

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

ГИНДА ТАРАС ЮРІЙОВИЧ

УДК 621.941.2-229.323

**РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ
ТА СИЛОВИЙ АНАЛІЗ ЦАНГОВИХ РОЗТИСКНИХ ОПРАВОК
ДЛЯ ТОКАРНОЇ ОБРОБКИ**

133 «Галузеве машинобудування»

Автореферат
дипломної роботи магістра

Тернопіль 2018

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 транспортних технологій
Попович Павло Васильович,
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Захист відбудеться 22 лютого 2018 р. о 13.⁰⁰ годині на засіданні екзаменаційної комісії №10 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.

Аналіз різних прогнозів розвитку науки, техніки і технології на початку ХХІ століття дає можливість сформулювати основні світові тенденції і перспективи верстатобудування, а саме забезпечення високошвидкісної і високопродуктивної обробки завдяки використанню прогресивного різального інструменту, високооберткових мотор-шпинделів, швидкодіючих приводів переміщення вузлів, створення багатофункціонального, багатоцільового обладнання для реалізації комбінованих методів обробки, розробка нових компоновок верстатів з мехатронними компонентами, які об'єднують засоби механіки, електроніки і електротехніки, використання агрегатно-модульного принципу побудови верстатів і промислових роботів з використанням уніфікованих вузлів і модулів для гам однотипних верстатів, що сприяє їх централізованому виробництву.

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. Широке розповсюдження серед затискних пристроїв для тіл обертання по внутрішній поверхні отримали розтискні оправки. Вони часто використовуються при токарній, фрезерній обробці, шліфуванні та на контрольних операціях. На основі проведеного огляду існуючих розтискних оправок встановлено, що широке розповсюдження при токарній обробці отримали цангові розтискні оправки завдяки простій конструкції, можливості затиску заготовок із значними допусками на отвір та забезпечення високої концентричності при затиску. Тому визначення необхідних сил затиску такими оправками з метою забезпечення надійного затиску заготовок при токарній обробці та уникнення високих напружень у цанговому затискному елементі є актуальною науково-практичною задачею.

б) Мета і завдання.

Метою роботи є підвищення продуктивності токарного патронно-центрального верстата з ЧПК за рахунок його оснащення розтискними оправками з механізованим затиском-розтиском і сегментною цангою та встановлення закономірностей статичної та динамічної сили затиску від їх конструктивних, кінематичних та експлуатаційних параметрів.

Для досягнення цієї мети у роботі поставлено наступні задачі:

- проаналізувати конструкції токарних патронно-центрових 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;
- провести аналіз затискних систем для токарної обробки заготовок;
- провести аналіз відомих конструкцій цангових розтискних оправок для затиску заготовок по внутрішньому діаметру;
- провести огляд існуючих досліджень і розробок по затиску заготовок по внутрішній циліндричній поверхні;

- розробити математичні моделі передачі сил у розтискних оправках з механізованим затиском-розтиском та сегментною цангою в статиці та в процесі усталеного обертання;
- дослідити за допомогою розроблених математичних моделей вплив конструктивних, кінематичних та експлуатаційних параметрів на статичну і динамічну силу затиску.

с) Об'єкт, методи та джерела дослідження.

Об'єкт дослідження. Цангова розтискна оправка із сегментною цангою та гексагональною пірамідальною передавально-підсилюючою ланкою.

Предмет дослідження. Статична і динамічна радіальна сила затиску, яка розвивається сегментами цанги розтискної оправки із гексагональною пірамідальною передавально-підсилюючою ланкою.

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

д) Наукова новизна отриманих результатів.

Запропоновано математичні моделі передачі сил у цангових розтискних оправках із сегментними цангами та гексагональною пірамідальною передавально-підсилюючою ланкою в статиці та в процесі усталеного обертання, що дозволяє встановити вплив конструктивних, кінематичних та експлуатаційних параметрів на статичну і динамічну сили затиску.

е) Практичне значення отриманих результатів.

Результати проведених досліджень та інженерного розрахунку можна використати при проектуванні нових конструкцій цангових розтискних оправок із сегментними цангами та різними типами передавально-підсилюючих ланок для оснащення токарних верстатів з механізованим приводом затиску.

ф) Апробація.

Результати досліджень за тематикою магістерської роботи доповідались на VI міжнародній науково-технічній конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя (м. Тернопіль, 16-17 листопада 2017 р.) і опубліковані в збірнику:

1. Збірник тез доповідей VI міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», Том I. – Тернопіль, 2017.– С.64.

2. **СТРУКТУРА РОБОТИ.** Робота складається зі вступу, 6 розділів, висновків, списку літератури (38 найменувань), 2 додатків.

Загальний обсяг тестової частини – 150 сторінок, 12 таблиць, 57 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 «АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ» присвячений аналізу конструкції базової моделі токарного патронно-центрового верстата з ЧПК мод. SPU 40 CNC та конструкцій і технічних характеристики верстатів аналогічного призначення провідних світових виробників.

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. Проведений аналіз показав, що у токарних верстатах з ЧПК доцільно використовувати приводи затиску із непружним силовим замиканням, в яких осьова сила затиску створюється за допомогою об'ємних сил тиску рідини, що визначає їх стабільність незалежно від відхилення розмірів заготовки, можливість безступеневого і автоматичного регулювання сили затиску.

Показано місце системи затиску деталі у структурній схемі функціональної системи верстата та приведено характеристику та типи затискних систем для токарної обробки заготовок. Проведено аналіз конструкцій цангових розтискних оправок ведучих закордонних фірм. Особливу увагу приділено розтискним оправкам з механізованим затиском-розтиском та сегментною цангою.

Проведено аналіз результатів дослідження цангових затискних механізмів для затиску заготовок по зовнішніх поверхнях, яким присвячено багато робіт вітчизняних і зарубіжних вчених, зокрема роботи Дальського А.М., Кузнецова Ю.М. та його наукової школи (Недельчевої П.М., Кушика В.Г., Литвина О.В., та ін.), Шатилова А.А., Блінова Д.С., E. Soriano, H. Rubio та ін. Значну увагу при цьому приділялося методикам силових розрахунків різного типу цангових затискних механізмів в статиці та в процесі усталеного обертання.

с) У другому розділі «РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА З ЧПК З ВИКОРИСТАННЯМ СИСТЕМ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ» вибрано структуру приводу головного руху багатоцільового токарного верстата з ЧПК, що включає привідний двигун постійного струму, розширювальну двошвидкісну коробку швидкостей та шпindelьну бабку. Проведено розрахунок кінематичних і силових характеристик приводу головного руху, проведено автоматизований вибір електродвигуна приводу головного руху.

По максимальній частоті обертання та потужності, яка передається, вибрано компоновочну схему шпindelьного вузла, яка передбачає в передній опорі встановлення радіально-упорних кулькових підшипників по схемі триплекс тандем «О», а в задній опорі роликового дворядного підшипника. Перевірено правильність їх вибору по допустимій частоті обертання.

У відповідності до розробленої конструктивної схеми розроблено розрахункову схему у вигляді послідовно і паралельно з'єднаних пружних елементів для визначення осьової жорсткості шпindelьного вузла. За допомогою пакета прикладних програм MatCAD проведено розрахунок осьової

жорсткості шпindelного вузла верстата. Осьова жорсткість шпindelного вузла складає 104 Н/мкм.

Також розроблено розрахункову схему шпindelного вузла верстата для визначення радіальної жорсткості. У відповідності до цієї схеми шпindelь представлено у вигляді статично невизначеної пружної балки на пружних опорах. За допомогою пакета прикладних програм MatCAD проведено розрахунок радіальної жорсткості шпindelного вузла верстата, яка складає 186 Н/мкм.

Розроблено розрахункову схему для визначення динамічних характеристик шпindelного вузла у вигляді багатомасової системи із зосередженими масами. Здійснено приведення зосереджених і розподілених мас до передньої частини шпинделя і середини міжопорної віддалі з використанням пакета прикладних програм MatCAD.

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 шпинделя, що відповідає певній власній частоті коливань; u_2 – амплітуда форми коливань посередині міжопорної частини шпинделя, 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 шпинделя.

В результаті розв'язку отримані наступні власні частоти коливань: перша власна частота коливань - $p_1 = 117$ Гц; друга власна частота коливань - $p_2 = 315$ Гц.

d) У третьому «НАУКОВО-ДОСЛІДНОМУ РОЗДІЛІ» розроблено конструкцію цангової розтискної оправки із сегментною цангою та гексагональною пірамідальною передавально-підсилюючою ланкою. Встановлено основні переваги цангової розтискної оправки із сегментною розтискною цангою та гексагональною пірамідальною передавально-підсилюючою ланкою в порівнянні із цанговою розтискною оправкою із сегментною цангою та конусною передавально-підсилюючою ланкою. Серед них високі передавальні крутні моменти і зусилля затиску, вища жорсткість оправки за рахунок меншої довжини, менше зношування інструменту за рахунок високої жорсткості, вища точність обробки за рахунок високої жорсткості, нечутливість до забруднення за рахунок використання гексагональної пірамідальної передавально-підсилюючої ланки.

На основі розгляду схему дії сил в статиці на затискний сегмент розтискної цанги після вибірки зазору між сегментами розтискної цанги та заготовкою розроблено модель передачі сил у розтискній оправці із гексагональною пірамідальною передавально-підсилюючою ланкою у статиці, яка має вигляд:

$$T = S \cdot \frac{\cos\beta(\cos\alpha - \sin\alpha) + \mu_1(\sin\alpha + f \cos\alpha)}{(\sin\alpha + f \cos\alpha) + \mu_2 \cos\beta(\cos\alpha - \sin\alpha)}, \quad (1)$$

де T - радіальна сила затиску заготовки сегментом затискної цанги; S - осьова сила, що діє на сегмент цанги; μ_1 - коефіцієнт тертя між торцем сегмента розтискної цанги та торцем привідного штока; μ_2 - коефіцієнт тертя (щеплення) між сегментом розтискної цанги і заготовкою при проковзуванні сегмента цанги в осьовому напрямку; $f = \arctg\varphi$ - коефіцієнт тертя між нахиленою гранню корпусу цангової оправки та сегментом розтискної цанги; α - кут нахилу грані корпусу цангової оправки; β та кут між вертикаллю та лінією дії радіальної сили затиску заготовки сегментом затискної цанги.

Розроблено модель передачі сил у цанговій розтискній оправці із сегментною цангою та гексагональною пірамідальною передавально-підсилюючою ланкою у процесі усталеного обертання. При усталеному обертанні розтискної оправки разом із заготовкою сумарна сила затиску буде залежати від сумарної радіальної сили затиску заготовки трьома сегментами розтискної цанги в статиці T_{Σ} , відцентрових сил сегментів розтискної цанги $T_{\omega SEG}$, які сприяють затиску заготовки, та втрати сил затиску $T_{\omega D}$ від розширення деталі при дії відцентрових сил:

$$T_{\Sigma dyn} = T_{\Sigma} + 3T_{\omega SEG} - 3T_{\omega D}. \quad (2)$$

Відцентрова сила сегменту розтискної цанги, яка сприяє затиску заготовки:

$$T_{\omega SEG} = m_{SEG} \cdot r \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2. \quad (3)$$

де m_{SEG} - маса затискного сегмента розтискної цанги; n - частота обертання розтискної оправки; r - радіус центра мас затискного сегмента.

Відцентрова сила заготовки

$$T_{\omega D} = \rho \omega^2 \int_R^{R1} B \cdot r^2 \cdot dr \int_0^{2\pi/3} \sin\varphi \cdot d\varphi = \rho \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot \frac{B \cdot (R1^3 - R^3)}{2} \quad (4)$$

де ρ - густина матеріалу заготовки; B - ширина заготовки; r - радіус розташування елементарної ділянки; R - радіус внутрішнього контуру заготовки; $R1$ - радіус зовнішнього контуру заготовки.

Отримано графічні залежності статичної радіальної сили затиску від осьової сили приводу та коефіцієнта тертя (щеплення) між сегментом розтискної цанги і заготовкою при проковзуванні сегмента цанги в осьовому напрямку (рис.1), статичної радіальної сили затиску від осьової сили приводу та кута нахилу грані корпусу цангової оправки (рис.2) та сумарної динамічної радіальної силу затиску заготовки від частоти обертання розтискної оправки та діаметру зовнішнього контуру заготовки (рис.3). Вплив стану поверхонь тертя між сегментом розтискної цанги і заготовкою при проковзуванні сегмента цанги в осьовому напрямку суттєво впливає на радіальну силу затиску.

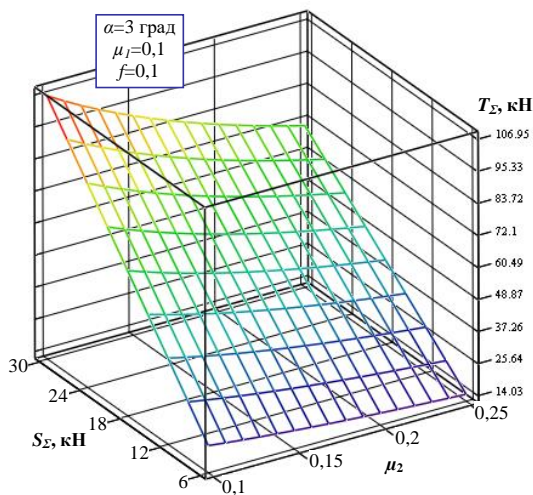


Рис. 1. Графічні залежності статичної радіальної сили затиску T_{Σ} від S_{Σ} та μ_2

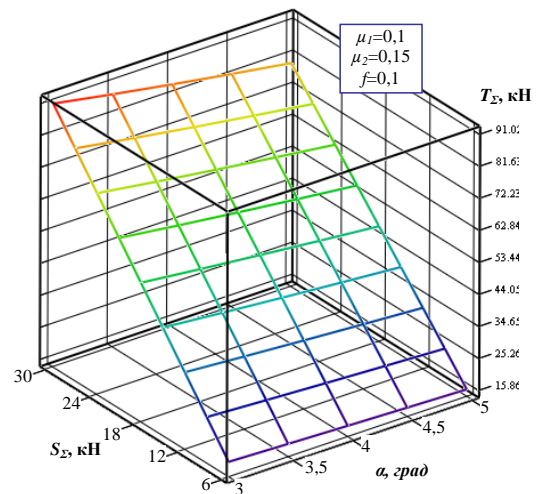


Рис. 2. Графічні залежності статичної радіальної сили затиску T_{Σ} від S_{Σ} та α

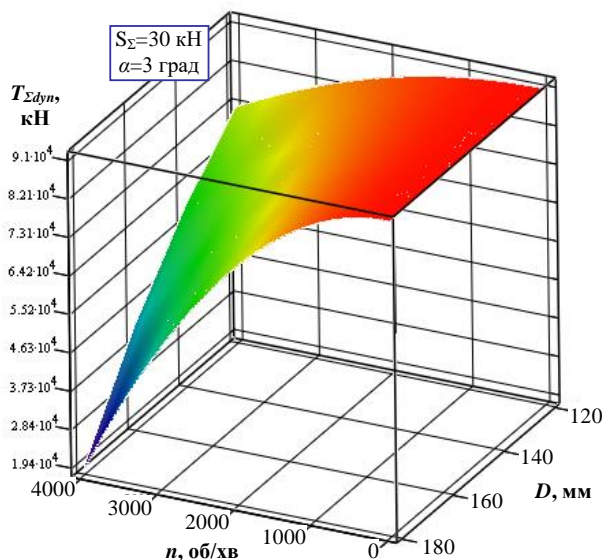


Рис. 3. Графічні залежності сумарної динамічної радіальної сили затиску $T_{\Sigma dyn}$ від частоти обертання розтискної оправки n та діаметру зовнішнього контуру заготовки D

Збільшення коефіцієнта тертя від 0,1 до 0,25 приводить до зменшення сили затиску у 1,46 рази при куті нахилу грані корпусу цангової оправки $\alpha = 3$ град. та у 1,26 рази при куті нахилу грані корпусу цангової оправки $\alpha = 5$ град. При збільшенні кута нахилу грані корпусу цангової оправки α від 3 до 5 град. сумарна максимальна статична радіальної сили затиску T_{Σ} зменшується у 1,18 раз при коефіцієнті тертя між сегментом розтискної цанги і заготовкою $\mu_2 = 0,15$ та у 1,16 раз при коефіцієнті тертя між сегментом розтискної цанги і заготовкою $\mu_2 = 0,2$. Залежності сумарної динамічної радіальної силу затиску заготовки $T_{\Sigma dyn}$ від частоти обертання розтискної оправки n при осьовій силі приводу затиску $S_{\Sigma} = 30$ кН показують, що із збільшенням діаметру зовнішнього контуру заготовки D та частоти обертання розтискної оправки n сумарна динамічна радіальна сила затиску заготовки $T_{\Sigma dyn}$ зменшується по квадратичній залежності.

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

ф) **П'ятий 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.

г) **Шостий 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 токарного патронно-центрового верстата з ЧПК, що включає привідний двигун постійного струму, розширювальну двошвидкісну коробку швидкостей та шпindelьну бабку. Проведено розрахунок кінематичних і силових характеристик приводу головного руху, проведено автоматизований вибір електродвигуна приводу головного руху. Розроблено конструкцію та проведено розрахунок осьової та рдільної жорсткості шпindelьного вузла верстата з використанням пакета прикладних програм MatCAD. Осьова жорсткість шпindelьного вузла складає 104 Н/мкм, радіальна жорсткість шпindelьного вузла – 186 Н/мкм. Проведено динамічний розрахунок шпindelьного вузла верстата з використанням пакета прикладних програм MatCAD. Отримано власні частоти коливань шпindelю 117 і 315 Гц. Приведена характеристика та типи затискних систем для токарної обробки заготовок. Встановлено, що серед затискних пристроїв для тіл обертання по внутрішній поверхні широке розповсюдження отримали розтискні оправки. Проведений аналіз конструкцій цангових розтискних оправок. На основі проведеного огляду існуючих конструкцій встановлено, що широке розповсюдження при токарній обробці отримали цангові розтискні оправки із сегментними розтискними цангами завдяки відносно простій конструкції, можливості затиску заготовок із значними допусками на отвір та забезпечення високої точності при затиску. Проведено огляд існуючих досліджень і розробок по затиску заготовок. Значну увагу при цьому приділялося методикам силових розрахунків цангових затискних механізмів в статиці та в процесі усталеного обертання. Розроблено конструкцію цангової розтискної оправки із сегментною цангою та гексагональною пірамідальною передавально-підсилюючою ланкою. Встановлено основні перевагами цангової розтискної оправки із сегментною розтискною цангою та гексагональною пірамідальною передавально-підсилюючою ланкою в порівнянні із цанговою розтискною оправкою із сегментною цангою та конусною передавально-підсилюючою ланкою. Розроблено моделі передачі сил у цанговій розтискній оправці із сегментною цангою та гексагональною пірамідальною передавально-

підсилюючою ланкою у статиці та у процесі усталеного обертання. Досліджено за допомогою розроблених математичних моделей вплив конструктивних, кінематичних та експлуатаційних параметрів на статичну та динамічну радіальні сили затиску заготовки. Отримано графічні залежності статичної радіальної сили затиску від осьової сили приводу та коефіцієнта тертя (щеплення) між сегментом розтискної цанги і заготовкою при проковзуванні сегмента цанги в осьовому напрямку, статичної радіальної сили затиску від осьової сили приводу та кута нахилу грані корпусу цангової оправки та сумарної динамічної радіальної сили затиску заготовки від частоти обертання розтискної оправки та діаметру зовнішнього контуру заготовки. 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., Гинда Т.Ю. Силовий аналіз цангових розтискних оправок для токарної обробки// Збірник тез доповідей VI міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», Том I. – Тернопіль, 2017.– С. 64.

2. Блинов Д.С., Шатилов А.А. Исследование напряженно-деформированного состояния разрезных цанг// Вестник машиностроения. – 2013.– №1. – С.3 – 8

3. Кузнецов Ю.М., Луців 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.

4. Кузнецов Ю.М., Рудковський А.М. Дослідження точності затиску зтяжними цангами різних конструкцій// Вісник ЖДТУ. Серія технічні науки. – 2006.– Вип. 3. – С.1 – 16.

5. Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль-Дахаби Ф.В. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием: Монография/ Под ред. Кузнецова Ю.Н. – Габрово: Университетское издательство «Васил Априлов», 2010. – 724 с.

6. 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.

7. Кузнецов Ю.Н., Неделчева П.М., Атанасов Р.С. Структурно-системные исследования цанговых зажимных механизмов повышенной осевой точности// Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». – 2010.– Випуск 59. – С.180 – 187.

8. Кузнецов Ю.Н., Герра Хамуйела Ж.А. Синтез цанговых зажимных патронов с применением генетико-морфологического подхода// Промислова гідраліка і пневматика. – 2013.– №1(39). – С.86 – 90.

9. E. Soriano, H. Rubio, and J.C. García-Prada. Models for Determining the Static Stiffness of Collet Sleeves// Proceedings of the Second Conference MeTrApp 2013 «New Advances in Mechanisms, Transmissions and Applications». – 2014 – pp.375–383.

10. E. Soriano, M.B. Ramírez, H. Rubio. Modelos matemáticos para la determinación de fuerzas de amarre en mandriles expansibles // XIX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. – pp. 1–8.

6. АНОТАЦІЇ

Гинда Т.Ю.; «Розробка конструкції та силовий аналіз цангових розтискних оправок для токарної обробки». 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2018 р.

У дипломній роботі розглянуті питання, які пов'язані з аналізом і розробкою конструкції і моделюванням силових характеристик розтискних оправок із сегментними цангами для оснащення 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. Приведена характеристика та типи затискних систем для токарної обробки заготовок та проведений аналіз конструкцій цангових розтискних оправок і огляд існуючих досліджень і розробок по затиску заготовок цанговими затискними механізмами. Розроблено конструкцію цангової розтискної оправки із сегментною цангою та гексагональною пірамідальною передавально-підсилюючою ланкою. Розроблено моделі передачі сил у цанговій розтискній оправці із сегментною цангою та гексагональною пірамідальною передавально-підсилюючою ланкою у статиці та у процесі усталеного обертання. Досліджено за допомогою розроблених математичних моделей вплив конструктивних, кінематичних та експлуатаційних параметрів на статичну та динамічну радіальні сили затиску заготовки.

Ключові слова: розтискна оправка, сегментна цанга, сила затиску, відцентрова сила, затискний механізм.

Gynda T.Yu.; “Development of design and power analysis of collet expansion joints for turning processing” 133 - Mechanical engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2018.

The thesis deals with issues related to the analysis and design of the design and modeling of the power characteristics of collet expansion joints for the equipment of automated lathe machines. The structure of the drive of the main movement of the CNC lathe is selected. The calculation of kinematic and power characteristics of the drive of the main motion is carried out. The design and the calculation of the stiffness of the spindle assembly of the machine are developed. Its dynamic calculation is carried out. Own frequencies and spindle oscillation forms are obtained. The

characteristic and types of clamping systems for turning billets are given. Conducted analysis of the designs of the collet-shaped mandrel and review of existing research and development on the clamping of billets by the chain tightening mechanisms. The design of a collet-shaped mandrel with a hexagonal pyramidal transmission-reinforcing link was developed. The model of transmission of forces in a collet expansion joints with a hexagonal pyramidal transmission-reinforcing link in the static and in the process of steady rotation has been developed. The influence of constructive, kinematic and operational parameters on the static and dynamic radial forces of the workpiece clamping was studied with the help of developed mathematical models.

Key words: clamping mandrel, segment collets, clamping force, centrifugal force, clamping mechanism.