

**І.В. Луців, д.т.н., проф.**

**І.І. Брошак, к.т.н., доц.**

*Тернопільський державний технічний університет  
імені Івана Пулюя*

## **АНАЛІЗ РЕСУРСУ І КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ СВЕРДЕЛ АДАПТИВНОГО ТИПУ ДЛЯ ОБРОБКИ ГЛИБОКИХ ОТВОРІВ**

*Проведено аналіз ресурсу і конструктивних особливостей свердел адаптивного типу для обробки глибоких отворів. Представлено теоретичні дослідження основних факторів впливу адаптації свердел на якість оброблення. Проаналізовано ресурс та загальну міцність елементів конструкції адаптивного інструменту.*

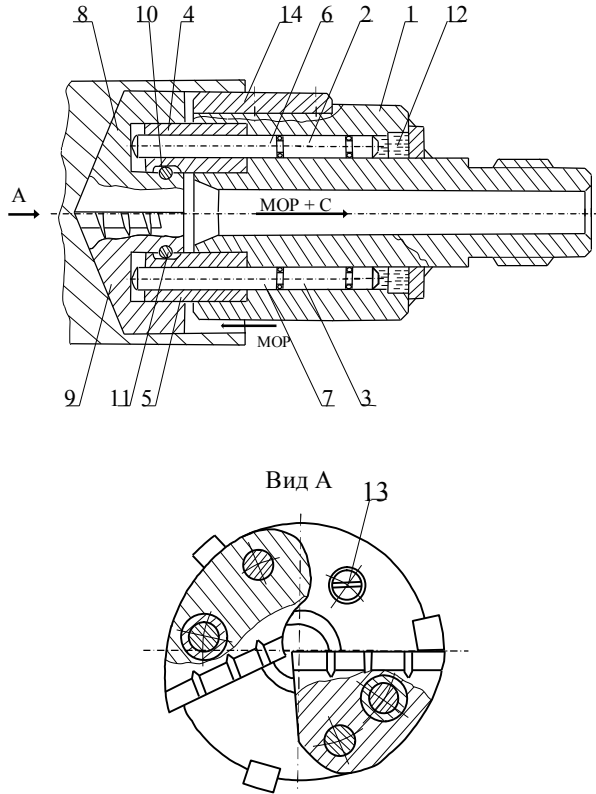
**Вступ.** Використання адаптивних типів інструментів є актуальним і дозволяє вирішити питання забезпечення високих якісних характеристик оброблення, особливо у випадку оброблення отворів зі значним (вище 5-ти) співвідношенням довжини до діаметра. Як відомо, використання стандартних інструментів вимагає забезпечення їх високої жорсткості, що призводить до більш затратного виробництва, а в деяких випадках унеможливує забезпечення необхідних якісних характеристик.

**Аналіз останніх досліджень і постановка завдання.** Питанням розроблення методів адаптивної обробки глибоких отворів і конструкції відповідних інструментів присвячені роботи авторів [4, 5, 9]. Однак цілий ряд питань потребують додаткового дослідження і на сьогоднішній день не отримали свого вирішення.

**Метою даної роботи** є аналіз ресурсу і конструктивних особливостей свердел адаптивного типу для обробки глибоких отворів. Для досягнення поставленої мети необхідно провести теоретичні дослідження впливу адаптації свердел та інших факторів на якісні характеристики оброблювальної поверхні.

*Конструкція свердла адаптивного типу.* На рис. 1 наведена конструкція розробленого збірного свердла з гідравлічним міжлезовим зв'язком. У корпусі 1 свердла виконані повздовжні ступінчаті циліндричні отвори, в яких встановлені плунжери 2 і 3, кінці яких вільно проходять в отворах втулок 4 і 5, жорстко з'єднаних з корпусом. Дані втулки, поряд з циліндричними пальцями 6 і 7, є напрямними елементами для лез 8 і 9, які є різальними елементами збірної свердла. Для обмеження відносного зміщення лез щодо

напрямних елементів призначені циліндричні пальці 10 і 11. В конструкції передбачені отвори для плунжерів, які гідравлічно з'єднані між собою кільцевою канавкою 12. Для заливки рідини використовується отвір у корпусі свердла, який закритий різьбовою конічною пробкою 13.



*Рис. 1 Конструкція збірного свердла з гідравлічним міжлезовим зв'язком*

Для базування свердла в отворі використовуються три твердосплавні напрямні пластини 14. В процесі оброблення отвору автоматичне вирівнювання навантажень між лезами інструмента здійснюється за рахунок відносного зміщення плунжерів, зусилля на яких внаслідок прямого гідравлічного зв'язку залишається однаковим.

Відстань між різцями і корпусом вибирається з урахуванням величини ходу плунжера та податливості рідини під навантаженням.

Для базування свердла в отворі на корпусі останнього розміщено три напрямні пластини (виготовлених з вольфрамо-кобальтового сплаву ВК3, ВК6 або ВК8) із зворотною конусністю 1:100. Для запобігання заклинюванню свердла в отворі напрямні пластини розташовують несиметрично. Свердло кріпиться хвостовиком до порожнистої штанги відповідної довжини шляхом різевого з'єднання обох елементів за допомогою багатозахідної прямокутної різі. Внутрішня порожнина корпусу та штанги служить (рис. 1) для транспортування стружки та МОР, а також для додаткового охолодження корпусу інструмента.

*Принцип дії інструмента.* Принцип дії інструмента з міжлезовим гідравлічним зв'язком базується на тому, що тиск всередині рідини передається у всі сторони рівномірно, тобто при однакових діаметрах плунжерів осьові реакції різців на силу, яка діє на них зі сторони корпусу, будуть завжди однакові. Насправді через сили сухого тертя між рухомими частинами свердла цей принцип частково порушується. Припустимо, що при свердлінні, з якоїсь із перелічених причин, сила на одному із різців зростає і різниця сил на обох різцях є більшою за сумарну силу сухого тертя. Зростання сили на різці викличе додаткове переміщення його плунжера і як наслідок – додаткове зростання тиску.

Навантаження на інший плунжер пропорційно зростає, що викличе збільшення глибини різання на цьому різці, тобто інструмент налагоджується до зміни умов роботи (різниці сил на різцях). Якщо ж різниця сил на різцях є меншою за сумарну силу сухого тертя в рухомих елементах конструкції, то плунжер буде утримуватися силою тертя, переміщення його буде неможливим і як наслідок неможливою буде адаптація. Тому в даній конструкції необхідно зменшувати сухе тертя, оскільки воно формує зону нечутливості свердла з міжлезовим гідравлічним зв'язком.

При збільшенні навантаження на інструмент (більшого за розрахункове) рідина додатково стискається, різці впираються в корпус і тим самим кільцева порожнина розвантажується від подальшого зростання тиску, і тоді подальше протікання процесу свердління не відрізняється від обробки відомими свердлами.

Серед факторів, що впливають на якість оброблення отворів при свердлінні, можна виділити найважливіші: похибки інструменту (втрата стійкості свердла та несиметричність розташування різальних лез); коливання твердості матеріалу заготовки; похибки закріплення інструменту у шпинделі верстата; нежорстке закріплення заготовки; призначення неадекватних умовам точності та міцності інструменту режимів оброблення. Саме ці причини є наслідком коливань свердла та заготовки, що призводять до “розбивання отвору” та відхилення осі

обробленого отвору від теоретичного положення через уведення інструменту (особливо при свердлінні глибоких ( $L/D > 5$ ) отворів).

Загальновідомими є два шляхи зменшення цих похибок: підвищення жорсткості технологічної системи ВПД і зменшення навантажень на інструмент за рахунок реструктуризації технологічної операції та використання неінтенсивних режимів оброблення.

Як відомо [1, 7] товщина зрізу:

$$a = \frac{S}{2} \cdot \sin(\varphi), \quad (1)$$

де  $S$  – подача на 1 оберт шпинделя, мм/об.;  $\varphi$  – головний кут у плані свердла.

Враховуючи, що значення сил  $P_z$  формуються на 2-х лезах інструмента і вирівнюються внаслідок існування кінематичного зв'язку, то можна записати:

$$k_T = \frac{HB_1}{HB_2} = \left( \frac{a_2}{a_1} \right)^{1-m} = \left( \frac{a_1 + \Delta}{a_1} \right)^{1-m}, \quad (2)$$

де  $HB_1$  і  $HB_2$  – твердість матеріалу на першому та другому лезі відповідно;  $a_1$  і  $a_2$  – товщина зрізу на першому та другому лезі, відповідно.

Враховуючи вираз (2), після перетворень отримаємо:

$$\Delta = \left( \sqrt[1-m]{k_T} - 1 \right) \cdot S \cdot \sin(\varphi). \quad (3)$$

Графічна інтерпретація цієї залежності подана на рис. 2.

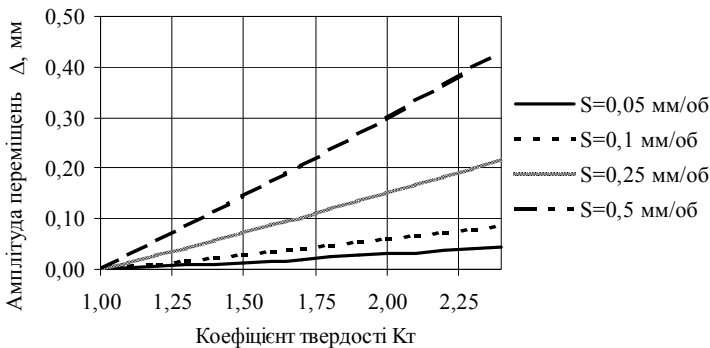


Рис. 2. Графічна залежність амплітуди лезових осциляцій  $\Delta$  від коефіцієнта зміни середньостатистичної твердості матеріалу заготовки  $k_m$  при різних значеннях подачі  $S$

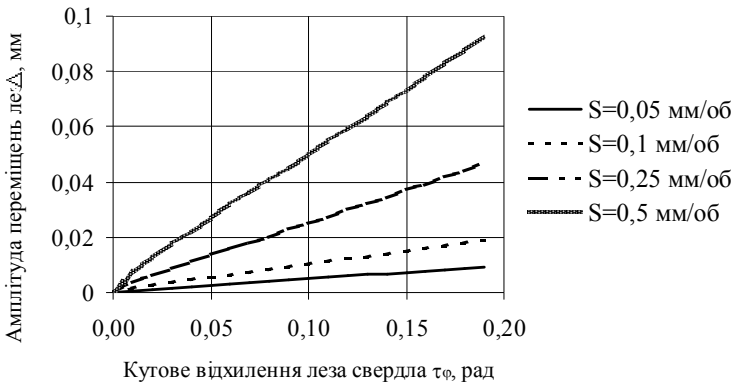
Проаналізуємо також можливу зміну величини лезових осциляцій  $\Delta$  внаслідок несиметричності різальних лез. Провівши аналіз, аналогічний вищенаведеному, але з точки зору зміни кутів при вершині першого  $\varphi_1$  і другого  $\varphi_2$  леза свердла, отримаємо:

$$\Delta = \frac{S \cdot \sqrt{3} \cdot m \cdot \sqrt{2 \cdot \sin\left(\frac{3}{2}\pi + \tau_\varphi\right)} / \sqrt{3} - S \cdot \sqrt{3}}{2}, \quad (4)$$

де  $S$  – подача на 1 оберт шпинделя, мм/об.;  $\tau_\varphi = |\varphi_1 - \varphi_2|$ .

Графічну залежність амплітуди  $\Delta$  переміщень рухомих лез свердла від несиметричності різальних лез свердла з міжлезовим гідравлічним зв'язком подано на рис. 3.

Аналіз вищенаведених залежностей доводить, що свердла з міжлезовим гідравлічним зв'язком можна використовувати для підвищення точності отворів, особливо у випадку оброблення отворів зі значним (вище 5) співвідношенням довжини до діаметра. Амплітуда осциляцій різальних лез при цьому не перевищує 0,5 мм.



*Рис. 3. Графічна залежність амплітуди лезових осциляцій  $\Delta$ (мм) від несиметричності  $\tau$  (рад) положення різальних лез свердла з міжлезовим сідравлічним зв'язком при різних значеннях подачі  $S$*

*Конструктивні особливості свердла.* Враховуючи особливості напружено-деформованого та термічного стану конструкції свердла адаптивного типу [6], виберемо групу високоміцних середньолегованих сталей 25Х2ГНТА, 30ХГСН2А, 40ХГСН2МА. Сталі добре деформуються в гарячому стані, зварюються дуговою ручною та автоматичною зваркою в середовищі захисних газів або під флюсом. Сталь 30ХГСН2А зварюється також електронно-променевою зваркою. Основний тип зварного з'єднання – встик. Таврові з'єднання допускаються лише з обов'язковим потовщенням металу обох “полок” з'єднання. Зварні шви слід розташовувати поза зоною дії концентраторів напружень. Зварювання проводиться до гартування і відпуску на заданий рівень міцності. Перед зварюванням деталі слід нагріти до температури 200÷300 °С; зразу ж після зварювання необхідний відпуск при 200÷250 °С протягом 3-ьох год. для запобігання виникненню тріщин. Механічну обробку сталей слід проводити до гартування. Найкраща оброблюваність досягається в стані низькотемпературного відпалу з швидким охолодженням на повітрі від 680÷700 °С. Чистову обробку здійснюють після повної термічної обробки. При фінішній обробці шліфуванням повинні бути суворо дотримані режими, які гарантують відсутність припалів. Після шліфування здійснюють відпуск при 200÷300 °С. Після свердління отворів у відпаленому матеріалі необхідно зняти задири і здійснити розвертання чи тонке розточування отворів після повної термічної обробки, знімаючи при цьому поверхневий шар металу, який окислився при нагріві під гартування. Товщина окисленого шару може досягати 20÷50 мкм [3]. Для забезпечення високої втомної міцності добрі результати дає інтенсивне поверхнєве пластичне деформування (ППД). Різеви ділянки хвостовиків та місць під конічну пробку після термообробки слід піддавати пісковоструменевому очищенню. В зонах концентрації напружень параметр шорсткості поверхні повинен бути не більшим  $Ra = 1,6$  мкм, а поза зоною дії концентраторів –  $Ra = 3,2$  мкм – для розтягнутих елементів; або  $Ra = 6,3$  мкм – для елементів, які працюють на зсув (кручення).

Для досягнення високої міцності сталі піддають звичайному гартуванню на мартенсит і низькому відпуску при 220÷250 °С, який

покращує пластичність, в'язкість і особливо опір руйнуванню при збереженні високого рівня міцності.

Для деталей, від яких вимагається підвищена зносостійкість, використовують хромове покриття, яке наноситься на попередньо зміцнену ППД поверхню; для усунення протікань у гідросистемах хромована поверхня піддається алмазному вигладжуванню. Для відновлення зношеного хромового покриття допускається повторне хромування (до 5 разів) після зачищення.

Більш висока міцність сталі 40ХСН2МА, порівняно зі сталлю 30ХГСН2А, зумовлена підвищеним вмістом (0,37–0,43 %) вуглецю, що робить її більш чутливою до концентрації напружень та поверхневих дефектів.

Посадка плунжера в отворі корпусу повинна бути ходовою. Рекомендується [2] як найбільш оптимальна Н7/ф7. Граничні відхилення отвору  $\varnothing 8_0^{+0.015}$ , вала  $\varnothing 8_{-0.013}^{-0.028}$ . Тоді мінімальний зазор становить  $\Delta_{\min} = 13$  мкм, а максимальний –  $\Delta_{\max} = 43$  мкм.

Для простоти та надійності перевірки властивостей ходової посадки при термічних навантаженнях приймемо екстремальні граничні умови, а саме  $t_{\text{плунж.}} = 100$  °С (max), а  $t_{\text{корп.}} = 18$  °С (min), тобто максимально можливий (виходячи із умов роботи) перепад температури. Зміну розмірів плунжера та корпусу від дії тепла визначимо за формулою:

$$d = d_0 (1 + \alpha_t \Delta t), \quad (5)$$

де  $d$  – діаметр плунжера;

$d_0$  – початкове значення діаметра плунжера;

$\alpha_t$  – температурний коефіцієнт лінійного розширення;

$\Delta t$  – різниця температури ( $\Delta t = t - t_0$ );

$t_0$  – початкове значення температури:  $t_0 = 18$  °С.

Для сталі  $\alpha_t = 12 \times 10^{-6}$  °К<sup>-1</sup>.

Підставляючи у формулу (5) значення відповідних величин, одержимо:

– максимальне значення діаметра плунжера  $d = 7,995$  мм;

– мінімальне значення отвору корпусу  $d = 8$  мм.

Як видно із проведеного розрахунку, при найгіршому поєднанні граничних розмірів діаметра плунжера та отвору корпусу і при максимально можливому (майже не можливому) перепаді температури на спряжених поверхнях посадка Н7/ф7 зберігає ходову здатність.

*Ресурс роботи свердла.* Як впливає з особливостей експлуатації свердла з міжлезовим гідравлічним зв'язком, ресурс окремих його

елементів буде різним. Так, ресурс різця з припаяною пластинкою визначається зношуванням (втратою стійкості) різальної пластинки та величини її запасу на переточування, а ресурс корпусу – втомною міцністю канавки хвостовика та зношуванням (виробкою) каналу плунжера. Величина запасу на переточування обмежується динамічними характеристиками свердла, а ресурс каналу плунжера – інтенсивністю зношування хромованого покриття плунжера та можливістю його регенерації.

Загальний термін служби інструмента [8]:

$$T_{\text{заг}} = T(i + 1) \quad (6)$$

де:  $T$  – час роботи інструмента до затуплення;

$i$  – кількість заточувань:

$$i = K/c_0 \quad (7)$$

де  $K$  – загальна допустима величина сточування;

$c_0$  – величина сточування.

Величина сточування  $c_0$  при зношуванні твердосплавного леза свердла по задній поверхні [8]  $c_0 = 0,4$  мм. Із конструктивних міркувань приймаємо  $K = 4$  мм. Тоді  $i = 10$  заточувань. Приймаємо  $T = 45$  хв. Тоді  $T_{\text{заг}} = 450$  хв. = 7,5 год.

Із аналізу умов експлуатації різця впливає, що такі фактори, як втомна міцність та зношування, є не основними у формуванні його ресурсу. Тобто для забезпечення вищої зносостійкості фрикційної пари плунжер–корпус доцільно хромувати лише відповідні отвори корпусу.

Із аналізу напружено-деформованого стану видно, що максимальні еквівалентні напруження виникають у місцях виходу плунжерів та штифтів із тіла корпусу (603 МПа), а також у розташуванні канавки хвостовика (250 МПа) та зварних швів з'єднання кришки з корпусом (200 МПа).

Матеріал плунжерів та напрямних штифтів – сталь 30ХГСН2А. Умови роботи – короткочасні навантаження з виділенням тепла ( $t = 300$  °С). Величина допустимих напружень  $[\sigma] = 0,8\sigma_{0,2} = 0,8 \cdot 1300 = 1040$  МПа.

Матеріал корпусу та кришки – сталь 25Х2ГНТА. Умови роботи – короткочасні навантаження з виділенням тепла ( $t = 200$  °С). Величина допустимих напружень  $[\sigma] = 0,8\sigma_{0,2} = 0,8 \cdot 1200 = 960$  МПа. Величина допустимих розрахункових напружень для зварних швів ( $t = 200$  °С)

$$[\sigma] = 0,5\sigma_B = 0,5 \cdot 1750 = 875 \text{ МПа.}$$



Оцінка міцності відповідальних елементів конструкції здійснюється шляхом визначення коефіцієнтів запасу міцності  $n$  та порівняння їх з рекомендованими значеннями  $[n]$ :

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\text{екв}}} \geq [n]. \quad (8)$$

– Міцність плунжерів та штифтів:

$$n = 1040/603 = 1,7 \geq [1,5].$$

– Міцність корпусу:

$$n = 960/250 = 3,8 \geq [1,5 \div 2].$$

Міцність зварного шва:

$$n = 875/200 = 4,4 \geq [2 \div 2,5].$$

Отже проведені розрахунки говорять про те, що високонавантажені відповідальні елементи конструкції свердла мають необхідний запас міцності.

**Загальні висновки.** Аналіз розрахунків, наведених у статті, доводить, що свердла з міжлезовим гідравлічним зв'язком можна використовувати для підвищення точності отворів, особливо у випадку оброблення отворів зі значним (вище 5) співвідношенням довжини до діаметра. Амплітуда осциляцій різальних лез при цьому не перевищує 0,5 мм.

Оцінка міцності відповідальних елементів конструкції свердла адаптивного типу здійснюється шляхом визначення коефіцієнтів запасу міцності  $n$  та порівняння їх з рекомендованими значеннями  $i$ , як видно із проведених розрахунків, високонавантажені відповідальні елементи конструкції мають необхідний запас міцності.

## ЛІТЕРАТУРА:

1. *Броцак І.І.* Структурний синтез адаптивного свердла з рухомими лезами // Тезиси докладов 7-й международной научно-методическая конференции: “Современные технологии, экономика и экология в промышленности, на транспорте и в сельском хозяйстве». – Алушта, 2000. – Т. 3. – С. 48–52.
2. *Гжиров Р.И.* Краткий справочник конструктора: Справ очник. – Л.: Машиностроение, 1984. – 362 с.
3. Конструкционные материалы: Справочное издание. Б.Н. Арзамасов, В.А. Брострем, Н.А. Буше и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 380 с.

4. *Левченко А.И., Тараненко В.А.* Последовательность операций и процедур обеспечения качества обработки и надежности операции глубокого сверления для типового процесса автоматизированного проектирования // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Междунар. сб. научн. тр. – Донецк: ДонГТУ. – 2001. Вып. 17. – С. 15–19.
5. *Луцив И.В., Нагорняк С.Г.* Обработка отверстий большого диаметра инструментами с адаптивной кинематической связью // Технология и организация производства. – Киев, 1987. – С. 27–29.
6. *Луцив І., Броцак І.* Проектування свердл адаптивного типу для оброблення глибоких отворів з допомогою ПЕОМ // Вісник Тернопільського державного технічного університету ім. І.Пулюя. – 2001. – Т. 6. – № 1. – С. 45–51.
7. *Луцив І., Броцак І.* Розрахунок областей вібростійкості для багатолезового самоналагоджувального різання // Вісник Тернопільського державного технічного університету ім. І.Пулюя. – 1999. – Т. 4. – № 2. – С. 51–57.
8. Справочник по обработке металлов резанием / Ф.Н. Абрамов, В.В. Коваленко, В.Е. Любимов и др. – К.: Техніка, 1983. – 326 с.
9. *Levchenko A., Taranenko W.* Identification and automation of deep-hole drilling // Proc. 2nd International conf. "Measuring and machining of sculptured surfaces". – Krakow (Poland). – 2000. – P. 149–155.

ЛУЦИВ Ігор Володимирович – доктор технічних наук, професор, перший проректор Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

- процеси адаптивної обробки поверхонь деталей;
- багатолезове оснащення адаптивного типу для обробки поверхонь обертання.

БРОЦАК Іван Іванович – кандидат технічних наук, доцент Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– проектування та дослідження інструментів адаптивного типу.

Подано 17.11.2008