

УДК 621.94

О.П. Скиба, к.т.н., А.І. Пік, к.т.н., А.В. Гагалюк, к.т.н., Л.М. Романовська,
Тернопільський націон. технічний університет імені І. Пулюя

ДОСЛІДЖЕННЯ ЖОРСТКОСТІ СИСТЕМИ ЗАТИСКНИЙ ГВИНТОВИЙ ПРИСТРІЙ-ДЕТАЛЬ

Приведено конструкцію гвинтового захоплюючого патрона промислового робота. Розроблено методику розрахунку на жорсткість гвинтових затискних пристроїв з внутрішньою конічною опорою та без неї. Встановлено, що величина пружних відтискань заготовки в процесі обробки в значній мірі залежить від жорсткості гвинтового елемента та конічної опори. При цьому наявність конічної опори значно підвищує жорсткість затискного пристрою.

Ключові слова: жорсткість системи, гвинтові патрони, гвинтові елементи, затиск заготовки.

Предложена конструкция винтового зажимного патрона промышленного робота. Разработана технология расчёта на жёсткость винтовых зажимных приборов с внутренней конической опорой и без неё. Установлено, что величина упругих отжимов заготовки в процессе обработки в значительной степени зависит от жёсткости винтового элемента и конической опоры. При этом наличие конической опоры значительно повышает жёсткость зажимного прибора.

Ключевые слова: жёсткость системы, винтовые патроны, винтовые элементы, зажим заготовки.

The design of an industrial robot's screw gripping chuck is proposed. The technique of calculating the hardness of clamping devices with and without the inner conical support is developed. The value of elastic movements of the workpiece being processed greatly depends on the hardness of a screw unit and conical support. The calculation schemes of clamping devices with and without conical support are developed. The conical support greatly increases the hardness of a screw unit.

Keywords: system hardness, screw chuck, screw unit, workpiec clamping.

Постановка проблеми. На даному етапі розвитку науки і техніки широкого використання набули деталі, які є тонкостінними оболонками. Разом із збільшенням частки тонкостінних виробів в загальній масі оброблювальних деталей, підвищуються і технічні вимоги до точності розмірів, шорсткості оболонкових поверхонь, форми і їх взаємного розташування, вимоги до якості поверхневого шару. Виконання цих вимог є досить складним завданням через основну особливість тонкостінних виробів – їх малу жорсткість.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням дослідження процесів затиску тонкостінних заготовок та пристроїв для реалізації цих процесів присвячені праці Кузнецова Ю.М. [1], Волошина В.Н. [2], Гевка І.Б. [3], Корсакова В.С. [4], Орлікова М.Л. [5], та багатьох інших. У працях цих науковців розглянуто питання використання цангових затискних елементів, пристроїв із гідропластами, складних систем затиску, що зменшують величину деформації оброблюваних деталей. Частково у цих працях розглядаються затискні елементи гвинтових робочих органів, а також тарілчасті пружини. Крім цього визначено необхідні зусилля на приводі для надійного затиску заготовок. Провівши аналіз вищезгаданих праць виникла ідея використання позитивних сторін описаних пристроїв і як наслідок створення гвинтових затискних елементів, що відображають профіль тарілчастих пружин із прорізами, які розглядаються вперше для використання як захоплюючі чи затискні елементи пристроїв. При цьому у цих працях мало уваги приділено дослідженню сумарного прогину заготовки під час обробки, що включаю деформацію та скручування елементів патрона для затиску

Метою роботи є розроблення методики розрахунку на жорсткість гвинтових затискних пристроїв з внутрішньою конічною опорою та без неї.

Робота виконується згідно постанови Кабінету Міністрів України “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентоспроможною технікою” на 2011-2015 рр.

Результати досліджень. Гвинтові затискні елементи використовуються в технологічному оснащенні для затиску деталей по внутрішньому і зовнішньому діаметрах. Характерною їх особливістю є великий радіальний хід в порівнянні з цанговими затискними механізмами.

Гвинтовий захоплюючий патрон промислового робота (рис. 1, [6]) виконано у вигляді вертикального пустотілого корпуса 1, в середині якого жорстко встановлено привід 2 з пультом керування 3. Привід жорстко приєднаний до рухомого елемента 4, який здійснює осьове і кругове провертання і який безпосередньо шарнірно з'єднаний з кронштейном 5 з можливістю осьового переміщення, на кінці якого встановлено вертикально пневмоциліндр 6, який системою каналів з'єднаний з пристроями подачі стиснутого повітря і резервуаром (на кресленні не показано).

В середині пневмоциліндра 6 встановлена тяга 7, яка жорстко з'єднана з штоком 12 циліндричної форми, по зовнішній поверхні якого встановлено пружний гвинтовий затискний елемент 14, який нижнім кінцем жорстко закріплений до штока, а верхній його кінець є вільним і є у взаємодії з поворотним диском 9, який жорстко закріплений до корпуса 8 пневмоциліндра 6, нижня площина якого є перпендикулярною до осі штока 8 циліндричної форми. Причому гвинтовий пружний затискний елемент 14 при стискуванні збільшується по зовнішньому діаметру.

Гвинтовий пружний затискний елемент виконаний у вигляді гвинта з горизонтальною ребровою частиною 10, яка по зовнішньому діаметру сформована у нахилену спіраль 11 з кутом нахилу α до ребрової горизонтальної частини 10. Рівномірно по колу зовнішнього діаметру D нахиленої спіралі 11 виконані наскрізні пази 18, довжиною рівною ширині нахиленої частини, і шириною більшою товщини заготовки спіралі.

Крім того аналогічні наскрізні пази 19 виконані на внутрішній гвинтовій горизонтальній ребровій частині гвинтового пружного затискного елемента 14, які розміщені теж рівномірно по колу між зовнішніми наскрізними пазами 18. Довжина пазів 19 рівна ширині гвинтової ребрової частини, а їх ширина більша товщини заготовки.

Причому торцеві площини кінців гвинтового пружного затискного елемента a і b паралельні між собою і перпендикулярні до її осі, а між витками гвинтового пружного затискного елемента 14 встановлено еластичний гвинтовий елемент 13, який є у взаємодії з зовнішнім діаметром гвинтового пружного затискного елемента 14, який є меншим від останнього на величину його деформування.

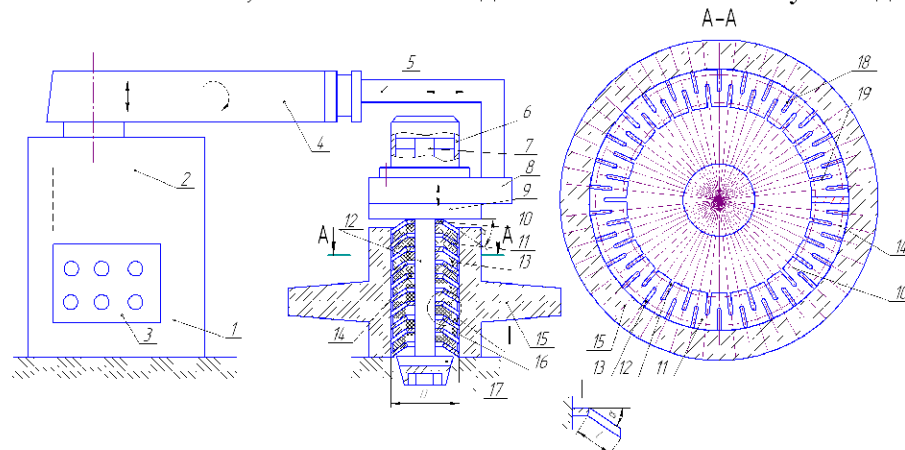


Рисунок 1. Гвинтовий захоплюючий патрон промислового робота

До штока 12 знизу жорстко закріплено конічний базуючий елемент 17, який періодично є у взаємодії з гвинтовим пружним затискним елементом 14 знизу і при його деформуванні є у взаємодії з отвором 16 заготовки 15, яку він закріплює.

Величина збільшення діаметра гвинтового пружного затискного елемента 14 при його деформуванні у вертикальне положення за допомогою сили Q через конічний базуючий елемент 17 визначається з залежності: $\Delta = l \sin^2 \alpha$, де l – ширина нахиленої частини спіралі, α – кут нахилу нахиленої частини спіралі.

Для збільшення площі контакту гвинтового пружного затискного елемента 14 з заготовкою 15, яку необхідно затиснути доцільно використовувати гофровану нахилену спіраль.

Робота гвинтового захоплюючого патрона промислового робота здійснюється наступним чином. З пульта керування 3 робота рухома рука 4 з кістю 5 виставляється в положення захоплення заготовок 15. Гвинтовий пружний затискний елемент 14 є у вільному розтягнутому стані і він підводиться до заготовки 15 напроти отвору 16. Після циклу підготовчих операцій з пульта керування 3 поступає команда і гвинтовий пружний затискний елемент 14 з кістю 5 руки 4 опускається в отвір 16, за допомогою штока 12 гвинтовий пружний затискний елемент 14 стискується і збільшується по зовнішньому діаметру, яким він і захоплює і затискує заготовку 15. Після цього за допомогою кісті 5 руки 4 піднімає і переміщує деталь на необхідну позицію, де відбуваються відповідні операції, а після них переміщує в тару (на кресленні не показано). При цьому з пульта керування 3 поступає команда на пневмоциліндр 6 і пружний гвинтовий елемент 14 розтягується, зменшується в діаметрі і

піднімається вгору і за допомогою руки 4 і кісті 5 переміщується у вихідне положення продовжити роботу.

До переваг гвинтового захоплюючого патрона промислового робота відноситься підвищення його навантажувальної здатності і підвищення експлуатаційної надійності і довговічності.

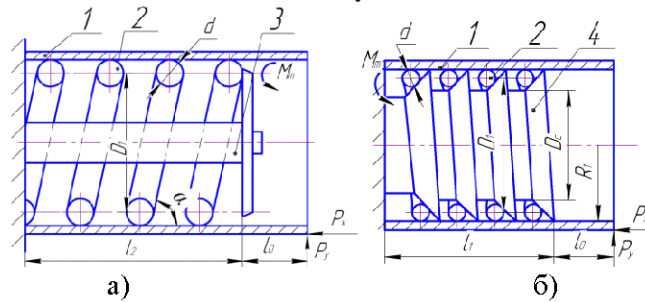


Рисунок 2. Розрахункові схеми затискних пристроїв: а) без кінчної опори; б) з кінчною опорою 1 - заготовка; 2 – гвинтовий затискний елемент; 3 – тяга; 4 – кінчна опора

Для забезпечення надійного затиску заготовок затискними пристроями необхідно провести необхідні розрахунки. Для визначення фрикційного надійного з'єднання робочої поверхні гвинтового елемента і поверхні заготовки необхідно забезпечити цю умову через визначення товщини гвинтового елемента і кількості витків, які є у взаємодії з заготовкою.

Кількість витків гвинтового елемента, які є у взаємодії з поверхнею заготовки, вибирають в залежності від довжини останньої і величини сили затиску в межах 3..12.

Згідно [1] для визначення жорсткості затискного пристрою при консольному закріпленні заготовки і дії сил різання можна привести до єдиної моделі – балки із закріпленням у вигляді пружно-фрикційного шарніру, що характеризується трьома складовими жорсткості (радіальної C_p , поворотної C_n і осової C_o) та моментом тертя в шарнірі M_m .

Тому сумарний прогин заготовки в поперечному перерізі можна представити за формулою:

$$y_{\Sigma} = y_p + y_k + y_n, \quad (1)$$

де y_p – прогин від деформації елементів патрона, мм; y_k – прогин від повороту елементів патрона, мм; y_n – власне прогин патрона, як консольно закріпленої балки, мм.

Складова y_p залежить від конструкції затискного пристрою.

На розрахунковій схемі рис. 2. показано два варіанти використання затискних пристроїв: а) – без кінчної опори і б) – з кінчною опорою.

Для випадку на рис.2 а прогин від деформації елементів патрона можна визначити за формулою:

$$y_{p1} = \left\{ \frac{1}{P_x} \left[\frac{2}{x} \operatorname{tg} \left(\frac{x \cdot l_2}{2} \right) - l_2 \right] + \frac{l_2}{C_1} \right\} \cdot P_y, \quad (2)$$

$$\text{де } x = \sqrt{\frac{P_x}{\frac{EI}{\lambda} \left(1 - \frac{P_x}{C_1} \right)}}; \quad C_1 = \frac{8 \cdot EI \cdot \operatorname{tg} \alpha}{D_1^2}; \quad \lambda = \frac{2 + \mu \cdot \cos^2 \alpha}{2 \cdot \sin^2 \alpha},$$

де P_x – осова сила різання, Н; P_y – радіальна сила різання, Н; l_2 - довжина гвинтового затискного елемента, мм; E – модуль пружності I роду матеріалу ГЗП, МПа; I – момент інерції поперечного січення матеріалу ГЗЕ, мм⁴; α – кут нахилу витків, град; D_1 – середній діаметр ГЗЕ, мм; μ – коефіцієнт Пуассона матеріалу ГЗЕ.

Якщо під час затиску деталь торцем дотикається до корпусу патрона, то формула (2) приймає наступний вигляд:

$$y_{p1} = \frac{l_2 \cdot D_1^2}{8EI \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot P_y; \quad I = \frac{\pi d^4}{64} \quad (3)$$

Якщо розглянути розрахункову схему, зображену на рис. 2 б), то величину деформації затискного пристрою можна представити за формулою:

$$y_{p2} = \frac{P_y}{k_p} + \frac{P_y \cdot l_1^3}{3E_2 I_2}, \quad (4)$$

де k_p – контактна жорсткість між ГЗЕ і конусним елементом затискного пристрою, Па/мм; l_1 – довжина кінчної опори, мм; E_2 – модуль пружності I роду матеріалу конусної опори, МПа; I_2 – момент інерції поперечного січення конусної опори, мм⁴.

Значення контактної жорсткості вибирають емпірично або по літературі, наприклад при $R_a=0,04..1,25$ мкм, $k_p=0,75..2$ Па/мкм.

Прогин від повороту елементів патрона визначають із залежності:

$$y_k = \frac{P_z \cdot R - M_m}{C_k}, \quad (5)$$

де M_m – момент тертя між ЗЕ і заготовкою, Н·мм; P_z – складова сили різання, Н; C_k – поворотна жорсткість ЗЕ, Н·мм/рад; R – радіус обробки заготовки, мм.

Момент тертя визначаємо із виразу:

$$M_m = P_r \cdot R_1 \cdot f \cdot K_1, \quad (6)$$

де P_r – радіальна сила затиску заготовки, Н; R – радіус, мм; f – коефіцієнт тертя між заготовкою і ГЗЕ; K_1 – коефіцієнт, що визначає напрям обертання заготовки і визначається експериментально.

Якщо напрям навівання витків ГЗЕ під час затиску заготовок по внутрішньому діаметру співпадає із напрямком обертання заготовки, то $K_1 < 1$.

Якщо напрям навівання витків ГЗЕ під час затиску заготовок по внутрішньому діаметру протилежний напрямку обертання заготовки, то $K_1 > 1$.

Поворотну жорсткість ГЗЕ можна визначити за формулою:

$$C_k = \frac{\cos \alpha}{\pi \cdot D_1 \cdot i \left(\frac{\sin^2 \alpha}{E \cdot \frac{\pi d^4}{64}} + \frac{\cos^2 \alpha}{G \cdot \frac{\pi d^4}{32}} \right)} \quad (7)$$

Власне прогин деталі, як консольно закріпленої балки, визначають за формулою:

$$y_n = \frac{P_y \cdot l_0^3}{3E_3 \cdot I_3}, \quad (8)$$

де l_0 – довжина частини деталі, що виступає за межі затискного пристрою, мм; E_3 – модуль пружності I роду матеріалу заготовки, МПа; I_3 – осьовий момент інерції поперечного сечення заготовки, мм⁴.

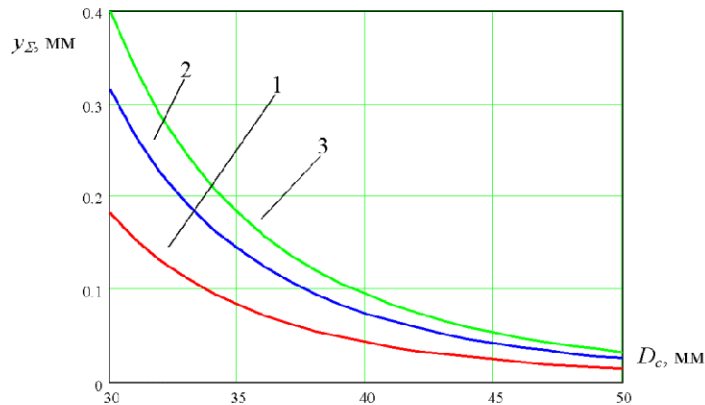


Рисунок 3. Графік залежності сумарної величини прогину затискного пристрою з кінцевою опорою від діаметра закріпленої деталі при навантаженні $P_y=1500$ Н: 1 – $l_0=100$ мм; 2 – $l_0=120$ мм; 3 – $l_0=130$ мм

Висновки. На основі приведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Приведено конструкцію гвинтового захоплюючого патрона промислового робота.
2. Розроблено методику розрахунку на жорсткість гвинтових затискних пристроїв з внутрішньою кінцевою опорою та без неї.
3. Встановлено, що величина пружних відтискань заготовки в процесі обробки в значній мірі залежить від жорсткості ГЕ та кінчної опори. При цьому наявність кінчної опори значно підвищує жорсткість затискного пристрою.

Інформаційні джерела

1. Зажимные механизмы для высокоскоростной и прецизионной обработки резанием. В двух частях. / [Ю. Н. Кузнецов, В. Н. Волошин, П. М. Неделчева, Ф. В. Эль-Дахаби] / — К.: ООО «ЗМОК» — ООО «Гнозис». ч.1, 2009. — 270с.
2. Волошин В.Н. Конструкции, расчеты и исследования зажимных механизмов, Ч.2.:Монография / Ю.Н.Кузнецов, В.Н.Волошин, П.М.Неделчева, Ф.В.Эль-Дахаби, Под общ. ред. Ю.Н.Кузнецова/ ООО "ЗМОК" - ООО "ГНОЗИС", 2010/-466с.
3. Деклараційний патент України № 7812. Гнучкий гвинтовий робочий орган соковитискача / Гевко І.Б., Комар Р.В., Новосад І.Я. та ін. – Бюл. № 7, 2005.
4. Корсаков В. С. Основы конструирования приспособлений: учебник для вузов // 2-е изд., – М.: Машиностроение, 1983. – 277 с.

5. Орликов М. Л. Проектирование зажимных механизмов автоматизированных станков / М.Л. Орликов, Ю.Н. Кузнецов. – М.: Машиностроение, 1977. – 140 с.
6. Деклараційний патент України 50936 UA, МПК F16B 2/20. Гвинтовий захоплюючий патрон промислового робота. / Скиба О.П., Ляшук О. Л., Палых А. Я., Гевко І. Б., Дячун А. Є. (UA); заявник і патентовласник Тернопільський державний технічний університет ім. І. Пулюя (UA). - № u 200914012; заявл. 31.12.2009; опубл. 25.06.2010, Бюл. №12. - 4 с.
7. Горохів В.А. Проектування і розрахунок пристосувань. - Мінськ, Вища школа, 1985 - 238с.
8. Pat. US 5375451 A. Testing system for dissipative mechanical phenomena. Perry W. Sandstrom (US); applicant and patent owner: Wisconsin Alumni Research Foundation (US). - US 07/991,116; заявл. 16.12.1992; опубл. 27.12.1994.

УДК 621.774.001

А.А. Ткачук¹, к.т.н, В.Ю. Заблоцький¹, к.т.н., В.О. Дзюра², к.т.н.

¹Луцький національний технічний університет

²Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ФРИКЦІЙНИХ ПОВЕРХОНЬ ОБЕРТАННЯ МЕТОДАМИ ПОВЕРХНЕВОГО ПЛАСТИЧНОГО ДЕФОРМУВАННЯ

В статті запропоновано спосіб оцінки контактної взаємодії фрикційних пар, який враховує мікрогеометричні параметри та фізико-механічні властивості поверхневого шару спряжених деталей. Результати математичного моделювання підтверджені експериментальними даними.

Ключові слова: зносостійкість, шорсткість, хвилястість, модель, поверхнєве пластичне деформування.

В статье предложен способ оценки контактного взаимодействия фрикционных пар, учитывающий микрогеометрические параметры и физико-механические свойства поверхностного слоя сопряженных деталей. Результаты математического моделирования подтверждены экспериментальными данными.

Ключевые слова: износостойкость, шероховатость, волнистость, модель, поверхностное пластическое деформирование.

This paper proposes a method for evaluating the frictional contact interaction couples, taking into account microgeometrical parameters and physical properties of the surface layer of the mating parts. The results of mathematical modeling confirmed by experimental data.

Keywords: wear resistance, roughness, waviness, model, surface plastic deformation.

Постановка проблеми. Якісні характеристики фрикційних циліндричних пар в залежать від типу контактної взаємодії спряжених поверхонь деталей, умов роботи та якості поверхневого шару. Відома значна кількість моделей для аналізу та оцінки фрикційної взаємодії, однак переважна більшість існуючих моделей є адекватними тільки для площинних поверхонь. Таким чином, дослідження та розробка моделей для спряжених поверхонь деталей типу «тіло обертання» є актуальною науково-практичною задачею.

Аналіз останніх досліджень. Дослідженнями питання спряжених поверхонь обертання займалися Демкин Н.Б., Крагельський І.В., Суслов А.Г. Беляев Н.М, Герцем Г., Динник А.Н. та ряд інших науковців. Внаслідок наявності на дотичних поверхнях хвилястості та шорсткості, контакт спряжених тіл носить дискретний характер. У зв'язку з цим розрізняють геометричну A , номінальну A_n , контурну A_c та фактичну A_f площі контакту (рис. 1) [1]. Відповідно до цього, зони контакту доцільно розглядати за законом розподілу контактної тиску. Отже, модель шорсткості поверхневого шару може бути представлена набором виступів, причому їх необхідно описати рядом параметрів, які характеризують їх геометричну форму.

Формулювання цілей статті. На ранніх етапах розвитку розрахункових методів наводились моделі з однаковою висотою виступів. При цьому використовувалось припущення, якщо шорсткість контактуючих поверхонь низька, то для опису деформації тіл справедливо застосовувати формули Г. Герца, нехтуючи деформацією нерівностей, та навпаки, якщо шорсткість висока, то можна нехтувати макродеформаціями та виконувати розрахунки для пластичного контакту мікронерівностей поверхневого шару [3].