

УДК 621.822.187

А.Ю. Беляєва, канд. техн. наук

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,

Механіко-машинобудівний інститут

м. Київ, пр-т Перемоги, 37, корпус 1, Україна

ВДОСКОНАЛЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНОГО ПІДШИПНИКА ЗУБОШЛІФУВАЛЬНОГО НАПІВАВТОМАТУ

Аналізуються техніко-економічні показники верстата, а саме невисока вартість інструменту та устаткування, простота в налаштуванні, невисока вартість вузлів, що швидко зношуються та інше.

Ключові слова: *шпindelний вузол, гідродинамічний підшипник ковзання.*

Введення. Велику роль в підвищенні продуктивності обладнання та точності обробки деталей відіграють шліфувальні верстати, до яких, як відомо, висуваються особливі вимоги. Можливість використання більш різноманітного ріжучого інструменту, а також наявність додаткових пристроїв та пристосувань забезпечують значне скорочення додаткового часу, а суміщення переходів – основного часу.

Висока жорсткість технологічної системи верстата, сучасні конструкції механізмів, зупинку супортів при досягненні кінцевих положень, дозволяє гарантувати стабільність діаметральних, осьових розмірів оброблюваних деталей.

У нашому випадку зубошліфувальний напівавтомат. На даному верстаті можлива обробка косозубих та прямозубих зубчастих коліс.

Головною метою даної статті є підвищення техніко-економічних показників верстата, а саме невисока вартість інструменту та устаткування, простота в налаштуванні, невисока вартість вузлів, що швидко зношуються та інше. Для досягнення поставленої мети потрібно розглянути конструкції всіх вузлів і механізмів верстата, проаналізувати їх, можливо виявити недоліки та усунути їх, запропонувати нові конструкції для підвищення точності та економічності верстата. Відомо, що основою кожного верстата є шпindelний вузол, супорта з напрямними та приводами, ланцюг головного руху, коробки швидкостей та подач. Для досягнення цієї мети за об'єкт удосконалення був взятий ШВ, а саме його опори (гідродинамічні підшипники).

Основний зміст роботи. У даній роботі для виконання поставленої мети було змінено компоновку опор шпindelного вузла.

Гідродинамічний підшипник представляє собою опору жидкосного тертя. Ці підшипники поділяють на радіальні та упорні. Радіальний підшипник має три чи чотири сегмента (башмака) 1 (рисунк 1). За допомогою гідравлічної системи опора заповнюється маслом. Під дією сили тяжіння необертаючий шпindel 3 опускається на сегменти. Коли шпindel приводиться до обертання, він своєю шорсткою поверхнею тягне масло у зазори між ним та сегментами. Конструкція сегменту, зокрема, зміщення положення його опори 2 відносно вісі симетрії, дозволяє йому обертатися під дією тиску масла. У результаті чого утворюється клиновий зазор, зужуючийся у напрямку обертання шпинделя. В цьому зазорі виникає гідродинамічний тиск P , утримуючий шпindel у зваженому положенні. Якщо шпindel обертається на багатоклинових підшипниках зі самовстановлюючимися сегментами, охоплюючими його рівномірно по колу, незначне зміщення його з середнього положення під дією зовнішнього навантаження приводить до перерозподілу тиску у клиновому зазорі і виникненню результуючої гідродинамічної сили, що врівноважує зовнішнє навантаження.

Гідродинамічні опори рекомендується приміняти для шпindelів, що обертаються з високою постійною чи частотою, що мало змінюється, та сприймають невелике навантаження, наприклад для шпindelів шліфувальних верстатів. Переваги гідродинамічних підшипників заключаються у високій точності та довговічності (змішане тертя тільки в моменти пусків та останів). Недоліки – у складності конструкції системи живлення опор маслом, у зміні положення вісі шпинделя при зміні частоти його обертання [1].

Для гідродинамічних підшипників звичайно приміняють мінеральне масло Л (велосит), що має коефіцієнт динамічної в'язкості $\mu = (4...5) \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ при температурі 50°C . Масло (1...3 л/хв при тиску 0.1...0.2 МПа) подається у підшипник за допомогою гідравлічної системи, що включає фільтр тонкої відчистки та холодильну установку [1].

Сегменти підшипників повинні мати можливість самостійно змінювати своє положення як у площині, перпендикулярній осі шпинделя, так і в площині, що проходить через вісь. Останні рятують від можливості високих кромочних тисків в опорі, супроводжуваних перегрівом масла у тонкій граничній

плівці та втратою його змащуючих властивостей. Є ряд конструкцій підшипників, у яких зазор між валом та сегментами автоматично змінюється в залежності від навантаження та астанти обертання шпинделя [1].

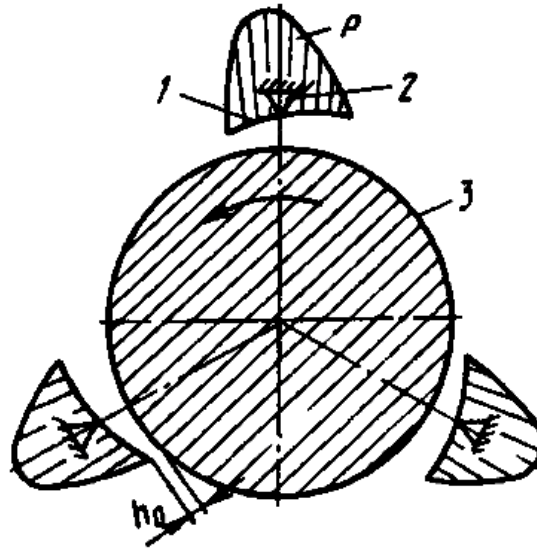


Рисунок 1 – Схема гідродинамічного радіального підшипника

У базовому верстаті пропонувалося компоновка у вигляді: задня опора – гідродинамічний упорний підшипник; передня – гідродинамічний підшипник з рівномірним розподілом мастила.

У запропонованій компоновці: задня опора – гідродинамічний упорний підшипник; передня – гідродинамічний підшипник ковзання (рисунок 2).

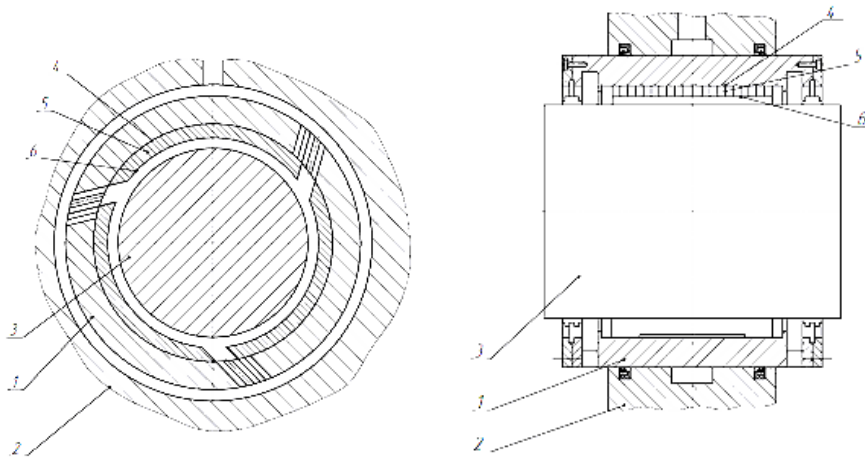


Рисунок 2 – Удосконалений гідродинамічний підшипник ковзання та деякі його елементи
1 – втулка; 2 – корпус підшипника; 3 – шийка вала шпинделя; 4, 5, 6 – пружно-димувальні елементи.

За такої швидкості з довідкової літератури [2] обираємо компоновочну схему Ш (рисунок 3)

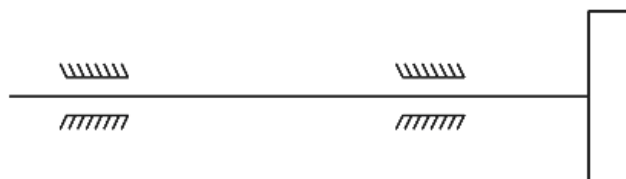


Рисунок 3 – Компоновочна схема шпиндельного вузла верстата

Уточнюємо швидкісний параметр ШВ, в залежності від конструктивних умов.

Для цього попередньо обираємо тип змащування, оцінюємо навантаженість верстата, клас жорсткості верстата, тип попереднього натягу.

Максимально припустиму частоту обертання підшипників приймаємо для попередніх розрахунків $[n_{\max}] = n_k \gamma$, де n_k — припустима частота обертання за каталогом;

$\gamma = 0,8$ — коефіцієнт що враховує умови теплопередачі та якість монтажу.

Шпиндель з опорами є зазвичай статично невизначеною системою, навантаженою зовнішніми зусиллями (сили різання та зусилля від приводу) та внутрішніми (теплові, кінематичні, монтажні).

Розрахункова схема (рисунок 4) відображує навантаження, які діють на шпиндельний вузол, елементи, що сприймають це навантаження (опори ШВ), параметри що характеризують розташування елементів розрахункової схеми та властивості цих елементів (розміри, жорсткість тощо).

Для розрахунків шпиндель розглядають як статично визначену балку східчасто-змінного перерізу на опорах, при цьому з усіх опор обирають найвіддаленіші одна від одної. Тип опор на розрахунковій схемі обирають в залежності від типу та компоновки підшипників (рисунок 3).

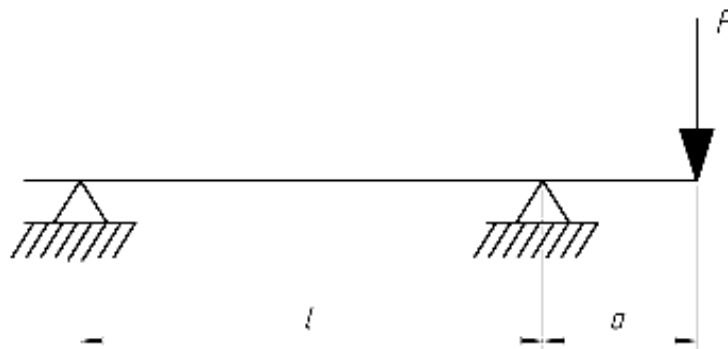


Рисунок 4 – Розрахункова схема шпиндельного вузла

Оскільки головною метою є поліпшення техніко-економічних характеристик зубошліфувального напівавтомату. Для досягнення цієї мети необхідно проаналізувати конструкцію вже існуючого верстата, вибрати основні недоліки та неточності та спробувати їх змінити. Основними вузлами верстата є привод головного руху, шпиндельний вузол, супорти та інше. В даній статті ми проаналізували шпиндельний вузол і визначили, що передня опора шпинделя не достатньо надійна особливо, якщо потрібно збільшувати швидкості обертання шпинделя. Для досягнення цього пропонуємо встановити гідродинамічні підшипники (рисунок 2)

Задача полягає в удосконаленні конструкції гідродинамічного підшипника ковзання, створенні сприятливих умов ковзання та демпфірування вала та забезпеченні оптимального температурного режиму роботи елементів підшипника.

Для вирішення даної задачі в гідродинамічному підшипнику ковзання, який містить втулку, рівномірно розташовані в коловому напрямку пружнодемпфувальні елементи та осьові ущільнення, кожен із пружнодемпфувальних елементів складається з основи, на одну із поверхонь якої нанесено пружний дротовий ворс, та гладкої пружної стрічки, причому основа ворсу жорстко з'єднана з внутрішньою поверхнею втулки, а пружна стрічка вільно охоплює торцеву поверхню дротового ворсу і своєю язичковою частиною вставляється і жорстко кріпиться у відповідному похилому пазу, виконаному в тілі втулки; окрім того, втулка містить похилі канали підведення мастила в робочий зазор підшипника і в порожнини, що утворені основами пружнодемпфувальних елементів і гладкими пружними стрічками, а також в осьових ущільненнях передбачені еластичні диски.

Наявність в конструкції гідродинамічного підшипника ковзання пружнодемпфувальних елементів запропонованої схеми, раціонально організоване змащування й охолодження дозволяє здійснити оптимальні умови для ковзання та демпфірування підшипника і підвищити його працездатність.

На рисунку 1 зображено поперечний переріз гідродинамічного підшипника ковзання запропонованої конструкції; на рисунку 2, а, б – поперечний та поздовжній перерізи відповідно.

Гідродинамічний підшипник ковзання складається з втулки 1, розміщеної в корпусі 2 підшипника, і в яку з певним зазором входить шийка вала 3, а також пружнодемпфувальних елементів, вузлів кріплення та ущільнення. Пружнодемпфувальні елементи (в даному випадку їх передбачено три) рівномірно рознесені в коловому напрямку, і кожен з них складається з основи 4, на якій закріпленій

пружний дрововий ворс 5, та гладкої пружної стрічки 6. Основа 4 пружнодемпфувального елемента жорстко з'єднана з внутрішньою поверхнею втулки 1.

В тілі втулки 1 виконано похилі пази (на рисунках 1, 2 їх не позначено), в кожен з яких вставлено і жорстко закріплено своєю язичковою частиною 7 пружну стрічку 6. Решта частина стрічки вільно охоплює торцеву поверхню дровового ворсу 5.

В конструкції підшипника передбачені осьові ущільнення. Кожне ущільнення складається з контактної кільця 8, еластичного диска 9 та притискного диска 10 і кріпиться за допомогою гвинтів 11 до втулки 2 підшипника.

В корпусі 2 підшипника виконано канал 12, від якого за допомогою похилих каналів 13 і 14 мастило подається відповідно в робочий зазор 15 підшипника та в порожнини, що утворені основами 4 пружнодемпфувальних елементів та пружними стрічками 6. Відпрацьоване мастило збирається в порожнинах 16, розташованих в торцевих частинах підшипника.

В процесі роботи високошвидкісного механізму (наприклад, турбомашини або електродвигуна) шийка 3 вала підтримується у завислому стані за рахунок мастильного клина, що утворюється у робочому зазорі 15 гідродинамічного підшипника ковзання. Мастило під тиском подається від спеціальної системи в канал 12 корпусу 1 підшипника, а надалі в похилі канали 13 і 14, що виконані в тілі втулки 1. За допомогою каналів 13 забезпечується рівномірний розподіл мастила в робочий зазор 15, а каналів 14-у порожнини, що утворені основами 4 пружнодемпфувальних елементів та пружними стрічками 6. Це забезпечує оптимальні умови для змащування робочих поверхонь підшипника та їх ефективне охолодження.

Зусилля, що виникають в результаті циліндричних та конічних синхронних та асинхронних коливань осі вала, які генеруються при роботі високошвидкісних механізмів, сприймаються пружними стрічками 6 пружнодемпфувальних елементів підшипника і передаються на пружний дрововий ворс 5. За наявності його демпфувальної здатності енергія коливального руху розподіляється у просторі та переходить у теплову.

Мастило, що знаходиться в порожнинах, заповнених дрововим ворсом, сповільняє деформацію пружнодемпфувальних елементів і, відповідно, переміщення шийки 3 вала, в результаті чого зменшується амплітуда коливань.

Можливі переміщення осі вала, також відслідковуються еластичними дисками осьових ущільнень.

Висновки. Впровадження даної модернізації зубошліфувального напівавтомату розширює можливості верстату та значно скорочує час на обробку.

Економічний ефект складає 1965254 грн. при базовій вартості виробу 137,57 тис. грн.

Такий економічний ефект був отриманий в наслідок підвищення продуктивності праці та підвищення якості виготовляємої продукції.

Строк окупності капітальних вкладень складає 0,93 року. Звідки можна зробити висновок, що виріб ефективний.

Аналізуючи розвиток шліфувальних, а саме зубошліфувальних верстатів, в першу чергу впливає значне удосконалення їх систем керування, підвищення продуктивності та точності, збільшення кількості модифікацій, покращення економічних показників та архітекtonіки.

В даній роботі було проаналізовано конструкцію зубошліфувального напівавтомату 3В83С. Було зроблено висновки і запропоновано модернізувати шпindelний вузол, а саме його опори. Було модернізовано конструкцію гідродинамічного підшипника в передній опорі, що дає змогу нам отримати більшу точність при обробці деталей, збільшити швидкості обертання шпінделя, що в майбутній модернізації дає змогу попрацювати над приводом, зменшити биття шпінделя, що впершу чергу, впливає на точність і якість обробленої поверхні.

Впровадження цих змін розширює можливості верстату та значно скорочує час на обробку.

Що стосується економічного ефекту, то він складає 1965254 грн. при базовій вартості виробу 137,57 тис. грн.

Такий економічний ефект був отриманий в наслідок підвищення продуктивності праці та підвищення якості виготовляємої продукції.

Строк окупності капітальних вкладень складає 0,93 року. Звідки можна зробити висновок, що виріб ефективний.

Отже, можна зробити висновок, що техніко економічні показники верстата були підвищені.

Перспективи подальших досліджень в даній роботі. Подальшими перспективними напрямками удосконалення ЗША є:

- створення верстатів з компонованням, що відповідає потребам автоматичної обробки;
- оснащення виробничими роботами.

Бібліографічний список використаної літератури

1. Кочергин А.И. Конструирование металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование. Учеб. пособие для вузов / А.И. Кочергин. – Мн.: Высш. шк., 1991. – 382 с.

2. Пуш В.Э. Металлорежущие станки. Учебник для машиностроительных вузов / В.Э. Пуш. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.

Надійшла до редакції 07.12.2013 р.

Беляева А.Ю. Совершенствование гидродинамического подшипника зубошлифовального полуавтомата

Анализируются технико-экономические показатели станка, а именно невысокая стоимость инструмента и оборудования, простота в наладке, невысокая стоимость узлов, которые быстро изнашиваются и др.

Ключевые слова: шпиндельный узел, гидростатический подшипник скольжения.

Beljaeva A.J. Improvement of the hydrodynamic of a gear grinding semiautomatic device

Analyzes the technical and economic performance of the machine, namely the low cost of tools and equipment, ease of setup, low cost components that wear out quickly, and more.

Keywords: spindle assembly, the hydrodynamic bearing rolling motions.