

УДК 622.002.5

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

СИЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТРАНСМИССИИ ГЕОХОДА С ГИДРОПРИВОДОМ

Трансмиссия является одной из основных систем геодода. Трансмиссия передаёт усилие внешнему двигателю, и обеспечивает формирование напорного усилия на исполнительном органе. Отсутствие конструктивных решений трансмиссии, а также методик определения их основных параметров затрудняют дальнейшее совершенствование и разработку геододов нового поколения. Поэтому исследования в этом направлении являются актуальными.

Одним из направлений развития схемных и конструктивных решений трансмиссии геододов, реализующих непрерывный режим его работы, является использование гидропривода с гидроцилиндрами, работающими в разных фазах [1, 2]. При разработке новых конструктивных решений трансмиссий особый интерес представляют ее основные параметры – силовые, кинематические, конструктивные. В данной статье рассмотрено влияние пространственно-компоновочного расположения гидроцилиндров трансмиссии на основной параметр – развиваемый вращающий момент.

На расчетной схеме (рис. 1) гидроцилиндры расположены внутри секций по хордам в одной плоскости, перпендикулярной оси секций геодода. 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 из-

менение пространственного положения гидроцилиндров относительно секций.

Вращающий момент M_{BPI} развиваемый одним гидроцилиндром, определяется выражением (рис. 1)

$$M_{BPI} = F_i \cdot h_{ГЦ} \quad (1)$$

где F_i – усилие на штоке i -го гидроцилиндра, Н; $h_{ГЦ}$ – плечо приложения силы i -го гидроцилиндра, м.

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

$$F_i = S_{II} \cdot P_{TP} \quad (2)$$

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 $h_{ГЦ}$ определяется из конструктивных размеров геодода. Для расчетной схемы (рис. 1) в произвольном положении штока гидроцилиндра плечо $h_{ГЦ}$ будет определяться как

$$h_{ГЦ} = \frac{D_{уст.шт}}{2} \cdot \sin \alpha, \quad (3)$$

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

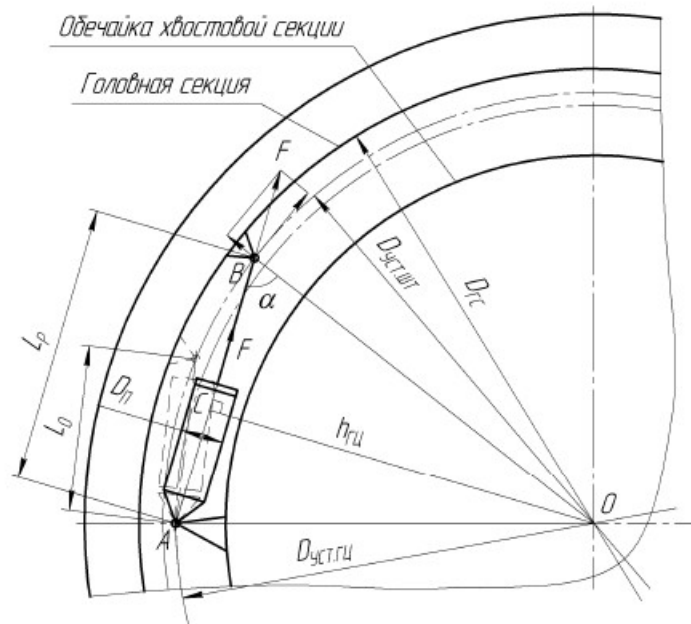


Рис. 1. Расчетная схема к определению вращающего момента

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

$$\cos \alpha = T, \quad (4)$$

$$T = \frac{\left(\frac{D_{уст.шт}}{2}\right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2}\right)^2}{2\left(\frac{D_{уст.шт}}{2}\right)(L_0 + \delta)} \quad (5)$$

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 выдвижения штока гидроцилиндра, м.

После подстановки выражения (4-5) в (3) получим

$$h_{гц} = \frac{D_{уст.шт}}{2} \cdot \sqrt{1 - T^2} \quad (6)$$

После подстановки выражений (6) и (2) в (1) получим выражение для определения момента, развиваемого одним гидроцилиндром

$$M_{врi} = p_{тр} \cdot D_{уст.шт} \cdot \frac{\pi \cdot D_{п}^2}{8} \cdot \sqrt{1 - T^2} \quad (7)$$

Возможен конструктивный вариант, когда цапфы штока корпуса гидроцилиндра размещаются на одной окружности, т. е. $D_{уст.шт} = D_{уст.гц} = D_{гц}$. В этом случае выражение (7) примет вид

$$M_{врi} = p_{тр} \cdot D_{гц} \cdot \frac{\pi \cdot D_{п}^2}{8} \cdot \sqrt{1 - \frac{(L_0 + \delta)^2}{D_{гц}^2}} \quad (8)$$

Из (7) и (8) следует, что по мере выдвижения штока гидроцилиндра расстояние L_0 будет увеличиваться на величину δ . Соответственно, расстояние между опорами гидроцилиндра со штоком составит $(L_0 + \delta)$, а плечо $h_{гц}$ силы, реализующей вращающий момент на головной секции, будет изменяться, соответственно, будет изменяться и вращающий момент $M_{врi}$. Величина изменения плеча силы $h_{гц}$, и соответственно, развиваемого момента $M_{врi}$ будет зависеть от геометрических параметров расстановки опор гидроцилиндров – $D_{уст.шт}$, $D_{уст.гц}$, $D_{гц}$. а

также конструктивных размеров гидроцилиндров – L_0 , L_p , и длины хода штока – L_x .

Таким образом, при выдвижении штока гидроцилиндра, развиваемый вращающий момент $M_{врi}$ будет носить переменный характер.

В компоновочных схемах, где гидроцилиндры работают в разных фазах, в каждый момент времени штоки гидроцилиндров будут выдвинуты на различную величину, соответственно, будут отличаться величины плеч $h_{гц}$ приложения силы и развиваемый вращающий момент $M_{врi}$ на каждом гидроцилиндре

$$h_{гц} = \frac{D_{уст.шт}}{2} \cdot T^* \quad (9)$$

где $T^* =$

$$\sqrt{1 - \frac{\left(\left(\frac{D_{уст.шт}}{2}\right)^2 + \left(L_0 + \frac{L_x(i-1)}{n_{\phi A3}} + \delta_i\right)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2}\right)^2\right)}{D_{уст.шт} \left(L_0 + \frac{L_x(i-1)}{n_{\phi A3}} + \delta_i\right)}}^2$$

$n_{\phi A3}$ – количество промежуточных положений штоков (фаз) (выражение (10));

$$n_{\phi A3} = \frac{n_{гц}}{n_{обр}} \quad (10)$$

$n_{гц}$ – 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. $D_{уст.шт} = D_{уст.гц} = D_{гц}$ выражение (9) примет вид

$$h_{гц} = \frac{D_{гц}}{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left(L_0 + \frac{L_x}{n_{\phi A3}} \cdot (i-1) + \delta_i\right)^2}{D_{гц}^2}}$$

Момент, развиваемый i -м гидроцилиндром в группе

$$M_{врi} = p_{тр} \cdot D_{уст.шт} \cdot \frac{\pi \cdot D_{п}^2}{8} \cdot T^*$$

Результирующий момент, развиваемый гидроцилиндрами в разных фазах движения, представляет сумму моментов, развиваемых каждым гидроцилиндром в текущем положении

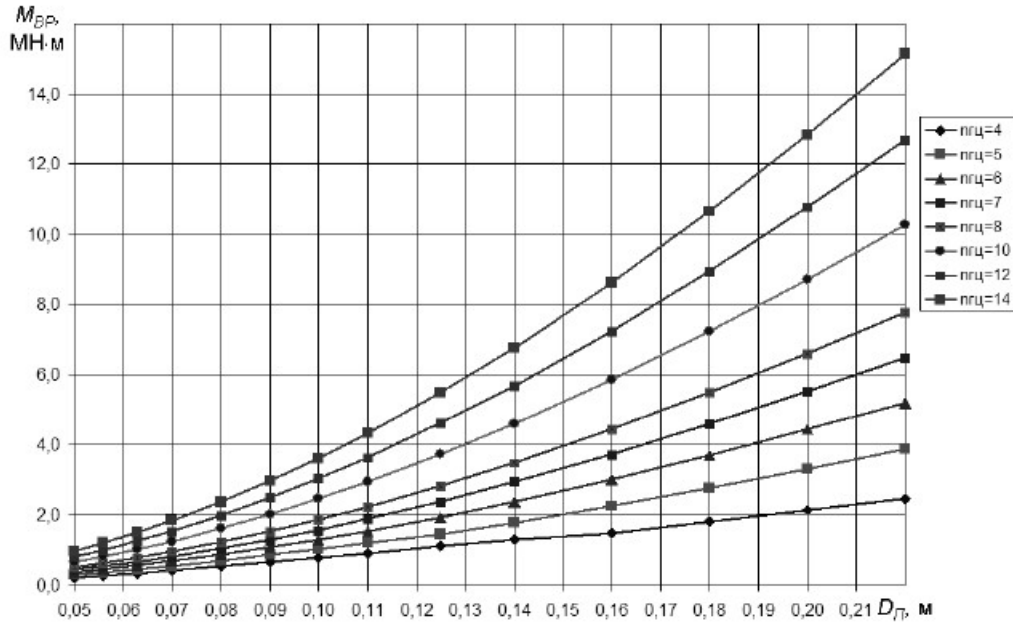


Рис. 2. Зависимости развиваемого трансмиссией вращающего момента от количества гидроцилиндров $n_{ГЦ}$ и диаметра поршня ($D_{П}$)

Таблица 1. Силовые параметры трансмиссии геолодов типоразмерного ряда проходческих щитов ЦНИИподземмаша

| Параметры геолода | $n_{ГЦ}$, шт | | | | | | | |
|--|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| $D_{ГС}=2,1$ м, $M_{БР, ГР}=0,37$ МН·м | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 10 | 12 | 14 |
| $D_{П}$, 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 |
| $D_{ГС}=2,6$ м, $M_{БР, ГР}=0,73$ 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 |
| $D_{ГС}=3,2$ м, $M_{БР, ГР}=1,43$ МН·м | | | | | | | | |
| $D_{П}$, м | 0,18 | 0,16 | 0,125 | 0,1 | 0,09 | 0,08 | 0,07 | 0,063 |
| $M_{БР}$, МН·м | 1,441 | 1,597 | 1,505 | 1,471 | 1,465 | 1,578 | 1,561 | 1,44 |
| $D_{ГС}=4,1$ м, $M_{БР, ГР}=4,43$ 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 |
| $D_{ГС}=5,6$ м, $M_{БР, ГР}=10,7$ 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 |

$$M_{БР} = n_{ГР} \sum_{i=1}^{n_{РАБ, ГР}} M_{БРi} \cdot \beta$$

где $n_{ГР}$ – количество групп гидроцилиндров, находящихся в разных фазах выдвигания, $n_{РАБ, ГР}$ – число гидроцилиндров в группе, совершающих рабочий ход.

При совпадении диаметров окружностей размещения цапф корпусов и штоков гидроцилиндров, т. е. $D_{УСТ, ШТ} = D_{УСТ, ГЦ} = D_{ГЦ}$, момент, развиваемый i -м гидроцилиндром будет определяться выражением

$$M_{БРi} = p_{ГР} D_{ГЦ} \frac{\pi D_{П}^2}{8} \sqrt{1 - \left(\frac{L_0 + \frac{L_X}{n_{\#АЭ} - 1} (i - 1) + \delta_i}{D_{ГЦ}} \right)^2}$$

Результирующий момент, развиваемый всеми гидроцилиндрами совершающими рабочий ход

$$M_{БР} = n_{ГР} \sum_{i=1}^{n_{РАБ}} M_{БРi}$$

По полученным аналитическим выражениям построены зависимости и определено влияние конструктивных параметров (диаметр поршня) и количества гидроцилиндров на величину разви-

ваемого трансмиссией вращающего момента (рис. 2) для заданного диаметра головной секции геодода ($D_{ГС}$) и величины давления в гидросистеме $P_{ТР}$.

Полученные графические зависимости (рис. 2), построенные для диаметров геодоходов типоразмерного ряда проходческих щитов ЦНИИподзем-

маша (таблица) позволяют определить соотношение количества гидроцилиндров ($n_{ГЦ}$) в трансмиссии и диаметра поршня ($D_{П}$) в зависимости от требуемого вращающего момента ($M_{ВР.ТР}$) на головной секции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Разработка и анализ возможных вариантов гидропривода в трансмиссии геодода / Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Тимофеев В.Ю., Блащук М.Ю. // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2010. – Об № 3. – С. 184–193.
2. Разработка вариантов компоновочных решений гидравлической трансмиссии геодода / Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Тимофеев В.Ю., Блащук М.Ю. // Инновационные технологии и экономика в машиностроении: Сборник трудов Междунар. научно-практ. конф. с элементами научной школы для молодых ученых. – Томск, 2010. – С. 461–466.
3. *Выгодский М.Я.* Справочник по элементарной математике. – М: АСТ: Астрель, 2006. – 509 с.

□ Авторы статьи:

Аксенов
Владимир Валерьевич,
докт. техн. наук, профес-
сор ЮТИ ТПУ, зав. лаб.
угольной геотехники Ин-
ститута угля СО РАН.
E-mail:
v.aksenov@icc.kemsc.ru

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

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

Блащук
Михаил Юрьевич,
ст. преп. каф. горношахт-
ного оборудования ЮТИ
ТПУ. E-mail:
mby.tpu@gmail.com.

УДК 622.271.4

В.Ф. Колесников, А.И. Корякин

ПРИМЕНЕНИЕ ЭКСКАВАТОРОВ БОЛЬШОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОЙ МОЩНОСТИ НА РАЗРЕЗАХ КУЗБАССА

В настоящее время открытые горные работы Кузбасса обусловили применением новой техникой на буровзрывных, выемочных и транспортных процессах.

Наряду с отечественными буровыми станками СБШ применяются зарубежные станки DML и DM с более высокой производительностью. На выемочных работах применяются мобильные гидравлические экскаваторы, а также мощные экска-

ваторы с вместимостью ковшей 20-50 м³ в сочетании с автосамосвалами грузоподъемностью 220-320 т. [1]

Возможность работать мощных экскаваторов с высокой производительностью требует разработки таких технологических схем, которые обеспечивают их непрерывную работу, что весьма сложно при таком цикличном транспорте, как автомобильный. Поэтому была предложена схема

Таблица 1. Параметры технологических схем

| Показатели | Обозначение | Тип экскаватора | |
|---|-----------------|-----------------|-------------|
| | | РН-2300 | РН-2800 |
| Вместимость ковша, м ³ | | 20 | 33 |
| Тип автосамосвала | | БелАЗ-75215 | БелАЗ-75600 |
| Грузоподъемность, т | | 190 | 220 |
| Вместимость кузова, м ³ | | 80 | 139 |
| Высота уступа, м | H | 20 | 22 |
| Ширина экскаваторной заходки | A | 22 | 22 |
| Ширина транспортной полосы, м | T | 18 | 20 |
| Ширина рабочей площадки (м) при ширине развала: | Ш _{рп} | 70 | 72 |
| Вр=40 м | | 80 | 82 |
| Вр=50 м | | 90 | 92 |
| Вр=60 м | | | |