

КОВАЛЬОВ В.Д., КЛИМЕНКО Г.П., ВАСИЛЬЧЕНКО Я.В., ШАПОВАЛОВ М.В., КОВАЛЕНКО А.В.

СИСТЕМА АДАПТИВНЕ КЕРУВАННЯ ТИСКОМ У КИШЕНЯХ ГІДРОСТАТИЧНИХ ОПОР ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА І ЗУСИЛЛЯМ НАТЯГУ ПРИВОДА ПОЗИЦІОНУВАННЯ ШПИНДЕЛЯ ВАЖКОГО ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА

Робота присвячена вдосконаленню теорії проектування та розробці на цій основі адаптивних гідростатичних опор нового покоління, а також розробці методів оптимального проектування шпиндельних вузлів і напрямних з такими опорами. Встановлено, що використання режимів рідинного тертя у важконавантажених вузлах є дуже актуальним для важких верстатів підвищеної точності із числовим програмним керуванням. Гідростатичні шпиндельні опори застосовуються у важких токарних верстатах, у яких необхідна точність обертання не забезпечується підшипниками кочення. Розроблено адаптивну систему керування тиском у кишнях гідростатичних опор і зусиллям натягу приводу позионування. Система досить простими засобами дозволяє скорегувати передавальну функцію і виключити можливість коливань. За допомогою системи значно підвищується точність і продуктивність обробки на металорізальних верстатах різного технологічного призначення. Підвищується надійність опор, так як дроселювальні елементи при роботі знаходяться в русі, що перешкоджає заростанню дроселювальної щілини. Підвищується жорсткість і несуча здатність шару мастильного матеріалу. Виключаються налагоджувальні роботи зі встановлення робочого тиску в кишнях опори. Розроблено мехатронну систему адаптивного управління тиском в кишнях гідростатичного шпиндельного вузла підвищеної точності. Розроблено адаптивні регулятори систем живлення опор зі зворотним зв'язком по положенню шпинделя. Розроблено нову конструкцію втулки гідростатичного підшипника із вбудованими ємнісними датчиками зазору.

Ключові слова: адаптивне керування, важкий верстат, шпиндельний вузол, гідростатичні опори

KOVALOV V.D., KLYMENKO G.P., VASYLCHENKO YA.V., SHAPOVALOV M.V., KOVALENKO A.V. OPTIMIZATION OF CUTTING MODES ON HEAVY MACHINES

The work is devoted to improvement of the design theory and development on this basis of adaptive hydrostatic supports of new generation, as well as development of methods for optimal design of spindle assemblies and guides with such supports. It is established that the use of fluid friction modes in heavily loaded nodes is very relevant for heavy numerically controlled precision machine tools. Hydrostatic spindle bearings are used in heavy lathes, in which the required accuracy of rotation is not provided by rolling bearings. An adaptive system for controlling the pressure in the pockets of hydrostatic supports and the tensioning force of the positioning drive has been developed. The system makes it possible to adjust the transfer function and exclude the possibility of oscillations by rather simple means. By means of the system the accuracy and productivity of machining on metal-cutting machines of different technological purposes is significantly increased. The reliability of the supports is increased, since the throttle elements are in motion during operation, which prevents the throttle gap from becoming overgrown. Stiffness and load-bearing capacity of the lubricant layer are increased. Debugging work on setting the working pressure in the support pockets is eliminated. The mechatronic system of adaptive control of pressure in the pockets of hydrostatic spindle assembly with increased accuracy is developed. Adaptive regulators of support power supply systems with spindle position feedback have been developed. A new design of hydrostatic bearing sleeve with built-in capacitive clearance sensors is developed

Keywords: adaptive control, heavy machine tool, spindle assembly, hydrostatic supports.

Вступ. Шпиндельний вузол є одним з основних елементів несучої системи металорізального верстата багато в чому визначає його жорсткість, точність і вібростійкість. У сучасних важких, високошвидкісних металообробних верстатах, прецизійних і унікальних верстатах застосовують шпиндельні вузли та направляючі з безконтактними гідростатичними опорами ковзання у яких точність, здатність навантаження, швидкісні і динамічні характеристики перевершують аналогічні показники інших опор ковзання і кочення. Основні перспективи досліджень і дослідно-конструкторських розробок в цьому напрямку пов'язані зі створенням і комплексним використанням функціональних можливостей гідростатичних опор, що мають вбудовані регулятори адаптивного нагнітання мастила. Подальше вдосконалення теорії, розвиток досліджень і розробка на цій основі адаптивних гідростатичних опор нового покоління, а також розробка методів оптимального проектування шпиндельних вузлів і напрямних з такими опорами є актуальною науково-технічною проблемою машинобудування, рішення якої дозволяє значно підвищити точність і продуктивність обробки на металорізальних верстатах різного технологічного призначення

Аналіз стану питання. Використання режимів рідинного тертя у важконавантажених вузлах є дуже актуальним для важких верстатів підвищеної точності із числовим програмним керуванням [1, 2]. Гідростатичні шпиндельні опори (ГШО) застосовуються у важких токарних верстатах, у яких необхідна точність обертання не забезпечується підшипниками кочення. Так, підшипники кочення 5 ступеня точності із внутрішнім діаметром понад 300 мм виготовляються тільки за спеціальним замовленням, і вартість їх росте набагато швидше, ніж діаметр. Ці міркування, а також високі демпфуючі властивості, визначили переваги гідростатичних шпиндельних підшипників перед підшипниками кочення для важких верстатів високої точності [3,4].

Широко розповсюдженими є опори, розроблені фірмою GENDRON (Франція). [5, 6]. Фірмою SKF (Швеція) розроблена типова конструкція гідростатичних підшипників. Ці опори рекомендовано, у першу чергу, для важких металорізальних верстатів підвищеної точності [7].

Більш перспективними є адаптивні ГШО з регуляторами нагнітання робочої рідини, опір яких автоматично змінюється протилежно зміні тиску в несучому шарі. Такі опори мають значно кращі навантажувальні, швидкісні та енергетичні характеристики. При достатній активності регулятора вони можуть працювати в режимі від'ємної піддатливості (шпиндель зміщається назустріч навантаженню), який дозволяє компенсувати негативний вплив пружних деформацій базових елементів верстата на точність обробки [8].

Системи живлення ГШО різноманітні, досить складні та виявляють не менший вплив на працездатність гідростатичних опор, ніж їхня конструкція.

Тип системи живлення ГШО призначають, виходячи із забезпечення необхідної несучої здатності, діапазону навантажень, максимальної жорсткості шару робочої рідини, а також інших експлуатаційних параметрів [9].

Незважаючи на значну кількість конструктивних рішень, регулятори можуть бути розбиті залежно від геометричної форми змінюваного в процесі експлуатації опору на дві групи: із плоскою та із циліндричною кільцевою щільністю [10].

Метою роботи є підвищення точності, жорсткості і вібростійкості важких токарних верстатів за рахунок застосування адаптивних шпindelних гідростатичних опор і приводу позиціонування.

Матеріали, обладнання та умови проведення досліджень. Теоретичне моделювання проведено за допомогою чисельних методів вирішення крайових задач з диференційними рівняннями часткових похідних другого порядку. Для синтезу і аналізу адаптивних систем використано методи функціонального та структурного моделювання. Експериментальні дослідження базувалися на теоріях регресивного і кореляційного аналізів, математичної статистики з використанням методики форсованих, прискорених, тривалих іспитів, моментних спостережень, інформаційних банків, евристичних методів. розрахунки шпindelного вузла на жорсткість при максимальних навантаженнях виконуються в пакеті КОМПАС 3D, методом кінцевих елементів.

Результати досліджень. Аналіз різних видів систем регулювання: дросельна система, система "насос-кишеня", регуляторна система, адаптивна система дозволяє зробити такі висновки:

1. Для схем живлення гідростатичних опор не існує ідеального рішення;
2. Мінуси дросельної системи живлення: складність розрахунку і проектування; підвищений розігрів масла; зменшується жорсткість; підвищується витрата потужності на прокачування масла; висока ймовірність засмічення дроселів і необхідність їх систематичного очищення.
3. Мінуси живлення типу "насос-кишеня": потрібна велика кількість насосів малого обсягу, або багатопотокові насоси спеціальної конструкції; є залежність товщини масляного шару від температури.
4. Мінуси регуляторів для розімкнутих опор - є необхідність регулювати опір кожного з них для забезпечення рівності витрати. При великому зміні тиску в кишенях витрати через окремі регулятори не однакові. Регулятори щільного типу схильні до засмічення, більшість регуляторів має низьке власне демпфірування.

Для вирішення проблеми регулювання живлення гідростатичних опор запропоновано систему адаптивного управління тиском в кишенях гідростатичних опор шпindelного вузла токарного верстата. Система дозволяє досить простими засобами скорегувати передавальну функцію і виключити можливість коливань, спрощує налаштування. Система являє собою комплекс датчиків для збору даних, регульовані електромагнітні клапани на кожній кишені, мікроконтролер управління.

Структурна схема адаптивного управління гідростатичними підшипниками представлена на рис. 1. Принцип дії даної схеми полягає в тому, що ємнісний датчик відстані 1, зчитує зміни ємності конденсатора в кишенях 2, сигнал з датчика надходить на мікроконтролер 3. Мікроконтролер на основі керуючої програми перетворює сигнал з ємнісного датчика про змінену ємності конденсатора в величину зазору в кишені. За алгоритмом керуючої програми розраховується тиск в кожній кишені, необхідне для усунення відхилення від осьової лінії шпинделя, відповідні сигнали подаються на електромагнітні клапани 4. Необхідний тиск в системі створюється насосами 5, приводиться в дію електродвигуном 6.

Для здійснення точного вимірювання положення шпинделя під час обробки необхідний датчик вимірювання зазору в кишені. До системи контролю зазором в гідростатичних опорах відносяться ємнісні датчики, які за допомогою проводів підключаються до плати управління (рис 2).

Ємнісний датчик відстані являє собою конденсатор, складений з двох пластин, розділених діелектриком. Ємнісні перетворювачі використовують метод зміни ємності конденсатора при зміні відстані між обкладками.

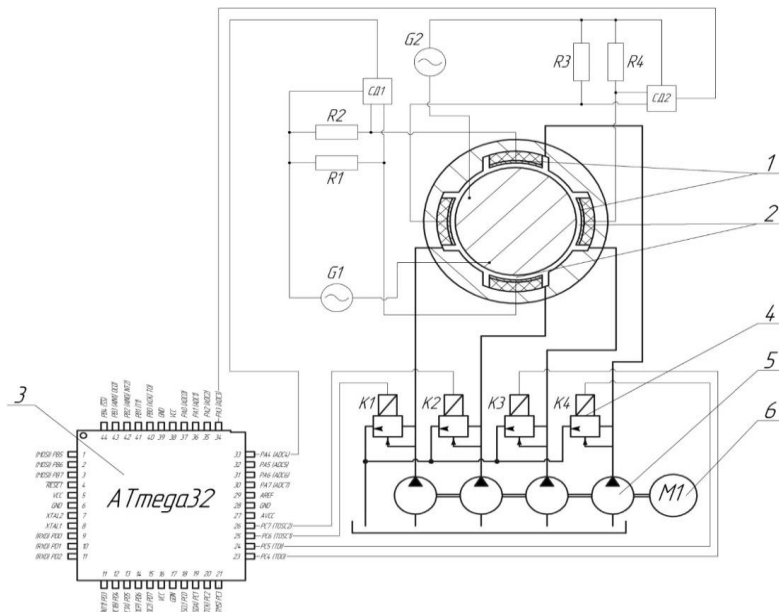


Рис. 1 – Структурна схема адаптивного управління гідростатичними підшипниками

Для здійснення точного вимірювання положення шпинделя під час обробки необхідний датчик

У гідростатичному підшипнику однієї пластиною служить шпиндель, а інший – мідна пластина, яка знаходиться на дні кишені втулки. В якості діелектрика виступає масло.

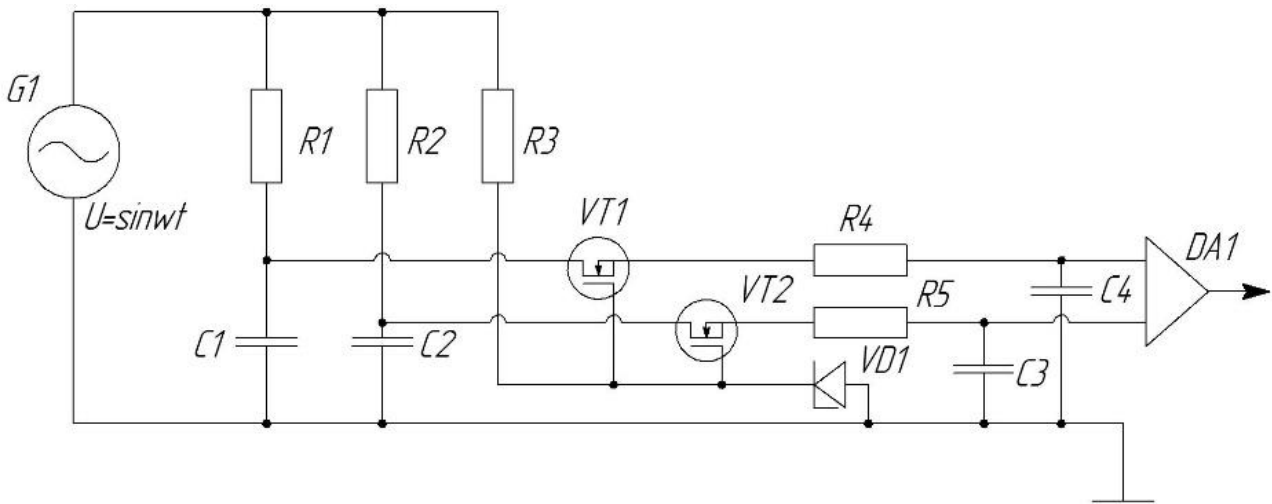


Рис. 2 – Схема ємнісного перетворювача

ЕРС в ланцюзі живлення вимірювального моста визначається з виразу:

$$U_{ит} = \sqrt{U_C^2 + U_{R1}^2}; \quad (1)$$

де U_C – напруга на обкладках датчика;

U_{R1} – напруга на вимірювальному резисторі.

Відповідно до закону Ома падіння напруги на вимірювальних резисторах:

$$U_{R1} = I \cdot R_1; \quad (2)$$

де I – сила струму однієї гілки вимірювального моста;

R_1 – опір вимірювального резистора.

Струм в гілках вимірювального моста:

$$I = \frac{U}{\sqrt{R_1^2 + x_C^2}} = \frac{U}{\sqrt{R_1^2 + \omega \cdot C}}; \quad (3)$$

де U – напруга джерела живлення вимірювального моста;

x_C – реактивний опір ємнісного датчика;

ω – кругова частота джерела живлення;

C – ємність датчика.

Ємність датчика:

$$C = \varepsilon \cdot \varepsilon_0 \frac{S}{d}; \quad (4)$$

де $d = h_{карм.}$ – відстань між обкладками датчика;

S – площа обкладки датчика;

ε – відносна діелектрична проникність масла;

ε_0 – відносна діелектрична проникність вакууму.

Відповідно до вище наведених виразів напруга на вимірювальному резисторі однієї гілки моста:

$$U_{R1} = \frac{U}{\sqrt{R_1^2 + \omega \cdot \varepsilon \cdot \varepsilon_0 \frac{S}{d}}} \cdot R_1; \quad (5)$$

Виявляється обернено пропорційним кореню квадратному з величини робочого зазору в опорі. Напруга для вимірювального моста в цілому буде вдвічі більша. Ланцюжки з елементів VT1, VT2, R4, R5, C3, C4 – утворюють двох каналний синхронний детектор, який необхідний для випрямлення високо частотних сигналів з вимірювальних резисторів. Ланцюжок R3, VD1 – забезпечує синхронний детектор, синхронізуючою напругою від джерела живлення. Отриманий сигнал посилюється диференціальним підсилювачем DA1.

Для практичної реалізації розглянутого технічного рішення на існуючому обладнанні найбільш підходящим є керований запобіжний клапан. Принцип роботи полягає в установці на кожен кишеню швидкодіючого датчика зазору, і установці на живильну магістраль кишені керованого по тиску запобіжного клапана. Конструкція такого клапана показана рис. 3.

Цей клапан відрізняється від звичайного запобіжного клапана тим, що замість нажимної пружини в ньому встановлено нажимний пристрій магнітоелектричної системи. Такий пристрій справедливо буде назвати не клапаном, а регулятором, оскільки в межах діапазону регулювання системи він повинен працювати в режимі дроселювання.

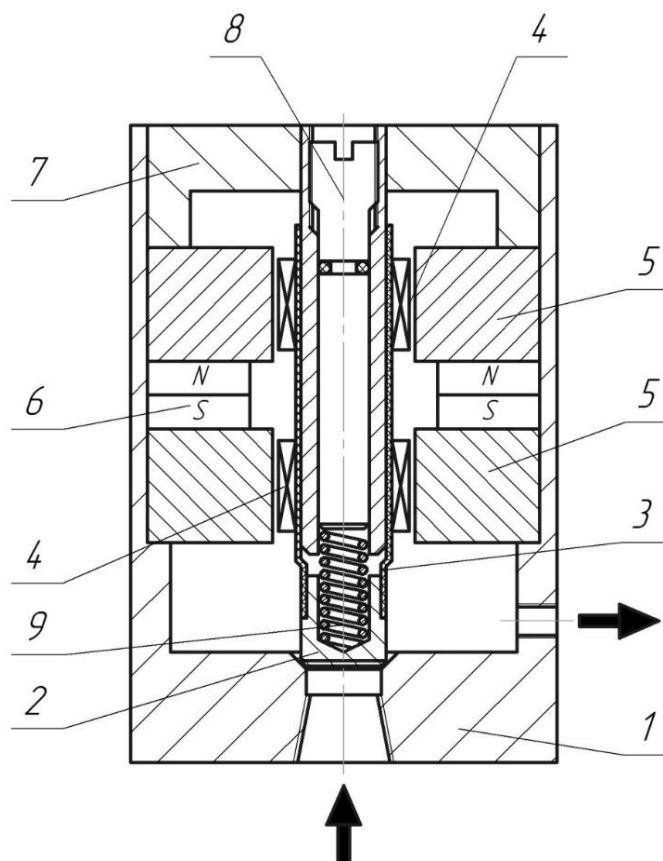


Рис. 3 – Конструкція керованого запобіжного клапана

1 – корпус з немагнітного сплаву; 2 – ядро; 3 – діелектричний каркас; 4 – котушка; 5 – магнітопровід; 6 – постійний магніт; 7 – кришка; 8 – направляючий стержень; 9 – пружина.

У свою чергу зусилля F натискного пристрою визначається за законом Ампера:

$$F = B \cdot I \cdot L \quad (6)$$

де B - магнітна індукція в робочому зазорі пристрою, що визначається параметрами постійного магніту 6;
 I - величина струму в котушці 4;
 L - робоча довжина провідника в котушці 4.

Провели розрахунки шпindelного вузла на жорсткість при максимальних навантаженнях виконується в пакеті КОМПАС 3D, методом кінцевих елементів.

Таблиця 1 – Результат еквівалентного напруження

Найменування	Тип	Мінімальне значення	Максимальне значення
Еквівалентне напруження по Мизесу	SVM [МПа]	0.000026	61.937571

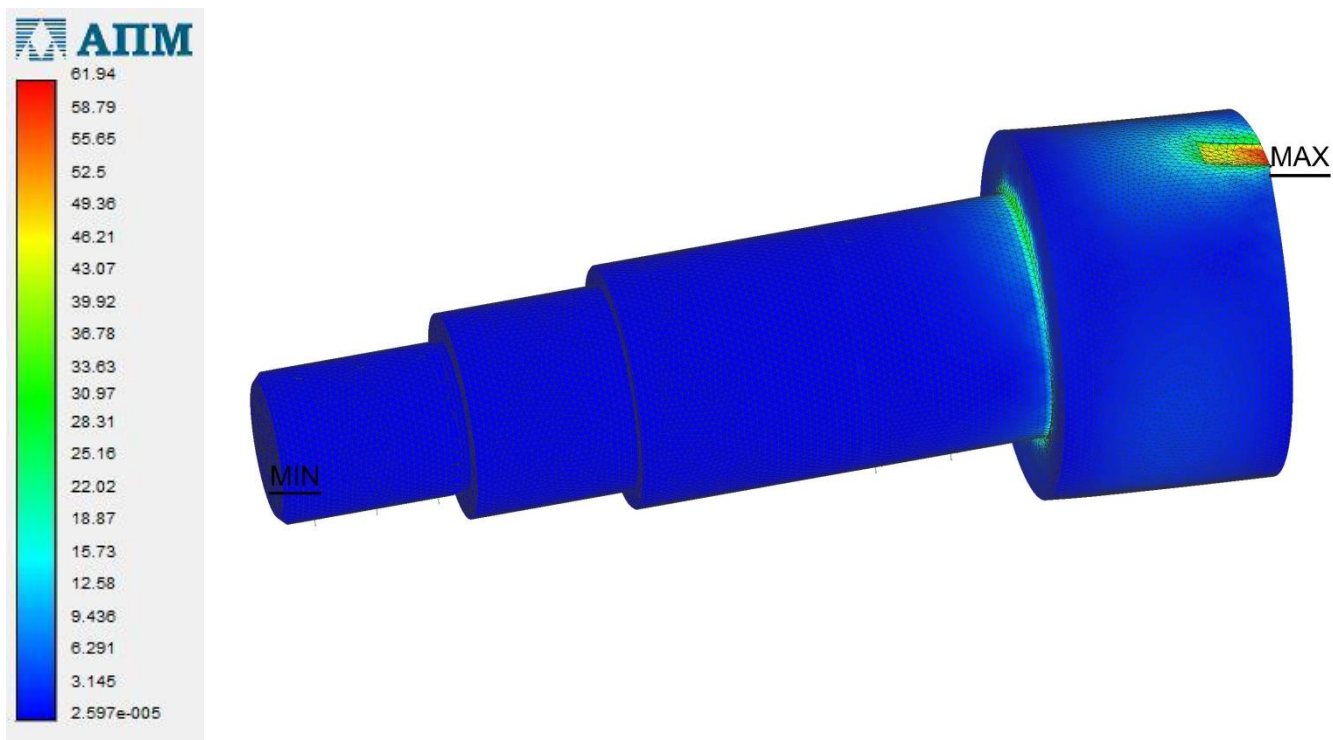


Рис. 4 – Еквівалентне напруження

Таблиця 2 – Результат сумарного лінійного переміщення

Найменування	Тип	Мінімальне значення	Максимальне значення
Сумарне лінійне переміщення	USUM [мм]	0	0.063994

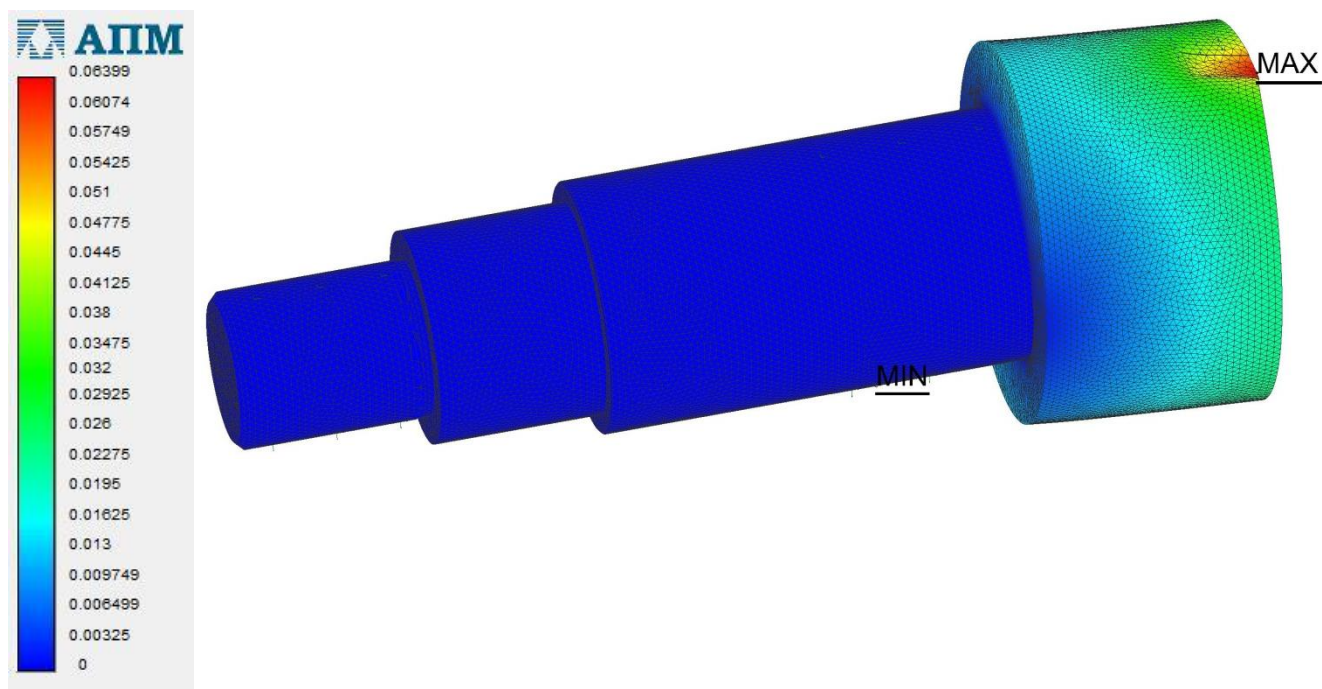


Рис. 5 – Сумарне лінійне переміщення

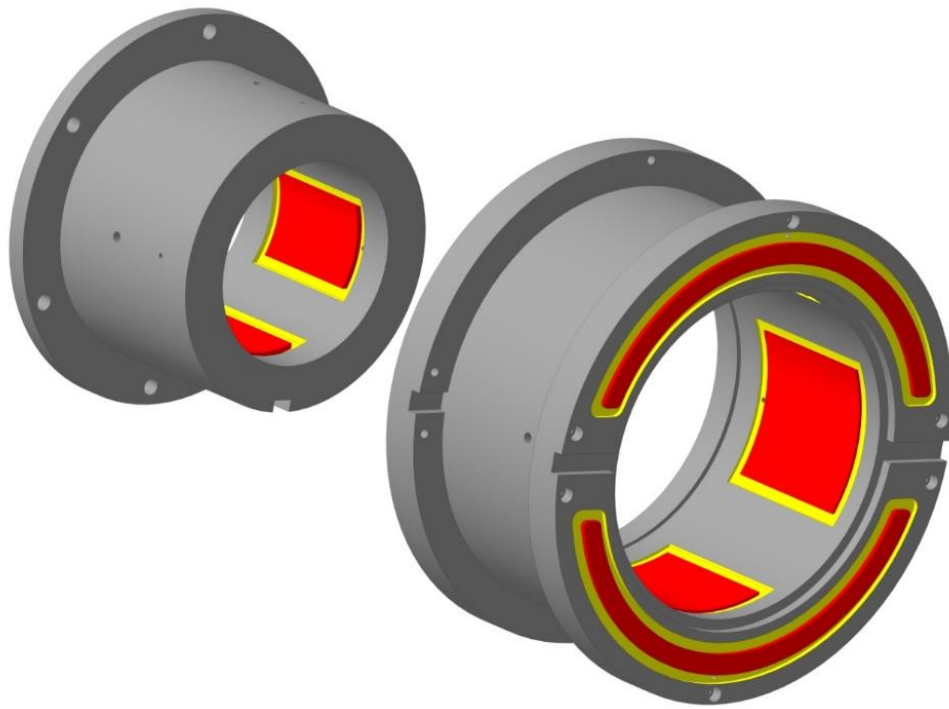


Рис. 6 – 3D модель гідростатичних підшипників

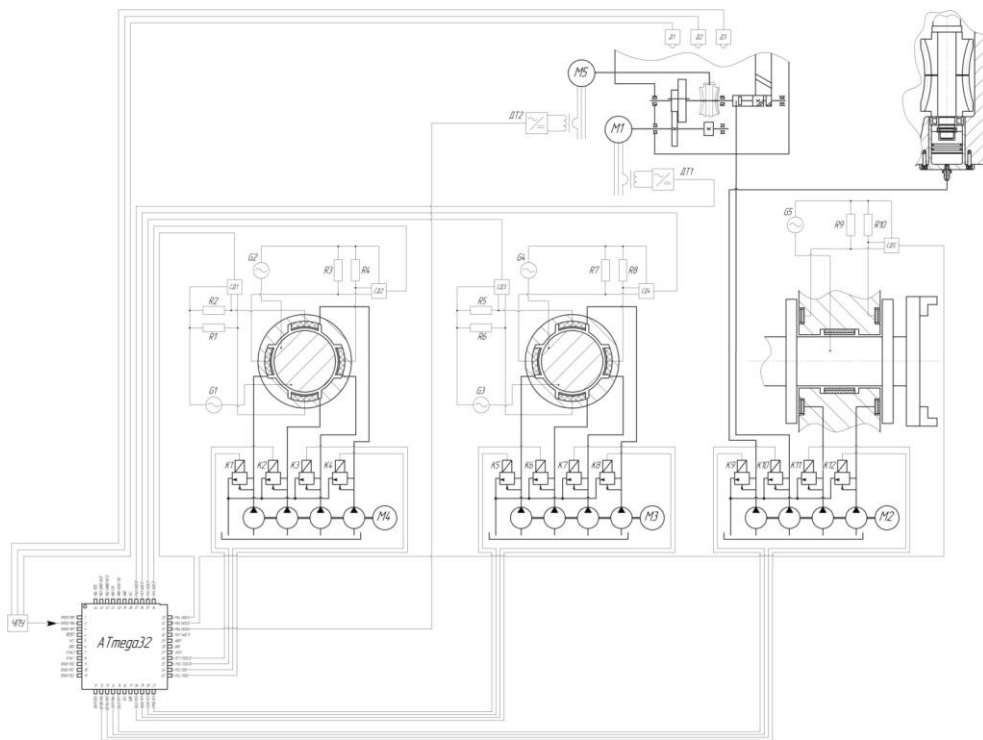


Рис. 7 – Структурна схема

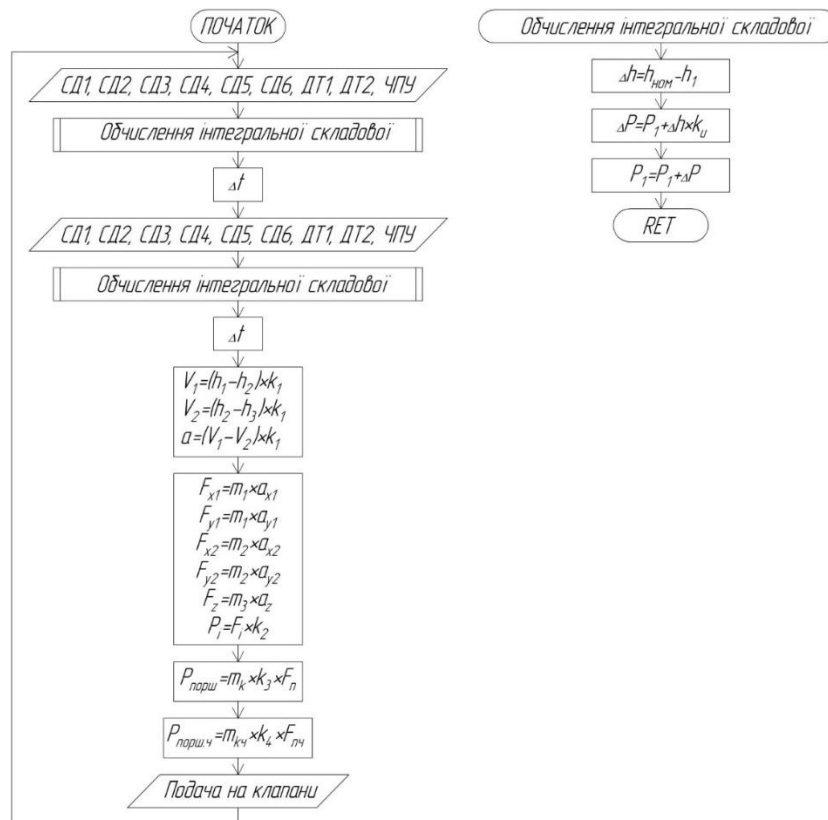


Рис. 8 – Блок - схема алгоритму роботи системи управління

Висновки. У сучасних важких, високошвидкісних металообробних верстатах, прецизійних і унікальних верстатах застосовують шпиндельні вузли та направляючі з безконтактними гідростатичними опорами ковзання у яких точність, здатність навантаження, швидкісні і динамічні характеристики перевершують аналогічні показники інших опор ковзання і кочення. Основні перспективи досліджень і дослідно-конструкторських розробок в цьому напрямку пов'язані зі створенням і комплексним використанням функціональних можливостей гідростатичних опор, що мають вбудовані регулятори адаптивного нагнітання мастила. Розроблено адаптивну систему керування тиском у кишенях гідростатичних опор і зусиллям натягу приводу позиціонування. Система дозволяє скорегувати передавальну функцію і виключити можливість коливань. За допомогою системи значно підвищується точність і продуктивність обробки на металорізальних верстатах різного технологічного призначення. Підвищується надійність опор, жорсткість і несуча здатність шару мастильного матеріалу. Виключаються налагоджувальні роботи зі встановлення робочого тиску в кишенях опори. Розроблено мехатронну систему адаптивного управління тиском в кишенях гідростатичного шпиндельного вузла підвищеної точності. Розроблено адаптивні регулятори систем живлення опор зі зворотним зв'язком по положенню шпинделя. Розроблено нову конструкцію втулки гідростатичного підшипника із вбудованими смісними датчиками зазору.

Список літератури

1. X.B. Li, X. Wang, M. Li, Y.S. Ma, Y. Huang The Research Status and Progress of Heavy/Large Hydrostatic Thrust Bearing Adv. Mech. Eng. (2014), 10.1155/2014/982584
2. Hu, Lai & Chen, Yaolong. (2020). Research on optimization of a high precision hydrostatic turntable. Manufacturing Technology. 20. 10.21062/mft.2020.119.
3. Z.F. Liu, Y.M. Wang, L.G. Cai, Y.S. Zhao, Q. Cheng, X.M. Dong A review of hydrostatic bearing system: Researches and applications Adv. Mech. Eng., 9 (2017), 10.1177/1687814017730536
4. G. Chen, J. Wen Effects of size and raceway hardness on the fatigue life of large rolling bearing J. Mech. Sci. Technol., 29 (2015), pp. 3873-3883, 10.1007/s12206-015-0833-3
5. Бушуев В. В. Гидростатическая смазка в тяжелых станках / В. В. Бушуев. – М. : Машиностроение, 1989. – 162 с.
6. Бушуев В. В. Гидростатические опоры тяжелых станков / В. В. Бушуев. – М. : Машиностроение, 1989. – 176 с.
7. Ковалев В. Д. Опоры и передачи жидкостного трения станочного оборудования / В. Д. Ковалев, О. Ф. Бабин. – Краматорск : ДГМА, 2005. – 188 с
8. Демин В. Г. Проектирование адаптивных гидростатических опор для шпиндельных узлов и направляющих металлорежущих станков. / В. Г. Демин, Я. Ю. Пикалов, С. Н. Шатохин // Технология машиностроения. –2008. – №9. – С. 27
9. Максимов В. А. Гидродинамическая теория смазки / В. А Максимов, М. К. Усков. – М. : Наука, 1985. – 144 с.
10. Левит Г. А. Расчет и выбор основных параметров гидростатических направляющих с дроссельным регулированием / Г. А. Левит, Б. Г. Лурье. – М. : ЭНИМС, 1985. – 107 с.

References (transliterated)

1. Y. C. Shin and Y. S. Joo Optimization of machining conditions with practical constraints / International Journal of Production Research, Vol. 30, No. 12, pp. 2907–2919, 1992.
2. M Bogoljubova, A Afonassov, V Kozlov and O. Sumtsova Mathematical simulation and optimization of cutting modes in turning of titanium alloy workpieces / IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 124 (2016) 012045 doi:10.1088/1757-899X/124/1/012045.
3. Bhuiyan, T. and Ahmed, I. Optimization of Cutting Parameters in Turning Process / SAE Int. J. Mater. Manf. 7(1):2014, doi : 10.4271/2014-01-9097.

4. Abdelouahhab Jabri, Abdellah El Barkany, and Ahmed El Khalfi Multipass Turning Operation Process Optimization Using Hybrid Genetic Simulated Annealing Algorithm / Hindawi Modeling and Simulation in Engineering Volume 2017, Article ID 1940635, 10 pages.
5. Mazur M.P. Osnovy teoriiy rizannya materialiv: pidruchnyk [dlya vyshch. navch. zakladiv] / M.P. Mazur, YU.M. Vnukov, V.L. Dobroskok, V.O. Zaloha, YU.K. Novos'olov, F.YA. Yakubov ; pid zah. red. M.P. Mazura. – L'viv : Novyy Svit–2000, 2010. – 422 s.
6. Klimenko G.P. Osnovy ratsional'noy ekspluatatsii rezhushchego instrumenta : Ucheb. posobiye. – Kramatorsk: DGMA, 2006. – 200 s.
7. Klimenko G. P. Opredeleniye ratsional'nykh reglamentov ekspluatatsii instrumentov dlya tyazhelykh stankov s CHPU / G. P. Klimenko, YA. V. Vasil'chenko, A. N. Lishenko // Rezaniye i instrument v tekhnologicheskikh sistemakh = Cutting & tool in technological system : mezhdunar. nauch.-tekhn. sb. – Khar'kov : NTU "KHPI", 2016. – Vyp. 86. – S. 49-56.

Поступила (received) 03.04.2022

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Клименко Галина Петрівна (*Klymenko Galyna Petrivna*) – доктор технічних наук, професор, професор кафедри автоматизації виробничих процесів Донбаської державної машинобудівної академії, м. Краматорськ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1022-6324> ; e-mail: galynaklymenko1@gmail.com

Ковальов Віктор Дмитрович (*Kovalev Viktor Dmytrovych*) – доктор технічних наук, професор, ректор Донбаської державної машинобудівної академії, м. Краматорськ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5091-5856>, e-mail: kovalov.viktor@gmail.com

Васильченко Яна Василівна (*Vasylichenko Yana Vasylivna*) – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри комп'ютеризованих мехатронних систем, інструментів та технологій Донбаської державної машинобудівної академії, м. Краматорськ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4566-8827> , e-mail: wasilchenko.ua@gmail.com

Шаповалов Максим Валерійович (*Sharovalov Maksym Valeriyovych*) – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри комп'ютеризованих мехатронних систем, інструментів та технологій Донбаської державної машинобудівної академії, м. Краматорськ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8039-8834> , e-mail: harleymax1979@gmail.com

Коваленко Антон Валентинович (*Kovalenko Anton Valentinovich*)- аспірант кафедри комп'ютеризованих мехатронних систем, інструментів та технологій Донбаської державної машинобудівної академії, м. Краматорськ, Україна; ORCID: , e-mail: anton.kovalenko8904@gmail.com