

УДК 621.906-8.

В.М.Пестунов, проф., канд. техн. наук, О.С.Стеценко, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Підвищення ефективності багатошпindelних головок агрегатних верстатів у сільськогосподарському машинобудуванні

В статті описується і обґрунтовується теоретично конструкція багатошпindelної головки для агрегатних і багатоопераційних верстатів, яка дозволяє управляти пружними деформаціями і тим самим підвищується продуктивність і точність обробки деталей сільськогосподарської техніки (500 знаків)!!!
шпindelна головка, розподільча головка, гвинтова передача, пружна деформація

Силові багатошпindelні головки використовуються при багатошпindelній обробці на верстатах, а також в автоматичних лініях .

Силові багатошпindelні головки, які утримують шпindelну коробку, мають привід головного руху, кінематичний ланцюг якого включає ланку настроювання, несамогальмуючу гвинтову передачу з веденим елементом, розташованим на поверхні шпindelної коробки, розміщення якої перпендикулярне робочому переміщенню головки [1].

Недоліком відомих головок є недостатня точність обробки через зсув рівнодіючої осьової сили різання при роботі частини шпindelів від загальної кількості, або при роботі шпindelів з різними режимами різання (V , S , t).

Для усунення цього недоліку приводу головного руху додається несамогальмуюча гвинтова передача з ланками настроювання, ведені елементи яких розташовані в тій же поверхні корпусу шпindelної коробки, що й основний, а ділянки їхнього кріплення утворюють на зазначеній поверхні шпindelної коробки вершини трикутника.

На рис.1 зображена кінематична схема силової багатошпindelної головки; на рис.2 - розміщення ведених елементів несамогальмуючих гвинтових пар на шпindelній коробці головки.

Силова багатошпindelна головка має станину 1, силовий стіл 2, шпindelну коробку 3, розподільну коробку 4, двигун 5, ланки 6-8 настроювання, несамогальмуючі гвинтові передачі 9-11, диференціальний механізм 12 і шпindelі 13-16. На станині 1 встановлена розподільна коробка 4, на якій закріплений двигун 5. Розподільна коробка через рухому несамогальмуючу гвинтову передачу 9-11 з'єднана з шпindelною коробкою. У розподільній коробці встановлені ланки настроювання 6-8, які виконуються у вигляді гітар змінних коліс. На корпусі шпindelної коробки 3, встановленої на силовому столі, розміщені ведені і елементи 17-19 несамогальмуючих гвинтових передач 9-11.

У процесі роботи верстата від двигуна 5 через розподільну коробку 4, ланки настроювання 6-8, гвинтові передачі 9-11 і диференціальний механізм 12 обертання одержують шпindelі 13-16. Одночасно силовий стіл 2 надає шпindelній коробці 3 зворотно-поступальний рух відповідно до цикла роботи верстата.

У процесі обробки, коли гвинтові передачі 9-11 передають крутний момент M_1 , M_2 , M_3 у них виникають осьові сили Q_1 , Q_2 , Q_3 спрямовані протилежно напрямку осьових складових сил різання P_{x1} , P_{xp} .

Ведені елементи гвинтових передач на площині шпindelної коробки розташовуються у формі трикутника ABC із таким розрахунком, щоб можна було керувати пружними переміщеннями шпindelної коробки, які виникають внаслідок навантаження осьовими складовими зусиллями різання P_{x1} , P_{xp} .

Для зміни точки прикладання рівнодіючого зусилля, яке розвантажує шпindelну коробку, необхідно змінювати їхнє співвідношення шляхом зміни передаточного відношення ланок налаштування 6-8.

Використання запропонованого пристрою дозволяє керувати пружними деформаціями елементів системи СПИД шляхом зміни положення точки прикладання рівнодіючого зусилля, що розвантажує, в 1,8-2,5 рази знижує пружні деформації верстата та в 1,5-2 рази підвищує його довговічність і точність.

Силкові багатшпindelні головки з пристроєм, який дозволяє управляти пружними деформаціями системи СПИД мають складну кінематичну схему і складну конструкцію привода головного руху. Для усунення цього недоліку була розроблена багатшпindelна силова головка, конструкція і кінематика якої значно простіша.

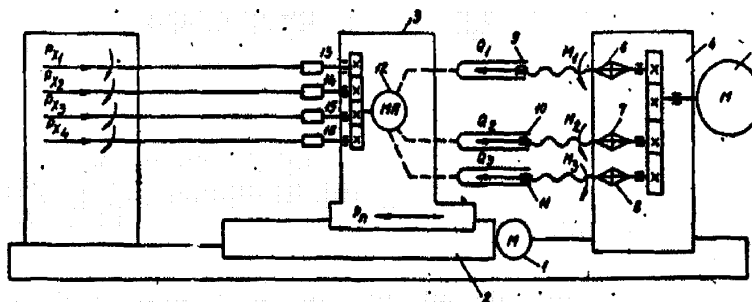


Рисунок 1 - Силова багатшпindelна головка з механізмом для усунення пружних деформацій

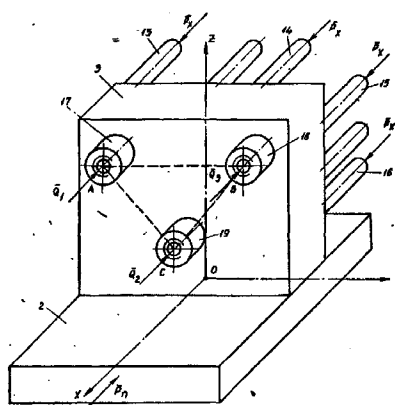


Рисунок 2 - Розміщення введених елементів несамогальмуючих гвинтових пар на шпindelній коробці головки

Розроблена головка має станину 1, силовий стіл 2, шпindelну коробку 3, розподільну коробку 4, двигун 5, ланки погоджування 6, 7 і 8, несамогальмуючі гвинтові передачі 9, 10 і 11, змінні колеса 12, що представляють загальну ланку налаштування і шпindelі 13, 14, 15, 16 і 17 (рис.3).

На станині 1 встановлена роздавальна коробка 4, на якій закріплений двигун 5. Розподільна коробка через підвішені несамогальмуючі гвинтові передачі 9, 10 і 11 з'єднана зі шпindelною коробкою 3. У розподільній виробці встановлені ланки настроювання 6, 7 і 8, що дозволяють налагоджувати шпindel або групу шпindelів на одержання заданої швидкості різання. Однак, у випадку обробки отворів однакового діаметра силова головка може і не мати зазначених ланок налагоджування. У цьому випадку задана швидкість різання встановлюється за допомогою підбора змінних коліс 12. Шпindelна коробка 3 установа на силовому столі.

У процесі роботи обертання шпindelів 13, 14, 15, 16 і 17 здійснюється від електродвигуна 5 через змінні колеса 12, розподільну коробку 4, ланки настроювання 6, 7 і 8 і гвинтові передачі 9, 10, 11. Одночасно силовий стіл 2 здійснює зворотно-поступальний рух із шпindelною коробкою у відповідності з циклом роботи.

У процесі обробки, коли гвинтові передачі 9, 10, 11 передають крутний момент, у них виникають осьові сили P_1, P_2, P_3 , спрямовані протилежно напрямку осьових складових сил різання $P_{x1} \dots P_{xi}$.

Для зміни точки прикладання рівнодіючого зусилля, яке розвантажує шпindelну коробку, необхідно змінювати їхні співвідношення шляхом заміни кута нахилу в гвинтових передачах.

Кожна з гвинтових передач автономно з'єднана, щонайменше, з тяжим шпindelом, що, в порівнянні із попередньою силовою багатошпindelною головкою, спрощує схему і конструкцію приводу.

Використання пропонованої силової багатошпindelної головки дозволяє керувати пружними деформаціями елементів системи СПИД, шляхом зміни положення точки прикладення рівнодіючого зусилля, що розвантажують шпindelну коробку, при цьому конструкція силової голівки простіше попередньої.

Однак у випадку, коли гвинтова передача з'єднає декілька шпindelів і з роздавальною коробкою, повного усунення деформації системи СПИД домогтися не вдається тому, що шпindelна бабка буде піддаватись незначним місцевим деформаціям в тих місцях, де будуть вести обробку два або більше шпindelів, з'єднаних однією гвинтовою передачею з роздавальною коробкою.

Для усунення недоліку пропонується силова багатошпindelна головка, в якій кількість шпindelів буде відповідати кількості несамогальмуючих гвинтових передач.

Шпindelна коробка, запропонованої багатошпindelної головки не буде піддаватись ніяким навантаженням і повністю будуть відсутні пружні деформації шпindelної коробки. Це, в свою чергу, значно підвищить точність обробки виробу та довговічність багатошпindelної силової головки.

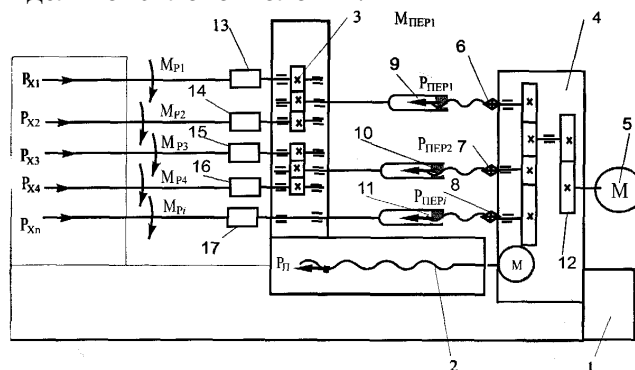


Рисунок 3 - Силовa багатошпindelна головка з механізмом керування пружними деформаціями із загальною ланкою настроювання

У ряді випадків більш доцільним є застосування декількох механізмів перерозподілу навантаження в приводі силових вузлів а умовах багатоінструментальної

обробки. У цьому випадку, виконавчий орган приводу подачі навантажується декількома силовими потоками, спрямованими на компенсацію осьових складових технологічної навантаження і сил тертя в направляючих виконавчого органа приводу подачі. Перемінна структура з багатопоточним перерозподілом навантаження в приводі силового вузла показана на рис. 4.

Особливість цієї структури полягає в тому, що кількість механізмів перерозподілу навантаження в приводі відповідає кількості інструментів і кінематичних ланцюгів головного руху чи передачі силових потоків, спрямованих на компенсацію кожної осьової складової технологічного навантаження, тобто

$$\left\{ \begin{array}{l} [P_{\text{ПЕР}1} = f(M_{P1})] \geq P_{X1} \\ [P_{\text{ПЕР}2} = f(M_{P2})] \geq P_{X2} \\ \dots\dots\dots \\ [P_{\text{ПЕР}n} = f(M_{Pn})] \geq P_{Xn} \\ [P_{\text{ПЕР}n+1} = f(M_{Pn+1})] \geq P_{Xn+1} \end{array} \right. \quad (1)$$

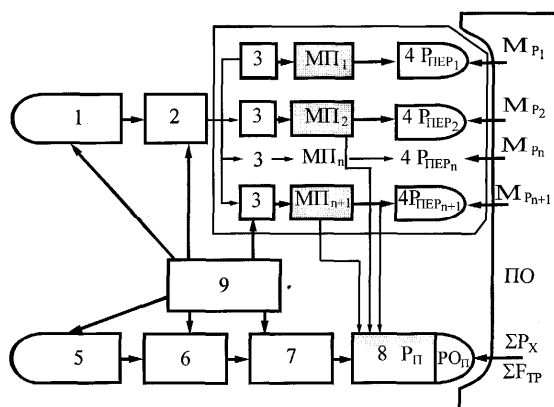


Рисунок 4 - Перемінна структура з багатопоточним перерозподілом навантаження в приводі силового вузла

При цьому, як і для перемінних структур з одним силовим потоком, привід подачі розвиває зусилля подачі $P_{\text{П}}$, необхідне при врізанні інструментів і для компенсації сил тертя $\Sigma F_{\text{тр}}$, що виникають у направляючих виконавчого органу приводу подачі й у рухливих з'єднаннях кінематичних ланцюгів приводу силового вузла. Слід зазначити, що всі зусилля $P_{\text{ПЕР}}$ розташовуються співвісно з осьовими складовими P_x ; технологічного навантаження. Це забезпечує сприятливі умови функціонування виконавчого органу приводу подачі.

Запропонована перемінна структура приводу силового вузла містить механізми перерозподілу (див. рис. 4.) $МП_1 \dots МП_{n+1}$, вхідні ланки яких з'єднані з двигуном 1 через передавальний механізм 2, механізми перетворення 3, а вихідні ланки з виконавчими органами 4 привода головного руху і виконавчим органом приводу подачі 8, що одержує рух від двигуна 5, передавальний механізм 6, механізм 7 перетворення обертального руху в поступальне.

Конструкція силового вузла перемінної структури з багатопоточним перерозподілом навантаження в приводі показана на рис. 5.

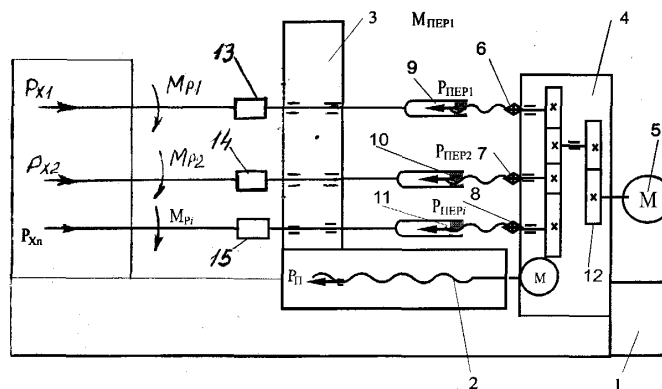


Рисунок 5 - Кінематична схема багатошпindelної силової голівки перемінної структури з многопоточним перерозподілом навантаження в приводі

Силовий багатошпindelний вузол містить нерухому станину 1, на напрямних якої знаходиться рухлива платформа 2, багатошпindelну коробку 3, роздавальну коробку 4, електродвигун 5, ланки настроювання 6-8, механізми перерозподілу навантаження 9-11, змінні зубчасті колеса 12, шпindelі 13-15.

У процесі роботи силового вузла обертання від електродвигуна 5 через змінні колеса 12, ланки настроювання 6-8, механізми перерозподілу 9-11 передається шпindelям 13-15 з необхідною частотою обертання, що сприймають моменти різання $M_{P1} - M_{Pi}$ й осеві складові $P_{X1} - P_{Xi}$. Заданий технологічний цикл переміщення рухливої платформи 2 по напрямних станини 1 здійснюється двигуном M_1 . Під впливом моментів різання M_{P1} і M_{P2}, M_{P3} у механізмах 9, 10, 11 перерозподільника навантаження виникають зусилля перерозподілу $P_{пер1}, P_{пер2}, P_{пер3}$ спрямовані на компенсацію осевих складових P_{X1}, P_{X2}, P_{X3} . Таким чином, на виконавчий орган приводу подачі - рухливу платформу 2 діють наступні сили потоки:

$$\left\{ \begin{array}{l} [P_{пер1} = f(M_1)] \geq P_{X1} \\ [P_{пер2} = f(M_2)] \geq P_{X2} \\ [P_{перi} = f(M_i)] \geq P_{Xi} \\ P_{\Pi} \geq \sum F_{тр} \end{array} \right. \quad (2)$$

де $\sum F_{тр}$ - сумарна сила тертя в направляючих виконавчого органу приводу подачі.

Найкращою умовою функціонування виконавчих органів приводів подачі з погляду мінімізації навантажувальних втрат у приводі подачі є співвісне розташування зусилля подачі P_{Π} і осевий складовий P_x технологічного навантаження. При цьому, у зв'язку з відсутністю перекидаючих моментів сил, що діють на виконавчий орган приводу подачі, наприклад, пінольний механізм силового вузла і пружні деформації пари піноль-корпус, варто очікувати підвищення точності обробки і довговічності напрямних виконавчого органу.

Оснащення агрегатних і багатоопераційних верстатів багатошпindelними голівками з керованим управлінням пружними деформаціями дозволить підвищити продуктивність і підвищити точність механічної обробки при виготовленні сільськогосподарської техніки.

Список літератури

1. Авторское свидетельство СССР №487714, кл. В23 В3/00, 1973.
2. Авторское свидетельство СССР №916243, кл. В23 В47/00, 1981.
3. Авторское свидетельство СССР №1017469, кл. В23 В47/00, 1982.

4. Кузнецов Ю.Н., Крыжановский В.А. Агрегатно-модульное технологическое оборудование нового поколения. К. Кировоград: ООО «ЗМОК» - ПП «ГНОЗИС», 2001. – 258 с.

В.Пестунов, А.Стеценко

Повышение эффективности многшпиндельных головок агрегатных станков в сельскохозяйственном машиностроении

В статье описана конструкция многшпиндельной головки для агрегатных станков с управлением упругими деформациями, что позволяет повышать производительность и точность обработки.

V.Pestunov, A.Stecenko

Increase of efficiency multispindle heads of modular machine tools in agricultural mechanical engineering

In the article the construction of multi-spindle head is described for aggregate machine-tools with a management by resilient deformations, what the productivity and exactness of treatment allow to promote

Одержано 18.10.11

УДК 621.9.06

І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, Д.В. Вахніченко, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Визначення конструктивних параметрів ВПК при виконанні типових рухів свердління

В статті визначаються конструктивні параметри верстатів з паралельною кінематикою при виконанні типових технологічних рухів механізмів з паралельною кінематикою.
верстат, гексапод, МПК, ВПК, верстат з паралельною кінематикою

Ефективне використання механізмів з паралельною кінематикою (МПК) як основи відповідних верстатів можливе при умові обґрунтованого визначення їх конструктивних параметрів. Головними складовими частинами верстатів з паралельною кінематикою (ВПК) є:

- несуча (каркасна) система;
- базова (нерухома) частина (платформа), на якій закріплюються опори рухомих ланок;
- кінематичні (рухомі) ланки;
- рухома платформа;
- виконавчий (робочий) орган ВПК.

Вибір головних параметрів цих частин, в основному, залежить від функціонального (технологічного) призначення верстата, яке оцінюється:

- розмірами оброблюваних деталей;
- виконуваними видами обробки (операціями);