

збільшення робочого моменту муфти включення пресу. В розглянутому прикладі момент муфти необхідно збільшити в  $K = 35/10,5 = 3.34$  рази.

Для забезпечення міцності правої шийки головного валу по крутному моменту необхідно в  $m = \sqrt[3]{K} = 1,5$  збільшити її діаметр, що призведе до збільшення зведеного плеча сил тертя, величина якого визначиться виразом

$$m_k^f = f \left[ \left( \frac{m+1}{2} \cdot R_0 \right) + R_a \right].$$

Враховуючи, що  $R_a$  більше  $R_0$  приблизно в 1.5 рази,  $m_k^f$  збільшиться не більше, ніж на 10%.

#### **Висновки.**

1. Єдиною можливістю підвищити ККД робочого ходу вирубного преса є зменшення величини робочого кута за рахунок відповідної наладки.

2. В якості приводу преса доцільно використовувати дезаксіальний кривошипно-шатунний механізм з дезаксіалом 1.

3. Зменшення ходу повзуна (радіуса кривошипа) веде до зменшення ККД, так як збільшується робочий кут, від якого безпосередньо залежить робота сил тертя, що суперечить рекомендаціям заводів – виробників пресів з регулюємим ходом – зменшувати хід при штампуванні тонких матеріалів.

**Список літератури:** 1. Рей Р.І., Молятовський С.С. Ковальсько-штампувальне обладнання. Преси кривошипні. Луганськ: СНУ, 2000.-216 с.: іл 2. Аль-Сарайрех Ф.М. Енергетика робочого ходу листоштампувального кривошипного преса: Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата техн. наук. - Східноукраїнський національний ун-т ім. В. Даля.-Луганськ, 2004.-15 с. 3. О.О. Бабій, С.М. Добровлянський, О.В. Холявік, Енергетика процесу виконання розділювальних операцій на кривошипному пресі. Вісник НТУУ "КПІ", Машинобудування, 2009 р. 4. О.О. Бабій, С.М. Добровлянський. Методика визначення витрат енергії при вирубці на кривошипному пресі. Вісник НТУУ "КПІ". Машинобудування, 2010 р.

**УДК 621.73, 621.777, 539.3**

**ДЬОМІНА Н.А.**, канд. техн. наук, ст. викл., Таврійський агротехнологічний університет, Мелітополь

**ЄВСТРАТОВ В. О.**, докт. техн. наук, проф., НТУ «ХПІ»

**ТКАЧУК М.А.**, докт. техн. наук, проф., НТУ «ХПІ»

### **НАУКОВЕ ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУЮВАННЯ РОБОЧИХ ДЕТАЛЕЙ РОЗДІЛОВИХ ШТАМПІВ**

Стаття присвячена аналізу напружено-деформованого стану пуансонів та матриць роздільних штампів та забезпеченню технологічних зазорів між ними.

Статья посвящена анализу напряженно-деформированного состояния пуансонов и матриц разделительных штампов и обеспечению технологических зазоров между ними.

The article is devoted to stress-strain state of punches and dies for blanking and piercing and gaps between them.

**Вступ.** У 70-ті роки при кафедрі обробки металів тиском НТУ «ХП» функціонувала галузева лабораторія «Твердосплавні штампи». Тут для заводів Радянського Союзу конструювали і виготовляли різноманітні твердосплавні штампи, зокрема розділові. При цьому на одних заводах стійкість була надзвичайно високою (кілька мільйонів відштампованих деталей високої якості), а на інших – робочі частини (матриці і пуансони) руйнувалися після кількох сотень циклів навантаження. Це було незрозумілим до тих пір, поки не вдалось проаналізувати напружено-деформований стан пуансонів та матриць.

*Аналіз проблеми.* Детальний аналіз напружено-деформованого стану пуансонів та матриць штампів для розділових операцій показав наступне.

На рис. 1 наведена схема, на якій показано пуансон, матрицю, заготованку, пуансонотримач та опору пуансона, а також епюру середніх нормальних осьових напружень  $\sigma_{zсер}$ , які розраховані по формулі  $\sigma_{zсер} = F_p/A$ .

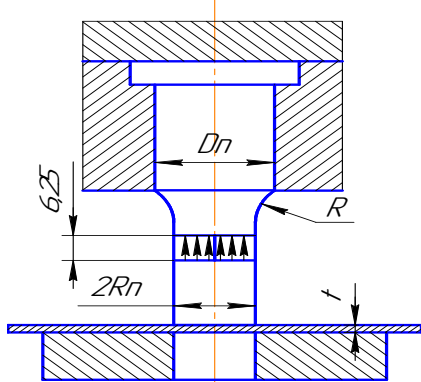


Рис. 1. Схема розподілу напружень в робочій частині пуансона для розділових операцій

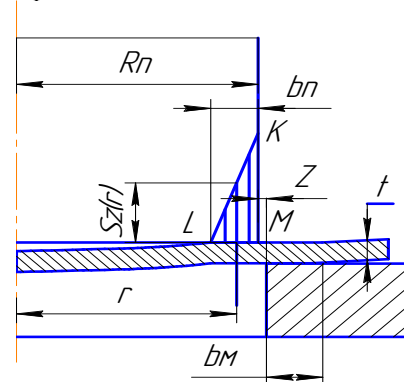


Рис. 2. Схема розподілу напружень  $S_z(r)$  на ріжучій крайці пуансона для розділових операцій

Для виконання цієї операції потрібне зусилля  $F_p$  (Н):  $F_p = 2\pi R_n \cdot t \cdot \tau_{зр}$ .

Тут позначено:  $R_n$  – радіус пуансона, м;  $t$  – товщина заготованки, м;  $\tau_{зр}$  – напруження зрізу, Н/м<sup>2</sup>.

Це зусилля обумовлює в тілі пуансона (в робочій його частині) середнє напруження  $\sigma_{zсер}$ . Якщо підставити сюди значення зусилля та площі пуансона, то отримаємо

$$\sigma_{zсер} = 2\sigma_{зр} t/R_n . \quad (1)$$

Якщо прийняти досить розповсюджені умови виконання розділових операцій, для яких  $t/R_n = 0,1$ , то в цьому випадку  $\sigma_{zсер} = 0,2\sigma_{зр}$ .

Навіть, якщо прийняти  $\tau_{зр} = 1000$  МПа, то у тілі пуансона виникне напруження всього-на-всього 200 МПа. А це означає, що навіть за умови навіть дуже високого значення коефіцієнта концентрації напружень  $\alpha_\sigma$ , у тілі пуансона

виникають такі напруження, які не викликають жодного сподівання на руйнування в галтелі.

Зусилля  $F_p$  розподіляється по контактній поверхні пуансона нерівномірно. У зв'язку із вигином заготованки пуансон та матриця контактують з нею лише по вузькому пояску шириною  $b = b_n \approx b_m$ , як це показано на рис. 2. Можна прийняти, що  $b = (0,3 \pm 0,1) \cdot t$  [1]. У першому наближенні можна також прийняти лінійний розподіл напруження  $S_z(r)$  по поверхні контакту пуансона і матриці від координати  $r$ :  $S_z(r) = k + lr$ .

При цьому на крайку пуансона діятиме сила  $F_n$ , яку можна визначити так  $F_n \approx 0,5\sigma_K \cdot 2\pi(R_n - 0,5b) \cdot b$ . Тут  $\sigma_K$  – максимальне напруження на крайці в точці К.

На крайку матриці діятиме сила  $F_m$ , яку можна визначити так:

$$F_m \approx 0,5\sigma_K \cdot 2\pi(R_n + 0,5b) \cdot b.$$

Оскільки  $F_n = F_p$  та  $F_m = F_p$ , то можемо записати

$$0,5\sigma_K \cdot 2\pi(R_n - 0,5b) \cdot b = 2\pi R_n t \tau_{zp} \quad \text{для пуансона та}$$

$$0,5\sigma_K \cdot 2\pi(R_n + 0,5b) \cdot b = 2\pi R_n t \tau_{zp} \quad \text{для матриці.}$$

Звідси знайдемо максимальні напруження на крайці пуансона

$$(\sigma_K)_{\text{пуанс}} = 2\tau_{zp} R_n t / (R_n - 0,5b) \cdot b \quad \text{та матриці} \quad (\sigma_K)_{\text{матр}} = 2\tau_{zp} R_n t / (R_n + 0,5b) \cdot b$$

Для більшості розділових операцій  $b \ll R_n$ , тому  $R_n / (R_n \pm 0,5b) \approx 1$ , а отже  $(\sigma_K)_{\text{пуанс}} \approx (\sigma_K)_{\text{матр}} \approx 2\tau_{zp} t / b$ .

Якщо прийняти  $b = 0,4t$  [1], то отримаємо

$$(\sigma_K)_{\text{пуанс}} \approx (\sigma_K)_{\text{матр}} \approx 5\tau_{zp}. \quad (2)$$

Оскільки  $(R_n + 0,5b) > (R_n - 0,5b)$  то маємо  $(\sigma_K)_{\text{пуанс}} > (\sigma_K)_{\text{матр}}$ . А це означає, що максимальне нормальне напруження на крайці матриці дещо менше ніж максимальне нормальне напруження на крайці пуансона. Тому вірогідність викришування пуансона (за усіх однакових умов!) є більшою, ніж вірогідність викришування матриці. Ось чому треба дбати у першу чергу про те, щоб відома з курсу опору матеріалів умова міцності  $\sigma_K < \sigma_{0,2}$  виконувалась для пуансона.

Якщо штампувати високоміцну сталь, для якої  $\tau_{zp} = 750$  МПа, то на ріжучій крайці пуансона виникне нормальне контактне напруження  $(\sigma_K)_{\text{пуанс}} = 5 \cdot 750 = 3750$  МПа, а це вже досить велике напруження, щоб викликати руйнування крайки шляхом викришування.

В дослідженнях В.П.Романовського [2] показано, що максимальне навантаження на ріжучу крайку пуансона  $\sigma_z^{\text{max}}$  у пробивних та вирубних штампах при обробленні сталевих заготованок складає

$$\sigma_K = \sigma_z^{\text{max}} = 3,12(\lambda t / 2R_n + 1) \sigma_0, \quad (3)$$

де  $\lambda$  – коефіцієнт, що залежить від проміжку  $z$ ;

$t$  та  $2R_n$  – відповідно товщина заготованки та діаметр пуансона.

Значення  $\lambda$  В.П.Романовський [2] дає в залежності від товщини заготованки  $t$  у такому вигляді

$$z = 0,15t \quad 0,10t \quad 0,05t \quad 0,025t \quad 0,005t$$

$$\lambda = 2,00 \quad 2,38 \quad 3,33 \quad 4,10 \quad 5,00.$$

Користуючись залежністю (2), можемо розрахувати значення  $\sigma_z^{max}$ , яке на рис. 2 позначене як  $\sigma_K$ . Результати розрахунків по формулі (2) дано у таблиці 1.

Таблиця 1 – Максимальні навантаження на ріжучу крайку пуансона  $\sigma_z^{max}$  в залежності від  $t/2R_n$ , а також  $\sigma_\sigma$  (за умов  $z = 0,05t$  та  $\lambda = 3,33$ )

$t/2R_n$	0,005	0,010	0,050	0,100	0,500
$\sigma_z^{max}/\sigma_\sigma$	3,14	3,15	3,28	3,45	4,78
$\sigma_z^{max}$ (при $\sigma_\sigma = 500$ МПа)	1570	1575	1640	1725	2390
$\sigma_z^{max}$ (при $\sigma_\sigma = 750$ МПа)	2355	2362	2460	2588	3585

Аналізуючи наведені розрахунки, можна дійти таких висновків.

1. Робоча частина пуансона для розділових операцій листового штампування (область галтелі, яка є небезпечним перетином для пуансонів холодного видавлювання) навантажена дуже слабо. Чим більший діаметр отвору, тим середнє напруження менше, як це витікає з рівняння (1). Тому пуансони для розділових операцій практично не руйнуються у цьому перетині. Навіть пуансони для пробивання малих отворів не руйнуються в галтелі, якщо вони співвісні і на них не діють поперечні сили, що обумовлені порушенням симетрії деформації.

2. Ріжуча крайка пуансона для розділових операцій навантажена дуже сильно: навіть при пробиванні отвору (чи вирубіванні штампованки) великого діаметру (або великого периметру) максимальне напруження на ріжучій крайці складає приблизно  $5\tau_{zp}$ . Тому при виконанні розділових операцій на матеріалах з високим напруженням течії на зріз  $\tau_{zp}$  є підстави для викришування (крихкого місцевого руйнування) ріжучої крайки пуансонів. Щоб цього запобігти, для штампування треба використовувати сталі з відносно низькою межею текучості. Якщо ж треба штампувати міцні електротехнічні сталі, то для пуансонів і матриць треба застосовувати тверді сплави (наприклад, ВК15).

*Аналіз деформування пуансонів.* Як показує досвід, використання твердих сплавів не в усіх випадках дає ефект значного підвищення стійкості робочих частин розділових штампів. Причина полягає в тому, що в процесі виконання робочої операції робочі розміри пуансона і матриці можуть змінюватись, а через це досить відчутно можуть змінюватись і проміжки між матрицями та пуансонами.

Деформований стан пуансона можна оцінити наступним чином. У відповідності із принципом Сен-Венана на відстані характерного розміру (в даному випадку діаметра пуансона) напруження  $\sigma_z$  розподіляється рівномірно, незалежно від особливостей прикладення навантаження. Для усіх пуансонів (за винятком пуансонів дуже малого діаметру) напруження  $\sigma_z$  мале, а тому для розрахунку деформації пуансона  $\varepsilon_z$  на довжині  $L_{II} - D$  її можна представити у

вигляді двох відносно незалежних величин. Перша складова відповідає рівномірному стисканню пуансона під дією рівномірного осевого напруження, яке інтегрально у перетині дорівнює зусиллю штампування. Друга складова описується локальним напружено-деформованим станом у зоні крайки пуансона. Вона залежить не тільки від зусилля штампування, але й діаметрального розміру пуансона та товщини листової заготовки. Для визначення цієї складової треба розглянути напружено-деформований стан (НДС) лише кінцевої частини пуансона (що прилягає до листової заготовки, яка пробивається).

Розглянемо напружено-деформований стан пуансона за припущення, що напруження  $\sigma_z$  змінюється лінійно від  $(\sigma_K)_{\text{пуант}}$  до нуля. Характер деформованого стану, визначений методом скінченних елементів для усього пуансона (тобто з урахуванням двох складових НДС), проілюстрований на рис. 3. Видно, що обидві складові осевих переміщень ріжучої кромки відповідають за величиною (приблизно по 5 мкм). При цьому зміна радіального розміру набагато менша (біля 10% від осевого переміщення). Мова йде про величини порядку одиниць мікронів. Таким чином, у загальний баланс радіальних проміжків вклад пружної деформації пуансонів незначний.

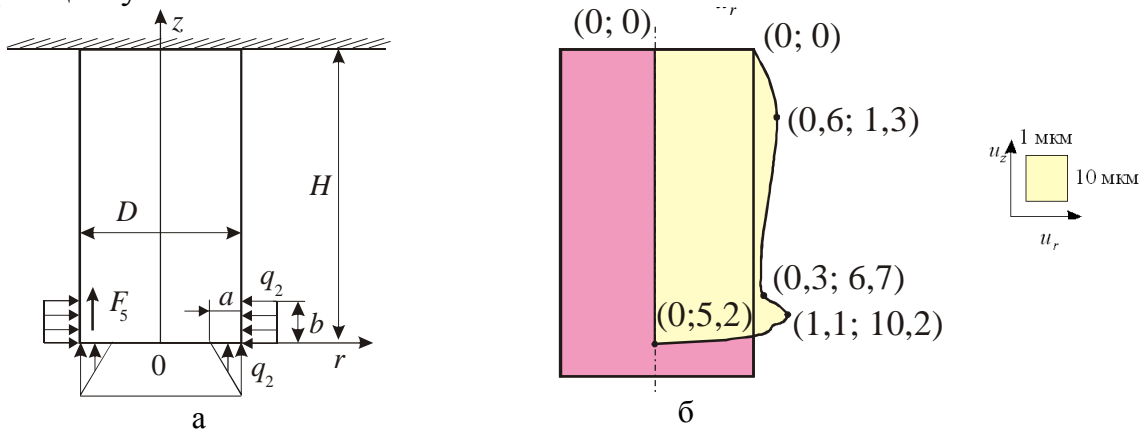


Рис. 3. Деформований стан пуансону розділового штампу:

а) Пуансон висотою 70 мм, діаметром 30 мм, зусилля штампування 10 кН

б) Картина деформування пуансона

*Аналіз деформування матриць.* Набагато складнішим є напружено-деформований стан матриць штампів для розділових операцій. Застосовуючи на крайці матриць закон розподілу штампувальних навантажень, що аналогічний закону розподілу штампувальних навантажень для пуансонів, одержуємо у їх тілі складний НДС, який є поєднанням стискання і вигину.

На рис. 4 наведені розрахункові схеми вирубної матриці штампу. Тут  $p_1$  – контактний тиск на ріжучій крайці матриці, що розподілений по кільцю шириною  $a$ ;  $p_2$  – розпираючий тиск, що діє на внутрішню циліндричну поверхню довжиною  $b$  до моменту сколу штампованої деталі;  $F$  – зусилля проштовхування, яке дорівнює за величиною силі тертя між матрицею і деталлю (тут можна прийняти  $F = 0,3F_p$ ).

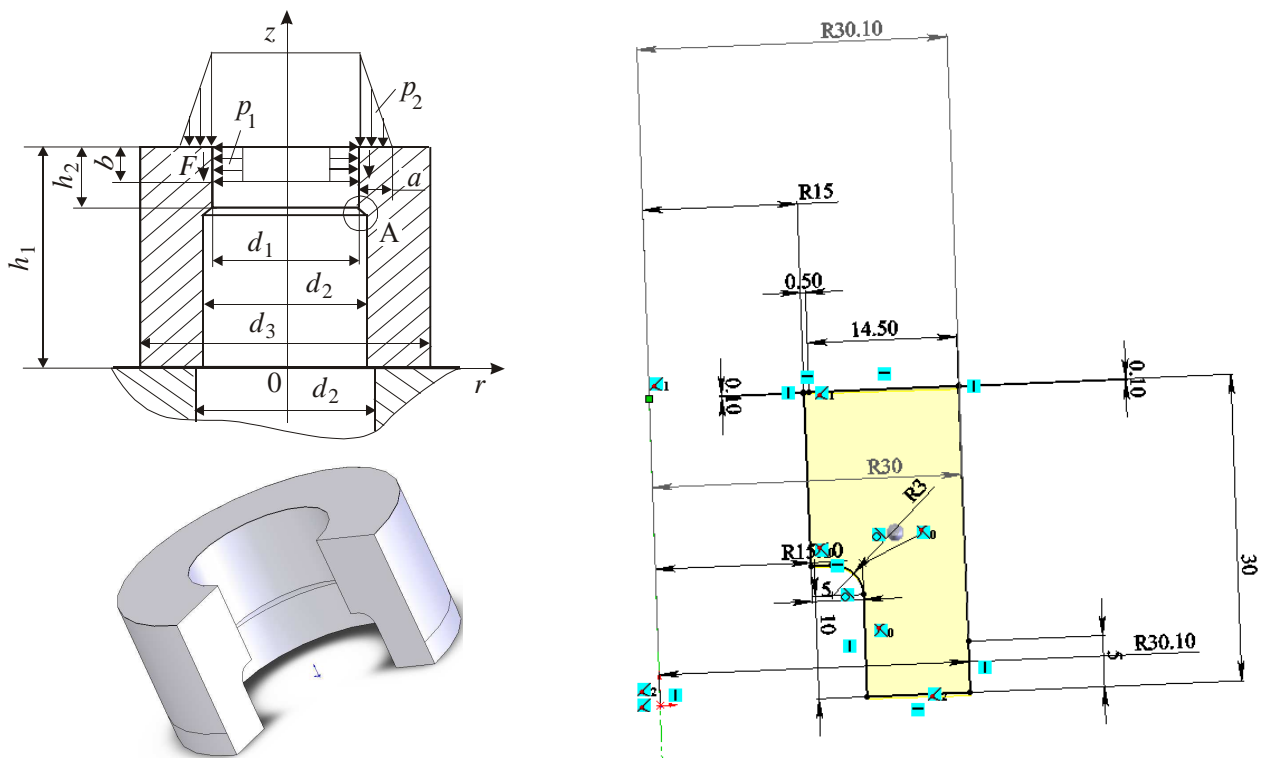


Рис. 4. Конструкція, параметри і розрахункові схеми вирубної матриці штамп у вигляді тіла обертання

Сумарна величина зусилля вирубання визначається за класичною формулою, наведеною для  $Fp$  вище.

При дослідженні НДС вирубних матриць проведено дослідження впливу відносної товщини стінки (внутрішні діаметри набували значень 5, 10, 15, 20, 30, 50, 100 і 150 мм, для кожного з яких зовнішні варіювали від 1,03 до 5,0  $d_1$ ). В цілому якісно і кількісно отримані картини розподілу компонент напружено-деформованого стану, а також інтегральні залежності характеристик НДС знаходяться у хорошій відповідності з результатами, які отримані в роботі [1]. Це є додатковим підтвердженням адекватності і точності побудованих моделей, а також виправдовує їх використання у подальшому для багатоваріантних досліджень.

Розглянемо матрицю штамп у вигляді тіла обертання. Геометрія її задається за допомогою наступних параметрів: діаметрів  $d(d_1, d_2, d_3)$  і висот  $z(h_1, h_2)$  (див. рис. 4). Товщину стінки матриці визначаємо за формулою

$$h = (d_3 - d_1) / 2. \quad (4)$$

Як граничні умови можемо прийняти випадок вільного опирання матриці з можливим проковзуванням по площині  $z = 0$ . Дані умови формулюються таким чином:

$$u_z|_{z=0} = 0; \quad \tau_{rz}|_{z=0} = 0, \quad (5)$$

де  $u_z$  – осьові переміщення точок матриці,  $\tau_{rz}$  – дотичні напруження.

Дослідження матриць розділових штампів проводилося на 10 варіантах конструкцій, основні параметри яких наведені в табл. 2.

Таблиця 2 Основні конструктивні параметри матриці, мм

№ П/П	$d_1$	$d_3$	$h$	$h_1$	$h_2$	№ П/П	$d_1$	$d_3$	$h$	$h_1$	$h_2$
1	30	50	10	4	4	6	30	50	10	30	20
2				7	7	7				50	40
3				10	5	8				75	65
4				15	10	9				100	90
5				20	10	10				200	190

Задача визначення напружено-деформованого стану матриці зведена до дослідження вісесиметричної задачі теорії пружності для тіл складної геометричної форми. Спосіб задавання зусиль і граничних умов, побудови скінченно-елементних моделей, формування матриці жорсткості конструкції і вектора навантаження на основі використання методу скінченних елементів для розв'язання поставленої задачі описаний у дисертації [3].

*Результати розрахунку напружено-деформованого стану матриць з варіюванням висоти.* З використанням розробленого програмно-модельного забезпечення проведені дослідження залежностей характеристик напружено-деформованого стану матриць розділових штампів з набором конструктивних параметрів, які наведені в табл. 2, від її висоти. Розрахунки здійснювали при значеннях  $\tau_{zp} = \sigma_{zp} = 100$  МПа,  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $\nu = 0,28$ . Товщина листового матеріалу  $t = 1$  мм.

Як показав аналіз отриманих результатів, найбільший вплив деформований стан матриці має висота  $H = h_1$ . Схеми деформації матриць при збільшенні висоти  $H$  від 4 мм до 200 мм з постійною товщиною стінки матриці  $h = 10$  мм наведені на рис. 5...7, з яких видно, що із зростанням висоти матриці зростають, як і для пуансонів, переміщення  $u_z$ . Для малих висот  $H$  характерне зміщення точок ріжучих крайок у напрямі осі  $r$  (відбувається розпирання матриці в зоні ріжучої крайки). При  $15 \text{ мм} \leq H < 75 \text{ мм}$  спостерігається звуження матриці в зоні ріжучої крайки. При значних висотах ( $H \geq 75 \text{ мм}$ ) характерне хвилеподібне розпирання матриці уздовж твірної в області, яка примикає до ріжучої крайки.

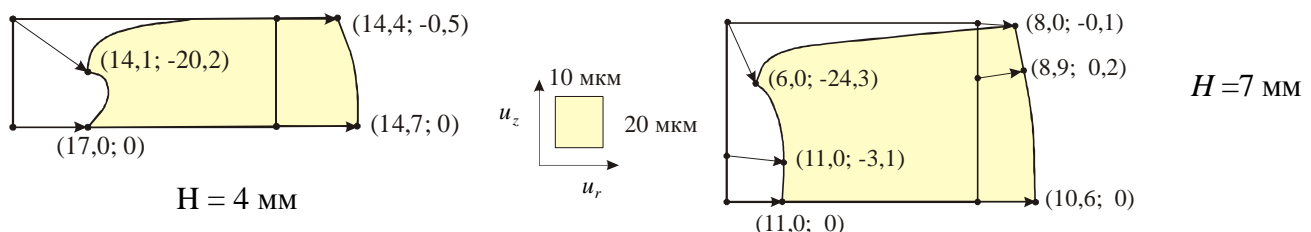


Рис. 5. Схеми деформації матриць малої висоти

Таким чином, отримуємо параметри, які характеризують деформований стан матриць штампів  $u_r^{(\max)}$ ,  $u_r^{(\text{кр})}$ ,  $u_z^{(\max)}$ .

Аналіз картин розподілів переміщень точок ріжучої крайки матриці

розділового штампу служить основою для наступних основних висновків.

1. Деформований стан матриць істотно залежить від їх висоти. При цьому умовно можна виділити матриці: низькі ( $H < d/3$ ,  $d = d_1$  – внутрішній діаметр матриці); середньої висоти ( $d/3 < H < 2d$ ); високі ( $H > 2d$ ).

2. Для низьких матриць характерне їх розпирання у всіх перетинах; зменшення висоти матриці відбувається уздовж внутрішньої твірної  $r = d/2$ , зовнішня твірна  $r = d_3/2$  дещо коротша або навіть розтягується.

3. Матриці середньої висоти піддаються звуженню в зоні ріжучої крайки і розпирання в середній частині та при наближенні до основи. Всі перетини матриці  $z = const$  осаджуються у напрямі дії зусиль штампування, причому скорочення внутрішньою твірної на порядок вище, ніж зовнішньої.

4. Для високих матриць характерною особливістю є хвилеподібний характер розпирання перетинів  $z = const$  при русі уздовж твірних в зоні ріжучої крайки, а також приблизно рівномірне осідання даних перетинів у напрямі дії зусилля штампування; домінуючими є осьові переміщення точок матриць.

Зміна проміжку внаслідок пружної деформації матриці може бути значною. На рис. 5...7 представлені в умовному масштабі картини деформування матриці під дією зусиль штампування. Видно, що для поведінки матриць характерна досить істотна залежність від висоти: у матриць малої та великої висоти спостерігаються додатні радіальні переміщення ріжучої крайки матриці, а для матриць середньої висоти – навпаки. Таким чином, номінальний діаметральний проміжок у технологічній системі при здійсненні розділової операції може як збільшуватися, так і зменшуватися (що дуже важливо!).

У останньому випадку найбільш несприятливим є така зміна номінального технологічного проміжку, при якій діаметральний розмір пуансона при зростанні зусилля штампування стане більшим за номінальний діаметральний розмір внутрішньої крайки матриці. У цьому випадку матеріал листової заготовки буде не зрізатися, а частково стискуватись у напрямку передаючи зусилля від пуансона на матрицю. Оскільки розрахункові схеми, наведені на рис. 1, 2, в процесі пружної деформації суттєво змінюються, то відбувається кінематична просадка розширеного пуансона на звужену матрицю. У результаті відбувається взаємне калібрування системи «пуансон-матриця». Враховуючи більшу радіальну податливість матриці, можна припустити, що на певній стадії вона за рахунок додаткової пружної деформації у зворотному напрямку може компенсувати зменшення проміжку, тоді як більш жорсткий пуансон так значно деформуватися не може. Врешті, він може піддатися сколюванню, а це вже не тільки втрата стійкості, а й велика небезпека, яка пов'язана із здоров'ям людини.

Описані у роботі результати одержані для певного інтервалу висот пуансонів та матриць. Аналогічні залежності можна отримати і для пуансонів та матриць з іншими геометричними розмірами. Ці залежності можна використати і у процесі проектування штампів за критерієм мінімального спотворення номінального технологічного проміжку між матрицею та пуансоном при здійсненні розділових операцій штампування.



Напрямами подальших досліджень є визначення параметричних залежностей зміни радіального зазору внаслідок пружного деформування пуансонів, матриць та пуансон-матриць від варійованих параметрів (конструктивних, технологічних, експлуатаційних).

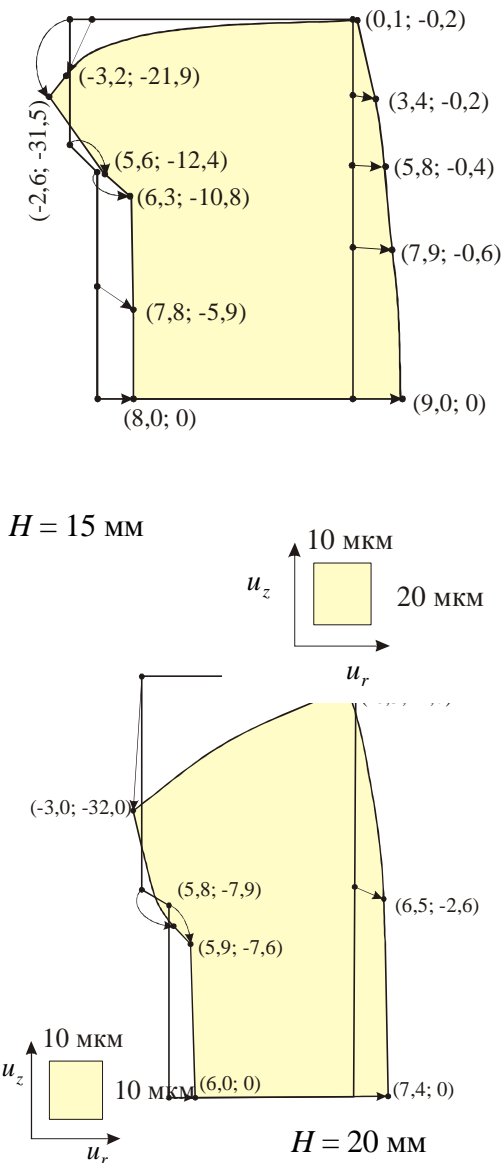


Рис. 6. Схеми деформації матриць середньої висоти

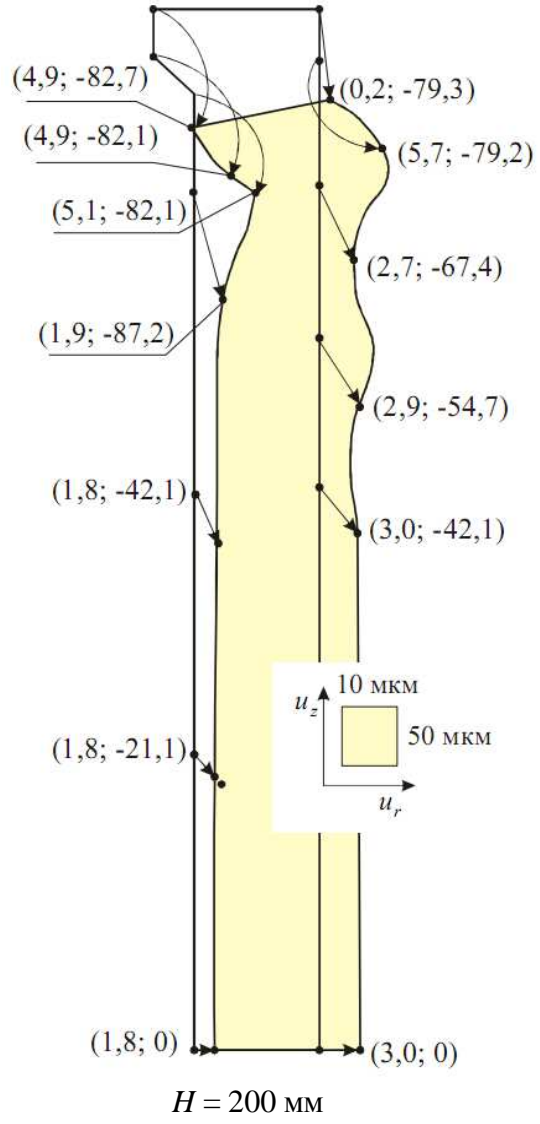


Рис. 7. Схеми деформації високих матриць

**Висновки.** 1. Радіальна деформація пуансона є незначною: мова йде про величини порядку одиниць мікронів. 2. Радіальна деформація матриці є суттєвою. Знак деформації (збільшення діаметру отвору бо його зменшення) залежить від висоти матриці. Для низьких і високих матриць характерне збільшення діаметру отвору. Для матриць середньої висоти характерне зменшення діаметру отвору. Через це технологічний проміжок між пуансоном і матрицею може суттєво змінюватись, що в значній мірі впливає на якість деталей та стійкість системи пуансон-матриця. На різних підприємствах для розділових операцій використовували матриці різної висоти, а тому стійкість твердосплавних

пуансонів і особливо матриць зазнавала змін у дуже широких інтервалах. 3. Якщо розрахунком визначити оптимальні значення висоти матриці, то можна забезпечити маже стабільні розміри отвору, а отже й забезпечити високу стійкість розділових штампів.

**Список літератури:** 1. *Заярненко Е.И.* Разработка математических моделей и расчеты на прочность разделительных переналаживаемых штампов: дис...доктора. техн. наук: спец. 01.02.06 и 05.03.05 / Заярненко Евгений Иванович. – Харьков, 1992. – 280 с. 2. *Романовский В.П.* Справочник по холодной штамповке / В.П. Романовский. – Л.: Машиностроение, 1979. – 520 с. 3. *Демина Н.А.* Совершенствование методов расчета элементов штамповой оснастки на основе анализа их напряженно-деформированного состояния: дис. кандидата техн. наук: спец. 05.03.05 / Демина Наталья Анатольевна. – Харьков, 2011. – 192 с.

**УДК 621.471.75**

**МОВШОВИЧ А.Я.**, докт. техн. наук, проф., УИПА, Харьков  
**ЧЕРНАЯ Ю.А.**, инженер, УИПА, Харьков  
**ИЩЕНКО Г.И.**, главный инженер ВАТ «Турбоатом», Харьков

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕТОНАЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ РЕЖУЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕНАЛАЖИВАЕМЫХ ШТАМПОВ**

Приведены результаты экспериментального исследования физико-механических характеристик детонационных покрытий на прочность сцепления покрытия с основой (подложкой) инструмента переналаживаемых штампов, их влияния на его ресурс и износостойкость.

Приведені результати експериментального дослідження фізико-механічних характеристик детонаційних покриттів на міцність зчеплення покриття з основою (підкладкою) інструменту переналагоджуваних штампів, їх впливи на його ресурс і зносостійкість.

Results of an experimental research of physicomachanical characteristics of detonation coverings on durability of coupling of a covering with a basis (substrate) of the tool of readjusted stamps, their influences on its resource and wear resistance are resulted.

**Введение.** Режущие элементы переналаживаемых штампов в процессе эксплуатации подвергаются ударным нагрузкам, носящим, как правило, циклический характер, с сильной концентрацией напряжений на рабочих поверхностях. Эти напряжения достигают 120-170 кгс/см<sup>2</sup>, что требует от материала, предназначенного для их изготовления, повышенной прочности при высокой износостойкости. Для нормальной работы штампов необходимо, чтобы инструмент не подвергался смятию, не выкрашивался и относительно мало нагревался.

При штамповке листового металла прочность пуансонов и матрицы должна в 6-8 раз превосходить прочность штампуемого материала. Это, особенно, относится к материалам, толщиной свыше 5 мм.