилиндров	76
4.2.3. Момент, развиваемый группой гидроцилиндров, работающих в разных фазах	76
4.2.4. Неравномерность развиваемого вращающего момента	79
4.3. Кинематические параметры трансмиссии геолохода	82
4.3.1. Угол поворота секции за ход штока гидроцилиндра	82
4.3.2. Угловая скорость вращения головной секции	83
4.3.3. Колебания угловой скорости головной секции	88
4.4. Конструктивные параметры трансмиссии геолохода с гидроприводом	90
4.4.1. Определение свободного пространства внутри геолохода	90
4.4.2. Конструктивные параметры размещения гидроцилиндров внутри секций	92
5. ВЛИЯНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНО-КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ТРАНСМИССИИ НА ЕЁ ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ	97
5.1. Методика определения основных параметров трансмиссии	97
5.1.1. Определение исходных данных к расчету	97
5.1.2. Определение основных параметров гидроцилиндров	97
5.1.3. Определение развиваемого трансмиссией вращающего момента	99
5.1.4. Определение коэффициентов неравномерности и габарита свободного внутреннего пространства	99
5.1.5. Определение потребного расхода жидкости	100
5.2. Влияние конструктивных параметров и количества гидроцилиндров на величину развиваемого трансмиссией вращающего момента и коэффициента неравномерности	101
5.3. Влияние размеров геолохода и количества гидроцилиндров на расстояние между их опорами и габарит внутреннего пространства	108
ЛИТЕРАТУРА	114

Учебное издание

БЛАЩУК Михаил Юрьевич
АКСЕНОВ Владимир Валерьевич
ЕФРЕМЕНКОВ Андрей Борисович

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТРАНСМИССИИ ГЕОХОДОВ

Монография

Издано в авторской редакции

Компьютерная верстка *М.Ю. Блащук, Т.В. Казанцева*

Дизайн обложки *Т.В. Буланова*

**Отпечатано в Издательстве ТПУ в полном соответствии
с качеством предоставленного оригинал-макета**

Подписано к печати 00.00.2014. Формат 60x84/16. Бумага «Снегурочка».

Печать XEROX. Усл. печ. л. 7,15. Уч.-изд. л. 6,47.

Заказ 000-14. Тираж 100 экз.



Национальный исследовательский Томский политехнический университет
Система менеджмента качества
Издательства Томского политехнического университета
сертифицирована в соответствии с требованиями ISO 9001:2008



ИЗДАТЕЛЬСТВО  **ТПУ**. 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30
Тел./факс: 8(3822)56-35-35, www.tpu.ru