

УДК 622.28.044:622.831

Г.І. Ларіонов

ДО ПИТАННЯ ПРО ЗМІНУ ДІАМЕТРУ МЕТАЛОПОЛІМЕРНОГО АНКЕРА

Актуальність. Незалежність України у енергетичній сфері вимагає як найширшого використання енергоресурсів власного видобутку. Оскільки Україна має потужні запаси вугілля то необхідно збільшити видобуток власного вугілля. Донецький вугільний басейн містить достатній об’єм якісного вугілля, але його потрібно видобувати на великих глибинах.

Застосування рамного кріплення гірських виробок на великих глибинах, як показує практика, стало економічно недоцільним і таким, що не забезпечує необхідний рівень безпеки на вугільних шахтах України. Сучасний вид кріплення гірських виробок - анкерне кріплення в змозі ефективно вирішити перелічені проблеми і забезпечити значно більші темпи видобутку [1].

На вугільних шахтах України анкерне кріплення здійснюється згідно з стандартами України, які базуються на стандартах Великобританії [1]. Виходячи з нормативних документів прийнятих в Україні застосування набули анкерні штанги довжиною 2,4 м та номінальних діаметрів 22; 24; 27; 30 мм відповідно. Найбільшого поширення набули анкерні штанги номінальним діаметром 25 мм при діаметрі шпура 32 мм та фіксуюча суміш виробництва ЗАО „Карбо і Кріплення” з максимальним опором на стискання 60 – 80 МПа. Застосування таких комплектуючих анкерного кріплення підтвердили свою ефективність на багатьох шахтах України з різними гірничо-геологічними умовами.

Ефективність анкерного кріплення протидіяти гірському тиску у великій мірі залежить від забезпечення технології його зведення. Параметри бурового обладнання, яке використовується і для встановлення анкерів, мають суттєвий вплив на забезпечення правильної технології зведення анкерного кріплення, а так і ефективності його роботи.

Останньою тенденцією у застосуванні анкерного кріплення на вугільних шахтах України стало використання анкерних штанг

найменшого із ряду рекомендованих нормативними документами діаметру 21 мм.

Як на наш погляд, це пов'язано з налагодженням виробництва прокату для анкерних штанг з більшою міцністю, з можливістю зменшити металоємність систем анкерного кріплення та позбавитись технологічної операції з нарізання різьбової ділянки у хвостовій частині анкерної штанги.

Оскільки основним видом навантаження є розтяг, то основним критерієм зміни номінального діаметру штанги було обрано незмінність максимальної несучої здатності анкерної штанги на розрив.

Але як свідчить практичний досвід використання анкерного кріплення сталого значення міцності на розрив анкерної штанги замало.

Справа в тім, що важливість вибору величини діаметру анкерної штанги, а відповідно і анкерного шпура, обумовлена значним впливом товщини оболонки фіксуєної суміші на якість і міцність її закріплення. А як відомо [3] товщина оболонки із фіксуєної суміші істотно впливає на ефективність роботи як окремо зафіксованого анкера так і системи анкерного кріплення в цілому.

Таким чином, на вибір діаметру анкерної штанги і відповідно анкерного шпура під металополімерний анкер одночасно впливають два чинники. З одного боку, бурове обладнання повинно забезпечувати необхідну якість перемішування фіксуєної суміші (згідно з [1] величина крутного моменту бурового обладнання при встановленні анкерної штанги у шпур повинна забезпечити швидкість обертання її не менше 450 об/хв. на протязі 30 секунд), а з іншого боку, бути в змозі створити таку товщину оболонки з фіксуєної суміші, яка б забезпечила найефективнішу передачу зусиль від гірського масиву до анкерної штанги. Зрозуміло, що вирішення такої задачі можливо лише в рамках постановки такої задачі як задачі оптимального проектування.

Являє інтерес питання: чи змінюється механізм роботи анкерної штанги у системі анкерна штанга – фіксуєча суміш – гірська порода? Як впливає зменшення діаметру анкерної штанги на роботу системи анкерного кріплення?

Постановка задачі може бути сформульована наступним чином:

Знайти такий діаметр шпура під полімерний анкер, який забезпечив би найсприятливіші умови роботи оболонки із фіксуєючої суміші за наявності бурового обладнання з обмеженим крутним моментом, або інакше

забезпечити мінімум цільовій функції

$$F = \int_0^L \sigma(\xi) d\xi; \quad (1)$$

де: L – довжина зафіксованої частини анкера; σ - зусилля, що виникають у тілі оболонки із фіксуєючої суміші.

за наявності обмежень міцності оболонки фіксуєючої суміші

$$\sigma_{\text{фікс.суміш}} < \sigma_{\text{гранич.}}; \quad (2)$$

за наявності технологічних обмежень

$$M_{\text{крути}} = \frac{2\pi^2 \mu N d_a^2 d_{\text{обол}}^2 L}{d_{\text{обол}}^2 - d_a^2} < M_{\text{буров.обл}}; \quad (3)$$

та конструктивних обмежень:

$$d_{\text{min}} \leq d_{\text{обол}} \leq d_{\text{max}}; \quad (4)$$

Врахування обмеженої міцності матеріалу з якого складається фіксуєюча суміш на розрив призвело до появи обмеження задачі у вигляді формули (2), де:

$\sigma_{\text{фікс.суміш}}$ та $\sigma_{\text{гранич.}}$ являють собою зусилля, що виникають в оболонці фіксуєючої суміші та граничні зусилля на розрив відповідно; $M_{\text{крути}}$, $M_{\text{буров.обл}}$ - необхідний крутний момент для забезпечення постановки анкера у шпур та максимальний для бурового обладнання, що використовується для введення анкера у шпур [2];

μ - густина фіксуєючої суміші [н · хв./м]; N - швидкість обертання виконавчого органу бурового обладнання [об/хв]; $d_a, d_{\text{обол}}$ - діаметри анкерної штанги та оболонки фіксуєючої суміші(або шпура);

L - довжина частини анкерної штанги, яку зафіксовано у масив гірської породи; $d_{\text{min}}, d_{\text{max}}$ - мінімально та максимально допустимі діаметри шпура.

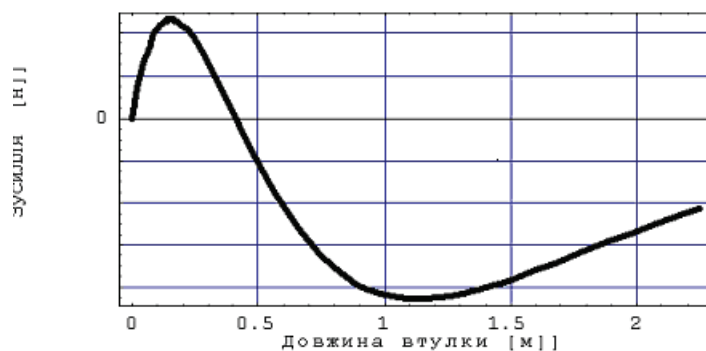


Рисунок 1 - Типовий закон розподілення зусиль у поперечних перерізах оболонки фіксуючої суміші

Зараз на шахтах України експлуатується широкий спектр бурового обладнання для вибурювання анкерних шпурів, та встановлення анкерного кріплення. Проблеми вибору бурового обладнання яке може забезпечити необхідний спектр значень параметрів не існує. Найпоширенішим критерієм вибору бурового обладнання, за звичай, є ціновий. Цим можна пояснити найбільше розповсюдження бурового обладнання для буріння анкерних шпурів та постановки анкерів виробництва Китаю, наприклад, *MQT-120*, *MQT-35* тощо. Максимальний крутний момент цього бурового обладнання не перевищує $M_{\text{крутн}} = 120$ н м. Як свідчить [2], величина цього параметру у значній степені визначає можливість та правильність виконання технології встановлення штанги анкера у шпур і забезпечує якість перемішування фіксуючої суміші, а відповідно і максимально спроможну його міцність. В той же час практичний досвід використання різних видів бурового обладнання показав, що якість перемішування істотно не зменшується навіть у діапазоні $170 \div 250$ об/хв. Тому у подальших обчисленнях використано найменшу з цього діапазону швидкість 170 об/хв.

Використання узагальненої задачі Н.М. Жуковського, що довела свою ефективність при визначенні силових параметрів для системи гірський масив – оболонка фіксуючої суміші – анкерна штанга [3] і було використано при вирішенні задачі (1 – 4). Схема навантаження системи подана на рис. 2, а розрахункова схема на рис. 3.

Основні елементи навантаження видно з наведеного вище рисунка.

Основними параметрами представленими на рис. 3 є:

Q – осьове навантаження анкерної штанги;

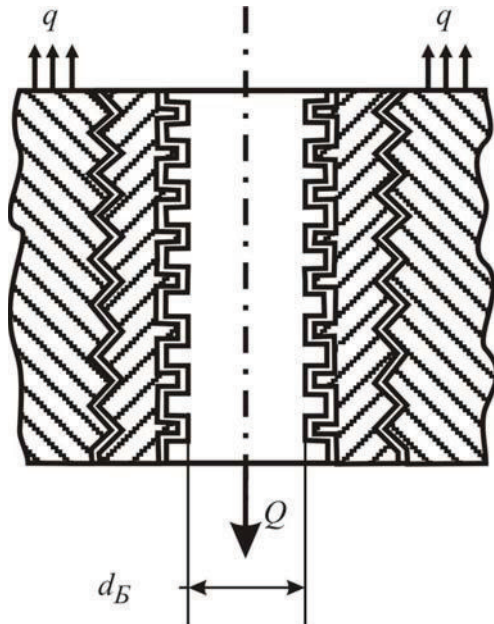


Рисунок 2 - Схема навантаження системи гірський масив – оболонка фіксуючої суміші – анкерна штанга

p_i - сили взаємодії, що виникають на контактї анкерна штанга – фіксуюча суміш;

t_i - сили взаємодії, що виникають на контактї фіксуюча суміш – гірський масив;

S_i - зусилля, що виникають у поперечних перерізах анкерної штанги;

σ_i - зусилля, що виникають у поперечних перерізах оболонки із фіксуючої суміші;

Для визначення зусиль, що виникають у поперечних перерізах анкерної штанги та оболонки фіксуючої суміші використано розв’язки узагальноної задачі М.Є. Жуковського [4] які представлені наведеними нижче формулами:

Зусилля, що виникають у тілі оболонки фіксуючої суміші та сили, що виникають на контактах гірська порода – фіксуюча суміш та анкерна штанга – фіксуюча суміш визначаються за формулами (5-6) відповідно:

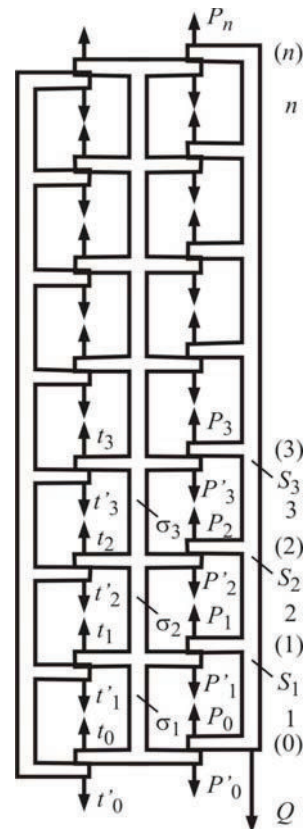


Рисунок 3 - Розрахункова схема узагальноної задачі М.Є. Жуковського

$$\sigma_k^B = \sum_{i=0}^{k-1} (p_i^B - t_i) = \sum_{i=0}^{k-1} (p_i - t_i), \quad (5)$$

де:

$$t_k = \frac{\lambda_1 \lambda_3 Q}{8 \operatorname{sh} \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \operatorname{sh} \frac{\beta_1 - \beta_2}{2}} \left[\frac{e^{-\left(k+\frac{1}{2}\right)\beta_2}}{\operatorname{sh} \frac{\beta_2}{2}} - \frac{e^{-\left(k+\frac{1}{2}\right)\beta_1}}{\operatorname{sh} \frac{\beta_1}{2}} \right];$$

$$p_k = \frac{\lambda Q}{2 \operatorname{sh} \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \operatorname{sh} \frac{\beta_1 - \beta_2}{2}} \left[\operatorname{sh} \frac{\beta_1}{2} e^{-\left(k+\frac{1}{2}\right)\beta_1} - \operatorname{sh} \frac{\beta_2}{2} e^{-\left(k+\frac{1}{2}\right)\beta_2} \right] + t_k; \quad (6)$$

Зусилля, що виникають у поперечних перерізах оболонки фіксуєної суміші та анкерної штанги обчислюються за формулами відповідно:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{k+1}^r &= \frac{1}{\lambda_3} (t_k - t_{k+1}); \\ s_{k+1}^B &= \frac{1}{\lambda_1} (p_k - p_{k+1}) + \frac{\lambda_2}{\lambda_1 \lambda_3} (t_k - t_{k+1}); \end{aligned} \right\}$$

де:

$$\operatorname{ch} \beta_1 = 1 + \frac{\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3}{4} + \sqrt{\left(1 + \frac{\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3}{4}\right)^2 - \frac{\lambda_1 \lambda_3}{4}};$$

$$\operatorname{ch} \beta_2 = 1 + \frac{\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3}{4} - \sqrt{\left(1 + \frac{\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3}{4}\right)^2 - \frac{\lambda_1 \lambda_3}{4}};$$

$$\lambda = \frac{h_B}{E_B F_B (c_B + c_G^{прас})}; \quad \lambda_2 = \frac{h_r}{E_r F_r (c_B + c_G^{прас})}; \quad \lambda_3 = \frac{h_r}{E_r F_r (c_r^{лев} + c_C)}.$$

h_B, h_r – відстань між виступами на штанзі анкера і поверхні шпура відповідно;

$E_B F_B; E_r F_r$ – модулі пружності та площі поперечного перерізу анкера та оболонки із фіксуєної суміші відповідно;

$(c_B + c_G^{прас}), (c_r^{лев} + c_C)$ – суми коефіцієнтів пропорційності на контактах анкерна штанга – оболонка фіксуєної суміші та оболонка фіксуєної суміші – гірська порода відповідно. Зміст коефіцієнтів пропорційності визначаються із формули: $f_i = c \cdot p_i$, де: f_i – переміщення поперечного перерізу під дією сили p_i . Коефіцієнт пропорційності приймається сталим для пари контактуючих поверхонь.

Для визначення коефіцієнтів $c_B, c_G^{прас}, c_r^{лев}$, можна скористатися [5].

Як впливає із формул (5-6) зусилля, що виникають у поперечних перерізах оболонки із фіксуєної суміші являють собою

різницю між силами на контактах анкер – фіксує суміш та фіксує суміш – поверхня анкерного шпура. Оскільки вони виникають на різних, але коаксіальних поверхнях, які знаходяться на відстані рівній товщині оболонки із фіксує суміші, то вони призводять до зміни форми об’єму матеріалу фіксує суміші, а як відомо навантаження подібного типу є небезпечними для збереження цілостності матеріалу.

Зрозуміло також, що значення цієї різниці не відображає абсолютних значень дотичних напружень на контактуючих поверхнях.

Для отримання нижньої оцінки оптимальних параметрів поставленої задачі вибрано мінімально можливу швидкість обертання анкерної штанги у шпурі $N = 170$ об/хв. та крутного моменту для найбільш поширеного бурового станка $MQT-120$ ($M_{крутн} = 120$ нм). Для того щоб усвідомити динаміку змін параметрів, що досліджуються, графіки представлено одночасно для двох різних швидкостей обертання виконавчого органу бурового обладнання: $N = 170$ та 180 об/хв.

Оскільки для розрахунків у подальшому необхідно мати значення модуля пружності для анкерної штанги номінальним діаметром 21 мм, а відомо лише те, що розривні зусилля анкерної штанги не менше за матеріал анкерної штанги номінальним діаметром 25 мм, то модуль пружності для розрахунків приймався виходячи з рівності жорсткості на розрив:

$$E_{25} F_{25} = E_{21} F_{21};$$

де: $E_{25} F_{25}$; $E_{21} F_{21}$ – модулі пружності та площі поперечних перерізів анкерних штанг номінальних діаметрів 25 і 21 мм відповідно.

Результати розв’язку задачі (1 – 4) отримано за наступних даних:

$$Q = 5 \cdot 10^4 \text{ н}; L = 2,25 \text{ м}; \sigma_{гран} = 60 \text{ МПа}; \mu = 500 - 700 \frac{\text{нсек}}{\text{м}}; d_a = 0,021 \text{ м};$$

$$h_a = 0,009 \text{ м}; d_a = 0,025 \text{ м}; h_a = 0,0165 \text{ м}; N = 170 \text{ та } 180 \text{ об/хв.};$$

$$d_{\max} = 0,060 \text{ м}; h_r = 0,006 \text{ м}; E_a = 1,2 \cdot 10^{11} \text{ н/м}^2; E_r = 9,0 \cdot 10^9 \text{ н/м}^2.$$

На рис. 4 представлені графічні залежності параметрів для анкерної штанги з оптимальним діаметром шпура та з модулем пружності фіксує суміші та діаметрів 32 мм та 34 мм з модулем

пружності фіксуючої суміші, яка за звичай використовується при спорудженні анкерного кріплення на вугільних шахтах.

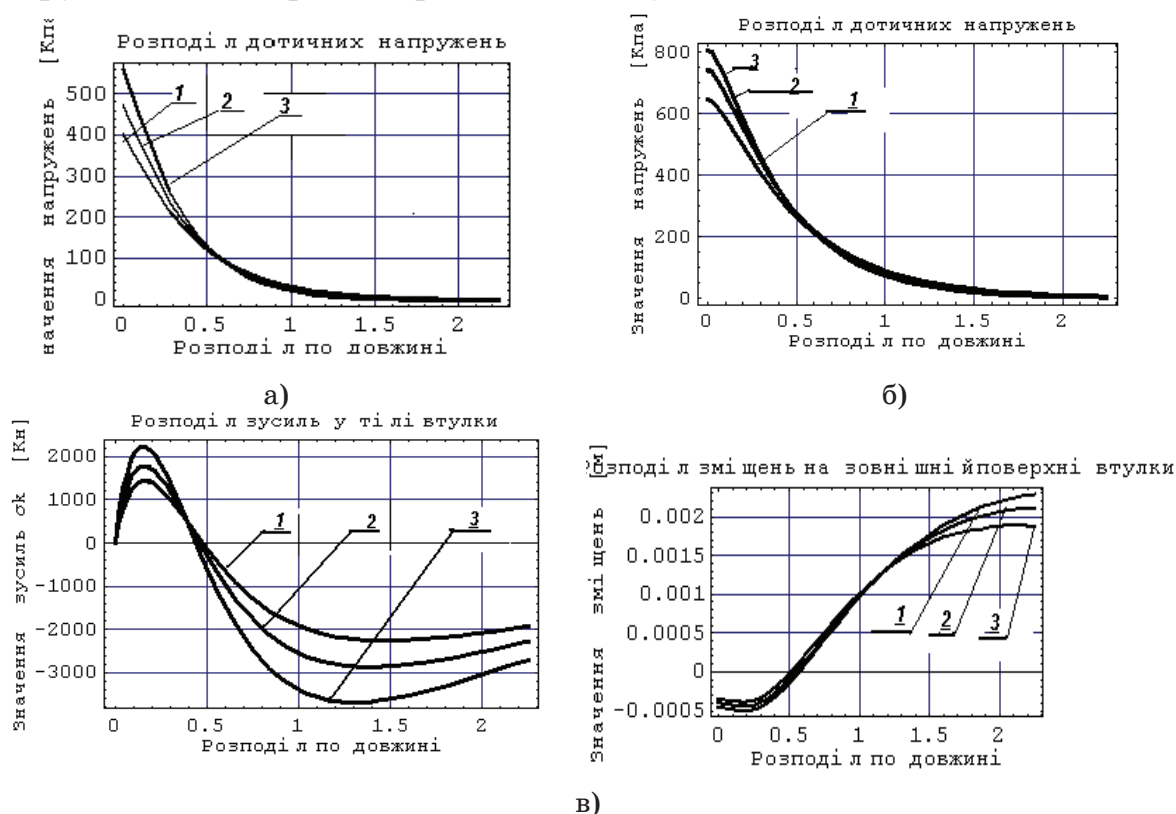
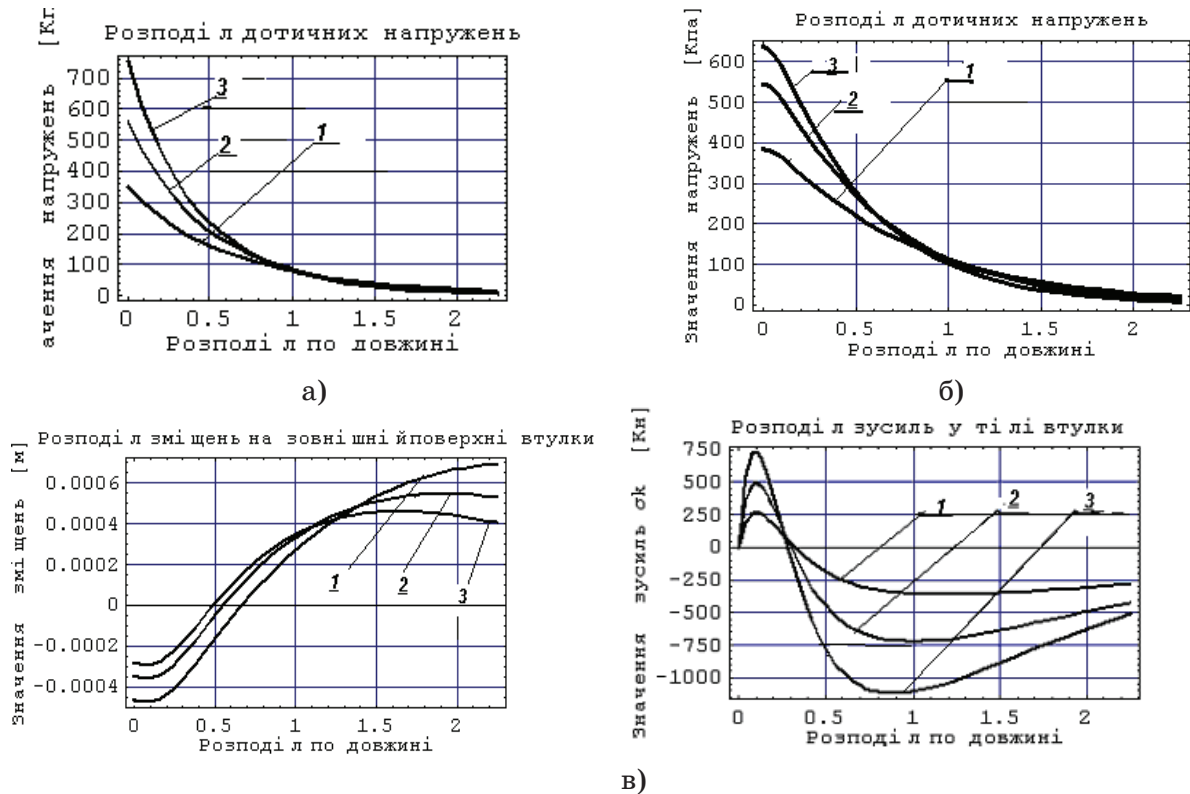


Рисунок 4 - Розподіл параметрів для номінального діаметру анкерної штанги $d_{ш} = 0.025$ м

а) дотичних напружень на контакті анкер – оболонка, б) дотичних напружень на контакті оболонка – шпур, в) зусиль у поперечних перерізах оболонки із фіксуючої суміші та переміщень поперечних перерізів за $M_{кр} = 120$ нм, де: 1 – для оптимальних значень діаметру шпура та $E = 6.0 \cdot 10^9$ н/м²; 2 – для $d_{ш} = 0.032$ м та $E = 7.8 \cdot 10^9$ н/м²; 3 – для $d_{ш} = 0.034$ м та $E = 7.8 \cdot 10^9$ н/м²

На рис. 5 представлені графічні залежності параметрів для анкерної штанги з оптимальним діаметром шпура та з модулем пружності фіксуючої суміші та діаметрів шпура 27 мм та 30 мм з модулем пружності фіксуючої суміші, яка за звичай використовується при спорудженні анкерного кріплення на вугільних шахтах України



а) дотичних напружень на контакті анкер - оболонка б) дотичних напружень на контакті оболонка – шпур в) зусиль у поперечних перерізах оболонки із фіксуючої суміші та переміщень поперечних перерізів за $M_{кр} = 120$ нм

Рис. 5 - Розподіл параметрів для номінального діаметру анкерної штанги $d_w = 0.021$ м

де: 1 – для оптимальних значень діаметру шпура та $E = 6.0 \cdot 10^9$ н/м²;

2 – для $d_w = 0.027$ м та $E = 7.8 \cdot 10^9$ н/м²; 3 – для $d_w = 0.030$ м та $E = 7.8 \cdot 10^9$ н/м²

Оскільки динамічна густина μ змінюється у процесі постановки анкерної штанги у шпур від значень 500,0 до повного затвердіння для отримання графічних залежностей параметрів вибрано найменше значення динамічної густини $\mu = 500,0$. Зрозуміло, що у такому разі відшукується нижня межа оптимальних параметрів. Тобто, якщо за таких наявних обмежень максимальних крутних моментів бурового обладнання неможливо забезпечити нормативні параметри технології наприклад на протязі 30 секунд забезпечити 170 об/хв, то отримане значення діаметру шпура не буде витримано і за більших значень динамічної густини фіксуючої суміші.

Дослідження проблеми використання анкерної штанги номінальним діаметром 25 мм (дивись табл. 1 та рис. 4) дає підстави для наступних висновків.

Таблиця 1

Параметри оптимальних проектів для $n=170$ та 180 об/хв

Динамічна густина [н сек/м]	$D_{ш} 10^{-2}$ [м]	$E_{ф.с} 10^9$ [н/м ²]	σ_{max} [н/м ²] 10^6	цільова функція 10^3	$D_{ш} 10^{-2}$ [м]	$E_{ф.с} 10^9$ [н/м ²]	σ_{max} [н/м ²] 10^6	цільова функція 10^3
500	3,2	6,0	4,58	2,828	3,2	6,0	4,58	2,828
600	3,21	6,0	4,58	2,848	3,27	6,0	4,57	3,1846
700	3,4	6,0	4,44	3,7179	3,49	6,0	4,36	4,1715

Оптимальне значення модуля пружності фіксує суміші менше початкового $7,8 \cdot 10^9$ н/м² і складає $6,0 \cdot 10^9$ н/м² (див. табл. 1). Графічні залежності отриманих параметрів на рис. 4 демонструють тенденцію створення більш сприятливих умов у роботі оболонки із фіксує суміші за меншою величиною модуля пружності. За оптимальних значень діаметру оболонки із фіксує суміші (тобто діаметру шпура) і модуля пружності покращується розподіл дотичних напружень як на внутрішній (рис. 1а) так і на зовнішній поверхнях (рис. 1б). Розподіл зусиль у поперечних перерізах оболонки із фіксує суміші та переміщень зовнішнього шару втулки зображено на рис. 4в). З аналізу графіків випливає - за менших значень модуля пружності зусилля у поперечних перерізах оболонки розподілені більш рівномірно, а переміщення у зоні замкової частини анкерної штанги збільшуються, що відповідає загальним уявленням механіки деформованого твердого тіла.

Аналіз результатів чисельних досліджень анкерної штанги номінального діаметру 21 мм (дивись табл. 2 та рис. 5) дає підстави для наступних висновків.

Таблиця 2

Параметри оптимальних проектів для $n = 170$ та 180 об/хв

Динамічна густина [н сек/м]	$D_{ш} 10^{-2}$ [м]	$E_{ф.с} 10^9$ [н/м ²]	σ_{max} [н/м ²] 10^6	цільова функція 10^3	$D_{ш} 10^{-2}$ [м]	$E_{ф.с} 10^9$ [н/м ²]	σ_{max} [н/м ²] 10^6	цільова функція 10^3
500	2,5	6,0	1,8	0,5287	2,5	6,0	1,8	0,5287
600	2,5	6,0	1,8	0,5287	2,5	6,0	1,8	0,5287
700	2,556	6,0	1,728	0,602	2,6	6,0	1,77	0,654

Розподіл дотичних напружень, що виникають на внутрішній та зовнішніх поверхнях оболонки із фіксує суміші (рис. 5а, б), стає більш рівномірним на зовнішній поверхні (рис. 5б) у порівнянні з внутрішньою. Більш навантаженою є внутрішня поверхня

оболонки(рис. 5а). Зусилля, що виникають на контактi анкер – фіксуєча суміш на 15% більше ніж на контактi фіксуєча суміш – поверхня шпура. Причому, розподіл дотичних напружень за оптимальних параметрів ($d_{ш} = 0,025$ мм та $E_{ф.с.} = 6,0 \cdot 10^9$ н/м²) є більш рівномірним, а максимальне значення дотичних напружень на 53% менше ніж за неоптимальних значень($d_{ш} = 0,03$ мм та $E_{ф.с.} = 7,8 \cdot 10^9$ н/м²);

Порівняння розподілу зусиль у поперечних перерізах оболонки із фіксуєчої суміші (дивись рис. 5в) дає підстави стверджувати, що збільшення міцності матеріалу фіксуєчої суміші і діаметру шпура призводить до більшої неоднорідності зусиль по довжині анкерної штанги. Переміщення поперечних перерізів оболонки з фіксуєчого матеріалу більшої міцності (крива 3) є меншими (дивись рис. 5в), що підтверджує вже відомий факт. Зміна номінальних діаметрів анкерних штанг з 25 мм на 21 мм призводить до суттєвих змін у розподілі навантажень, що діють на внутрішніх і зовнішніх контактних поверхнях. Зокрема, за номінального діаметру анкерної штанги 25 мм більшого навантаження зазнає зовнішня контактна поверхня фіксуєча суміш – поверхня шпура у порівнянні з внутрішньою і різниця складає 30%. За номінального діаметру анкерної штанги 21 мм більшого навантаження зазнає внутрішня контактна поверхня анкер - фіксуєча суміш у порівнянні із зовнішньою і різниця складає не менше 13%. Аналізуючи перерозподіл навантаження викликаний зміною номінальних діаметрів анкерних штанг та враховуючи той факт, що різниця між модулями пружності фіксуєчої суміші і гірської породи менша ніж пари анкер – фіксуєча суміш, можна стверджувати, що слабою ланкою у цій конструкції є пара анкер – фіксуєча суміш. А цей факт означає, що при підвищенні навантаження ймовірність відмови конструкції анкерного кріплення за рахунок пари анкер – фіксуєча суміш є вищою, ніж пари фіксуєча суміш – гірська порода.

За прийнятої функції цілі оптимальні проекти визначаються розташуванням незалежної змінної (модуля пружності) на нижній границі обмеження. Це означає ніщо інше як тенденцію використання фіксуєчої суміші з меншим можливим модулем пружності (враховуючи кореляційну залежність між модулем пружності та межею міцності) з меншою міцністю.

Крім того, слід зазначити, що конструктивною особливістю анкерних штанг номінальним діаметром 21 мм, що отримують широке розповсюдження, є відсутність різьбової частини. Наявність різьбової ділянки для анкерних штанг з номінальним діаметром 25 мм була викликана необхідністю створення попереднього навантаження. Для створення попереднього навантаження анкерних штанг номінальним діаметром 21 мм використовується зовнішня гвинтова навивка прокату. Розрахунки проведені в ІГТМ НАН України показують, що максимальне попереднє навантаження, за таких конструктивних особливостей прокату і бурового обладнання з крутним моментом, що не перевищує 150 нм, не перевищує 2 т проти 5 т за нормативними документами [1].

Для отримання відповіді про необхідність попереднього навантаження і використання анкерних штанг номінальним діаметром 20 мм в умовах вугільних шахт України (на ш. „Білоріченська” ДВАТ „Луганськвугілля”) ” у 2007 році було проведено українсько-американський експеримент. Він підтвердив необхідність і важливість створення попереднього навантаження. Крім того, засвідчив важливість не тільки повздовжньої жорсткості, а й поперечної. Іншими словами, одностайно було зроблено висновок про неефективність застосування анкерного кріплення з американською технологією її зведення і високу ефективність анкерного кріплення, з номінальним діаметром анкерних штанг 25 мм і попереднім навантаженням, яке використовується на вугільних шахтах України.

Як свідчить проведений експеримент та практичний досвід застосування анкерного кріплення на Україні, врахування поперечної жорсткості стає вкрай необхідним у випадку слабких порід покрівлі гірської виробки. За сталої величини попереднього навантаження, рівність поперечної жорсткості пропорційна рівності сумарних площ встановлених анкерів в ряду.

Іншими словами:

$$N_{25}F_{25} = N_{21}F_{21},$$

звідки

$$N_{21} = N_{25}F_{25} / F_{21} = d_{25}^2 / d_{21}^2 N_{25} = 1.417 N_{25}.$$

де: N_{25} , N_{21} та F_{25} , F_{21} – відповідно кількості анкерів номінальних діаметрів 25 та 21 мм у ряду та їх площі поперечних перерізів.

Тобто, для забезпечення рівня зміцнення покрівлі гірської виробки з допомогою 9 анкерів номінального діаметру 25 мм поставлених у ряд необхідно поставити 13 анкерів номінального діаметру 21 мм. Отже зміна діаметру анкерних штанг для кріплення гірських виробок потребує зміни паспортів кріплення, а це у свою чергу натикається на відсутність практичного досвіду їх застосування.

Висновки:

- ефективність та надійність роботи анкерного кріплення залежить від міцності фіксуючих сумішей, що використовуються, міцності прокату з якого виготовлені анкерні штанги, їх діаметрів та діаметрів шпурів ;

- зміна номінальних діаметрів анкерних штанг з 25 мм на 21 мм призводить до суттєвих змін у розподілі навантажень, що діють на внутрішніх і зовнішніх контактних поверхнях;

- для забезпечення високого рівня безпеки видобутку вугілля у складних гірничо-геологічних умовах вугільних шахт України необхідно використовувати анкерне кріплення з номінальним діаметром штанг не менше 25 мм з метричною різьбовою частиною для забезпечення попереднього навантаження у відповідності з діючими нормативними документами;

- використання анкерних штанг діаметру 21 мм можливе у виробках за більш сприятливих гірничо-геологічних умов та у виробках з невеликим терміном існування як то розрізні печі, квершлагги тощо;

- для підвищення стійкості гірських виробок та безпеки видобутку вугілля на високих глибинах замість спроб переходу на менший діаметр анкерних штанг з сумнівною ефективністю, необхідно збільшувати міцність та довжину анкерів номінального діаметру 25 мм.

ЛІТЕРАТУРА

1. Булат А.Ф., Виноградов В.В. Опорно-анкерне кріплення гірничих виробок вугільних шахт / Ін-т геотехнічної механіки НАН України. – Дніпропетровськ, 2002. – С. 372.
2. Головка С.А., Буліч Ю.Ю., Ларіонов Г.І. Щодо вибору обладнання для встановлення металополімерних анкерів. Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць / Ін-т геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. - Дніпропетровськ, 2005. - Вип. 56. – С. 157-165.

3. Ларионов Г.И. О применении решения обобщенной задачи Н.Е. Жуковского к исследованию качества закрепления металлополимерного анкера. Геотехнічна механіка: Міжвід. зб. наук. праць / Ін-т геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України. - Дніпропетровськ, 2007. - Вип. 68. - С. 90-98.
4. Лурье А.И. Операционное исчисление и его приложения к задачам механики. – М-Л.: Гос. изд. техн-теор. лит., 1951. – 432 с.
5. Биргер И. А., Иоселевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368.

Получено 17.04.2008 г.