

УДК 621.91 DOI 10.36910/6775-2313-5352-2021-19-19

Придальний Б.І.

Луцький національний технічний університет

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ВІДЦЕНТРОВИХ СИЛ НА РОБОТУ МЕХАНІЗМІВ АВТОМАТИЧНОГО ЗАТИСКУ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗАГОТОВОК ТА ІНСТРУМЕНТІВ

Представлено методику проведення експериментального визначення впливу частоти обертання шпинделя на силові характеристики пристроїв затиску з механічним приводом, що встановлюються в шпиндельних вузлах автоматизованих металообробних верстатів. Розглянуто один з найбільш поширених варіантів виконання механічного привода пристрою затиску, що містить клинову та важільну передачі і забезпечує геометричне замикання системи.

Ключові слова: відцентрові сили, механізм затиску, передача сил, вимірювання сил затиску

Вступ та постановка проблеми. Одним із основних шляхів підвищення продуктивності токарних автоматів і токарно-револьверних верстатів, які обробляють прутки, є збільшення частоти обертання шпиндельного вузла. Раніше виконані дослідження дозволили встановити ряд чинників, які стримують підвищення швидкості обертання шпинделя під час обробки. До їх числа відносять втрату зусилля затиску заготовки і стійкості системи шпиндель-патрон-деталь, що призводить до зниження якості обробленої поверхні, розкиду розмірів і форми оброблених деталей. Обидва чинники мають відчутний та недостатньо досліджений вплив на процес обробки на різних частотах обертання, тому будь-який з них може стати лімітуючим (обмежуючим) при підвищенні частоти.

Отримана адекватної моделі передачі сил в приводах механізмів затиску при обертанні шпинделя на високих частотах дозволить провести теоретичні дослідження: розкрити найбільш істотні співвідношення між чинниками (частота обертання, конструктивні особливості, коефіцієнт тертя і т.д.) і відгуками (силові та енергетичні характеристики); передбачити значення відгуку для заданих комбінацій чинників, вирішуючи задачі як інтерполяції, так і екстраполяції (останнє – в певних межах); висувати нові гіпотези про об'єкт дослідження (привод механізму затиску); уточнювати теоретичні положення про процеси, які в ньому протікають і т.д.

Мета роботи. Розробка методики експериментального визначення характеристик роботи механізмів затиску для можливості підтвердження правильності міркувань, принципів та розрахунків, на яких ґрунтуються теоретичні дослідження впливу частоти обертання шпинделя (відцентрових сил інерції) на силові характеристики приводів механізмів затиску з геометричним замиканням. Таким чином можна підтвердити правомірність використання отриманої моделі для опису характеристик об'єкту дослідження.

Результати роботи. Для розробки методики доцільно розглянути роботу передавально-підсилювального механізму з охопленою муфтою затиску. Об'єктом дослідження є механічний привод затиску, що часто застосовується у механізмах затиску токарних автоматизованих верстатів з використанням в його складі цангового та важільно-кулачкового затискних патронів (рис. 1) а також навантажувального пристрою (рис. 2).

В дослідженнях розглядається важіль, плечі якого розміщені під прямим кутом (рис. 1, 2), що відповідає найбільш поширеній схемі. На розрахункових схемах (рис. 1, 2) прийняті наступні позначення, величини яких повинні бути отримані з креслення механізму натурального зразка або розраховані:

a і b – відповідно мале і велике плечі важеля;

$F_{\omega B}$ – відцентрова сила інерції, що діє на важіль приводів затиску;

c – плече сили $F_{\omega B}$;

β – кут між дотичною до профілю фасонної поверхні муфти затиску й віссю шпинделя;

O – циліндричний шарнір важеля;

A – точка контакту малого плеча важеля з упором;

B – точка контакту великого плеча важеля з муфти затиску;

C – центр ваги важеля;

R_B – повна реакція взаємодії важеля і муфти затиску, прикладена в точці B ;

R_1, R_2, R_3 – реакції взаємодії кульки з муфти затиску, опорною і натискною шайбами відповідно;

M_{TP} – момент, що створюється силами тертя в шарнірі O ;

r_0 – радіус вала циліндричного шарніра O ;

$f = \operatorname{tg} \varphi$ – коефіцієнт тертя (приймаємо однаковий для всіх контактуючих поверхонь механізму), де φ – кут тертя.

Експериментальне підтвердження втрати затискним механізмом силових характеристик при підвищенні частоти обертання шпинделя проводиться шляхом замірів вхідного Q і вихідного T_Σ зусилля на спеціально створеному науково-дослідному стенді на прикладі мод. 1Б240. Схеми вимірювання силових характеристик затискного механізму при проведенні даного експерименту наведені на рис. 1. Оскільки різні вузли затискного механізму (привод затску і затискний патрон) по різному реагують на підвищення частоти обертання шпинделя для можливості виявлення впливу кожного з них дослідження доцільно провести з використанням різних (із закритим і відкритим замкнутим силовим контуром) затискний патрон 5 (рис. 2). Дане експериментальне дослідження виявляє (підтверджує або спростовує) необхідності розробки способів стабілізації зусилля затиску заготовки при обробці на високих частотах обертання шпинделя для можливості підвищення продуктивності токарних автоматизованих верстатів, чим також підтверджується актуальність дисертаційних досліджень.

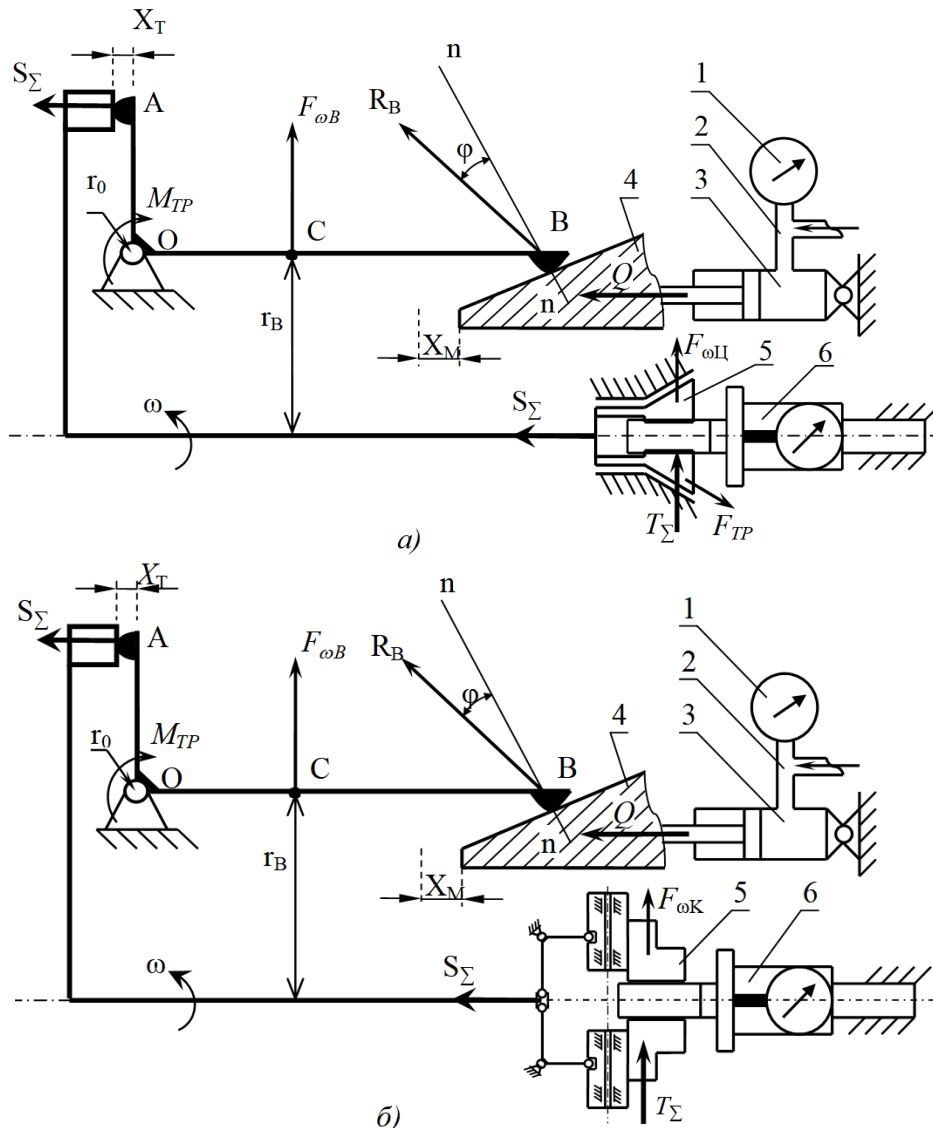


Рисунок 1 – Схеми вимірювання силових характеристик затискного механізму з цанговим – а) та важільно-кулачковим – б) затискними патронами

Експериментальне виявлення закономірності впливу частоти обертання шпинделя (відцентрових сил інерції) на силові характеристики привода затиску проводиться шляхом замірів вхідного зусилля Q на науково-дослідному стенді. Схема вимірювання силових характеристик привода затиску при проведенні даного експерименту наведені на рис. 2.

Для абстрагування від впливу відцентрових сил інерції в затискному патроні замість нього використовується навантажувальний пристрій 5 (рис. 2), що складається з набору тарілчастих пружин і чинить сталий опір переміщенню труби затиску незалежно від частоти обертання шпинделя ($S_{\Sigma} = const$). При такій схемі вимірювання вплив відцентрових сил інерції неврайонованих частин привода затиску відображається на максимальному значенні вхідного зусилля Q необхідного для здійснення геометричного замикання передавально-підсилювального механізму. Дане експериментальне дослідження виконується для підтвердження виявлених теоретичних закономірностей впливу частоти обертання шпинделя на силові характеристики привода затиску, а також можливості використання привода затиску з геометричним замиканням для стабілізації зусилля затиску заготовки в міру підвищення частоти обертання шпинделя.

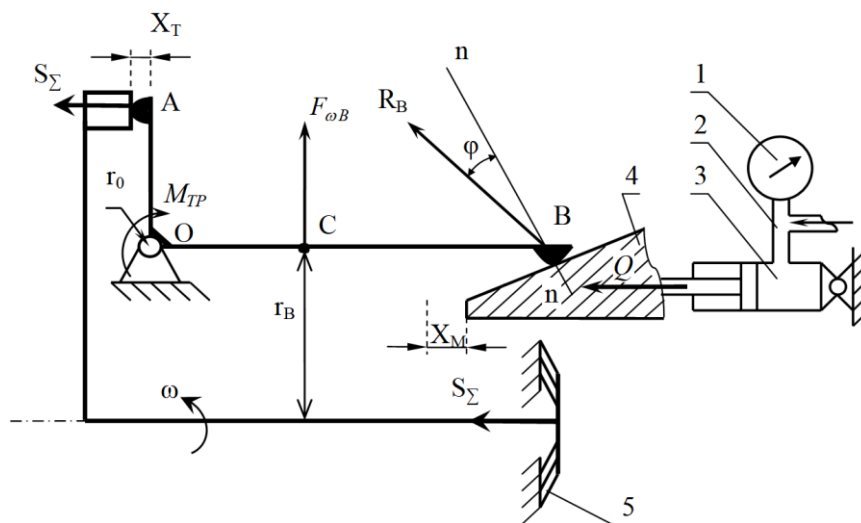


Рисунок 2– Схема вимірювання силових характеристик привода затиску з використанням навантажувального пристрою

Для проведення експериментів, що виконуються у цій роботі застосовуються наступні інструменти та обладнання:

- спеціальний науково-дослідний стенд для комплексного дослідження і випробування затискних механізмів верстатів токарної групи на різних частотах обертання;
- спеціальний динамометр для вимірювання сумарного радіального зусилля затиску затискного патрона під час обертання;
- важільний привод затиску з охопленою муфтою затиску;
- затискні патрони: цанга, важільно-кулачковий патрон, навантажувальний пристрій; тахометри.

Максимальні значення величини вхідного зусилля Q (максимальне зусилля замикання передавально-підсилювального механізму), що розвивається під час затиску при зупиненому шпинделі (як у багатошпиндельних токарних напівавтоматах 1Б240П-6 з гідроприводом затиску, токарних верстатах з ЧПК і токарно-револьверних верстатах) та під час його обертання (як у багатошпиндельних токарних автоматах) на різних частотах обчислюються за показами манометра 1 (рис. 1, 2) розміщеного на маслопроводі високого тиску 2 (надалі гідролінійний манометр) гідроциліндра 3, шток якого передає зусилля Q до затискної муфти 4.

Значення сумарного радіального зусилля затиску в затискному патроні T_{Σ} в ході експерименту вимірюється при різних частотах обертання шпинделя з допомогою спеціального динамометра 6 (рис. 1).

Після співставлення силових характеристик привода затиску, отриманих аналітичним і експериментальним шляхом, можна стверджувати про істинність (або навпаки) отриманих аналітичних виразів і теоретичної моделі (розрахункової схеми) передачі сил у приводах

механізмів затиску.

Експериментальні дослідження відповідно до запропонованої методики можуть бути проведеними на стенд, що побудований відповідно наступної кінематичної схеми. Від електропривода 1 через фрикційну передачу 2–3 обертання передається до вала I, від якого через зубчасту передачу 4–5 обертальний момент передається до шпинделя II, що встановлений у шпиндельному блоці на опорах кочення. Через підбір діаметрів шківів пасової передачі можна досягати необхідного діапазону частот обертання шпинделя.

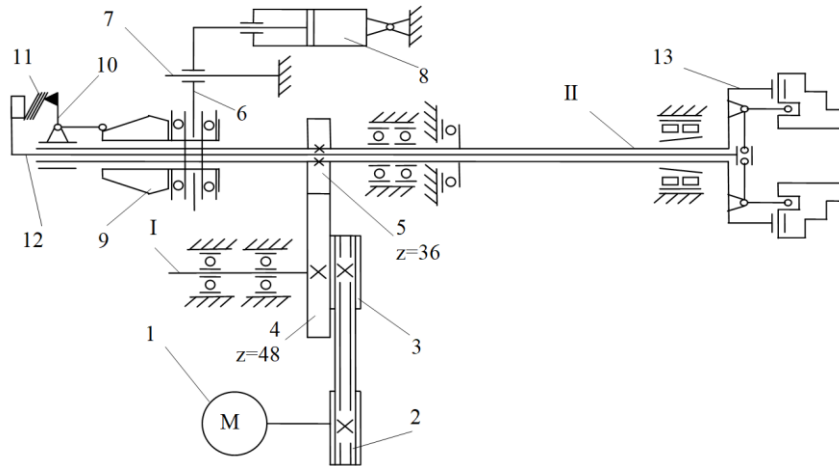


Рисунок 1– Кінематична схема стенду для досліджень механізмів затиску

Оскільки затиск заготовки у верстатах токарної групи, що працюють в автоматичному циклі відбувається під час обертання шпинделя, необхідним є виявлення впливу швидкості обертання шпинделя на працездатність приводів механізмів затиску, яка характеризується залежністю узагальненого показника ефективності роботи приводів механізмів затиску від частоти обертів. Результати дослідження сприяють проведенню верифікації залежності між частотою обертання шпиндельного вузла та енергетичними характеристиками приводів механізмів затиску з геометричним замиканням різних конструкцій. Об'єкт на який спрямовані дослідження є працездатність приводів механізмів затиску з охопленою муфтою затиску важільного передавально-підсилювального механізму під час роботи шпинделя на підвищених частотах. Для виявлення принципової відмінності у придатності для певних умов роботи різних типів конструкції приводів затиску при підвищенні частот обертання дані практичні дослідження можуть проводитися як порівняльні для взаємообернених структурних схем важільних приводів затиску, тобто схем з охопленою і охоплюючою муфтами затиску. Енергетичну характеристику механізмів відображає коефіцієнт їх корисної дії. Виявлення характеру впливу швидкості обертання шпиндельного вузла на характеристики працездатності приводів затиску може проводитися шляхом оцінки залежності спеціального коефіцієнта працездатності приводів механізмів затиску від зміни частоти обертання шпиндельного вузла. Коефіцієнт, що описує ефективність роботи визначається як відношення корисної роботи приводів механізмів затиску, що спрямована на створення зусилля затиску до затраченої.

Висновки

1. Зміна вихідного зусилля приводів механізмів затиску при зміні частоти обертання пояснюється додатковим переміщенням невідновлених елементів передавально-підсилювальних механізмів (розклинюючих елементів, важелів, ланок шарнірних механізмів і т.д.) під дією відцентрових сил інерції.

2. Вид (спадання, зростання) залежності силових та енергетичних характеристик приводів затиску з геометричним замиканням від частоти обертання шпинделя визначається конструкцією їх передавально-підсилювального механізму, зокрема видом муфти затиску. Величина зміни вихідного зусилля привода механізму затиску при підвищенні частоти обертання залежить від геометрично-масових параметрів їх передавально підсилювальних механізмів.

3. У приводах механізмів затиску з охопленою муфтою затиску при підвищенні частоти обертання шпинделя зростає величина вихідного зусилля на відміну від приводів з

охоплюючою муфтою затиску.

Література

1. Кузнецов Ю.Н. Принципы создания зажимных устройств для высокоскоростной и прецизионной обработки на металлорежущих станках. Современные технологии в машиностроении. К юбилею Ф.Я Якубова [Ю.Н. Кузнецов, А.И. Грабченко]; под общей редакцией А.И. Грабченко. – Харьков НТУ "ХПИ", 2007.
2. Кузнецов Ю.М. Цільові механізми верстатів-автоматів і верстатів з ЧПК /Кузнецов Ю.М. [Частина 3].– К.:ТОВ «ЗМОК»; Тернопіль: ТДТУ, 2001.–354 с.
3. Левина З.М. Расчёт статических и динамических характеристик шпиндельных узлов методом конечных элементов. /Левина З. М., Зверев И. А.// Станки и инструмент. - 1986. - № 8. - С.6–9.
4. Методичні вказівки до виконання лабораторної роботи "Дослідження силових характеристик токарного затискного патрона на різних частотах обертання" / Ю.М. Кузнецов, В. Н. Волошин, Фарук Вахід Ель-Дахабі та ін. – К.: НТУУ «КПІ», 2006. – 16 с.

METHOD OF DETERMINING THE INFLUENCE OF CENTRAL FORCES ON THE WORK OF MECHANISMS OF AUTOMATIC CLAMPING OF CYLINDRICAL WORKPIECES AND TOOLS

Prydalnyi B.I.

Lutsk National Technical University

The method of experimental determination of the influence of spindle speed on the power characteristics of clamping devices with mechanical drive, installed in the spindle units of automated metalworking machines, is presented. One of the most common embodiments of the mechanical drive of the clamping device, which contains a wedge and lever transmission and provides a geometric circuit of the system.

Key words: centrifugal forces, clamping mechanism, force transmission, clamping forces measurement

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЛИЯНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ НА РАБОТУ МЕХАНИЗМОВ АВТОМАТИЧЕСКОГО ЗАЖИМА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗАГОТОВОК И ИНСТРУМЕНТОВ

Прыдальний Б.И.

Луцкий национальный технический университет

Представлена методика проведения экспериментального определения влияния частоты вращения шпинделя на силовые характеристики устройств зажима с механическим приводом, устанавливаемых в шпиндельных узлах автоматизированных металлообрабатывающих станков. Рассмотрен один из наиболее распространенных вариантов выполнения механического привода устройства зажима, содержащего клиновую и рычажную передачу и обеспечивающую геометрическое замыкание системы.

Ключевые слова: центробежные силы, механизм зажима, передача сил, измерение сил зажима