

О. В. Бовсунівський*, **С. Б. Полотняк**,
В. В. Лисаковський, **О. О. Лещук**, **С. О. Івахненко**
Інститут надтвердих матеріалів ім. В. М. Бакуля
НАН України, м. Київ, Україна
*olesbov@gmail.com

Комп'ютерне моделювання напружено-деформованого і граничного станів пірофілітового контейнера та пуансонів шестипуансонного апарата високого тиску

Розроблено скінченноелементну методику визначення механічного стану важконавантажених елементів шестипуансонного АВТ. Досліджено процес стиснення пірофілітового контейнера в шестипуансонному АВТ. Визначено напружено-деформований і граничний стани контейнера та пуансонів в процесі утворення високого тиску, встановлено вплив розміру ребра кубічного контейнера на граничний стан пуансонів і рівень згенерованого в АВТ тиску. Зокрема, збільшення довжини ребра контейнера приводить до зменшення значення тиску в його центрі.

Ключові слова: шестипуансонний апарат високого тиску, пірофілітовий контейнер, твердосплавний пуансон, тиск, алмаз, комп'ютерне моделювання, метод скінченних елементів, напружено-деформований стан, граничний стан.

ВСТУП

Для вирощування досконалих монокристалів алмазу дотепер широко використовують шестипуансонні кубічні апарати високого тиску (АВТ) [1]. Завдяки проведеним в останні роки конструкційним змінам [2, 3], найбільш значимою з яких є розробка пуансонів з подвійно скошеною робочою поверхнею у вигляді двоступінчастих пірамідальних площадок [4], апарати такого типу здатні створювати в достатньо великих ростових об'ємах високий (6–8 ГПа) квазігідростатичний тиск при температурах до 1800 °С і можуть підтримувати такі параметри протягом тривалого часу.

В таких АВТ ростовий контейнер, що має форму куба з довжиною ребра до 100 мм, розміщують між робочими поверхнями шести пуансонів і при навантаженні останніх за допомогою трьох пар гідравлічних циліндрів в контейнері генерується надвисокий тиск до 6,0 ГПа. В якості матеріалу контейнера, що виконує роль середовища для передачі тиску до ростової комірки, забезпечує її герметизацію і здійснює бічну підтримку робочої поверхні пуансонів, зазвичай використовують пірофіліт. Для забезпечення однорідності матеріалу контейнера він формується з використанням зв'язуючих складових.

Експериментальні дослідження розподілу тиску в пірофілітовому кубічному контейнері [5] показали, що при тиску в середині контейнера 5,5 ГПа його градієнт вздовж осі симетрії куба складає в середньому 0,05 ГПа/мм.

Тобто в процесі деформування в контейнері виникає складний напружено-деформований стан і розподіл тиску не є однорідним. Тому ключовим моментом для суттєвого покращення ефективності процесу вирощування алмазу є дослідження механізму генерування тиску в АВТ в залежності від розмірних параметрів його елементів. Проведений аналіз наявних в літературі даних показав, що в зв'язку зі значною складністю та вартістю такі експериментальні дослідження практично відсутні. Натомість існує декілька робіт з комп'ютерного моделювання поля тиску в пірофілітовому контейнері шести-пуансонного АВТ [6, 7].

Слід зауважити, що рівень згенерованого в АВТ граничного тиску обумовлений як розмірними параметрами пуансонів і кубічного контейнера, так і фізико-механічними властивостями матеріалу пуансонів. Тому для виготовлення найнавантажених елементів АВТ – пуансонів, використовують найміцніші на даний час конструкційні матеріали – високоякісні тверді сплави марок Toshiba Grade F (“Toshiba Tungaloy Co.”, Ltd., Японія), N6F (“Sandvik Coromant”, Швеція) та ін.

Метою даної роботи є комп'ютерне моделювання з використанням методу скінченних елементів процесу стиснення пірофілітового контейнера між пуансонами шестипуансонного АВТ, визначення напружено-деформованого і граничного станів контейнера й пуансонів в процесі деформування та встановлення впливу розмірів кубічного контейнера на рівень згенерованого в АВТ тиску й граничний стан пуансонів.

В якості об'єкта дослідження розглянуто шестипуансонний АВТ з діаметром плунжерів 560 мм і сталими розмірами пуансонів, що використовують при вирощуванні монокристалів алмазу на затравці в Інституті надтвердих матеріалів ім. В. М. Бакуля НАН України [8]. Пуанسونи мають подвійно скошену робочу поверхню у вигляді двоступінчастих пірамідальних площадок з горизонтальною площадкою розмірами 46×46 мм.

Для визначення впливу розмірів пірофілітового контейнера на рівень досяжного в АВТ тиску проведено комп'ютерне моделювання процесу стиснення контейнера у вигляді куба з розмірами ребер 56, 57, 58, 59 і 60 мм.

У зв'язку із симетрією АВТ та умов його навантаження в якості розрахункової схеми обрано 1/48 його частину (рис. 1). Очевидно, що таке спрощення дає можливість значного скорочення часу розрахунків.

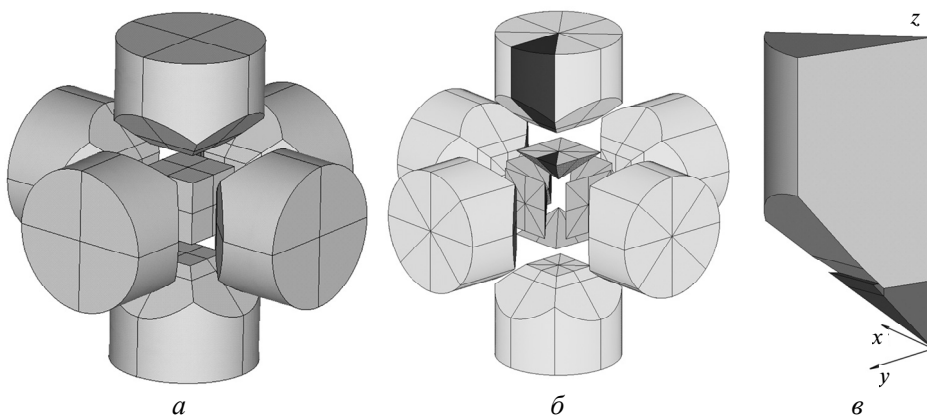


Рис. 1. Загальний вигляд АВТ, що складається з контейнера та шести стискаючих пуансонів (а); розрахункова схема АВТ (б) та її 1/48 частина (в).

Як і в [6, 7, 9] процес навантаження пірофілітового контейнера при стисненні в шестипуансонному АВТ був поділений на два етапи. На першому етапі, при початковому зміщенні пуансонів на 20–25 % від кінцевого, матеріал контейнера витікає в зазори між пуансонами з утворенням деформуючих прокладок довжиною 3–4 мм. Величина тиску в контейнері становить $\sim 0,2$ ГПа з практично рівномірним його розподілом. На другому етапі довжина деформуючих прокладок досягає кінцевих значень у 11–13 мм, ростова комірка герметизується зі створенням рівня тиску $\sim 5,5$ ГПа.

Комп'ютерне моделювання процесу стиснення контейнера починали з другого етапу, тобто кінцева стадія першого етапу була прийнята як початкова умова. Таке допущення дозволило уникнути розбіжності у розв'язку задачі через високу спотвореність геометрії скінченних елементів і складний механізм пластичної течії матеріалу контейнера в кутах кубічних пуансонів на першому етапі стиснення.

При моделюванні авторами було задано наступні граничні і контактні умови:

- на торцевій поверхні пуансона – осьове переміщення $u_z = -3,0$ мм,
- на поверхнях симетрії пуансона, куба та деформуючих прокладок – умова симетрії;
- на плоскій ділянці робочої поверхні контакту пуансона з контейнером – умова контактної взаємодії з коефіцієнтом тертя 0,95 (практично абсолютне зчеплення),
- на поверхнях контакту деформуючої прокладки з пуансоном – умова контактної взаємодії з коефіцієнтом тертя 0,05 (практично абсолютне прослизання).

При проведенні розрахунків застосовували програмне забезпечення для скінченноелементного розв'язання контактних термопружнопластичних задач при скінченних деформаціях [10–14]. Були прийняті вихідні положення, що матеріал пуансонів деформується пружно, пластичне деформування пірофілітового контейнера визначається моделлю лінійно-зміщеного тіла. Значення механічних властивостей пірофіліту і твердого сплаву прийняті з урахуванням їх залежностей від тиску [4, 15–19].

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРАХУНКІВ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ

Характер розподілу тиску при стисненні пуансонами кубічного контейнера з різною довжиною ребра показано на рис. 2. Так, при однаковому переміщенні пуансонів ($u_z = -2,5$ мм) розраховані значення тиску в контейнері є різними. В подальшому буде використовуватися абсолютне значення переміщення u_z . Наприклад, зі збільшенням довжини ребра контейнера тиск в його центрі спадає від 5,89 до 5,07 ГПа. Отже, при збільшенні розмірів кубічного контейнера для отримання тиску, що є достатнім для вирощування монокристалів алмазу, потрібно задавати більше осьове переміщення пуансонів (рис. 3, а) і, відповідно, більше зусилля преса (рис. 3, б).

На рис. 4 наведено зміну тиску в zdeформованому контейнері з довжиною ребра 57 мм вздовж різних напрямків від його центру. Як видно, градієнт тиску на відстані ~ 13 мм від центру контейнера майже відсутній ($< 0,001$ ГПа/мм). Це пояснюється достатньою віддаленістю даної частини контейнера від пуансонів, вона не бере участі в утворенні деформуючої прокладки, а лише стискається рівномірно з усіх сторін.

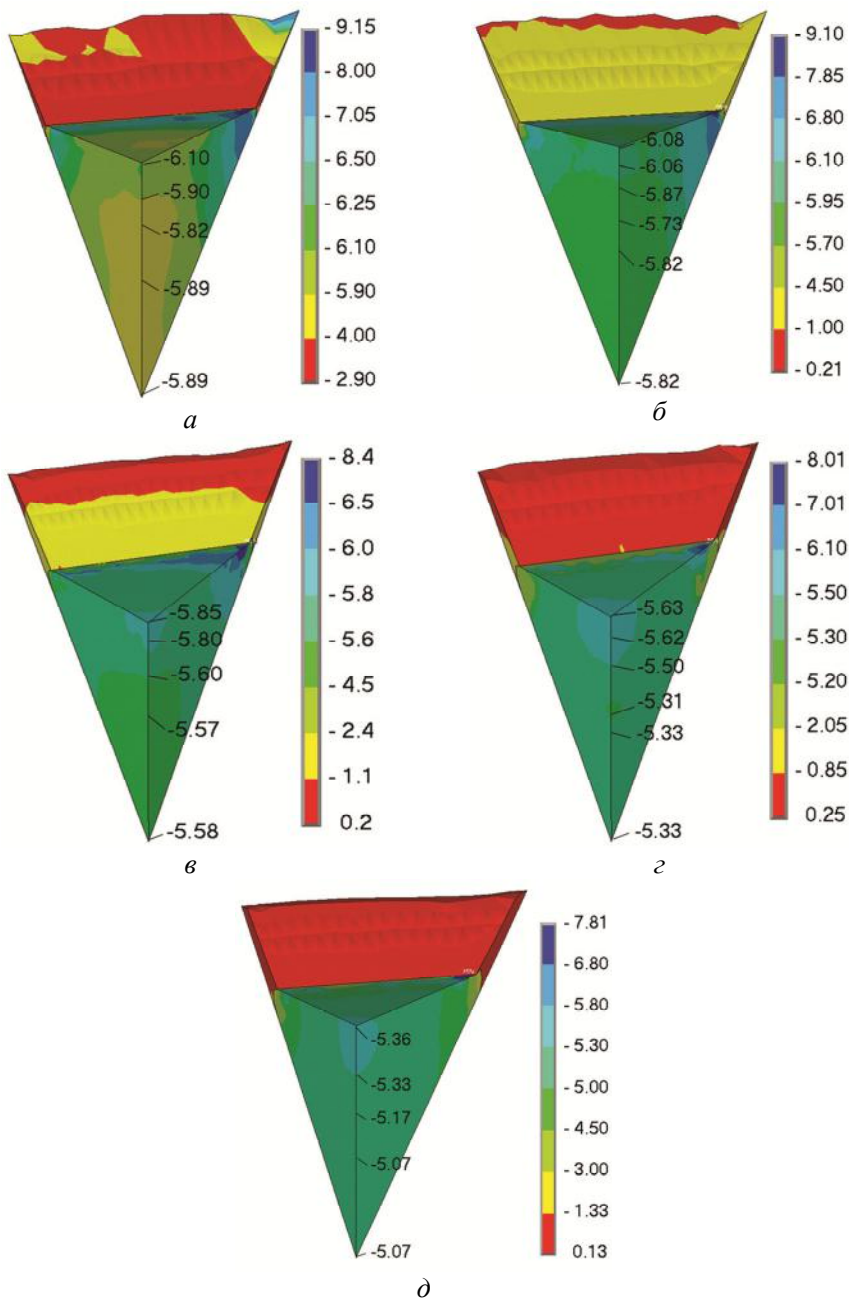


Рис. 2. Розподіл гідростатичного тиску (ГПа) в кубічному контейнері з довжиною ребра 56 (а), 57 (б), 58 (в), 59 (з), 60 мм (д) при стисненні його в АВТ.

В областях сходження пуансонів має місце суттєва концентрація напружень, обумовлена витіканням матеріалу контейнера з утворенням деформуючої прокладки. По мірі навантаження збільшення сили тертя між пуансоном і прокладкою приводить до сповільнення витікання матеріалу контейнера, ростова комірка герметизується і тиск підвищується у всьому об'ємі контейнера. Рівень напружень в прокладці суттєво зростає і забезпечує достатню силову підтримку бокових поверхонь пуансона.

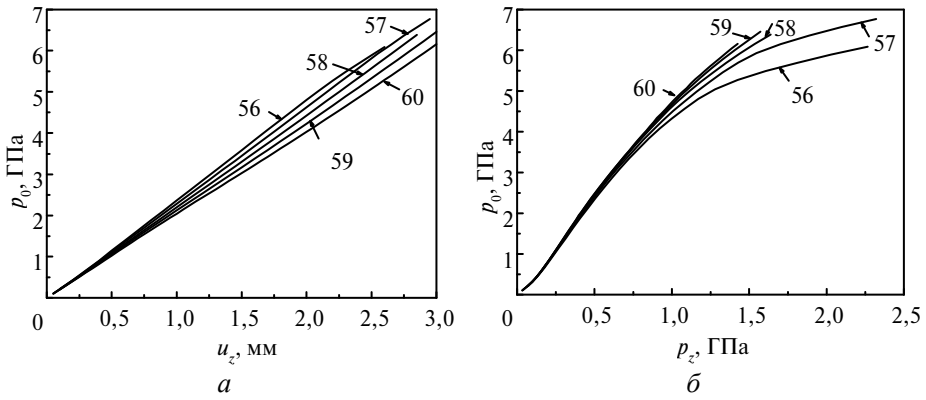


Рис. 3. Залежність тиску p_0 в центрі контейнера від осевого переміщення u_z пуансона (а) і від тиску p_z на торцеву поверхню пуансона (б) за різної довжини ребра контейнера (56–60 мм).

Так, в зонах контейнера A і B (див. рис. 4, а), що наближені до границі з деформуючою прокладкою (пунктирна лінія на рис. 4, б, з), спостерігаються пікові значення тиску з подальшим його різким спаданням (в тому числі й в прокладці). По мірі збільшення переміщення пуансона u_z тиск в прокладці спочатку зменшується, а при $u_z > 2,75$ мм – зростає, що свідчить про критичне зближення пуансонів і остаточне замикання порожнини між ними матеріалом контейнера.

Слід зауважити, що область поблизу стику трьох пуансонів є найбільш “проблемною”, адже саме в ній в реальних експериментах найчастіше відбувається розгерметизація ростової комірки та руйнування пуансонів.

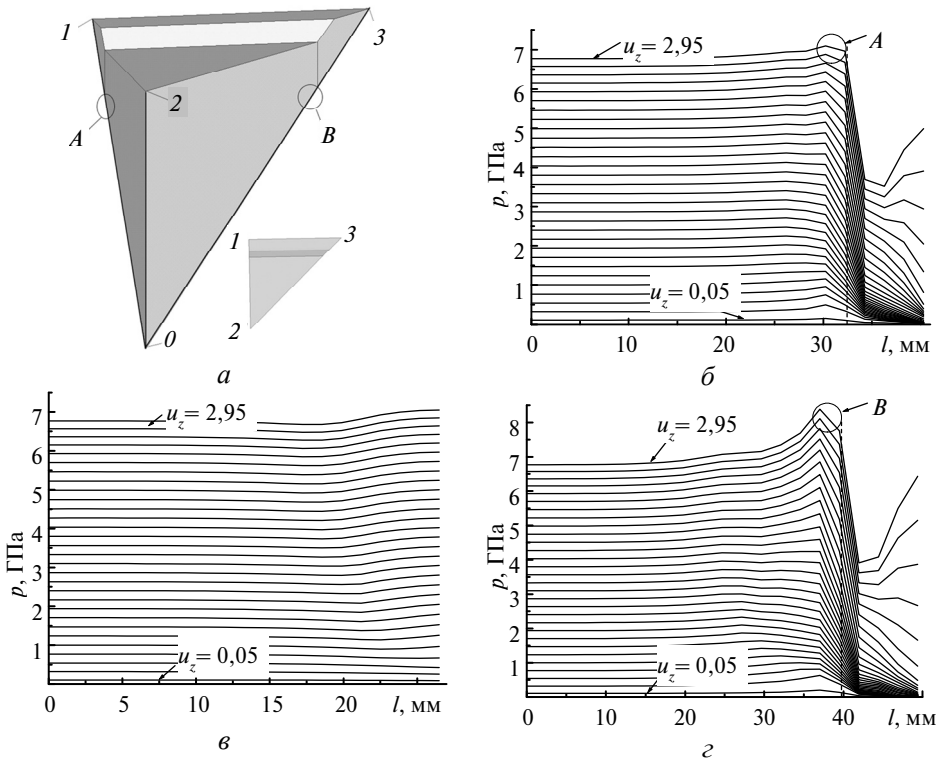


Рис. 4. Схема розрахункової частини деформованого контейнера (а) і зміна тиску в ньому вздовж напрямків 0–1 (б), 0–2 (в), 0–3 (г) у процесі стиснення з кроком $\Delta u_z = 0,1$ мм.

Розглянемо більш детально процес утворення деформуючої прокладки на прикладі зміни її товщини на початку та в кінці зони контакту з бічною поверхнею пуансона (рис. 5). Як видно, товщина деформуючої прокладки по мірі стискання контейнера зменшується практично лінійно. Проте зменшення значення $h_1/2$ є повільнішим, що пояснюється значенням кута сходження пуансонів в місці визначення $h_1/2$. При досягненні значень товщини прокладки $h_1/2 \approx 1,4$ мм та $h_2/2 \approx 0,6$ мм пуансони починають через дуже тонкий прошарок пірофіліту тиснути один на одного, що призводить до різкого збільшення напружень в цих областях. При подальшому стисненні контейнера рівень напружень в пуансонах перевищує допустимі значення, в них виникають і починають розвиватися мікротріщини, що в підсумку призводить до руйнування твердосплавної оснастки шестипуансонного АВТ.

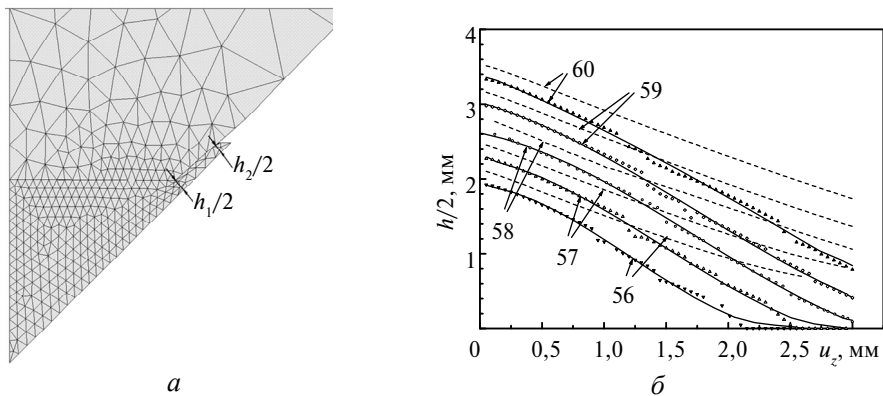


Рис. 5. Схема визначення товщини деформуючої прокладки (а) та її зміна в процесі стискання контейнера за різної довжини його ребра (б); пунктирна лінія – $h_1/2$, суцільна – $h_2/2$.

Слід зазначити, що значення мінімально допустимої товщини деформуючої прокладки, отримані в результаті комп'ютерного моделювання, збігаються з даними робіт, що були проведені в Інституті надтвердих матеріалів ім. В. М. Бакуля НАН України для інших типів АВТ [16].

На рис. 6 подано розподіл сумарних переміщень матеріалу контейнера. Переміщення в центральній частині контейнера є незначними і характеризують процес всебічного ущільнення матеріалу. Закономірно, найбільших значень переміщення досягають на периферії деформуючої прокладки, де вони в залежності від розмірів контейнера можуть досягати значень 13 мм.

Одержані результати з комп'ютерного моделювання напружено-деформованого стану контейнера шестипуансонного АВТ (при вибраних нами граничних умовах, властивостях матеріалів, моделі їх деформування) збігаються з результатами інших робіт [6, 7, 9].

АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ РОЗРАХУНКІВ ГРАНИЧНОГО СТАНУ

У зв'язку з тим, що пуансони АВТ у найбільш навантажених та небезпечних з точки зору руйнування зонах перебувають в умовах всебічного стиснення, при оцінюванні їх міцності потрібно враховувати вплив гідростатичного тиску на границю текучості матеріалу пуансонів.

Для оцінки граничного стану твердосплавних пуансонів було використано критерій найбільших дотичних напружень

$$\sigma_e^{III} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq R_{c0,2}$$

та питомої потенціальної енергії формозміни

$$\sigma_e^{IV} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \leq R_{c0,2},$$

де σ_e^{III} , σ_e^{IV} – відповідно еквівалентні напруження за третьою і четвертою теоріями міцності; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – головні напруження; $R_{c0,2}$ – границя текучості.

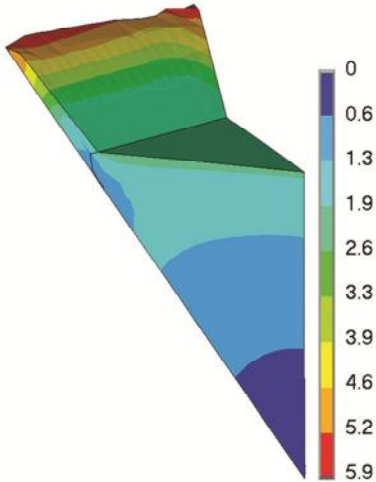


Рис. 6. Розподіл сумарних переміщень (мм) в контейнері з ребром 59 мм при осьовому переміщенні пуансона $u_z = 2,5$ мм.

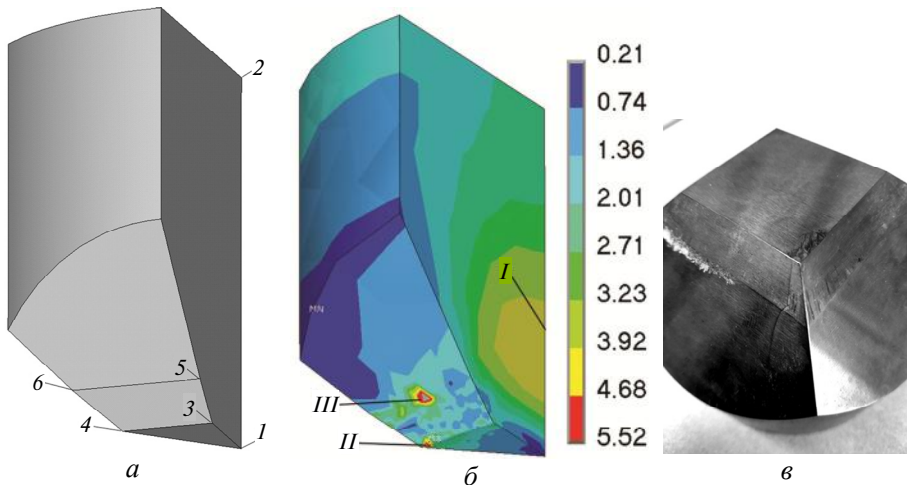


Рис. 7. Схема розрахункової частини пуансона (а), розподіл інтенсивності напружень (ГПа) в пуансоні при стисненні пірофілітового контейнера з довжиною ребра 56 мм за умови $u_z = 2,25$ мм (б), світлина зруйнованого пуансона (в).

Вплив гідростатичного тиску на міцність твердих сплавів вивчався у [20–23]. За даними [22, 23], твердий сплав з 3 % (за масою) Со, що має за атмосферних умов границю міцності 5 ГПа і руйнується без суттєвої пластичної деформації, в умовах гідростатичного тиску 3 ГПа має залишкову деформацію до 10 %. Інакше кажучи, при високому гідростатичному тиску дуже крихкі за нормальних умов тверді сплави здатні переходити у пластичний стан. Було встановлено [20], що для твердих сплавів із вмістом кобальту 3–8 % (за масою) залежність границі текучості від тиску p має вигляд

$$R_{c0,2} = R_{c0,2}^0 + R'_{c0,2} p,$$

де $R_{c0,2}^0$, $R'_{c0,2}$ – відповідно границя текучості за умов нормального тиску та її похідна по тиску. Вказана залежність дає можливість визначити вимоги до границі міцності твердосплавних пуансонів АВТ для забезпечення їх працездатності при створенні високого тиску з врахуванням зміцнення. Для вольфрам-кобальтових твердих сплавів із вмістом кобальту 3–8 % (за масою) за даними [20, 21] $R'_{c0,2} = 0,08\text{--}0,12$. Оскільки у небезпечних областях твердосплавних пуансонів значення гідростатичного тиску дорівнює 5–8 ГПа, для границі текучості з врахуванням зміцнення під дією тиску $R_{c0,2} \approx 7$ ГПа.

На рис. 7, б наведено приклад розподілу інтенсивності напружень в пуансоні АВТ при стисненні пірофілітового контейнера. Можна виділити три області можливого руйнування пуансона при навантаженні: *I* – на осі симетрії над плоскою ділянкою робочої поверхні, *II* – на ребрі плоскої ділянки, *III* – на бічній поверхні поблизу лінії зміни кута її нахилу.

Отримані результати моделювання міцності пуансонів шестипуансонного АВТ задовільно узгоджуються з даними [24].

На рис. 8 показано як змінюються в процесі стиснення максимальні значення еквівалентних напружень в пуансоні в областях його можливого руйнування (лінії 1–2, 3–4, 5–6 на рис. 7, а), гідростатичний тиск в центрі кубічного контейнера, товщина деформуючої прокладки для контейнера з довжиною ребер 57, 58 та 59 мм. Аналогічні залежності були отримані також для контейнера з довжиною ребер 56 і 60 мм.

Аналіз наведених графіків показує, що збільшення довжини ребра контейнера (за умови практично однакового тиску в його центрі) призводить до значного зростання рівня еквівалентних напружень на лінії 3–4 плоскої ділянки робочої поверхні пуансона та незначного їх зменшення на осі симетрії пуансона (лінія 1–2).

На лінії 5–6 при переміщенні пуансона $u_z > 2,5$ мм і довжині ребра контейнера 57 мм спостерігаємо катастрофічне підвищення напружень до значень, що перевищують границю текучості твердого сплаву (див. рис. 8, а). При цьому значення товщини прокладки прямує до нуля. Як результат в цій зоні

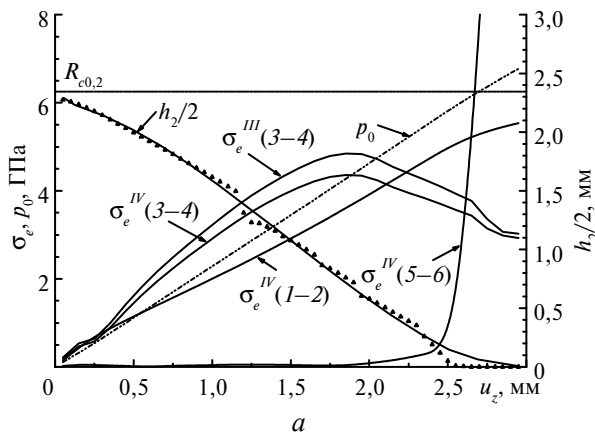


Рис. 8. Залежність максимальних значень еквівалентних напружень σ_e на лініях 1–2, 3–4, 5–6 пуансона, гідростатичного тиску p_0 в центрі контейнера, товщини деформуючої прокладки $h_2/2$ в кінці зони її контакту з бічною поверхнею пуансона від переміщення пуансона в процесі стиснення контейнера з довжиною ребер 57 (а), 58 (б) та 59 мм (в).

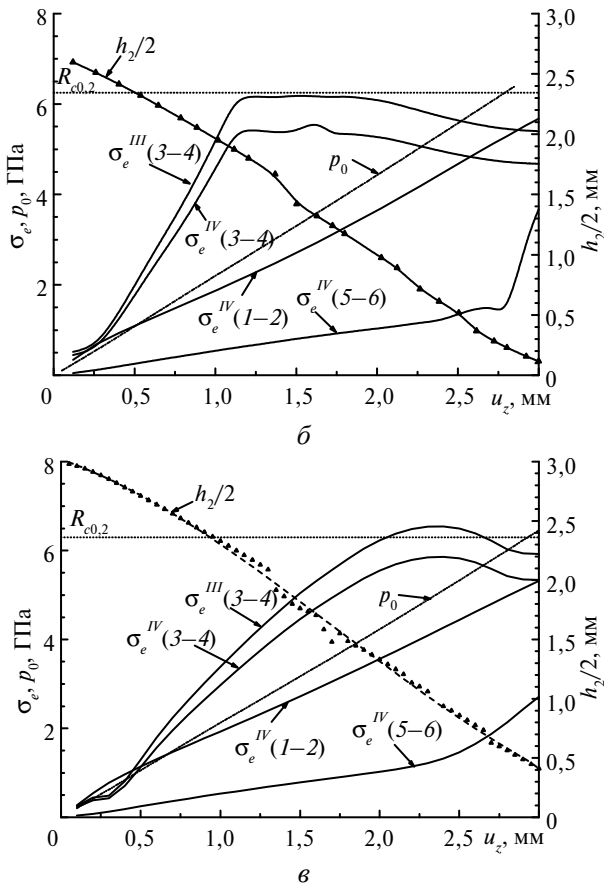


Рис. 8. (Продовження).

пуансона найчастіше фіксується його руйнування (див. рис. 7, в). Збільшення довжини ребра контейнера до 58 і далі до 59 мм (див. рис. 8, б, в) забезпечує стиснення прокладки до товщини, що є достатньою для забезпечення відсутності контакту бічних поверхонь пуансонів, і рівень еквівалентних напружень на бічній поверхні пуансона поблизу лінії 5–6 стає значно нижчим від границі текучості твердого сплаву.

Для перевірки розрахункових даних розглянемо отримані залежності тиску на торцеву поверхню пуансона p_z від її осьового переміщення u_z (рис. 9), звідки можна визначити дійсний тиск масла в гідросистемі преса. Використаємо відоме співвідношення [6] між тиском навантаження на пуансон і тиском масла в гідросистемі пресової установки: $p_z = kp_M$, де коефіцієнт пропорційності для преса з діаметром плунжера 560 мм за паспортними даними складає 18,3. Підставивши в наведену формулу розрахункове значення p_z (див. рис. 9) для контейнера з довжиною ребер 58 мм, отримуємо, що при $u_z \approx 2,5$ мм $p_M \approx 75$ МПа. Останнє значення співпадає з показниками датчика тиску масла в гідросистемі.

ВИСНОВКИ

В представленій роботі запропоновано методику дослідження напружено-деформованого та граничного станів елементів шестипуансонного АВТ і проведено комп'ютерне моделювання процесу стиснення кубічного контейнера при варіюванні довжини його ребра від 56 до 60 мм. Установлено, що за

умови сталого осевого переміщення пуансонів збільшення довжини ребра контейнера призводить до спадання тиску в його центрі від 5,89 до 5,07 ГПа.

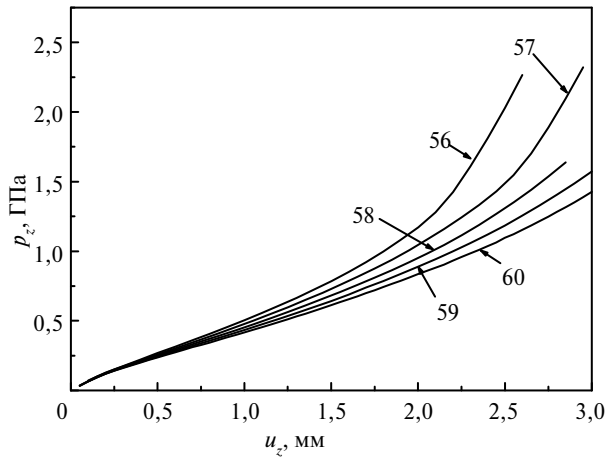


Рис. 9. Залежність тиску на торцеву поверхню пуансона від його осевого переміщення для контейнера з різною довжиною ребер (56–60 мм).

Оцінювання міцності пуансонів АВТ показало наявність трьох областей їх можливого руйнування при навантаженні. Установлено, що за умови сталого тиску в центрі контейнера збільшення довжини його ребра призводить до значного зростання рівня еквівалентних напружень на ребрах робочих торцевих поверхонь пуансонів.

Аналіз результатів комп'ютерного моделювання напружено-деформованого стану та міцності елементів шестипуансонного АВТ з діаметром плунжера 560 мм показав, що пірофілітові кубічні контейнери з довжиною ребер 58–59 мм найбільше задовольняють вимогам щодо генерації потрібного рівня тиску в центрі контейнера та довготривалої роботи пуансонів. Співвідношення таких значень довжини ребра контейнера до довжини ребра плоскої ділянки робочої поверхні пуансона складає 1,26–1,28, що відповідає рекомендаціям виробників пуансонів.

Побудована модель розрахунку механічного стану високонавантажених елементів шестипуансонного АВТ задовольняє відомим експериментальним даним і може бути використана для проектування вузлів високого тиску апаратів відповідної конструкції зі збільшеним ростовим об'ємом.

O. V. Bovsunovskiy, S. B. Polotnyak, V. V. Lysakovskiy,
O. O. Lyeshchuk, S. O. Ivakhnenko
Bakul Institute for Superhard Materials,
National Academy of Science of Ukraine, Kyiv, Ukraine
Numerical simulation of the stress-strain and limit states
of the pyrophyllite container and punches of a six-punch high
pressure apparatus

The finite element technique for defining the mechanical state of heavy loaded elements of a six-punch HPA has been developed. The process of compression of a pyrophyllite container in a six-punch HPA has been studied. The stress-strain and limit states of the container and punches at the high pressure generation process have been defined, the effect of the size of the rib of the cubic container on the limit state of the punches as well as the

pressures achievable in HPA has been revealed. In particular, an increase in the length of the edge of the container results in a decrease in the pressure in its center.

Keywords: six-punch high pressure apparatus, pyrophyllite container, hard-alloyed punch, pressure, diamond, numerical simulation, finite element method, stress-strain state, limit state.

А. В. Бовсуновский, С. Б. Полотняк, В. В. Лысаковский,
А. А. Лещук, С. А. Ивахненко
Институт сверхтвердых материалов им. В. Н. Бакуля
НАН Украины, г. Киев, Украина
Компьютерное моделирование напряженно-
деформированного и предельного состояний
пирофиллитового контейнера и пуансонов
шестипуансонного аппарата высокого давления

Разработана конечноэлементная методика определения механического состояния тяжело нагруженных элементов шестипуансонного АД. Исследован процесс сжатия пирофиллитового контейнера в шестипуансонном АД. Определено напряженно-деформированное и предельное состояния контейнера и пуансонов в процессе создания высокого давления, установлено влияние размера ребра кубического контейнера на предельное состояние пуансонов и уровень сгенерированного в АД давления. В частности, увеличение ребра контейнера приводит к уменьшению значения давления в его центре.

Ключевые слова: шестипуансонный аппарат высокого давления, пирофиллитовый контейнер, твердосплавный пуансон, давление, алмаз, компьютерное моделирование, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние, предельное состояние.

1. Sung Chien-Min J. Optimised cell design for high-pressure synthesis of diamond. *High Temp. High Press.* 2001. Vol. 33. P. 489–501.
2. Han Q.G., Yang W.K., Zhu P.W., Ban Q.C., Yan N., Zhang Q. Design and performance of tapered cubic anvil used for achieving higher pressure and larger sample cell. *Rev. Sci. Instrum.* 2013. Vol. 84, art. 073902.
3. Wang H.K., He D.W. A hybrid pressure cell of pyrophyllite and magnesium oxide to extend the pressure range for large volume cubic presses. *High Press. Res.* 2012. Vol. 32. P. 186–194.
4. Han Q.G., Jia X.P., Qin J.M., Li R., Zhang C., Li Z.-Ch., Yu T., Ma H. FEM study on a double-beveled anvil and its application to synthetic diamonds. *High Press. Res.* 2009. Vol. 29. P. 449–456.
5. Wang H.K., He D.W., Yan X.Z., Xu Ch., Guan J.W., Tan N., Wang W.D. Quantitative measurements of pressure gradients for the pyrophyllite and magnesium oxide pressure-transmitting mediums to 8 GPa in a large-volume cubic cell. *High Press. Res.* 2011. Vol. 31. P. 581–591.
6. Li R., Xu B., Zhang Q., Gu X., Zheng G., Ma H., Jia X. Finite-element analysis on pressure transfer mechanism in large-volume cubic press. *High Press. Res.* 2016. Vol. 36. P. 575–584.
7. Li R., Ma H.A., Han Q.G., Liang Z.Z., Yin B.H., Liu W.Q., Jia X. Simulation of pressure distribution in a pyrophyllite high-pressure cell by finite-element analysis. *High Press. Res.* 2007. Vol. 27. P. 249–257.
8. Lysakovskiy V.V., Novikov N.V., Ivakhnenko S.A., Zanevskyy O.A., Kovalenko T.V. Growth of Structurally Perfect Diamond Single Crystals at High Pressures and Temperatures. Review. *J. Superhard Mater.* 2018. Vol. 40, no. 5. P. 315–324.
9. Лещук О.О., Бовсунівський О.В., Полотняк С.Б., Лисаківський В.В., Ивахненко С.О. Моделювання напружено-деформованого стану контейнера при стисканні пуансонами кубічного пресу. *Породоразрушающий и металлообрабатывающий инструмент – техника и технология его изготовления и применения: Сб. науч. тр. Киев: ИСМ им. В. Н. Бакуля НАН Украины.* 2018. Вып. 21. С. 301–308.
10. Lavrykov S.A. FEM Tools software system for finite element simulation of 3D mechanical and technology processes on PC. *Proc. 4th Conf. Numerical Methods in Mechanics of Continua.* 1992. Vol. 38. P. 91–102.

11. Idesman A.V., Levitas V.I. Finite element procedure for solving contact thermoplastic problems at large strain, normal and high pressures. *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.* 1995. Vol. 126. P. 39–66.
12. Polotnyak S. B., Idesman A. V. Numerical modelling of the mechanical state of deformable gaskets in diamond anvil cell. *J. Mater. Process. Technol.* 1996. Vol. 60. P. 685–690.
13. Левитас В.И., Полотняк С.Б., Идесман А.В. Большие упруго-пластические деформации и напряженное состояние деформируемой прокладки аппарата высокого давления с алмазными наковальнями. *Пробл. прочности.* 1996. № 3. С. 78–88.
14. Полотняк С.Б. Методика чисельного моделювання процесів мартенситних фазових перетворень у малих обсягах матеріалів при деформуванні на алмазних ковадлах. *Сверхтв. материалы.* 2008. № 2. С. 13–28.
15. Sherman W.F., Stadtmuller A.A. Experimental techniques in high pressure research. London: John Wiley & Sons Ltd, 1987. 471 p.
16. Бакуль В.Н., Герасимович А.В., Ивахненко С.А. Зависимость напряжений сдвига литографского камня и пирофиллита от давления. *Синт. алмазы.* 1976. Вып. 2. С. 25–30.
17. Edmont J.M., Paterson M.S. Strength of solid pressure media and implications for high pressure apparatus. *Contributions to Mineralogy and Petrology.* 1971. Vol. 30, no. 2. P. 141–160.
18. Sachse W., Ruoff A.L. Elastic moduli of precompressed pyrophyllite used in ultrahigh pressure research. *J. Appl. Phys.* 1975. Vol. 46, no. 9. P. 3725–3730.
19. Герасимович А.В., Григорьев Н.М. Сопротивление сдвигу материалов деформируемых уплотнений твердофазовых аппаратов высокого давления. *Сверхтв. материалы.* 1996. № 1. С. 36–43.
20. Малиновский И.Ю., Ран Э.Н. Влияние изостатического давления на прочность материалов. Общие закономерности и прочность твердых сплавов. Исследования по экспериментальной минералогии. Новосибирск, 1978. С. 117–137.
21. Лошак М.Г. Прочность и долговечность твердых сплавов. Киев: Наук. думка, 1984. 328 с.
22. Bridgman P.W. Exploration toward the limit of utilizable pressures. *J. Appl. Phys.* 1941. Vol. 12, no. 6. P. 461–469.
23. Bridgman P. W. The effect of hydrostatic pressure on the fracture of brittle substances. *J. Appl. Phys.* 1948. 18, no. 2. P. 246–258.
24. Han Q.-G., Jia X.-P., Qin J.-M., Li R., Zhang C., Li Zh.-Ch., Tian Y, Ma H. Finite-element analysis on performance and shear stress of cemented tungsten carbide anvils used in the China-type cubic-anvil high-pressure apparatus. *High Pressure Res.* 2009. Vol. 29, no. 3. P. 457–465.

Надійшла до редакції 15.05.19

Після доопрацювання 26.07.19

Прийнята до опублікування 30.07.19