

УДК 621.86

І. Б. Гевко, к.т.н., М.І. Клендій, Н.М. Марчук  
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

## **ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РЕГУЛЮВАННЯ ПОДАЧІ СВЕРДЛІННЯ ПРИ ОБРОБЛЕННІ НАСКРІЗНИХ ОТВОРІВ**

*Різьбові з'єднання широко використовують у машинобудуванні, приладобудуванні та інших галузях народного господарства. З'єднання деталей у більшості випадків виконують розємними за допомогою різей. У роботі наведені теоретичні залежності для призначення подач залежно від діаметрів використовуваних сверدل, визначення зони, починаючи з якої необхідно зменшувати подачу, визначення значень осьового зусилля при свердлінні отвору.*

### **ПОДАЧА, ОТВІР, ОСЬОВЕ ЗУСИЛЛЯ, СВЕРДЛІННЯ.**

**Постановка проблеми.** Однією із передумов подолання кризової ситуації у національній економіці є подальший розвиток

машинобудування, які сприяють зростанню продуктивності праці, підвищенню ефективності виробництва, покращенню якості продукції та вимагає принципово нових підходів до створення й використання високоєфективних ресурсощадних технологій.

Існуючі конструкції деталей з яких збирають вузли й машини, що виконують різні свої службові призначення, в абсолютній більшості випадків мають отвори, одержувані свердлінням. Оброблення отворів, як правило, проводиться на свердильних верстатах і в значній мірі на вертикально-свердильних, основними базовими моделями яких є: 2НТГ8, 2АТ30, 2А135, 2А150.

Для свердління наскрізних отворів з мінімальними витратами часу потрібна інформація щодо навантажень на систему верстат-присрій-інструмент-деталь, тобто визначення силових параметрів процесу різання.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Питаннями дослідження свердління наскрізних отворів присвячені наукові праці С.Г. Нагорняка [1], П.І. Ящеріцина, Л.М. Єременка. [2], А.Г. Косілова [3] та інших. У працях, вказаних авторів проведені дослідження процесу свердління наскрізних отворів, проте, як встановили експериментальні дослідження і розрахункові теоретичні схеми, процес свердління наскрізних отворів має свої особливості і їх доцільно досліджувати.

**Мета дослідження** - теоретично обґрунтувати необхідність зміни подачі свердла при його виході з деталі з урахуванням жорсткості вертикально-свердильних верстатів, фізико-механічних властивостей матеріалу заготовки, заточення свердла та інше.

**Результати дослідження.**

Умовні позначення:

$S_1$  і  $S_2$  – значення подач;

$C_S$  і  $C_p$  – коефіцієнти, що враховують вплив фізико-механічних властивостей оброблюваного матеріалу відповідно на величину подачі й осьового зусилля;

$E$  - модуль пружності матеріалу зв'язки ( для сталі  $2 \cdot 10^4$  кгс/мм<sup>2</sup> );

$I$  - мінімальний осьовий момент інерції ( для свердлів  $I = 0,004d^4$  );

$d$  - діаметр свердла;

$\mu$  - коефіцієнт приведеної довжини ( для свердла, розглянутого у вигляді балки із затисненим одним кінцем і шарнірно-встановленим іншим -  $\mu = 0,7$  );

$l$  – довжина виступаючої з патрона частини свердла  
 $l = (1,15 \dots 1,2)kd$  тут  $k = l_0/d$ ;

$l_0$  – довжина на робочій частині;

$X_s, X_p$  і  $Y_p = 1/Y$  показники ступенів, що відображають впливи відповідного параметра або їх сукупності на величину подачі

( $X_s = 0,6$ ;  $X_p = 1,0$ ;  $Y = 1,43$  – для сталі і  $Y = 1,25$  – для чавунів).

Величина подачі повинна призначатися з врахуванням як міцності механізму подач верстата і самого свердла так і його стійкості, фізико-механічних властивостей матеріалу заготовки, експлуатаційної надійності і довговічності. Значення подач  $S_1$  і  $S_2$ , що допускаються відповідно міцністю свердла і його стійкістю можуть бути визначені з відомих залежностей:

$$S_1 = C_s d^{X_s}; \quad (1)$$

$$S_2 = \left( \frac{P_{сп}}{\alpha^{X_p} C_p} \right)^Y = \left( \frac{\pi^2 EI}{C_p \mu^2 l^2 \alpha^{X_p}} \right)^Y \quad (2)$$

Підставивши відповідне значення рівняння (1) у рівняння (2) і виконавши перетворення, одержимо:

$$S_2 = C_0 d^Y, \quad (3)$$

де  $C_0 = \left( \frac{8,22}{C_p} \right)^Y$  – величина постійна для конкретного матеріалу заготовки і свердла.

Із залежностей (2) і (3) видно, що подачі, обумовлені міцністю й стійкістю свердла є функціями їх діаметрів. Аналіз довідкових даних показує, що  $C_s > C_0$  а  $Y > 1$ , тому можна припустити, що при одних значеннях діаметрів свердел подача буде лімітуватися стійкістю, а при інших обмежуватися їхньою міцністю, а в третій фізико-механічними властивостями матеріалу заготовки. Для визначення областей значень подач, що визначаються тим або іншим обмеженням введемо позначення:

$C_s = K_1 C_0$ ;  $Y = k_2 X_s$  причому  $K_1$  і  $K_2 > 1$ . Розділивши рівняння

(1) на (3) одержимо:

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{K_1}{\alpha^{X_s (K_2 - 1)}} \quad (4)$$

У випадку, коли подача лімітується стійкістю свердел, то  $S_2 < S_1$ , а отже  $\frac{S_1}{S_2} < 1$ , і це має місце при значеннях діаметрів свердел, обумовлених із залежності:

$$d < K_1^{\frac{1}{X_s(Ks-1)}} \quad (5)$$

Якщо лімітуючим фактором є міцність свердла, тоді  $S_1 < S_2$ , а  $\frac{S_1}{S_2} < 1$ , а значення діаметрів при цій умові визначаються з виразу:

$$d > K_1^{\frac{1}{X_s(Ks-1)}} \quad (6)$$

При  $S_1 = S_2$ ,  $d = K_1^{\frac{1}{X_s(Ks-1)}}$  і подача свердла обмежується рівною мірою одночасно як його міцністю так і стійкістю.

Для свердел більших діаметрів обмежуючим параметром значень подач є зусилля  $P_{мл}$ , що допускається міцністю механізму подач. У цьому випадку значення подач можна визначити, використавши відому залежність

$$S_3 \leq C_1 \frac{1}{d^Y} \quad (7)$$

де  $C_1 = \left( \frac{P_{мл}}{C_p} \right)^Y$  для конкретних умов обробки  $C_1 = const$ .

Розділивши почленно рівняння (1) на (7) і врахувавши, що необхідно виконання умови  $\frac{S_1}{S_3} = 1$ , після обчислень одержимо значення діаметрів, що відповідають заданій умові

$$d \geq \left( \frac{C_1}{C_s} \right)^{\frac{1}{Xs+Y}} \quad (8)$$

Таким чином на всьому діапазоні діаметрів значення подач визначаються з залежності:

$$S = \psi(d) = \begin{cases} \left(\frac{8,22}{C_p}\right)^y d^y & \text{при } 0 < d \leq \left(\frac{C_s C_p^y}{8,22^y}\right)^{\frac{1}{y-x_s}} \\ C_s d^{x_s} & \text{при } \left(\frac{C_s C_p^y}{8,22^y}\right)^{\frac{1}{y-x_s}} \leq d \leq \left(\frac{P_{M.П.}}{C_s C_p^y}\right)^{\frac{1}{x_s+y}} \\ \left(\frac{P_{M.П.}}{C_p}\right)^y \frac{1}{d^y} & \text{при } d > \left(\frac{P_{M.П.}}{C_s C_p^y}\right)^{\frac{1}{x_s+y}} \end{cases} \quad (9)$$

Аналіз виразу (9) показує, що при малих діаметрах свердел обмежуючою умовою величин подач є їхня стійкість, і тільки починаючи з певних діаметрів параметрами, що лімітують, процес свердління стають міцність свердел і механізму подачі.

Як приклад на рис.1 показані графіки залежності величини подач від діаметрів свердел, визначених з умов їх стійкості й міцності при свердлінні сталей з  $\sigma_B = 75 \text{ кгс} / \text{мм}^2$ ,  $\sigma_B = 100 \text{ кгс} / \text{мм}^2$  і чавунів із НВ 170.

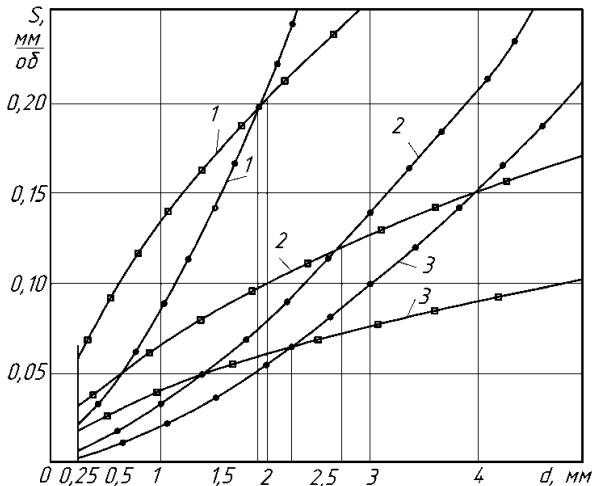
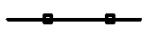


Рис. 1 – Графіки залежності подач від діаметрів свердел, побудовані з умов:



- міцність свердел на кручення;



- стійкість свердла;

1 – для чавунів з НВ 170; 2 – для сталі з  $\sigma_B = 75 \text{ кгс} / \text{мм}^2$ ;

3 – для сталі з  $\sigma_B = 100 \text{ кгс} / \text{мм}^2$ .

У загальному випадку на підставі рівняння (9) характер залежності  $S = \psi(d)$  виразиться графіком наведеному на рис.2.

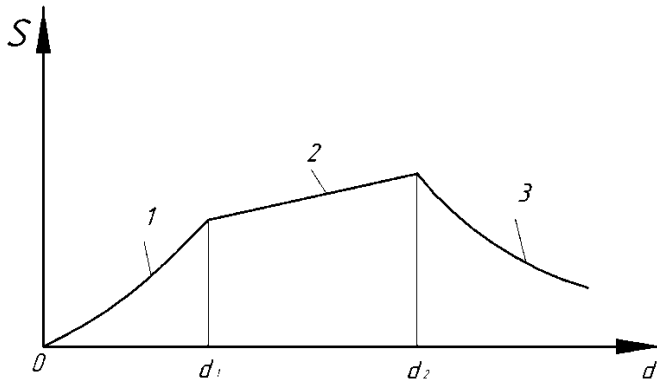


Рис. 2 – Характер залежності  $S = \psi(d)$ : 1 – обмеження подачі по стійкості; 2 – обмеження подачі по міцності свердла на крутіння; 3 – обмеження подач по міцності механізму подач.

Значення осевого зусилля  $P_0$  при свердлінні свердлами різних діаметрів визначається з урахуванням рівняння (9) по формулі:

$$P_0 = C_p d [\psi(d)]^{p_p} \quad (10)$$

Так, як величини діаметрів в інтервалі  $0 < d \leq d_{1\max}$  (рис. 2) невеликі  $d_{1\max} = 2,5 \dots 3$  мм, то значення  $P_0$  для таких свердел будуть незначні. Враховуючи те що в цьому інтервалі подачі вибираються з умови стійкості свердел, будемо вважати свердло абсолютно жорстким у поздовжньому напрямку. Знаючи приведену жорсткість верстата  $C_{пр}$ , можемо знайти переміщення шпинделя  $\Delta$ , як результат пружних деформацій деталей верстата від впливу осевої сили -  $P_0$ .

$$\Delta = \frac{P_0}{C_{пр}} = \frac{C_p d [\psi(d)]^{p_p}}{C_{пр}} \quad (11)$$

Слід зазначити, що наведена твердість верстата залежить від діаметра свердла, тому що цей параметр визначає необхідні частоти обертання шпинделя й значення подач. У верстаті це відтворюється певними кінематичними ланцюгами тобто відповідною комбінацією зачеплень шестірень, валів, запобіжних пристроїв і т.д.

На підставі вищевикладеного випливає, що процес виходу свердел може мати різний характер.

Для свердел, діаметри яких перебувають в інтервалі:

$$0,25 \leq d \leq \left( \frac{C_s C_p}{8,22^y} \right)^{\frac{1}{y-x_s}} \quad (12)$$

внаслідок малої подачі і осьової сили різання величина приведеної до шпинделя пружної деформації деталей верстата незначна. Тому, при виході свердла з заготовки, збільшенням подачі через наявність незначних пружних деформацій верстата можна знехтувати і вважати її постійною. Коли в момент виходу свердла шар металу під його ріжучими лезами починає випучуватися і розривається з утворенням тріщин і своєрідних консолюно закріплених пелюсток, то під впливом конічної частини свердла, що рухається, вони звиваючись, утворюють заусенці. Якщо врахувати, що для свердел зазначених діаметрів величина подачі встановлювалася з умови забезпечення їх стійкості і з певним запасом міцності на кручення (див. рис. 1), а також і те, що в міру заглиблення свердла в процесі свердління збільшується коефіцієнт наведеної довжини  $\mu$  то на виході свердла параметром, що лімітує подачу, стає допустиме значення крутного моменту. У такий спосіб представляється можливим, регулювати величину подачі в сторону зменшення чи збільшення в залежності від фізико-механічних властивостей матеріалу заготовки, на величину  $\Delta S = C_s d^{x_s} - C_0 d^y$  й зрізати при цьому допоміжними лезами, що утворюються заусенці.

Для свердел, діаметри яких більше величини  $\left( \frac{C_s C_p}{8,22^y} \right)^{\frac{1}{y-x_s}}$

і подача лімітується їхньою міцністю характер зміни подачі на виході в основному визначається наведеною жорсткістю верстата.

Якщо діаметри свердел незначно більше величини  $\left( \frac{C_s C_p}{8,22^y} \right)^{\frac{1}{y-x_s}}$ ,

а виникає при цьому осьове зусилля  $P_0$  викликає деформації верстата  $\Delta = \kappa_0 S_1$ , де  $\kappa_0 = 0,2 \dots 0,3$ , то практично при виході свердла подачу слід залишати незмінною. Для цього випадку граничні значення діаметрів свердел можна визначити з наступних міркувань. Знаючи приведену до шпинделя жорсткість верстата й використавши залежності (9) і (10) можна записати

$$\Delta = \frac{P_0}{C_{пр}} = \frac{C_p d [\psi(d)]^{y_p}}{C_{пр}} \quad (13)$$

але оскільки  $S_1 = S_s d^{x_s}$ , то тоді

$$\kappa_0 C_s d^{X_s} C_{np} = C_p d (C_s d^{X_s})^Y \quad (14)$$

Розв'язавши рівняння (10) відносно  $d$ , при максимальному значенні  $K_0$  одержимо:

$$d \leq \left( \frac{k_{0\max} C_{np} C_s^{1-Y}}{C_p} \right)^{\frac{1}{1+X_s(Y-1)}} \quad (15)$$

Для свердел, діаметри яких більше значень наведених у формулі (15) виникає необхідність зменшувати подачу. Момент початку зменшення подачі свердла повинен починатися на відстані від нижнього торця оброблюваної деталі рівному величині приведеної деформації привода до шпинделя, що виражається з врахуванням (15) функції діаметра свердла залежністю:

$$\sigma = \frac{C_p d C_s^Y d^{0,6Y}}{C_{np}} = C_2 d^{0,6Y} \quad (16)$$

Таким чином, величина небезпечної зони, по досягненню якої слід зменшувати подачу на підставі (16) залежить від фізико-механічних властивостей оброблюваного матеріалу, приведеної до шпинделя жорсткості привода верстата й діаметра свердла.

**Висновок.** Отримані залежності дають можливість для кожного конкретного випадку визначити закони зміни подачі свердла в процесі його виходу з наскрізного отвору заготовки. Отримані дані є вихідними при розробленні й проектуванні спеціальних приводів і пристроїв, що забезпечують автоматичну зміну подачі при виході інструмента, а тим самим підвищення ефективності і якості обробки, а також підвищення експлуатаційної надійності сверدل і їх захисту від поломок.

### Література

1. Нагорняк С.Г. Обработка отверстий большого диаметра инструментами с адаптивной кинематической связью [Текст] / С.Г. Нагорняк, И.В. Луцив. Технология и организация производства. 1987. № 4. С.27–29.
2. Косилова, А.Г. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. [Текст] / А.Г. Косилова, Р.К. Мещеряков – М. : Машиностроение, 1995. – Т. 2. – 1985. – 495 с.
3. Ящерицын, П.И. Основы резания материалов и режущий инструмент [Текст] / П.И. Ящерицын, Л.М. Еременко, Н.И. Жигалко. – Мн.: Выц. школа, 1981. – 560 с.



4. Белоусов А.П. Проектирование станочных приспособлений [Текст] / А.П. Белоусов. – М.: Высшая школа, 1980. – 342 с.

5. Дальский А.Н. Технологическое обеспечение надежности высокоточных деталей машин [Текст] / А.Н. Дальский М.: Машиностроение, 1975.

*Рецензент д.т.н., проф. Б.М. Гевко*