

Нові кулачкові механізми технологічного устаткування

В статті узагальнені і проаналізовані напівкулачкові механізми для агрегатних верстатів і автоматичних ліній, які направлені на підвищення продуктивності, кінематичної точності і на розширення їхніх технологічних можливостей. Приведені конструкції, кінематичні схеми і принципи роботи деяких конструкцій кулачкових механізмів, а також способи розвантаження і сил різання, які діють на приводи верстатів.

кулачковий механізм, агрегатний верстат, кінематична точність, муфта, піноль, шпіндель, дискретна подача

Кулачкові механізми є найбільш давніми програмоносіями. Вони прості по конструкції і по експлуатації, тому знайшли широке застосування в системах виконання циклу роботи технологічних машин. Вирішуючи кінематичні і силові функції, кулачкові механізми обмежують кінематичні і силові можливості машин. Крім цього, виконання силових функцій шкідливо впливає на кінематичну точність і довговічність кулачкового механізму. Ці механізми суттєво обмежують технологічні можливості машин по продуктивності і рівню допустимої концентрації технологічних операцій. В кулачкових механізмах порівняно великі втрати часу на холості переміщення виконавчих органів. Вирішення вищезазначених проблем визначили основні тенденції у розвитку кулачкових механізмів.

Нижче приведені нові схеми і конструкції кулачкових механізмів, які здатні вирішувати перераховані проблеми. Відомо, що продуктивність якої завгодно машини визначають по формулі:

$$Q = \frac{1}{\sum_1^n t_i}, \quad (1)$$

де t_i – складові часу циклу руху формоутворення і холостих переміщень;

n – кількість елементів циклу роботи машини.

Проблему підвищення продуктивності агрегатних верстатів і автоматичних ліній в певній мірі вирішує схема [1], приведена на рис.1.

На валу 1 механізму подані закріплені: черв'ячне колесо 13, ведуча шестерня 12 і електромагнітна фрикційна муфта 3. На валі 11 встановлені відоме змінне колесо 10, електромагнітна муфта 9 і шестерні 4 і 5.

Від електродвигуна через клинопасову і черв'ячну передачі приводяться в обертання черв'ячне колесо, яке розташоване на валі 1. Одночасно через рухоме з'єднання одержує обертання шпіндель 7.

Якщо увімкнена муфта 9 обертання з валу 1 на вал 11 передається через змінну шестерню 12 і колесо 10, а якщо увімкнена муфта 3 обертовий рух передається через шестерні 2 і 4.

Шестерня 5 знаходиться в постійному зачепленні із зубчастим вінцем плоского кулачка 6. В пазу кулачка розташований ролик, що знаходиться на вісі, прикріпленої до

пінолі 8. При обертанні кулачка піноль здійснює цикл зворотньо-поступального руху у відповідності з профілем кулачка і швидкістю обертання. Керування муфтами 3 і 9 здійснюється кроковими перемичками.

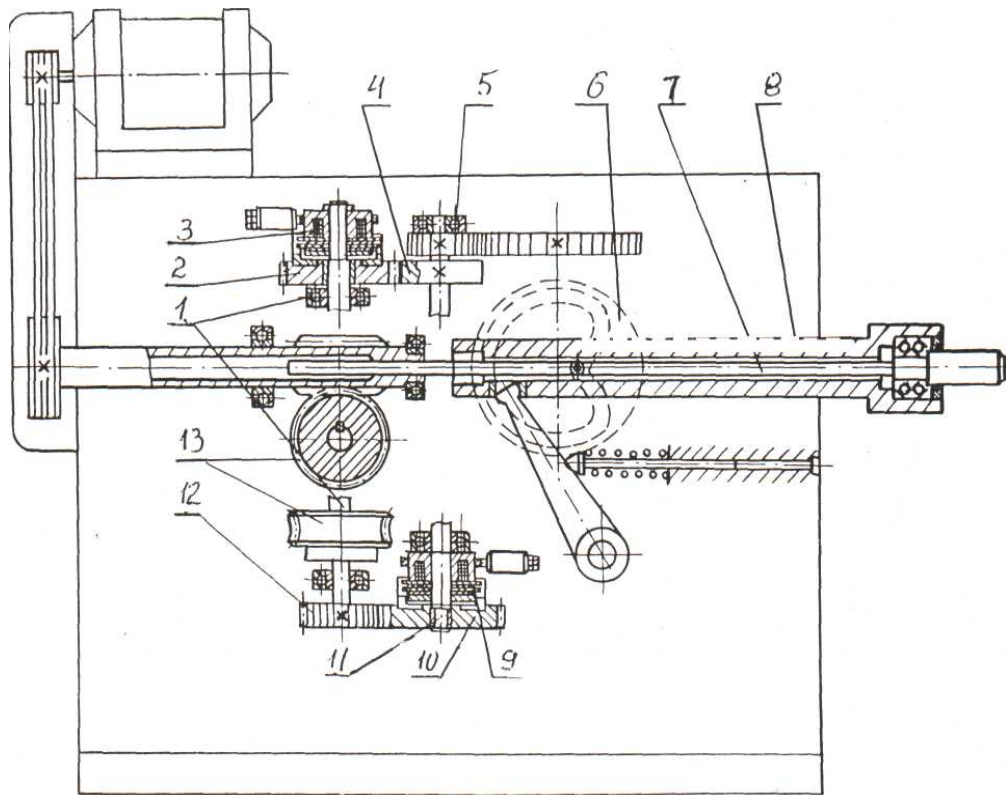


Рисунок 1 – Схема кулачкового механізму для зворотно-капсульного руху пінолі

Розширення кінематичних можливостей привода забезпечує система кулачкових механізмів [2], яка автоматично керує величиною дискретної подачі у функції крутного моменту навантаження привода головного руху (рис. 2).

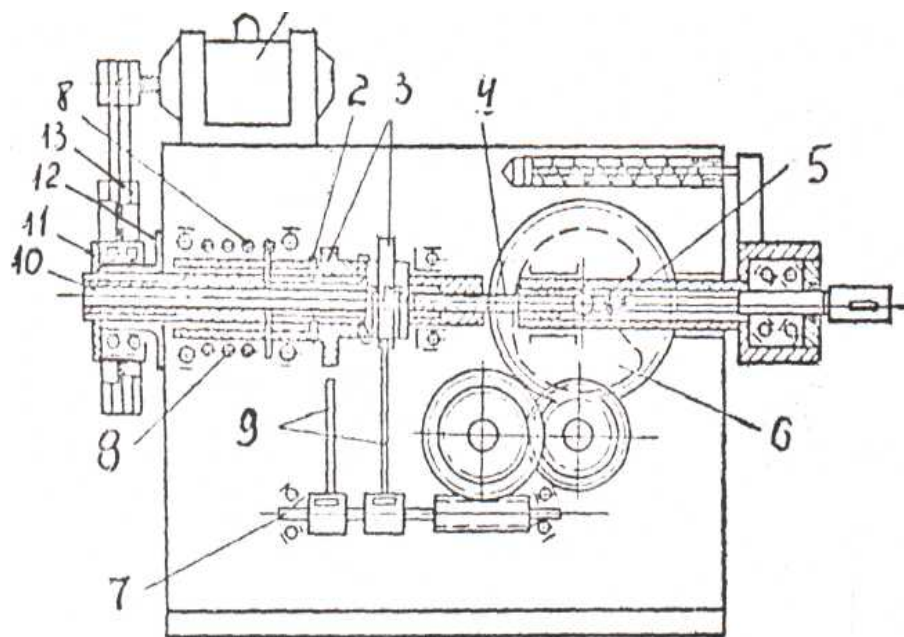


Рисунок 2 – Схема кулачкового механізму для регулювання величини подачі

Електродвигун 1 через пасову передачу передає оберти шківу 13, змонтованого на стакані 12 закріпленому на корпусі свердлильної головки. На ступиці шківу 13 розташовані два штирі 11, які входять у гвинтові канавки втулки 10 і притиснуті пружиною 8. На втулці 10 знаходяться два привідних кулачки 3 механізму подачі. В кожному кулачку установлені штифти 2, які входять у гвинтові канавки на втулці 10. При цьому штифти 2 різних кулачків розташовані у взаємо перпендикулярних площинах, а канавки, в які вони входять, мають протилежний напрям.

Змонтований в пінолі 5 шпindel 4 з'єднаний із втулкою 10 за допомогою шліців. До кулачків 3 пружинами притиснуті штовхачі 9, з'єднані з валом 7 за допомогою обгінних роликів муфт. Кут повороту вала 7 за один оберт шпинделя визначається відносним кутовим положенням кулачків 3. Від вала 7 через проміжні ланки рух подачі передається на зубчатий вінець плоского кулачка 6, який діючи на роликівий штовхач пінолі 5, переміщає шпindel в осьовому напрямку. При обертанні шпинделя у гвинтовій парі, що утворюється штирями 11 і канавками на задньому кінці втулки 10, виникає осьова сила, залежна від величини передаваного крутного моменту.

При зростанні навантаження втулка 10, стискуючи пружину 8, переміщається в осьовому напрямку і діє своїми гвинтовими канавками на штифти 2 і викликає таким чином поворот кулачків 3 в протилежному напрямку. Це приводить до зменшення кута повороту вала 7 за один оберт шпинделя, тобто до зменшення подачі. Зменшення навантаження викликає збільшення подачі.

Розширення кінематичних можливостей забезпечує схема [3], яка дозволяє за рахунок зміни профіля ролика штовхача змінювати в широких межах степінь нерівномірності руху виконавчого органу привода подачі (рис. 3).

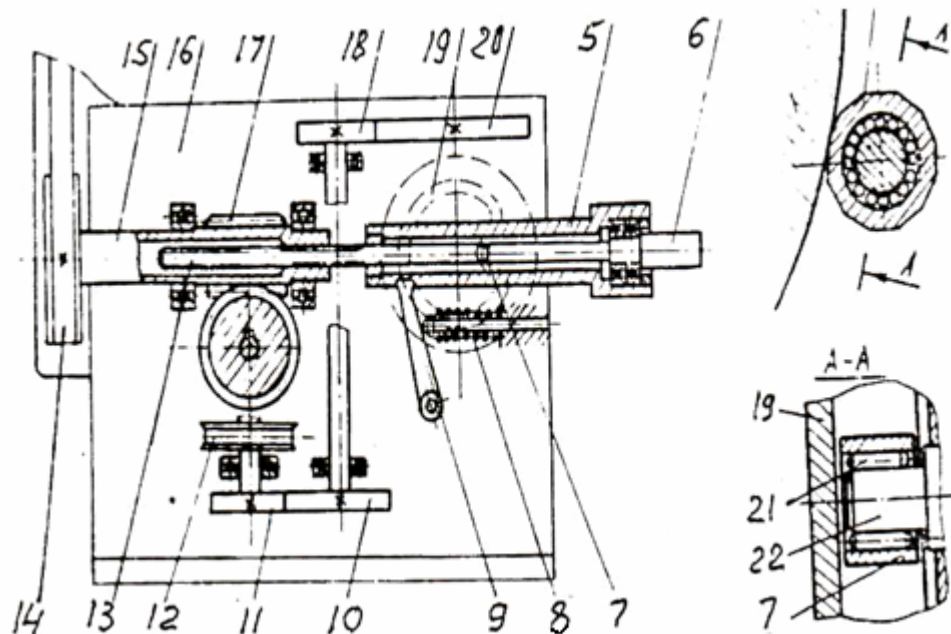


Рисунок 3 – Схема кулачкового механізму з нерівномірним рухом привода подачі

В корпусі 16 силової головки установлена пінолі 5 із шпинделем 6, шліцевий кінець 13 якого з'єднаний шліцями із втулкою 15. На втулці розташований шків 14 пасової передачі привода обертання шпинделя і черв'як 17, який знаходиться в зачепленні з черв'ячним колесом 12. через колесо 12 і набір шестерень 10-11 і 18-20 втулка 15 шпинделя 6 передає обертання кулачковій парі 19-7. Ролик 7 установлений на голчастому підшипнику 21 на пальці 22. Ролик 7 виконаний гранчастим із скругленими

ребрами і має пружне фрикційне кільце. Силове замикання кулачкової пари 19-7 здійснюється пружиною 8 і ричагом 9. В процесі роботи головки рух передається від двигуна через пасову передачу на втулку 15 і через шліцеву нарізку – шпинделю 6. Рух подачі пінолі 5 із шпинделем 6 і його швидкі переміщення забезпечує кулачкова пара 19-7, яка приводиться в рух від втулки 15 через черв'ячне колесо 12 і набір шестерень 10-11, 18-20. Ролик 7 при взаємодії з кулачком 19, зв'язаний з піноллю 5, надає пінолі коливальні рухи, амплітуда яких залежить від швидкості обертання кулачка 19.

Напрямок гвинтової лінії шліце-гвинтового зачеплення (втулка 15 – хвостовик 13) зворотній до робочого обертання шпинделя 6 з інструментом, що дозволяє зменшити зусилля в кулачковій парі 19-7 із-за осьової сили, яка виникає в шліце-гвинтовій передачі 15-13, напрямком якої співпадає з напрямком подачі інструмента, закріпленого в шпинделі. Проблему одержання дискретної подачі привода вирішує механізм, схема якого показана на рис. 4.

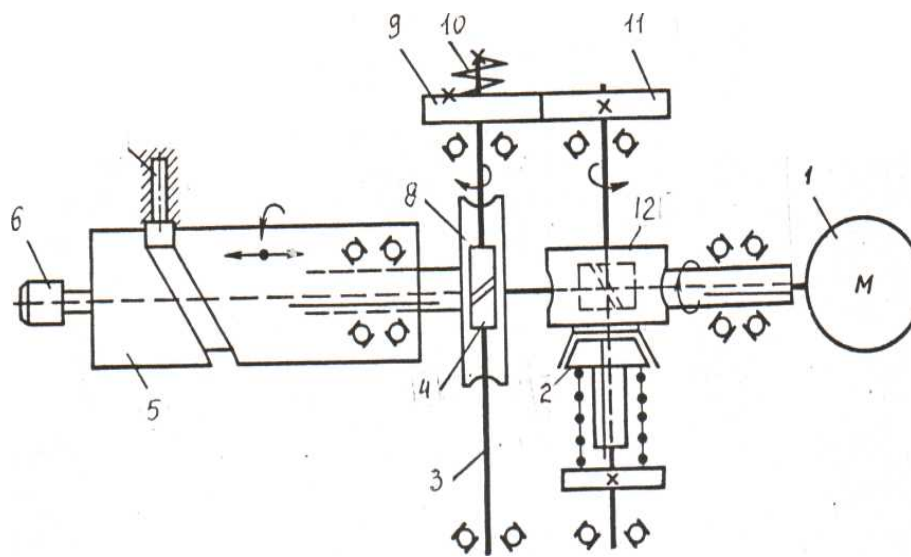


Рисунок 4 – Схеми кулачкового механізму для дискретної подачі привода

Робота привода основана на використанні падаючої характеристики тертя-ковзання по швидкості. Рух обертання здійснюється від двигуна 1 через черв'ячну передачу 12, муфти 2, шестерні 11 і передається на шестерню 9, яка закручує ланку пониженої жорсткості, наприклад, пружину 10 до тих пір, поки пружинний момент пружини не перевищить момент тертя спокою в черв'ячній парі 4-8. При досягненні пружним елементом величини моменту тертя спокою відбувається розклинювання само гальмівної пари 4-8. В зв'язку з тим, що коефіцієнт тертя руху менший коефіцієнта тертя спокою, відбувається обертання черв'яка до тих пір, поки момент тертя в парі не зрівняється із зменшувальним, по мірі розкручування пружини 10, пружинним моментом.

Протягом цього часу обертання від черв'яка 4 і колеса 8 передається пінолі 5, на якій є косий паз, що взаємодіє з роликом 7.

Таким чином пінолі задається рух подачі у відповідності з циклом.

Якщо пружинний момент, створюваний пружиною 10 і момент тертя зрівнюються, пара 4-8 заклинюється і обертання черв'яка припиняється. Пружина 10 починає закручуватись до тих пір, поки її пружинний момент знову не зрівняється з моментом тертя. Протягом цього часу черв'як не обертається і піноль 5 стоїть нерухомо. При рівності моментів передача знову розклинюється. Цикл автоколивального руху повторюється, при чому режим заклинювання чергується з тяговими режимами.

Таким чином, пінолі задається періодичний рух подачі. Частота періодичного руху подачі визначається жорсткістю пружини 10, а сумарна величина подачі – передаточними відношеннями ланок кінематичного ланцюга подачі.

Описаний вище привід можна використовувати в силових головках агрегатних верстатів, які мають черв'ячну, гвинтову, планетарну і інші само гальмівні передачі, які використовуються для свердління деталей із в'язких важкооброблюваних матеріалів.

Проблему розширення регульовальних характеристик з автоматичним керуванням, подачею із функції переміщення вирішує схема кулачкового привода, яка приведена на рис. 5.

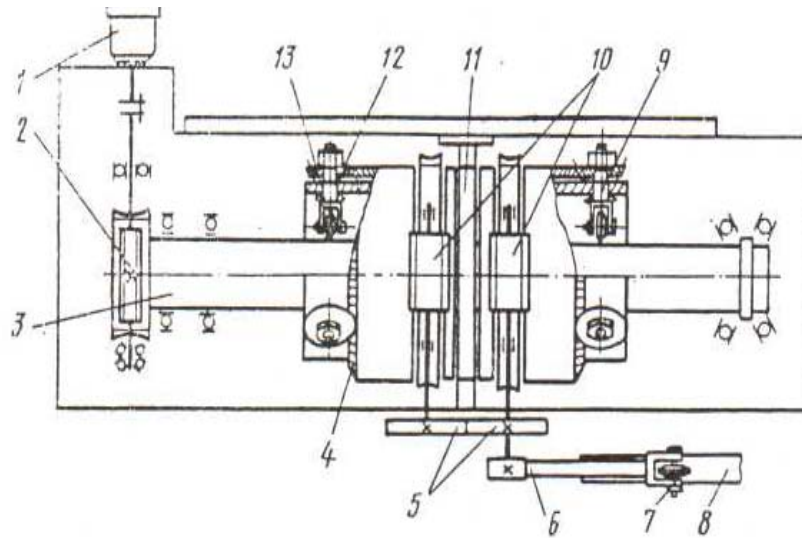


Рисунок 5 – Схема кулачкового привода з автоматичним керуванням

Привід вміщує електродвигун 1, черв'ячні передачі 2,10 і гвинтову пару. Гвинтова пара складається із вала 3, роликів 13, які встановлені на поворотних підпружинених цапфах 9, корпуса гайки 11, змонтованого на рухомій частині головки, механізму зміни кроку і вміщує кінчні шестерні 12, кінчні колеса 4, черв'ячні передачі 10, шестерні 12, механізму керування циклом зворотно-поступального руху стола, який вміщує в собі підпружинений поворотний штовхач 6, ролик 7 і профільний кулачок 8.

Від електродвигуна через черв'ячну передачу 2 обертання передається на вал 3, до циліндричної поверхні якого за допомогою тарілчастих пружин притиснуті цапфи 9 з роликами 13. Ролики, перекочуючись по циліндричній поверхні вала, змушують гайку 11 переміщуватись в осьовому напрямку зі швидкістю, яка визначається кутом нахилу осей роликів 13 відносно осі вала 3 і швидкістю обертання вала. Для зміни кроку гвинтової пари служить механізм керування, який забезпечує синхронний поворот цапф 9 у відповідності з необхідним кутом нахилу осей роликів 13 і виконаний у вигляді роликівого штовхача 6 і передаючого рух через шестерню 5 на черв'яки 10 і, здійснюючи поворот в протилежні напрямки черв'ячні колеса, кінчні колеса 4, шестерні 12, цапфи 9.

Для установки головки у вихідне положення і для витримки в кінці обробки цапфи 9 повертають до співпадання осей роликів 13 з віссю вала 3. Вмикання механізму керування виконується впливом на штовхач 6.

В корпусі 1 силової головки розташована піноль 2, на якій встановлена шпонка 3 з роликом 7. Останній взаємодіє з робочою спіральною поверхнею 6 плоского кулачка 17, зв'язаного зі шпинделем привода, на валу 15 якого встановлено кулачок 16

вібратора, діючого на шток 14 привода маслососа 9. На штоці 14 установлена гайка 13, яка опирається на двоплечий важіль 11, установлений на осі 12 кронштейна 10. Важіль 11 взаємодіє зі шпонкою 3 за допомогою штовхача 8. Шпонка притискується до штовхача пружиною 4 і штовхачем 5. Безперервний рух подачі передається пінолі 2 зі шпонкою 3 за допомогою ролика 7 при взаємодії з робочою спіральною поверхнею 6 кулачка 17. При обертанні вала 15 механізму подачі штока 14 задається поступально-коливальний рух. Гайка 13 штока передає рух важелю 11. Поступально пересувний штовхач 8, який опирається на важіль, передає пінолі 2 коливально-обертовий рух. При цьому ролик 7, який пересувається вздовж спіральної робочої поверхні 6 кулачка 17 передає пінолі 2 і різальному інструменту осьовий коливальний рух, амплітуда якого залежить від параметра спіральної робочої поверхні 6 і амплітуди коливання штовхача 8, а частота – від швидкості обертання вала 15 профілю кулачка 16. Амплітуда коливання штовхача 8 вибирається із умов обробки і може змінюватися при переміщенні кронштейна 10, змінюючи тим самим відношення плечей важеля 11. Таким чином, надання пінолі 2 складного обертально-коливального руху забезпечує подрібнення стружки в процесі різання.

Кінематичне подрібнення стружки забезпечує кулачковий механізм 7, який приведено на рис. 6.

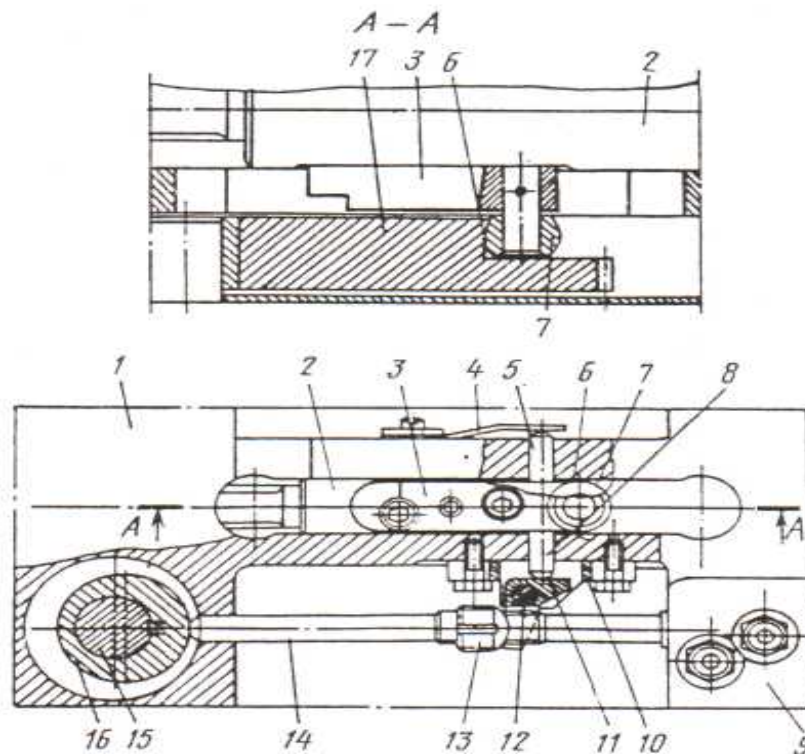


Рисунок 6 – Кулачковий механізм з кінематичним подрібненням стружки

Більш складною проблемою стало підвищення навантажувальної здатності кулачкового механізму подачі. Традиційні методи вирішення проблеми стали малоефективними, що призвело до пошуку нових рішень в галузі приводу подачі верстатів. На основі нових розробок з'явився привід верстата з керованими потоками потужності [8], які дозволяють створювати оптимальні по точності умови навантаження кулачкових механізмів. На цій основі розроблена електромеханічна силова головка [10], схема якої приведена на рис. 7.

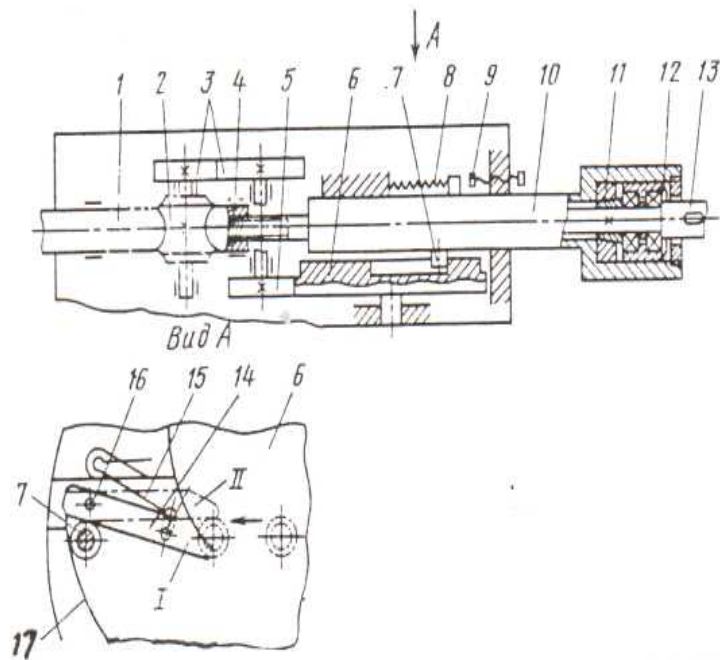


Рисунок 7 – Силова головка з регулюванням навантаження

В корпусі силової головки встановлена піноль 10 зі шпинделем 13. За допомогою гвинтової передачі 4 шпиндель з'єднаний з приводом обертання. З приводом обертового руху зв'язані черв'ячний вал 1, колесо 2, шестерні 3 і 5. Шестерня 5 спряжена з зубчатим вінцем кулачка 6. На пінолі встановлено ролик 7 штовхача кулачкової пари. Профіль кулачка утворений робочою ділянкою 17 і замикаючим її дільницею холостого ходу, яка має вигляд пластини 14, закріпленої на осі 16 і притиснутої пружиною 15. Пластина може знаходитись в двох крайніх положеннях. Шпиндель 13, притиснутий у напрямку, протилежному напрямку подачі, пружиною 12, яка замикає муфту 11, силове замикання кулачкової пари здійснює пружина 8, а обмеження осьового переміщення пінолі у напрямку подачі забезпечує упор 9. При обертанні черв'яка 1 і кінематично-з'єданого з ним кулачка 6, завдяки моменту опору в навантаженій пружиною 12 муфті 11, шпиндель повільно обертається і в гвинтовій парі 4 виникає осьова сила, яка викликає прискорене повздовжнє переміщення пінолі 10 до зустрічі ролика 7 з торцем пластини 14. Після розмикання муфти 11 подальша подача пінолі відбувається зі швидкістю, яка визначається профілем і швидкістю обертання кулачка 6. Для виводу інструмента з метою видалення стружки, змінюється напрямок обертання привода. При цьому змінюється напрямок осьової сили у гвинтовій парі 4, пружина 12 замикає муфту 11 і піноль переміщується у зворотному напрямку. Для введення інструмента в отвір, привід знову реверсується і піноль знову прискорено переміщується у напрямку подачі до тих пір, поки ролик 7 не зустріне з профілем 17 кулачка 6. Зустріч ролика з кулачком, а значить і перемикає подачі із швидкісної на робочу відбувається в точці, з якої був виведений інструмент, що дозволяє підвищити продуктивність обробки. Кількість проміжних виводів інструмента може бути яким завгодно. В кінці обробки, коли ролик входить в дотик з боковою стороною пластини 14, що знаходиться в позиції I, привід реверсується і піноль починає переміщатись у вихідне положення. Ролик діє на пластину і переміщає її в позицію II. Після того, як ролик виходить із дотикання з пластиною 14, вона під дією пружини 16 повертається у вихідне положення I. Після цього головка готова до виконання наступного цикла, тому що після чергового включення привода піноль

прискорено переміщається до зустрічі ролика з ділянкою 17 профілю. Для підвищення точності обробки глухих отворів використовується упор 9, який обмежує осьове переміщення пінолі в кінці робочого ходу.

Умову рівноваги виконавчого органу привода можна записати таким чином:

$$\sum(P_x + F_m) \pm P_o - P_o = 0, \quad (2)$$

де $\sum(P_x + F_m)$ - сума сил опору переміщенню виконавчого органу;

P_o – рушійна сила механізму подачі;

P_o – зусилля, яке розвантажує привід подачі.

В приведеному механізмі ця реакція у гвинтовій парі 4 на крутний момент, що передається приводом головного руху.

Із рівняння (2) витікає, що повне розвантаження привода подачі від сил різання і сил тертя буде при умові:

$$\sum(P_x + F_m) = P_o. \quad (3)$$

З одного боку умова (3) показує на те, що з механізму подачі знімаються силові функції, а залишаються лише кінематичні, що якісно змінює привід подачі. Якщо до параметру швидкості подачі не висуваються підвищені вимоги, то зникає необхідність у традиційному приводі подачі. Рівняння (3) показує на якісний перехід у розвитку кулачкових механізмів, тому що при позитивному значенні рушійної сили в кулачковому механізмі, він виконує традиційні для нього функції, тобто є штовхачем, а при від'ємному значенні функція кулачкового механізму змінюється на протилежне значення, тобто стає «стримуючим». Звідси особливості схеми, конструкції і нові технологічні можливості запропонованого механізму на рис. 7. Крім цього, механізми, які описує рівняння (2) володіють адаптивними властивостями. Вони не можуть забезпечити осьової сили, яка б перевищувала силу реакції гвинтової передачі на крутний момент навантаження. Таким чином швидкість руху подачі в таких механізмах з підвищенням осьового навантаження знижується.

При деяких процесах механічної обробки механічної обробки металів різанням, з використанням багатолезвійного або профільного інструмента, забезпечується взаємна компенсація одноіменних складових сил різання, в результаті чого створюються сприятливі умови для експлуатації приводів верстатів. Але повне розвантаження механізмів подачі верстатів зв'язана з повними труднощами, особливо при різьбонарізанні. Це пояснюється тим, що для одержання руху формоутворення на різьбонарізних верстатах необхідно забезпечити узгоджений рух подачі із швидкістю привода головного руху. Похибки кінематичних ланцюгів гвинтового руху формоутворення і похибки кроків різьбонарізного інструмента знижують кінематичну точність процесу різьбонарізання і, як наслідок, якість нарізаємої різьби. Для компенсації похибок кінематичних ланцюгів використовують патрони з плаваючим шпинделем, які дозволяють в межах різниці кроків самовстановлюватися інструменту в осьовому напрямку. Але при такому саморегулюванні, як правило, виникає осьове навантаження на інструмент, що, в свою чергу, приводить до підрізання нарізаємої різьби.

Головна причина викривлення профілю різьби є додаткове різання боковими кромками зубців мітчика, яке відбувається під дією осьових сил. Використання мітчиків з бочкоподібними зубцями дещо зменшують розбивання різьби, тому що головну роботу бокового різання виконують зубці забірного конуса.

Осьова сила, яка діє на мітчик, викликана силами тертя у руховому з'єднанні, що передає крутний момент різання. Не дивлячись на те, що ця сила, як правило, на порядок нижча від сили різання, якість різьбової поверхні значно знижується (на різьбовій поверхні утворюються задири).

Підвищення якості різьб, що нарізаються мітчиками, досягаються шляхом урівноваження осьових сил. Для цього створюються спеціальні верстати з поплавками або противагами. Але таке вирішення проблеми приводить до значного збільшення габаритних розмірів і маси верстата. Крім цього, межі їх можливого використання обмежені через вертикальне розташування механізмів різьбонарізання. При цьому, осьова сила, що є функцією крутного моменту різання сприймається інструментом, тобто

$$F_m = \frac{2M_{кр}}{d} \cdot \mu, \quad (4)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент навантаження;

d – середній діаметр шліцевого з'єднання шпинделя з приводом;

μ – коефіцієнт тертя.

Для урівноваження осьової сили тертя та підвищення якості нарізаємої різьби розроблена кінематична схема і конструкція різьбонарізної силової головки агрегатного верстата, приведена на рис. 8.

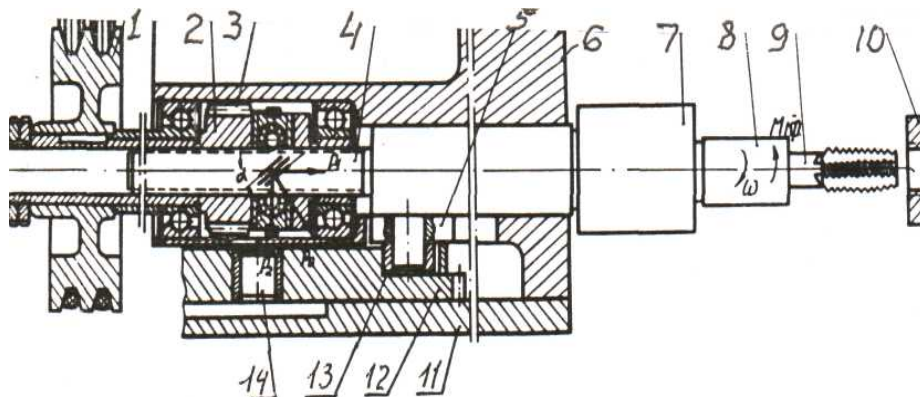


Рисунок 8 – Різьбонарізна головка з компенсацією осьового навантаження

Головка складається зі шківів 1, закріпленого на втулці 2, яка установлена на радіально-упорних підшипниках в корпусі 6 шпинделя 8 з гвинтовим хвостовиком 4, кулачка 12, установленного на вісі 14, кришки 11 корпуса, шпонки 5, встановленої на пінолі 7. При обертанні шківів 1 приводиться в обертання втулка 2, яка через гвинтовий хвостовик 4 передає обертання шпинделю 8 з інструментом 9 і відбувається нарізання різьби в деталі 10. Кінематичний ланцюг подачі починається від втулки 2, на якій нарізаний черв'як 3. Через черв'ячну передачу і дві пари зубчатих коліс (на рисунку не показані) обертання передається зубчатому вінцю кулачка 12, який здійснює повний цикл зворотно-поступальних рухів пінолі за допомогою ролика 13 і шпонки 5, закріпленої на пінолі 7. В результаті співпадання гвинтової передачі в приводі обертального руху шпинделя з напрямком гвинтової лінії, протилежним напрямку гвинтової лінії нарізаємої різьби (в даному випадку лівої гвинтової передачі), при передачі крутного моменту навантаження діє осьова складова сила, яка компенсує силу тертя.

Рівень компенсації осьового навантаження мітчика визначається параметрами гвинтової передачі і співвідношенням технологічного навантаження і сил тертя. 3

метою визначення параметрів гвинтової передачі розглянемо умови рівноваги шпindelного вузла в осьовому напрямку. Для врівноваження шпindelа і мітчика в осьовому напрямку необхідно, щоб осьова складова у гвинтовій передачі компенсувала сили тертя, тобто

$$P_o - \sum F_{mp} = 0. \quad (5)$$

Без врахування сил тертя в напрямних

$$\frac{2M_{кр} \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi')}{d'} = 0, \quad (6)$$

де α і φ' - кут нахилу і кут тертя у шліцегвинтовій передачі;
 d' - діаметр гвинта.

В процесі робочого ходу компенсація можлива тільки у випадку, коли

$$|\alpha| = |\varphi'|. \quad (7)$$

Вибір параметрів гвинтової передачі визначається рівнем компенсації осьового навантаження мітчика, яка, виходячи із рівняння (7), не залежить від режимів різання і параметрів нарізаємої різьби.

Розвантаження механізмів, яке забезпечує підвищення якості нарізаємої різьби шляхом урівноваження сил тертя, описується рівнянням (5). Але такий спосіб урівноваження не вирішує питання розвантаження інструмента в період перехідних процесів.

Повна компенсація привода подачі верстата та по осьовому навантаженню в цей період (врізання і вихід інструмента) можлива при використанні замкнутих систем автоматичного управління, створених по типовій структурній схемі функціонального зв'язку приводів руху формоутворення.

Структурні і кінематичні схеми, розроблені на основі системи управління потоками потужності і навантаження зведені в таблицю 1.

В таблиці також приведені силові співвідношення в приводі у відповідності з рівнянням (1), виражені моделлю.

Структурна схема 1-1 і кінематична схема 1-2 (табл. 1) [14] дають можливість експлуатувати привід як в режимі, коли рушійна сила у гвинтовій передачі перевищує сили опору руху, так і в режимі, коли вона менше сил опору і тому ця схема є універсальною і режим роботи привода визначається параметрами гвинтового механізма.

Структурна схема 2.1 і кінематична схема 2.2 [12] забезпечує режим роботи привода, коли розвантажуюча привід подачі сила перевищує сили опору руху. Все це змінило функції кулачкового механізма, із силового він перетворився в керуючий, і дозволило замінити зовнішню обкатку кулачка і ролика на внутрішню, скоротити габарити привода і розширити технологічні можливості силової головки.

Структурна схема 3.1 і кінематична схема 3.1 [13] вирішують проблему розвантаження привода подачі і напрямних, що підвищує точність і довговічність привода.

Для визначення приведенного кута у гвинтовій передачі розвантажуючий привід на рис. 9, показана номограма, на якій стрілками показано приклад визначення кута для свердління діаметром $D = 20$ мм, коефіцієнти $c_m = 0,335$, $c_{px} = 68$, діаметр гвинта $d = 21,6$ мм.

Коефіцієнти перевищення розвантажувальної сили над осьовою складовою технологічного навантаження прийнято 1,2.

Таблица 1

	Структурная схема	Схема элементов привода, а. с. √	Модель нагружения
1		<p>464397</p>	$P_1 = P_{x1} + P_{x2}$ $P_{x1} < P_1$ или $P_{x1} > P_1$
2		<p>384651</p>	$P_1 = P_{x1} + P_{x2}$ $P_{x1} > P_1$
3		<p>487749, 515627</p>	$P_1 = P_{x1} + P_{x2}$ $P_{x1} > P_1$
4		<p>299311</p>	$P_1 = P_{x1} + P_{x2}$ $P_{x1} < P_1$

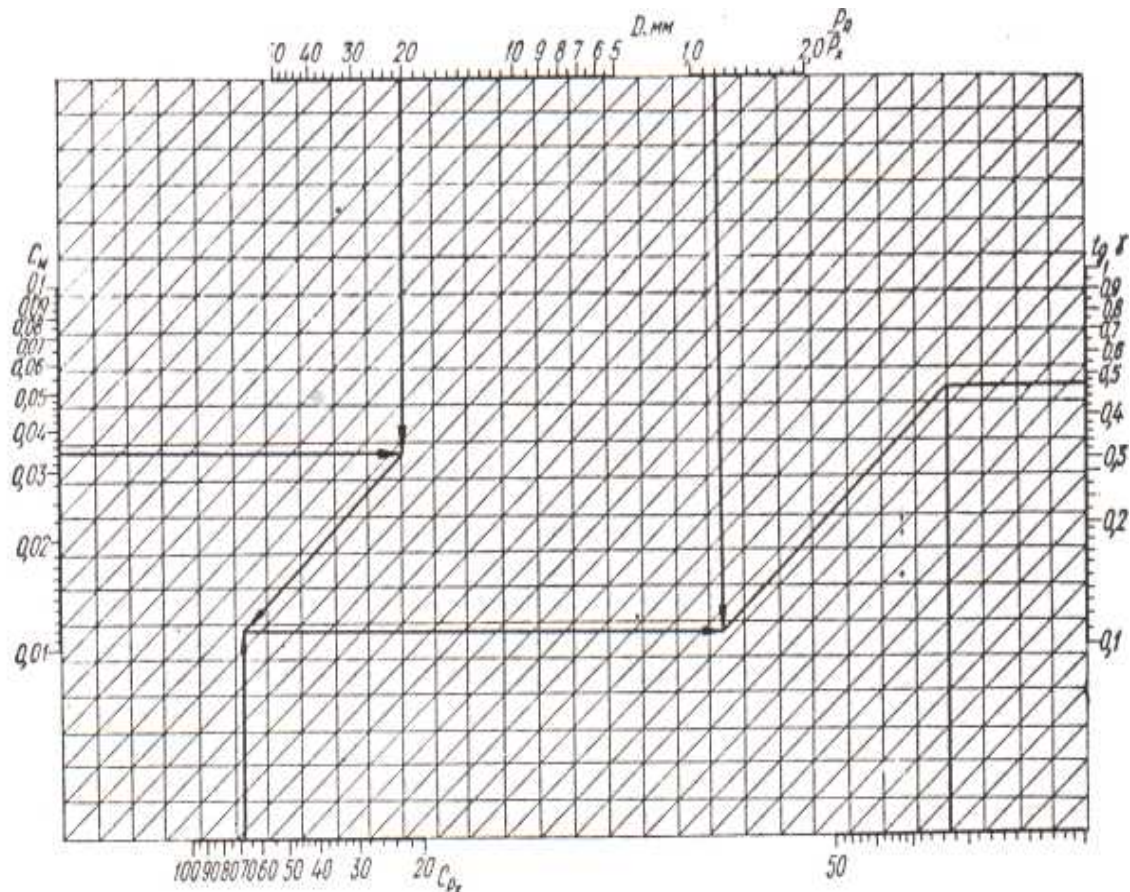


Рисунок 9 – Номограма для визначення параметрів інструмента для розвантаження силової головки

Список літератури

1. А.с. №210619 СССР МКИ В23b. Плоскокулачковая силовая головка. Бюллетень №6, 1968 г.
2. А.с. №237538 СССР МКИ В23b. Механизм подачи шпинделя. Бюллетень №8, 1969 г.
3. А.с. №358102 СССР МКИ В23b 47/34. Силовая головка. Бюллетень №37, 1972 г.
4. А.с. №477790 СССР МКИ В23b 47/04. Привод подачи. Бюллетень №27, 1975 г.
5. А.с. №322233 СССР МКИ В23b 39/14. Силовая электромеханическая головка. Бюллетень №36, 1971 г.
6. А.с. №368942 СССР МКИ В23b 9/00. Устройство для уменьшения отжима инструмента, закрепленного консольно. Бюллетень №10, 1973 г.
7. А.с. №394168 СССР МКИ В23b 25/02. Силовая головка пинольного типа. Бюллетень №34, 1973 г.
8. А.с. №844209 СССР МКИ В23Q 5/02. Привод станка. Бюллетень №25, 1981 г.
9. А.с. №299311 СССР МКИ В23q 39/00. Шпиндельный узел металлорежущего станка. Бюллетень №12, 1975 г.
10. А.с. №487749 СССР МКИ В23Q 39/00. Электромеханическая силовая головка. Бюллетень №38, 1975 г.
11. А.с. №464397 СССР МКИ В23b 47/24. Силовая головка. Бюллетень №11, 1975 г.
12. А.с. №384651 СССР МКИ В23q 33/00. Электромеханическая силовая головка. Бюллетень №25, 1974 г.
13. А.с. №515627 СССР МКИ В23Q 37/00. Электромеханическая силовая головка. Бюллетень №20, 1976 г.
14. А.с. №305037 СССР МКИ В23q. Шпиндельный узел металлорежущего станка. Бюллетень №18, 1971 г.

В статье обобщены и проанализированы полукулачковые механизмы для агрегатных станков и автоматических линий, которые направлены на повышение производительности, кинематической точности и на расширение их технологических возможностей. Приведенные конструкции, кинематические схемы и принципы работы некоторых конструкций кулачковых механизмов, а также способы разгрузки и сил резки, которые действуют на приводы станков.

In the article are analysed cam-gears for aggregate machine-tools and automatic transfer lines which are directed on the rise of productivity are generalized, kinematics exactness and on expansion of their technological possibilities. The resulted constructions, kinematics charts and principles of work oa some constructions of cam-gears, and also methods of unloading and forces of cutting which operate on the drives of machine-tools.