

УДК 621.878

С.М. Любченко, канд. техн. наук, доцент КНУБА

В.П. Головань, канд. техн. наук, доцент КНУБА

О.Ю. Вольтерс, канд. техн. наук, доцент КНУБА

ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВИХ ТА ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЛИКОВОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ ВИДАЛЕННЯ КЕРНА ПРИ КІЛЬЦЕВОМУ БУРІННІ СВЕРДЛОВИН.

При бурінні свердловин в міцних і мерзлих ґрунтах кільцевими буровими робочими органами виникають труднощі з відокремленням від масиву і видаленням із свердловини керну [1].

В роботі [2] запропоновано конструкцію роликового пристрою, яким обладнується кільцевий буровий робочий орган. Цей пристрій устатковується в нижній частині бура і призначається для підрізання керна по колу, його відколювання від масиву ґрунту і подальшого видалення із свердловини.

Робочий орган (рис. 1) складається з циліндричного корпусу 1, на якому закріплено шнек 2 для транспортування зруйнованого ґрунту із кільцевого прорізу і ґрунторуйнівний вінець 3. Над ґрунторуйнівним вінцем в корпусі бура вирізані вікна, в яких встановлені напрямні 4 та ролики 5 з твердосплавними зубцями 6 для підрізання, захоплення та видалення керну.

Напрямні з роликами встановлені в площині обертання бура під кутом α до траєкторії обертання. Величина кута α вибирається меншою за кут тертя між віссю ролика і напрямними.

В залежності від напрямку обертання бура ролики, пересуваючись в напрямних, змінюють своє положення відносно керну, наближаючись або віддаляючись від нього. Займаючи крайнє зовнішнє положення, ролики не взаємодіють з керном і не перешкоджають процесу буріння. Пересуваючись ближче до центру, ролики за рахунок сил тертя заклинюють між керном і напрямними.

Для забезпечення постійного слабкого притискання /контакту/ роликів до керну, напрямні з роликами нахилені по відношенню вісі бура на кут β , який повинен бути більшим величини кута тертя між роликом і напрямними. За рахунок цього нахилу ролик під дією власної ваги намагається зайняти нижнє положення і дотикається до керну.

Для забезпечення постійного слабкого притискання /контакту/ роликів до керну, напрямні з роликами нахилені по відношенню вісі бура на кут β , який повинен бути більшим величини кута тертя між роликом і напрямними. За рахунок цього нахилу ролик під дією власної ваги намагається зайняти нижнє положення і дотикається до керну.

При обертанні робочого органу за годинниковою стрілкою і бурінні кільцевого прорізу, ролики займають крайнє зовнішнє положення, протилежне заклинюванню дотикаючись до керну з малим зусиллям, і не перешкоджають бурінню.

При досягненні глибини кільцевого прорізу максимальної величини бура надають обертання в напрямку проти годинникової стрілки, ролики, які взаємодіють з керном і

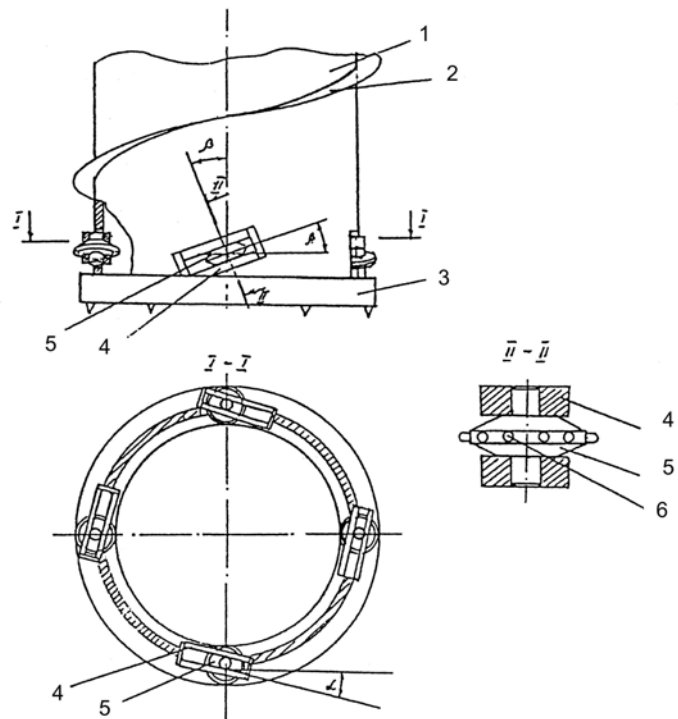


Рис.1. Схема кільцевого бура з роликовим пристроєм

напрямними, заклинюються між ними, за рахунок чого керн підрізається і захоплюється роликами. Керн витягують із свердловини разом з корпусом бура, ставлять на поверхню ґрунту і, обертаючи проти годинникової стрілки, пересувають ролики до зовнішнього положення, звільняючи керн.

При проектуванні кільцевих бурових робочих органів з роликовим пристроєм постає питання визначення розмірів роликів і розрахунку їх на міцність.

На рис.2 приведена розрахункова схема роликового пристрою, який складається з ролика 1, двох півосей 2, що рухаються по напрямним 3. Для спрощення розрахункової схеми в ній не врахована ріжуча кромка ролика з твердосплавними зубцями, тому ролик представлено в вигляді циліндра.

Основними розрахунковими навантаженнями для ролика є вертикальна сила G , що діє на заглиблену в ґрунт його частину та горизонтальна сила F_n , яка передається з боку напрямних 3 у вигляді двох однакових сил $F_n/2$, прикладених до півосей 2. Оскільки на момент відколювання ролик заглиблений в ґрунт на максимально можливу глибину, сила G передається на ролик через поверхню сегмента S , викликаючи в площі перерізу I-I дотичні напруження τ_1 . В свою чергу, сила F_n передається на ролик по двом лініям а-а контакту півосей з напрямними, викликаючи в площах перерізу II-II дотичні напруження F_2 .

Розглянемо окремі розрахункові випадки. Розрахунковий діаметр d_1 ріжучої частини будемо вважати фіксованим, оскільки найбільшою ефективністю пристрою буде при максимально великому діаметрі ролика. Будемо вважати, що діаметр d_1 становить

$$d_1 = 0,9b_{\text{щ}}, \quad (1)$$

де $b_{\text{щ}}$ – ширина кільцевої щілини, що утворюється в масиві ґрунту під час буріння.

Коефіцієнт 0,9 прийнято в зв'язку з тим, що ролик 1 має ріжучу кромку, яку в розрахунковій схемі не враховано.

Визначення дотичного напруження τ_1 виконуємо з врахуванням того, що сила G , яку сприймає кожен з n роликів, має найбільше значення в момент відколювання керна, її величину встановлює залежність

$$G = G_K + F_B, \quad (2)$$

де G_K – вага керна; F_B – сила, необхідна для відколювання керна від масиву.

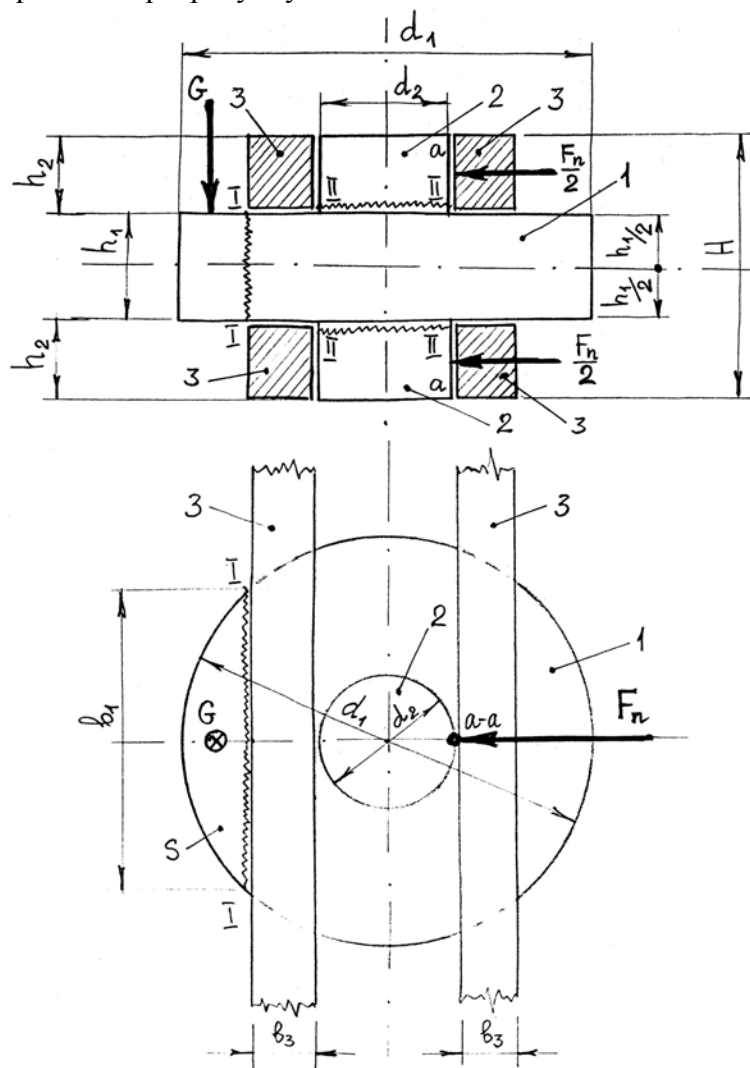


Рис.2. Розрахункова схема ролика

Вагу керна G_K можна представити виразом

$$G_K = \gamma H_K \frac{\pi D_K^2}{4n}, \quad (3)$$

де γ – питома вага ґрунту; H_K – величина заглиблення бурової коронки; D_K – діаметр керна.

Силу F_K можна представити як
$$F_K = \frac{\pi D_K^2}{4n} [\sigma]_B, \quad (4)$$

де $[\sigma]_B$ – нормальне напруження в керні, яке призводить до його сколювання (це напруження розподілено по площі поперечного перерізу керна).

Вираз (2) з урахуванням співвідношень (3) та (4) можна записати у вигляді

$$G_K = \frac{\pi D_K^2}{4n} (\gamma H_K + [\sigma]_B), \quad (5)$$

Для визначення площі прямокутника $S_1 = b_1 \cdot h_1$, по якому розподілені напруження τ_1 від сили G , обчислимо розмір b_1 . Користуючись схемою, наведеною на рис.2, запишемо:

$$b_1 = 2 \sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_2}{2} + b_3\right)^2} = \sqrt{d_1^2 - (d_2 + 2b_3)^2}, \quad (6)$$

де b_3 – ширина напрямних 3; d_2 діаметр півосей ролика.

Міцність ролика в перерізі I – I виразимо залежністю

$$\tau_1 = \frac{G}{S_1} = \frac{Q}{b_1 h_1} < [\tau], \quad (7)$$

де $[\tau]$ – величина допустимого дотичного напруження для матеріалу ролика.

З урахуванням залежностей (5) та (6) одержимо

$$\tau_1 = \frac{\pi D_K^2 (\gamma H_K + [\sigma]_B)}{4n h_1 \sqrt{d_1^2 - (d_2 + 2b_3)^2}} < [\tau], \quad (8)$$

Визначення дотичного напруження τ_2 виконуємо з урахуванням сили F_n , з якою

напрявні 3 діють на півосі 2:
$$\tau_2 = \frac{F_n}{2S_2} < [\tau], \quad (9)$$

де S_2 – площа перерізу II – II.

$$S_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}. \quad (10)$$

При конструюванні роликового пристрою крім наведених перевірочних розрахунків за формулами (8) та (9) слід визначити також ширину напрямних b_3 із розрахунку на згин від сил G та F_n , що діють у взаємно перпендикулярних напрямках.

Приведений аналіз силових і геометричних параметрів роликового пристрою для кільцевих бурових робочих органів може бути використаний при проектуванні нових конструкцій бурильного обладнання для роботи в міцних і мерзлих ґрунтах та в складних гірничо-геологічних умовах.

Література

1. Смірнов В.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Виробничі випробування кільцевих бурів в складних гірничо-геологічних умовах// Техніка будівництва. – 2001. - № 9. С.45 - 47.
2. Смірнов В.М., Головань В.П., Вольтерс О.Ю. Кільцевий буровий робочий орган з роликовим пристроєм для видалення керну// Гірничі, будівельні дорожні та меліоративні машини: Респ. міжвід. наук. техн. зб. - 2002. - Вип. 60.