

ОБРОБКА МАТЕРІАЛІВ В МАШИНОБУДУВАННІ

УДК 621.91.09

В.А. Крижанівський, к.т.н., доц.
Кіровоградський державний технічний університет

НОВІ ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ АВТОМАТИЗОВАНОГО АГРЕГАТНО-МОДУЛЬНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

Розглянуто нові шляхи підвищення ефективності агрегатно-модульного технологічного обладнання за рахунок збільшення навантажувальної здатності, точності, продуктивності силових вузлів з принципово новою схемою навантаження виконавчих органів привода подачі.

Аналіз традиційних шляхів компоновки, проектування автоматизованого агрегатно-модульного технологічного обладнання, виготовлення, модернізації та адаптації його до сучасних умов виробництва дозволяє простежити тенденцію підвищення його ефективності шляхом використання високоефективних силових вузлів. Ефективність автоматизованого агрегатно-модульного технологічного обладнання можна оцінити за вихідними параметрами: продуктивність і точність обробки.

Проведені статистичні обстеження дозволили встановити, що основним вузлом автоматизованого агрегатно-модульного технологічного обладнання є силовий вузол, котрий забезпечує необхідні складові рухи формоутворення та допоміжні рухи.

Конструктивно-схемний аналіз представників традиційних типів силових вузлів показав, що їх основні вихідні параметри в першу чергу визначаються виконавчим органом привода подачі силового вузла і такою схемою навантаження при заданих параметрах процесу обробки, яка забезпечує необхідні вихідні характеристики силового вузла за продуктивністю та точністю обробки.

На основі проведених узагальнень кінематичних, функціональних та компоновочних рішень існуючих конструкцій силових вузлів автоматизованого агрегатно-модульного технологічного обладнання запропонована їх загальна структура (рис. 1).

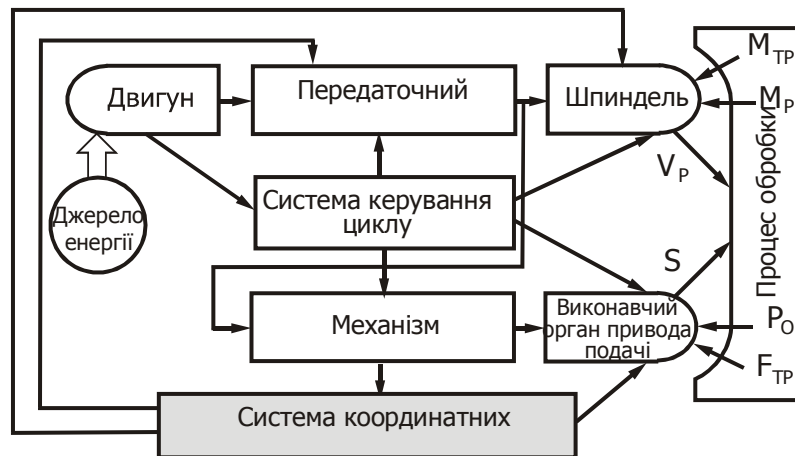


Рис. 1. Загальна традиційна структура силового вузла

Розглянуто умови функціонування виконавчих органів з традиційною структурою привода та схеми навантаження пінольного механізму (рис. 2) в умовах одноінструментальної обробки.

На піноль 1 з боку процесу обробки діє сила P_o – осьова складова технологічного навантаження. З боку внутрішніх кінематичних зв'язків до пінолі прикладається сила подачі P_n , розташована на відстані e від лінії дії сили P_o . В напрямних пінолі довжиною L діють реакції R_1 , R_2 та сили тертя $F_{тр1}$, $F_{тр2}$. У рухомому шліцьовому з'єднанні діє сила тертя $F_{тр}$. На основі розв'язання системи рівнянь статки отримано залежності для визначення питомих тисків у напрямних пінолі. Встановлено, що найбільший вплив на питомі тиски у напрямних здійснюють конструктивні параметри пінолі у такій послідовності: L , e , d (рис. 3).

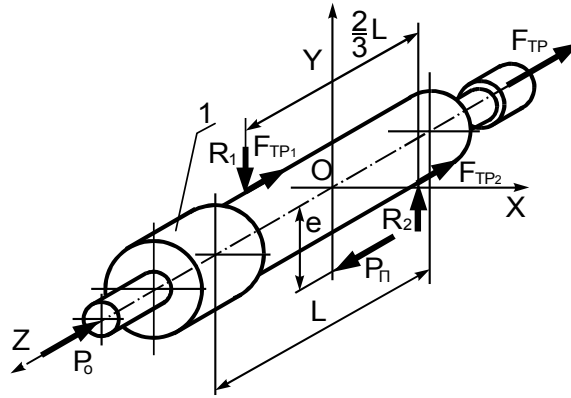


Рис. 2. Традиційна схема навантаження пінольного вузла в умовах одноінструментальної обробки

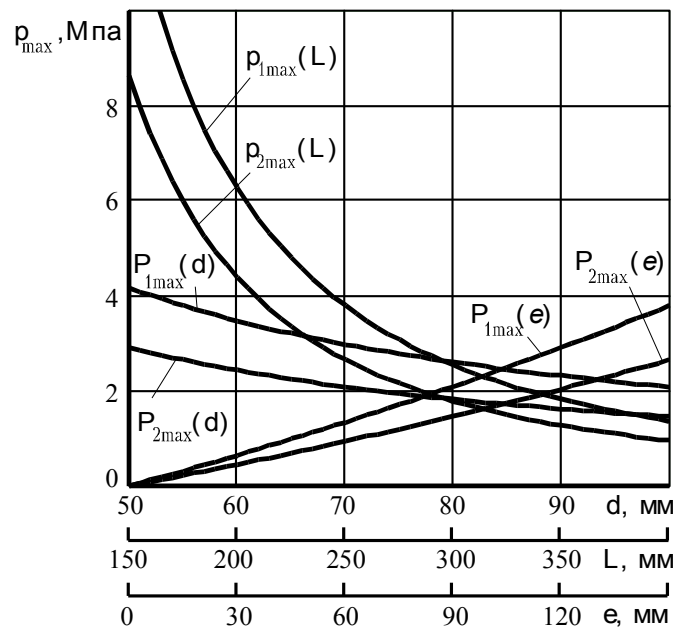


Рис. 3. Вплив конструктивних параметрів схеми навантаження на питомий тиск в напрямних пінолі

Розглянуто умови функціонування пінольних механізмів типу при багатошпindelній обробці. У цьому випадку піноль навантажується декількома осьовими складовими технологічного навантаження P_{o1}, P_{o2} , мають місце схеми навантаження, наведені на рис. 4.

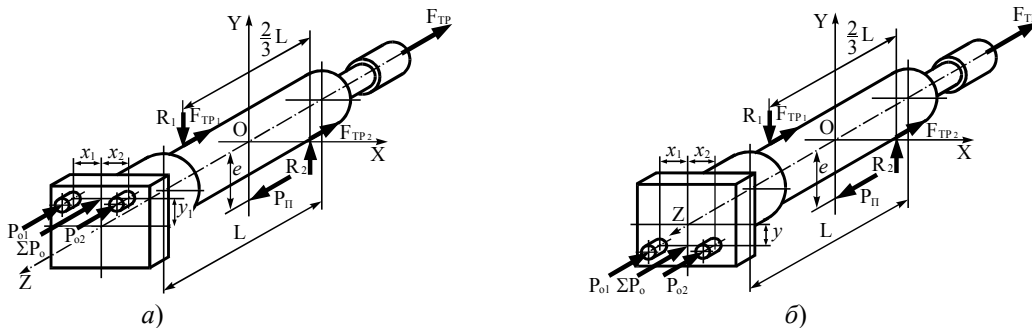


Рис. 4. Традиційні схеми навантаження пінолі в умовах багатошпindelній обробки з розташуванням ΣP_o : а) вище осі пінолі; б) нижче осі пінолі

Питомі тиски визначаються за формулами:

– для схеми рис. 4, а, коли сила ΣP_o розташована вище осі пінолі:

$$p_{max} = \frac{6 \cdot e}{L^2 \cdot d} \cdot \left(\sum P_o \left(1 + \frac{3y_i}{L} \mu_1 \right) + 2M_P \mu_2 / d_{CP} \right) / \left(1 - \frac{3e}{L} \mu_1 \right); \quad (1)$$

– для схеми рис. 4, б, коли сила ΣP_o розташована нижче осі пінолі при умові $e > y$:

$$p_{max} = \frac{6 \cdot e}{L^2 \cdot d} \cdot \left(\sum P_o \left(1 - \frac{3y_i}{L} \mu_1 \right) + 2M_P \mu_2 / d_{CP} \right) / \left(1 - \frac{3e}{L} \mu_1 \right); \quad (2)$$

– для схеми рис. 4, б, при умові $e < y$:

$$p_{max} = \frac{6 \cdot e}{L^2 \cdot d} \cdot \left(\sum P_o \left(1 + \frac{3y}{L} \mu_1 \right) + 2M_P \mu_2 / d_{CP} \right) / \left(1 + \frac{3e}{L} \mu_1 \right); \quad (3)$$

– для схеми рис. 4, б навантаження при умові $e = y$:

$$p_{max} = \left(\frac{6 \cdot e}{L^2 \cdot d} \cdot \sum P_o + 2M_P \mu_2 / d_{CP} \right) / \left(1 - \frac{3e}{L} \mu_1 \right). \quad (4)$$

У випадку, коли сила подачі P_n прикладена по осі пінолі (тобто $e = 0$), питомі тиски у напрямних пінолі визначають за формулою:

$$p_{max} = \frac{6 \cdot e}{L^2 \cdot d} \cdot \left[\sum P_o \left(1 + \frac{3y_i}{L} \mu_1 \right) + 2M_P \mu_2 / d_{CP} \right], \quad (5)$$

де y_i – відстань між лінією дії сумарної осьової технологічного навантаження ΣP_o та віссю пінолі; μ_1 – коефіцієнт тертя у напрямних пінолі; μ_2 – коефіцієнт тертя у шліцьовому з’єднанні; M_P – момент різання, який діє на шліцеве з’єднання; d_{CP} – середній діаметр шліців.

За результатами визначення умов функціонування пінольних механізмів силових вузлів встановлено, що величини сили подачі, питомих тисків та контактних деформацій, які обумовлюють навантажувальну здатність, довговічність, точність та технологічну надійність обробки, визначаються конструктивними параметрами схем навантаження, координатами точок прикладення сили подачі та осьової складової технологічного навантаження. Встановлено, що функціональні та технологічні можливості силових вузлів моноблочного типу з традиційною структурою привода за існуючими схемами навантаження пінолі вичерпані.

Обмеження продуктивності обробки при інтенсифікації режимів обробки та збільшенні ступеня концентрації операцій зумовлене навантажувальною здатністю виконавчого органу привода подачі.

Основою розробки загальної традиційної схеми навантаження (рис. 5) є конструктивно-компоновочний аналіз єдиної гама силових вузлів.

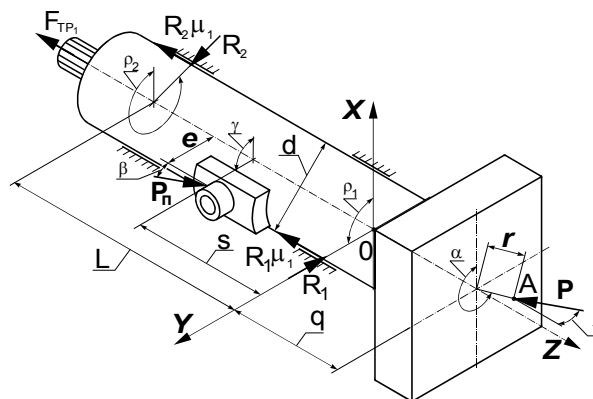


Рис. 5. Загальна схема навантаження виконавчого органу привода подачі силового вузла моноблочного типу з традиційною структурою

Піноль діаметром d має довжину L . З боку процесу обробки на піноль діє результуюча сила технологічного навантаження P , що розташована з ексцентриситетом r у площині XOY і нахилена до осі OZ під кутом ν . Дія сили P може бути розташована у будь-якій точці площини XOY на кути α відносно початкової точки A прикладення сили P , на відстані r від осі симетрії OZ пінолі. Для подолання технологічного навантаження і сил тертя $R_1\mu_1$ та $R_2\mu_1$ від реакцій R_1, R_2 у напрямних пінолі на піноль діє сила P_n , що розташована з ексцентриситетом e у площині XOZ і нахилена відносно осі пінолі у площині ZOY під кутом β . Сила P_n може діяти на піноль під кутом γ у площині XOY . Реакції R_1 і R_2 нахилені у площині XOY

відносно осі Z під кутами ρ_1 і ρ_2 . Частка напрямних довжиною s характеризує відстань прикладення сили подачі P_n відносно довжини напрямних L пінолі. Відстань q – довжина консолі, на якій прикладено силу P . Створена система рівнянь рівноваги виконавчого органу привода подачі.

Метою розв’язання запропонованої системи рівнянь є визначення миттєвого коефіцієнта передачі сил.

Після відповідних перетворень було отримано рівняння четвертого ступеня, яке має вигляд:

$$A \cdot \varepsilon^4 - B \cdot \varepsilon^3 + C \cdot \varepsilon^2 - D \cdot \varepsilon + E = 0, \tag{6}$$

де A, B, C, D, E – коефіцієнти при коефіцієнті передачі сил: $\varepsilon = P_n / P$.

Отримано залежність для визначення миттєвого коефіцієнта передачі сил:

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{|u|}{12} \cos(\varphi) - \frac{C}{3A} + \frac{B^2}{8A^2}} + \sqrt{\frac{|u|}{12} \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) - \frac{C}{3A} + \frac{B^2}{8A^2}} + \sqrt{\frac{|u|}{12} \cos\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right) - \frac{C}{3A} + \frac{B^2}{8A^2}} + \frac{B}{4A}, \tag{7}$$

де
$$\varphi = \frac{\arccos\left(\frac{C^3}{27A^3} + \frac{B^2E}{2A^3} + \frac{D^2}{2A^2} - \frac{4CE}{3A^2} - \frac{BCD}{6A^3}\right)\left(\frac{3}{|u|}\right)^{3/2}}{3}, \quad u = \frac{BD}{A^2} - \frac{C^2}{3A^2} - \frac{4 \cdot E}{A}.$$

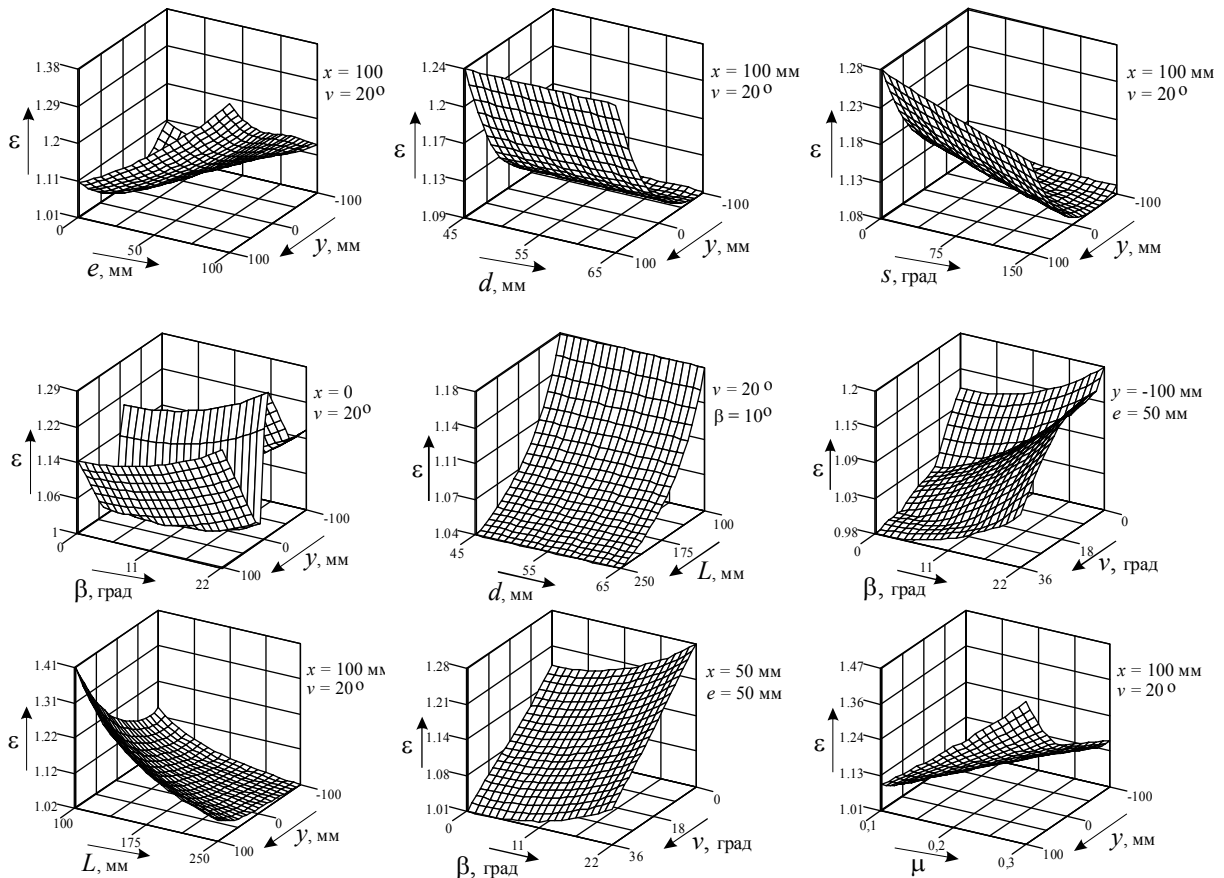


Рис. 6. Залежності коефіцієнта ε від конструктивно-геометричних параметрів схеми навантаження

Для оцінки впливу конструктивних, силових параметрів синтезованої схеми навантаження пінолі, на миттєвий коефіцієнт передачі сил, були отримані графіки (рис. 7).

Аналіз графічних залежностей дозволив встановити, що збільшення ординати точки прикладення сили P та кута n нахилу її у площині YOZ при одночасному збільшенні ординати точки прикладання сили P_n призводить до збільшення миттєвого коефіцієнта передачі сил ε на 28–33 %; найбільший вплив на

коефіцієнт ϵ визначають умови тертя в напрямних, координат точки прикладання сил P та P_{Π} , а також кутів b і n розташування сил P_{Π} і P , неправильний вибір яких може призвести до заклинювання, при цьому небезпечна зона лежить при $b > 20^\circ$; $n > 27^\circ$ у площині YOZ.

На основі комп'ютерного дослідження загальних схем навантаження виконавчих органів привода подачі силового вузла традиційної структури встановлено, що: умови функціонування виконавчих органів визначаються їх конструктивними параметрами, силами тертя в напрямних та координатами прикладання осьової складової технологічного навантаження; мінімізація вантажних витрат може бути досягнута співвісним розташуванням сили подачі та осьової складової технологічного навантаження як в умовах одно-, так і багатошпindelної обробки, що є критерієм вибору раціональної схеми навантаження виконавчого органу привода подачі з традиційною структурою.

Можливість керування вихідними параметрами силового вузла створює умови для оптимізації експлуатаційних параметрів автоматизованого агрегатно-модульного технологічного обладнання.

Встановлено, що підвищення ефективності структур привода традиційними шляхами практично вичерпано. Подальше підвищення ефективності силового вузла слід шукати у створенні перемінної структури привода, в основу якої покладено такі умови силового навантаження виконавчого органу привода подачі, при яких забезпечуються необхідні вихідні параметри за точністю та продуктивністю обробки, при цьому не змінюються параметри процесу обробки.

Модель формування вихідних параметрів силового вузла перемінної структури привода можна представити у вигляді:

$$PO(t, S, V_p) \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \delta \rightarrow \min; \eta \rightarrow \max \\ L \rightarrow \min; b \rightarrow \min \end{array} \right\} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} Q \rightarrow \max; P_{\max} \rightarrow \max; \Delta P \rightarrow \min \\ \Delta \rightarrow \max; D \rightarrow \max; TH \rightarrow \max \end{array} \right\}, \quad (8)$$

де PO – процес обробки та його параметри; t – глибина різання; S – подача; V_p – швидкість різання; η – ККД виконавчого органу; Q – продуктивність обробки; Δ – точність обробки; D – довговічність; TH – технологічна надійність.

Згідно з призначенням привода подачі його функції умовно розділяють на силові та кінематичні, а потужність до виконавчого органу привода подачі підводиться двома шляхами: коротким кінематичним ланцюгом з високим ККД, що не визначає кінематичної функції, та кінематичним ланцюгом подачі. Це, з одного боку, створює умови для підвищення ККД вузла, оскільки основна потужність витрачається на подачу за коротким кінематичним ланцюгом, а з другого – дозволяє знизити навантаження на механізм подачі, який визначає точність обробки. Таке розгалуження потужності змінює структуру привода силового вузла (рис. 7).

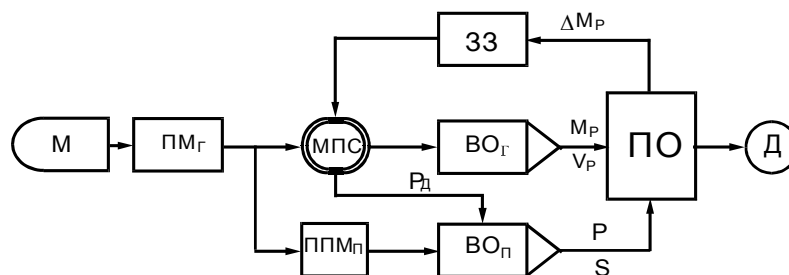


Рис. 7. Перемінна структура силового вузла

Суть перемінної структури силового вузла полягає в тому, що між механізмом перетворення ППМП та виконавчим органом ВОП головного руху встановлено механізм переміни структури МПС, виконаний, наприклад, у вигляді диференціального механізму, вихідні ланки якого зв'язані з виконавчими органами головного руху ВОГ та привода подачі ВОП, що реалізують процес обробки ПО деталі Д. Механізм переміни структури МПС та процес обробки ПО охоплені зворотним зв'язком ЗЗ. Під час обробки виконавчі органи ВОГ та ВОП сприймають відповідні навантаження M_p та P . Завдяки зворотному зв'язку механізм МПС сприймає частку навантаження ΔM_p виконавчого органу ВОГ, яка перетворюється у додаткову силу P_d , спрямовану на компенсацію складової технологічного навантаження привода подачі. Таким чином, виконавчий орган ВОП привода подачі під час обробки отримує силу подачі двома шляхами: перший – традиційним шляхом від привода М, ППМП, передаточно-перетворюючого механізму подачі ППМП; другий – від механізму переміни структури МПС.

На основі вищесказаного була синтезована загальна схема силового вузла з перемінною структурою

привода (рис. 8).

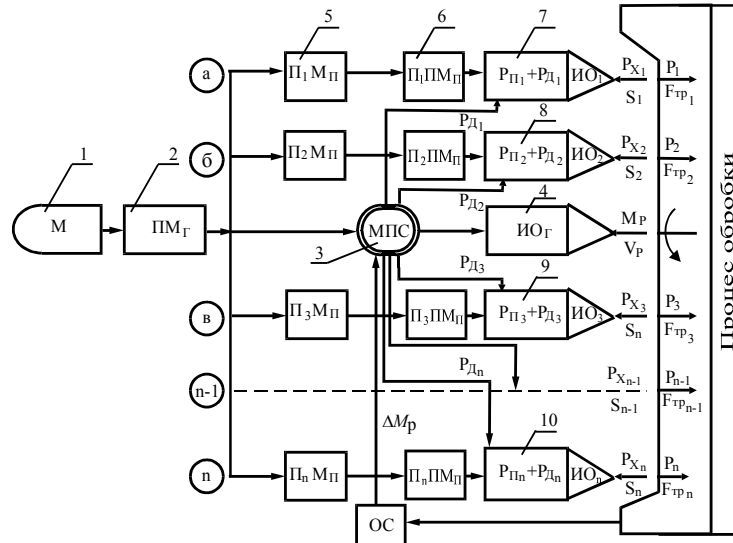


Рис. 8. Синтезована загальна схема силового вузла з перемінною структурою привода

Привод силового вузла з перемінною структурою функціонує таким чином. Рух від двигуна 1 через передавальний механізм 2 передається через перетворюючі механізми 5 та ланки перетворення 6 виконавчим органам 7–10, на котрі привод здійснює відповідну силову дію. Одночасно рух підводиться до механізму, який має n виходів, з'єднаних через зворотний зв'язок 3 з виконавчими органами 7–10, в результаті чого на виконавчі органи кінематичних ланцюгів подає діє другий силовий потік $P_{Д1}÷P_{Дn}$, що відбирається диференціальним механізмом 3 від двигуна 1.

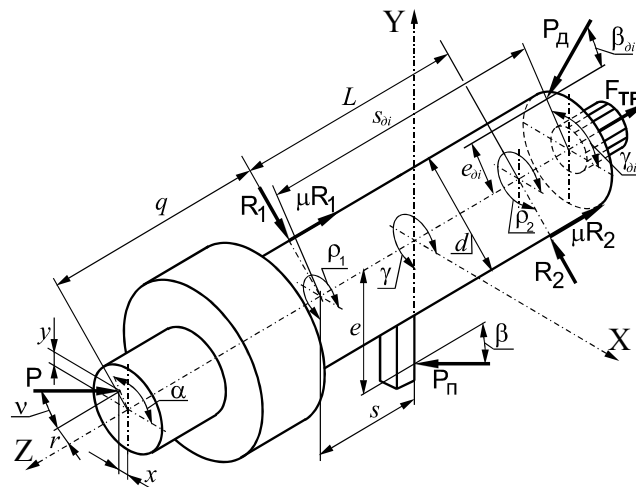


Рис. 9. Багатокомпонентна схема навантаження пінольного механізму

Таким чином, кожний кінематичний ланцюг діє на виконавчі органи 7–10 силами $P_{П1}÷P_{Пn}$, а диференціальний механізм – силами $P_{Д1}÷P_{Дn}$. Оскільки рівнодіючі $P_{П} + P_{Д}$ сприймають технологічне навантаження P_n та сили опору ΣF_{TP} , переміщення виконавчого органу сприймає тільки частину навантаження, визначену рівнянням: $\Delta P_{П} = P_{X} + \Sigma F_{TP} - (P_{П} + P_{Д})$.

Це рівняння – математична модель функціонування схеми навантаження виконавчого органу привода подачі силового вузла з перемінною структурою. Можливість керування величиною додаткової сили $P_{Д}$ дає змогу керувати величиною сили $\Delta P_{П}$, що сприймається виконавчим органом привода подачі.

Багатокомпонентне навантаження виконавчого органу привода подачі полягає у його просторовому навантаженні кількома силами з боку процесу обробки та з боку внутрішніх кінематичних зв'язків, що характеризує перемінну структуру привода.

Запропонована схема навантаження (рис. 9) відрізняється від традиційної тим, що з боку кінематичних зв'язків привода силового вузла виконавчий орган привода подачі – піноль навантажується додатковою силою P_o , що діє на неї від механізму переміни структури привода.

На основі аналітичного рішення системи рівнянь статичної рівноваги пінолі отримано залежність для визначення миттєвого коефіцієнта передачі сил:

$$\varepsilon = \left(1 + \frac{K_{ni}}{1 - K_{ni}}\right) \left(\sqrt{\sqrt{\frac{|u|}{12}} \cos(\varphi) - \frac{C}{3A}} + \sqrt{\sqrt{\frac{|u|}{12}} \cos\left(\varphi + \frac{2\pi}{3}\right) - \frac{C}{3A} + \frac{B^2}{8A^2}} + \sqrt{\sqrt{\frac{|u|}{12}} \cos\left(\varphi - \frac{2\pi}{3}\right) - \frac{C}{3A} + \frac{B^2}{8A^2} + \frac{B}{4A}} \right) \quad (9)$$

Згідно з комп'ютерним дослідженням умов функціонування перемінної структури привода силового вузла були визначені критерії мінімізації коефіцієнта ε та сили подачі. Критерієм оцінки рівня перемінної структури прийнято коефіцієнт переміни структури $K_n = P_d / (P_n + P_d)$. В результаті проведених досліджень встановлено, що при зростанні коефіцієнта $K_n \rightarrow 1,0$ виконуються вимоги $\varepsilon \rightarrow 1,0$, а $P_n \rightarrow \min$ (рис. 10).

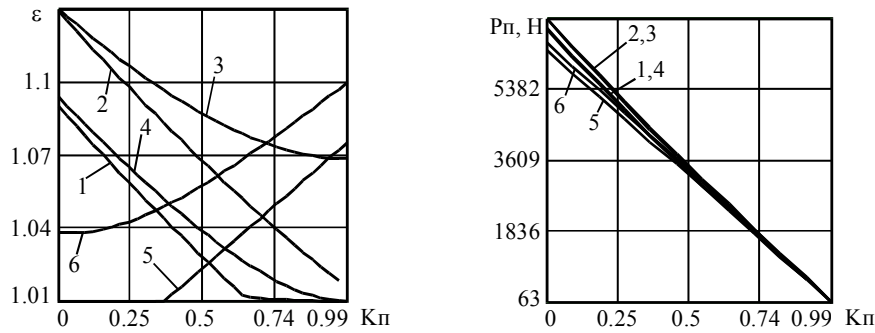


Рис. 10. Залежність коефіцієнта ε і сили подачі P_n від коефіцієнта переміни структури K_n : графік 1: при $y = 50$ мм, $x = 0$ мм; графік 2: при $y = 50$ мм, $x = 50$ мм; графік 3: при $y = 0$ мм, $x = 0$ мм; графік 4: при $y = 0$ мм, $x = 50$ мм; графік 5: при $y = -100$ мм, $x = 0$ мм; графік 6: при $y = -100$ мм, $x = 50$ мм; для всіх графіків $e = 50$ мм, $\nu = 15^\circ$, $\beta = 0^\circ$, $s = 75$ мм, $L = 150$ мм, $\mu = 0,17$, $d = 55$ мм; додаткова сила, прикладена по осі пінолі

Експериментально досліджено вплив схеми навантаження виконавчого органу привода подачі на його геометричну точність на прикладі силового вузла моноблочного типу з традиційною структурою привода мод. У1Х4035 і мод. У1Х4035М із перемінною структурою. За експериментальними даними було встановлено, що: переміщення виконавчого органу привода подачі у площині дії сили подачі для багатокомпонентної схеми навантаження приблизно в 1,7 раза менше, ніж у випадку застосування традиційної схеми навантаження; доля контактно-пружних деформацій напрямних в сумарних переміщеннях виконавчого органу в площині дії сили подачі при використанні багатокомпонентної схеми навантаження виконавчого органу привода подачі силового вузла з перемінною структурою привода у 3,8 раза менше, ніж при навантаженні згідно з традиційною схемою.

Застосування багатокомпонентної схеми навантаження виконавчого органу привода подачі силового вузла з перемінною структурою привода дозволяє в 2–2,5 раза підняти навантажувальну здатність привода подачі при однакових значеннях миттєвого коефіцієнта передачі сил ε для силового вузла моноблочного типу (рис. 11).

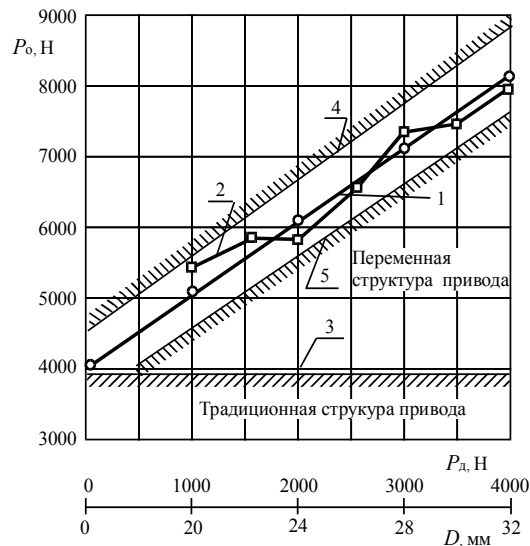


Рис. 11. Залежності навантажувальної здатності силового вузла з перемінною структурою привода: 1 – розрахункова; 2 – фактична експериментальна; 3 – межа можливості традиційної структури; 4, 5 – верхня і нижня межі розрахункової навантажувальної здатності, відповідно обмежені технологічною подачею

Експериментально доведено підвищення точності обробки при застосуванні перемінної структури привода силового вузла. Так, при обробці отворів для схем навантаження із перемінною структурою привода підвищена точність обробки від XI ступеня до IX за ГОСТ 24643-81.

Розроблено ряд конструкцій силових вузлів моноблочного типу з перемінною структурою привода, які впроваджені на верстатобудівних заводах м. Києва, Харкова, Глухова та Кіровограда. Впроваджено а.с. 867526, 835662 в агрегатних верстатах мод. 2ХА18438, 2ХА18439, розроблених СКБ АВ (м. Харків). При розробці конструкції агрегатного верстата мод. 2ХА12.342 СКБ АВ (м. Харків) була підвищена продуктивність обробки на 180 %. Рекомендації щодо застосування конструкції силових вузлів з перемінною структурою за а.с. 547326 впроваджено у ВАТ “Завод агрегатних вузлів”.

За період з 1988 по 1991 рр. ВАТ “Завод агрегатних вузлів” освоїв випуск силових вузлів мод. 1УХ4035М підвищеної вантажної здатності для комплектації агрегатних верстатів.

ВАТ “Завод агрегатних вузлів” освоїв випуск автоматизованого агрегатно-модульного комплексу КДС-1 на базі модернізованих силових вузлів моноблочного та блочного типів з перемінною структурою привода, а також універсальних верстатів фрезерної та свердлувальної групи на базі силового вузла 1УХ4035М із перемінною структурою.

Висновки

Основний результат роботи – вирішення проблеми підвищення техніко-економічних показників автоматизованого агрегатно-модульного технологічного обладнання за рахунок створення високоефективних силових вузлів.

1. Вперше запропоновано і реалізовано новий методологічний підхід при підвищенні продуктивності автоматизованого агрегатно-модульного технологічного обладнання шляхом збільшення навантажувальної здатності виконавчих органів привода подачі силових вузлів; завдяки перемінній структурі привода силового вузла виникають такі умови експлуатації, які при мінімальних витратах на модернізацію дають можливість підвищити точність обробки.

2. Досягнуто підвищення навантажувальної здатності до 2,5–3 разів привода подачі та, як похідна, продуктивності обробки завдяки застосуванню привода перемінної структури, котра у процесі обробки створює такі умови функціонування виконавчого органу привода подачі, за яких він навантажується додатковою силою, направленою на компенсацію осьової складової технологічного навантаження, що є основою раціональних схем навантаження виконавчого органу привода подачі, які формують більш ефективні умови його функціонування.

3. Реалізовано якісний перехід до нових рівнів вихідних параметрів силових вузлів автоматизованого агрегатно-модульного технологічного обладнання на основі їх структурно-схемного синтезу та розробки раціональних схем навантаження виконавчих органів привода подачі.

4. Для оцінки умов функціонування виконавчих органів привода подачі силового вузла дістав подальше уточнення узагальнений миттєвий коефіцієнт передачі сил, котрий, на відміну від відомого, враховує просторове розташування діючих сил і може бути використаний для різних приводів і механізмів металообробного та іншого технологічного обладнання.

5. Синтез прогресивних схем навантаження виконавчих органів приводів подачі силового вузла та аналіз умов їх функціонування дозволив встановити їх пріоритетні напрямки розвитку, кінцевим показником яких є підвищення їх ефективності за рахунок збільшення навантажувальної здатності у 2–2,5 раз, точності траєкторії переміщення виконавчого органу для силового вузла моноблочного типу у 1,2–1,5 раз, з одночасним підвищенням довговічності напрямних у 1,80–2,50 раз та технологічної надійності обробки у 1,5–2,5 раз при одночасному зниженні матеріалоємкості на 32 %.

КРИЖАНІВСЬКИЙ Володимир Андрійович – кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри "Металорізальні верстати та системи" Кіровоградського державного технічного університету;

Наукові інтереси:

- проектування технологічного обладнання;
- дослідження нових структур приводів технологічного обладнання.

Подано 17.02.2002

Крижанівський В.А. Нові шляхи підвищення ефективності автоматизованого агрегатно-модульного технологічного обладнання

Крижановський В.А. Новые пути повышения эффективности агрегатно-модульного технологического оборудования

Krizhanovsky V.A. The new ways to increase the efficiency of modular technological equipment

УДК 621.91.09

Новые пути повышения эффективности агрегатно-модульного технологического оборудования / В.А. Крижановський

Рассмотрены новые пути повышения эффективности агрегатно-модульного технологического оборудования за счет повышения нагрузочной способности, точности, производительности и долговечности силовых узлов с принципиально новой схемой нагружения исполнительных органов приводов подачи.

УДК 621.91.09

The new ways to increase the efficiency of modular technological equipment / V.A. Krizhanovsky

The new ways to increase the efficiency of modular technological equipment by rising the load-carrying capability, accuracy, productivity and longevity of power units with the new loading scheme of the end effectors are considered.