

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

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА, РАЗВИВАЕМОГО ТРАНСМИССИЕЙ ГЕОХОДА С ГИДРОПРИВОДОМ

Рассмотрены полученные аналитические выражения для определения развивающего трансмиссией геохода врачающего момента, а также влияние на силовые параметры трансмиссии её функционально-конструктивных особенностей и геометрических параметров геохода

Ключевые слова геоход, трансмиссия, вращающий момент, гидроцилиндр

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

Одним из направлений развития схемных и конструктивных решений трансмиссии геоходов, 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 её основные параметры — силовые, кинематические, конструктивные. В данной статье рассмотрено влияние пространственно-компоновочного расположения гидроцилиндров трансмиссии на основной параметр — развивающий вращающий момент.

На расчетной схеме (рис. 1) гидроцилиндры расположены 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 выдвижении штоков будет наблюдаться изменение пространственного положения гидроцилиндров относительно секций.

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

$$M_{BPi} = F_i \cdot h_{PLi} \quad (1)$$

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

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

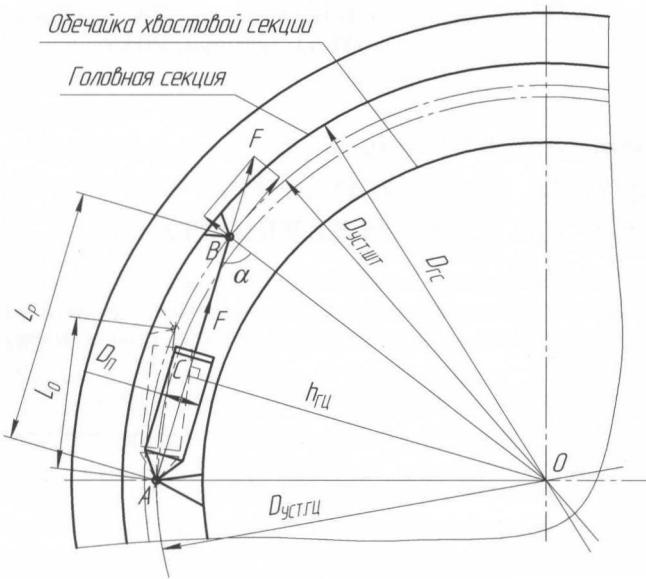


Рис. 1. Расчетная схема к определению врачающегося момента

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

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

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) в (3) получим выражение (5)

$$h_{гц} = \frac{D_{уст шт}}{2} \cdot \sin \left(\arccos \left(\frac{\left(\frac{D_{уст шт}}{2}\right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{уст гц}}{2}\right)^2}{D_{уст шт}(L_0 + \delta)} \right) \right) \quad (5)$$

$$F_i = S_{\Pi} \cdot p_{TP} \quad (2)$$

где $S_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{4}$ — площадь поршня гидроцилиндра, м^2 ; D_{Π} — диаметр поршня гидроцилиндра, м; p_{TP} — давление, подводимое в поршневую полость гидроцилиндра, Па.

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

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

Выразив \arccos из выражения

$$\arccos \left(\frac{\left(\frac{D_{yct_шт}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{yct_гц}}{2} \right)^2}{D_{yct_шт}(L_0 + \delta)} \right)$$

через \arcsin , в соответствии с [3]

$$\arccos \left(\frac{\left(\frac{D_{yct_шт}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{yct_гц}}{2} \right)^2}{D_{yct_шт}(L_0 + \delta)} \right) =$$

$$= \arcsin \sqrt{1 - \left(\frac{\left(\frac{D_{yct_шт}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{yct_гц}}{2} \right)^2}{D_{yct_шт}(L_0 + \delta)} \right)^2}$$

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

$$h_{гц} = \frac{D_{yct_шт}}{2} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\left(\frac{D_{yct_шт}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{yct_гц}}{2} \right)^2}{D_{yct_шт}(L_0 + \delta)} \right)^2} \quad (6)$$

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

$$M_{BP_i} = p_{TP} \cdot D_{yct_шт} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{8} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\left(\frac{D_{yct_шт}}{2} \right)^2 + (L_0 + \delta)^2 - \left(\frac{D_{yct_гц}}{2} \right)^2}{D_{yct_шт}(L_0 + \delta)} \right)^2} \quad (7)$$

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

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

Из выражений (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 врачающий момент на головной секции, будет изменяться, соответственно, будет изменяться и врачающий момент M_{BP_i} . Величи-

на изменения плеча силы $h_{\Gamma Li}$, и соответственно, развивающего момента M_{BPi} 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, развивающий врашающий момент M_{BPi} будет носить переменный характер.

В компоновочных схемах, где гидроцилиндры работают в разных фазах, в каждой момент времени штоки гидроцилиндров будут выдвинуты на различную величину, соответственно, будут отличаться величины плеч $h_{\Gamma Li}$ приложения силы и развивающий момент M_{BPi} на каждом гидроцилиндре

$$h_{\Gamma Li} = \frac{D_{УСТ ШТ}}{2} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\left(\frac{D_{УСТ ГЦ}}{2} \right)^2 + \left(L_0 + \frac{L_x}{n_{ФА3} - 1} \cdot (i - 1) + \delta_i \right)^2 - \left(\frac{D_{УСТ ГЦ}}{2} \right)^2}{D_{УСТ ШТ} \left(L_0 + \frac{L_x}{n_{ФА3} - 1} \cdot (i - 1) + \delta_i \right)} \right)^2} \quad (9)$$

где $n_{ФА3}$ — количество промежуточных положений штоков (фаз) (выражение (10));

$$n_{ФА3} = \frac{n_{ГЦ}}{n_{ОБР}} \quad (10)$$

где $n_{ГЦ}$ — 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 — тек-

ущее положение штока i -го гидроцилиндра; $\delta_i = 0 \dots \frac{L_x}{n_{ФА3} - 1}$.

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

$$h_{\Gamma Li} = \frac{D_{ГЦ}}{2} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{L_0 + \frac{L_x}{n_{ФА3} - 1} \cdot (i - 1) + \delta_i}{D_{ГЦ}} \right)^2}.$$

Момент,ываемый i -м гидроцилиндром в группе

$$M_{BPi} = p_{TP} D_{УСТ ШТ} \frac{\pi D_{ГЦ}^2}{8} \sqrt{1 - \left(\frac{\left(\frac{D_{УСТ ШТ}}{2} \right)^2 + \left(L_0 + \frac{L_x}{n_{ФА3} - 1} \cdot (i - 1) + \delta_i \right)^2 - \left(\frac{D_{УСТ ГЦ}}{2} \right)^2}{D_{УСТ ШТ} \left(L_0 + \frac{L_x}{n_{ФА3} - 1} \cdot (i - 1) + \delta_i \right)} \right)^2}.$$

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

$$M_{BP} = n_{IP} \sum_{i=1}^{n_{PMP,IP}} p_{TP} D_{YCT\,ШT} \frac{\pi D_{\Pi}^2}{8} \sqrt{1 - \left(\frac{\left(\frac{D_{YCT\,ШT}}{2} \right)^2 + \left(L_0 + \frac{L_x}{n_{ФA3}-1} (i-1) + \delta_i \right)^2 - \left(\frac{D_{YCT\,ЦЦ}}{2} \right)^2}{D_{YCT\,ШT} \left(L_0 + \frac{L_x}{n_{ФA3}-1} (i-1) + \delta_i \right)} \right)^2}$$

где n_{IP} — количество групп гидроцилиндров, находящихся в разных фазах выдвижения; $n_{PMP,IP}$ — число гидроцилиндров в группе, совершающих рабочий ход.

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

$$M_{BPi} = p_{TP} \cdot D_{ЦЦ} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{8} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{L_0 + \frac{L_x}{n_{ФA3}-1} \cdot (i-1) + \delta_i}{D_{ЦЦ}} \right)^2}$$

Результирующий момент,ываемый всеми гидроцилиндрами совершающими рабочий ход

$$M_{BP} = n_{IP} \sum_{i=1}^{n_{PMP}} p_{TP} \cdot D_{ЦЦ} \cdot \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{8} \sqrt{1 - \left(\frac{L_0 + \frac{L_x}{n_{ФA3}-1} \cdot (i-1) + \delta_i}{D_{ЦЦ}} \right)^2}$$

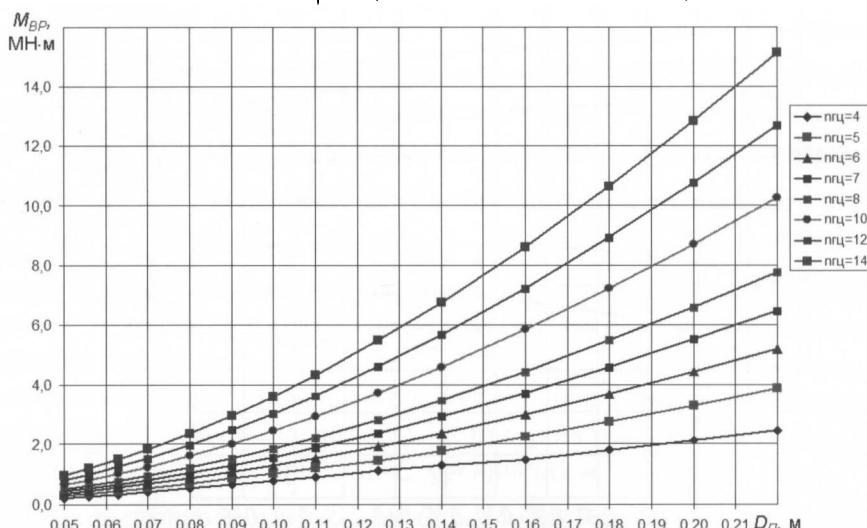


Рис. 2. Зависимости развивающего трансмиссией вращающего момента от количества гидроцилиндров $n_{PЦ}$ и диаметра поршня D_{Π}

Таблица 1

Силовые параметры трансмиссии геоходов типоразмерного ряда проходческих шитов ЦНИИподземмаша

Параметры геохода	пгн, шт							
	4	5	6	7	8	10	12	14
$D_{\Gamma C}=2,1 \text{ м};$ $M_{BP,TP}=0,37 \text{ МН}\cdot\text{м}$								
$D_{\Pi}, \text{м}$	0,125	0,09	0,08	0,07	0,063	0,056	0,05	0,045
$M_{BP}, \text{МН}\cdot\text{м}$	0,447	0,381	0,406	0,393	0,383	0,403	0,402	0,391
$D_{\Gamma C}=2,6 \text{ м};$ $M_{BP,TP}=0,73 \text{ МН}\cdot\text{м}$								
$D_{\Pi}, \text{м}$	0,16	0,125	0,1	0,09	0,08	0,07	0,063	0,056
$M_{BP}, \text{МН}\cdot\text{м}$	0,896	0,887	0,785	0,799	0,763	0,78	0,789	0,75
$D_{\Gamma C}=3,2 \text{ м};$ $M_{BP,TP}=1,43 \text{ МН}\cdot\text{м}$								
$D_{\Pi}, \text{м}$	0,18	0,16	0,125	0,1	0,09	0,08	0,07	0,063
$M_{BP}, \text{МН}\cdot\text{м}$	1,441	1,597	1,505	1,471	1,465	1,578	1,561	1,44
$D_{\Gamma C}=4,1 \text{ м};$ $M_{BP,TP}=4,43 \text{ МН}\cdot\text{м}$								
$D_{\Pi}, \text{м}$	-	0,2	0,18	0,16	0,125	0,1	0,09	0,08
$M_{BP}, \text{МН}\cdot\text{м}$	-	4,119	4,096	4,032	3,631	3,86	3,751	3,752
$D_{\Gamma C}=5,6 \text{ м};$ $M_{BP,TP}=10,7 \text{ МН}\cdot\text{м}$								
$D_{\Pi}, \text{м}$	-	-	-	-	-	0,22	0,18	0,16
$M_{BP}, \text{МН}\cdot\text{м}$	-	-	-	-	-	11,96	10,85	10,76
								12,79

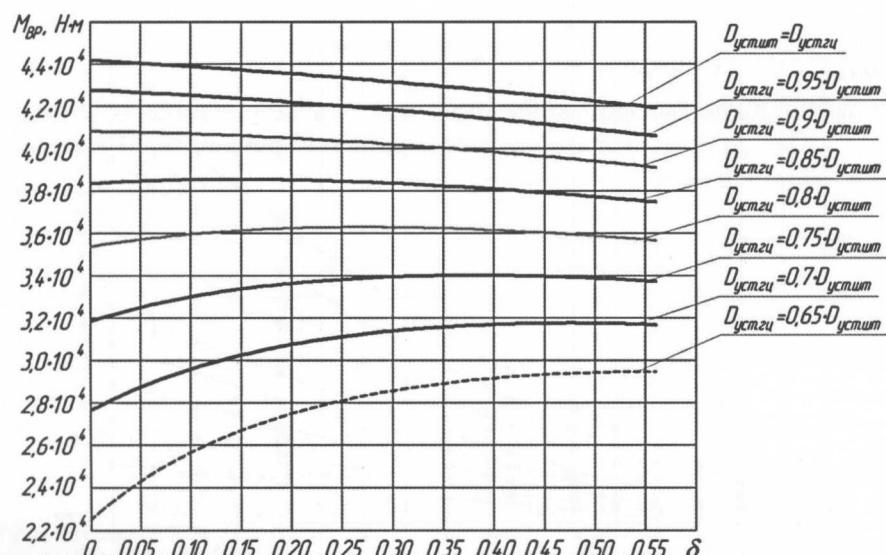


Рис. 3. Зависимости развивающего трансмиссией врачающего момента M_{Bp} от взаимного расположения опор гидроцилиндра

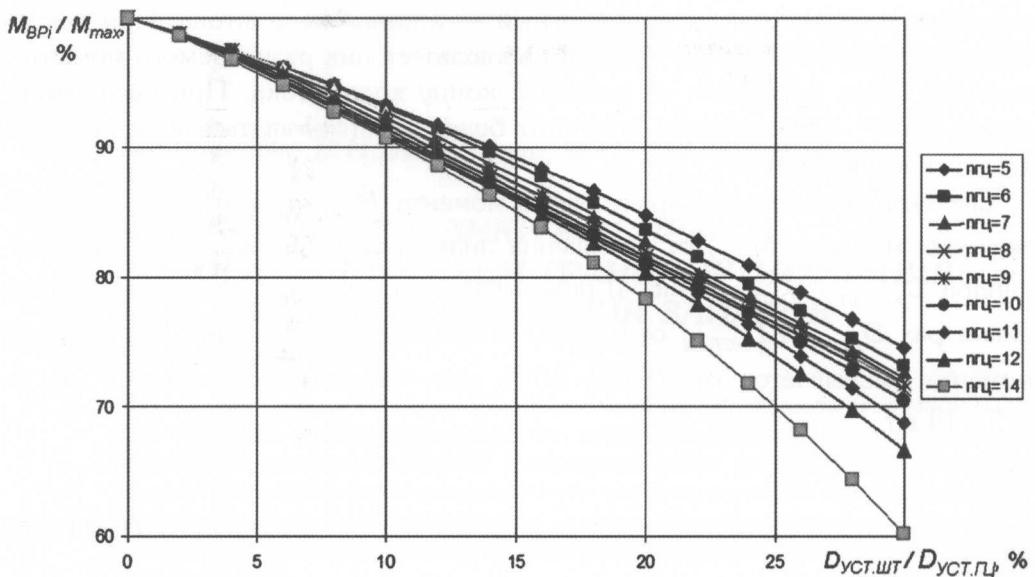


Рис. 4. Зависимость величины вращающего момента M_{BP_i} (в % от максимального значения момента M_{max}) от отношения диаметров установки опор гидроцилиндра $D_{уст.шт} / D_{уст.гц}$

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 геохода (D_{FC}) и величины давления в гидросистеме p_{TP} .

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

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

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 реа-

лизуется в начале хода, а минимальный — в конце хода штока. При разности диаметров от 15 до 25 % будет наблюдаться пик развивающего 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_{Bp_i} (в % от максимального значения момента M_{max}) от отношения диаметров установки опор гидроцилиндра $D_{уст III} / D_{уст II}$ (рис. 4) показывает, что при увеличении разности в диаметрах $D_{уст III} / D_{уст II}$ от 0 до 30 % величина развивающего вращающего момента уменьшается от 75 до 60 % при числе гидроцилиндров $n_{II} = 5 \dots 14$ шт.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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

2 Разработка вариантов компоновочных решений гидравлической трансмиссии геохода / Аксенов В В , Ефременков А Б , Тимофеев В Ю , Блащук М Ю // Инновационные технологии и экономика в машиностроении Сборник трудов Междунар научно-практик конф с элементами научной школы для молодых ученых — Томск, 2010 — С 461–466

3 Выгодский М Я Справочник по элементарной математике — М ACT Астрель, 2006 — 509 с ГИАБ

КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Аксенов Владимир Валерьевич — доктор технических наук, профессор, Юргинский технологический институт (филиал) ТПУ, зав лабораторией угольной геотехники Института угля СО v.aksenov@icc.kemsc.ru,

Хорешок Алексей Алексеевич — доктор технических наук, профессор, зав Кафедрой, Кузбасский государственный технический университет имени Т Ф Горбачева,

Блащук Михаил Юрьевич — старший преподаватель Юргинского технологического института (филиала) ТПУ, младший научный сотрудник лаборатории угольной геотехники Института угля СО РАН, mby.tpu@gmail.com

