

РОБОЧІ ПРОЦЕСИ ТА ПАРАМЕТРИ ВУЗЛІВ ШТОКОВИХ ТОКАРНИХ ПАТРОНІВ ДЛЯ ШВИДКІСНОЇ ОБРОБКИ

Викладено основні міркування з вибору та проектуванню затискних патронів з використанням методу встановлення межі експлуатаційного використання, тобто граничної частоти обертання. Результати досліджень доцільно використовувати при створенні шпindel'них вузлів верстатів токарної групи.

The basic reasonings are expounded on a choice and planning of clamping cartridges with the use of method of establishment of limit of the operating use, that maximum frequency of rotation. It is expedient to draw on the results of researches at creation of shpindel'nikh knots of machine-tools of lathe group.

Вступ

Затискні патрони широко застосовуються для закріплення заготовок при обробці на токарних верстатах. Вимоги до точності обробки деталей безперервно підвищуються, і ця тенденція досить важлива для розвитку сучасного виробництва. Розмірна обробка тонкостінних деталей на технологічних операціях точіння, шліфування і інших пов'язана з прогином оброблюваних поверхонь під дією сил різання і закріплення з подальшим формуванням похибок обробки. Розробка і дослідження показників точності даного обладнання є актуальною науково-технічною проблемою, яка має важливе значення для розвитку машинобудування [1].

Постановка проблеми

Вказана проблема включає до себе низку складових. Основною з них є дослідження динамічних процесів, що мають місце при роботі затискного патрона. Потрібні потужніші та технічно досконаліші методи та устаткування для виконання поставлених інженерних задач. Зокрема, при обробці на токарних верстатах особливу увагу слід приділяти установочно-затискним механізмам, які повинні забезпечувати надійне та точне базування утримання заготовок за умови складнодеформованого стану. За отриманими результатами можна встановити межі експлуатаційного використання, тобто граничну частоту обертання, що забезпечує необхідну силу для утримання заготовки. Дослідження динамічних процесів ефективно здійснюється методами середовища “T-Flex Parametric CAD” [2].

Розглянута проблема пов'язана з важливими науковими та практичними завданнями розвитку вітчизняного верстатобудування. Підвищення показників динамічної точності верстатів сприяє підвищенню конкурентоздатності продукції машинобудування.

Аналіз попередніх досліджень

Дослідженнями, розробками та випробуваннями конструкцій затискних механізмів, їх приводів та затискних патронів для закріплення і обробки нежорстких деталей займались чимало дослідників, [2]–[4]. Основ-

не призначення металорізального верстата є обробка виробів із заданою точністю та якістю поверхні. Однак ці показники, за розробленими методиками оцінки якості металорізальних верстатів, не приймаються у якості їх вихідних параметрів, оскільки залежать не тільки від верстата, а від всієї технологічної оброблюваної системи, до якої належить інструмент, заготовка, патрон, режим різання тощо. У літературних джерелах не виявлено даних про вплив зміни вхідних параметрів на загальну похибку обробки.

Постановка задачі

В даній роботі досліджується вплив частоти обертання на величину сили затиску. Враховуючи те, що затискні кулачки та передавальні-підсилюючі механізми рухомі і мають значну масу, під дією сил інерції, викликаних обертанням патрона, ця складова починає діяти у протилежному боці від сили затиску, чим спричиняє зниження контактної деформації у зоні прикладення сили затиску. Ця зміна є причиною розтискання заготовки і падіння сили затиску.

На практиці дана проблема вирішується додатковим затиском на величину падіння сили затиску, таке вирішення проблеми несе негативний характер при високоточній обробці та точінні тонкостінних заготовок. Дослідження проблеми ефективно здійснюється методами математичного моделювання, в яких враховано фізико-механічні властивості матеріалів та контактної взаємодії між ними.

Система закріплення деталі — це підсистема функціональної “Системи деталі”, яку активно пов'язано з інструментальною, кінематичною, інформаційною і енергетичною системами. На практиці системи для закріплення деталі називають також затискними пристроями або затискними пристосуваннями (рисунком 1).

Система закріплення деталі виконує 3 основних задачі: 1) точне визначення місця розташування деталі відносно певної осі обробки (радіальне центрування і осьове визначення); 2) кріплення деталі у напрямі проти компонентів сил різання і моментів; 3) захват деталі у напрямі обертання проти сил різання.

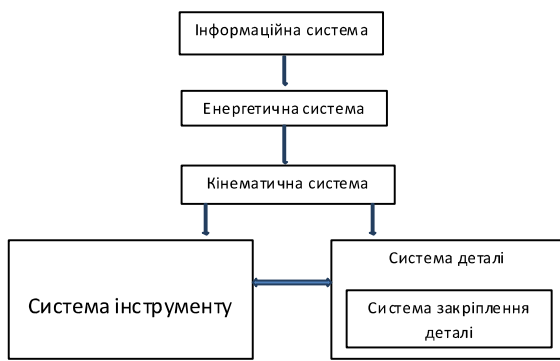


Рисунок 1 — Місце системи закріплення деталі в активному зв'язку з функціональною системою металообробного верстата.

Виходячи з цих завдань і для забезпечення безпеки, точності і економічності роботи на верстаті необхідно виконувати наступні вимоги до системи затискних пристосувань: точне і стабільне орієнтування і позиціонування деталі, тобто, висока точність кругового обертання, обертання без торцевого биття і висока стабільність повторюваності (позиціонування), високе досягне значення сил затиску, які в діапазоні частоти обертання є по можливості постійними, хороша динамічна характеристика, досягнута за рахунок незначної маси, незначного обертального моменту інерції, незначного дисбалансу, а також компактної конструкції, хороше пристосування до різних геометричних харак-

теристик деталі і діаметру затиску з можливістю зовнішнього і внутрішнього закріплення, а також до обробки стрижнів, високий рівень безпеки в роботі, тобто незначний потенціал небезпеки, високий ступінь ефективності, короткий термін затискання і розтискання, а також незначні витрати на придбання.

Однією з найбільш важливих задач є визначення необхідної сили затиску заготовки, що повинна забезпечити незмінне положення заготовки протягом всього процесу оброблення та забезпечити її цілісність, тобто запобігти зминанню чи деформації заготовки після розтиску затискного механізму. Зважаючи на конструктивні особливості об'єкту дослідження (токарного патрона), та умов його експлуатації, важливим є дослідження не статичного впливу навантажень на систему, за яким розраховується необхідна сила затиску заготовки згідно загально прийнятих машинобудівних норм, а розрахунок в динаміці, тобто врахування як статичної, так і динамічної складової, що діє на систему патрон–заготовка (рисунок 2).

Для розрахунків приймаємо методика фірми Schunk. Першочергово необхідно скласти розрахункову схему, за якою й визначатимуться необхідні для подальшого моделювання параметри.

Зважаючи, на призначення патрона — оброблення деталей типу диск та кільце, наведемо епюру напружень, що показує характер розподілення затискного навантаження, якщо використати патрон з 6-ма та 3-ма кулачками (рисунок 3). В нашому випадку, ми маємо патрон з 6-ма кулачками, що свідчить про значно рівномірніший характер розподілу напружень і в напруженому стані зменшене викривлення форми.

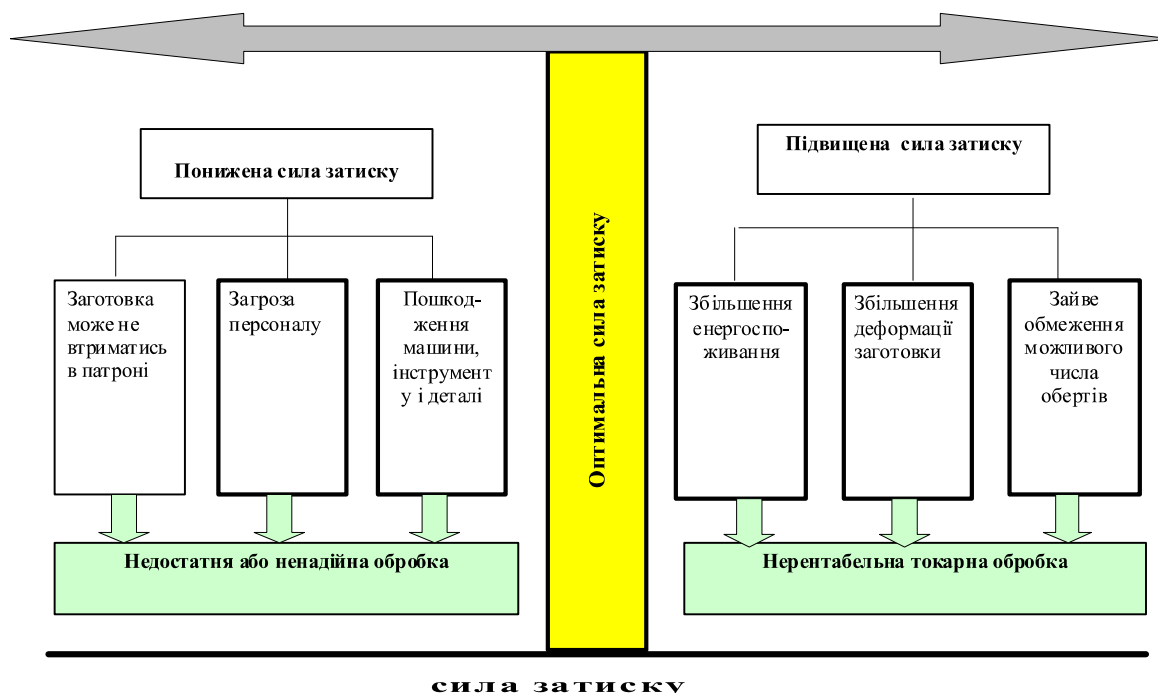


Рисунок 2 — Вплив величини сили затиску на процес обробки.

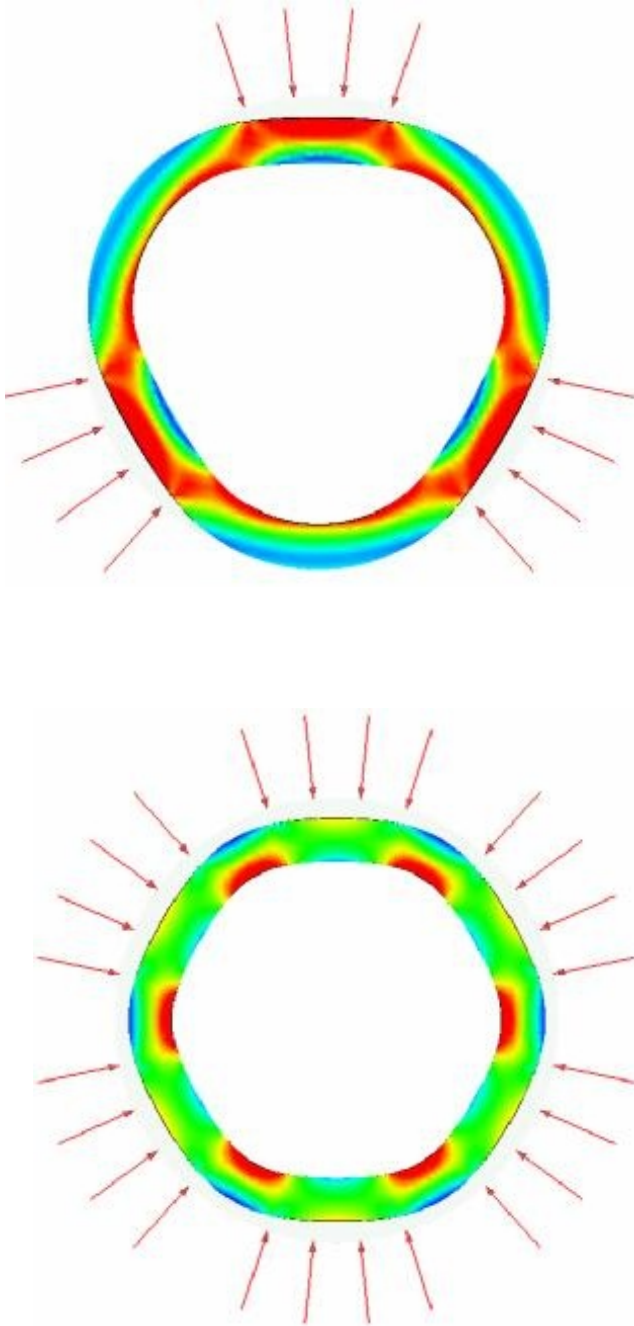


Рисунок 3 — Епюри еквівалентних напружень для випадків використання схеми закріплення з 3-ма і 6-ма кулачками, відповідно.

Матеріал і результати дослідження

Об'єкт дослідження — шестикулачковий самоцентруючий патрон, яким оснащено верстат ПАБ-350 виробництва ПАТ "Веркон" (м.Київ), для забезпечення надійного затискання деталей діаметром до 380 мм і довжиною до 200 мм (рисунок 3). На верстаті моделі ПАБ-350 встановлюються комплектуючі провідних світових виробників: система управління Siemens Sinumerik 840DI, цифрові приводи Simovert і Simodrive 611UE, електро-

устаткування Schneider, пневматика Camozzi, Festo, напрямні кочення Bosch Rexroth.

Система керування верстата забезпечує незалежне обертання по осях C1, C2 і переміщення по осях X1, X2 і Z1, Z2 двох шпинделів, це дозволяє впроваджувати прогресивні режими різання і повністю використовувати потенціал ріжучого інструменту провідних світових виробників (Sandvik, Kennametal) та реалізувати високошвидкісну обробку, що дає значні переваги (рисунок 4).

Метою роботи є дослідження залежності $W = f(n)$ величини сили затиску (W , кН) від частоти обертання (n , хв^{-1}) на прикладі шестикулачкового самоцентруючого затискного патрону по патенту України №66023].

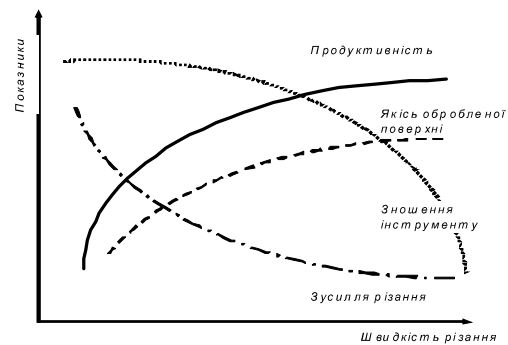


Рисунок 4 — Характеристика високошвидкісної обробки.

За отриманими результатами встановили межу експлуатаційного використання, тобто граничну частоту обертання, що забезпечує необхідну силу для утримання заготовки. Використано методику, яку пропонує фірма Schunk для розрахунку сили затиску. Проведено порівняння з аналогічними конструкціями та проаналізовано отримані залежності.

Для вирішення задачі використаємо середовище T-Flex Parametric CAD, а саме метод кінцевих елементів модуля "T-Flex Аналіз". На схемі закріплення (рисунок 5) умовно позначено закріплення і навантаження та їхнє розташування в моделі. Після визначення всіх обмежень прикладаються сили, які діятимуть на систему. До різьбової частини штоку прикладається навантаження у вигляді рівномірно розподіленої сили, що діє в осьовому напрямку $W_{\text{max}} = 45000 \text{ Н}$. Дане навантаження моделює тягове зусилля гідроциліндра. Частота обертання моделюватиме утворення відцентрової сили інерції, тому до усіх тіл прикладається навантаження і обирається ось патрона, тобто ось обертання. В процесі САЕ аналізу змінюється значення частоти обертання для побудови графічної залежності.

Для визначення падіння затиску необхідно порівняти складно-деформований стан системи в стані спокою, тобто за відсутності обертання, але навантаженої затискним зусиллям, з станом, коли на патрон впливає деяка величина відцентрових сил. Для порівняння між собою приймаємо величину еквівалентних напружень в місці прикладання сили затиску Q .

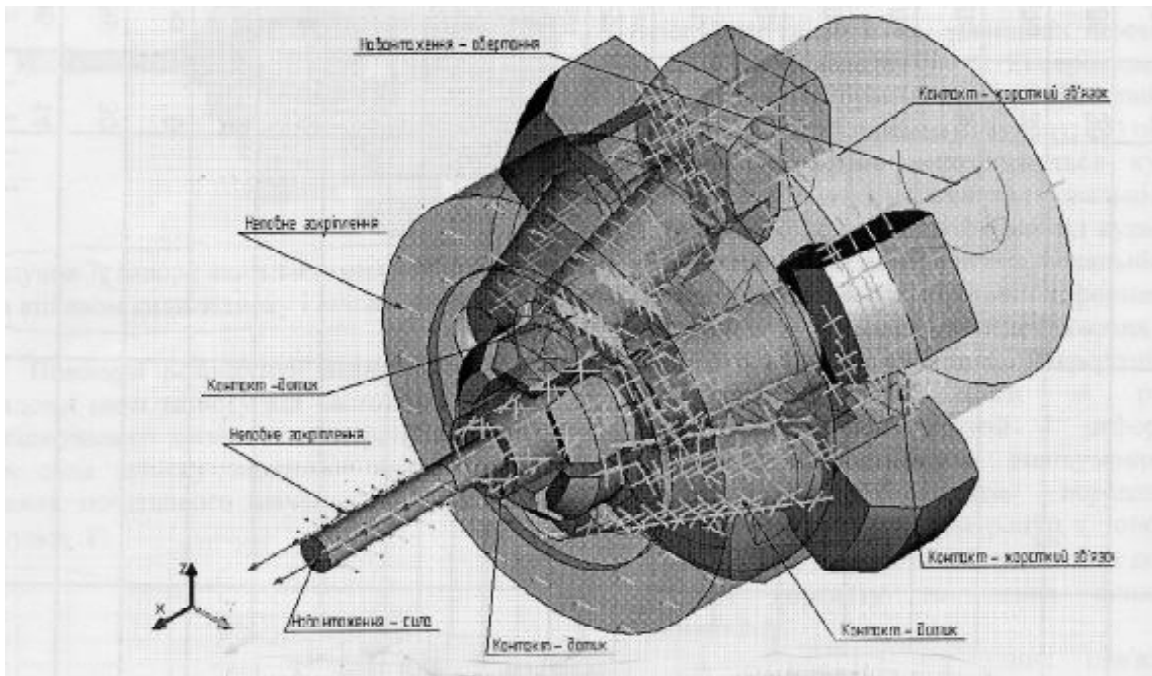


Рисунок 5 — Схема закріплень та навантажень на систему.

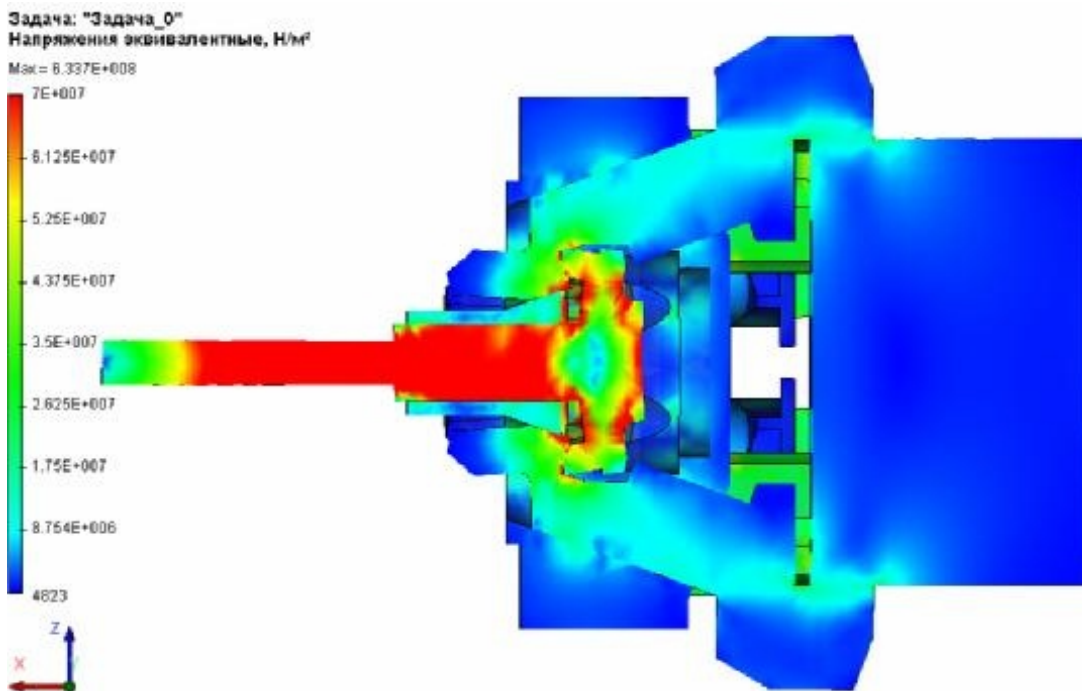


Рисунок 6 — Епюри еквівалентних напружень під впливом сили затиску.

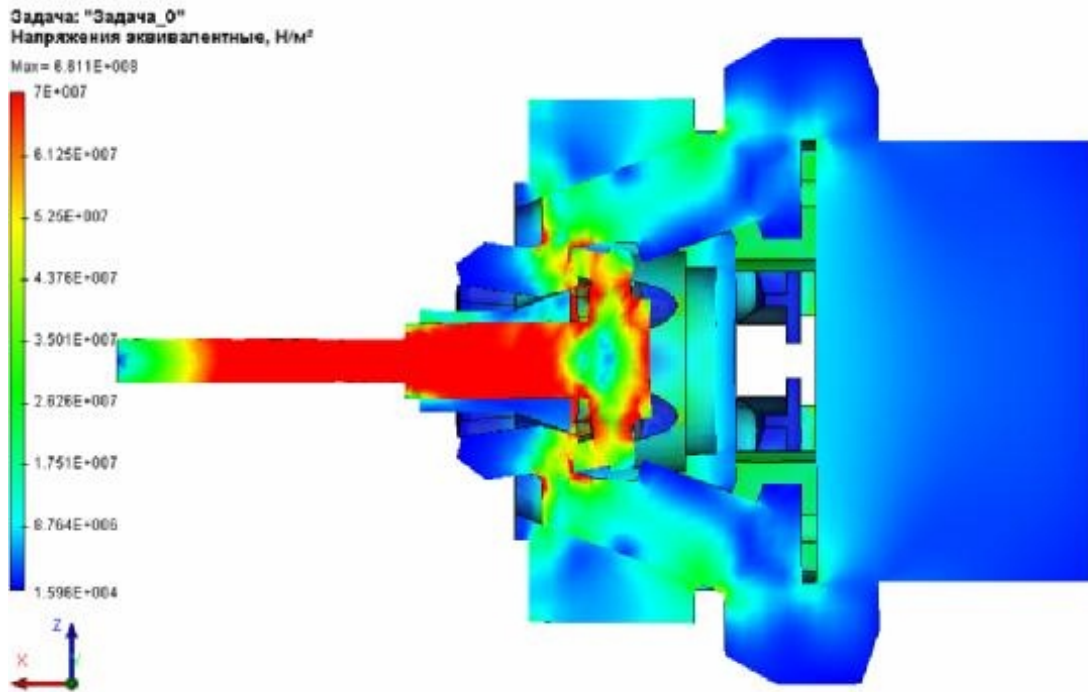


Рисунок 7 — Епюри еквівалентних напружень під впливом сили затиску і відцентрових сил.

$$W' = f(n) = \eta \cdot W ,$$

де η — коефіцієнт зниження сили затиску; $\eta = \frac{\varepsilon_1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_1}$,

ε_1 — еквівалентне напруження, що виникло в результаті пластичної деформації в точці прикладання сили затиску, як результат впливу на систему сили затиску і відцентрової сили, H/M^2 ; ε_2 — еквівалентне напруження, що виникло у результаті пластичної деформації в точці прикладання сили затиску, як результат впливу тільки сили затиску, H/M^2 ; W — початкова сила затиску на гідравлічному гвинті, H .

В процесі складно-деформованого стану отримуємо результати у вигляді 3D епюр (рисунок 6 та 7).

Виконані розрахунки зміни динамічної складової сили затиску від частоти обертання досліджуваного затискного патрону в межах, коли сила затиску заготовки впаде до 1/3 відносно початкового значення, тобто до 33% (рисунок 8).

Аналізуючи графік на рисунку 8, можна зробити висновок, що побудована залежність коректно відображає характер зміни падіння затискного зусилля на кулачках та граничне значення по частоті обертання, що складає 3700 хв^{-1} . Також судячи з величин максимальних частот використання, можна стверджувати,

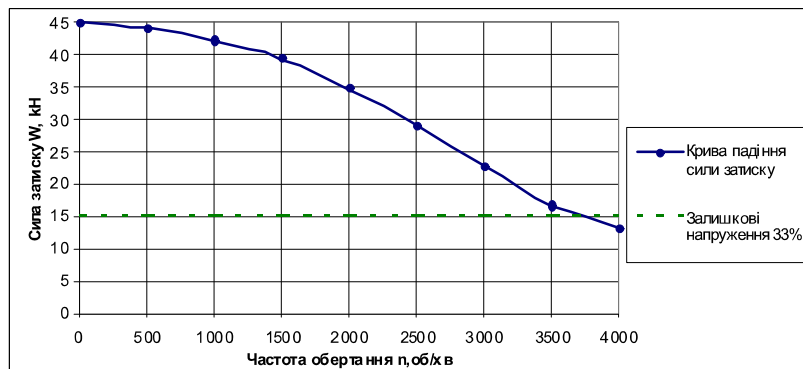


Рисунок 8 — Залежність величини сили затиснення від частоти обертання

що досліджуваний затискний патрон працює в близькому діапазоні в порівнянні з аналогічними самоцентруючими патронами фірми Schunk моделей NCS 250 і NCR 200, подібна за габаритами та конструкцією.

Порівнюючи наведені вище графіки, можна зробити висновок, що побудована нами залежність коректно відображає характер зміни падіння затискного зусилля кулачків на заготовку. Також судячи з величин максимальних частот використання ми можемо стверджувати, що наша, подібна за габаритами конструкція, працює у близькому діапазоні до аналогів.

Висновки

Для практичної реалізації зазначених результатів треба мати на увазі, що при обертанні патрона мають місце переміщення елементів його передавально-підсилюючих ланок, обумовлені похибками геометрії деталей. Основними похибками, що впливають на це, є наступні:

- 1) ексцентричність та овальність посадочних місць внутрішніх та зовнішніх посадкових кілець шпинделя;
- 2) нерівномірність контактних напружень в зазорі між шпинделем та посадочним місцем патрону;
- 3) похибки отворів, по яких переміщуються кулачки, зокрема їх ексцентричність, овальність та хвилястість;
- 4) похибки форми тіл кулачків, у тому числі ексцентричність, овальність та гранність;
- 5) нерівномірність деформації тіл елементів передавально- підсилюючих ланок патрона, обумовлена перерозподілом навантаження між ними за рахунок геометричних неточностей і деформацій;

б) нерівномірність умов змащування зон контакту тіл елементів передавально-підсилюючих ланок патрона з опорними поверхнями, наявність забруднень та дефектів області контакту та інших випадкових чинників;

Подальші дослідження пов'язано із вдосконаленням експериментальної установки і програмного забезпечення для реалізації оптимальних конструкцій елементів передавально-підсилюючих ланок патрона.

Література

1. Кузнецов, Ю.Н. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием: монография (в 2-х частях) / Ю.Н. Кузнецов, В.Н. Волошин, П.М. Неделчева, Ф.В. Эль-Дахай. — К.: ГНОЗИС. — Ч.1, 2009. — 270 с.; Ч. 2, 2010. — 466 с.
2. Кузнецов, Ю.Н. Теория технических систем / Ю.Н. Кузнецов, Ю.К. Новоселов, И.В. Луцив. — Севастополь: СевНТУ, 2010. — 543 с.
3. Электропневматика у виробничих процесах: Навч. посіб. для машиноприладобуд. спец./ Є.В. Пашков, Ю.А. Осинський, О.О. Четворкін; Під ред. Є.В. Пашкова. — 2-е вид., перероб. і допов. — Севастополь: СевНТУ, 2003. — 496 с.
4. Данильченко, Ю.М., Кузнецов, Ю.Н. Прецизійні шпиндельні вузли на опорах кочення (теорія і практика). — Економічна думка. — 2003. — 344 с.

Надійшла 21.09.2012 року