

УДК 622.23.05

ОБОСНОВАНИЕ ВЕЛИЧИНЫ НАГРУЗОК ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ИНСТРУМЕНТА И ПОРОДЫ

Д.А Пашков, аспирант Институт угля ФИЦ УУХ СО РАН

Научный руководитель: Садовец В.Ю., к.т.н., доцент

Кузбасский государственный технический университет
имени Т.Ф. Горбачева

г. Кемерово

Перспективным направлением развития технологий образования полости в подземном пространстве является применение геовинчестерной технологии, базовым элементом которой является – геоход. В настоящее время создан опытный образец геохода с исполнительным органом для разрушения пород средней крепости [1-4]. Для расширения области применения геохода, остро стоит необходимость разработки конструктивных и технических решений исполнительных органов (ИО) способных проводить образование полости в подземном пространстве по мягким породам, крепостью до 1 по шкале М.М. Протодьяконова [5-8].

В работах [9,10] произведен анализ конструкции и принципов работы существующих ИО горнопроходческой и землеройной техники. Определены их достоинства и недостатки, а также сделан вывод, о том, что применение баровых ИО для разрушения мягких пород в геовинчестерной технологии является перспективной и актуальной задачей.

Для оценки влияния геометрических параметров ИО на характер его взаимодействия с массивом горных пород, необходимо решать задачи контактного взаимодействия. Для решения таких задач успешно применяется метод конечных элементов, на основе которого разработаны программные средства, позволяющие автоматизировать процесс сложного математического расчета контактного взаимодействия тел [11,12].

В работах [11,12] доказано, что распределенные нагрузки могут быть использованы, как инструмент при моделировании взаимодействия ИО с горной породой.

На рисунке 1 представлена схема суммарного силового взаимодействия барового органа с породой.

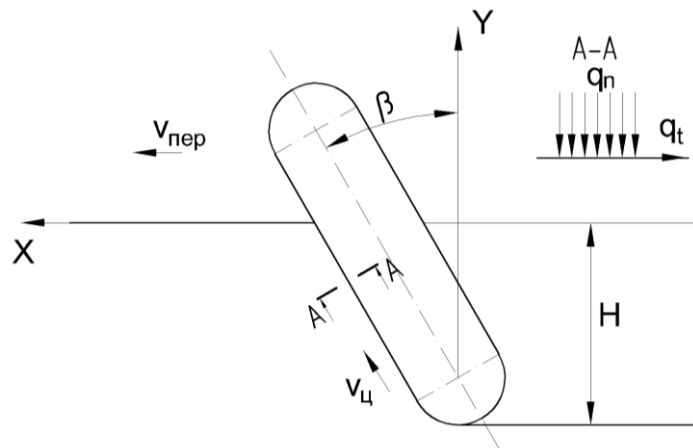


Рисунок 1 – Схема суммарного силового воздействия барового органа на породу

Касательная проекция сил резания обеспечивается мощностью двигателя, а нормальная - напорным усилием.

У землеройных машин силовым агрегатом является двигатель, установленный на базовой машине. Следовательно, при проектировании данных машин необходимо учитывать мощность двигателя базовой машины.

Мощность баровой машины должна быть больше суммы мощностей, затрачиваемых на привод рабочего органа, привод ходового устройства, на заглубление и подъем рабочего органа, преодоление подъемов и уклонов, данное условие называется балансом мощностей, которое выражается [13-16]:

$$N = N_u + N_{пер} + N_k + N_i \quad (1)$$

где N – мощность двигателя (Вт), N_u – мощность, приходящая на ИО (Вт), $N_{пер}$ – мощность, приходящая на привод ходового устройства (Вт), N_k – мощность привода конвейера (Вт), N_i – мощность привода гидронасоса (Вт).

Примем допущения, что вся мощность двигателя приходится на ИО, т.к. остальные составляющие уравнения баланса мощностей принимают малые значения. Следовательно уравнение (1) примет вид:

$$N = N_u \quad (2)$$

Мощность привода цепи:

$$N_u = v_{пер} P_{рез} \quad (3)$$

где $v_{пер}$ – скорость передвижения машины в рабочем режиме (м/с), $P_{рез}$ – касательная сила резания на весь ИО (Н).

Касательная сила резания с учетом распределенной нагрузки примет вид:

$$P_{рез} = S q_t \quad (4)$$

где S – площадь щели (м²), q_t – касательная распределенная нагрузка (Па). После подстановки выражений (3) и (4) в выражение (2), получим

$$N = v_{пер} S q_t \quad (5)$$

Из выражения (5) найдем касательную распределенную нагрузку:

$$q_t = \frac{N}{v_{пер} S} \quad (6)$$

Усилие подачи [14]:

$$X = \frac{N_u \eta_u \cos \alpha}{v_u} \quad (7)$$

где X –усилие подачи (Н), v_u – скорость движения цепи (м/с), η_u – К.П.Д. цепного ИО, α – угол наклона траектории режущей кромки резца (град).

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{v_u \sin \beta}{v_u \cos \beta + \frac{v_{пер}}{3600}} \quad (8)$$

где β – угол наклона бара к вертикали (град).

Усилие подачи согласно рисунку 2 находится по формуле [17,18]:

$$X = P_{рез} \sin \beta + P_n \cos \beta \quad (9)$$

где P_n – нормальная сила резания на весь ИО (Н).

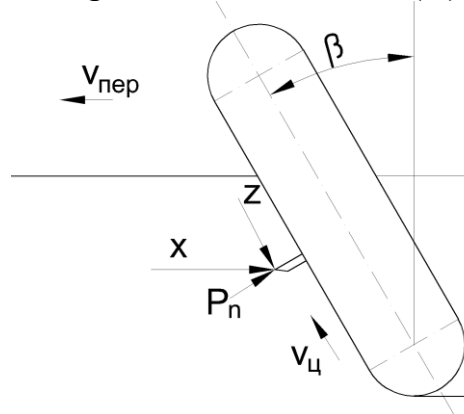


Рисунок 2 Схема силового взаимодействия резца и породы
 Нормальная сила резания на весь ИО с учетом распределенной нагрузки примет вид:

$$P_n = S q_n \quad (10)$$

где q_n – нормальная распределенная нагрузка (Па).

Приравняем выражения (7) и (9) получим

$$\frac{N_u \eta_u \cos \alpha}{v_u} = P_{рез} \sin \beta + P_n \cos \beta \quad (11)$$

После подстановки выражений (2), (4) и (10) в (11) и упрощений, найдем нормальную распределенную нагрузку:

$$q_n = q_t \left(\frac{v_{пер} \eta_u \cos \alpha}{v_u \cos \beta} - \operatorname{tg} \beta \right) \quad (12)$$

Для определения величин распределенных нагрузок возьмем за прототип баровую установку ЭТЦ-2086 установленную на базе трактора МТЗ-82, имеющую следующие параметры [19]:

Мощность двигателя, кВт (л.с.)	60(81)
Ширина прорезаемой щели, мм	140
Глубина прорезаемой щели, м	1,6
Рабочая скорость передвижения, м/с	0,525
Скорость режущей цепи, м/с	0,69
Угол наклона бара к вертикали, град	25

Подставив параметры исполнительного органа в (6) и (12) получим значения распределенных нагрузок:

$$q_t = \frac{60000}{0,525 \cdot 0,14 \cdot 1,6} = 5,1 \times 10^5 \text{ Па}$$

$$q_n = 5,1 \times 10^5 \left(\frac{0,525 \cdot 0,7 \cdot \cos 15,8}{0,69 \cdot \cos 25} - \operatorname{tg} 25 \right) = 5,1 \times 10^4 \text{ Па}$$

Из выражений (6) и (12) видно, что на тангенциальную распределенную нагрузку влияет не только мощность приходящая на ИО, но и размеры самой прорезаемой щели и скорость передвижения машины. Нормальная распределенная нагрузка зависит не только от тангенциальной распределенной нагрузки, но и от скорости цепи и от угла наклона бара к вертикали.

Для проведения дальнейших исследований необходимо:

- определить рациональные размеры породного массива, которые создадут модель близкую к реальному массиву;
- обосновать, плотность сетки конечных элементов.

Список литературы

1. Садовец В.Ю., Аксенов В.В. Ножевые исполнительные органы ге-оходов: монография / В.Ю. Садовец, В.В. Аксенов // Издательство: LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co. KG Heinrich-Böcking-Str. 6-8, 66121 Saarbrücken, Germany. 2011. -141 с.
2. Аксенов В.В., Садовец В.Ю., Резанова Е.В. Синтез технических решений нового класса горнопроходческой техники // Известия вузов. Горный журнал / Екатеринбург, 2009-№ 8. С. 56-63.
3. Аксенов В.В., Вальтер А.В. Специфика геохода как предмета производства // Научное обозрение. 2014. Т. 8, Ч. 3. С. 945–950.
4. Ананьев К.А. Создание исполнительного органа геохода для разрушения пород средней крепости. Дис. Канд. Техн. Наук.-Кемерово, 2016.-145 с.
5. Аксенов В.В., Хорешок А.А., Ананьев К.А., Ермаков А.Н. Определение силовых и кинематических параметров исполнительных органов геохода методом имитационного моделирования // Вестник КузГТУ.-2016.-№ 1.-С. 77-83.
6. Садовец В.Ю., Пашков Д.А. Обоснование необходимости создания барового исполнительного органа геохода для разрушения пород крепостью до 1 по шкале профессора Протодяконова // В сборнике: Международной научно-практической конференции «Инновации в информационных технологиях, машиностроении и автотранспорте». КузГТУ. 2017. С. 381-385.

7. Aksenov V., Sadovets V., Rezanova E., Pashkov D. Impact of the number of blades of the geokhod cutting body on cutting forces // E3S Web of Conferences. 2017. Т. 15. С. 03015.

8. Аксенов В.В., Садовец В.Ю., Пашков Д.А. Определение силовых параметров ножевого исполнительного органа геохода для разрушения пород малой крепости // Вестник КузГТУ. - 2017. - №3. - С. 116-126.

9. Аксенов В.В., Садовец В.Ю., Пашков Д.А. Обоснование необходимости создания исполнительного органа геохода для разрушения пород малой крепости // Вестник КузГТУ. - 2016. - №6. - С. 8-14.

10. Аксенов В.В., Садовец В.Ю., Бегляков В.Ю. Обоснования формы забоя выработки геохода/Сборник трудов Международной научно-практической конференции с элементами научной школы для молодых ученых «Инновационные технологии и экономика в машиностроении». -Томск: Изд-во ТПУ, 2010. -С. 492-496.

11. Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Садовец В.Ю., Резанова Е.В. Формирование структурного портрета геохода//Вестник КузГТУ. 2010. № 1. С. 35-41.

12. Аксенов В.В., Ефременков А.Б., Садовец В.Ю., Резанова Е.В. Создание инновационного инструментария для формирования подземного пространства//Вестник КузГТУ/Кемерово, 2010-№ 1. С. 42-46.

13. Горбунов В.Ф., Аксенов В.В., Садовец В.Ю., Структурная матрица горнопроходческих систем//Служение делу. Кемерово: КузГТУ, 2006. С. 77-84.

14. Пашков Д.А. Анализ существующих баровых исполнительных органов // В сборнике: IX Всероссийской, 62 научно-практической конференции молодых ученых с международным участием «Россия молодая». С.Г. Костюк (отв. редактор). 2017. С. 35011.

15. Бегляков В.Ю. Обоснование параметров поверхности взаимодействия исполнительного органа геохода с породой забоя. Дис. Канд. Техн. Наук.- Юрга, 2012.-139 с.

16. Бернавский Ю. Н., Захарчук Б. З., Ровинский М. И. и др. Машины для разработки мерзлых грунтов / Под. общ. ред. В. Д. Телушкина. – М.: Машиностроение, 1973. – 272 с.

17. Проектирование машин для земляных работ / Под ред. А. М. Холодова. – Х.: Вища шк. Изд-во при Харьк. ун-те, 1986. – 272 с.

18. Школьный А. Н. Обоснование выбора конструктивных и технологических параметров исполнительного органа бесковшовых цепных траншекопателей: автореф. дис. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук / А. Н. Школьный; Томский государственный архитектурно-строительный университет. – Томск, 2006. – 23 с.

19. ООО «СТРОЙБУР». URL: <http://www.vodavsegda.ru/art.php?id=68>.