УДК 62-229.32
DOI: http://dx.doi.org/10.20535/2521-1943.2017.81.115511

Аналіз зусиль і визначення оптимальних параметрів затискної самогальмуючої втулки гідромеханічних трикамерних затискних патронів

М.А. Новік[1] ● О.Я. Юрчишин[1] ● В.В. Музиченко[2]

1 – КПІ ім.Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна; 2 – ТОВ «Промотор Київ», Україна

Received: 17 October 2017 / Accepted: 20 November 2017

Анотація. *Виконано аналіз різноманітних конструкцій затискних патронів, які можуть використовуватися для високошвидкісної обробки матеріалів різання на свердлильних і фрезерувальних верстатах. Виведені аналітичні залежності для визначення зусиль, які діють на затискну втулку при статичних та при динамічних навантаженнях. Отримані залежності дають змогу враховувати особливості роботи затискних патронів ще на етапі їх проектування. Визначено найбільш небезпечні перетини і наведено алгоритм розрахунку мінімального кута конусності затискної самогальмуючої втулки гідромеханічного затискного патрона з умов міцності та жорсткості. Розрахункові залежності апробовані для гідромеханічного трикамерного затискного патрона, синтезованого авторами.*
Розроблений патрон може ефективно використовуватись при високошвидкісній обробці матеріалів різанням на свердлильних та фрезерувальних верстатах. Отримані результати дослідження можуть буди використані спеціалістами, які займаються розробкою і експлуатацією аналогічних затискних патронів.

Ключові слова: затискний патрон, тиск, небезпечні перерізи, затискна і рухома втулки, напруження, конусність, моменти

Вступ

При високошвидкісній обробці (ВШО) матеріалів різанням вітчизняними і іноземними фірмами використовуються затискні гідромеханічні патрони, в структуру яких входять: рухома і затискна втулки, які утворюють гідравлічні робочі камери затиску і розтиску [1, 2, 4, 5]. Найбільш навантаженим елементом гідромеханічного патрону є затискна конічна втулка з циліндричним осьовим отвором під інструмент (заготовку). На затискну втулку, при затиску-розтиску діють осьові зусилля, які обумовлюють її стиснення і розтяг, а в процесі роботи затискна втулка додатково навантажується при виконанні свердлильних робіт крутним моментом, а при виконанні фрезерувальних робіт крутним і згинаючим моментами. Крім того, в процесі обертання елементи патрона навантажуються відцентровою силою. Тому при розборці гідромеханічних затискних патронів для ВШО матеріалів різанням необхідно враховувати як статичні, так і динамічні навантаження, що діють на затискну втулку. При цьому як статичні, так і динамічні навантаження на затискну самогальмуючу втулку мусять бути менші за допустимі. Тому визначення оптимальних параметрів затискних втулок в процесі розробки і їх експериментальне дослідження є актуальною проблемою, вирішення якої дасть можливість підвищити надійність і довговічність гідромеханічних затискних патронів для ВШО матеріалів різанням.

Мета роботи

Метою даної роботи є розробка алгоритму і математичної моделі розрахунку параметрів самогальмуючої затискної втулки гідромеханічного затискного патрону з урахуванням всіх зусиль, що діють на неї як при затиску-розтиску, так і при роботі.

Дослідження

При створенні гідромеханічних самогальмуючих затискних патронів для високошвидкісної обробки матеріалів різанням виникає задача у визначенні найбільш напружених (небезпечних) перерізів, мінімальної товщини стінки і кута конусності затискної втулки.

Проведені дослідження гідромеханічних затискних патронів з самогальмуючою затискною тонкостінною втулкою дозволили встановити, що із зменшенням товщини стінки і кута її конусності значно збільшується

✉ М.А. Новік dmitr_da@ukr.net ✉ О.Я. Юрчишин oksanajur@ukr.net ✉ В.В. Музиченко tareon@ukr.net

© Mechanics and Advanced Technologies, 2017

зусилля затиску хвостовика інструменту, розміщеного в циліндричному отворі втулки. Але зменшення товщини стінки і кута конусності затискної втулки обмежується допустимими напруженнями, які виникають в небезпечних перерізах і в місцях розташування концентраторів напруження.

Розглянемо процес затиску хвостовика інструменту затискною самогальмуючою втулкою.

На рис.1 приведена принципова розрахункова схема гідромеханічного трикамерного затискного патрона

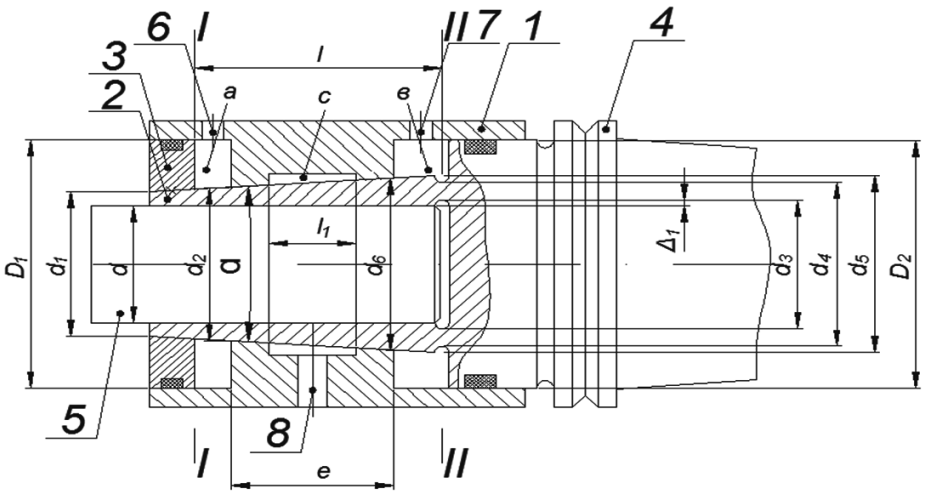

Рис. 1. Розрахункова схема гідромеханічного трикамерного затискного патрона

Гідромеханічний трикамерний затискний патрон [3] складається з рухомої втулки 1 з каналами живлення 6, 7, і 8, затискної втулки 2, до якої жорстко прикріплена кришка 3, з ущільненням.

Затискна втулка 2 виконана заодно з хвостовиком патрона 4. В циліндричному отворі втулки 2 розміщений хвостовик інструмента 5. Спряжені по конічній поверхні рухома затискна втулка з кришкою 3 утворюють камеру затиску *а* і камеру розтиску *в*. Між втулками 1 і 2 утворена герметична камера радіального розтиску *с*. В рухомій втулці 1 виконані канали 6, 7 і 8, по яким підводиться тиск живлення до камер *а, в* і *с*. Рухома втулка 1 і затискна втулка 2 спряжені між собою по конічній поверхні з кутом *α*, який менший від кута самогальмування.

Принцип дії гідромеханічного трикамерного затискного патрону полягає в наступному. У вихідному положенні робочі камери а, в і с, через канали 6, 7 і 8 з'єднані з атмосферою. Рухома втулка 1 з невеликим осьовим зусиллям спряжена з затискною втулкою 2, що забезпечує герметичність робочих камер а, в і с.

При здійсненні затиску необхідно спочатку подати тиск живлення одночасно у камери *а, в* і *с*. Під дією цього тиску рухома втулка 1 відтискується у радіальному напрямку від затискної втулки 2. Після цього камера *в* з'єднується з атмосферою і втулка 1, під дією тиску в камері *а,* рухається праворуч(за кресленням) відносно втулки 2. При цьому рухома втулка 1 навантажується одночасно як осьовим, так і радіальним зусиллям. За рахунок тисків в камерах *а* і *с* рухома втулка 1 відтискується від втулки 2, а за рахунок тиску у камері *а* втулка 1 рухається відносно втулки 2 праворуч стискуючи її в радіальному напрямку. При з'єднанні камер *а* і *с* з атмосферою затискна втулка 2 додатково навантажується радіальним зусиллям за рахунок радіальної деформації втулки 1. Радіальна деформація затискної втулки 2 забезпечує затиск хвостовика інструмента 5.

Осьове зусилля, що діє на рухому втулку 1 від тиску в камері *а,* визначається залежністю

$$F_1 = S_1 \cdot P_3 - R_{m,1} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_2^2) \cdot P_3 - R_{m,1} - R_{m,2}$$

де S_1 – ефективна площа рухомої втулки 1, на яку діє тиск живлення P_3, зі сторони камери затиску *а*; $R_{m,1}$ і $R_{m,2}$ – зусилля тертя ущільнень камер *а* і *в*; D_1 – діаметр розточки втулки 1 зі сторони камери *а*; d_2 – діаметр спряження втулки 1 з втулкою 2 у камері *а*.

Радіальне зусилля що діє на затискну втулку 2 після з'єднання камер *а* і *с* з атмосферою

$$R_1 = F_1 \cdot ctg(\alpha + \phi) + P_3 \cdot S_p ,$$

де α – кут спряження конічних поверхонь втулок 1 і 2 ; φ – кут тертя; S_p – ефективна площа рухомої втулки 1, на яку діє тиск живлення в радіальному напрямку зі сторони камер *а* і *с*.

Під дією тиску в камері *а* втулка 2 навантажується осьовим зусиллям розтягу

$$F_{1,p} = S_{1,p} \cdot P_3 - R_{m,1} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_1^2) \cdot P_3 - R_{m,1}, \quad (1)$$

де d_1 – діаметр затискної втулки 2 в небезпечному перерізі I-IIПід дією зусилля $F_{1,p}$ в небезпечному перерізі I-I втулки 2, виникають напруження розтягу

$$\sigma_1 = \frac{4F_{1,p}}{\pi\left(d_1^2 - d^2\right)}, \quad (2)$$

де d – діаметр отвору втулки 2

Нехтуючи зусиллям тертя $R_{m,1}$ і підставивши у залежність (2) значення зусилля $F_{1,p}$ із залежності (1) і зробивши перетворення отримуємо з умови міцності мінімальне значення зовнішнього діаметра втулки 2 в небезпечному перерізі I-I

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{D_1^2 \cdot P_3 + d^2 \left[\sigma_p\right]}{\left[\sigma_p\right] + P_3}}, \quad (3)$$

де $\left[\sigma_p\right]$ – допустиме напруження розтягу матеріалу втулки 2.

Розтиск хвостовика інструменту 5 здійснюється аналогічно затиску. Спочатку тиск живлення одночасно підводиться до камер *в* і *с*. Після цього камера *а* з'єднується з атмосферою. При цьому під дією тисків в камерах *в* і *с* втулка 1 відтискається від втулки 2, а під дією тиску в камері *в* втулка 1 рухається ліворуч (за кресленням), що обумовлює розтиск хвостовика інструмента 5. Осьове зусилля від тиску у камері *а*, що діє на рухому втулку 1, визначається залежністю

$$F_2 = S_2 \cdot P_p - R_{m,2} = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_6^2) \cdot P_p - R_{m,2} - R_{m,1},$$

де S_2 – ефективна площа рухомої втулки 1, на яку діє тиск живлення P_p зі сторони камери розтиску *в*; $R_{m,1}$ і $R_{m,2}$ – зусилля тертя ущільнень при зворотному русі втулки 1; D_2 – діаметр розточки втулки 1 зі сторони камери *в*; d_6 – діаметр отвору втулки 1 зі сторони камери *в*.

Під дією тиску у камері *в* втулка 2 навантажується осьовим зусиллям розтягу

$$F_{2,p} = S_{2,p} \cdot P_p - R_{m,2} = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_4^2) \cdot P_2 - R_{m,2},$$

де $S_{2,p}$ – ефективна площа на яку діє тиск P_p зі сторони камери *в*; D_2 – діаметр розточки втулки 1 зі сторони камери *в*; d_4 – зовнішній діаметр втулки 2 в небезпечному перерізі II-II.

При подачі тиску живлення у камеру *в* і з'єднані камери *а* зі зливом в перерізі II-II втулки теж виникають напруження розтягу

$$\sigma_2 = \frac{4F_{2,p}}{\pi\left(d_4^2 - d_3^2\right)}, \quad (4)$$

де d_4 – внутрішній діаметр втулки 2 в перерізі II-II.

По допустимому напруженню $\left[\sigma_p\right]$ і по заданим параметрам d_4, D_2, P_p знаходимо мінімальне значення діаметра d_4 в перетині II-II

$$d_4 = \sqrt{\frac{D_2^2 \cdot P_2 + d_3^2 \left[\sigma_p\right]}{\left[\sigma_p\right] + P_p}}, \quad (5)$$

де $d_3 = d + 2\Delta_1$; Δ_1 – глибина проточки у втулці 2 для виходу шліфувального круга; d_3 – внутрішній діаметр втулки 2 в перерізі II-II.

Діаметр конічної поверхні втулки 2 в перерізі II-II:

$$d_5 \geq d_4 + 2\Delta_2 \geq \sqrt{\frac{D_2^2 \cdot P_p + d_3^2 \left[\sigma_p\right]}{\left[\sigma_p\right] + P_p}} + 2\Delta_2, \quad (6)$$

де Δ_2 – глибина проточки у втулці 2 для виходу шліфувального круга.

По отриманим значенням d_1 із формули (3), d_5 з формули (6) і довжині конуса l між небезпечними перерізами визначається мінімальний кут нахилу $\frac{\alpha}{2}$ затискної втулки 2, тобто

$$\frac{\alpha}{2} \geq arctg\frac{d_5 - d_1}{2l} \tag{7}$$

Підставивши в залежність (7) значення d_1 і d_5 із залежностей (3) і (6) отримаємо

$$\alpha \geq 2arctg\left(\frac{\sqrt{\frac{D_2^2 \cdot P_p + d_3^2\left[\sigma_p\right]}{\left[\sigma_p\right] + P_p}} + 2\Delta_2 - \sqrt{\frac{D_1^2 \cdot P_3 + d^2\left[\sigma_p\right]}{\left[\sigma_p\right] + P_3}}}{2l}\right) \tag{8}$$

Отримана залежність (8) дозволяє розрахувати конусність (кут α) затискної втулки, при якому напруження розтягу в перетинах I-I і II-II не будуть більшими за допустимі. Із залежності (7) також випливає, що із зміною параметра l (довжини конуса між небезпечними перерізами) кут α змінюється: при збільшенні – кут α зменшується, що призводить до збільшення радіальної сили, яка діє від втулки 1 на втулку 2, а при зменшенні – кут α збільшується, що веде до зменшення радіальної сили.

Приклад визначення кута α конічної затискної втулки гідромеханічного патрона при наступних значеннях параметрів:

d=0,012 м; D_2=D_1=0,028 м; P_3=P_p=50 МПа; Δ_1=Δ_2=0,0005 м; d_3=d+2Δ_1=0,013 м;

$\left[\sigma_p\right]$=27·10^7 Па; l=0,04 м,

$$\alpha \geq 2arctg\left(\frac{\sqrt{\frac{D_2^2 \cdot P_p + d_3^2\left[\sigma_p\right]}{\left[\sigma_p\right] + P_p}} + 2\Delta_2 - \sqrt{\frac{D_1^2 \cdot P_3 + d^2\left[\sigma_p\right]}{\left[\sigma_p\right] + P_3}}}{2l}\right) =$$

$$= 2arctg\left(\frac{\sqrt{\frac{0,028^2 \cdot 5 \cdot 10^7 + 0,013^2 \cdot 27 \cdot 10^7}{27 \cdot 10^7 + 5 \cdot 10^7}} + 2 \cdot 0,005 - \sqrt{\frac{0,028^2 \cdot 5 \cdot 10^7 + 0,012^2 \cdot 27 \cdot 10^7}{27 \cdot 10^7 + 5 \cdot 10^7}}}{2 \cdot 0,04}\right) =$$

$$= 2arctg \cdot 0,020771 = 2 \cdot 1,2^\circ = 2,4^\circ$$

При виконанні свердлувальних робіт втулка 2 навантажується скручувальним моментом M_c, під дією якого виникає в перерізі II-II внутрішній крутний момент M_k рівний по величині і зворотній за напрямком.

При навантаженні затискної втулки крутним моментом необхідно щоб задовольнялася умова міцності

$$\tau_{\max} = \frac{M_k}{W_p} \leq \left[\tau_k\right]$$

І умова жорсткості

$$\theta_{\max} = \frac{M_k}{I_p \cdot G} \leq \left[\theta\right],$$

де W_p – полярний момент опору; I_p – полярний момент інерції; G – модуль зсуву ; θ – кут закручування.

Для полої затискної втулки 2 полярний момент опору в перерізі II-II

$$W_p = \frac{\pi \cdot d_4^3}{16}\left[1 - \left(\frac{d_3}{d_4}\right)^4\right] = \frac{M_k}{\left[\tau_k\right]},$$

Звідки, з умови міцності

$$d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \left[1-\left(\frac{d_3}{d_4}\right)^4 \cdot [\tau_k]\right]}} \tag{9}$$

З умови жорсткості діаметр d_4 визначається по залежності

$$d_4 = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot M_k}{G \cdot \pi[\theta] \cdot \left[1-\left(\frac{d_3}{d_4}\right)^4\right]}}, \; d_4 = \sqrt[4]{d_3^4 + \frac{32 \cdot M_k}{G \cdot \pi[\theta]}}, \tag{10}$$

Таким чином діаметр d_4 втулки 2 в перерізі II-II визначається з умов міцності і жорсткості по залежностям (5), (9) і (10). За кінцеве значення розміру діаметра d_4 беруть найбільше його значення і по його значенню визначають величину діаметра d_5 в перерізі II-II, тобто

$$d_5 = d_4 + 2\Delta$$

По отриманим величинам визначається кут конусності втулки 2

$$\alpha = 2arctg\frac{d_5 - d_1}{2 \cdot l}$$

де l – довжина втулки 2 між перерізами I-I і II-II

Висновки

В запропонованій статті розглянуто трикамерний гідромеханічний затискний патрон, який може ефективно використовуватись при високошвидкісній обробці матеріалів різанням на свердлувальних та фрезерувальних верстатах. В роботі приведені математичні залежності, які дозволяють на стадії проектування трикамерних гідромеханічних затискних патронів розраховувати оптимальні параметри тонкостінної пружної самогальмуючої затискної втулки, при яких, напруження в небезпечних перерізах будуть меншими за допустимі. Приведено приклад розрахунку мінімального кута конусності затискної втулки з умов допустимих напружень на міцність та жорсткість.

Отримані результати дослідження можуть буди використані спеціалістами , які займаються розробкою і експлуатацією аналогічних затискних патронів.

Анализ усилия и определение оптимальных параметров зажимной самотормозящей втулки гидромеханических трехкамерных зажимных патронов

Н.А. Новик, О.Я. Юрчишин, В.В. Музиченко

Аннотация. *Выполнен анализ различных конструкций зажимных патронов, которые могут использоваться для высокоскоростной обработки материалов резки на сверлильных и фрезерных станках. Выведены аналитические зависимости для определения усилий, действующих на зажимную втулку при статических и при динамических нагрузках. Полученные зависимости позволяют учитывать особенности работы зажимных патронов еще на этапе их проектирования. Определены самые опасные сечения и приведен алгоритм расчета минимального угла конусности зажимной самотормозящей втулки гидромеханического зажимного патрона из условий прочности и жесткости.*

Расчетные зависимости апробированы для гидромеханического трехкамерного зажимного патрона, синтезированного авторами. Разработанный патрон может эффективно использоваться при высокоскоростной обработке резанием на сверлильных и фрезерных станках. Полученные результаты исследования могут быть использованы специалистами, которые занимаются разработкой и эксплуатацией аналогичных зажимных патронов.

Ключевые слова: зажимной патрон, давление, опасные сечения, зажимная и подвижная втулки, напряжение, конусность, моменты.

Analysis of the efficiency and determination of optimal parameters of clamping self-locking sleeve of hydromechanical three-tape clamping chuck

N.A. Novik, O.Y. Yurchyshyn, V.V. Muzychenko

Abstract. *The analysis of various designs of clamping cartridges, which can be used for high-speed processing of cutting materials on drilling and milling machines, is carried out. The analytical dependences are derived for determining the forces acting on the clamping bush at static and dynamic loads. The obtained dependencies allow to take into account features of work of clamping cartridges at the stage of their designing. The most dangerous sections are determined and an algorithm for calculating the minimum angle of the taper self-locking bush of the hydromechanical clamping cartridge from the conditions of strength and stiffness is given. Calculated dependencies have been tested for hydromechanical three-chamber clamping cartridge, synthesized by the authors.*
The developed cartridge can be used effectively for high-speed machining of cutting materials on drilling and milling machines. The obtained results of the research can be used by specialists who are engaged in the development and operation of similar clamping cartridges.

Keywords: *clamping cartridge, pressure, dangerous sections, clamping and moving bushes, tension, taper, torques.*

References

1. Кузнецов Ю.Н. Зажимные механизмы и технологическая оснастка для высокоэффективной токарной обработки: Монография / Ю.Н. Кузнецов, О.И. Драчев, И.В.Луцив, А.В. Шевченко, В.Н. Волошин. – Старый Оскол: ТНТ, 2014. -480с.
2. SCHUNK GmbH & Co. KG. Available: https://schunk.com/de_en/homepage/. Last accessed.
3. Kuznyetsov Yu.M., Hamuyela I. (2014). Genetic-Morphological Approach To Creating Wide Range Drilling-Milling Chucks. International Journal of Sciences. Basic and Applied Research. 13 (1), 186-196.
4. Kuznecov Yu., Nedelcheva P., Nedoboj V., Hamuyela I. (2014). Zastosowanie zasady modularyzacji w montażu zespołów obrabiarek z wykorzystaniem elektrowrzecion. Technologia i Automatyzacja Montażu. 2, 13-17.
5. Kuznecov Yu., Nedelcheva P., Hamuyela I. (2011). Application of multilevel morphological analysis to the synthesis of mechanisms of feeding and clamping in bar machines. International virtual journal for science, technics and innovations for the industry – MTM machines, technologies, materials. 9 (V), 27–31.
6. Lutsiv I., Voloshyn V., Bytsa R. (2015). Adaptation of lathe chucks clamping elements to the clamping surface. Materials IX International Conference for Young Researches “Technical Sciences and Industrial Management”. 18/181, 42-45.
7. Amin Ghadami. (2016). Bifurcation Forecastingfor Large Dimensional Oscillatory Systems: Forecasting Flutter Using Gust Responses, Journal of Computational and Nonlinear Dynamics. 11, 8.
8. Michael Bräunig (2015). Thermo-energetic Design of Machine Tools. Berlin. Springer International Publishing, 13 - 26.
9. Патент України №48105. Гідромеханічний затискний патрон / Новік М.А., Музиченко В.В. – опубл. 10.03.2010, бюл. № 5.
10. Патент України №109332. Гідромеханічний затискний патрон / Новік М.А., Музиченко В.В. – опубл. 10.08.2015, бюл. № 15.