

ПРО ДОЦІЛЬНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ СПОЛУЧЕНИХ ОБЕРТОВИХ ЕЛЕКТРИЧНИХ МАШИН У СИЛОВИХ ГОЛОВКАХ НОВОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

О. О. Ченчева, О. Ф. Саленко

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського
вул. Першотравнева, 20, м. Кременчук, 39600, Україна. E-mail: Salenko2006@ukr.net

На основі аналізу генеалогії розвитку силових головок нового покоління запропонована та науково обґрунтована доцільність використання сполучених обертових електричних регульованих машин, одна з яких забезпечує головний рух вихідної ланки, а інша – відповідно рух подачі, причому між собою ротори електричних машин, один із яких являє собою піноль, сполучені різьбовим з'єднанням. Показана можливість забезпечування заданого закону руху подачі. Проведено порівняння величини відтискання переднього кінця шпинделя для різних типів силових головок: консольного виконання, співвісного із лінійним приводом та запропонованого конструктивного виконання. Доведено підвищення жорсткості шпинделя за рахунок різьбового сполучення. Отримано рівняння, яке дозволяє спрогнозувати зменшення похибки при заміні консольного приводу подачі на запропонований. Зазначено, що потребують уточнення питання розподілення навантажень в опорах електричної машини, що забезпечує рух подачі, а запропоноване рівняння доцільно використовувати при ескізному проектуванні. Потребують подальшого вивчення динамічні аспекти роботи даної системи.

Ключові слова: силова головка, електричні регульовані обертові машини, подача, точність, жорсткість.

О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СОЕДИНЕННЫХ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ МАШИН В СИЛОВЫХ ГОЛОВКАХ НОВОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

О. А. Ченчевая, А. Ф. Саленко

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского
ул. Первомайская, 20, г. Кременчуг, 39600, Украина. E-mail: Salenko2006@ukr.net

В работе на основе анализа генеалогии развития силовых головок нового поколения предложена и научно обоснована целесообразность использования соединенных вращающихся электрических регулируемых машин, одна из которых обеспечивает главное движение выходного звена, а другая – соответственно движение подачи, причем между собой роторы электрических машин, один из которых представляет собой пиноль, соединены резьбовым соединением. Показана возможность обеспечения заданного закона движения подачи. Проведено сравнение величины отжима переднего конца шпинделя для различных типов силовых головок: консольного исполнения, соосного с линейным приводом и предлагаемого конструктивного исполнения. Доказано повышение жесткости шпинделя за счет резьбового соединения. Получено уравнение, которое позволяет спрогнозировать уменьшение погрешности при замене консольного привода подачи на предлагаемый. Указано, что нуждаются в уточнении вопросы распределения нагрузок в опорах электрической машины, обеспечивает движение подачи, а предлагаемое уравнение целесообразно использовать при эскизном проектировании. Требуют дальнейшего изучения динамические аспекты работы данной системы.

Ключевые слова: силовая головка, электрические регулируемые вращающиеся машины, подача, точность, жесткость.

АКТУАЛЬНІСТЬ РОБОТИ. Сучасне верстатобудування характеризується активним пошуком, розробкою та впровадженням нових несучих систем, засобів маніпулювання та орієнтації заготовки і різального інструменту, важільних механізмів, засобів контролю, нового інструментального і програмного забезпечення. Відомо [1], що досягнення сучасних вершин у машинобудуванні, та, зокрема, верстатобудуванні як найбільш наукоємної бази обумовлено низкою особливостей, серед яких можна виділити наступні:

1) високошвидкісна (High Speed Cutting) та високопродуктивна (High Production Cutting) обробка: швидкості лезвийного різання – $V \leq 30$ м/с; алмазно-абразивної обробки – $V \leq 150$ м/с; швидкості лінійних переміщень робочих органів – до 60–200 м/хв., прискорення (0,5–5)g; автоматична заміна інструментів протягом часу 2–5 с та заміна столів-супутників не більше ніж за 5–8 с;

2) високопрецизійна (High Precision Cutting) обробка з точністю виконання розмірів до 0,01 мкм і

шорсткістю поверхні $R_a=0,001$ мкм (1 нм);

3) широке використання енерго- та матеріалозберегаючих технологій, створення багатофункціонального, багатоцільового обладнання, в тому числі, з паралельною кінематикою, із засобами мехатроніки – об'єднаних механічних і електронних компонентів;

4) використання агрегатно-модульного принципу конструювання, виготовлення і складання виробів із реалізацією підходів паралельного проектування (Concurrent Engineering) у стислі терміни з одночасною підготовкою виробництва;

5) впровадження гнучких виробничих систем, модульних та інтегрованих технологій з використанням 3D-моделювання, 3D-друкування та швидкісного прототипування;

6) застосування сучасних евристичних і комп'ютерних методів пошуку нових і нетрадиційних технічних рішень, що відповідає умовам інноваційної економіки (коли на зміну економіці речей приходить економіка знань).

7) застосування нових прогресивних матеріалів: для нерухомих базових деталей – так званого верстатометалу та синтеграну, полімербетону, литва з гранітного шроту та екологічно чистих зв'язуючих матеріалів; для рухомих деталей і несучої системи – алюмінієво-магнієвих сплавів, легованих нікелем і скандієм: для шпинделів, ходових гвинтів – інших економічно-легованих сталей;

8) спрощення механічних систем, скорочення кінематичних ланцюгів і заміна механічних зв'язків електричними;

9) сервісна і технічна підтримка через Інтернет споживачів обладнання, глибока діагностика кожної одиниці обладнання і одиниць з ЧПК із використанням мережевих технологій та технологій бездротового зв'язку.

Передостання тенденція спонукає дослідників до вдосконалення вже відомих і пошуку нових засобів обробки матеріалів, що базуються на нових фізичних явищах або суттєво удосконалюють і розширюють існуючі технології і процеси. Саме тому з'являються непоодинокі роботи (зокрема [2]), в яких автори намагаються спрогнозувати подальший розвиток елементів і агрегатів машинобудування і, зокрема, верстатних систем. Не виключенням є силові головки, та як уніфіковані агрегати верстатів, досить широко

використовувані в промисловому обробному обладнанні.

Традиційні конструктивні виконання таких головок передбачають наявність двох приводів – головного руху і приводу подач, які, як правило, виконані у вигляді окремих підсистем і сполучені між собою механічними або електричними ланками.

Існують рішення (зокрема, [3]), які передбачають виконання силової головки у вигляді двох окремих блоків. Однак, якщо у першому випадку силову схему навантаження можна довести до симетричної, то другий варіант виконання забезпечуватиме рух подачі з консольним навантаженням.

Отже, метою роботи є розробка нового технічного рішення силової головки та обґрунтування доцільності використання сполучених електричних машин як приводу.

МАТЕРІАЛ І РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ. Морфологічний аналіз та побудова «генеалогічного» дерева розвитку силових головок доводить, що найбільш доцільним із точки зору раціонального силового навантаження є конструкція силової головки, в якій зусилля подачі співпадає із віссю шпинделя (рис. 1).

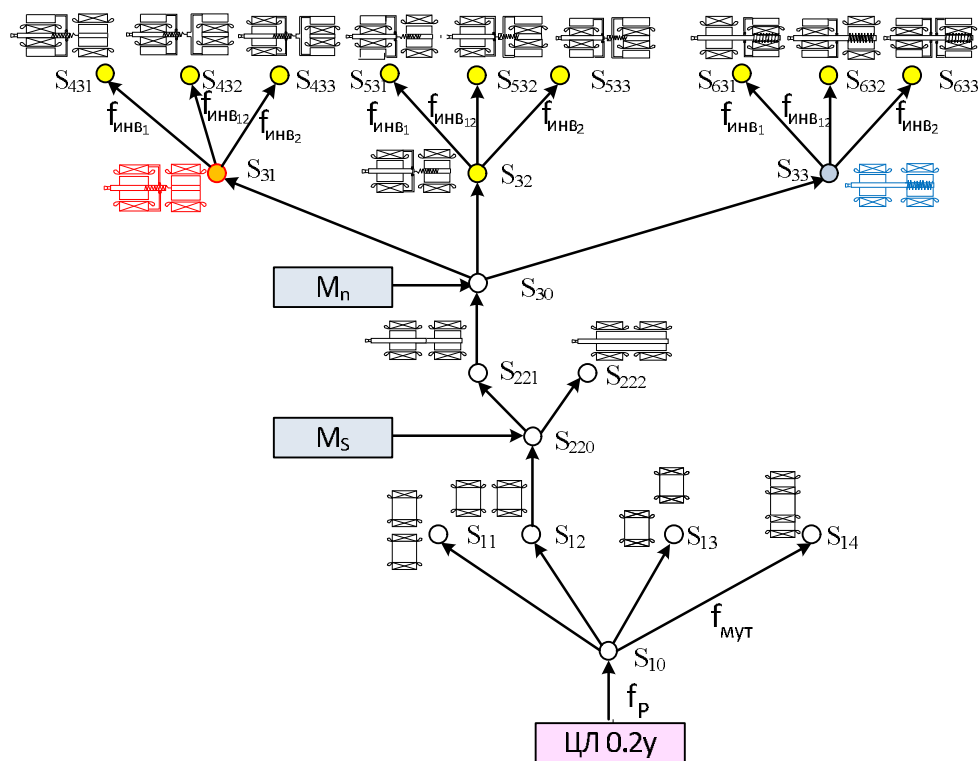


Рисунок 1 – Варіанти виконання силових головок як мотор-шпинделів, оснащених двома обертовими електричними машинами

У даному випадку – це варіанти S₃₁–S₃₃. Останній варіант найбільш цікавий, оскільки дозволяє при максимальній потужності головного приводу – розташованого ліворуч – зробити пристрій найбільш компактним: привод подач, виконаний співвісно з приводом головного руху, створює крутний момент, перетворюваний у рушійну силу за допомогою, наприклад, механізму «гвинт–гайка», розташованому

всередині ротору.

Так, нами було запропоноване нове технічне рішення, яке мало суттєві відмінності від відомих [3]. Насправді, при консольному розташуванні механізму переміщення шпинделя, змонтованому у вигляді, наприклад, пінолі (рис. 2), силова схема (навіть за умови абсолютної невагомості ланок) передбачає виникнення значних реакцій на напрямних базового

блоку R_{ia}, R_{ib} , обумовлених виникненням перекидного моменту від сили різання $P_z(l_x+D/2)$ і, відповідно, сили поздовжнього переміщення $Q_l l_q$. Цим, звичайно, підвищується навантаження на напрямних та зростає сила тертя ($F_{ia}+F_{ib}$), яку долає тягове зусилля на робочому пристрої механізму подачі. Досить довга кінематична ланка від двигуна подачі до торця шпинделя з кількома змінами напрямку передачі зусилля має ще один недолік – невисоку жорсткість з можливим гістерезисом, усування або зменшення якого здійснюється, відповідно, затяжкою пружних елементів. Однак таке підвищення точності та жорсткості механізму супроводжується з перевитратою потужності руху, оскільки момент на валу привода подач має бути більш високим.

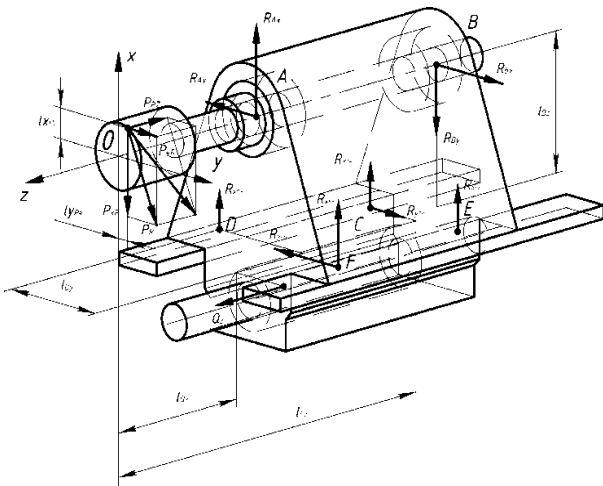


Рисунок 2 – Схема сил, що виникають в силевій головці традиційного виконання

Конструктивно пропонується пристрій складається з корпусу 1 (рис. 3), в якому, з одного боку, з можливістю повздовжнього руху уздовж централь-

ної осі, виконана піноль 2, зафіксована від можливого повороту штифтом 3, що контактує з прямолінійним напрямним пазом 4, розташованим на корпусі 1. За рухомою піноллю 2 змонтований статор 5 електроприводу головного руху з обмоткою 5а із клемми для підведення струму 6 так, що осі пінолі 2 та обмотки 5а співпадають. У внутрішній порожнині пінолі 2 нерухомо змонтований статор 7 електроприводу руху подачі з обмоткою 7а із клемми для підведення струму 8, всередині якого встановлений ротор 9, нерухомо сполучений із шпинделем 10, виконаним у вигляді валу, один із торців якого має фланець для кріплення 11, а на іншому кінці виконана гвинтова поверхня 12. Для забезпечення обертового руху шпиндель 10 змонтований на упорно-радіальних опорах (підшипниках) 13 та 14, встановлених у піноль 2.

Концентрично до статора 5 на радіально-упорних опорах (підшипниках) 15 та 16, змонтованих у корпусі 1, розмішений ротор 17, нерухомо сполучений із гайкою 18, причому осі роторів 17 та 9 і, відповідно, шпинделя 10 та гайки 18 співпадають, а гвинтова поверхня 12 шпинделя 10 сполучена із гвинтовою поверхнею гайки 18, утворюючи з нею рухоме з'єднання типу «гвинт-гайка». На фланці 11 змонтований затискний пристрій 19, в якому закріплений інструмент 20.

З вихідним торцем шпинделя 10 і з торцем гайки 18 сполучені датчики кутів поворотів 21 та 22 відповідно, які, у свою чергу, підключені до системи керування 23 і контролюють кути повороту ϕ_1 шпинделя 10 та ϕ_2 гайки 18. Система керування 23 також сполучена вихідними ланцюгами із клемми 6 та 8, і разом із датчиками кутів положень 21 та 22 утворює замкнену електромеханічну систему.

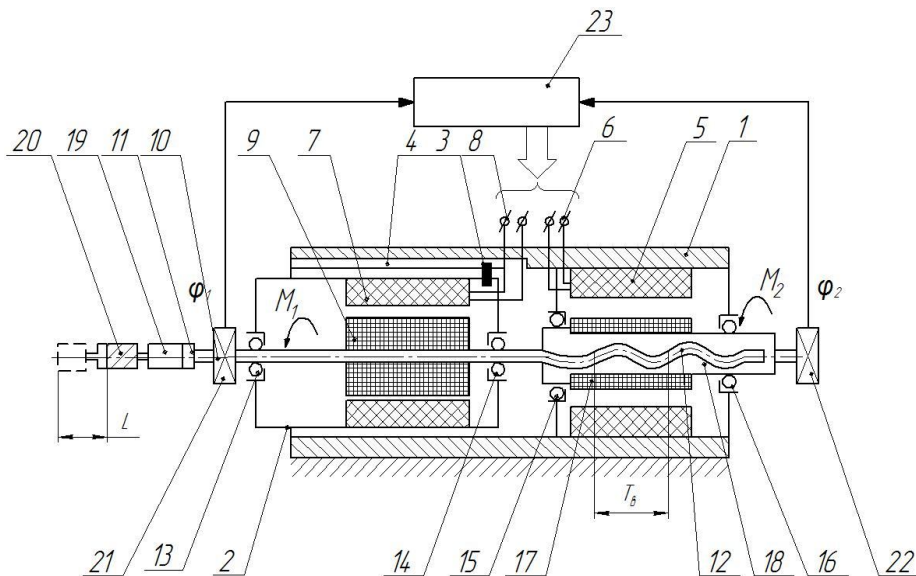


Рисунок 3 – Пропонована схема виконання силевій головки зі сполученими обертовими електричними машинами

Таке конструктивне рішення надає низку переваг: сполучені електричні машини мають збалансо-

вану силову схему, оскільки встановлений у шпинделі осьовий інструмент сприймає саме осьове на-

вантаження, керування роботою одночасно двох машин за заданим алгоритмом дозволяє реалізувати будь-який вид руху – обертовий без повздовжньої подачі, циклічно-поступовий із обертовим, поступовий, переривчастий тощо. Насправді, у початковий момент часу піноль 2 разом зі змонтованим у ній індуктором 7, та встановленим на опорах 13 і 14 шпинделем 10, який жорстко сполучений із ротором 9 та контактує своєю гвинтовою поверхнею 12 із відповідною гвинтовою поверхнею гайки 18, встановленої на опорах 15 та 16, знаходиться в крайньому правому положенні, тобто у стані, коли піноль 2 повністю засунута в корпус 1, а гвинтовий кінець шпинделя 12 загвинчений у відповідну різьбу гайки 18.

Після подачі від системи керування 23 керуючого струму через клеми 6 та 8 на обмотки 5а та 7а, магнітні поля, що виникають, взаємодіють із роторами 9 і 17 відповідно, і починають розкручувати ротори 9 і 17, сполучені зі шпинделем 10, встановленим на радіально-упорні опори 13 і 14, та гайкою, встановленою на радіально-упорні опори 15 і 16 відповідно.

Від провертання у цей час піноль 2 обмежена штифтом 3, що контактує із прямолінійним напрямним пазом 4, виконаним на корпусі 1. При цьому магнітне поле статора 7 забезпечує створення крутного моменту M_1 на роторі 9 і, відповідно, на шпинделі 10, який через фланцевий кінець 11 надається затискному пристрою 19 та від нього – інструменту 20, а поле статора 5 створює момент M_2 , який необхідний для подолання сил опору руху та для підтримки такого відносного положення шпинделя 10 і гайки 18, при якому розузгодження моментів M_1 та M_2 відсутнє і кут $\delta = \varphi_2 - \varphi_1$ дорівнює 0.

Відповідні кути повороту шпинделя 10 (φ_1) та гайки 18 (φ_2) контролюються датчиками кутів поворотів 21 та 22, відповідно, сполученими з системою керування 23.

При необхідності надання робочому інструменту 20 руху поздовжньої подачі система керування 23 змінює струм, що надходить до обмоток 7а та 5а через клеми 8 та 6 так, щоб виникло розузгодження моментів M_1 та M_2 і кут $\delta = \varphi_2 - \varphi_1$ був відмінним від нуля. При цьому виникатиме відносний рух шпинделя 10 та гайки 18, внаслідок чого гвинтовий кінець 12 почне вигвинчуватися з гвинтової поверхні гайки 18 і через радіально-упорні групи опор 13, 14 та 15, 16 передавати зусилля подачі на піноль 2, викликаючи її переміщення уздовж осі з корпусу 1. При цьому інструмент отримує переміщення на величину L , мм, яка визначається кроком гвинта T , мм, та залежить від кута δ :

$$L = \frac{\delta T}{2\pi}, \quad (1)$$

де $\delta = \varphi_2 - \varphi_1$, рад.

Для повернення пінолі 2 шпинделя 10 у початковий стан система керування 23 створює від'ємне розузгодження моментів M_1 і M_2 , внаслідок чого гвинтовий кінець 12 шпинделя 10 загвинчується у гайку 18.

Подача струму на обмотки 5 та 7 за певними законами дозволяє забезпечити не тільки обертовий (головний) рух різального інструменту 20, а й надати йому рух поздовжньої подачі, яка може бути формоутворюючою (коли здійснюється плавно на певну відстань), коригуючою (наприклад, компенсація зношування інструменту та зменшення його вильоту) або допоміжною – пульсуючою, імпульсною, для забезпечення стружколомання, покращення умов роботи інструменту, гасіння проявів динамічної несталості при роботі шпиндельного вузла. Створення потрібного розузгодження в місці різбового з'єднання дозволяє отримувати різноманітні закони руху подачі (рис. 4) – від рівномірного (рис. 4,а) до пульсуючого (рис. 4,б)

Конструктивно силова головка може бути виконана в інших варіантах, однак головна ідея – використання сполучених обертових електричних машин із пов'язаним керуванням, роботи яких поєднані між собою перетворюючою ланкою – різбовим з'єднанням – залишається незмінною.

Адже співвісне виконання електроприводу позбавляє від перекосів шпиндель і дозволяє підвищити сили головного руху і подачі (рис. 5); відсутність зайвих зубчастих та інших передач зменшує також витрати на виготовлення, підвищує точність та веде до економії матеріалів, внаслідок чого досягається новий технічний результат – розширення технологічних можливостей, підвищення продуктивності обробки при зменшенні затрат і матеріалів на виготовлення за рахунок спрощення конструкції.

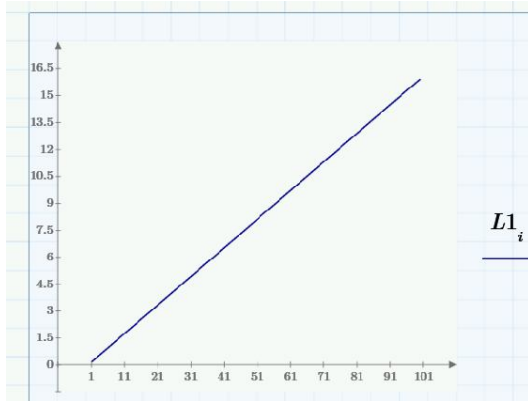
Виконання силової головки за співвісною схемою та встановлення двох електричних машин веде також до підвищення динамічної якості головки та зростання статичної жорсткості системи.

Насправді, розрахункова схема силової головки набуває виду, поданого на рис. 5. Виникаючі при обробці сили різання будуть розподілені між чотирма опорами А–D і являтимуть собою статично невизначену систему, із наявним зв'язком між переднім і заднім валами-роторами електричних машин у вигляді різьби. Оцінимо жорсткість запропонованої системи та встановимо вплив додаткових опор електричної машини подачі на сумарну жорсткість системи.

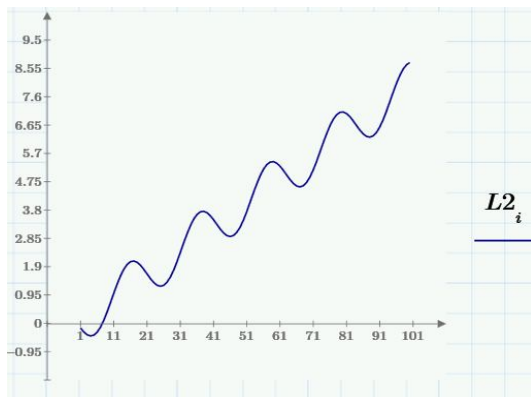
При розрахунках на жорсткість шпиндель розглядається як балка ступінчасто-перемінного перерізу на податливих точкових опорах.

Оскільки точність та, відповідно, ефективність будь-якого верстата визначається жорсткістю його робочого органу, виконаний порівняльний аналіз статичної жорсткості шпиндельного вузла з ураху-

ванням піддатливості опор шпинделя, піддатливістю корпусу шпинделя в пінолі та пристрою для затискання згідно до підходу [5].



а



б

Рисунок 4 – забезпечення руху подачі відносним розузгодженням кутів повороту електричних машин: а) з постійно зростаючим запізненням; б) з періодично змінним запізненням

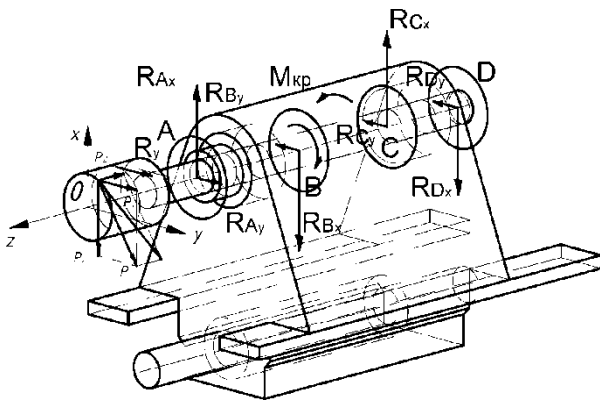


Рисунок 5 – Зміна схеми силового навантаження елементів силової головки при використанні сполучених обертових електричних машин

Розглянемо розрахункову схему рис. 5. У цьому випадку радіальне переміщення шпинделя в заданому перерізі становитиме

$$\delta_{ш} = \delta_1 + \delta_2, \quad (2)$$

де δ_1 – переміщення, викликане згином тіла шпин-

деля, δ_2 – переміщення, викликане піддатливістю опор.

Величина δ_1 дорівнює

$$\delta_1 = \frac{Pa^2}{3E} \left[\frac{a}{J_2} + \frac{l(1-\xi)}{J_1} \right], \quad (3)$$

де P – сила, що діє на шпиндель, a – відстань від переднього торця до середини передньої опори, l – відстань між серединами передньої і задньої опори, E – модуль пружності матеріалу, J_2 та J_1 – осьові моменти інерції перерізу шпинделя відповідно на консольній частині й між опорами, ξ – коефіцієнт, який враховує наявність в передній опорі моменту, який защемляє, якщо в ній розташовано декілька радів тіл кочення.

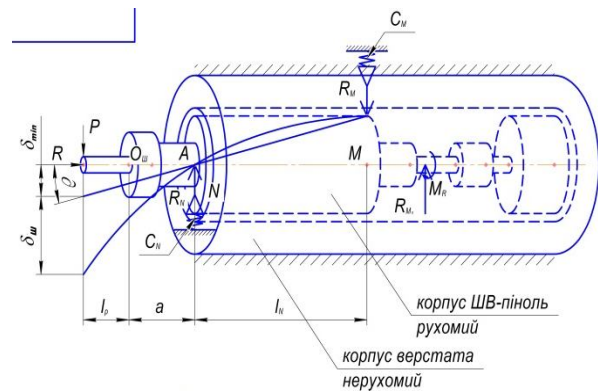


Рисунок 6 – Розрахункова схема пружних переміщень шпиндельного вузла

Осьовий момент інерції для порожнинного тіла циліндричної форми у вигляді тонкостінного кільця:

$$J_2 = J_1 = \frac{\pi d^3}{8} s, \quad (4)$$

де d – середній діаметр шпинделя, s – товщина стінки в перерізі.

Уявимо сполучення пінольної частини з частиною руху подачі у вигляді шарніру. Тоді реакції опори від сили Pp :

$$R_A = P_p \frac{a + l_p + l}{a + l_p},$$

$$R_B = P_p \frac{l}{a + l_p}.$$

Радіальне відтиснення (тобто переміщення) в місцях опор пінольної частини (точки А і В) визначиться рівняннями

$$\delta_A = \frac{R_A}{C_A},$$

$$\delta_B = \frac{R_B}{C_B}.$$

Довжина ходу пінолі визначатиметься конструктивними міркуваннями та прийнятими розмірами обмотки і ротору електричної машини приводу подач.

Тоді

$$AO = \frac{\delta_A}{\delta_A + \delta_B} l,$$

$$l_{ouu} = AO + a + l_p$$

і, відповідно, кут повороту пінолі ∂_1 :

$$tg\partial_1 = \frac{\delta_A + \delta_B}{l},$$

а переміщення, обумовлене піддатливістю опор, становитиме

$$\delta_2 = l_{ouu} tg\partial_1.$$

Аналогічні міркування стосуються і випадку, коли піноль знаходиться в крайньому висунутому положенні, або у проміжному. При цьому змінюється величина консолі, і, відповідно, величини виникаючих реакцій. Так, при висуванні пінолі реакції опор від сили P_p становитимуть:

$$R_N = P_p \frac{l_{p \max}}{0,5l_{n \max}},$$

$$R_M = P_p \frac{0,5l_{p \max} + l_{p \max}}{0,5l_{n \max}}.$$

При цьому довжина ходу пінолі складе

$$NA = \frac{\delta_N}{\delta_N + \delta_M} 0,5l_{n \max},$$

$$l_{on \max} + O_n N = NA + a + l_p + 0,5l_{min}.$$

Кут повороту пінолі ∂_2 :

$$tg\partial_{2 \max} = \frac{\partial_N + \partial_M}{l_{min}},$$

а переміщення, викликане піддатливістю опор стане таким:

$$\delta_{3 \max} = (l_{on \max} + O_n N) tg\partial_{2 \max}.$$

Отже, радіальне переміщення шпинделя в заданому перерізі:

$$\delta_{II \max} = \delta_{uu} + \delta_{3 \max}. \quad (6)$$

Урахування счленування ротору моторшпинделя із ротором приводу подач може бути здійснене на основі розгляду реакцій, які у цьому місці виникають. Вважаємо, що крутний момент у різьбовому з'єднанні відсутній, а вигину та відтисканню шпинделя передують відповідні реакції, які виникають на різьбі. Тоді від дії R_u відповідні реакції на опорах визначаться як

$$R_p = R_u \frac{l_{p \max}}{0,5l_{n \max}}.$$

$$R_q = R_u \frac{0,5l_{p \max} + l_{n \max}}{0,5l_{n \max}}.$$

Від'ємна величина δ_3 дорівнює

$$\delta_3 = \frac{R_p a^2}{3E} \left[\frac{l_z}{J_2} + \frac{l_{02}(1 - \xi_1)}{J_1} \right], \quad (7)$$

де l_z – відстань від центрального перетину гвинтового сочленування до опори, l_{02} – відстань між серединами передньої і задньої опори електричної машини лінійної подачі.

Тобто тепер вираз (2) набуде вигляду:

$$\delta_{uu} = \delta_1 + \delta_2 - \delta_3. \quad (8)$$

При цьому реальні значення виниклих реакцій на опорах, і, відповідно, значення відтиснення визначатиметься не тільки геометричними параметрами опор, пінолі та роторів електричних машин, а і коефіцієнтами ξ та ξ_1 . Останні визначаються також точністю виконання спряжень та обумовлюються схемою силової взаємодії в різьбовому счленуванні.

Базуючись на поданій методиці, виконане порівняльне дослідження силової головки із консольним приводом лінійної подачі, без приводу та з проводом запропонованої конструкції (рис. 7).

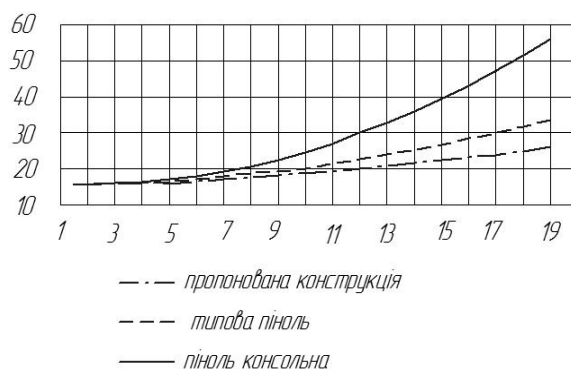


Рисунок 7 – Зміна відтиснення δ_{max} , мкм,

$\delta_{max} = f(l \cdot 10)$, мм при висуванні пінолі з силової головки з консольним приводом, з безконсольної головки без урахування счленування та з головки із сполученими двома електричними машинами

Результати визначення зміщення переднього кінця шпинделя дозволили установити наступне. Використання сполучених електричних машин у силових головках дозволяє значно зменшити відтиснення переднього торця шпинделя, та, відповідно, отримати вищу точність при обробці деталей з лінійною подачею.

Так, нами показано, що для пінолі із робочим ходом 240 мм і діаметром опор 50–60 мм сполучення двох обертових тіл – пінолі та шпинделя за допомогою гвинтової передачі дозволяє зменшити відтиснення з 43 мкм при навантаженні силою у 500 Н до

27 мкм. При цьому одночасним керуванням двома електричними машинами можна забезпечувати будь-який алгоритм відпрацювання переміщень верхівкою різального інструменту.

Статистичне опрацювання отриманих даних дозволило запропонувати регресійне рівняння виду

$$\frac{\delta_n}{\delta_0} = f(lg), \text{ яке дозволяє установити прогнозу}$$

точність силових головок із сполученими електричними машинами обертового типу порівняно із консольними силовими головками залежно від вильоту пінолі l , подану у безрозмірних координатах (рис. 8):

$$\frac{\delta_n}{\delta_0} = 0,96 - 0,0021 \cdot l_0. \quad (9)$$

Таким чином, очевидним є підвищення статичної жорсткості системи при реалізації запропонованого технічного рішення.

Отримані дані мають переважно оціночний характер, оскільки визначити точно ξ та ξ_1 досить важко. Це обумовлює необхідність проведення подальших досліджень, направлених на виявлення закономірностей зміни жорсткості системи і, відповідно, величини відтиснення переднього кінця шпинделя залежно від величини вильоту пінолі та конструктивних параметрів силової головки.

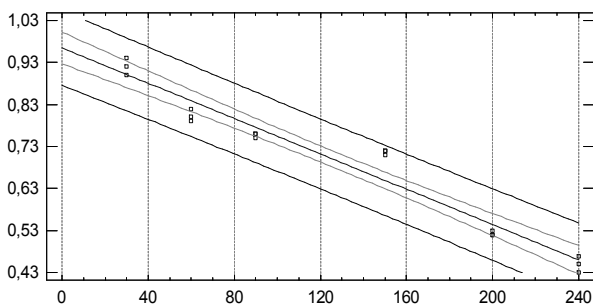


Рисунок 8 – Зміна відносного відтиснення переднього торця шпинделя силової головки при зміні вильоту пінолі

У той же час, оскільки система приводу тепер передбачає наявність двох счленованих обертових мас, які мають певний дисбаланс, визначені похибки виконання лінійних та діаметральних розмірів, похибки форми спряжених поверхонь, актуальними є дослідження динамічних параметрів при роботі зазначеної силової головки.

ВИСНОВКИ. Запропонована концепція використання двох сполучених електричних машин регульованого тилу в силових головках із поєднаними між собою за допомогою різьби роторами дозволяє принципово по новому забезпечити рух лінійної подачі, підвищує жорсткість системи та забезпечує досить просте регулювання як головного руху, так і руху подачі.

Встановлено, що при використанні у якості задаючого руху першої машини обертання ротору другої машини забезпечує лінійне лінійне переміщення при рівномірному запізненні обертання або пульсуюче – при забезпеченні коливальної зміни швидкості другої машини – машини лінійної подачі.

Показано, що використання сполучених приводів веде до підвищення жорсткості шпиндельної системи, отримано рівняння виду $\frac{\delta_n}{\delta_0} = f(lg)$, яке до-

зволяє спрогнозувати зменшення похибки при заміні консольного приводу подачі на запропонований. Потребують подальшого вивчення динамічні аспекти роботи даної системи.

ЛІТЕРАТУРА

1. Данильченко Ю.М. Прецизійні шпиндельні вузли на опорах кочення (теорія і практика): монографія. – Тернопіль–Київ: Економічна думка, 2003. – 364 с.
2. Кузнецов Ю.Н. Компонівка станков с механізмами параллельной структуры: монографія. – Херсон: ЧП Вышемирский В.С., 2010. – 471 с.
3. А.с. СССР № 601124. Шпиндельный узел станка / МПК В23 Q 5/22, заяв. 24.04.72, опубл. 05.04.78, Бюл. № 13.
4. Кузнецов Ю.Н., Дмитриев Д.А., Диневич Д.Е. Компонівка станков с механізмами параллельной структуры. – Херсон: ЧП Вышемирский В.С., 2010. – 417 с.
5. Патент України на корисну модель № 65488. Шпиндельний вузол верстата / Кузнецов Ю.М., Фіранський В.Б., Шинкаренко В.Ф., Гайдаєнко Ю.В. / МПК В23В 47/00, заявл. 04.05.2010, опубл. 12.12.2011, Бюл. № 23.
6. Міллер К. Моделирование динамики и на основе модели контролю DELTA прямым приводом параллельного робота // Журнал робототехники і мехатроніки. – 1995. – Т. 17, № 4. – С. 344–352.

**ABOUT EXPEDIENCE THE USE OF COMPOUNDS OF ROTATING ELECTRICAL MACHINES
IN THE POWER HEAD OF NEW TECHNOLOGICAL EQUIPMENT**

O. Chenchevaya, A. Salenko

Kremenchuk Mykhaylo Ostrogradskiy National University

vul. Pershotravneva, 20, Kremenchuck, 39600, Ukraine. E-mail: Salenko2006@ukr.net

In this paper, based on analysis of the genealogy of power heads and offered a new generation of scientifically proved the usefulness of connected rotating electrical machines controlled, one of which provides the main motion of the output link, and the other – the movement of feed respectively, and between a rotor of electrical machines, one of which is a quill, connected to a threaded connection. The possibility of providing law of motion feed are given. A comparison of the value of the spin of the front end of the spindle for different types of power heads: the console version, coaxial with the linear actuator and the proposed design performance. It is proved to increase the rigidity of the spindle due to the threaded connection. An equation which allows to predict the reduction in error when changing the console feed drive to the proposed. Pointed out that the need to clarify issues of load distribution in the props of the electric machine, provides a feed movement and the proposed equation should be used when designing the sketch view. Require further study of the dynamic aspects of the system.

Key words: power head, of rotating electrical machines, feed, accuracy, rigidity.

REFERENCES

1. Danylchenko, Yu.M. (2003), *“Pretsyziyni shpyndelni vuzly na oporah kochennya (teoriya i praktyka)”* [Precision spindle units for rolling resistance (theory and practice)], Ekonomichna dumka, Ternopil-Kyiv, Ukraine.
2. Kuznetsov, Yu.N. (2010), *“Komponovka stankov s mekhanizmami paralelnoy struktury”* [Composition of the machine with the mechanisms of parallel structure], PE Vyshemirskiy V.S., Kherson, Ukraine.
3. C.c. USSR № 601124. Spindle unit machine / МПК B23 Q 5/22, st. 24.04.72, publ. 05.04.78, Bull. № 13.
4. Kuznetsov, Yu.N., Dmitriyev, D.A., Dinevich, D.E. (2010), *“Komponovka stankov s mekhanizmami paralelnoy struktury”* [Composition of the machine with the mechanisms of parallel structure], PE Vyshe-mirskiy V.S., Kherson, Ukraine.
5. Patent of Ukraine for useful model № 65488 (2011). Spindle unit machine. Kuznetsov, Yu.N., Firanskyy V.B., Shynkarenko V.F., Gaydayenko Yu.V. / МПК B23B 47/00, st. 04.05.2010, publ. 12.12.2011, Bull. № 23.
6. Miller, K. (1995), Modelyuvannya dynamiky i na osnovi modeli controlyu DELTA pryamym pryvodom papalelnogo robota [Modeling dynamics and model-based control DELTA direct drive parallel robot], *Journal of robotics and mechatronics*, vol. 17, no. 4, pp. 344–352.

Стаття надійшла 30.07.2014.