

УДК 622.002.5

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСМИССИИ ГЕОХОДА С ГИДРОПРИВОДОМ

В.В. Аксенов, А.Б. Ефременков, М.Ю. Блащук,  
Я.Г. Рыльцева\*

Юргинский технологический институт (филиал) ТПУ\*  
Институт угля СО РАН, г. Кемерово  
E-mail: mby\_tpu@rambler.ru

Рассмотрены полученные аналитические выражения для определения развиваемого трансмиссией геوخода вращающего момента, а также определено влияние на силовые параметры трансмиссии её функционально-конструктивных особенностей и геометрических параметров геوخода.

### Ключевые слова:

Геоход, трансмиссия, вращающий момент, гидроцилиндр.

При разработке новых конструктивных решений трансмиссий особый интерес представляют развиваемые силовые и кинематические параметры. Одним из направлений развития компоновочных и конструктивных решений трансмиссии геохождений, реализующих непрерывный режим работы, является использование в трансмиссии гидропривода с гидроцилиндрами, работающими в разных фазах [1, 2].

Для определения конструктивных и силовых параметров трансмиссии геохода необходимо рассмотреть влияние пространственно-компоновочного расположения гидроцилиндров вращения на основной параметр – развиваемый трансмиссией вращающий момент  $M_{вр}$ .

В качестве расчетной принята схема (рис. 1) расположения гидроцилиндров внутри секций по хордам в одной плоскости, перпендикулярной оси секций геохода. 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 гидроцилин-

дров относительно секций.

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

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

**Аксенов Владимир Валерьевич**, д-р техн. наук, профессор кафедры горношахтного оборудования Юргинского технологического института (филиала) ТПУ, г. Юрга, зав. лабораторией угольной геотехники Института угля СО РАН, г. Кемерово.

E-mail:

v.aksenov@icc.kemsc.ru

Область научных интересов: геотехнология, горные машины.

**Ефременков Андрей Борисович**, канд. техн. наук, доцент кафедры Горношахтного оборудования Юргинского технологического института (филиала) ТПУ, г. Юрга, науч. сотр. лаборатории угольной геотехники Института угля СО РАН, г. Кемерово.

E-mail: abe73@rambler.ru

Область научных интересов: геотехнология, горные машины.

**Блащук Михаил Юрьевич**, ст. преподаватель кафедры Горношахтного оборудования Юргинского технологического института (филиала) ТПУ, г. Юрга, мл. науч. сотр. лаборатории угольной геотехники Института угля СО РАН, г. Кемерово.

E-mail: mby\_tpu@rambler.ru

Область научных интересов: геотехнология, горные машины.

**Рыльцева Яна Геннадьевна**, студент Юргинского технологического института (филиала) ТПУ, г. Юрга.

E-mail: Janjsika@mail.ru

Область научных интересов: геотехнология, горные машины.

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

$$F_i = S_{II} \cdot p_{ГР}, \quad (2)$$

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

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

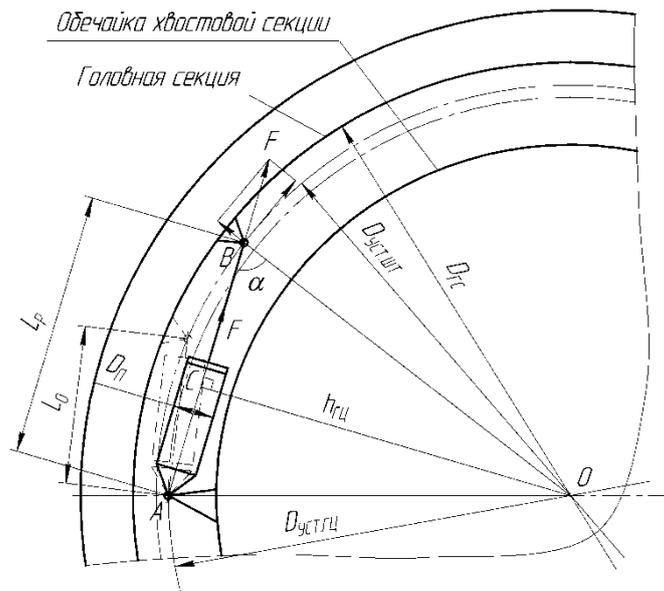


Рис. 1. Расчетная схема к определению вращающего момента

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

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

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

$\alpha$  – 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  $OAB$

$$\cos \alpha = \frac{\left(\frac{D_{уст.шт}}{2}\right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{уст.гц}}{2}\right)^2}{2\left(\frac{D_{уст.шт}}{2}\right)(L_0 + \delta)}, \quad (4)$$

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;  $\delta$  – текущая величина выдвигания штока гидроцилиндра, м.

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

$$h_{ГЦ} = \frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \cdot \sin \left( \arccos \left( \frac{\left( \frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left( \frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2}{D_{УСТ.ШТ}(L_0 + \delta)} \right) \right). \quad (5)$$

Выразив  $\arccos \left( \frac{\left( \frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left( \frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2}{D_{УСТ.ШТ}(L_0 + \delta)} \right)$  через  $\arcsin$ , в соответствии с [3]

$$\begin{aligned} \arccos \left( \frac{\left( \frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left( \frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2}{D_{УСТ.ШТ}(L_0 + \delta)} \right) &= \\ &= \arcsin \sqrt{1 - \frac{\left( \frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left( \frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2}{D_{УСТ.ШТ}(L_0 + \delta)}}. \end{aligned}$$

После преобразования с учетом  $\sin(\arcsin a) = a$  [3] получим выражение (6)

$$h_{ГЦ} = \frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left( \frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left( \frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2}{D_{УСТ.ШТ}(L_0 + \delta)}}. \quad (6)$$

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

$$M_{ВРi} = p_{ТР} \cdot D_{УСТ.ШТ} \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{8} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left( \frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left( \frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2}{D_{УСТ.ШТ}(L_0 + \delta)}}. \quad (7)$$

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 выражений (7) и (8) следует, что по мере выдвигания штока гидроцилиндра расстояние  $L_0$  будет увеличиваться на величину  $\delta$ , 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 выдвигании штока гидроцилиндра, развиваемый вращающий момент  $M_{ВРi}$  будет носить переменный характер.

В компоновочных схемах, где гидроцилиндры работают в разных фазах, в каждой момент времени штоки гидроцилиндров будут выдвинуты на различную величину, соответствен-

но, будут отличаться величины плеч  $h_i$  приложения силы и развиваемый вращающий момент  $M_{BPi}$  на каждом гидроцилиндре

$$h_{ГЦi} = \frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left( \left( \frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \right)^2 + \left( L_0 + \frac{L_X}{n_{ФАЗ} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)^2 - \left( \frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2 \right)}{D_{УСТ.ШТ} \left( L_0 + \frac{L_X}{n_{ФАЗ} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)}}, \quad (9)$$

где  $n_{ФАЗ}$  – количество промежуточных положений штоков (фаз) (выражение (10));

$$n_{ФАЗ} = \frac{n_{ГЦ}}{n_{ОБР}}, \quad (10)$$

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

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

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

Момент, развиваемый  $i$ -м гидроцилиндром в группе

$$M_{BPi} = p_{ГР} \cdot D_{УСТ.ШТ} \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{8} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left( \left( \frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \right)^2 + \left( L_0 + \frac{L_X}{n_{ФАЗ} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)^2 - \left( \frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2 \right)}{D_{УСТ.ШТ} \left( L_0 + \frac{L_X}{n_{ФАЗ} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)}}$$

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

$$M_{BP} = n_{ГР} \sum_{i=1}^{n_{РАБ.ГР}} p_{ГР} \cdot D_{УСТ.ШТ} \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{8} \times \sqrt{1 - \frac{\left( \left( \frac{D_{УСТ.ШТ}}{2} \right)^2 + \left( L_0 + \frac{L_X}{n_{ФАЗ} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)^2 - \left( \frac{D_{УСТ.ГЦ}}{2} \right)^2 \right)}{D_{УСТ.ШТ} \left( L_0 + \frac{L_X}{n_{ФАЗ} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)}}$$

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

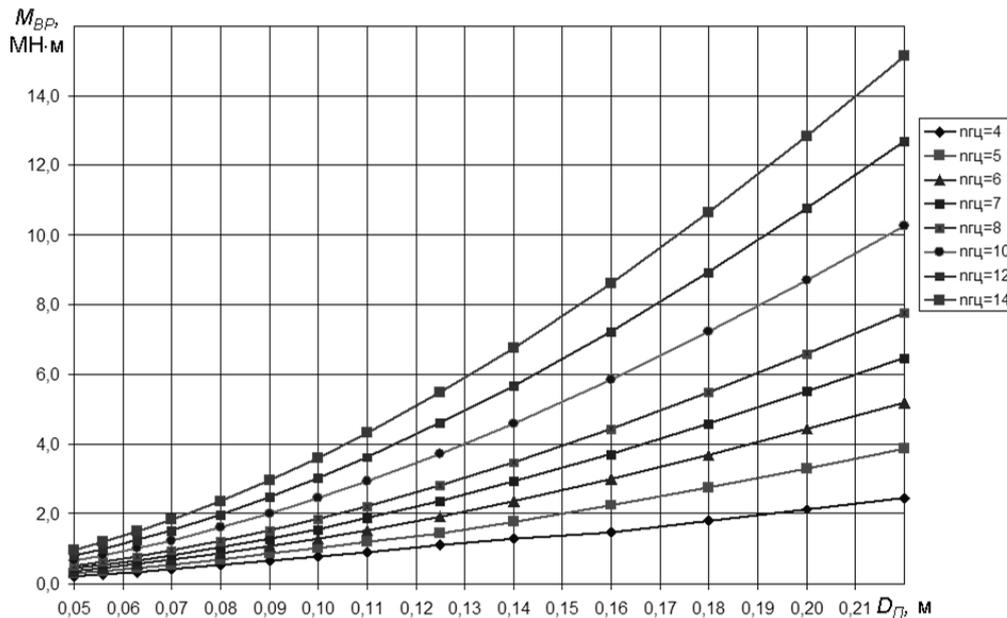
$$M_{BPi} = p_{ГР} \cdot D_{ГЦ} \cdot \frac{\pi \cdot D_{П}^2}{8} \cdot \sqrt{1 - \frac{\left( L_0 + \frac{L_X}{n_{ФАЗ} - 1} \cdot (i-1) + \delta_i \right)^2}{D_{ГЦ}}}$$

Результирующий момент, развиваемый всеми гидроцилиндрами совершающими рабочий ход

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

По полученным аналитическим выражениям были построены зависимости и определено влияние конструктивных параметров (диаметр поршня) и количества гидроцилиндров на величину развиваемого трансмиссией вращающего момента (рис. 2) для заданного диаметра головной секции геодода ( $D_{ГЦ}$ ) и величины давления в гидросистеме  $p_{ГЦ}$ .

Полученные графические зависимости (рис. 2), построенные для диаметров геодоходов типоразмерного ряда проходческих щитов ЦНИИподземмаша (таблица) позволяют определить соотношение количества гидроцилиндров ( $n_{ГЦ}$ ) в трансмиссии и диаметра поршня ( $D_{П}$ ) в зависимости от требуемого вращающего момента ( $M_{BP,TP}$ ) на головной секции.

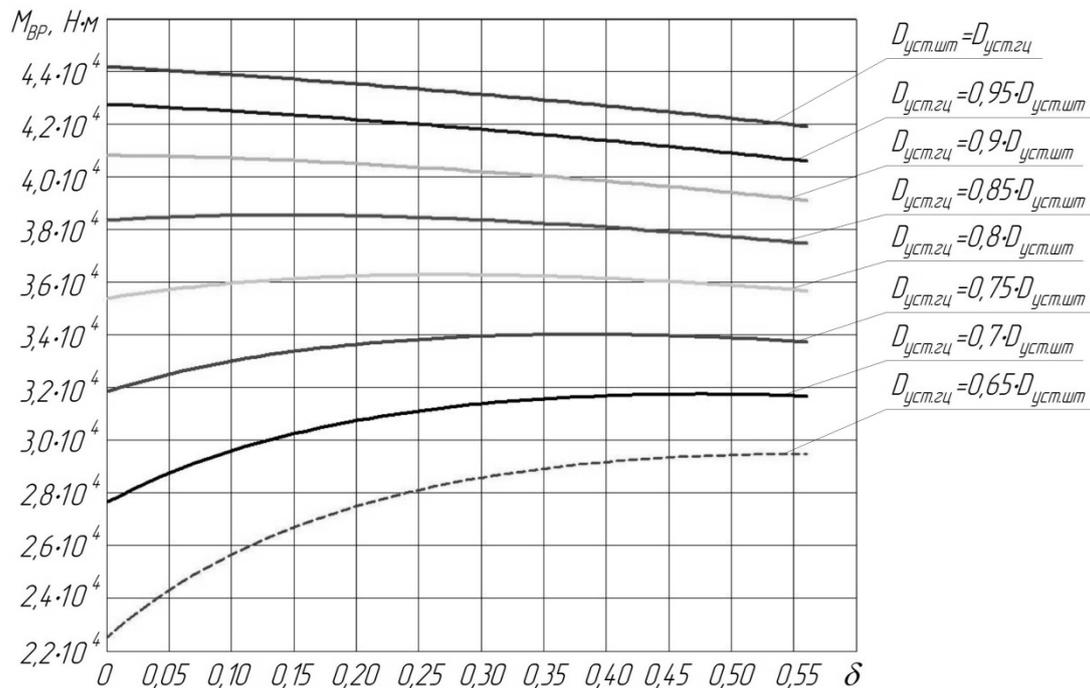


**Рис. 2.** Зависимости развиваемого трансмиссией вращающего момента от количества гидроцилиндров  $n_{ГЦ}$  и диаметра поршня  $D_{П}$

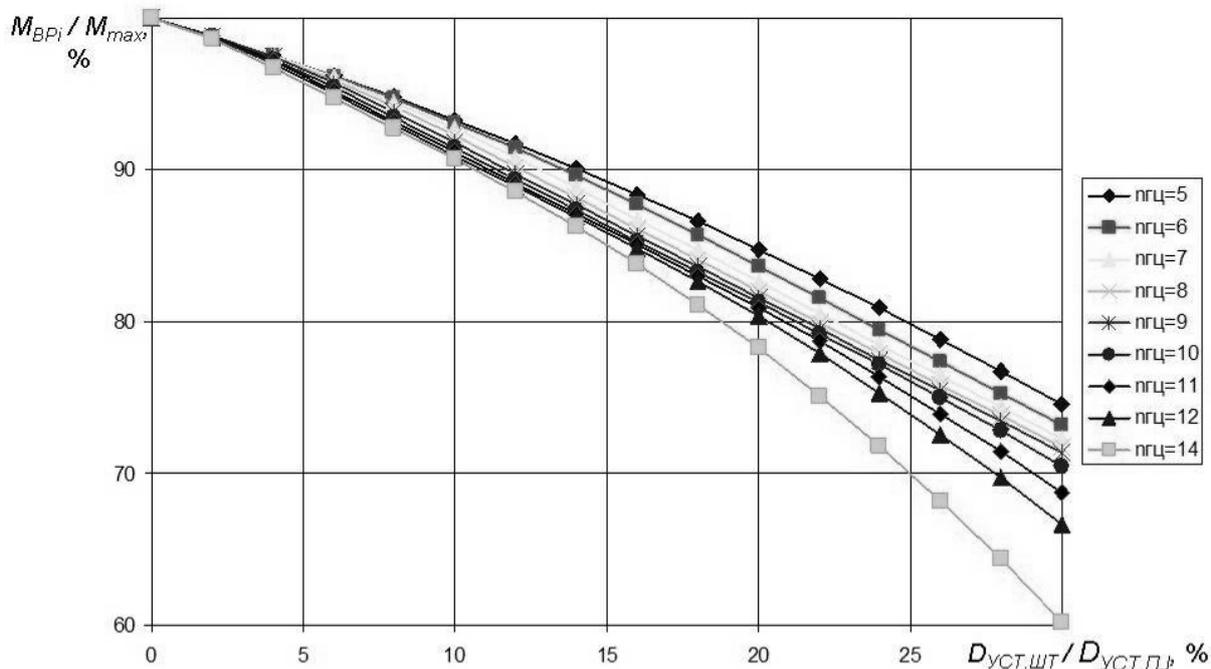
**Таблица.** Силовые параметры трансмиссии геодоходов типоразмерного ряда проходческих щитов ЦНИИподземмаша

Параметры геодохода	$n_{ГЦ}$ , шт							
$D_{ГЦ}=2,1$ м; $M_{BP,TP}=0,37$ 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
$M_{BP}$ , МН·м	0,447	0,381	0,406	0,393	0,383	0,403	0,402	0,391
$D_{ГЦ}=2,6$ м; $M_{BP,TP}=0,73$ МН·м								
$D_{П}$ , м	0,16	0,125	0,1	0,09	0,08	0,07	0,063	0,056
$M_{BP}$ , МН·м	0,896	0,887	0,785	0,799	0,763	0,78	0,789	0,75
$D_{ГЦ}=3,2$ м; $M_{BP,TP}=1,43$ МН·м								
$D_{П}$ , м	0,18	0,16	0,125	0,1	0,09	0,08	0,07	0,063
$M_{BP}$ , МН·м	1,441	1,597	1,505	1,471	1,465	1,578	1,561	1,44
$D_{ГЦ}=4,1$ м; $M_{BP,TP}=4,43$ МН·м								
$D_{П}$ , м	–	0,2	0,18	0,16	0,125	0,1	0,09	0,08
$M_{BP}$ , МН·м	–	4,119	4,096	4,032	3,631	3,86	3,751	3,752
$D_{ГЦ}=5,6$ м; $M_{BP,TP}=10,7$ МН·м								
$D_{П}$ , м	–	–	–	–	0,22	0,18	0,16	0,16
$M_{BP}$ , МН·м	–	–	–	–	11,96	10,85	10,76	12,79

На рис. 3 и 4 представлены графики влияния соотношения диаметров расстановки опор штока и корпуса гидроцилиндра на развиваемый трансмиссией вращающий момент.



**Рис. 3.** Зависимости развиваемого трансмиссией вращающего момента  $M_{BP}$  от взаимного расположения опор гидроцилиндра  $D_{уст.шт}$ ,  $D_{уст.гц}$



**Рис. 4.** Зависимость величины вращающего момента  $M_{BPi}$  (в % от максимального значения момента  $M_{max}$ ) от отношения диаметров установки опор гидроцилиндра  $D_{уст.шт} / D_{уст.гц}$

Наибольший момент реализуется при равноудаленности опор гидроцилиндра от продольной оси секции, т. е. при равенстве диаметров установки опор –  $D_{уст.шт} = D_{уст.гц}$  (рис. 3).

С увеличением разности в диаметрах установки опор развиваемый момент будет снижаться. Соотношение диаметров расстановки опор будет влиять на изменение момента по мере выдвижения штоков. При разности диаметров до 15 % максимальный момент реализуется в начале хода, а минимальный – в конце хода штока. При разности диаметров от 15 до 25 % будет наблюдаться пик развиваемого момента, который будет смещаться от начала к концу хода штока. При увеличении свыше 25 % – максимальный момент будет реализовываться в конце хода штока гидроцилиндра.

Зависимость величины вращающего момента  $M_{BPI}$  (в % от максимального значения момента  $M_{max}$ ) от отношения диаметров установки опор гидроцилиндра  $D_{уст.штг} / D_{уст.гц}$  (рис. 4) показывает, что при увеличении разности в диаметрах  $D_{уст.штг}, D_{уст.гц}$  от 0 до 30 % величина развиваемого вращающего момента уменьшается от 75 до 60 % при числе гидроцилиндров  $n_{гц} = 5 \dots 14$  шт.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Тимофеев В.Ю., Блащук М.Ю. Разработка и анализ возможных вариантов гидропривода в трансмиссии геодога // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2010. – ОВ № 3. – С. 184–193.
2. Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Тимофеев В.Ю., Блащук М.Ю. Разработка вариантов компоновочных решений гидравлической трансмиссии геодога // 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.

Поступила 14.02.2012 г.