

УДК 621.9.06-187.4

Канд. техн. наук В. В. Солоха, В. С. Ліліченко, канд. техн. наук М. В. Фролов

Національний технічний університет, м. Запоріжжя

ЗНИЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕПЛОВИХ ДЕФОРМАЦІЙ НА ТОЧНІСТЬ ОБРОБКИ НА ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ

Досліджено вплив інтенсивності охолодження шпиндельного вузла токарного автоматизованого верстата на температурні зміщення в зоні різання. Виконані розрахунки параметрів повітряного потоку, що забезпечують необхідне тепловідведення та запропонована конструктивна схема охолодження шпиндельного вузла.

Ключові слова: токарний автоматизований верстат, температурні деформації, охолодження шпиндельного вузла, точність обробки.

Вступ

Робота на верстатах з високими швидкостями супроводжується значним тепловиділенням у механізмах та системах верстата, що спричиняє до температурні деформації елементів несучої системи. Похибки, викликані тепловими деформаціями, становлять 40...70 % від загальної похибки обробки [1], вони можуть зробити неможливим одержання деталей з необхідною точністю. Особливої ваги це питання набуває з використанням автоматизованого обладнання, що працює за наперед розробленою керуючою програмою (верстати-автомати та напівавтомати, верстати з ЧПК, багатощільові верстати).

Сьогодні існують різні способи і пристрої, що покликані зменшувати температурні деформації, але часто вони досить дорогі і суттєво збільшують вартість самого верстата або їх конструкція неповною мірою дозволяє застосовувати їх у токарних автоматах.

Метою досліджень є забезпечення умов підвищення точності токарних автоматизованих верстатів за рахунок зниження долі температурних деформацій у балансі точності.

1 Аналіз причин та шляхи усунення похибок форми при обробці

Температура шпиндельного вузла визначається тепловиділенням в опорах шпинделя та тепловиділенням у передачах, розміщених у шпиндельній бабці верстата. У випадку винесення приводних елементів за межі шпиндельної бабки, що має місце у більшості прецизійних верстатів, або застосування привода без коробки швидкостей, основним джерелом нагрівання шпиндельної бабки є шпиндельні опори, інтенсивність тепловиділення в яких і визначає температурне поле шпиндельної бабки і, відповідно, температурні деформації.

Результати попередніх досліджень щодо зменшення тепловиділення в опорах шпинделя за рахунок вибору відповідного режиму змащування підшипників,

показали можливість суттєвого зниження робочої температури опор шпинделя, але невирішеною залишилась проблема дисбалансу температур передньої та задньої опор.

Температурні деформації шпиндельного вузла верстата впливають на точність розміру і форми оброблених деталей. Вплив на точність форми деталі зумовлений нерівномірним нагріванням стінок шпиндельної бабки, що несуть опори шпинделя. Як правило, за умов оптимального змащення, передня опорна стінка має вищу температуру у порівнянні з задньою, що є наслідком декількох причин: у передній опорі, як правило, установлюється більша кількість підшипників, до того ж підшипники мають більший діаметр, ніж у задній опорі; часто тепловіддача від задньої стінки більша ніж від передньої внаслідок обдування її повітряними потоками від шківа пасової передачі.

Нерівномірне нагрівання стінок шпиндельної бабки, що несуть опори шпинделя, зумовлює перекид осі шпинделя і, відповідно, похибки форми обробленої поверхні деталі. Усунення цих похибок можливе лише шляхом вирівнювання температурного поля передньої і задньої стінок шпиндельної бабки на мінімально можливому рівні. Це може бути досягнуто примусовим охолодженням шпиндельних опор. Системи рідинного охолодження шпиндельних вузлів, що застосовується в сучасних верстатах для швидкісного різання, досить дорогі і складні, оскільки вони повинні забезпечувати не лише прокачування рідини через опору, але й тепловідведення, тобто повинні мати холодильні установки, що підтримують температуру рідини, яка прокачується через систему охолодження опори, на визначеному рівні.

Зберігаючи принцип зниження температури шпиндельного вузла за рахунок збільшення тепловідведення, можна запропонувати схему, коли охолодження здійснюється повітряним потоком, що створюється спеціальним вентилятором, установленим на шпинделі верстата. Для одержання більшого ефекту в опорних

стінках шпindelного вузла виконуються спеціальні канали, через які проходить повітряний потік. Форма каналів та параметри вентилятора вибираються виходячи з рівності температури передньої і задньої опорних стінок, до того ж температури повинні бути по можливості мінімальними.

Коефіцієнти тепловіддачі поверхонь визначаються через критерій Нусельта:

$$\alpha = \frac{Nu \lambda_p}{l}, \quad (1)$$

де Nu – критерій Нусельта, що являє собою безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі;

λ_p – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(мК);

l – визначальний розмір, м.

Критерій Нусельта характеризує відношення інтенсивності будь-якого виду конвективного теплообміну до розподілу температури у приграничному шарі середовища. Його можна подати у вигляді функціональної залежності між критеріями подібності:

$$Nu = k Re_p^m Pr_p^n \left(\frac{Pr_p}{Pr_{нов}} \right)^{0,25}, \quad (2)$$

де Re – критерій Рейнольдса, що характеризує гідродинамічний режим потоку повітря;

Pr – критерій Прандтля, що характеризує теплофізичні властивості середовища;

Відношення $\left(\frac{Pr_p}{Pr_{нов}} \right)^{0,25}$ враховує зміну властивостей теплоносія по товщині приграничного шару. Для газів з достатньою точністю можна вважати, що

$$\left(\frac{Pr_p}{Pr_{нов}} \right)^{0,25} = 1.$$

Отже, безрозмірний коефіцієнт тепловіддачі можна представити у вигляді залежності $Nu = f(Re)$.

Число Re потоку, що має створюватися вентилятором, визначимо виходячи з необхідної величини коефіцієнта тепловіддачі відповідної поверхні, що забезпечує рівність температури передньої та задньої опорних стінок.

Критерій Рейнольдса є функцією від швидкості потоку повітря і характеризує відношення сил інерції до сил в'язкого тертя, внаслідок якого при вимушеному русі середовища можуть формуватися ламінарні чи турбулентні режими течії:

$$Re = \frac{Wl}{\vartheta_B}, \quad (3)$$

де W – швидкість повітряного потоку, м/с;

ϑ_B – кінематичний коефіцієнт в'язкості, м²/с.

З формули (3) основною змінною величиною, що

в кінцевому підсумку впливає на величину тепловіддачі поверхні, є швидкість потоку повітря, що омиває її.

З умов забезпечення гранично допустимої температури та рівномірності температур опорних стінок шпindelної бабки можна визначити швидкість потоку, що забезпечить необхідні умови теплообміну. Швидкість потоку повітря W пов'язана з конструктивними параметрами вентилятора залежністю:

$$W = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)}, \quad (4)$$

де D – зовнішній діаметр робочого колеса, м;

d – втулковий діаметр, м.

Q – продуктивність вентилятора, яка залежить від геометричних параметрів вентилятора та частоти обертання, м³/с [2]:

$$Q = \frac{qD^3 n}{24,3 \sqrt{\gamma \vartheta \chi \lambda \beta}}, \quad (5)$$

де q – коефіцієнт продуктивності вентилятора;

n – частота обертання, хв.⁻¹;

$\gamma, \vartheta, \chi, \lambda, \beta$ – коефіцієнти, що залежать від параметрів лопаток вентилятора.

Виходячи з обмежень, обумовлених технічними характеристиками верстата (частота та напрямок обертання шпindelа) та розмірами шпindelної бабки і самого шпindelа, необхідна швидкість потоку повітря може забезпечуватися параметрами лопаток вентилятора.

2 Опис конструкції шпindelного вузла з системою повітряного охолодження

Викладені вище положення реалізуються в конструкції шпindelного вузла токарного автоматизованого верстата, яка має ряд інженерних рішень, спрямованих на вирівнювання температурного поля шпindelної бабки і зниження впливу температурних деформацій на точність обробки.

Для охолодження опорних стінок шпindelної бабки безпосередньо на шпindelі встановлюється вентилятор (рис. 1) для прокачування потоку повітря через опорні стінки шпindelної бабки.

Оскільки обробка на токарних автоматах ведеться як на лівих, так і на правих обертах, то лопатки вентилятора повинні мати прямий профіль, що забезпечить можливість прокачування повітря в обох напрямках. Над задньою опорою в стінці корпусу шпindelної бабки виконується наскрізний отвір-канал з відповідним поперечним перетином. У передній опорній стінці виконуються два отвори-канали, один під, а інший над передньою опорою для більш ефективного охолодження, враховуючи більш високу робочу температуру опори. Канали в передній опорній стінці доцільно виконати у формі конфузора, що, з одного боку, полегшить виймання з них формувальних моделей, а з іншого – збільшить середню швидкість потоку повітря в каналі,

що в свою чергу збільшить тепловідведення від стінок корпусу і, як наслідок, зменшить температуру і температурні деформації. Прискорення потоку на конфузورних ділянках призводить до зменшення інтенсивності турбулентного перенесення тепла, що зумовлено ламінаризацією потоку, але використання каналів прямого профілю матиме менший ефект, оскільки величина тепловіддачі є степеневою функцією від швидкості потоку теплоносія $\alpha \propto W^m$ [3], тобто збільшення тепловіддачі можна досягти збільшенням швидкості потоку теплоносія. Поверхня каналів має бути шорсткою, що також є одним з ефективних засобів інтенсифікації процесу теплообміну, суть якого полягає в руйнуванні елементами шорсткості в'язкого підшару в турбулентному русі та в підвищенні несталості приграничного шару, внаслідок чого, за інших однакових умов, перехід з ламінарної течії в турбулентну настає за менших значень числа Re.

Напрямок обертання шпинделя, враховуючи форму лопаток вентилятора, на ефективність роботи вузла не впливає.

3 Аналіз отриманих результатів

Ефективність запропонованих рішень перевірялась на прикладі конструкції шпindel'ної бабки токарно-револьверного автомата з максимальним діаметром обробки 16 мм. Температурне поле шпindel'ного вузла розраховувалося методом скінчених елементів для максимальної частоти обертання шпинделя 6300 хв⁻¹,

коли спостерігається найбільше тепловідлення в шпindel'них опорах. Виходячи з конструкції шпindel'них опор (в передній опорі встановлено три підшипники проти двох підшипників у задній, до того ж підшипники передньої опори мають більший діаметр) та розміщення приводного шківa на задньому кінці шпинделя тепловий потік в передній опорі буде більшим, а тепловіддача від неї меншою, ніж у задній опорі. В результаті теплове поле шпindel'ної бабки буде нерівномірним по довжині бабки (рис. 2, а). Температура несучої стінки під передньою опорою складає близько 53 °С, в той час як під задньою не перевищує 43 °С. Нерівномірність температурного поля зумовлює нерівномірні температурні зсуви шпindel'ної бабки під опорами шпинделя (рис. 3, а), що спричиняє перекіс осі шпинделя та призводить до втрати точності обробки на верстаті.

У разі застосування запропонованої конструкції охолодження, за тієї самої потужності втрат на тертя в опорах шпинделя, температура шпindel'ної бабки під опорами, по-перше, знижується, особливо під передньою опорою, по-друге, вирівнюється за довжиною шпindel'ної бабки (рис. 2, б). Різниця температур під передньою та задньою опорами знаходиться в межах 1–2 °С. Внаслідок температурних деформацій зсуви шпинделя у вертикальній площині в передній та задній опорах практично вирівнюються (рис. 3, б), що усуває виникнення похибки форми оброблюваної деталі.

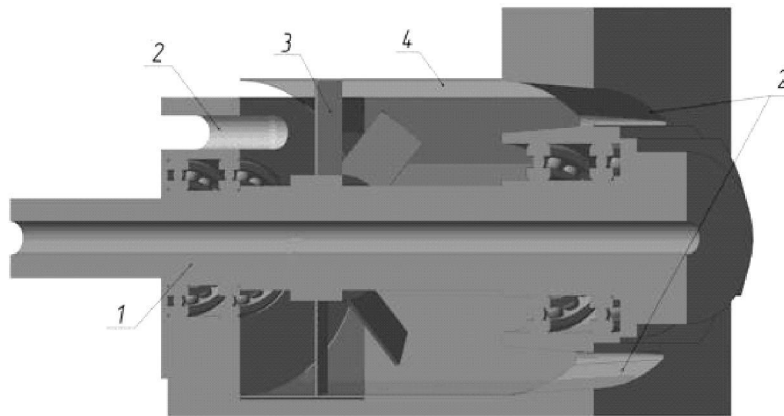


Рис. 1. Модель шпindel'ного вузла з вентилятором: 1 – шпindel', 2 – канали; 3 – вентилятор; 4 – кожух

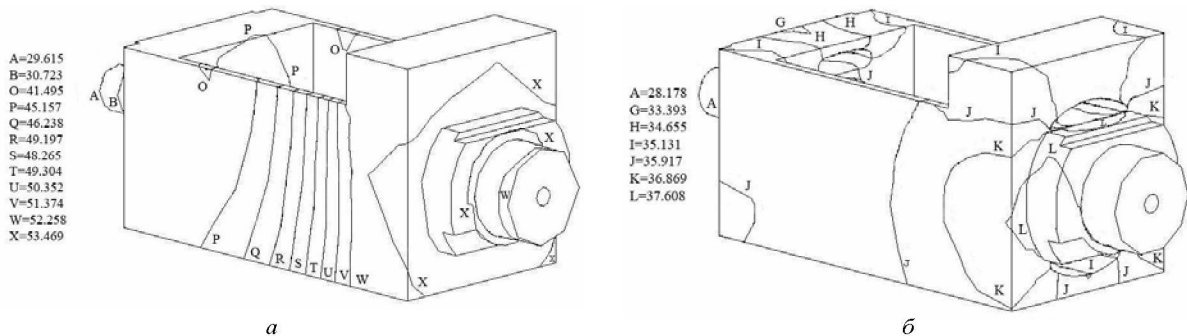


Рис. 2. Температурне поле шпindel'ної бабки: а – базової моделі; б – вдосконаленої конструкції

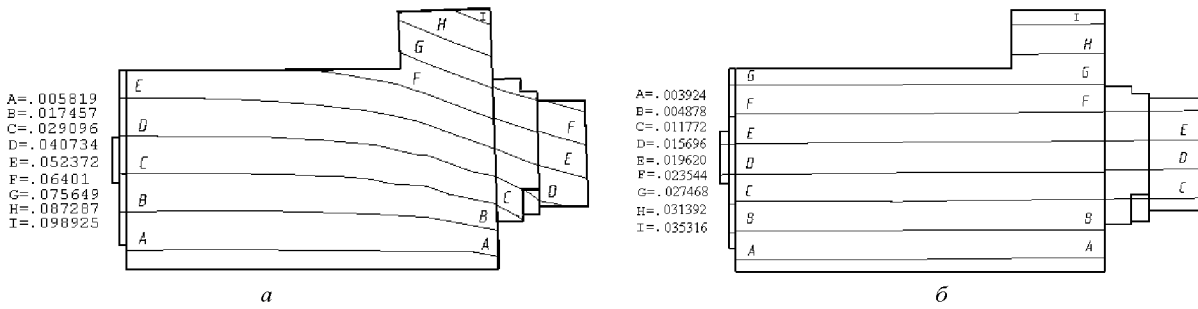


Рис. 3. Температурні деформації шпindelної бабки у вертикальній площині: а – базова модель; б – вдосконалена модель

Висновки

Запропонована конструктивна схема охолодження шпindelного вузла дозволяє знизити та вирівняти температуру опорних стінок шпindelної бабки, внаслідок чого температурний зсув шпинделя відбувається рівномірно без перекосів, що дозволяє позбутися похибок форми оброблених деталей, що виникають внаслідок температурних деформацій.

Список літератури

1. Проников А. С. Проектирование станков и станочных систем / Проников А. С, Аверьянов О. И. – М. : Машиностроение, 1994. – 444 с.
2. Виноградов В. И. Исследование вентиляторов электрических машин / В. И. Виноградов. – Л. : Энергия, 1970. – 90 с.
3. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках / А. А. Жукаускас. – М. : Наука, 1982. – 472 с.

Одержано 11.01.2011

Солоха В.В., Лиличенко В.С. Снижение влияния тепловых деформаций на точность обработки на токарных станках

Исследовано влияние интенсивности охлаждения шпindelного узла токарного автоматизированного станка на температурные смещения в зоне резания. Выполнены расчеты параметров воздушного потока, которые обеспечивают необходимый теплоотвод, и предложена схема охлаждения шпindelного узла.

Ключевые слова: токарный автоматизированный станок, температурные деформации, охлаждение шпindelного узла, точность обработки.

Soloha V., Lilichenko V. Decreasing of the influence of thermal deformations on accuracy of the machining using the turning machine tool

The influence of spindle assembly cooling intensity in the turning automated machine tool on temperature displacement in a cutting zone was researched. The calculations of air flow parameters, which provide necessary heat outlet and a scheme of spindle cooling unit, were performed.

Key words: automatic lathe machine, thermal deformation, cooling spindle assembly, precision machining.