

Summary. The methods of calculation and analysis of dimension parameters of regulator chain plates which are used in the feed mechanism of metal-cutting lathes are given. Taking into account the regulated kinematic error of gear drive of feed mechanism the dependence of tolerance for determination on basic functional plate dimensions of regulator chain plate is obtained.

Перелік посилань:

1. Дубиняк С.А., Зубченко И.И. Определение оптимальных соотношений шагов звеньев и среднего шага приводных цепей. // Вестник машиностроения, 1976. - №4. - С.35-36.
2. Дубиняк С.А., Нагорняк С.Г., Дубецкий И.Д. Саморегулируемый привод подачи металлорежущих станков. // Металлорежущие станки, 1985. - №13.
3. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник. 5-е издание. - М.: Машиностроение, 1979. - 343 с.
4. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. - М.: Наука, 1969. - 576 с.

Стаття представлена професором Кузнєцовим Ю.М.

УДК 621.229.64:621.54-52

А.Куцевич

(Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, м.Тернопіль)

ОСОБЛИВОСТІ ВИЗНАЧЕННЯ СПІВВІДНОШЕННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ СТРУМИННИХ ПРИСТРОЇВ КУТОВОГО ОРІЄНТУВАННЯ ВТУЛОК ПРИ СКЛАДАННІ ВНУТРІШНІХ ЛАНОК ПРИВОДНИХ ЛАНЦЮГІВ

Аноттація. Розглянуто основні етапи встановлення конструктивних параметрів і режимів роботи струминних пристроїв для кутового орієнтування втулок при складанні внутрішніх ланок приводних ланцюгів. Описано силову взаємодію тангенціальних струмин повітря з внутрішньою поверхнею втулки, що підлягає орієнтуванню.

Виведення із зони тертя в шарнірі згортного шва втулки суттєво підвищує зносостійкість приводних ланцюгів і покращує характеристики їх точності. Однак переважаюча кількість використовуваних пристроїв кутового орієнтування деталей типу втулок вимагає наявності в них відчутно вираженого ключа орієнтування у вигляді радіального отвору або відкритого поздовжнього паза. В той же час для розроблюваних в Тернопільському державному технічному університеті (ТДТУ) струминних пристроїв аналогічного призначення [1-3] досить висока надійність процесу орієнтування забезпечується і для серійних згортних втулок з місцевими відхиленнями форми їх внутрішньої поверхні. Останні є наслідком технологічних впливів послідовного процесу формування втулок і мають стабільну кутову прив'язку відносно згортного шва.

Процес струминного кутового орієнтування зазначених втулок на автоматизованому обладнанні по складанню внутрішніх ланок приводних ланцюгів

включає в себе декілька етапів: подачу кожної втулки зовнішніми завантажувальними пристроями на відповідний орієнтуючий шток, кутове переміщення втулок в задане кутове положення ключа орієнтування і їх фіксацію в цьому положенні. При цьому час перебування втулки у вільному стані на позиції орієнтування повинен бути достатнім для її розгону, переміщення, гальмування і фіксації із врахуванням найнесприятливіших умов початку взаємодії тангенціальних і радіальних струмин повітря з внутрішньою поверхнею втулки та стиковим швом.

В цілому практично для всіх типів струминних орієнтуючих пристроїв можна рекомендувати таку послідовність розрахунку вихідних даних до проектування:

- 1- вибір конструктивної схеми пристрою;
- 2- встановлення початкового значення вхідного тиску повітря і конструктивних параметрів струминного пристрою для внутрішнього діаметра втулки, що відповідає середині поля допуску його розміру;
- 3- перевірка відповідності початкових значень цих параметрів умовам функціонування і їх коректування в разі необхідності;
- 4- перевірка відповідності прийнятих значень параметрів умовам функціонування для заданих граничних значень розмірів внутрішнього діаметра втулки та їх необхідна корекція;
- 5- розрахунок граничного значення періоду орієнтування і перевірка відповідності його потрібній продуктивності;
- 6- перевірка відповідності прийнятих даних вимогам заданої точності фіксації втулки на кутовій координаті.

При встановленні правильного співвідношення початкових значень тиску стиснутого повітря, яке підводиться в орієнтуючі штоки, і конструктивних параметрів пристрою визначальним критерієм вибору величин вказаних параметрів буде значення сили дії струмини на втулку при максимальному зазорі в зоні дії сопла.

Наприклад, для конструктивної схеми, показаної в [2], фіксація втулки відносно штока можлива лише при відштовхуючому напрямку дії сили підтиснених радіальних струмин повітря в момент співпадання фіксуючого отвору штока з ключем орієнтування втулки. З певними припущеннями подібна умова властива й іншим конструктивним схемам. Тому важливим завданням на початковому етапі розрахунку є встановлення величини зазору h_n , при якому зусилля дії струмини на внутрішню поверхню втулки змінює знак. Характер впливу вхідного тиску $P_{вх}$ ілюструє рис. 1, однак сумарна взаємодія $P_{вх}$, радіуса поперечного перерізу сопла r_c , радіуса втулки $r_{вт}$ і середнього зазору h_m суттєво ускладнює задачу пошуку h_n . В цьому випадку доцільно використовувати розроблені автором номограми, фрагмент яких показано на рис.2. Тут прийнято найчастіше використовуване у розглядуваній галузі техніки співвідношення висоти втулки $H_{вт}$ до $R_{вт}$, що дорівнює 3,6.

При розрахунку параметрів номограм в аналітичні залежності, що описують силову дію струмини повітря на втулку і розхідні характеристики, вводились експериментально знайдені уточнюючі коефіцієнти, які враховують реальні умови протікання струмини в криволінійному зазорі.

Проведення експериментальних досліджень характеру розподілу статичного тиску по внутрішній поверхні втулки показало, що форма розподілу зазнає суттєвих

змін навіть при незначному нахилі сопла α_t , однак зміна α_t в межах $20...25^\circ$ практично не змінює величини сили тиску на втулку в напрямку дії струмини. У зв'язку з цим доцільно спочатку розраховувати величину сили $F_{t,0}$, яка діє на втулку по осі сопла (рис. 3), використовуючи для цього залежності і методику розрахунку, отримані для радіальних струмин, а потім знаходити проекцію сили F_t на напрям сили F_p . Для схеми, показаної на рис. 3,

$$F_t = F_{t,0} \cos(\alpha_t - \Delta\alpha_t), \quad (1)$$

де $\Delta\alpha_t$ - кутова поправка, яка враховує зміщення точки перетину осі струмини з поверхнею втулки при зміні зазору h_t ; з огляду на незначну величину зміни h_t можна прийняти:

$$\Delta\alpha_t = \frac{2h_t}{D_{вт}} \operatorname{tg} \alpha_t. \quad (2)$$

Досить складним завданням є визначення обертового моменту $M_{\text{вп}}$, створюваного тангенціальною струминою. В [4] для тонкої круглої пластини радіусом R , що рухається під дією струмини, яка витікає з сопла, нахиленого до горизонталі на кут α , знайдені сила в'язкого тертя $\overline{F_t}$ і сила тиску струмини на торцеву площину $\overline{F_k}$:

$$F_t = \left(\eta_d \frac{V_0 \cos \alpha}{h_{пл}} - \frac{h_{пл}}{2} \rho w_d - \eta_d \frac{V_d}{h_{пл}} \right) \pi R^2; \quad (3)$$

$$F_k = \rho \omega_c V_0 \cos \alpha (V_0 \cos \alpha - V_d), \quad (4)$$

де η_d - коефіцієнт динамічної в'язкості повітря; V_0 - розхідна швидкість витікання повітря з сопла; $h_{пл}$ - висота підйому пластини на повітряній подушці; ρ - густина повітря; V_d, w_d - відповідно швидкість і прискорення пластини; ω_c - площа міделєвого перерізу пластини.

Для схеми взаємодії, показаної на рис. 4, швидкість витікання струмини V_0 можна визначити, прийнявши рух повітряного потоку в соплі близьким до ізоентропного та врахувавши наведені в [5] числові дані зміни густини повітря в залежності від тиску і температури, за формулою:

$$V_0 = \frac{G_0}{\pi r_{ст}^2 [1.25 + 0.004(273 - T_a)] (P_0/P_a)^{0.714}}, \quad (5)$$

де G_0 - масовий розхід повітря через сопло; $r_{ст}$ - радіус сопла; T_a, P_a - відповідно температура і абсолютний тиск оточуючого середовища; P_0 - тиск повітря на виході з сопла.

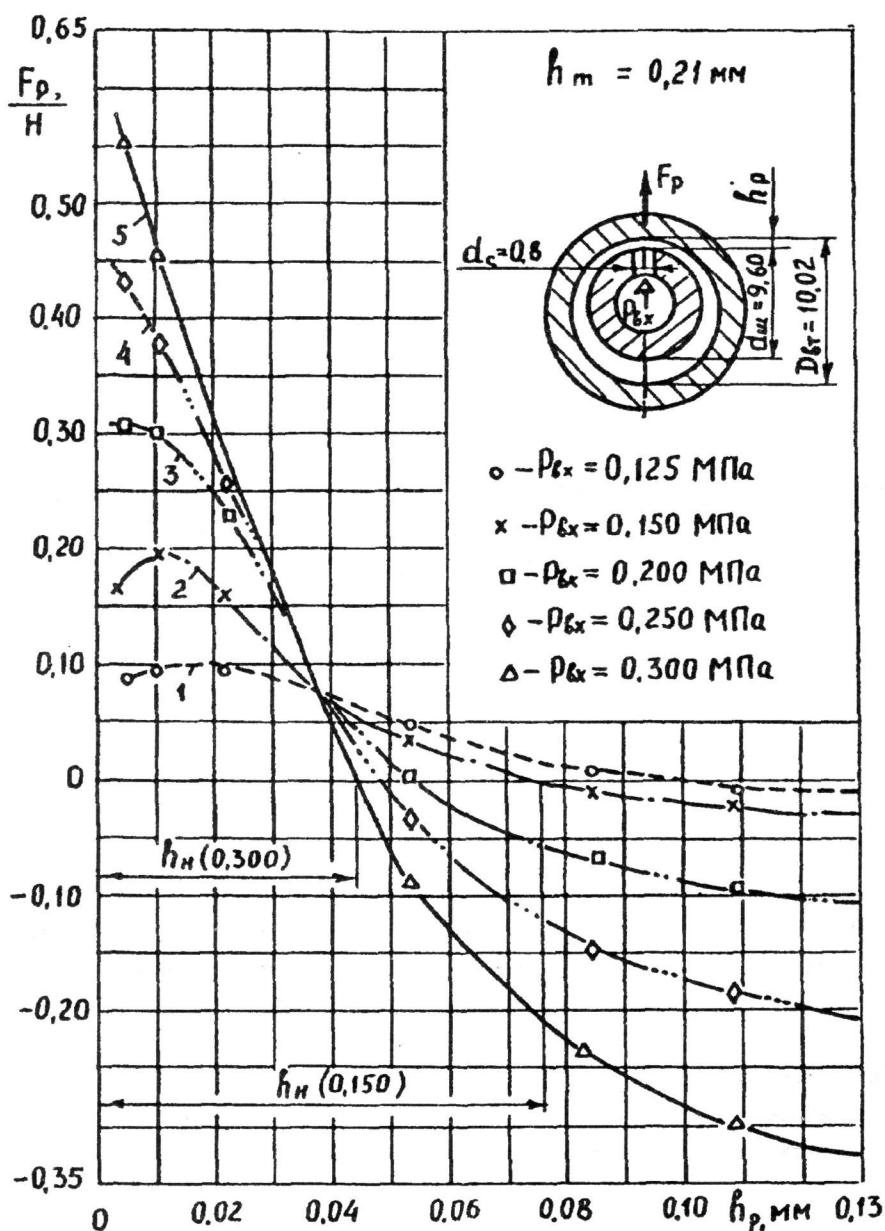


Рисунок 1 - Графіки зміни величини сили тиску радіальної струмینی на втулку в залежності від зазору в зоні сопла P_{bx}

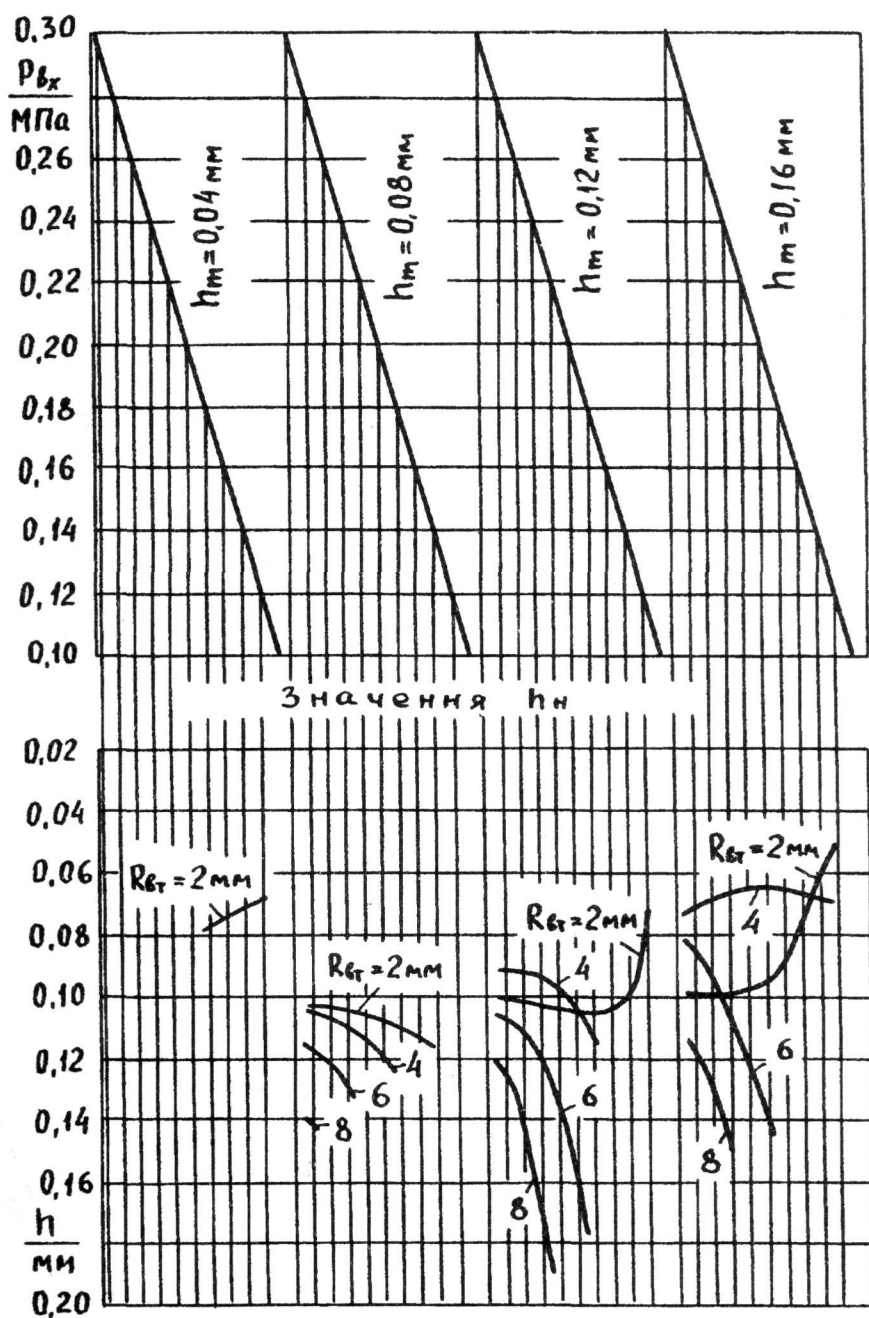


Рисунок 2 - Номограми для вибору вихідних даних до розрахунку струминних орієнтуючих пристроїв при радіусі поперечного перерізу сопла 0,25 мм

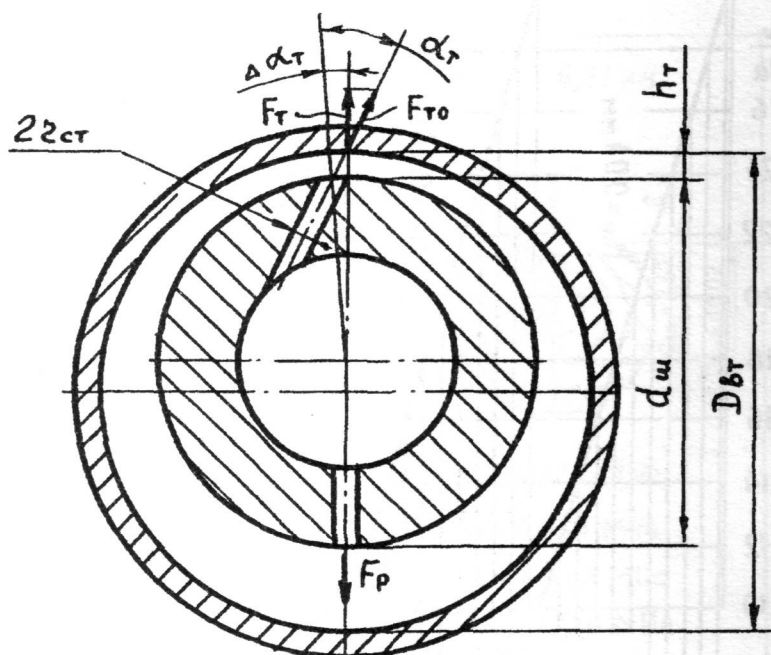


Рисунок 3 - Схема для визначення сили тиску тангенціальної струмینی на втулку

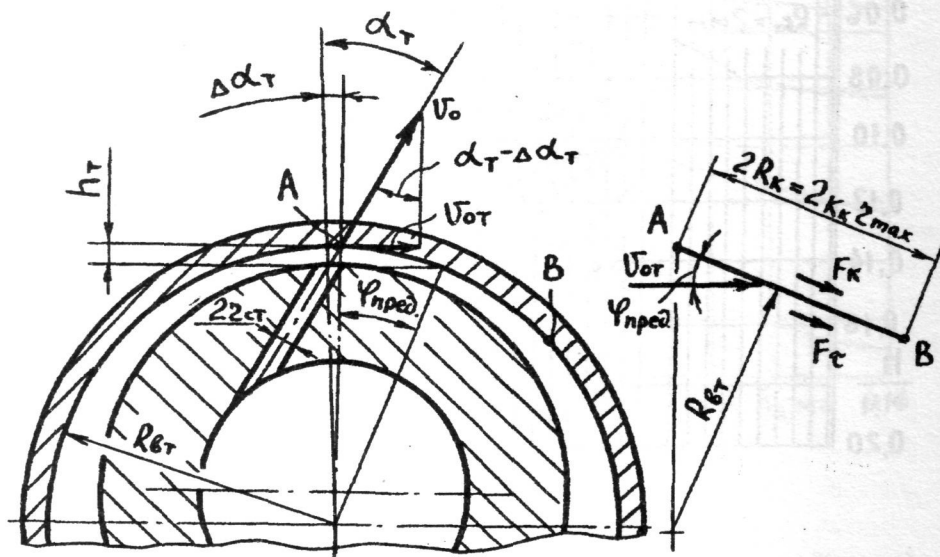


Рисунок 4 - Схема для визначення крутного моменту, створюваного тангенціальною струміною

Для приведення досліджуваної взаємодії до описаного в [4] припустимо, що струміна, яка витікає з тангенціального сопла, діє на втулку по площадці, розгортка якої являє собою круг певного радіуса R_K , причому ця площадка розміщена таким чином, що один її край лежить в т. А (див. рис. 4) перетину осі сопла з внутрішньою

поверхнею втулки, а діаметрально протилежний - в т. В, розміщений по дузі внутрішньої поверхні втулки на віддалі $2R_k$ від т. А в напрямку нахилу тангенціального сопла. При цьому будемо враховувати, що параметри повітряного потоку однакові по всій площадці і сили в'язісного тертя для кожної її елементарної ділянки направлені по дотичній до внутрішньої циліндричної поверхні втулки.

Силову взаємодію струмینی з криволінійною поверхнею, характеристикою якої є сила F_k , подамо як набігання однорідного повітряного потоку на плоску круглу пластину радіуса R_k , розміщену відносно напрямку руху потоку під кутом $\varphi_{\text{пред.}}$, який відповідає положенню дотичної до штока площини, лінія контакту якої із штоком проходить через проекцію на шток т. А.

Оскільки

$$\varphi_{\text{пред.}} = \arccos \frac{R_{\text{вт}} - h_{\tau}}{R_{\text{вт}}}, \quad (6)$$

то розмір міделевого перерізу можна подати у вигляді:

$$\omega_c = \pi R_k \sin \varphi_{\text{пред.}} \quad (7)$$

Припустимо також, що напрям рівнодійної сили співпадає з напрямом F_{τ} , і точка її прикладання лежить на внутрішній поверхні втулки.

Значення R_k доцільно вибирати в частках максимального радіуса r_{max} поширення відповідної радіальної струмینی в поперечному перерізі внутрішньої поверхні втулки, тобто

$$R_k = k_k r_{\text{max}}, \quad (8)$$

де k_k - коефіцієнт корекції, знайдений на основі порівняння експериментальних і розрахункових значень $M_{\text{вр.}}$.

Аналогами порівнюваної взаємодії для схеми за рис. 5 за складовою швидкості $V_0 \cos \alpha$ буде швидкість:

$$V_{0,\tau} = V_0 \sin (\alpha_{\tau} - \Delta \alpha_{\tau}), \quad (9)$$

за прискоренням пластини w_d - тангенціальне прискорення втулки:

$$w_{\tau} = \frac{d^2 \psi}{dt^2} R_{\text{вт}}, \quad (10)$$

за швидкістю пластини V_d - колова швидкість втулки:

$$V_{\text{вт}} = \frac{d\psi}{dt} R_{\text{вт}}, \quad (11)$$

де ψ - біжуча кутова координата втулки.

Із врахуванням прийнятих припущень рівняння (3) і (4) перетворюються до вигляду:

$$F_{\tau} = \left(\eta_d \frac{V_0 \sin(\alpha_{\tau} - \Delta\alpha_{\tau})}{h_{\tau}} - \frac{h_{\tau}}{2} \rho R_{\text{вт}} \frac{d^2\psi}{dt^2} - \frac{\eta_d R_{\text{вт}}}{h_{\tau}} \frac{d\psi}{dt} \right) \pi R_{\kappa}^2, \quad (12)$$

$$F_{\kappa} = \rho \omega_c V_0 \sin(\alpha_{\tau} - \Delta\alpha_{\tau}) \left[V_0 \sin(\alpha_{\tau} - \Delta\alpha_{\tau}) - R_{\text{вт}} \frac{d\psi}{dt} \right]. \quad (13)$$

Останні залежності дозволяють визначити величину крутного моменту, що діє на втулку:

$$M_{\text{вр}} = (F_{\tau} + F_{\kappa}) R_{\text{вт}}. \quad (14)$$

В початковий момент часу, коли втулка нерухома, на основі (12) - (14) отримаємо:

$$M_{\text{вр}} = R_{\text{вт}} \left[\frac{\eta_d \pi R_{\kappa}^2 V_0 \sin(\alpha_{\tau} - \Delta\alpha_{\tau})}{h_{\tau}} + \rho_0 \omega_c V_0^2 \sin^2(\alpha_{\tau} - \Delta\alpha_{\tau}) \right]. \quad (15)$$

З рівняння (15) із врахуванням (8) шляхом порівняння його з експериментальними даними зручно визначати величину коефіцієнта корекції k_{κ} :

$$k_{\kappa} = \frac{1}{\Gamma_{\text{max}}} \sqrt{\frac{M_{\text{вр.е}}}{\pi R_{\text{вт}} \left[\frac{\eta_d V_0 \sin(\alpha_{\tau} - \Delta\alpha_{\tau})}{h_{\tau}} + \rho_0 V_0^2 \sin^2(\alpha_{\tau} - \Delta\alpha_{\tau}) \sin \psi_{\text{пред}} \right]}}, \quad (16)$$

де $M_{\text{вр.е}}$ - експериментальне значення крутного моменту, що діє на втулку.

Проведені експериментальні дослідження дозволили отримати для втулок з внутрішнім діаметром від 3 до 10 мм, використовуваних вхідних тисках до 0,3 МПа рівняння регресії такого виду (лінійні розміри в метрах):

для $h_{\tau} \leq 0.1 \cdot 10^{-3}$:

$$k_{\kappa} = 0.0453 + 794.4 \Gamma_{\text{ст}} + 0.797 \cdot 10^{-6} P_{\text{вх}} + 348.8 h_{\text{м}} - 0.273 \alpha_{\tau}; \quad (17)$$

для $0.1 \cdot 10^{-3} < h_{\tau} \leq 0.4 \cdot 10^{-3}$:

$$k_{\kappa} = 0.3742 + 247.5 \Gamma_{\text{ст}} + 0.832 \cdot 10^{-6} P_{\text{вх}} + 254.3 h_{\text{м}} - 0.604 \alpha_{\tau}; \quad (18)$$

для $0.4 \cdot 10^{-3} < h_{\tau} \leq 1.0 \cdot 10^{-3}$:

$$k_{\kappa} = 0.8040 + 93.4 \Gamma_{\text{ст}} - 0.842 \cdot 10^{-6} P_{\text{вх}} - 102.3 h_{\text{м}} - 0.637 \alpha_{\tau}. \quad (19)$$

Максимальні відхилення розрахункових, знайдених з використанням описаних в (17) - (19) уточнювальних коефіцієнтів k_{κ} , і експериментальних значень $M_{\text{вр}}$ з розглядуваної області зміни вхідних факторів не перевищували 18%, що є цілком прийнятним.

З метою зменшення трудомісткості виготовлення орієнтуючих штоків доцільно використовувати конструкції з мінімальною кількістю як тангенціальних, так і радіальних сопел. Це робить прийнятним припущення, що силові параметри як радіальних, так і тангенціальних струмин не корельовані між собою і сумарний крутний момент при наявності декількох тангенціальних сопел дорівнює сумі моментів, створюваних одиничними струминами.

Прийняті припущення дозволяють суттєво спростити розрахункові залежності.

Summary. Main stages of determination constructional parameter and operating mode of stream devices for bushing angular orientation during assembly of driving chain internal links are considered. Force interaction of tangential air steams from the internal surface of orientated bushing is described.

Перелік посилань

1. А.с.607695 СССР, МКИ В 23 р 19/02. Пневматическое устройство для ориентации втулок при сборке внутренних звеньев приводных цепей /С.А. Дубиняк, П.Д. Кривый, И.Н. Зубченко, А.В. Куцевич, Л.И. Крюков, Я.Д. Клевс.- №2349924 / 25-27; Заявлено 14.04.76; Опубл. 25.05.78, Бюл. №19.- 4с.
2. А.с.1299768 СССР, МКИ В 23 р 19/02. Пневматическое устройство для угловой ориентации втулок с радиальным отверстием /А.В. Куцевич.- №3937638/ 25-27; Заявлено 01.07.85; Опубл. 30.03.87, Бюл. №12.- 6с.
3. А.с.1196199 СССР, МКИ В 23 р 19/02. Пневматическое устройство для угловой ориентации втулок при запрессовке /А.В. Куцевич, П.Д. Кривый, С.А. Дубиняк.- №3774938/ 25-27; Заявлено 19.06.84; Опубл. 07.12.85, Бюл. №45.- 4с.
4. Иванов А.А. Проектирование систем автоматического манипулирования миниатюрными изделиями.- М.: Машиностроение, 1981.- 271 с.
5. Пневматические устройства и системы в машиностроении: Справочник / Е.В.Герц, А.И.Кудрявцев и др.; Под ред. Е.В.Герц.- Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1974.- 480 с.

Стаття представлена професором Нагорняком С.Г.

УДК 621.9.08.

П.Кривий, І.Луців, Г.Юхименко

(Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, м.Тернопіль)

ТРИРІЗЦЕВА ГОЛОВКА ДЛЯ ТОЧІННЯ НЕЖОРСТКИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДЕТАЛЕЙ

Анотація. Подано конструкцію трирізцевої головки, принцип її роботи і методику настройки. Відзначено, що особливістю конструкції головки є можливість вирівнювання складових сил різання і забезпечення необхідної точності обробки.

При виготовленні приводних роликів і втулкових ланцюгів, які використовуються в трансмісіях нафто-газо-бурових установок, широко застосовують багатошпиндельні автомати для точіння валиків. При цьому внаслідок консольного закріплення заготовки і однорізцевої обробки має місце значне відхилення форми валика від циліндричності, що викликає необхідність застосування наступних шліфувальних операцій.

В Тернопільському державному технічному університеті імені Івана Пулюя розроблена конструкція трирізцевої головки для точіння нежорстких деталей типу валиків, яка може використовуватись на багатошпиндельних автоматах. Особливістю конструкції даної головки є те, що при її використанні здійснюється автоматичне відведення різців у радіальному напрямку, що забезпечує відсутність ризик на обробленій поверхні при зворотньому відведенні головки у вихідне положення. Це відрізняє розроблену трирізцеву головку від відомих конструкцій, наприклад [1].

Конструкція головки показана на рис.1. Головка складається із корпусу 1, виконаного у вигляді шестигранної пустотілої призми, жорстко встановленої на робочому кінці борштанги або в різцетримачі чи на супорті верстата (верстат умовно не