

УДК 622.232.7

**В.В. Аксёнов, А.А. Хорешок, А.Б. Ефременков,  
В.Ю. Тимофеев**

**РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ  
ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГЕОХОДА С ГЕОСРЕДОЙ**

*Разработана схема к определению необходимых усилий перемещения двухсекционного геолода, предложена математическая модель взаимодействия двухсекционного геолода с геосредой. Определены три основных параметра трансмиссии геолода: крутящий момент, усилие тяги и усилие взаимодействия секций между собой.*

*Ключевые слова: геовинчестерная технология, геолод, геосреда, трансмиссия, параметры трансмиссии, математическая модель.*

---

**Р**азвитие техники для формирования подземного пространства, в том числе и проходческой техники, испытывает серьезные затруднения [1]. Одним из новых решений в области проходки горных выработок является геовинчестерная технология [2] и ее базовый элемент – геолод [3]. Разработка трансмиссии геолода, в настоящее время, является актуальной научной задачей [4], так как именно трансмиссией определяются достижимые силовые параметры геолода и скорость продвижения в геосреде.

При движении геолода в геосреде на величину крутящего момента трансмиссии геолода существенное влияние оказывают проявления различного рода сил в приконтурном массиве пород возникающие из-за взаимодействия его элементов с окружающей геосредой. Возникающие силы препятствуют передвижению секций. Характер взаимодействия геолода с окружающей породой неоднозначен и зависит от большого числа факторов: геометрических (конструктивных) параметров и его внешней формы, физико-механических характеристик и строения массива, начального поля напряжений и др. Методы определения нагрузок от этих сил на геолод, работающий в жесткопластической среде, основываются на расчетных схемах, предусматривающих режим заданной нагрузки [5]. Математическая модель для определения усилий, необходимых для перемещения геолода, предложенная в работах [5], [6], [7] раз-

работана с учетом существующей трансмиссии с гидроцилиндрами. Данная математическая модель не учитывает новые требования к трансмиссии геогодов следующего поколения, в части обеспечения непрерывности вращения, а также не учитывает возможность применения механической передачи в трансмиссии.

Конструктивные особенности геогода и принятой в качестве трансмиссии волновой передачи с промежуточными телами качения [8] обуславливают необходимость разработки новой методики определения основных силовых параметров: крутящего момента –  $M_{кр}$  развиваемого трансмиссией и усилия тяги –  $P_t$  возникающего от данного момента.

Для создания математической модели сделаем некоторые допущения, конкретизирующие условия работы геогода:

- секции щитовой крепи обладают достаточной жесткостью при действии внешних нагрузок и, следовательно, не допускаются значительные деформации оболочки щита, которые могут привести к самозаклиниванию секций крепи при перемещении;

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

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

- первоначально геометрические параметры геогода принимаем аналогично параметрам геогода ЭЛАНГ-4;

Для определения крутящего момента и тягового усилия разработаем схему к определению необходимых усилий перемещения. Схема представлена на рис. 1.

На схеме использованы обозначения перечисленные в таблице.

Перемещение двухсекционного геогода осуществляется путем винтового (вращательно-поступательного) перемещения головной и поступательного перемещения хвостовой секции. При этом сила тяги винтовой лопасти головной секции должна превышать сумму сил сопротивления резанию породы исполнительным органом и сумму сил сопротивления движению оболочки в геосреде. Также сила взаимодействия (тяги) головной секции и хвостовой должна превышать сумму сил сопротивления движению оболочки в геосреде, а крутящий момент

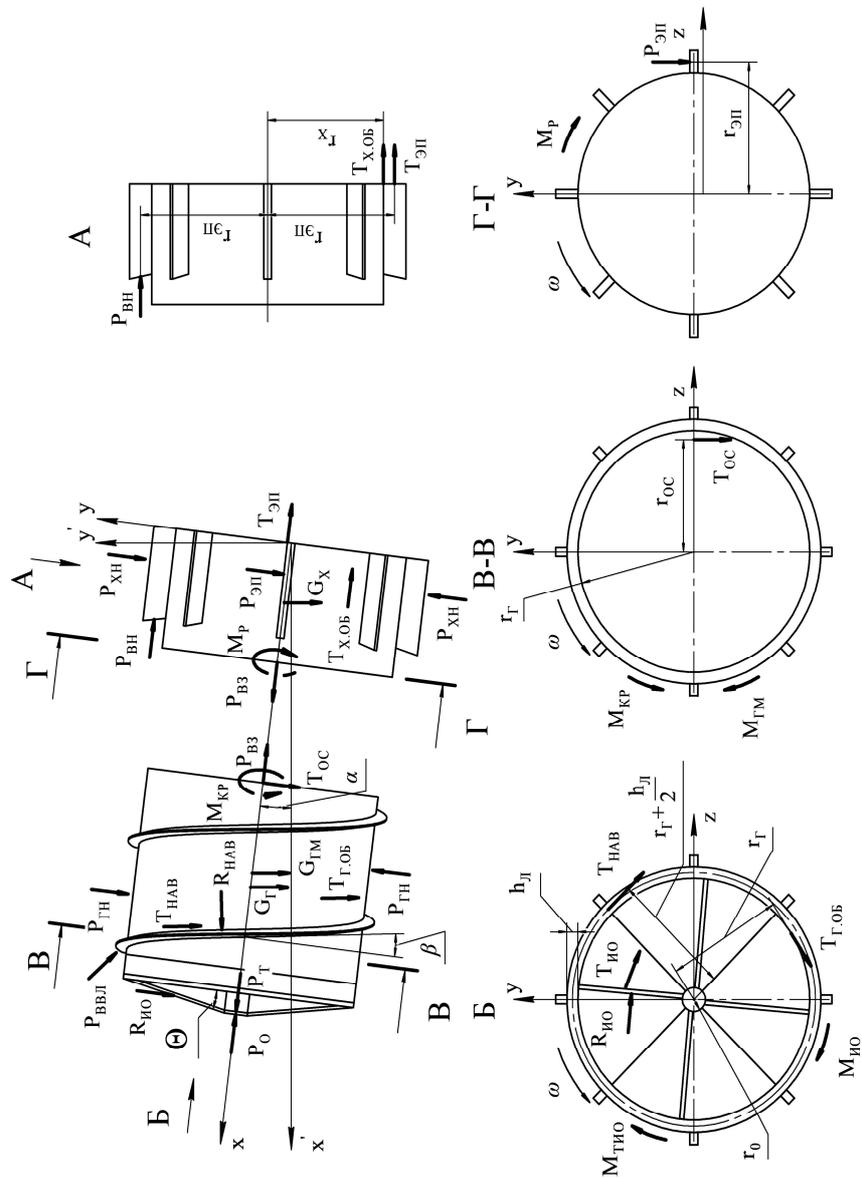


Рис. 1. Схема к определению необходимых усилий перемещения двухсекционного геолода

88 *Обозначения к схеме определению необходимых усилий перемещения двухсекционного геохода (рис. 1)*

Обозначение величины	Наименование, единицы измерения
1	2
$R_T$	Сила тяги винтового движителя, Н
$R_O$	Проекция полной силы сопротивления вмещающей породы резанию на ось вращения, Н
$R_{ВЗ}$	Усилие взаимодействия головной и хвостовой секции при движении агрегата, Н
$R_{ВВЛ}$	Усилие внедрения винтовой лопасти в приконтурный массив при движении агрегата, зависящее от вида исполнительного органа установленного перед ней, Н
$R_{ВН}$	Суммарное усилие внедрения элементов противовращения в породу, Н
$R_{ГН}$	Нормальная составляющая нагрузок от горного давления на головную секцию, Н
$R_{ХН}$	Нормальная составляющая нагрузок от горного давления на хвостовую секцию, Н
$R_{ЭП}$	Нормальная составляющая реактивной силы на элементах противовращения от реактивного крутящего момента, Н
$R_{НАВ}$	Реакция пород контура выработки на винтовую лопасть, Н
$R_{ИО}$	Проекция полной силы сопротивления пород резанию на плоскость перпендикулярную оси вращения, Н
$T_{НАВ}$	Силы трения винтовой лопасти по вмещающей породе, Н
$T_{Г.ОБ}$	Суммарная сила трения головной оболочки по вмещающей породе, Н
$T_{ИО}$	Сила трения исполнительного органа по вмещающей породе, Н
$T_{ОС}$	Суммарная сила трения качения останова, Н
$T_{ЭП}$	Суммарная сила трения элементов противовращения о породу, Н
$T_{Х.ОБ}$	Суммарная сила трения хвостовой секции о породу, Н
$M_{КР}$	Крутящий момент, развиваемый трансмиссией, Н·м
$M_{ГМ}$	Момент, необходимый для перемещения разрушенной породы из нижней части геохода вверх, Н·м
$M_{ИО}$	Момент сопротивления резанию на исполнительном органе, Н·м

$M_{\text{тпо}}$	Момент сопротивления, создаваемый трением исполнительного органа по породе, Н·м
$M_{\text{р}}$	Реактивный крутящий момент на хвостовой секции, Н·м
$G_{\text{г}}$	Вес головной секции, учетом смонтированных на ней исполнительного органа, погрузочного устройства и другого оборудования, Н
$G_{\text{гм}}$	Вес отбитой горной массы, находящейся внутри агрегата, Н
$G_{\text{х}}$	Суммарный вес хвостовой секции с оборудованием, Н
$r_{\text{г}}$	Радиус головной секции, м
$r_{\text{ос}}$	Расстояние до середины шариков останова, м
$r_{\text{эп}}$	Расстояние от оси вращения до середины элементов противовращения, м
$r_{\text{х}}$	Радиус хвостовой секции, м
$r_0$	Радиус центрального патрубка, м
$h_{\text{л}}$	Высота винтовой лопасти, м
$\alpha$	Угол подъема выработки, град
$\beta$	Угол подъема винтовой лопасти, град
$\Theta$	Средний угол между плоскостью перекрытия исполнительного органа и плоскостью, перпендикулярной оси вращения, град
$\omega$	Угловая скорость вращения геохода, рад/с

трансмиссии должен превышать сумму крутящих моментов сопротивления резанию породы и сумму крутящих моментов сопротивления вращения оболочки в геосреде. В соответствии с рисунком 1 для головной и хвостовой секций соответственно имеют место уравнения:

$$P_T - \sum P_{CP} - \sum P_{CD1} = m_1 \cdot a \quad (1)$$

$$P_{B3} - \sum P_{CD2} = m_2 \cdot a \quad (2)$$

Для головной секции уравнение крутящих моментов представляет собой:

$$M_{KP} - \sum M_{CP} - \sum M_{CD1} = J \cdot \varepsilon \quad (3)$$

где  $\Sigma P_{CP}$  – силы сопротивления разрушению породы исполнительным органом, Н;  $\Sigma P_{CD1}$ ,  $\Sigma P_{CD2}$  – силы сопротивления движению корпуса носителя геохода в геосреде (головной и хвостовой секции соответственно), Н;  $\Sigma M_{CP}$  – сумма крутящих моментов сопротивления разрушению породы, Н·м;  $\Sigma M_{CD1}$  – сумма крутящих моментов сопротивления вращению носителя головной секции в геосреде, Н·м;  $m_1$ ,  $m_2$  – масса головной и хвостовой секции соответственно, Н;  $a$  – линейное ускорение агрегата, м/с<sup>2</sup>;  $J$  – момент инерции поперечного сечения головной секции геохода, Н·м<sup>2</sup>;  $\varepsilon$  – угловое ускорение агрегата, с<sup>-2</sup>.

Составляющие сил  $P_{CP}$ ,  $P_{CD1}$  и  $P_{CD2}$  и крутящих моментов  $M_{CP}$ ,  $M_{CD1}$  и  $M_{CD2}$  определены и рассмотрены в работах [5], [6], [9], [10], [11]:

$$\sum P_{CP} = P_O + P_{BBL} \cdot \sin \beta \quad (4)$$

$$\sum P_{CD1} = T_{HAB} \cdot \sin \beta \pm (G_T + G_{TM}) \cdot \sin \alpha + T_{Г.ОБ} \cdot \sin \beta + T_{ИО} \cdot \sin \Theta + P_{B3} \quad (5)$$

$$\sum P_{CD2} = P_{BH} \pm G_X \cdot \sin \alpha + T_{ЭП} + T_{X.ОБ} \quad (6)$$

$$\sum M_{CP} = M_{ИО} + P_{BBL} \cdot (r_T + h_L / 2) \quad (7)$$

$$\sum M_{CD1} = R_{HAB} \cdot \sin \beta \cdot (r_T + h_L / 2) + T_{HAB} \cdot \cos \beta \cdot (r_T + h_L / 2) + M_{TM} + M_{ИО} + T_{Г.ОБ} \cdot \cos \beta \cdot r_T + T_{OC} \cdot r_{OC} \quad (8)$$

Знак «+» при движении вниз относительно горизонта, знак «-» при движении агрегата вверх.

Исходя из схемы расстановки сил (рис. 1) и уравнений (1)–(8), необходимо определить три неизвестных параметра трансмиссии:  $M_{КР}$ ,  $P_T$ ,  $P_{ВЗ}$ . Для этого составим уравнение суммы проекций всех внешних сил на ось  $x$ , действующих на головную секцию (обозначения величин входящих в уравнения представлены в табл. 2). Из уравнения (1):

$$P_T - P_O - T_{НАВ} \cdot \sin\beta \pm (G_\Gamma + G_{ГМ}) \cdot \sin\alpha - T_{Г.ОБ} \cdot \sin\beta - T_{ИО} \cdot \sin\Theta - P_{ВЗ} - P_{ВВЛ} \cdot \sin\beta = m_1 \cdot a \quad (9)$$

Составим уравнение суммы моментов всех внешних сил относительно оси  $x$ , действующих на головную секцию из уравнения (3):

$$M_{КР} - R_{НАВ} \cdot \sin\beta \cdot (r_\Gamma + h_\Delta / 2) - T_{НАВ} \cdot \cos\beta \cdot (r_\Gamma + h_\Delta / 2) - M_{ГМ} - M_{ИО} - M_{ТНО} - T_{Г.ОБ} \cdot \cos\beta \cdot r_\Gamma - T_{ОС} \cdot r_{ОС} - P_{ВВЛ} \cdot (r_\Gamma + h_\Delta / 2) = J \cdot \varepsilon \quad (10)$$

Имеем два уравнения и три неизвестных:  $M_{КР}$ ,  $P_T$ ,  $P_{ВЗ}$ . Составим дополнительно уравнение проекций всех внешних сил на ось  $x$ , действующих на хвостовую секцию из уравнения (2):

$$P_{ВЗ} - P_{ВН} \pm G_X \cdot \sin\alpha - T_{ЭП} - T_{Х.ОБ} = m_2 \cdot a \quad (11)$$

Рассмотрим случай равномерного прямолинейного движения агрегата. При этом головная секция совершает равномерно вращение, а хвостовая равномерное прямолинейное движение, в данном случае ускорения  $a$  и  $\varepsilon$  равны нулю.

Составим систему из трех уравнения и трех неизвестных:

$$\begin{cases} P_T - T_{НАВ} \cdot \sin\beta - P_{ВЗ} - P_O \pm (G_\Gamma + G_{ГМ}) \cdot \sin\alpha - T_{Г.ОБ} \cdot \sin\beta - T_{ИО} \cdot \sin\Theta - P_{ВВЛ} \cdot \sin\beta = 0 \\ M_{КР} - R_{НАВ} \sin\beta (r_\Gamma + h_\Delta / 2) - T_{НАВ} \cdot \cos\beta (r_\Gamma + h_\Delta / 2) - M_{ГМ} - M_{ИО} - M_{ТНО} - T_{Г.ОБ} \cos\beta \cdot r_\Gamma - T_{ОС} r_{ОС} - P_{ВВЛ} \cos\beta (r_\Gamma + h_\Delta / 2) = 0 \\ P_{ВЗ} - T_{ЭП} - P_{ВН} \pm G_X \cdot \sin\alpha - T_{Х.ОБ} = 0 \end{cases} \quad (12)$$

Решим систему методом подстановки и выражения неизвестных. Выразим  $P_T$ ,  $T_{НАВ}$  и  $T_{ЭП}$ . Значения  $T_{НАВ}$  и  $T_{ЭП}$  определены в

работе [9] и равны соответственно  $P_T=R_{HAB} \cdot \cos \alpha$ ,  $T_{HAB}=R_{HAB} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{TP}$  и  $T_{ЭП}=(M_{KP} f_{TP} / r_{ЭП})$ . Из третьего уравнения системы (12):

$$P_{B3} = M_{KP} \cdot \frac{f_{TP}}{r_{ЭП}} + P_{BH} \pm G_X \cdot \sin \alpha + T_{X.OB} \quad (13)$$

Подставим значения  $P_T$ ,  $P_{B3}$ ,  $T_{HAB}$  и  $T_{ЭП}$  в первое уравнение системы (12):

$$R_{HAB} \cdot \cos \beta_O - R_{HAB} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{TP} \cdot \sin \beta - M_{KP} \cdot \frac{f_{TP}}{r_{ЭП}} - P_{BH} \pm G_X \cdot \sin \alpha - T_{X.OB} - \quad (14)$$

$$-P_0 \pm (G_T + G_{TM}) \cdot \sin \alpha - T_{Г.ОБ} \cdot \sin \beta - T_{ИО} \cdot \sin \Theta - P_{BBL} \cdot \sin \beta = 0$$

Для дальнейшего преобразования обозначим элементы в которые не входят искомые величины как  $P_z = -P_{BH} \pm G_X \cdot \sin \alpha - T_{X.OB} - P_0 \pm (G_T + G_{TM}) \cdot \sin \alpha - T_{Г.ОБ} \cdot \sin \beta - T_{ИО} \cdot \sin \Theta - P_{BBL} \cdot \sin \beta$ :

$$R_{HAB} \cdot \cos \beta_O - R_{HAB} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{TP} \cdot \sin \beta - M_{KP} \cdot \frac{f_{TP}}{r_{ЭП}} + P_z = 0 \quad (15)$$

Подставим  $T_{HAB}$  во второе уравнение системы (12):

$$M_{KP} - R_{HAB} \cdot \sin \beta \cdot (r_T + h_{Л} / 2) - R_{HAB} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{TP} \cdot \cos \beta \times \quad (16)$$

$$\times (r_T + h_{Л} / 2) - M_{TM} - M_{ИО} - M_{ТНО} - T_{Г.ОБ} \cdot \cos \beta \cdot r_T -$$

$$- T_{OC} \cdot r_{OC} - P_{BBL} \cdot \cos \beta \cdot (r_T + h_{Л} / 2) = 0$$

Обозначим элементы уравнения (16) в которые не входят искомые величины как  $M_z = -M_{TM} - M_{ИО} - M_{ТНО} - T_{Г.ОБ} \cdot \cos \beta \cdot r_T - T_{OC} \cdot r_{OC} - P_{BBL} \cdot \cos \beta \cdot (r_T + h_{Л} / 2)$ :

$$M_{KP} - R_{HAB} \cdot \sin \beta \cdot (r_T + h_{Л} / 2) - \quad (17)$$

$$- R_{HAB} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{TP} \cdot \cos \beta \cdot (r_T + h_{Л} / 2) + M_z = 0$$

Выразим  $M_{KP}$  из (17):

$$M_{KP} = R_{HAB} \cdot \sin \beta \cdot (r_T + h_{Л} / 2) + \quad (18)$$

$$+ R_{HAB} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{TP} \cdot \cos \beta \cdot (r_T + h_{Л} / 2) - M_z$$

Подставим  $M_{KP}$  из (18) в (15):

$$R_{HAB} \cdot \cos \beta_O - R_{HAB} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{TP} \cdot \sin \beta - (R_{HAB} \cdot \sin \beta (r_T + h_{Л} / 2) + \quad (19)$$

$$+ R_{HAB} \cdot \operatorname{tg} \varphi_{TP} \cdot \cos \beta (r_T + h_{Л} / 2) - M_z) \frac{f_{TP}}{r_{ЭП}} + P_z = 0$$

Раскроем скобки и выразим  $R_{HAB}$ :

$$R_{HAB} = \frac{-M_Z \frac{f_{TP}}{r_{ЭП}} - P_Z}{\cos\beta_O - tg\varphi_{TP} \sin\beta - \sin\beta(r_T + h_{Л}/2) - tg\varphi_{TP} \cos\beta(r_T + h_{Л}/2)} \quad (20)$$

Для того чтобы проследить качественное и количественное влияние угла наклона проводимой выработки  $\alpha$  на силовые параметры агрегата  $M_{кр}$  и  $P_T$  построим зависимость по выражениям (18) и (20) (рис. 2 и 3). Положительные значения  $\alpha$  соответствуют проведению горных выработок снизу вверх, а отрицательные значения – сверху вниз.

При построении графиков не учитывалось влияние сил инерции, возникающих оборудовании, размещенном внутри головной секции. Считаем влияние данных сил малым. Кроме того, для получения качественной картины влияния угла наклона проводимой выработки на силовые параметры агрегата сделано допущение, что действие усилий от транспортно-погрузочного устройства на секции агрегата 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.

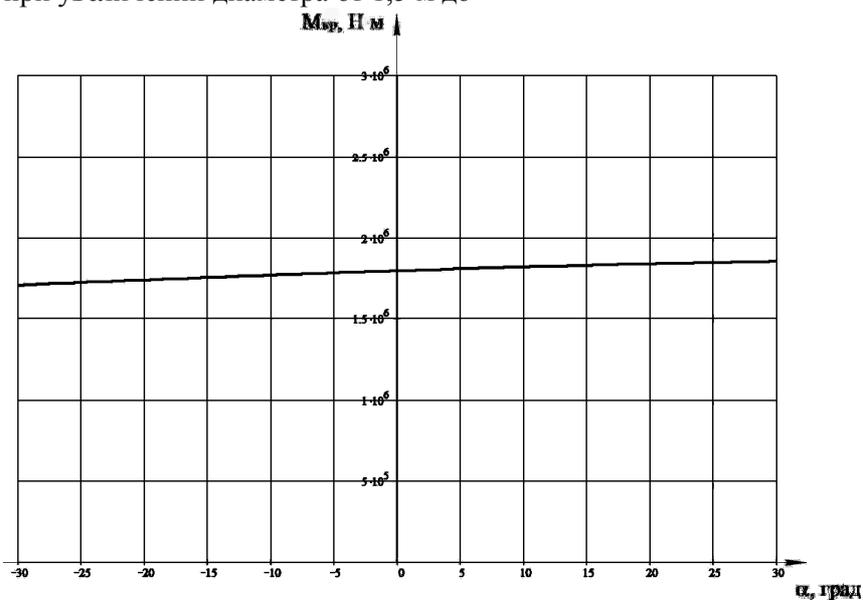
Анализ графиков показывает что при увеличении угла наклона в интервале от  $-30^\circ$  до  $30^\circ$  и неизменно диаметре геотода значения  $M_{кр}$  и  $P_T$  монотонно возрастают, и достигает в первом приближении численных значений:

$M_{кр}=1,71 \cdot 10^6 \dots 1,86 \cdot 10^6$  Н·м,  $P_T=0,96 \cdot 10^6 \dots 1,08 \cdot 10^6$  Н. В интервалах за пределами данного графика величины  $M_{кр}$  и  $P_T$  существенно меняются в виду изменения схемы нагружения и требует дальнейшего изучения.

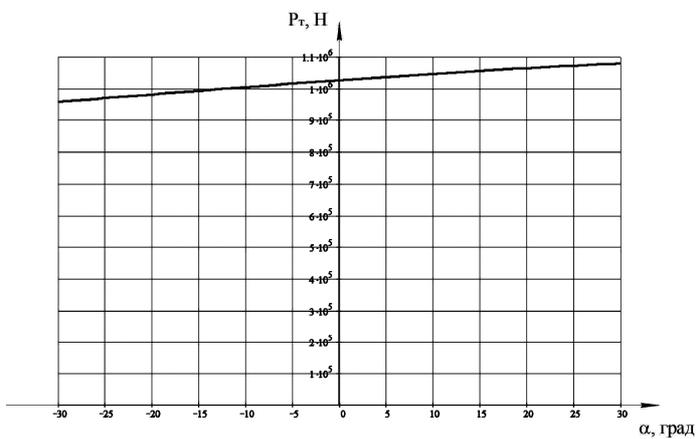
Для того чтобы проследить влияние диаметра геотода на величину необходимых усилий перемещения т.е. на величину  $M_{кр}$  и  $P_T$  использованы выражения (18) и (20). На рис. 4 и 5 показаны данные зависимости.

Приведенные графики показывают, что равномерное небольшое увеличение крутящего момента и силы тяги происходит при

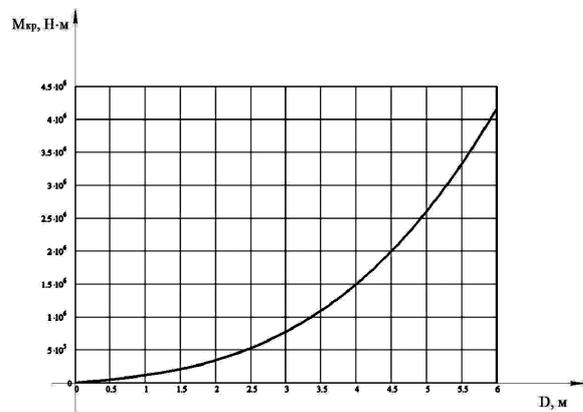
величине диаметра гехода от 0 до 1,5 м. При диаметра от 1,5 м до 3 м происходит более интенсивный рост крутящего момента, т.к. при увеличении диаметра от 1,5 м до



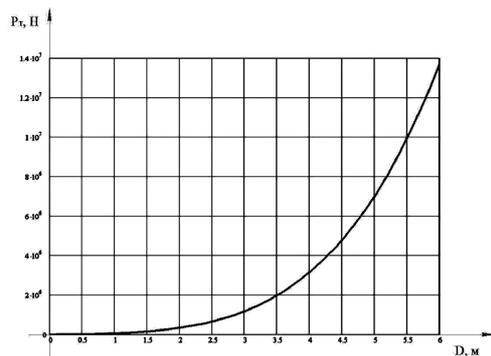
*Рис. 2. Влияние угла наклона выработки на крутящий момент трансмиссии гехода*



*Рис. 3. Влияние угла наклона выработки на усилие тяги трансмиссии гехода*



**Рис. 4. Зависимость величины требуемого крутящего момента трансмиссии от диаметра гехода**



**Рис. 5. Зависимость величины требуемой силы тяги трансмиссии от диаметра гехода**

3 м происходит увеличение  $M_{кр}$  в 8,5 раз и увеличение  $P_t$  в 2,4 раза. Далее же, при диаметре от 3 м до 6 м происходит значительный рост крутящего момента, и при увеличении диаметра от 3 м наблюдается увеличение  $M_{кр}$  в 6,9 раз и увеличение  $P_t$  в 2,4 раза. Данное увеличение объясняется существенным увеличением массы гехода при увеличении его диаметра, а также существенным увеличением площади наружной поверхности и как следствие увеличение сил трения.

Полученные аналитические выражения (1)–(20), являются математической моделью взаимодействия корпуса винтоповоротного проходческого агрегата с окружающими породами в условиях сухого трения. Разработанная математическая модель учитывает непрерывный поступательно-винтовой характер перемещения секций агрегата, геликоидную форму радиальных ножей исполнительного органа, наличие винтовой лопасти на внешней поверхности оболочки секций агрегата, а также влияние забоя на величину сил горного давления. Данная модель верна для двухсекционной схемы геолода, с любым исполнительным органом и любого типа трансмиссии.

Математическая модель, базирующаяся на аналитически полученных выражениях и уравнениях, позволяет определять основные силовые параметры винтоповоротных проходческих агрегатов: реакцию забоя на органы разрушения; величину сил трения, возникающих между оболочкой секций и породой при винтовом перемещении агрегата в массиве горных пород, описываемом жесткопластической моделью среды; значение необходимых усилий перемещения агрегата и величину усилий, возникающих в межвитковом целике и ряд вспомогательных параметров.

---

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Перспективные научные направления* развития горной техники и технологии // Г.Г. Литвинский. – Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія «Гірничо-геологічна» / Редкол.: Башков Э.О. (голова) та інші. – Донецьк, ДВНЗ «ДонНТУ», 2009. – 192 с. – Випуск 10 (151).
2. *Геовинчестерная технология* и геолоды – инновационный подход к освоению подземного пространства // Аксенов В.В., Ефременков А.Б. – Эксперт техника», информационно-аналитический журнал, №1, с. 54 – 58, 2008.
3. *Разработка* требований к основным системам геолода // Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Блащук М.Ю., Бегляков В.Ю., Сапожкова А.В., Тимофеев В.Ю. – Журнал. Горное оборудование и электромеханика, №5 2009, С. 3-7.
4. *Разработка* требований к трансмиссии геолодов // Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Блащук М.Ю., Тимофеев В.Ю. – Журнал // «Известия ВУЗов. Горный журнал». – 2009. – №8. С. 101-103.
5. *Эллер, А.Ф., Горбунов В.Ф., Аксенов В.В.* Винтоповоротные проходческие агрегаты. – Новосибирск: ВО «Наука». Сибирская издательская фирма, 1992, 192 с., ил.
6. *Аксенов, В.В.* Геовинчестерная технология проведения горных выработок. – Кемерово: Институт угля и углехимии СО РАН, 2004, 264 с., ил.

7. *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.

8. *Обзор* волновых передач возможных к применению в трансмиссии геодода // Горное машиностроение: Труды VII Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Отдельный выпуск Горного информационно-аналитического бюллетеня (научно-технического журнала) Mining Informational and analytical Bulletin (scientific and technical journal). - 2010. - №0В3 - 464 с. – М.: издательство «Горная книга». С. 137-149.

9. *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.

10. *Проектирование* и расчет проходческих комплексов Горбунов В.Ф., Аксенов В.В., Эллер А. Ф., В.Д. Нагорного, В.М., Скоморохова. – Новосибирск: Наука, 1987. - 191 с.

11. *Садовец, В.Ю.* Обоснование конструктивных и силовых параметров ножевых исполнительных органов геодоходов: дис. канд. техн. наук. – Кемерово: КузГТУ, 2007. - 153 с. **ГИАС**

#### **КОРОТКО ОБ АВТОРАХ**

---

*Аксенов В.В.* – доктор технических наук, профессор,  
v.aksenov@icc.kemsc.ru

*Хорешок А.А.* – доктор технических наук, профессор кафедры Горно-шахтного оборудования Юргинского технологического института Национального исследовательского Томского политехнического университета, г. Юрга, e-mail: haa.omit@kuzstu.ru

*Ефременков А.Б.* – кандидат технических наук, директор Юргинского технологического института (ЮТИ) НИТПУ,  
e-mail: ABE.73@rambler.ru ,

*Тимофеев В.Ю.* – старший преподаватель кафедры Горно-шахтного оборудования Юргинского технологического института Национального исследовательского Томского политехнического университета, г. Юрга,  
e-mail:tv-ytitpu@mail.ru.