

$$\text{где } \Sigma M = M_{HO} + M_{THO} + M_{GM} + M_{BBL}, \quad (15)$$

$$k_1 = \frac{(\sin \beta - f_{TP} \cdot \cos \beta)}{\cos \beta - f_{TP} \cdot \sin \beta} \cdot \left(r_G + \frac{h_{BL}}{2} \right). \quad (16)$$

Раскрыв скобки в выражении (14) найдем $P_{ГЦ}$

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

$$P_{ГЦ} = \frac{\Sigma M + \Sigma P \cdot k_1 + T_{Г.ОБ} \cdot r_G \cdot \cos \beta + T_{OC} \cdot r_{OC}}{h_{ГЦ} \left(1 - \frac{k_1 \cdot f_{TP}}{r_{ЭП}} \right)} \quad (17)$$

Вынося из знаменателя правой части выражения (17) плечо $h_{ГЦ}$ в левую часть найдем требуемый вращающий момент $M_{ВР.ТР}$, развиваемый гидроцилиндрами:

$$M_{ВР.ТР} = P_{ГЦ} \cdot h_{ГЦ} = \frac{\Sigma M + \Sigma P \cdot k_1 + T_{Г.ОБ} \cdot r_G \cdot \cos \beta + T_{OC} \cdot r_{OC}}{1 - \frac{k_1 \cdot f_{TP}}{r_{ЭП}}} \quad (18)$$

Вывод.

Полученные аналитические выражения (1) – (18), являются математической моделью взаимодействия корпуса двухсекционного геолода 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 геолода, с любым исполнительным органом и любого типа трансмиссии.

Полученные результаты достигнуты в ходе реализации комплексного проекта при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ. Договор №02.G25.31.0076.

Литература.

1. 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.
2. Аксенов В.В., Ефременков А.Б. Геовинчестерная технология и геолоды - наукоемкий и инновационный подход к освоению недр и формированию подземного пространства // Уголь/ Москва, 2009– №2. С.26-29.
3. Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Садовец В.Ю., Тимофеев В.Ю., Блащук М.Ю., Бегляков В.Ю. Формирование требований к основным системам геолода // Горный информационный аналитический бюллетень (научно-технический журнал) Mining informational and analytical bulletin (Scientific and technical journal). Перспективы развития горно-транспортных машин и оборудования / М.: издательство «Горная книга» – 2009. – ОВ №10. С. 107-118.
4. Ефременков А.Б., Аксенов В.В., Блащук М.Ю., Тимофеев В.Ю. Разработка требований к трансмиссии геолодов // Известия вузов. Горный журнал / Екатеринбург, 2009–№ 8. С. 101-103.
5. Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Бегляков В.Ю., Блащук М.Ю., Тимофеев В.Ю., Сапожкова А.В. Разработка требований к основным системам геолода // Горное оборудование и электромеханика/ Москва, 2009– №5. С.3-7.
6. V.V. Aksenov, A.B. Efremenkov, V.Yu. Beglykov. The influence of relative distance between ledges on the stress-strain state of the rock at a face // Applied Mechanics and Materials Vol. 379 (2013) pp 16-19 © (2013) Trans Tech Publication, Switzerland doi: 10.4028/ www.scientific.net/ AMM.379.16.

КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ТРАНСМИССИЙ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ С ГИДРОЦИЛИНДРАМИ

М.Ю. Блащук, к.т.н., Т.С. Куст, к.филол.н.

Юргинский технологический институт (филиал) Национального исследовательского

Томского политехнического университета

652055, Кемеровская область, г.Юрга, ул. Ленинградская, 26

E-mail: mby.tpu@gmail.com

Создание приводов, обеспечивающих вращение крупных технических объектов с малой частотой (менее 1 об/мин) и большими моментами (свыше 1 МН·м) применяющихся в условиях ограниченного пространства, представляет сложную и противоречивую задачу. Примерами таких устройств могут являться приводы движителя геолода [1,2], приводы роторных исполнительных органов проходческих щитов [3], а также других машин с указанными выше требованиями. Применение традиционных приводов с механическими передачами и электро- или гидромоторами, как правило, затруднительно, ввиду значительного ухудшения массогабаритных характеристик [4]. Также ввиду значительной технической сложности и технологической несовершенности затруднительно применение весьма перспективных волновых передач с промежуточными телами качения [5]. Альтернативными приводами являются механизмы вращения с гидроцилиндрами, расположенными по хордам окружности, с преобразователями поступательного движения во вращательное в виде механизмов свободного хода [6]. Так как гидроцилиндры являются гидродвигателями возвратно-поступательного циклического действия, для обеспечения непрерывности вращения выходного звена в большинстве механизмов гидроцилиндры работают в противофазе, т.е. половина гидроцилиндров совершает рабочий ход, а вторая половина – холостой. Более энергоэффективными являются механизмы, где большее количество гидроцилиндров совершает рабочий ход, а меньшее – обратный (холостой). Для этого гидроцилиндры должны находиться в разных фазах выдвигания (рис. 1, 2) [6].

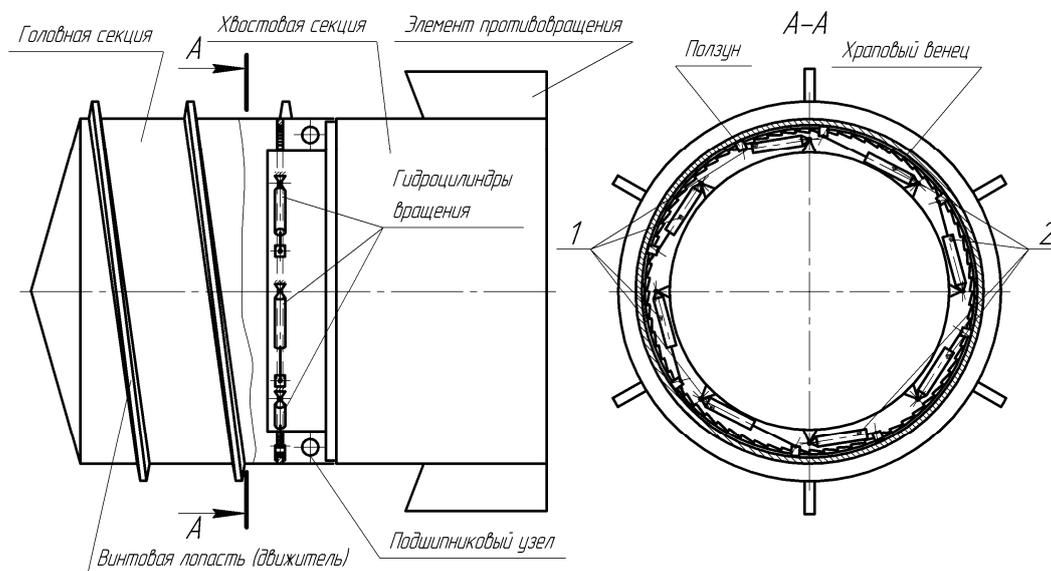


Рис. 1. Схемное решение трансмиссии геолода с непрерывной подачей на забой с двумя группами гидроцилиндров в разных фазах выдвигания в одной плоскости

Ранее авторами уже рассматривались вопросы, связанные с особенностями определения силовых параметров таких трансмиссий [7]. Авторами была предложена математическая модель для определения вращающего момента, развиваемого трансмиссией в зависимости от принятых размеров геолода, требуемого габарита внутреннего пространства, условий проводимых выработок. Также в работе [8] было отмечено, что развиваемый трансмиссией с гидроцилиндрами момент будет периодически меняться, вследствие изменения плеч приложения усилий от гидроцилиндров. Авторами было изучено влияние геометрических параметров трансмиссии и количества гидроцилиндров на величину неравномерности момента.

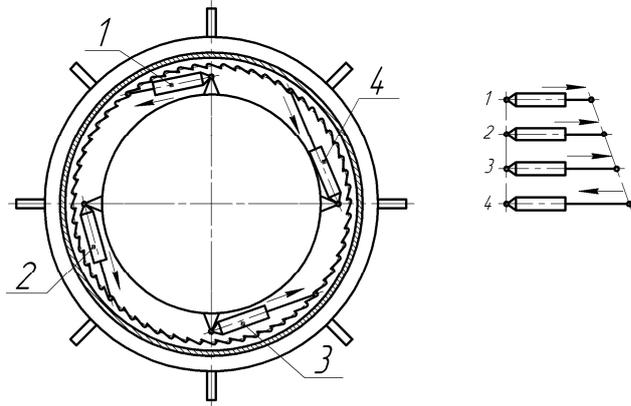


Рис. 2. Схема, поясняющая работу трансмиссии с гидроцилиндрами в разных фазах

В данной статье авторы предлагают рассмотреть особенности определения кинематических параметров трансмиссий вращательного движения с гидроцилиндрами, а именно – угловой скорости и угла поворота выходного звена (головной секции с двигателем) за ход штока гидроцилиндра, а также связь этих параметров с конструктивными параметрами трансмиссии и геометрическими параметрами геохода.

При выдвигении штока гидроцилиндра на величину хода L_X , секция поворачивается на угол φ_{II} , который можно определить из треугольника ABO (рисунок 3)

$$\varphi_{II} = \gamma - \gamma_0, \quad (1)$$

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 $L_{p \min} = L_0$.

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

$$\gamma_0 = \arccos \frac{\frac{D_{уст.гц}^2 + D_{уст.шт}^2}{2} - 2L_0^2}{D_{уст.гц} \cdot D_{уст.шт}}, \quad (3)$$

где $D_{уст.гц}$ – диаметр окружности установки цапф корпусов гидроцилиндров на обечайке хвостовой секции, м; $D_{уст.шт}$ – диаметр окружности вращения цапфы штока на головной секции, м; L_p – расстояние между цапфами корпуса и штока гидроцилиндра при максимальном выдвигении штока, м; L_0 – расстояние между цапфами корпуса и штока гидроцилиндра в сложенном состоянии (при минимальной раздвижности), м.

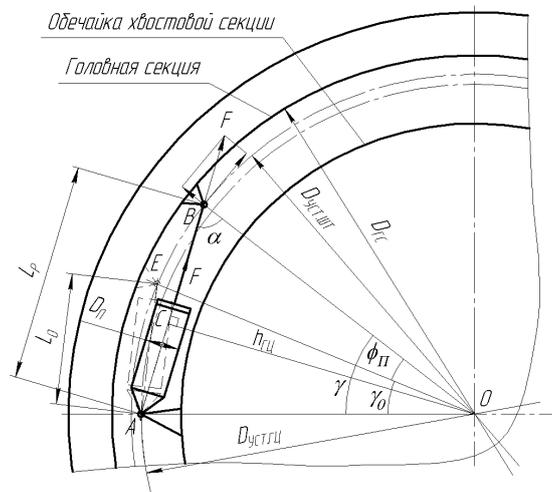


Рис. 3. Схема к определению угла поворота φ головной секции геохода

Подставив выражения (2) и (3) в (1) получим

$$\varphi_{II} = \arccos \frac{\frac{D_{уст.гц}^2 + D_{уст.шт}^2}{2} - 2 \cdot (L_0 + L_X)^2}{D_{уст.гц} \cdot D_{уст.шт}} - \arccos \frac{\frac{D_{уст.гц}^2 + D_{уст.шт}^2}{2} - 2L_0^2}{D_{уст.гц} \cdot D_{уст.шт}}, \quad (4)$$

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

$$\begin{aligned} \varphi_{II} &= \arccos \frac{D_{ГЦ}^2 - 2 \cdot (L_0 + L_X)^2}{D_{ГЦ}^2} - \arccos \frac{D_{ГЦ}^2 - 2L_0^2}{D_{ГЦ}^2} = \\ &= \arccos \left(1 - \frac{2 \cdot (L_0 + L_X)^2}{D_{ГЦ}^2} \right) - \arccos \left(1 - \frac{2L_0^2}{D_{ГЦ}^2} \right). \end{aligned} \quad (5)$$

Определение угловой скорости вращения головной секции.

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

$$v = \frac{Q}{S_{II}}, \quad (6)$$

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

Перемещение штока гидроцилиндра (рисунок 3) от начального положения L_0 определим по формуле

$$\delta(t) = vt = \frac{Q}{S_{II}} \cdot t. \quad (7)$$

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 (5)

$$\varphi_{II}(t) = \arccos \frac{\frac{D_{уст.гц}^2 + D_{уст.шт}^2}{2} - 2 \cdot (L_0 + \delta(t))^2}{D_{уст.гц} \cdot D_{уст.шт}} - \gamma_0, \quad (8)$$

где $\gamma_0 = const$ – угол, определяемый по формуле (3);

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

$$\omega(t) = \frac{d\varphi_{II}(t)}{dt}, \quad (9)$$

Продифференцировав выражение (8) по времени получим

$$\omega(t) = \frac{4v \cdot (L_0 + vt)}{D_{уст.гц} \cdot D_{уст.шт} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{D_{уст.гц}^2 + D_{уст.шт}^2}{2} - 2 \cdot (L_0 + vt)^2}{D_{уст.гц} \cdot D_{уст.шт}} \right)^2}}, \quad (10)$$

Аналогично, продифференцировав выражение (4) получим

$$\omega(t) = \frac{4v \cdot (L_0 + vt)}{D_{ГЦ}^2 \cdot \sqrt{1 - \left(1 - \frac{2 \cdot (L_0 + vt)^2}{D_{ГЦ}^2} \right)^2}}, \quad (11)$$

Как следует из выражений (10) и (11), угловая скорость вращения головной секции $\omega(t)$, также как и развиваемый трансмиссией вращающий момент будет изменяться по мере выдвижения штока гидроцилиндра (рисунок 4). 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.

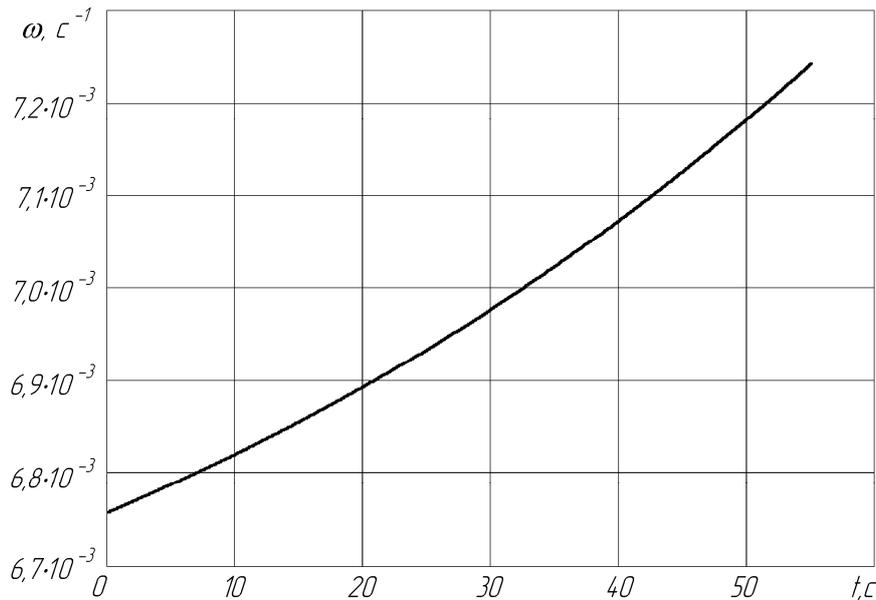


Рис. 4. График изменения угловой скорости вращения головной секции за время выдвижения штока t

Очевидно, что для получения равномерной угловой скорости ($\omega(t) = const$) за период выдвижения штока гидроцилиндра, необходимо чтобы скорость выдвижения $v(t)$ последнего изменялась по определенному закону. Выразив из (11) скорость $v(t)$ получим

$$v(t) = \frac{\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4L_0^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - L_0 \cdot \omega \cdot t}{4 + \omega^2 \cdot t^2} \cdot \omega \quad (12)$$

Согласно известному выражению окружная скорость вращения головной секции будет определяться как произведение радиуса вращения – R и угловой скорости – ω [9]

$$v_R = R \cdot \omega, \quad (13)$$

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

$$v_R = v \cdot \cos \alpha, \quad (14)$$

Выразив из (14) v и подставив вместо v_R выражение (13) получим

$$v = \frac{R}{\cos \alpha} \cdot \omega, \quad (15)$$

В выражении (15) первый множитель представляет собой отношение

$$\frac{R}{\cos \alpha} = \frac{\sqrt{4D_{ГЦ}^2 - 4L_0^2 + (D_{ГЦ} \cdot \omega \cdot t)^2} - L_0 \cdot \omega \cdot t}{4 + \omega^2 \cdot t^2}, \quad (16)$$

Кроме того, необходимо отметить, что в выражениях (12) и (16) произведение $\omega \cdot t$ представляет угол поворота, т.е. $\varphi_{П} = \omega \cdot t$.

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

$$Q(t) = \frac{\sqrt{4D_{\Gamma Ц}^2 - 4L_0^2 + (D_{\Gamma Ц} \cdot \omega \cdot t)^2} - L_0 \cdot \omega \cdot t}{4 + \omega^2 \cdot t^2} \cdot \omega \cdot \frac{\pi \cdot D_{\Pi}^2}{4} \quad (17)$$

На рисунке 5 приведен график изменения расхода жидкости для одного гидроцилиндра

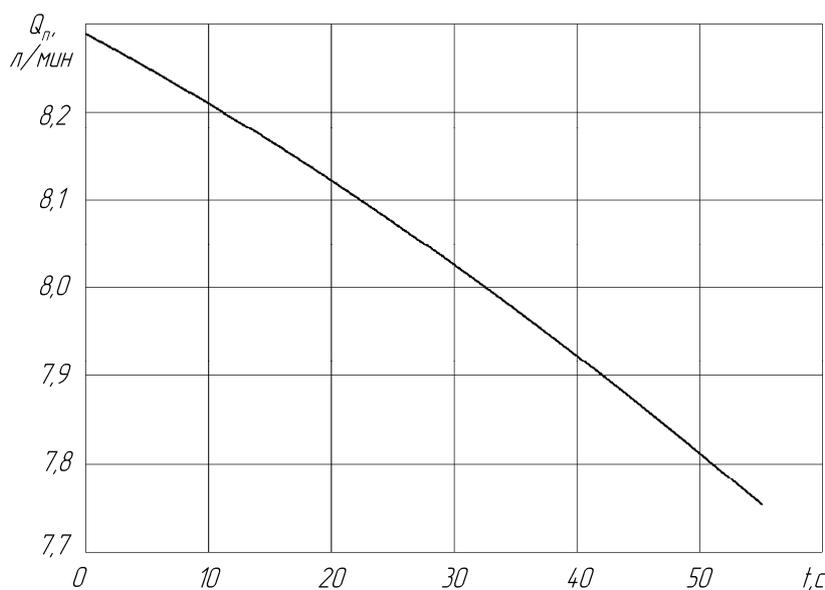


Рис.5. График изменения расхода в поршневой полости гидроцилиндра за время выдвижения штока t

Таким образом, если обеспечить в каждом гидроцилиндре изменение расхода жидкости по заданной функции (выражение (17)) то угловая скорость вращения выходного звена трансмиссии (головной секции геодода) 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 [10].

Выводы:

1. Для трансмиссий вращательного движения с гидроцилиндрами, расположенными по хордам при постоянной величине расхода рабочей жидкости в гидроцилиндрах будет иметь место периодическое изменение угловой скорости вращения выходного звена, что связано с изменением пространственного положения штоков гидроцилиндров (аналогично с неравномерностью вращающего момента [7]). Оценка величины кинематической неравномерности требует дополнительных исследований.

2. Для обеспечения равномерного вращения выходного звена в трансмиссиях вращательного движения с гидроцилиндрами, расположенными по хордам, необходимо обеспечить изменение расхода рабочей жидкости по определенному закону в каждом гидроцилиндре, что возможно реализовать достаточно простыми способами – применением объёмных дозаторов, пропорционального управления, и других дроссельных способов регулирования.

Литература.

1. Аксенов В.В., Ефременков А.Б. Геовинчестерная технология и геодоходы – наукоемкий и инновационный подход к освоению недр и формированию подземного пространства // Уголь/ Москва, 2009– №2. С.26-29.
2. Аксенов В.В. Геовинчестерная технология проведения горных выработок. – Кемерово: Институт угля и углехимии СО РАН, 2004, 264 с., ил.
3. Бреннер В.А. и др. Щитовые проходческие комплексы. – М.: Изд-во «Горная книга», МГГУ, 2009. – 447 с.
4. Оценка возможности использования в трансмиссии геодода механических передач / Аксенов В. В., Тимофеев В. Ю., Блащук М. Ю., Тимофеев В. Ю. // Горный информационно-аналитический

- бюллетень (научно-технический журнал) Mining informational and analytical bulletin (scientific and technical journal) – 2012 - №. 12 - С. 69-74
5. V.V. Aksenov, V.Yu. Timofeev, J.I. Galjamova. Determination of parameters of roller of wave transmission with intermediate rolling bodies with hollow shaft for geokhod. // Applied Mechanics and Materials. Vol. 682 (2014). Pp.246-250. available at: www.scientific.net/AMM.682.216.
 6. Схемные решения трансмиссии геодохода с гидроприводом / Аксенов В.В.; Хорешок А. А. , Блашук М. Ю. Михеев Д. А. // Вестник Кузбасского государственного технического университета. - 2013 - №. 4 - С. 18-21.
 7. Force parameters of geokhod transmission with hydraulic drive in various movement phases / A.B. Efremenkov, V.V. Aksenov, and M.Yu. Blashchuk. // The 7th International Forum on Strategic Technology IFOST2012, IEEE Catalog Number: CFP12786-PRT, ISBN: 978-1-4673-1770-2, Tomsk Polytechnic University September 17-21. С. 159-164.
 8. Vladimir V. Aksenov, Mikhail Yu. Blaschuk, Mikhail V. Dubrovskii Estimation of torque variation of geokhod transmission with hydraulic drive [Электронный ресурс] // Applied Mechanics and Materials Vol. 379 (2013) pp 11-15. - Режим доступа: www.scientific.net/AMM.379.11
 9. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М., Наука, 1967, с. 480.
 10. 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. Блашук, С.А. Смайлов. Опубликовано 10.07.2008 Бюл. №19

ПРИМЕНЕНИЕ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ РАСПРЕДЕЛЕННОЙ НАГРУЗКИ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ГОРНОЙ МАШИНЫ С ПОРОДОЙ

*В.В. Аксенов, д-р т. н., профессор, В.Ю. Бегляков, к.т.н., доцент, Д.В. Рак, студент
Юргинский технологический институт (филиал) Национального исследовательского
Томского политехнического университета*

*652055, Кемеровская область, г. Юрга, ул. Ленинградская, 26, тел. (38451) 6-05-37
E-mail: 55vva42@mail.ru, begljakov@rambler.ru, daya.rak92@mail.ru*

Существует множество различных типов, конфигураций и конструктивных решений исполнительных органов горных машин. Чтобы сделать правильный выбор и определить рациональные параметры исполнительного органа горной машины при её проектировании необходимо оценить характер взаимодействия инструмента с породой забоя. Изготовление экспериментальных образцов и проведение испытаний в горных условиях связано с весьма значительными затратами и не всегда оправдано. К тому же, в настоящее время в нашей стране не существует испытательного полигона для горных машин.

Применение математического моделирования взаимодействия исполнительного органа с породой забоя, и анализ полученных при этом картин напряженно-деформированного состояния (НДС) породы забоя позволит провести теоретические исследования в этом направлении. Это позволит значительно сократить количество «неудачных» образцов горной машины на пути к созданию окончательного варианта.

Учитывая сложный характер нагружения забоя, для решения задачи математического моделирования в данном случае удобно применить методы численных расчетов, а именно метод конечных элементов (МКЭ).

При моделировании взаимодействия многолезцового инструмента с забоем можно приложить к модели нагрузку, имитирующую взаимодействие породы с каждым резцом исполнительного органа с учетом схемы набора и угла поворота исполнительного органа относительно своей оси. Для таких исполнительных органов, как барабан коронка или шнек, это даст представление об НДС в породе забоя только для одного положения (угла поворота) исполнительного органа и только для одной схемы набора.

Если представить суммарную нагрузку от всех резцов исполнительного органа, как эквивалентные распределенные нормальную и касательную нагрузки, приложенные к поверхности контакта инструмента с забоем, то такая нагрузка в равной степени будет соответствовать любому положению исполнительного органа и любой схеме набора.

Для проверки применимости такой замены необходимо оценить сходность влияния распределенной нагрузки с влиянием суммарной нагрузки от нескольких резцов.

Для этого моделировались НДС цилиндрического образца породы диаметром $D = 1200$ мм и высотой $L = 800$ мм с различными схемами приложения нагрузки. Проводился сравнительный анализ результатов моделирования. На рисунке 1 показаны схемы приложения нагрузок к моделям.