

УДК 621.22: 621.914.3

В.А. Ковальов, д-р техн. наук,  
В.С. Лисенко, канд. техн. наук,  
С.Д. Удовик

Національний технічний університет України  
"Київський політехнічний інститут", Київ, Україна

## МОДЕРНІЗАЦІЯ ГІДРОМЕХАНІЗМУ ПОДАЧІ ВІДРІЗНОГО ВЕРСТАТА

## HYDRAULIC CUTTERS MECHANISM OPTIMIZATION

### Вступ

У сучасному машинобудуванні дедалі ширше впроваджуються автоматизовані лінії з виготовлення різноманітної продукції — від автомобілебудування (крупномасштабні автоматизовані та механотронні лінії і комплекси) до харчової промисловості (дозування і пакування рідких та сипких матеріалів).

Розглянемо проблеми, які виникають в обробній галузі, наприклад, при механічній обробці прокату, де навіть незначна на перший погляд модернізація верстатів або технології виготовлення виробів може значно скоротити технологічний цикл, підвищити продуктивність верстата, збільшити термін служби інструменту тощо. Так, модернізація гідравлічного механізму відрізного верстата може значно покращити умови його роботи, наприклад, у приводі відрізання заготовок із змінною шириною різання.

Аналіз існуючих проблем і труднощів у досліджуваній галузі, які виникають при операції поділу прокату на штучні заготовки, дозволяє виділити наступні:

- 1) складність розрізки прокату некруглих профілів поперечного перетину;
- 2) перекошування площини розрізаної поверхні і потреба наступної механічної операції, наприклад, токарної;
- 3) наявність кутових переміщень прутка (труби) відносно центру пружнофрикційного патрона при відрізанні, і, як наслідок, підвищені вимоги до необхідної величини поворотної жорсткості патрона;
- 4) переривання процесу різання і несприятливі умови утворення стружки, шкідливі вібрації інструменту з великою амплітудою коливань та змінне за часом навантаження на зубці (для відрізних фрез і дискових пил);
- 5) забруднення повітря абразивним пилом;
- 6) значне нагрівання деталі, що призводить до структурних змін у її поверхневому шарі та зростання його твердості;
- 7) низька продуктивність процесу обробки і досить великий відсоток втрат металу;
- 8) проблема зменшення витрат електроенергії при операції поділу;

9) утворення на торцях суцільних деталей центрального залишку, який потребує додаткової операції видалення;

10) зниження швидкостей різання (через те, що відрізання готової деталі на одношпиндельних токарних автоматах (ОТА) і багатошпиндельних токарних автоматах (БТА) є, як правило, лімітуючою операцією) і, як наслідок, нерациональне використання різальних властивостей інструменту на інших технологічних операціях [1].

### Постановка задачі

Провівши аналіз всіх відомих способів різання прокату на штучні заготовки можна стверджувати про недоцільність застосування на одношпиндельних та багатошпиндельних токарних автоматах фізико-хімічних методів та методів розрізання пластичним деформуванням. З проаналізованих способів відрізання для цих токарних автоматів найбільш придатними є методи традиційного різання, а саме відрізними різцями та дисковими фрезами [1].

Слід зазначити, що при використанні відрізних фрез і дискових пил відбувається різке збільшення товщини зрізу, від периферії до осі заготовки (деталі), що призводить до різкого збільшення навантаження на робочий інструмент та появи його вібрації. Ці негативні явища впливають на точність обробки та стійкість інструменту. Також відрізні фрези і дискові пили працюють у важких умовах, що пояснюється великим числом зубців, незадовільною формою стружкових канавок, наявністю двох допоміжних різальних кромки з незадовільною геометрією і допоміжними задніми кутами  $\alpha_1 = 0$  та допоміжними кутами в плані  $\varphi_1$  від  $5^\circ$  до  $1^\circ$ , досить короткою різальною кромкою, перервним процесом різання, змінним за часом навантаженням на зубці робочого інструменту [2].

Відрізні круглопилі верстати працюють у режимі змінного навантаження привода та інструменту, що визначає доцільність регулювання подачі. Продуктивність відрізання тим вища, чим більша ділянка робочого ходу, на якому максимально навантажені інструмент та привод верстата.

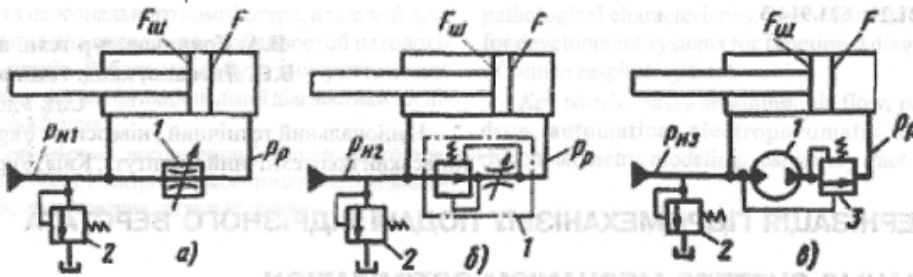


Рисунок 1 — Типові схеми гідроприводів подач

За малої висоти пропилу в різанні приймає участь невелика кількість зуб-ців, що не дозволяє повністю навантажити привод; на ділянці з максимальною висотою пропилу повне навантаження інструменту вимагає застосування потужного привода головного руху. У зв'язку з цим важливо обрати схему і параметри привода, які забезпечуватимуть автоматичне регулювання подачі.

У гідроприводах відрізних верстатів величина подачі  $s$ , може регулюватися залежно від тиску  $p_p$  у робочій порожнині гідроциліндра, радіальної складової сили різання  $P_y$ , крутного моменту  $M_{sp}$  на шпинделі або потужності різання  $N_{різ}$ . Найпростішим є регулювання величини  $s$  за тиском, оскільки це не потребує спеціального пристрою для вимірювання і перетворення керуючих параметрів.

На рисунку 1 показано приклади схем гідроприводів відрізних верстатів (а — з дроселем, б — з регулятором швидкості, в — з насосом-дозатором). На рисунку 1, а представлено типову схему гідропривода подачі, в якій витрата через дросель 1, без урахування витоків, визначає швидкість подачі пильної бабки

$$s = \frac{\mu \cdot f}{F} \sqrt{\frac{2 \cdot p_{н1} \cdot F_{шт} - P_y \cdot (1+k) - R_{тр,х}}{\rho}} \quad (1)$$

де  $\mu$  — коефіцієнт витрати;  $\rho$  — густина рідини;  $f$  — площа проходного перерізу дроселя;  $F_{шт}$  — площа штока;  $F$  — площа поршня;  $R_{тр,х}$  — сила тертя, яка виникає в напрямній пильної бабки на холостому ходу,  $k$  — коефіцієнт пропорційності.

Враховуючи, що вираз (1) виконується також при  $P_y = 0$  (це відповідає швидкості  $s_0$  холостого ходу пильної бабки), можна отримати співвідношення (2)

$$c = \frac{s}{s_0} = \frac{s_x}{s_{x0}} = \sqrt{1 - \frac{P_y \cdot (1+k)}{p_{н1} \cdot F_{шт} - R_{тр,х}}} \quad (2)$$

Вираз (2) характеризує залежність поточної подачі  $s_x$  на зубець від налагоджуваної подачі  $s_{x0}$  і зусилля  $P_y$ . Останнє визначається залежністю [4]

$$P_y = (0,25 + 0,3) \cdot C_p \cdot B \cdot s_x^{0,75} \quad (3)$$

де  $B$  — сумарна ширина кромок зубців, які приймають участь у різанні;  $s_x$  — поточна подача на зубець;  $C_p$  — коефіцієнт, який залежить від матеріалу та геометрії ріжучого інструмента.

Зміни  $s_x$  і  $P_y$  при розрізанні круглого прутка, розрахованого за рівняннями (2) і (3) з урахуванням залежності  $B$  від висоти  $h$  пропилу і визначеного експериментально, показано кривими 1 на рисунку 2, у той же час прямі 2 і 3 відповідають схемам, позначеним на рисунках 1, б і в, відповідно. З графіків видно, що подача зменшується одразу після початку розрізування, коли навантаження ще далеке від максимально допустимого значення.

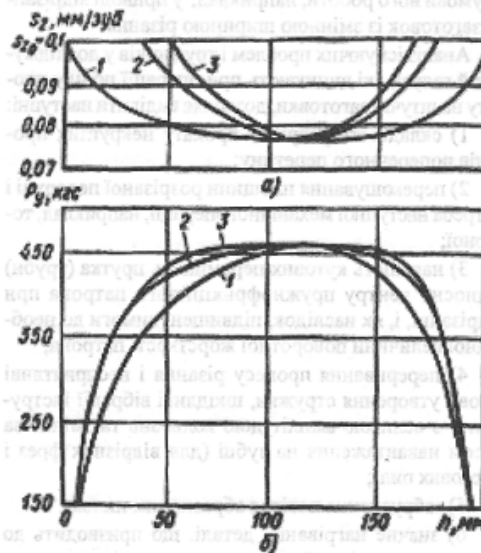


Рисунок 2 — Зміна подачі  $s_x$  (а) і радіальної складової  $P_y$  сили різання при відрізанні круглого прутка діаметром 200 мм зі сталі 45 при  $\varphi=16$ , м/хв. [1]

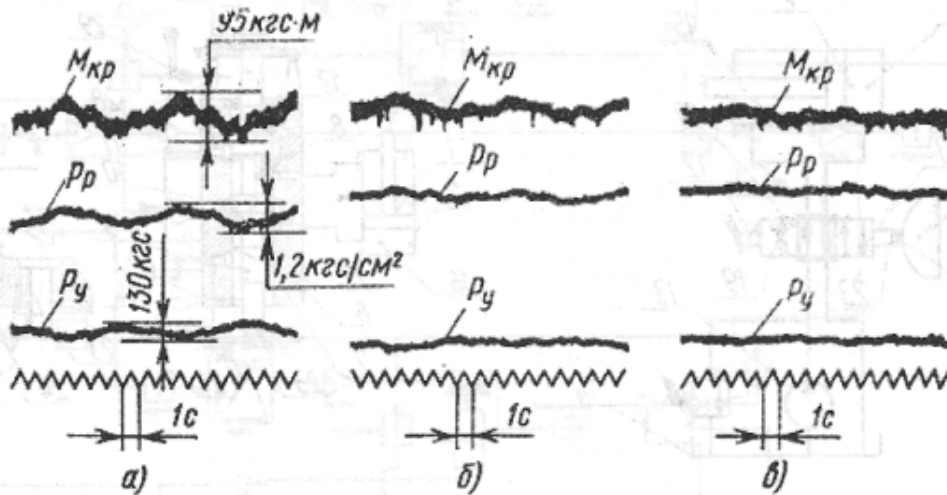


Рисунок 3 — Коливання крутного моменту  $M_{кр}$ , тиску  $p_p$  у робочій області подачі і зусилля  $P_y$  зі змінною подачею

Вивчення осцилограм процесу відрізання, показує, що в схемах з регулятором швидкості і насосом-дозатором, крім виграшу в продуктивності, відрізки зі змінною подачею забезпечуються значно меншими коливаннями крутного моменту  $M_{кр}$  на шпинделі, сили  $P_y$  на штоці гідроциліндра подачі, тиску  $p_p$  і зусилля  $P_y$ , що значно покращує умови відрізання і підвищує стійкість інструменту.

Жорсткість за швидкістю привода об'ємного регулювання постійна; у двох інших приводах вона змінюється. За однакових умов розрізування для схем позначених на рисунках 1, а, б, і в значення жорсткості дорівнюватимуть, відповідно  $j_1:j_2:j_3 \approx 60:10:1$ . Отже, приводи з регулятором швидкості і насосом-дозатором більш чутливі до зміни навантаження; вони реагують навіть на радіальне биття зубців пильних дисків. Експериментальні дослідження показали, що величини  $M_{кр}$ ,  $P_y$ ,  $p_p$  у приводі з насосом-дозатором (рисунок 3, в) постійні, а у приводі з регулятором швидкості (рисунок 3, б) амплітуда коливань цих параметрів набагато менша, ніж у приводі з дроселем (рисунок 3, а).

Отже, найбільш продуктивними і економічними є приводи, які забезпечують постійну подачу на відрізках неповного навантаження привода головного руху і змінну, автоматично регульовану подачу на відрізках максимального навантаження головного привода. Стабільність налагоджених силових параметрів процесу різання зі змінною подачею забезпечується приводами з двома рівнями жорсткості: з високою жорсткістю на відрізках врізання і виходу пильного диску, та з низькою жорсткістю — на відрізках повного навантаження привода головного руху. Приводи подач з регулятором швидкості і насосом-дозатором у залежності від налаштування можуть

забезпечити більш високу продуктивність, ніж привід з дроселем, або за однакової продуктивності, більш стабільне навантаження інструмента і підвищення його стійкості [4].

Оскільки гідравлічні схеми з насосом-дозатором та регулятором швидкості складніші, дорожчі та підлягають більш складному керуванню, ніж гідросистема з дроселем, слід розробити гідросистему з дроселем на виході, яка підтримує два рівні жорсткості системи: під час мінімального навантаження (швидке підведення та відведення фрези), та максимальне навантаження (розрізання максимальної товщини прутка). Використовуючи однощільовий розподільвач, який за допомогою копіра може встановлювати необхідну подачу різального інструменту, причому копір можна підбирати для різних профілів та різних матеріалів, було розроблено оригінальну конструкцію гідравлічного механізму.

Її суть пояснюється кресленнями, показаними на рисунку 4, де представлено принципову гідросхему механізму подачі відрізного верстата, на рисунку 5 — конструктивну схему, а на рисунках 6 та 7 — розрахункову та блок-схему, виконану в системі Simulink, відповідно. Гідромеханізм подачі містить 29 елементів. Ключовою його ознакою є те, що гідророзподільвач є дроселюючим у проміжних положеннях, а змінна дроселююча щілина 21 є регульованим дроселем на виході з гідродвигуна [5].

Роботу гідромеханізму доцільно описати за допомогою математичної моделі з подальшим моделюванням у прикладному програмному пакеті Simulink (Matlab), розрахункову схему якої представлено на рисунку 6, та ілюструє деякі закономірності роботи механізму. З рисунку можна встановити величини, які змінюються у процесі роботи, і якщо ці параметри

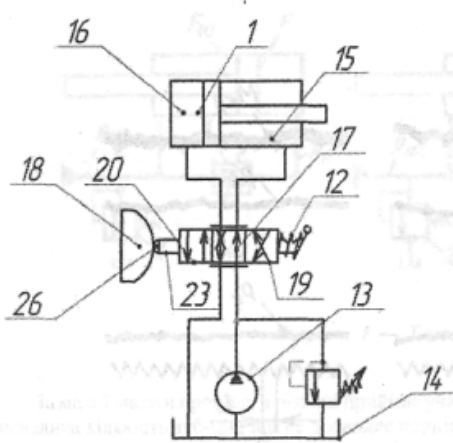


Рисунок 4 — Принципова гідросхема гідромеханізму

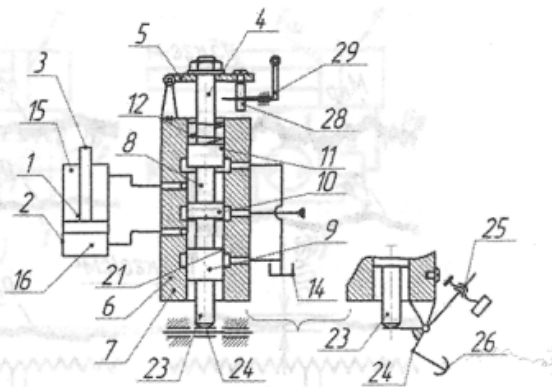


Рисунок 5 — Конструктивна схема гідромеханізму

об'єднати в систему функцій, можна знайти певні закономірності. Враховуючи втрати тиску за довжиною каналів у апаратах та місцевих опорах, нехтуючи силами інерції, маємо наступний вираз

$$p_1 - p_2 = \alpha_1 \cdot \dot{x} + \alpha_2 \cdot x^2 \quad (4)$$

де  $p_1, p_2$  — тиски після насоса та штоковий порожнини циліндра, відповідно,  $\alpha_1$  — коефіцієнт втрат тиску за довжиною каналів при ламінарному русі рідини,  $\alpha_2$  — сумарний коефіцієнт втрат тиску в місцевих опорах та за довжиною каналів при турбулентному русі рідини,  $x$  — переміщення поршня.

За умови нерозривності потоку рідини теоретична витрата насоса складає

$$Q_{тв} = (F - f)\dot{x} + k_n \cdot p_1 + Q_k \cdot (p_1) + \frac{V}{\tau} \cdot p_2, \quad (5)$$

де  $F, f$  — площі поршня та штока, відповідно,  $k_n$  — коефіцієнт витоків насоса.

Тоді об'єм стисненої рідини визначатиметься

$$V = V_0 + (F - f) \cdot x \quad (6)$$

Запишемо витрату через дросельну щілину на виході з дроселюючого розподілювача

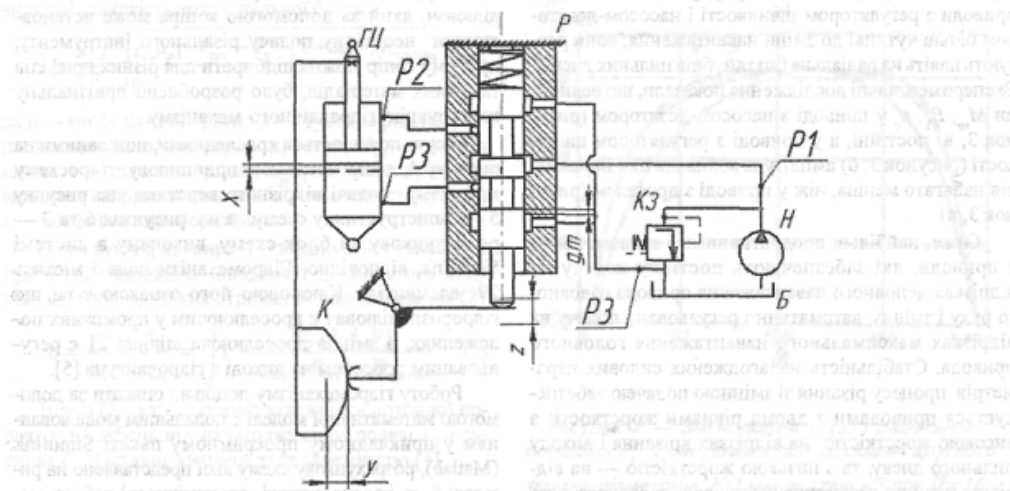


Рисунок 6 — Розрахункова схема

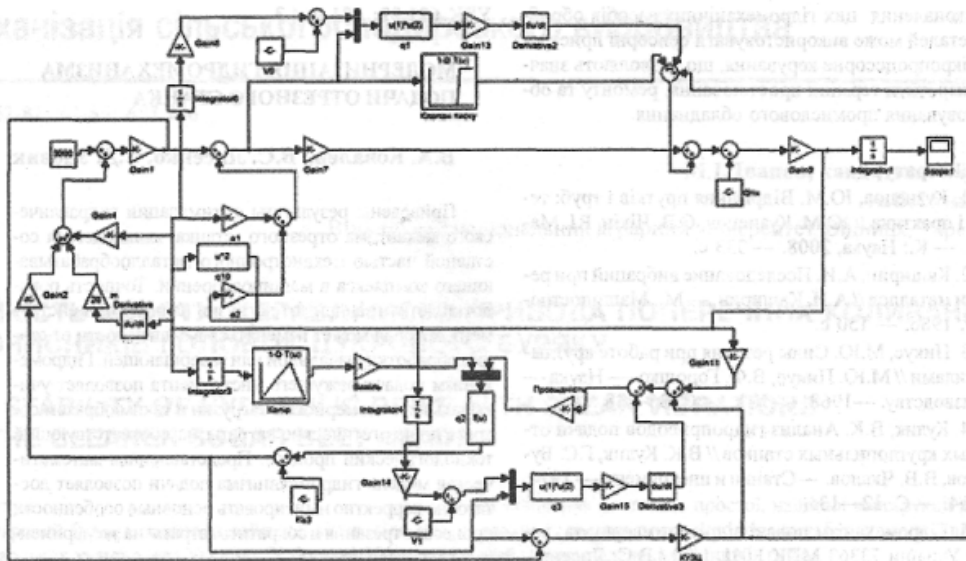


Рисунок 7 — Структурна схема математичної S-моделі гідромеханізму

$$F \cdot \dot{x} + k_p(p_2 - p_3) - \frac{V_0}{E} \cdot \dot{p}_3 = G_d \cdot Z \cdot \sqrt{p_3 - p_4}, \quad (7)$$

де  $G_d = \mu \cdot f \cdot k \sqrt{\frac{z}{\rho}}$  — провідність дроселя при відкритій дросельній щілині;  $\mu$  — коефіцієнт витрат,  $k$  — незмінна координата площі регульованої дросельної щілини,  $\rho$  — густина робочої рідини, вираз

$G_d \cdot (0.002 - Z + z_0 \cdot \sqrt{p_3 - p_4})$  є витратою через дросель, де  $z$  — хід золотника,  $V_0$  — шкідливий об'єм у циліндрах біля кришок,  $E$  — модуль пружності [0–0,004 М],  $z_0 = 0,0001$  м.

Форма копіра може бути показана у вигляді функції  $y = f(x)$ ,  $x$  зумовлює зміни положення шупа. Переміщення поворотного важеля зумовлює переміщення кульової опори, а з нею і всього золотника, внаслідок чого змінюється довжина щілини, що спричиняє різний ступінь дроселювання та різну швидкість подачі фрези

$$z = 1/i \cdot y \quad (9)$$

Згідно з принципом Даламбера, рівняння діючих сил на поршень має вигляд

$$m_x \cdot \ddot{x} = p_2 \cdot (F - f) - p_3 \cdot F - k_{ст} \cdot F(p_2 - p_3) - k_{ст} \cdot \dot{x} - P_{от} \quad (10)$$

де  $m_x$  — маса рухомих частин гідропередачі, зведена до штоку циліндра,  $x$  — прискорення,  $k_{ст}$ ,  $k_{ст}$  — коефіцієнти рідинного тертя,  $P$  — постійна діюча сила (у даному випадку утримується однаковою, незважаючи на різні перерізи відрізної деталі).

Рівняння (10) можна виразити наступним чином

$$(F - f) \cdot (1 - v_{ст}) \cdot p_2 = m_x \frac{d^2 x}{dt^2} + k_{ст} \cdot x + p_3(1 - v_{ст}) + P_{от} \quad (11)$$

Зробивши аналогічні дії з іншими п'ятьма рівняннями, можна побудувати структурну модель та підставивши значення коефіцієнтів, побудувати S-модель гідропередачі модернізованого відрізного верстата, яку показано на рисунку 7.

### Висновки

Запропонований гідромеханізм відрізного верстата дозволяє підвищити продуктивність роботи верстата за рахунок безперервної зміни величини допустимої подачі залежно від ширини різання оброблюваної деталі, що особливо актуально для деталей зі змінною шириною різання (круг та інші форми перерізу), і раціонально використовувати подібні методи при серійному, крупносерійному і масовому виробництві. Водночас запропоновано оригінальне технічне рішення, а саме: один гідророзподільювач з приводом від копіра для реалізації циклу “швидке підведення—найбільш раціональна змінна робоча подача—швидке відведення”, що робить його перспективним при використанні у складі іншого обробного обладнання [5].

Подібні пристрої можуть використовуватися для підвищення продуктивності автоматизованих ліній та механотронних комплексів, через те що вони органічно інтегруються у конвеєрні системи, а також застосовуються на механічних ділянках обробних цехів та автоматизованих центрів. Подальше дослідження та

удосконалення цих гідромеханічних засобів обробки деталей може використовувати сенсорні пристрої та мікропроцесорне керування, що дозволяють значно скоротити терміни простоювання, ремонту та обслуговування промислового обладнання.

**Література**

1. Кузнецов, Ю.М. Відрізання прутків і труб: теорія і практика // Ю.М. Кузнецов, С.В. Чікін, Р.І. Махуга. — К.: Наука, 2008. — 333 с.
2. Каширин, А.И. Исследование вибраций при резании металлов // А.И. Каширин. — М.: Машиностроение, 1986. — 150 с.
3. Пикус, М.Ю. Силы резания при работе круглыми пилами // М.Ю. Пикус, В.Ф. Горошко. — Наука — производству. — 1968. — №1. — С. 35—38.
4. Кулик, В.К. Анализ гидроприводов подачи отрезных круглопильных станков // В.К. Кулик, Г.С. Буланков, В.В. Чкалов. — Станки и инструмент. — 1974. — №4. — С. 12—13.
5. Гідромеханізм подачі відрізного верстата: патент України 73363 МПК F01L 1/00 / В.С. Лисенко, С.Д.Удовик (Україна). — № u201201744 Заявл. 16.02.2012, Опубл. 25.09.2012, Бюл.№18.

**References**

1. Kuznetsov Yu.M. Vidrizannya prutkiv i trub: teoriya i practica // Yu.M. Kuznetsov, S.V. Chikin, R.I. Machuga. — K.: Nauka, 2008. — 333 p.
2. Kashirin A.I. Issledovaniye vibraciy pri rezanii metallov // A.I. Kashirin.— M.: Mashinobuduvannya, 1986. —150 p.
3. Pikus M.Yu. Sili rezaniya pri rabote kruglimi pilami // M.Yu. Pikus, V.F. Goroshko — Nauka — proizvodstvu, 1968. — №1. — P. 35—38.
4. Kulik V.K. Analiz gidroprivodov podachi otreznikh kruglopilnikh stankov // V.K. Kulik, G.S. Bulankov, V.V. Chkalov. — Stanki i instrument. — 1974. — №4.— P. 12—13.
5. Patent Ukraini №73363 MPK F01L 1/00 / Hidromekhanizm podachi vidriznogo verstata / V.S.Lisenko, S.D. Udovik (Ukraine).— № u 201201744, 16.02.2012, publ. 25.09.2012, bul.№18.

Надійшла 10.04.2013 року

УДК 621.22: 621.914.3

**МОДЕРНИЗАЦІЯ ГІДРОМЕХАНІЗМА ПОДАЧИ ОТРЕЗНОГО СТАНКА**

**В.А. Ковалев, В.С. Лисенко, С.Д. Удовик**

Приведены результаты оптимизации гидравлического механизма отрезного станка, являющегося составной частью механотронного металлообрабатывающего комплекса в машиностроении. Точность обработки детали зависит от нагрузки на режущий инструмент, которая может изменяться в зависимости от стадии обработки, начальной или завершающей. Гидромеханизм подачи режущего инструмента позволяет учитывать неравномерности нагрузки и таким образом сократить энергетические затраты на соответствующий технологический процесс. Представленная математическая модель гидромеханизма подачи позволяет достаточно корректно имитировать основные особенности процесса отрезания и сократить затраты на экспериментальные исследования.

*Ключевые слова:* гидравлический механизм отрезного станка, механотронный комплекс, технологический процесс.

UDC 621.22: 621.914.3

**HYDRAULIC CUTTERS MECHANISM OPTIMIZATION**

**V.A. Kovalev, V.S. Lysenko, S.D. Udovik**

The results of hydraulic cutters mechanism optimization, which is the part of mechatronic metalworking machinery plant, are presented. The accuracy of the part processing depends on the load on the cutting tool, which may vary depending on the stage of processing, the initial or final. Hydromekhanizm feed cutting tool takes into account the non-uniformity of the load and thus reduce energy costs to the appropriate process. The presented mathematical model allows hidromekhanizm to supply enough properly simulate the main features of the processes of self cutting and reduce the cost of experimental studies.

*Key words:* hydraulic cutters, mechatronic metalworking, mathematical model.