

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ
ФАКУЛЬТЕТ ІНЖЕНЕРІЇ МАШИН, СПОРУД І ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТІВ, ІНСТРУМЕНТІВ ТА МАШИН

ЛІЩИНА АНДРІЙ ІГОРОВИЧ

УДК 621.941.2-229.323

**ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ВИСОКОШВИДКІСНИХ ПЛУНЖЕРНИХ ТОКАРНИХ ПАТРОНІВ З
КОМПЕНСАТОРАМИ ВІДЦЕНТРОВИХ СИЛ**

8.05050301 «Металорізальні верстати та системи»

Автореферат
дипломної роботи магістра

Тернопіль 2017

Роботу виконано на кафедрі конструювання верстатів, інструментів та машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя Міністерства освіти і науки України

Керівник роботи: кандидат технічних наук, доцент кафедри конструювання верстатів, інструментів та машин
Волошин Віталій Несторович,
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Рецензент: доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технології машинобудування
Пилипець Михайло Ількович,
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Захист відбудеться __ лютого 2017 р. о 9⁰⁰ годині на засіданні екзаменаційної комісії №9 у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, навчальний корпус №4, ауд. В1

1. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

а) Актуальність теми роботи.

У машинобудуванні верстати токарної групи становлять 30 - 40% від загального парку металорізальних верстатів. Саме тому, виробники металообробного обладнання у всьому світі, надзвичайно велику увагу приділяють розробкам, що стосуються вдосконалення саме цього типу металорізальних верстатів.

Одним із основних вузлів токарного верстата є затискний механізм (ЗМ), який суттєво впливає на точність і продуктивність обробки заготовок, а також визначає режими різання, точність встановлення заготовки і т.д. ЗМ протягом тривалого часу зберігають традиційні конструкції, в результаті чого погіршується їх відповідність загальній структурі верстата, яка постійно вдосконалюється. На даний час забезпечення тільки необхідної сили затиску і міцності ЗМ вже не є достатнім, внаслідок підвищення вимог до точності, жорсткості, ширини діапазону, швидкодії, швидкохідності, переналаджованості, багатофункціональності та довговічності. На основі цих першочергових вимог, формуються і напрямки розвитку ЗМ, одним із найважливіших серед яких є вдосконалення металорізальних верстатів токарної групи шляхом створення нових ЗМ і розширення можливостей наявних ЗМ.

Важливою вимогою при токарній обробці є забезпечення достатньо високої сили затиску деталі токарним патроном при різних частотах обертання. Інструментальні матеріали, які сьогодні використовуються для виготовлення різальної частини інструменту для токарної обробки забезпечують швидкості різання 200–5000 м/хв, досягнення яких вимагає використання затискних патронів, здатних працювати на високих частотах обертання.

Тому розробка нових конструкцій високошвидкісних токарних патронів та визначення їх силових характеристик при різних частотах обертання є дуже важливою науково-практичною задачею не тільки з точки зору продуктивності обробки, але і з точки зору забезпечення безпечної роботи на верстаті.

б) Мета і завдання.

Метою роботи є підвищення продуктивності багатоцільового токарного верстата з ЧПК за рахунок його оснащення плунжерними затискними патронами з компенсацією відцентрових сил та встановлення закономірностей динамічної сили затиску від їх конструктивних, кінематичних та експлуатаційних параметрів.

Для досягнення цієї мети у роботі вирішено наступні задачі:

- проаналізувати конструкції токарних багатоцільових верстатів з ЧПК, їх приводів головного руху та механізмів затиску заготовок;
- розробити конструкцію шпиндельного вузла приводу головного руху багатоцільового токарного верстата з ЧПК з приводом затиску;
- встановити вимоги до високошвидкісних токарних патронів, провести аналіз способів компенсації в них відцентрових сил та провести аналіз їх відомих схем і конструкцій;
- провести аналіз раніше проведених досліджень динамічних силових

характеристик високошвидкісних токарних патронів.

- розробити математичні моделі передачі сил у плунжерному затискному патроні без компенсації відцентрових сил та із компенсацією відцентрових сил в процесі обертання;
- дослідити за допомогою розроблених математичних моделей вплив конструктивних, кінематичних та експлуатаційних параметрів на динамічну силу затиску.

с) Об'єкт, методи та джерела дослідження.

Об'єкт дослідження. Високошвидкісний плунжерний затискний патрон з компенсаторами відцентрових сил.

Предмет дослідження. Динамічна сила затиску, яка розвивається затискними елементами високошвидкісного плунжерного затискного патрону з компенсаторами відцентрових сил.

Методи дослідження. В основу роботи покладено фундаментальні положення теорії технічних систем, технічної механіки та математичного аналізу.

д) Наукова новизна отриманих результатів.

Запропоновано математичні моделі передачі сил у високошвидкісному плунжерному затискному патроні без компенсації відцентрових сил та із компенсацією відцентрових сил в процесі обертання, що дозволяє встановити вплив конструктивних, кінематичних та експлуатаційних параметрів на динамічну силу затиску.

е) Практичне значення отриманих результатів.

Результати проведених досліджень та інженерного розрахунку можна використати при проектуванні нових конструкцій високошвидкісних плунжерних затискних патронів з компенсаторами відцентрових сил для оснащення токарних верстатів з ЧПК.

ф) Апробація.

Результати досліджень за тематикою магістерської роботи доповідались на V міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя (м. Тернопіль, 17-18 листопада 2016 р.) і опубліковані в збірнику:

1. Збірник тез доповідей V міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», Том I. – Тернопіль, 2016.– С.139.

2. **СТРУКТУРА РОБОТИ.** Робота складається зі ступу, 7 розділів, висновків, списку літератури (38 найменувань), 2 додатків.

Загальний обсяг тестової частини – 141 сторінка, 9 таблиць, 58 рисунків.

3. ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

а) У Вступі відзначено актуальність теми магістерської роботи, сформульована мета виконання роботи, а також перелічено завдання, які необхідно виконати для досягнення поставленої мети та комплексного наповнення дипломної роботи магістра.

б) Перший розділ «ВИБІР НАПРЯМКУ РОЗРОБКИ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ З МЕХАНІЗМОМ ЗАТИСКУ БАГАТОЦІЛЬОВОГО ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА З ЧПК» присвячений аналізу конструкції базової моделі токарного багатоцільового верстата з ЧПК мод.11Б40ПФ4 та конструкцій і технічних характеристики верстатів аналогічного призначення провідних світових виробників, таких як Goodway, Biglia, DMG та ін. Огляд та аналіз конструкцій токарних багатоцільових верстатів з ЧПК дозволив зробити наступні висновки: верстати побудовані на модульному принципі і, як правило, мають двошпindelну компоновку, що дозволяє вести високопродуктивну, багатоосьову, гнучку обробку в двох шпинделях серій заготовок; можливість використання однієї або двох револьверних головок з привідними шпинделями; оснащення верстатів в якості опції автоматичними і роботизованими пристроями подачі заготовок і вивантаження деталей; використання напівавтоматичної вимірювальної системи з прив'язкою по координатах різальних кромки інструменту; шпindelні вузли забезпечують частоти обертання від 4000 до 6000 об/хв.

Проаналізовано приводи затискних механізмів автоматизованих токарних верстатів. Розглянуто схеми приводів механізмів затиску з силовим замиканням, з самогальмуванням, з геометричним замиканням та розділеною структурою, приведено їх переваги і недоліки та область застосування.

На основі проведеного аналізу у токарних верстатах з ЧПК доцільно використовувати приводи затиску із не пружним силовим замиканням, в яких осьова сила затиску створюється за допомогою об'ємних сил тиску рідини, газу, магнітних, відцентрових і електростатичних сил, що визначає їх стабільність незалежно від відхилення розмірів заготовки, можливість безступеневого і автоматичного регулювання сили затиску.

с) У другому розділі «РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ БАГАТОЦІЛЬОВОГО ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА З ЧПК» вибрано структуру приводу головного руху багатоцільового токарного верстата з ЧПК, що включає привідний двигун постійного струму, розширювальну двошвидкісну коробку швидкостей, клинопасову передачу та шпindelну бабку. Проведено розрахунок кінематичних і силових характеристик приводу головного руху, проведено проектний та перевірочний розрахунок клинопасової передачі.

По максимальній частоті обертання та потужності, яка передається, вибрано компоновочну схему шпindelного вузла, яка передбачає в передній опорі встановлення радіально-упорних кулькових підшипників по схемі триплекс тандем «О», а в задній опорі по схемі дуплекс «О». Вибрано підшипники для передньої опори марки 36118K та для задньої опори – марки 36115K, а також перевірено правильність їх вибору по допустимій частоті обертання. За допомогою методики розбиття опор шпинделя на комплексні опори, визначено осьову та радіальну жорсткості опор шпindelного вузла. Проведено визначення оптимальної міжопорної віддалі та радіальної жорсткості переднього кінця шпинделя шпindelного вузла за допомогою пакета прикладних програм MathCAD. Виходячи із конструктивних міркувань

прийнято міжопорну віддаль $l = 370$ мм. За результатами розрахунку радіальна жорсткість переднього кінця шпindelного вузла при $l = 370$ мм – $j_{rSP} = 2.505 \cdot 10^5$ Н/мм.

Розроблено розрахункову схему для визначення динамічних характеристик шпindelного вузла (рис.1). Здійснено приведення зосереджених і розподілених мас до передньої частини шпindelя і середини міжопорної віддалі.

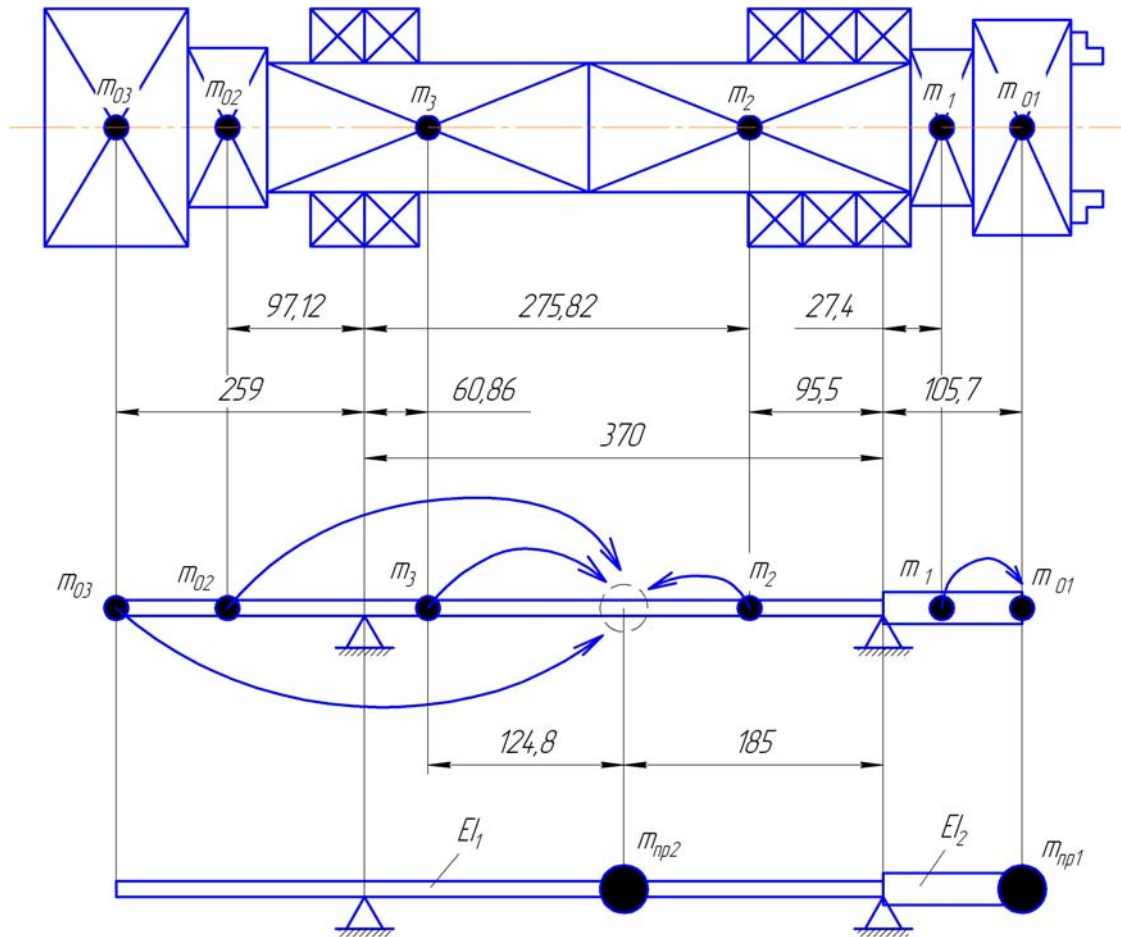


Рис. 1. Розрахункова схема для динамічного розрахунку шпindelного вузла

Визначення власних частот та амплітуд коливань шпindelного вузла здійснювалося для приведеної двомасової системи із системи рівнянь:

$$\begin{cases} u_1 = p^2 m_{np1} u_1 \delta_{11} + p^2 m_{np2} u_2 \delta_{12} \\ u_2 = p^2 m_{np1} u_1 \delta_{21} + p^2 m_{np2} u_2 \delta_{22} \end{cases} \quad (1)$$

де p – власна частота коливань; u_1 – амплітуда форми коливань на кінці шпindelя, що відповідає певній власній частоті коливань; u_2 – амплітуда форми коливань посередині міжопорної частини шпindelя, що відповідає певній власній частоті коливань; $\delta_{11}, \delta_{12}, \delta_{21}, \delta_{22}$ – коефіцієнти впливу податливостей; m_{np1}, m_{np2} – приведені маси відповідно на кінці та посередині між опорної частини шпindelя.

В результаті розв'язку отримані наступні власні частоти коливань: перша власна частота коливань - $p_1 = 287,5$ Гц; друга власна частота коливань - $p_2 = 576$ Гц.

d) У третьому розділі «АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ МЕХАНІЗМІВ ЗАТИСКУ ЗАГОТОВОК ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ З ЧПУ» приведено структури затискних механізмів токарних верстатів, як підсистеми верстата, та класифікацію затискних патронів. На основі аналізу літературних джерел показано вплив затискного механізму на техніко-економічні показники верстатів. З позиції системного підходу показано, що затискний механізм як технічну систему можна представити на різних рівнях ієрархії, що складається із підсистем різних рівнів, тобто складна структура системи затискного механізму має багаторівневе ієрархічне ділення на всі більш прості елементи. На основі аналізу літературних джерел встановлено, що всі фактори, які впливають на величину і відхилення основних характеристик затиску (силу, жорсткість, точність, швидкодію), можна розділити на чотири основних групи:

- характеристики заготовки (матеріал і його фізико-механічні властивості; відхилення розмірів, форми і шорсткість затискуваної поверхні; маса, довжина, форма поперечного січення і т. д.);
- принцип затиску, структура, схема і конструктивні параметри ЗМ, які визначають вид силового потоку в системі привод-патрон, тип силового контуру ЗМ, привода патрона і напрямок затискного зусилля в системі патрон-деталь;
- кінематичні і динамічні фактори (закони руху і маси ланок; відцентрові сили неврівноважених частин; сили тертя і зчеплення і їх розкид; частота і амплітуда коливань; жорсткість і демпфувальні властивості стиків і самих деталей ЗМ; схема навантаження заготовки) і їх відхилення; взаємодія по циклу і навантаженні з іншими механізмами верстата.

е) Четвертий розділ «МОДЕЛЮВАННЯ СИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЛУНЖЕРНИХ ЗАТИСКНИХ ПАТРОНІВ З КОМПЕНСАТОРАМИ ВІДЦЕНТРОВИХ СИЛ» присвячений аналізу вимог, які ставляться до високошвидкісних токарних патронів, способам компенсації відцентрових сил у кулачкових патронах, аналізу відомих схем і конструкцій високошвидкісних токарних патронів із компенсаторами відцентрових сил та аналізу раніше проведених досліджень силових характеристик високошвидкісних токарних патронів. У цьому розділі приведені теоретичні дослідження плунжерних затискних патронів з компенсацією відцентрових сил.

Відцентрові сили, що розвиваються затискними елементами кулачкового патрона, діють у напрямку, протилежному напрямку дії радіальних сил затиску. Дія відцентрових сил зменшує силу затиску, причому тим інтенсивніше, чим більша частота обертання шпинделя. Конструктивне виконання підсистеми зниження впливу відцентрових сил, що виникають в процесі обертання затискного патрона, залежить від використовуваного принципу. Існує ряд способів компенсації або зниження впливу відцентрових сил, які зображені на рис. 2.

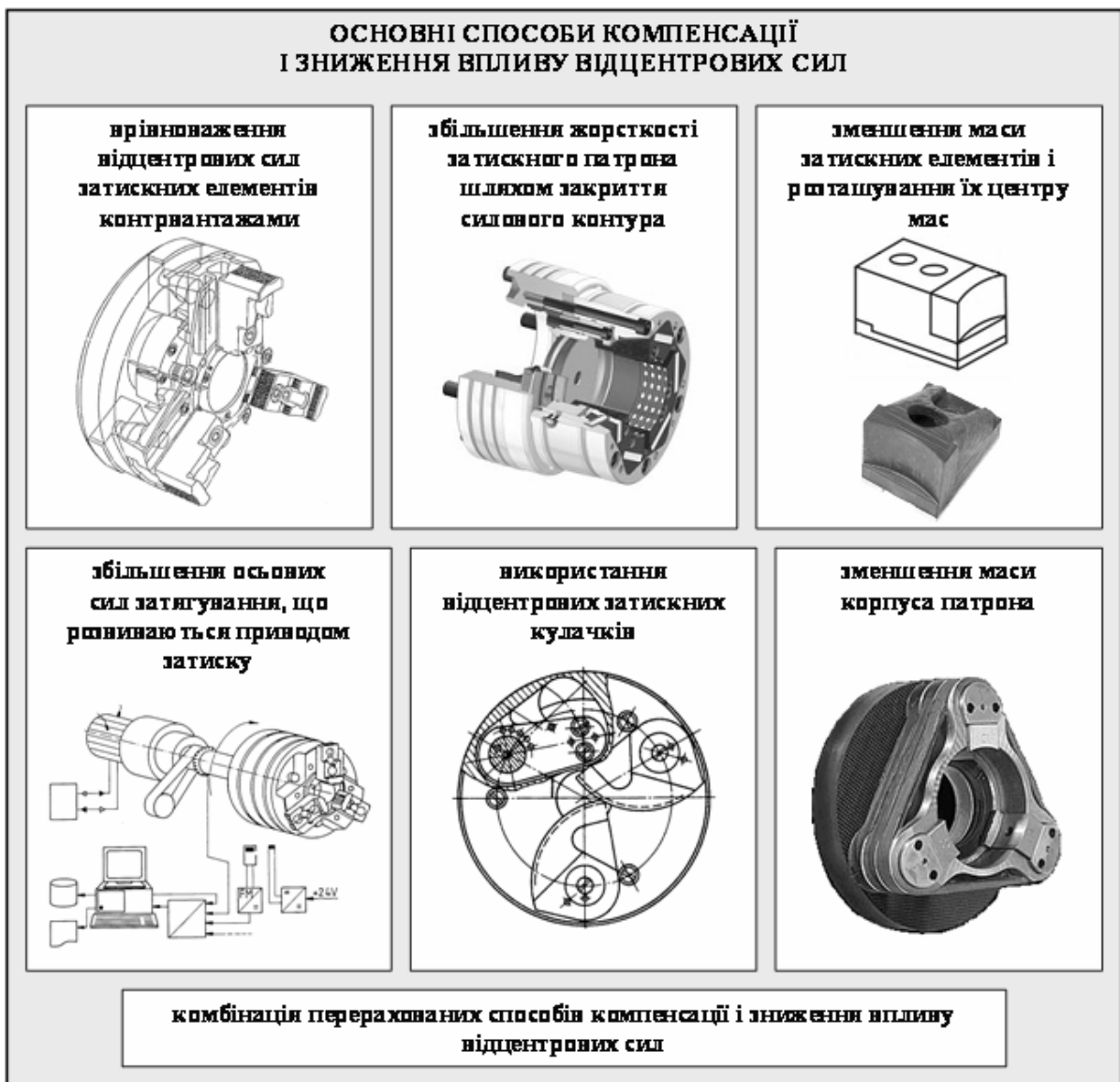


Рис. 2. Способи компенсації відцентрової сили в токарних ЗП

Мінімально допустиме зусилля затиску кулачкового патрона складає 2/3 сумарної статичної сили затиску (DIN6382). Ця сила $T_{cm} = K_n S$, де K_n – коефіцієнт підсилення; S – осьова сила приводу затиску. Таким чином для підвищення сили T_{cm} потрібно збільшити або силу приводу затиску S , або коефіцієнт підсилення K_n .

Проведений огляд конструкцій високошвидкісних токарних патронів із компенсацією відцентрових сил та огляд робіт по дослідженню їх динамічних силових характеристик дозволив зробити наступні висновки. Високошвидкісні токарні затискні патрони із компенсаторами відцентрових сил, якими оснащуються сучасні автоматизовані верстати, що працюють в умовах серійного виробництва, побудовані за трьома схемами встановлення вантажів:

- вантажі розміщуються в одній площині із кулачками, що проходить вздовж осі кулачка та центральної осі кулачкового патрона; в більшості випадків відцентрова сила, яка створюється цими вантажами,

передається на основний кулачок за допомогою додаткових пристроїв (важелів);

- вантажі розміщуються у площині, яка проходить через осі всіх затискних елементів і перпендикулярна до центральної осі затискного патрона; передача відцентрової сили, створеної вантажами, здійснюється так, як у попередньому випадку;
- вантажі розміщуються дзеркально кулачкам відносно центральної осі затискного патрона і з'єднуються з кулачками за допомогою пластин, плит та ін.

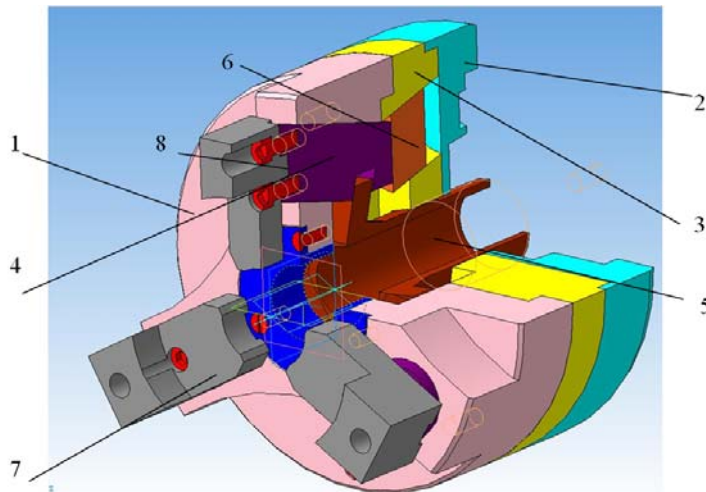


Рис.3. Плу́нжерний ЗП з компенсацією відцентрових сил

На основі аналізу схем встановлення вантажів розроблено конструкцію плунжерного ЗП з компенсаторами відцентрових сил (рис.3). В корпусі 1 ЗП розміщений під кутом 15° до осі патрона плунжер 4, а в корпусі 3 – під кутом 15° симетрично осі плунжера, знаходиться противага, яка виконує роль компенсатора. Вона з'єднується з плунжером за допомогою Г – подібних

пазів, які дозволяють здійснювати рух тільки верх чи вниз по відношенню до плунжера. ЗП закривається кришкою 2, в якій виготовлено отвір для закріплення його на шпинделі. В рух плунжер 4 і компенсатор 6 приводяться за допомогою штока 5. Затиск і розтиск заготовки здійснюється затискними кулачками 7, які закріплюються на плунжері двома гвинтами 8, для легкості монтажу і демонтажу затискних кулачків. Змінюючи їх можна змінювати діапазон діаметрів закріплювальних заготовок. Шток патрона з'єднується зі штоком, який знаходиться в тілі шпинделя і здійснює рух за допомогою гідроциліндра.

На основі розгляду схем силової дії на плунжер із ЗЕ виведено залежності для визначення сумарної радіальної сили затиску заготовки в статиці. Важливою силовою характеристикою є коефіцієнт підсилення, який визначається за залежністю:

$$K_n = \frac{T_\Sigma}{S_\Sigma}, \quad (2)$$

де T_Σ - сумарна сила затиску; S_Σ - сумарна сила приводу затиску (сила тяги на штоці).

Для визначення коефіцієнта статичного підсилення розглянуто рівновагу плунжера (рис. 4):

$$\begin{cases} \Sigma M_A = Sbs \sin \alpha + Sf \sin \alpha \cdot b - S \cos \alpha (0.5d_n - c) + R_2 h + fR_2 d_n - T \cdot l_2 = 0, \\ \Sigma M_B = S \sin \alpha (h + b) \cdot Sf \sin \alpha (h + b) + S \cos \alpha (0.5d_n + c) + R_1 \cdot h - fR_1 d_n - T \cdot l_1 = 0, (3) \\ \Sigma Y = S \sin \alpha + Sf \sin \alpha + R_1 - R_2 + T \cdot \sin \alpha = 0. \end{cases}$$

де α - кут нахилу плунжера; T - сила затиску одним кулачком; S - сила приводу, що припадає на один кулачок; f - коефіцієнт тертя, прийнятий однаковим у всіх стиках; d_n - діаметр плунжера; R_1, R_2 - реакції, що виникають в стикі плунжера з корпусом; h, b, c, l_1, l_2 - геометричні параметри.

Розв'язавши систему рівнянь (3), отримано залежність для визначення статичного коефіцієнту підсилення:

$$K_n = \frac{T}{S} = \frac{\sin \alpha + Sf \sin \alpha + \frac{S(\sin \alpha (h + b) \cdot f \sin \alpha (h + b) + \cos \alpha (0.5d_n + c) - T \cdot l_1)}{h - fd_n} - \frac{S(bs \sin \alpha + f \sin \alpha \cdot b - \cos \alpha (0.5d_n - c) - T \cdot l_2)}{h + fd_n}}{\frac{l_1}{h - fd_n} + \frac{l_2}{h + fd_n} - \sin \alpha}$$

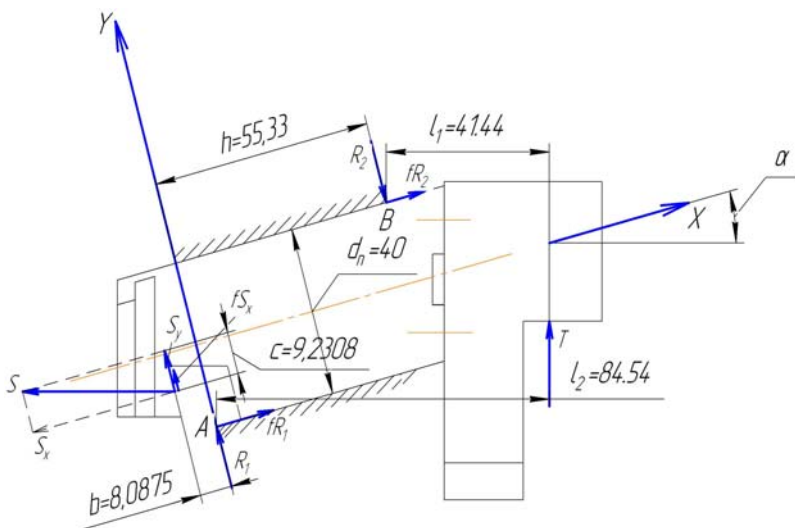


Рис. 4. Розрахункова схема для визначення статичних силових характеристик

Під час обертового руху плунжерного ЗП виникає відцентрова сила, яка розвивається плунжером із затискними кулачками:

$$F_{\text{відц}} = m_K \cdot R \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2, (4)$$

де m_K - маса затискного кулачка із плунжером; n - частота обертання шпинделя; R - радіус центра мас затискного кулачка з плунжером.

Відцентрова сила викликає додаткові реакції в пазу плунжера і приводить до зменшення сили затиску ДТ. Коефіцієнт підсилення при обертанні плунжерного ЗП без компенсації відцентрових сил:

$$K_{n\omega} = \frac{T}{S} - \frac{\Delta T}{\Delta S}, (5)$$

де ΔT - втрата сили затиску; ΔS - осьова сила приводу для компенсації втрати сили затиску.

Рівняння рівноваги плунжера для визначення втрат сили затиску (рис.5) запишеться так:

$$\begin{cases} \Sigma M_A = \Delta S \sin \alpha \cdot b - \Delta S \cos \alpha (0.5d_n - c) + R_2' h + fR_2' d_n - F_{\text{відц}} \cdot e_2 + \Delta T l_2 = 0, \\ \Sigma M_B = \Delta S \sin \alpha (b + h) + \Delta S \cos \alpha (0.5d_n + c) + R_1' h - fR_1' d_n - F_{\text{відц}} \cdot e_1 + \Delta T l_1 = 0, (6) \\ \Sigma Y = \Delta S \sin \alpha + R_1' - R_2' + F_{\text{відц}} \cdot \cos \alpha - \Delta T \cdot \cos \alpha = 0. \end{cases}$$

де R_1' , R_2' - додаткові реакції в опорах, викликані дією відцентрової сили; ΔS - осьова сила приводу для компенсації втрати сили затиску; ΔT - втрата сили затиску; e_1 , e_2 - геометричні параметри.

Компенсація відцентрової сили плунжера з кулачком здійснюється механізмом виконаним у вигляді контрвантажів, зв'язаних з плунжерами через Т-подібні пази.

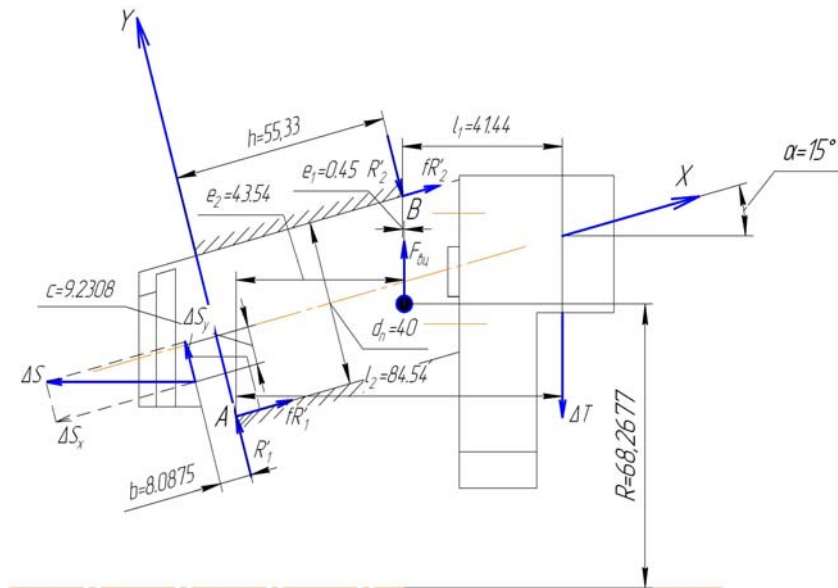


Рис. 5. Розрахункова схема для визначення $\Delta T/\Delta S$

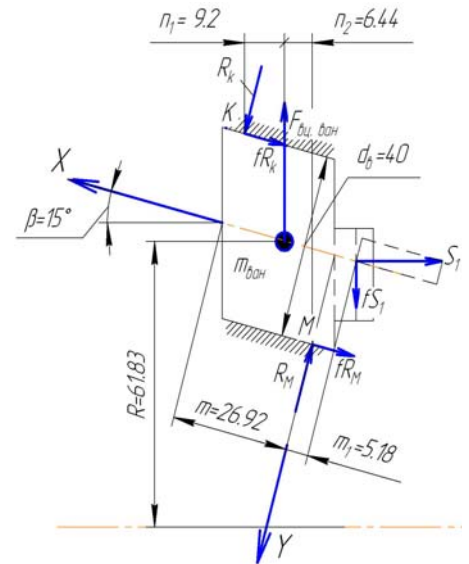


Рис. 6. Схема дії сил на вантаж

Відцентрова сила, що розвивається врівноважуючим вантажем, створює додаткову силу затиску S_1 , яка діє на плунжер із кулачком:

$$F_{\text{відц.вант}} = m_{\text{ван}} \cdot R_{\text{ван}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2, \quad (7)$$

де $m_{\text{ван}}$ - маса зрівноважуючого вантажу; $R_{\text{ван}}$ - радіус центра мас вантажу, відносно осі патрону.

На основі розгляду схем дії сил на вантаж, що зв'язаний з плунжером, отримаємо його рівняння рівноваги, з яких визначимо додаткову силу затиску S_1 :

$$\begin{cases} \Sigma M_K = F_{\text{від.ван}} n_1 + S_1 \cos \beta \cdot \frac{d_e}{2} - f S_1 \cos \beta (m + m_1) + f R_M \cdot d_e + R_M \cdot m + S_1 \sin \beta (m + m_1) - S_1 \sin \beta \cdot \frac{d_e}{2} = 0, \\ \Sigma M_B = -S_1 \cos \beta \cdot \frac{d_e}{2} + S_1 \sin \beta \cdot m_1 \cdot f S_1 \cos \beta \cdot m_1 \cdot S_1 \sin \beta \cdot \frac{d_e}{2} - F_{\text{від.ван}} n_2 - f R_K \cdot d_e + R_K \cdot m = 0, \\ \Sigma Y = R_K - F_{\text{від.ван}} \cos \beta - R_M + f S_1 \cos \beta - S_1 \sin \beta = 0. \end{cases} \quad (8)$$

За результатами обробки даних, отриманих в процесі моделювання із використанням математичного пакету MathCAD, побудовані динамічні силові характеристики (рис. 7, 8) та визначені допустимі частоти обертання плунжерного затискного патрона з компенсацією відцентрових сил. Застосування комп'ютерного моделювання дозволило встановити вплив ряду

параметрів конструктивного та експлуатаційного характеру на статичні та динамічні силові характеристики ПЗП з компенсаторами відцентрових сил та вибрати їх раціональні значення для забезпечення надійного затиску в процесі обробки.

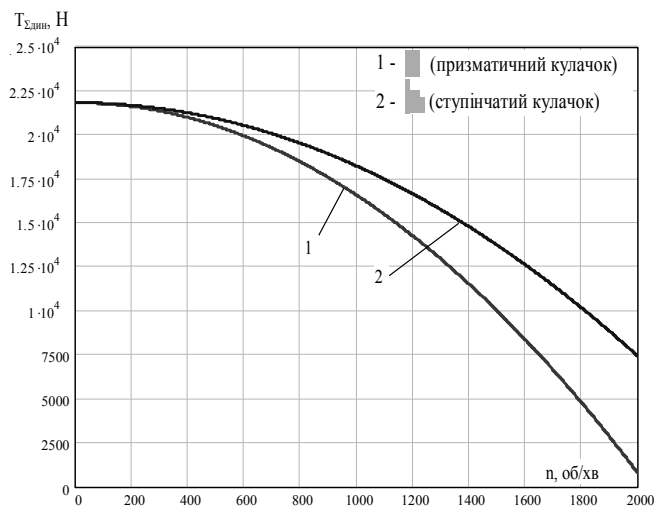


Рис. 7. Залежність сумарної радіальної сили затиску $T_{\Sigma дин}$ від частоти обертання n

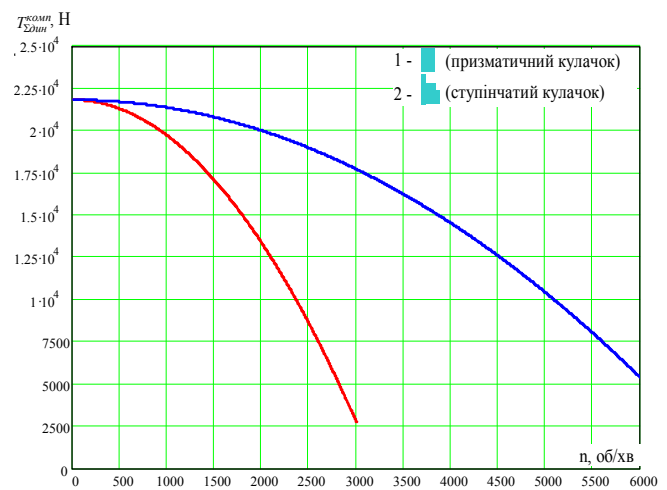


Рис. 8. Залежність сумарної радіальної сили затиску $T_{\Sigma дин}^{комп}$ від частоти обертання n для плунжерного ЗП з врівноважуючим вантажем масою $m_{ван} = 1,3$ кг

ф) Сьомий розділ «ОРГАНІЗАЦІЙНО-ЕКОНОМІЧНИЙ РОЗДІЛ» містить комплекс необхідних економічних розрахунків, які доводять економічну ефективність прийнятих технічних рішень.

г) Восьмий розділ «ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ» присвячений висвітленню питань, щодо забезпечення безпечних умов праці на верстаті та аналізу дій адміністративного та виробничого персоналу у разі виникнення надзвичайних ситуацій.

h) Дев'ятий розділ «ЕКОЛОГІЯ» містить опис негативних факторів, які можуть впливати на екологічний стан навколишнього середовища та шляхи зменшення цього впливу у процесі виробничої діяльності.

4. ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз конструкції базової моделі верстата та конструкцій і технічних характеристики верстатів аналогічного призначення. Проаналізовано приводи затискних механізмів автоматизованих токарних верстатів. Вибрано структуру приводу головного руху багатоцільового токарного верстата з ЧПК, що включає привідний двигун постійного струму, розширювальну двошвидкісну коробку швидкостей, пасову передачу та шпindelний вузол. Проведено розрахунок кінематичних і силових характеристик приводу головного руху та розрахунок клинопасової передачі. Розроблено конструкцію та проведено розрахунок жорсткості шпindelного вузла верстата з використанням пакета прикладних програм MatCAD. Проведено динамічний

розрахунок шпindelного вузла. Отримано власні частоти та форми коливань шпинделя. Приведено структури затискних механізмів токарних верстатів, як підсистеми верстата, та класифікацію затискних патронів. На основі аналізу літературних джерел показано вплив затискного механізму на техніко-економічні показники верстатів. Проведено аналіз способів компенсації відцентрових сил, відомих схем і конструкцій високошвидкісних токарних патронів із компенсаторами відцентрових сил та існуючого стану їх досліджень. Встановлено, що високошвидкісні токарні затискні патрони із компенсаторами відцентрових сил побудовані за трьома схемами встановлення вантажів: вантажі розміщуються в одній площині із кулачками, що проходить вздовж осі кулачка та центральної осі кулачкового патрона; в більшості випадків відцентрова сила, яка створюється цими вантажами, передається на основний кулачок за допомогою додаткових пристроїв (важелів); вантажі розміщуються у площині, яка проходить через осі всіх затискних елементів і перпендикулярна до центральної осі затискного патрона; передача відцентрової сили, створеної вантажами, здійснюється так, як у попередньому випадку; вантажі розміщуються дзеркально кулачкам відносно центральної осі затискного патрона. Розроблено математичну модель передачі сил у плунжерному токарному патроні без компенсації відцентрових сил в процесі обертання та із компенсацією відцентрових сил в процесі обертання. Досліджено за допомогою розроблених математичних моделей вплив конструктивних, кінематичних та експлуатаційних параметрів на динамічну силу затиску. Отримано графічні залежності динамічної сили затиску від частоти обертання плунжерного токарного патрона без компенсації та із компенсацією відцентрових сил для двох типів затискних елементів. Проведено техніко-економічне обґрунтування технічних рішень. Запропоновані заходи по охороні праці, безпеці життєдіяльності та по зменшенню забруднення навколишнього середовища.

5. ПЕРЕЛІК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

1. Волошин В.Н., Грицишин І.І., Ліщина А.І. Високошвидкісні плунжерні токарні патрони з компенсаторами відцентрових сил// Збірник тез доповідей V міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», Том I. – Тернопіль, 2016.– С.139.

2. Кузнецов Ю.М., Волошин В.Н., Ель-Дахабі Фарук. Критичні частоти обертання токарних затискних патронів// Машинознавство. – 2005. – №4. – С.17– 21.

3. Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль-Дахаби Ф.В. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием: Монография. В 2-х ч. Ч.1: Основные сведения и принципы создания зажимных механизмов/ Под ред. Кузнецова Ю.Н. – К.: ООО «ЗМОК» - ООО «ГНОЗИС», 2009. – 270 с.

4. Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль-Дахаби Ф.В. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки

резанием: Монографія/ Под ред. Кузнецова Ю.Н. – Габрово: Университетское издательство «Васил Априлов», 2010. – 724 с.

5. Кузнецов Ю.Н., Драчев О.И., Луцив И.В., Шевченко А.В., Волошин В.Н. Зажимные механизмы и технологическая оснастка для высокоэффективной токарной обработки: монография/ Ю.Н. Кузнецов, О.И. Драчев, И.В. Луцив [и др.]. – Старый Оскол: ТНТ, 2014. – 480 с.

6. Кузнецов Ю.М., Луцив І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: Монографія/ Упоряд. Кузнецов Ю.М.. – К.: - Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с.

7. Yu. Kuznetsov, V. Voloshyn, F. El-Dahabi. Dynamic resiliently-forced features of high-speed chucks for turning working// Journal of fundamental sciences and applications. International conference on advanced manufacturing technologies – 2009. – Vol.15. – S.187 – 197.

8. Spur G., Rudolph U. Reserven nutzen: Bauteile aus Faserverbundkьnstoff erhьchen die Belastbarkeit von Spannfutter// Maschinenmarkt. – 1994. – №38. – S.72-74, 76.

9. Mette U., Spur G., Uhlmann F. Massenoptimierte CFK-Spannfutter erhьhen die Drehzahlgrenzen// Maschinenmarkt. – 2001. - №15. – s. 76 – 79.

10. Spur G., Stelzer C. Spannkraftsensoren in Dreibackenfuttern// ZWF. – 1991. – №10. – S.512 – 516.

6. АНОТАЦІЇ

Ліщина А.І.; «Дослідження силових характеристик високошвидкісних плунжерних токарних патронів з компенсаторами відцентрових сил». 8.05050301 – Металорізальні верстати та системи; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2017 р.

У дипломній роботі розглянуті питання, які пов'язані з аналізом приводів затискних механізмів автоматизованих токарних верстатів. Вибрано структуру приводу головного руху багатоцільового токарного верстата з ЧПК. Проведено розрахунок кінематичних і силових характеристик приводу головного руху. Розроблено конструкцію та проведено розрахунок жорсткості шпиндельного вузла верстата, проведено його динамічний розрахунок. Отримано власні частоти та форми коливань шпинделя. На основі аналізу літературних джерел показано вплив затискного механізму на техніко-економічні показники верстатів. Проведено аналіз способів компенсації відцентрових сил, відомих схем і конструкцій високошвидкісних токарних патронів із компенсаторами відцентрових сил та існуючого стану їх досліджень. Розроблено математичні моделі передачі сил у плунжерному токарному патроні без компенсації відцентрових сил та із компенсацією відцентрових сил в процесі обертання. За допомогою розроблених математичних моделей досліджено вплив конструктивних, кінематичних та експлуатаційних параметрів на динамічну силу затиску. Отримано графічні залежності динамічної сили затиску від

частоти обертання плунжерного токарного патрона без компенсації та із компенсацією відцентрових сил для двох типів затискних елементів

Ключові слова: плунжерний затискний патрон, сила затиску, шпиндель, відцентрова сила, затискний механізм

Lishyna A.I.; “Research plunger high power characteristics lathe chucks with centrifugal force compensators” 8.05050301 - metal-cutting machine tools and systems; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2017.

In the thesis work addressed issues related to the analysis of the reasons clamping mechanisms automated lathes. Your structure over the main motion, multi CNC lathes. The calculation of kinematic and power characteristics of the drive head movement. The design and calculation of spindle rigidity host machine, held its dynamic calculation. An own frequencies and vibrations of the spindle. The analysis of the literature shows the effect of clamping mechanism on technical and economic performance machines. The analysis methods of compensation centrifugal forces known schemes and designs high-speed lathe chucks with centrifugal forces compensator and current state of research. Mathematical models of transfer of power in the plunger lathe chucks without centrifugal force compensation and compensation of centrifugal forces during rotation. Using mathematical models developed by the influence of structural, kinematic and dynamic performance parameters on power clamp. An image depending on the dynamic clamping forces of the speed lathe chuck plunger without compensation and indemnification of centrifugal forces for two types of clamping elements

Key words: plunger clamping chuck, clamping force, spindle, centrifugal force, clamping mechanism