

Міністерство освіти і науки України
Національний університет «Львівська політехніка»

Віштак Інна Вікторівна



УДК 621.822.57

**ПОКРАЩЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ШПИНДЕЛЬНОГО ВУЗЛА ЗА
РАХУНОК ОПТИМІЗАЦІЇ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ
ПНЕВМАТИЧНОЇ ОПОРИ**

Спеціальність: 05.02.02 – машинознавство

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Львів – 2015

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у Вінницькому національному технічному університеті Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор
Савуляк Валерій Іванович,
Вінницький національний технічний університет,
професор кафедри технології підвищення зносостійкості

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Малашенко Володимир Олександрович
Національний університет «Львівська політехніка»
завідувач кафедри деталей машин

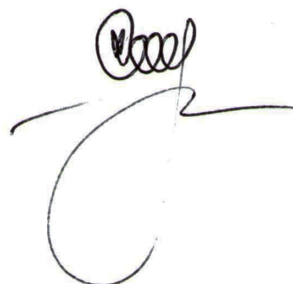
кандидат технічних наук
Зубовецька Наталія Тарасівна
Луцький національний технічний університет
старший викладач кафедри комп'ютерного проектування
верстатів та технології машинобудування

Захист відбудеться «20» січня 2016 р. о 15⁰⁰ на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 35.052.06 у Національному університеті «Львівська політехніка» за адресою: 79013, м. Львів, вул. Ст. Бандери, 12, навчальний корпус 14, аудиторія 61.

З дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці Національного університету «Львівська політехніка» за адресою: 79013, м. Львів, вул. Професорська, 1.

Автореферат розісланий 27 листопада 2015 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Ю. П. Шоловій

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Перспективне впровадження опор з газовим мащенням в різних сферах виробництва залежить від якостей газового мастильного матеріалу. Мінімальні втрати на тертя, а отже, й незначне тепловиділення, що є наслідком малої в'язкості газів, дозволяє досягти досить великих частот обертання. За рахунок відсутності перепадів сил тертя при відносному переміщенні вузлів, розділених мастильним газовим шаром, також є можливість забезпечити переміщення з мінімальною швидкістю ковзання. Опори з газовим мащенням, не втрачаючи своїх експлуатаційних якостей, можуть працювати в широкому діапазоні температур та тисків (в'язкість газів практично не залежить від температури та тиску), а також в зоні підвищеної радіації (гази не схильні до фазових змін). Крім того, у вузлах на опорах з газовим мащенням, що правильно розраховані та виготовлені, зношування робочих поверхонь практично відсутнє. Газ, що виходить під підвищеним тиском із зазорів опор, не забруднює навколишнє середовище та оберігає робочі поверхні від потрапляння на них через мастильний шар пилу, абразиву тощо. Для змащування опор турбокомпресорів та інших машин може бути використано будь-яке газове середовище: повітря, водяна пара, газ та ін., тобто робоче середовище машин.

В прецизійних верстатах, випробувальних стендах і приладах опори з газовим мащенням (пневматичні опори) застосовуються для забезпечення потрібної орієнтації робочих поверхонь і чутливих елементів. Тому до них висуваються додаткові вимоги, що впливають з умов експлуатації. Так, в процесі обробки деталі на шпindelь верстата діють сили різання, які спричиняють зміщення шпindelя. Значення сил різання безперервно змінюються, що впливає на точність обробки. Для зменшення цих похибок застосовуються пневматичні опори з підвищеною жорсткістю.

Таким чином, створення пневматичної опори з оптимізованими параметрами конструкції, що призначені для високошвидкісних верстатів підвищеної точності, яка задовольнить вимоги вибухо- і пожежобезпеки та забезпечить максимальну продуктивність шпindelя при його високому коефіцієнті корисної дії, є актуальним завданням.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження виконувалися на кафедрах факультету машинобудування та транспорту згідно з держбюджетною темою за планом наукових робіт Вінницького національного технічного університету №12К2 «Проблеми зниження енерговитрат на тертя в приводах технологічних машин», відповідно до пріоритетного напрямку «Новітні технології та ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та агропромисловому комплексі», де дисертантка була виконавцем. Основний зміст роботи становлять результати досліджень, що проводились протягом 2011 – 2015 років. Згідно з темою здійснювалась розробка та дослідження пневматичних конічних опор зі змінними конструкційними параметрами.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є підвищення жорсткості та навантажувальної здатності пневматичної конічної опори без збільшення енергетичних витрат за рахунок зміни конфігурації робочих поверхонь опори.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- виконати аналітичний огляд відомих типів опор для швидкісних шпинделів з метою вибору раціонального; проаналізувати відомі конструкції пневматичних опор шпинделів з метою обґрунтування найбільш ефективною за критеріями жорсткості та навантажувальної здатності;

- модернізувати пневматичну конічну опору шпинделя зі зміною конфігурації робочої поверхні шляхом нанесення глухих поздовжніх канавок змінної глибини;

- розробити математичну модель пневматичної конічної опори запропонованої конструкції;

- дослідити вплив зміни параметрів поздовжніх канавок запропонованої конструкції опори з газовим мащенням на характеристики шпинделя; обґрунтувати її раціональні конструктивні параметри;

- запропонувати критерій оптимізації параметрів пневматичної конічної опори та використати їх в розрахунках;

- розробити інженерну методику оптимального проектного розрахунку параметрів пневматичної конічної опори шпинделя з нанесеними на робочій поверхні глухими поздовжніми канавками змінної глибини.

Об'єкт дослідження – процеси в пневматичних опорах швидкісних шпинделів технологічного обладнання.

Предмет дослідження – залежність жорсткості та навантажувальної здатності швидкісного шпинделя на пневматичних конічних опорах від параметрів поздовжніх канавок змінної глибини, нанесених на його опорні шийки.

Методи дослідження. Для аналізу та вирішення поставлених задач використано такі методи дослідження: теоретичні дослідження проводилися методами математичного моделювання процесів в пневматичній конічній опорі з використанням основних законів механіки рідин та газів, теорії пневмопривода та газових опор, теорії моделювання та системного аналізу, числових методів розв'язання систем лінійних і нелінійних диференціальних рівнянь, метод сплайнів. Реалізація математичних моделей та конструювання експериментального зразка здійснювалась з використанням пакетів прикладних програм на ПЕОМ. Експериментальні дослідження виконувались на спеціальних стендах, оснащених відповідними сучасними датчиками та контрольно-вимірювальною апаратурою.

Наукова новизна одержаних результатів

1. Вперше розроблено математичну модель модернізованої пневматичної конічної опори шпинделя з поздовжніми канавками змінної глибини, яка дозволяє обґрунтовано визначати характеристики опори.

2. Запропоновано критерій оптимальності параметрів несучих канавок пневматичних опор, що враховує технічні та економічні аспекти.

3. Отримав подальший розвиток метод визначення основних параметрів пневматичних опор з поздовжніми канавками змінної глибини, який дозволяє оптимізувати їх за заданими критеріями.

4. Вперше доведено ефективність використання пневматичних конічних опор з поздовжніми канавками змінної глибини для підвищення осьової та радіальної жорсткості шпинделя при деякому зменшенні витрат газу.

Практичне значення одержаних у роботі результатів

1. Розроблено пневматичну конічну опору з поздовжніми канавками змінної глибини, яка дозволяє підвищувати радіальну та осьову жорсткості шпинделя, а також збільшувати радіальну навантажувальну здатність без додаткових витрат газу.

2. Доведено експериментально і експлуатацією в промислових умовах доцільність використання пневматичної конічної опори з поздовжніми канавками змінної глибини.

3. На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень розроблено інженерну методику визначення оптимальних параметрів пневматичних конічних опор з поздовжніми канавками змінної глибини за критеріями жорсткості в осьовому та радіальному напрямках та за витратою газу.

Розроблені конструкції пневматичних конічних опор і результати проведених теоретичних та експериментальних досліджень, що висвітлено в дисертаційній роботі, впроваджено у виробництво в ПрАТ «Калинівський машинобудівний завод» для модернізації шпинделів на пневматичних опорах свердлильних верстатів, які дозволяють виконувати свердління отворів діаметром до 3 мм на частоті обертання до 15 тис. об/хв, а також у навчальний процес Вінницького національного технічного університету.

Соціальний і науково-технічний ефект полягає в тому, що розроблені та впроваджені пневматичні опори з поздовжніми канавками змінної глибини надають можливість підвищувати радіальну та осьову жорсткість шпиндельного вузла, а також збільшувати радіальну навантажувальну здатність без додаткових енергетичних витрат, тому підвищують коефіцієнт корисної дії, точність та надійність роботи устаткування.

Підтвердженням впровадження результатів дисертаційної роботи є наявність відповідних актів.

Особистий внесок здобувача. Основні результати досліджень отримано автором самостійно. Постановка задач узгоджена з керівником. В працях, що опубліковані у співавторстві, наведених у супроводжувальних документах та нижче: аналітично досліджено характеристики конічних газових опор з поздовжніми канавками змінної глибини [1]; розглянуто та доведено зменшення витрат газу в газостатичних опорах з поздовжніми канавками [2]; проаналізовано та систематизовано газові опори шпиндельних вузлів загалом [3]; проведено оптимізацію конструктивних параметрів шпиндельних вузлів на газостатичних опорах [4, 13]; розраховано статичні характеристики пневматичної конічної опори шпиндельного вузла з канавками змінної глибини [5, 6]; проаналізовано та систематизовано газові опори шпиндельних вузлів загалом [7]; визначено переваги використання підшипників з газовим мащенням [8]; запропоновано спосіб підвищення жорсткості вузлів з газовими опорами [9]; розроблено конструкцію та досліджено експлуатаційні характеристики шпиндельного вузла на конічній газовій опорі [9]; розглянуто газостатичні конічні опори шпиндельних вузлів та для високошвидкісних шпиндельних вузлів [11, 12].

Апробація результатів роботи. Основні матеріали роботи доповідались та обговорювались на таких конференціях та наукових семінарах: XII Міжнародна науково-технічна конференція асоціації спеціалістів промислової гідравліки і пневматики (м. Вінниця, 2011); II-а міжнародна конференція «Проблеми довговічності матеріалів, покриттів та конструкцій» (м. Вінниця, 12 листопада 2014); Міжнародна науково-технічна конференція «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування» (м. Вінниця, 22 грудня 2014 р. – 11 січня 2015 р.); Международная научно-практическая Интернет-конференция «Молодежь в технических науках: исследования, проблемы, перспективы» (м. Вінниця, 2015 р.); IX Всеукраїнська науково-практична конференція студентів, аспірантів та молодих вчених «Підвищення надійності машин та обладнання» (м. Кіровоград, 15 – 17 квітня 2015 р.); 12-й міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові (м. Львів, 2015 р.); щорічні XL, XLI, XLII, XLIII регіональні науково-технічні конференції професорсько-викладацького складу, співробітників та студентів університету з участю працівників науково-дослідних організацій та інженерно-технічних працівників підприємств м. Вінниці та області (м. Вінниця, ВНТУ, 2011, 2012, 2013, 2014).

Публікації. Основний зміст роботи опублікований в 13 друкованих працях, в тому числі 1 монографія, 6 статей в наукових журналах, що входять до переліку фахових видань України, 1 стаття в періодичному науковому закордонному виданні, 5 тез доповідей у збірниках праць науково-технічних конференцій різного рівня.

Структура дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, 5 розділів, висновків, додатків, списку використаних джерел. Повний обсяг дисертації становить 170 сторінок. Основний зміст викладено на 128 сторінках друкованого тексту, ілюструється 56 рисунками та 4 таблицями. Додатки містять 24 сторінки. Список використаних джерел – 148 найменувань.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність та необхідність проведення досліджень, визначено зв'язок дисертаційної роботи з державними науковими програмами, планами і темами, сформульовано мету та завдання дослідження, визначено об'єкт і предмет дослідження, викладено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, а також результати їх впровадження. Наведено відомості про апробацію результатів роботи.

У першому розділі на підставі порівняльного аналізу типів підшипників шпинделів були виявлені основні переваги та недоліки опор, а також було встановлено, що найбільш раціональними для високих швидкостей є газові опори. Шпинделі на конічних газових опорах мають на відміну від шпинделів з радіальними опорами меншу кількість поверхонь з їх відносно точним розташуванням. Крім того, такі опори протидіють одночасно радіальним та осьовим зусиллям, що необхідно для більшості верстатів і це дозволяє рекомендувати їх переважне застосування. Проведено огляд літературних джерел, присвячених дослідженням параметрів та характеристик різних типів опор.

У наукових роботах відомих вчених С. А. Шейнберга, Ю. Б. Табачнікова, С. В. Пінегіна, В. П. Жедя, Н. Д. Заболоцького, В. С. Карпова, А. В. Пуша та інших розглянуто різні види опор шпинделів та наведені їх переваги та недоліки. Зроблено вагомий внесок в напрямках математичного моделювання, конструювання та розрахунку газових опор. Крім того, розробці математичних моделей специфічних газових опор присвячені наукові роботи В. С. Баласаньяна, О. В. Ємельянова, В. І. Степанчука, В. О. Федотова, А. І. Шевчука, Г. Г. Добровольського та інших.

Узагальнені математичні моделі течії рідин та газів, а також методи розв'язку розглянуто окремими дослідниками, серед найбільш відомих є роботи В. Н. Константинеску, Л. Г. Лойцяньського, Ю. В. Пешті, А. А. Самарського і інших.

В розглянутих роботах методами математичного моделювання та експериментально досліджуються газові опори: циліндричні одинарні, здвоєні та з підп'ятниками; конічні та інші. Разом з тим, недостатньо уваги приділено підвищенню жорсткості пневматичних опор і, зокрема, шляхом нанесення на робочих поверхнях канавок різної конфігурації. Встановлено, що для більшості швидкісних шпинделів верстатів широкою гама найбільш прийнятними є газові опори з конічними робочими поверхнями, які можуть забезпечити задовільне співвідношення радіальної та осьової жорсткості та точності обертання.

В результаті проведеного огляду відомих робіт, аналізу сучасного стану та тенденцій розвитку газових опор сформульовано мету та завдання дослідження.

У другому розділі, з врахуванням результатів відомих досліджень, розроблено математичну модель процесів у тонкому газовому шарі між двома конічними поверхнями, які можуть бути як обидві гладенькими, так і одна з них профільованою глухими поздовжніми канавками. Течія газу моделюється на основі рівняння Рейнольдса. Припускається, що процес є ізотермічним, при цьому розглядаються рівняння течії, нерозривності, енергії та стану газу, що дозволяє одержати диференціальне рівняння в частинних похідних для визначення тиску в довільній локальній точці газового шару. Кінцевою метою розрахунків є визначення навантажувальної здатності шару газу та його жорсткості у різних напрямках.

Розглядається можливість одночасного зменшення колового непродуктивного перетікання газу і підвищення радіальної жорсткості опори за рахунок використання канавок змінної глибини. При цьому вважається, що тиск газу в межах однієї канавки є постійною величиною. На рисунку 1 показано два види профілю запропонованих канавок, які наносяться на поверхню вала конічної газової опори, де σ_0 – максимальна глибина канавки, σ – мінімальна глибина канавки.

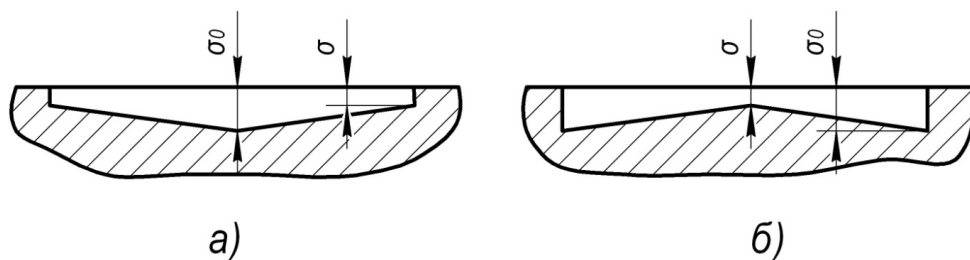


Рисунок 1 – Профіль поздовжніх канавок, глибина яких зменшується (а) та збільшується (б) в напрямку течії газу за лінійним законом

У конічній газовій опорі (рис. 2) з поздовжнім канавками, показаними на

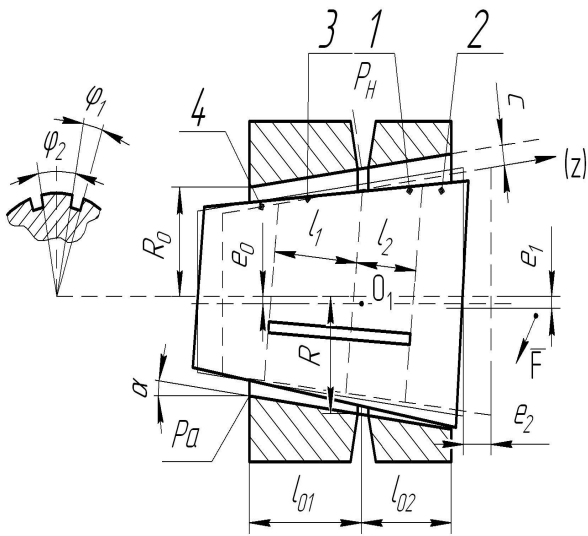


Рисунок 2 – Конічна опора з канавками змінної глибини

рис. 1, газ під тиском P_H подається у робочий зазор, де розділяється на два потоки, протікає через профільовані області 1 і 3 та гладкі – 2 і 4 та витікає в атмосферу.

Отримано рівняння в частинних похідних другого порядку, які дозволяють визначати зміну тиску в тонкому ізотермічному шарі газу між двома конічними поверхнями, одна з яких профільована канавками змінної глибини. Рівняння отримано на основі рівняння Рейнольдса (1) та припущень про те, що кількість канавок є достатньо великою і тому можливо проводити розрахунки для однієї канавки, а результати поширити на всю опору в цілому.

$$\frac{\partial}{\partial q_1}(\rho V_1 H_2) + \frac{\partial}{\partial q_2}(\rho V_2 H_1) + \frac{\partial}{\partial q_3}(\rho V_3 H_1 H_2) = 0, \quad (1)$$

де q_1, q_2, q_3 – криволінійні координати; ρ – густина газу; P – тиск газу в мастильному шарі; V_1, V_2, V_3 – проекції швидкості на координатні осі; H_1, H_2, H_3 – коефіцієнти Ляме ($H_3 = 1$, оскільки координата q_3 лінійна).

Математична модель конічної газової опори подана у вигляді диференціального рівняння в частинних похідних розподілу тиску газу в робочих зонах 1 – 4.

Перша та третя області газового шару конічної опори:

$$\chi_1^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial \xi^2} + \chi_1 \lambda \operatorname{tg}(\alpha) \left[1 + \frac{3\gamma \chi_1}{\beta_1 h_q} (\psi \alpha_0 - \theta v (v^2 h^2 + \alpha_0) \cos(\varphi)) \right] \frac{\partial u_i}{\partial \xi} + \frac{\lambda \vartheta h^2}{(1 - \alpha)^2 \beta_1 \beta_2} \left[h \frac{\partial^2 u_i}{\partial \varphi^2} + \frac{3(\varepsilon + \theta \xi)}{\beta_2 h_q} \beta_3 \sin(\varphi) \frac{\partial u_i}{\partial \varphi} \right] = 0, \quad (2)$$

де $\lambda = (l_{01} + l_{02}) / (2R_0)$ – відносна довжина опори; $\vartheta = v^2 / \cos^2 \alpha$; α – кут конусності опори; $v = c / (c + \sigma_0)$ – параметр зміни зазору газового шару внаслідок нанесення канавки; $\chi_1 = \alpha_1 + \lambda \xi \operatorname{tg} \alpha$; $h_v = l - \zeta - (\varepsilon + \theta \xi) \cos \varphi$ – зазор між гладкими частинами поверхні шпинделя та втулки в безрозмірних величинах; $\zeta = (e_2 \sin \alpha) / c$ – відносне осьове зміщення вала; кут φ відраховуємо від площини, яка проходить через осі шпинделя та втулки в ділянці мінімального значення зазору; $\theta = (e_1 \cos \alpha) / c$ – відносний кутовий перекося вала; $\varepsilon = (e_0 \cos \alpha) / c$ – відносне радіальне зміщення шпинделя; $h_q = l - v \zeta + \psi \xi - v(\varepsilon + \theta \xi) \cos \varphi$ – зазор між дном канавки та втулкою опори в безрозмірних величинах; $\xi = (2z \cos \alpha) / (l_{01} + l_{02})$ – відносна променева координата; $\beta = \sigma / (c + \sigma_0)$ – параметр зміни

глибини канавки за лінійним законом; $\alpha_1=R_1/R_0$; $\gamma=1/(\lambda tg\alpha)$; $h=h_v/h_q$; $\psi=\beta+v-1$; $\beta_1=\alpha_0+v^3h^3$; $\beta_2=1+\alpha_0v^3h^3$; $\beta_3=1+\alpha_0v^4h^4$; $\beta_4=\alpha_0+v^2h^2$; $\alpha_0=\alpha/(1-\alpha)$; $\alpha=\varphi_1/(\varphi_1+\varphi_2)$ – відносна ширина канавки.

Для першої області: $i=1$; $0\leq\xi\leq\alpha_{22}$; $\alpha_{22}=2l_2/(l_{01}+l_{02})$.

Для третьої області: $i=3$; $-\alpha_{11}\leq\xi\leq 0$; $\alpha_{11}=2l_1/(l_{01}+l_{02})$.

Друга та четверта області газового шару конічної опори:

$$\chi_1^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial \xi^2} + \chi_1 tg(\alpha) \left[1 - \frac{3\theta\gamma\chi_1}{h_v} \cos(\varphi) \right] \frac{\partial u_i}{\partial \xi} + \lambda^2 g \left[\frac{\partial^2 u_i}{\partial \varphi^2} + \frac{3(\varepsilon + \theta\xi)}{h} \sin(\varphi) \frac{\partial u_i}{\partial \varphi} \right] = 0, \quad (3)$$

де $i=2$; $\alpha_{22}\leq\xi\leq\alpha_{02}$; $\alpha_{02}=2l_{02}/(l_{01}+l_{02})$ – для другої області;

$i=4$; $-\alpha_{10}\leq\xi\leq-\alpha_{11}$; $\alpha_{10}=2l_{01}/(l_{01}+l_{02})$ – для четвертої області.

Диференціальні рівняння у частинних похідних (2) та (3) роз'язувались із застосуванням методу сплайнів. Запропоновано два види профілю канавок змінної глибини (рис. 1) та зроблено їх математичний опис з врахуванням напрямку нахилу канавок від точки подачі стиснутого газу (середина канавки). В результаті розрахунків визначено тиск газу в чотирьох ділянках робочої зони конічної опори та, враховуючи отримані значення тисків, знайдено безрозмірні радіальну та осьову навантажувальні здатності, відновлювальний момент та витрати газу конічної опори з канавками змінної глибини.

У третьому розділі на основі розробленої математичної моделі конічної газової опори з нанесеними на робочій поверхні канавками змінної глибини досліджується вплив конструктивних параметрів на її характеристики: жорсткість системи, стійкість обертання та витрати робочого газу.

Розглядаються вільні та вимушені коливання шпинделя на конічних газових опорах в околі співвісного номінального положення, при якому змащувальний зазор на виступах між конічними робочими поверхнями становить s .

Рівняння вільних коливань подано у вигляді

$$\begin{pmatrix} F_x \\ M_y \\ F_y \\ M_x \\ F_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_{z0} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} K_{\varepsilon\varepsilon} & K_{\varepsilon\theta} \\ K_{\theta\varepsilon} & K_{\theta\theta} \\ & & K_{\varepsilon\varepsilon} & -K_{\varepsilon\theta} \\ & & -K_{\theta\varepsilon} & K_{\theta\theta} \\ & & & & K \end{pmatrix} \begin{pmatrix} e_x \\ e_{y1} \\ e_y \\ e_{x1} \\ e_z \end{pmatrix}, \quad (4)$$

де e_x, e_y, e_z – невеликі зміщення шпинделя в напрямку осей x, y, z ;

e_{x1}, e_{y1} – невеликі зміщення осі шпинделя відносно осі втулки;

F_x, F_y, F_z, M_x, M_y – компоненти вектора силової реакції газового шару;

F_{z0} – осьова силова реакція газового шару в номінальному співвісному положенні шпинделя та втулки;

$K_{\varepsilon\varepsilon}, K_{\varepsilon\theta}, K_{\theta\varepsilon}, K_{\theta\theta}$ – компоненти матриці жорсткості газового шару.

Для забезпечення роботоздатності конічної опори шпинделя необхідна статична стійкість його положення рівноваги. Умови статичної стійкості за критерієм Сільвестра:

$$K > 0, K_{\varepsilon\varepsilon} > 0, K_{\theta\theta} > 0, K_{\varepsilon\varepsilon}K_{\theta\theta} - \frac{(K_{\varepsilon\theta} + K_{\theta\varepsilon})^2}{4} = 0. \quad (5)$$

Дослідження показали, що витрати газу Q^* через конічну опору не залежать від напрямку нахилу поздовжніх канавок та, як і у опор з канавками постійної глибини, залежність навантажувальної здатності F_ε^* та відновлювального моменту M^* від відносного радіального зміщення ε та кутового перекосу θ вала є лінійною до $\varepsilon = \theta \leq 0,4$. Для опор з канавками, які збільшують глибину в напрямку течії газу (рис. 1, б), радіальна жорсткість $K_{\varepsilon\varepsilon}^* = \frac{\partial F_\varepsilon^*}{\partial \varepsilon}$ значно менша (в 1,75 раза при $\beta = 0$), а кутова жорсткість $K_{\theta\theta}^* = \frac{\partial M^*}{\partial \theta}$ більша (в 1,2 раза при $\beta = 0$) порівняно з опорою із зворотним нахилом канавок (глибина яких зменшується в напрямку течії газу). Конічна опора з мінімальною глибиною канавки в місці наддування газу має екстремуми радіальної жорсткості за коефіцієнтом глибини канавки β (рис. 3) та параметром зміни зазору внаслідок нанесення канавки ν (рис. 4). У опори з канавками, що зображені на рис. 1, а), зон статичної нестійкості не виявлено при $0 \leq \beta \leq 1$ і $0,2 \leq \nu \leq 1$. Конічна опора, у якій глибина поздовжніх канавок збільшується в напрямку течії газу (див. рис. 1, б), втрачає статичну стійкість при $\beta \leq 0,25$ і $\nu \leq 0,35$. Таким чином, конічна опора з поздовжніми канавками, глибина яких зменшується в напрямку течії газу, має значні переваги порівняно з опорою з канавками, що зображені на рис. 1, б). Виключеннями можуть бути шпинделі з однією конічною опорою або з підвищеними вимогами до кутової жорсткості.

У опори з максимальною глибиною канавки на лінії наддування жорсткості $K_{\varepsilon\theta}^* = \frac{\partial F_\varepsilon^*}{\partial \theta}$ та $K_{\theta\varepsilon}^* = \frac{\partial M^*}{\partial \varepsilon}$ дорівнюють нулю при $\varepsilon = \theta \leq 0,4$. Витрати газу через таку опору із збільшенням кутового перекосу θ майже не збільшуються (рис. 5), а при радіальному навантаженні ($\varepsilon \neq 0$) збільшуються на 12% (рис. 5) при $\varepsilon = 0,4$ порівняно із співвісним розташуванням шпинделя та втулки. При зафіксованому значенні відносної довжини канавки α існують значення ν та β , при яких радіальна жорсткість $K_{\varepsilon\varepsilon}^*$ конічної опори досягає максимуму ($K_{\varepsilon\varepsilon}^* = 1,884$), що значно більше (на 54%), ніж у опори з канавками постійної глибини, котра має оптимальні значення конструктивних параметрів ν та β поздовжніх канавок (при максимумі функції $\Phi = K_{\varepsilon\varepsilon}^* / Q^*$).

При оптимальній довжині поздовжньої канавки конічної газової опори радіальна жорсткість $K_{\varepsilon\varepsilon}^*$ зростає із збільшенням ε і досягає максимуму при $\varepsilon = 0,6$ для $\lambda = 2$ та $\varepsilon = 0,7$ при $\lambda = 4$ незалежно від кута конусності опорних шийок α . Зменшення $K_{\varepsilon\varepsilon}^*$ пояснюється тим, що при $\varepsilon \geq 0,5$ збільшується негативний вплив перетікання газу вздовж координати φ із зони з мінімальним зазором. В межах

реальних кутових перекосів вала ($\theta \leq 0,6$), момент M^* газового шару лінійно залежить від θ , тобто кутова жорсткість $K_{\theta\theta}^* = \frac{\partial M^*}{\partial \theta}$ є майже сталою величиною.

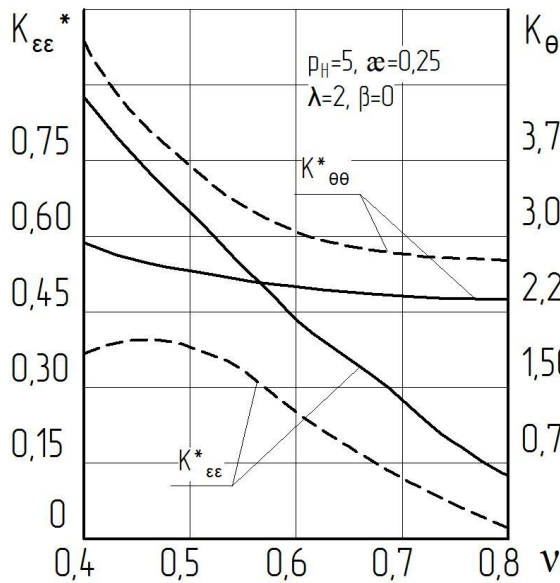


Рисунок 3 – Залежність радіальної $K_{\epsilon\epsilon}^*$ та кутової $K_{\theta\theta}^*$ жорсткості шпинделя на конічній опорі від коефіцієнта глибини поздовжніх канавок β (— - глибина канавок зменшується в напрямку течії газу; ---- - глибина канавок збільшується в напрямку течії газу) в безрозмірних координатах

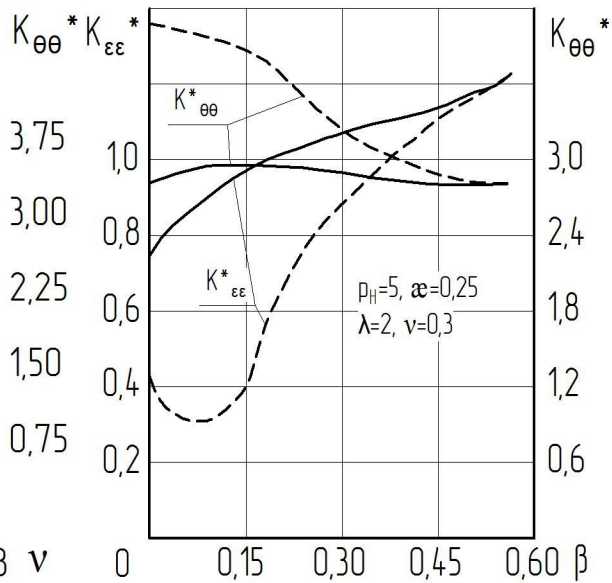


Рисунок 4 – Залежність радіальної $K_{\epsilon\epsilon}^*$ та кутової $K_{\theta\theta}^*$ жорсткості конічної опори від параметра зміни зазору внаслідок нанесення канавки ν (— - глибина канавок зменшується за ходом течії газу; --- - глибина канавок збільшується в напрямку течії газу) в безрозмірних координатах

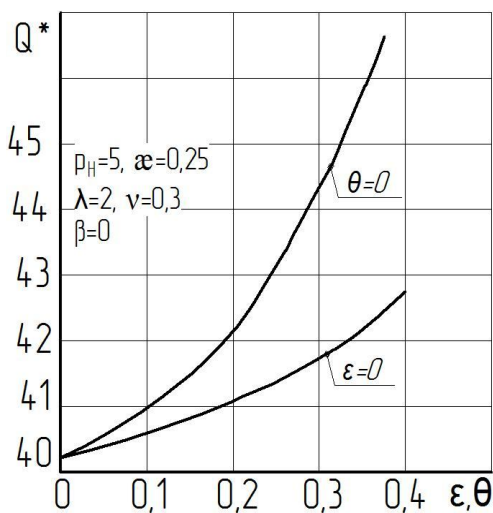


Рисунок 5 – Витрати газу Q^* при радіальному зміщенні ϵ та кутовому перекосі θ шпинделя

Силві характеристики газового шару конічних опор визначаємо за формулами:

$$F_{\epsilon}^* = \epsilon K_{\epsilon\epsilon}^* + \theta K_{\epsilon\theta}^*, \quad (7)$$

$$M^* = \theta K_{\theta\theta}^* + \epsilon K_{\theta\epsilon}^*,$$

де $K_{\epsilon\epsilon}^*$, $K_{\theta\epsilon}^*$, $K_{\epsilon\theta}^*$, $K_{\theta\theta}^*$ визначаються при відсутності радіальних зміщень та кутових перекосів вала за формулами:

$$K_{\epsilon\epsilon}^* = \frac{\lambda_0 \sin(\alpha)}{2} \int_0^1 \frac{Z_{1R}(\xi)}{\sqrt{U_0(\xi)}} (1 - \sigma\xi) d\xi; \quad (8)$$

$$K_{\theta\varepsilon}^* = \frac{\lambda_0}{2} \int_0^1 \frac{Z_{1R}(\xi)}{\sqrt{U_0(\xi)}} (1 - \sigma\xi) [2\lambda(0,5 - \xi)\cos(\alpha) + (1 - \sigma\xi)\sin(\alpha)] d\xi; \quad (9)$$

$$K_{\varepsilon\theta}^* = \frac{\lambda_0 \sin(\alpha)}{2} \int_0^1 \frac{Z_{1\theta}(\xi)}{\sqrt{U_0(\xi)}} (1 - \sigma\xi) d\xi; \quad (10)$$

$$K_{\theta\theta}^* = \frac{\lambda_0}{2} \int_0^1 \frac{Z_{1\theta}(\xi)}{\sqrt{U_0(\xi)}} (1 - \sigma\xi) [2\lambda(0,5 - \xi)\cos(\alpha) + (1 - \sigma\xi)\sin(\alpha)] d\xi. \quad (11)$$

Формулу (7) для визначення F_ε^* та M^* можна використовувати в реальному діапазоні відносних перекосів θ та зміщень вала при $\varepsilon \leq 0,3$.

В результаті аналізу характеристик конічної опори з поздовжніми канавками змінної глибини встановлено:

– конічна опора з поздовжніми канавками змінної глибини до $\alpha \leq 8^\circ$ при $\lambda \leq 4$ є стійкою;

– впливом перекосів вала на радіальну навантажувальну здатність ($K_{\varepsilon\varepsilon}^* \gg K_{\varepsilon\theta}^*$) та радіальних зміщень на відновлювальний момент ($K_{\theta\theta}^* \gg K_{\theta\varepsilon}^*$) конічної опори в інженерних розрахунках можна нехтувати і тоді формули (7) набувають вигляду:

$$F_\varepsilon^* = \varepsilon K_{\varepsilon\varepsilon}^*, \quad M^* = \theta K_{\varepsilon\theta}^*. \quad (12)$$

Для інженерних розрахунків витрати газу через конічну опору можна розраховувати за формулою:

$$Q^* = Q_0^*(1 + 0,6\varepsilon), \quad (13)$$

де Q_0^* – витрати газу при $\varepsilon=0$.

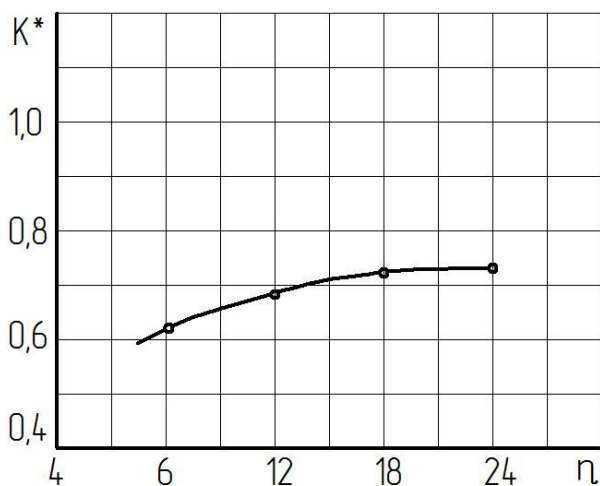


Рисунок 6 – Залежність жорсткості конічної опори від числа поздовжніх канавок (в безрозмірних координатах)

жорсткість нижча за розрахункове значення, отримане для необмеженої кількості канавок, на 8%, а збільшення числа канавок до 24 дає збільшення жорсткості лише

У четвертому розділі виконано експериментальні дослідження виготовленого шпинделя на конічних газових опорах (рис. 2).

В конструкції експериментального шпинделя (рис. 2) газ (повітря) під тиском P_n надходить в робочі зазори конічної опори. На шпинделі виконано поздовжні глухі канавки змінної глибини (глибина зменшується в напрямку течії газу рис. 1, а).

Експериментальні дослідження показали, що при збільшенні кількості поздовжніх канавок жорсткість конічної опори підвищується (рис. 6), асимптотично наближуючись до деякого граничного значення. Однак цей приріст жорсткості досить невеликий: при 18 канавках

на 1,2%. Отже, при виготовленні опор з поздовжніми канавками достатньо робити кількість канавок 18 – 20.

Доведено експериментально, що чутливість характеристик шпинделя з канавками змінної глибини до радіального зміщення значно менша, ніж у шпинделя з канавками постійної глибини (рис. 7, 8). Отже, всі аналітичні вирази і результати отримані вище з припущеннями, що шпиндель обертається без перекосів та радіального зміщення, коректні практично на всьому діапазоні можливих значень відносного радіального зміщення та перекосів.

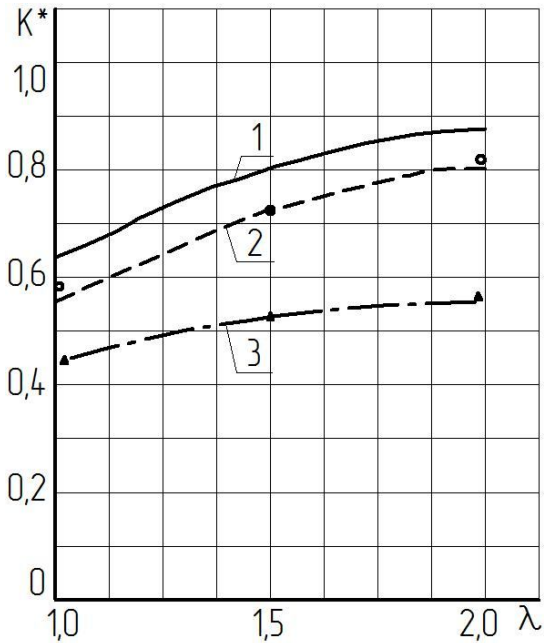


Рисунок 7 – Залежність жорсткості конічної опори від відносної довжини опори: 1 – розрахункова крива; 2 – експериментальна крива для опори зі змінними канавками; 3 – експериментальна крива для опори з канавками постійної глибини (в безрозмірних координатах)

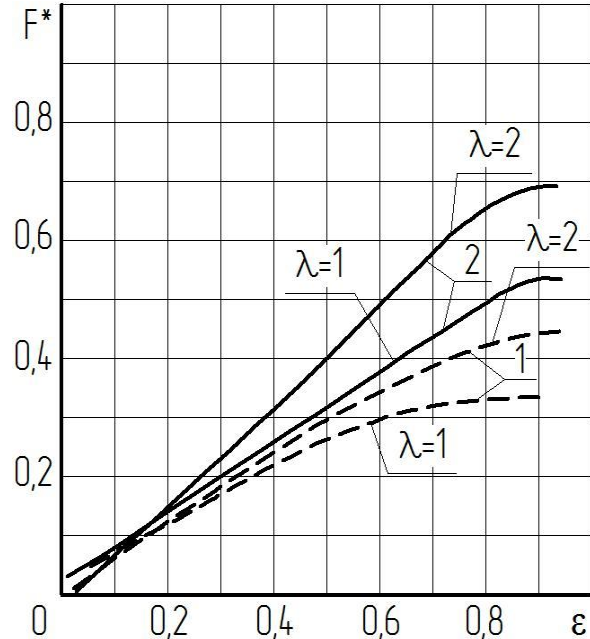


Рисунок 8 – Залежність несучої сили F^* від відносного радіального зміщення ϵ ($P_H=2$): 1 – конічна опора зі змінними канавками; 2 – конічна опора з канавками сталої глибини (в безрозмірних координатах)

Експериментальна перевірка фактичних витрат стиснутого газу через конічні опори показала, що вони практично не залежать від кількості та форми канавок і несуттєво відрізняються від розрахункових значень (рис. 9).

Всі експериментальні опори, геометричні параметри яких були близькі до оптимальних, стійко працювали на всьому діапазоні навантажень. Ні на одній з опор, на яких проводилися експерименти, виникнення автоколивань не спостерігалось.

П'ятий розділ присвячений оптимізації конструктивних параметрів шпинделя на конічних газових опорах. Основну увагу приділено досягненню мети максимально можливої жорсткості шпинделя, що можливо забезпечити газостатичними опорами високої жорсткості.

Для цього потрібно знайти оптимальні значення параметрів опори – довжину, діаметр, кут, а також параметри канавок: глибину, довжину канавок, їх кількість із умов максимуму можливої жорсткості. З економічної точки зору мінімальні затрати на експлуатацію шпинделя на газових опорах залежать від витрат спеціально підготовленого стисненого газу для його живлення. Тому пропонується включати витрати газу до критерію оптимізації.

Такий підхід, очевидно, можна визначити як досить практичний. Отже, за критерій оптимальності доцільно використати знаходження максимуму відношення радіальної (або осьової) жорсткості до витрат газу. Запропонована функція виявилась унімодальною та досить зручною для пошуку максимуму градієнтним методом.

Описані критерії можна поширити і на шпинделі в цілому, сформулювавши критерій оптимізації як

$$\frac{K_{rad}^*}{Q^*} \rightarrow \max. \quad (14)$$

При цьому оптимізації підлягають параметри канавок: глибина канавки в напрямку течії газу за лінійним законом, максимальна та мінімальна глибина канавки, довжина канавки змінної глибини.

Параметри: тиск газу P_H , кут конусності вала α , відносна довжина опори λ , відносна ширина канавки α вважаються вхідними, тобто такими, що задаються. Параметр α – це відношення ширини канавки до ширини непрофільованої частини.

Значення оптимальних параметрів знаходяться градієнтним методом.

Характеристики і відповідні конструктивні параметри шпинделів на конічних газових опорах з поздовжніми канавками, знайденими за критерієм (14), для опори рис. 8 подано нижче.

Кут конусності α дозволяє певною мірою регулювати співвідношення між осьовою та радіальною приведеною жорсткістю шпинделя. Тоді доцільним також можна вважати включення осьової жорсткості до критерію оптимізації та вимагати виконання умови:

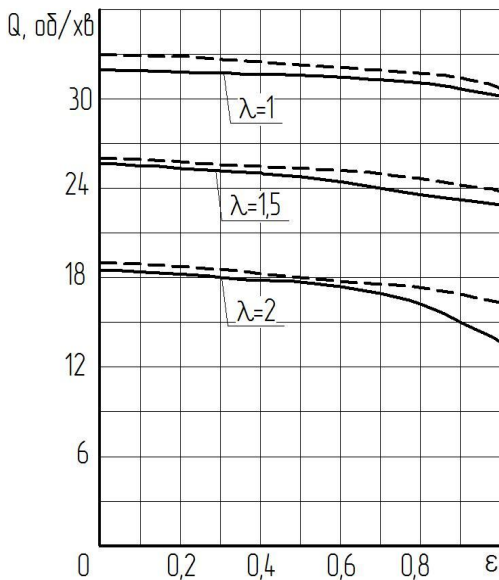


Рисунок 9 – Експериментальні залежності витрат газу через конічну опору від відносного радіального зміщення ε ($P_H = 2$). Суцільна крива – конічна опора з канавками сталої глибини; штрихова крива – конічна опора з канавками змінної глибини

$$\frac{K_{oc}^* K_{rad}^*}{Q^*} \rightarrow \max. \quad (15)$$

При цьому кут α входить до числа параметрів, що підлягають оптимізації.

Критерій (15) дозволяє досягти вищої жорсткості шпинделя. Разом з тим, таке підвищення жорсткості призводить до зростання витрат стиснутого повітря на 12%.

Тепер можна знайти навантажувальну здатність конічної опори та відновлювальний момент шпинделя

$$F = 4R_0^2 p_a \left((K_{\varepsilon\varepsilon}^* - K_{\varepsilon\theta}^*) \varepsilon + 0,8K_{\varepsilon\theta}^* \right), \quad M = 4R_0^2 p_a \left((K_{\theta\varepsilon}^* - K_{\theta\theta}^*) \varepsilon + 0,8K_{\theta\theta}^* \right). \quad (16)$$

Величини $K_{\varepsilon\varepsilon}^*$, $K_{\varepsilon\theta}^*$, $K_{\theta\theta}^*$, $K_{\theta\varepsilon}^*$ знаходяться за формулами 8 – 11.

Досліджено шпиндель на одній конічній опорі та визначено його робочі параметри. Розрахунки було продовжено для конструкції на двох конічних опорах та для нього було визначено оптимальні параметри й використано їх для розрахунків технічних характеристик шпинделя.

Технічні характеристики шпинделя на одній конічній опорі (рис. 10)

Потужність електродвигуна.....	0,12 кВт.
Кутова швидкість вала.....	21000-45000 об./хв.
Радіальна навантажувальна сила.....	440 Н.
Осьова навантажувальна сила.....	1400 Н.
Витрати повітря.....	$6,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$.
Робочий тиск повітря (газу).....	0,5 МПа.
Биття вихідної поверхні вала.....	до $6 \cdot 10^{-6} \text{ м}$.

В конструкції розробленого шпинделя (рис. 10) газ (повітря) під тиском P_H

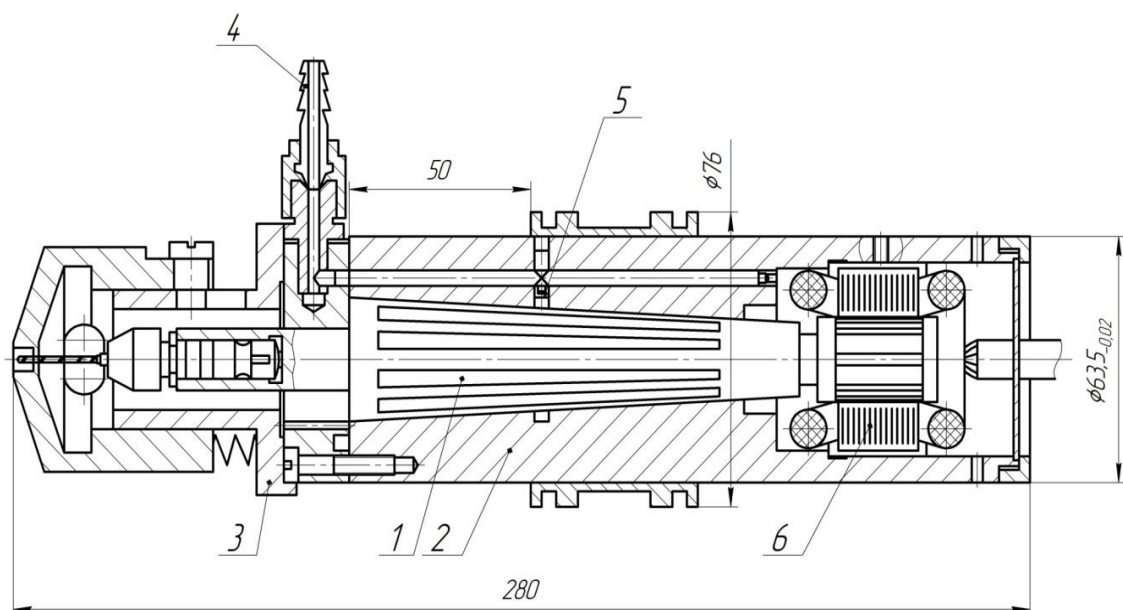


Рисунок 10 – Конструктивна схема шпинделя на пневматичній конічній опорі

через штуцер 4 і через пневмоканили надходить в робочі зазори плоского осьового підп'ятника та конічної опори. На торці корпусу опори 5, до якої прикріплюється осьовий підп'ятник 2 з одним рядом отворів та мікроканавкою, виконано канали для вільного виходу газу із робочих зон опор. Вал 3 обертається електродвигуном, ротор 8 якого напресований на вал 3, а статор закріплюється шпильками до корпусу 5. Вал 3, осьовий підп'ятник 2 і корпус 5 виготовлені із сталі 40Х.

На основі проведених досліджень розроблено інженерну методику проектування конічних газових опор зі змінними канавками, які показані на рис. 11.



а) б)
Рисунок 11 – Конічна опора в розібраному (а) та зібраному (б) вигляді

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі розв'язано важливу науково-технічну задачу щодо покращення характеристик шпинделів за рахунок оптимізації геометричних параметрів пневматичних опор.

Найважливіші теоретичні та практичні результати такі:

1. Аналіз відомих типів опор для високошвидкісних шпинделів показав, що найбільш доцільним є використання пневматичних опор. Встановлено, що універсальним та ефективним методом забезпечення жорсткості та навантажувальної здатності в осьовому та радіальному напрямках високошвидкісних шпинделів є використання конічних газових опор.

2. З метою покращення експлуатаційних характеристик запропоновано модернізувати конічну газову опору шпинделя шляхом нанесення на робочу поверхню поздовжніх канавок змінної глибини.

3. Розроблено математичну модель конічної газової опори, яка враховує розподіл тиску газу між двома конічними поверхнями, одна з яких профільована поздовжніми канавками змінної глибини. Це дозволяє враховувати геометричні параметри опори (діаметр вала, конусність, довжину опорної шийки, форму та параметри поздовжніх канавок) під час визначення її характеристик.

4. Виконано математичне моделювання конічної газової опори з канавками змінного профілю із застосуванням методу сплайнів, що дало можливість отримати аналітичний розв'язок та дослідити вплив зміни профілю канавок на навантажувальні осьову та радіальну здатності, відновлювальний момент і жорсткість. Проведеними дослідженнями встановлено, що оптимізацію конічних газових опор шпинделів доцільно виконувати для геометричних параметрів канавок, які нанесені на робочій поверхні (кут конусності, довжина і глибина канавки та її профіль).

5. Дослідженнями встановлено, що за умови однакових енергетичних витрат та оптимальних параметрів поздовжніх канавок змінної глибини (глибина канавок зменшується в напрямку течії газу) конічної опори, її радіальна жорсткість більша на 36% при $\alpha = 2^\circ$ і на 40% при $\alpha = 4^\circ$ порівняно з конічними опорами з оптимальними параметрами канавок постійної глибини.

6. Визначено, що при 18 канавках значення жорсткості нижче розрахункового значення, отриманого для необмеженої кількості канавок, на 8%, а збільшення числа канавок до 24 дає збільшення жорсткості лише на 1,2%. Таким чином, для виготовлення опор з поздовжніми канавками змінної глибини доцільно рекомендувати їх у кількості 18 – 20.

7. Порівняння результатів, що одержані експериментальним шляхом, з результатами математичного моделювання підтвердили адекватність математичної моделі, відносна похибка розбіжності для радіальної сили 3,25% та для витрат стиснутого газу до 15%.

8. Обґрунтовано раціональні конструктивні і робочі параметри характеристики шпинделя на одній конічній газовій опорі. Наприклад, для розробленої конічної опори радіальна навантажувальна здатність становить 440 Н, осьова – 1400 Н при витратах газу $6,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$.

9. Показано, що застосування шпинделя на двох конічних газових опорах з канавками змінної глибини дозволяє збільшити відновлювальний момент та радіальну жорсткість вузла на 18% та 24%, відповідно, порівняно з опорами з канавкам сталої глибини.

10. Запропоновано використати як комплексний критерій оптимізації параметрів пневматичних опор шпинделів відношення радіальної жорсткості до витрат газу, що дозволяє врахувати як технічні, так і економічні показники.

11. На основі отриманих результатів експериментальних та теоретичних досліджень розроблено науково обґрунтовану інженерну методику проектного розрахунку основних силових, енергетичних та конструктивних параметрів конічної газової опори шпинделя та розроблено практичні рекомендації щодо вибору конструктивних параметрів шпинделів.

Запропонована методика інженерного розрахунку впроваджена на виробництві в ПрАТ «Калинівський машзавод» (м. Калинівка Вінницької області) та в інших виконаних автором науково-дослідних роботах згідно з держбюджетною темою за планом наукових робіт Вінницького національного технічного університету №12К2 «Проблеми зниження енерговитрат на тертя в приводах технологічних машин».

СПИСОК ПРАЦЬ, ОПУБЛІКОВАНИХ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Федотов В. О. Характеристики конічних газових підвісок з поздовжніми канавками змінної глибини / В. О. Федотов, І. В. Федотова // Вісник ВПІ. – Вінниця, 2008. – № 2. – С. 76 – 80.
2. Федотов В. О. Зменшення витрат газу в газостатичних опорах з поздовжніми канавками / В. О. Федотов, І. В. Федотова // Вісник ВПІ. – Вінниця, 2010. – № 3. – С. 99 – 102.
3. Федотов В. О. Газові підвіси шпindelьних вузлів : монографія / В. О. Федотов, І. В. Федотова. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 244 с.
4. Федотов В. О. Оптимізація конструктивних параметрів шпindelьних вузлів на газостатичних опорах / В. О. Федотов, І. В. Федотова // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Промислова гідравліка і пневматика». – 2011. – № 4(34). – С. 40 – 44.
5. Савуляк В. І. Статичні характеристики пневматичного конічного підвісу шпindelьного вузла з канавками змінної глибини / В. І. Савуляк, І. В. Федотова // Вестник НТУУ «КПІ» Серия машиностроение. – 2012. – № 64. – С. 162 – 167.
6. Федотова І. В. Статичні характеристики пневматичного конічного підвісу шпindelьного вузла з канавками змінної глибини / В. І. Савуляк, І. В. Федотова // Международный промышленный журнал «Мир Техники и Технологий». – 2013. – № 6(139). – С. 40 – 42.
7. Fedotova I. V. Spindle on the conical gas suspension their design and research performance / I. V. Fedotova, V. I. Savulyak // New Technologies and Products in Machine Manufacturing Technologies, Tehnomus. Suceava, Romania, 2013. – № 20. – P. 234 – 239.
8. Віштак І. В. Переваги використання підшипників з газовим мащенням / І. В. Віштак // Вісник Машинобудування та транспорту. – 2015. – № 1. – С. 9 – 13.
9. Віштак І. В. Підвищення жорсткості вузлів з газовими опорами / І. В. Віштак // Збірник тез доповідей II-ої Міжнародної інтернет-конференції «Проблеми довговічності матеріалів, покриттів та конструкцій». Вінниця, 2014. – <http://tpz.vntu.edu.ua/files/2IntKonf>
10. Віштак І. В. Експлуатаційні характеристики газостатичних конічних опор шпindelьних вузлів / І. В. Віштак // «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування». Міжнародна науково-технічна інтернет-конференція, 22 грудня 2014 р. : збірник тез доповідей. – Вінниця : ВНТУ, 2015. – С. 41.
11. Віштак І. В. Газостатичні конічні опори шпindelьних вузлів / І. В. Віштак // Збірник тез доповідей IX Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Підвищення надійності машин та обладнання», 15 – 17 квітня 2015 р. : збірник тез доповідей. Кіровоград, 2015. – С. 105.
12. Віштак І. В. Газостатичні конічні підвіси для високошвидкісних шпindelьних вузлів / І. В. Віштак // Международная научно-практическая Интернет-конференция Молодёжь в технических науках: исследования, проблемы, перспективы (МТН-2015). Вінниця, 2015. – С. 171 – 172.

13. Віштак І. В. Оптимізація конструктивних параметрів шпindelьних вузлів на конічних газових підвісах / І. В. Віштак // XII-ий міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові : Тези доповідей. – Львів : КІНПАТРИ ЛТД. – 2015. – С. 65 – 66.

АНОТАЦІЯ

Віштак І. В. Покращення характеристик шпindelьного вузла за рахунок оптимізації конструктивних параметрів пневматичної опори. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.02 – Машинознавство. – Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2015.

Дисертація присвячена покращенню характеристик шпindelьного вузла за рахунок оптимізації конструктивних параметрів пневматичної опори.

Проведено аналіз стану теоретичних та експериментальних досліджень газових опор шпindelів. Встановлено, що шпindelі на конічних газових опорах є більш перспективними порівняно з радіальними, тому поставлено задачі щодо покращення їх характеристик.

Досліджено параметри газового мастильного шару в конічних опорах шпindelів та виведено рівняння тиску газу в зазорах газової конічної опори з нанесеними на опорну шийку шпindelя канавками різного профілю. Визначено оптимальні геометричні параметри профілю глухих поздовжніх канавок, нанесених на робочі поверхні шийок шпindelя.

Розроблено математичну модель розподілення тиску газу в робочих зонах конічної газової опори, поверхня вала якої профільована поздовжніми канавками змінної глибини. Проведено дослідження за допомогою числових методів із використанням сучасного програмного забезпечення.

За умовами стійкості руху вала на газовій конічній опорі з канавками змінної глибини проведено розрахунок статичних характеристик шпindelя. Запропонована розрахункова модель шпindelя на одній газовій конічній опорі та проведена оптимізація параметрів глухих поздовжніх канавок змінної глибини. Теоретично та експериментально визначено жорсткість та навантажувальну здатність шпindelя на конічних газових опорах з оптимальними канавками змінної глибини.

Розроблено інженерну методику розрахунку шпindelів на конічних газових опорах з оптимізованими конструктивними параметрами поздовжніх канавок. На основі отриманих результатів експериментальних та теоретичних досліджень розроблено науково обґрунтовану інженерну методику проектного розрахунку основних силових, енергетичних та конструктивних параметрів конічної газової опори шпindelя та розроблено практичні рекомендації щодо вибору конструктивних параметрів шпindelів.

Ключові слова: шпindel, газова опора, конічна опора, поздовжня канавка, радіальна сила, осьова сила, відновлювальний момент, витрати газу, жорсткість опори.

АННОТАЦИЯ

Виштак И. В. Улучшение характеристик шпиндельного узла за счет оптимизации геометрических параметров пневматической опоры. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.02.02 – Машиноведение. – Национальный университет «Львовская политехника», Львов, 2015.

Диссертация посвящена улучшению характеристик шпиндельного узла за счет оптимизации геометрических параметров пневматической опоры.

В результате анализа основных видов опор шпинделей установлено, что газовые опоры имеют ряд преимуществ перед другими опорами качения, скольжения и других типов. Обосновано, что среди существующих типов газовых опор, которые используются в шпинделях высокоскоростных станков, наиболее эффективными для противостояния как радиальным, так и осевым нагрузкам есть конические газовые опоры.

Исследованы параметры газового слоя в конических опорах и выведено уравнение давления газа в зазорах газовой конической опоры с нанесенными на опорную шейку шпинделя канавками разного профиля. Определена оптимальная геометрическая форма глухих продольных канавок нанесенных на рабочие поверхности шеек шпинделя.

Разработана математическая модель конической газовой опоры в виде уравнения распределения давления газа в рабочей зоне шпинделя. Проведены исследования математической модели численными методами с использованием современного программного обеспечения.

Согласно условий статической стойкости вала на газовой конической опоре проведен расчет статических характеристик шпинделя. Предложена расчетная модель шпинделя на одной газовой конической опоре и проведена оптимизация параметров глухих продольных канавок переменной глубины. Показано, что использование шпинделя на двух конических газовых опорах с канавками переменной глубины на валах позволяет увеличить восстанавливающий момент и радиальную жесткость на 18-24% по сравнению с опорами с канавками постоянной глубины. Теоретически и экспериментально определены основные параметры работы шпинделя, а также экспериментально подтверждена адекватность разработанной в работе математической модели конической газовой опоры.

Разработана инженерная методика расчета шпинделей на конической газовой опоре с оптимальными геометрическими параметрами.

На основании полученных результатов экспериментальных и теоретических исследований разработана научно обоснованная методика проектного расчета основных силовых и конструктивных параметров шпинделя с оптимальными геометрическими параметрами пневматической опоры; предложенная методика внедрена на ПрАО «Калиновский машзавод» (г. Калиновка Винницкой области) и в других, выполненных автором, научно-исследовательских работах.

Ключевые слова: шпиндель, газовая опора, коническая опора, продольная канавка, радиальная сила, осевая сила, восстанавливающий момент, расход газа, жесткость опоры.

ABSTRAKT

Vishtak I. V. Improving the performance of the spindle unit by optimizing the geometrical parameters of gas bearing. - Manuscript.

Dissertation on the receipt of candidate of technical sciences scientific degree in specialty 05.02.02 – Engineering science. - National University "Lviv Polytechnic", Lviv, 2015.

Dissertation is devoted to the improvement of the characteristics of the spindle unit by optimizing the geometrical parameters of gas bearing.

The analysis of the main types of supports spindles found that gas bearings have several advantages over the other supports rolling, sliding, and other types. It is proved that among the existing types of gas bearings that are used in high-speed machine tool spindle units, the most effective to resist both radial and axial loads have tapered bearing gas.

The parameters of a gas layer in the conical supports and derived an equation of gas pressure in the gas gaps conical bearings coated with a neck bearing spindle grooves of different profiles. The optimal geometric shape of the longitudinal grooves applied to the working surfaces of the necks of the spindle.

A mathematical model of the conical gas bearing in the form of the equation of pressure distribution of gas in the operating area of the spindle. The research of mathematical model numerically using modern software.

According to the terms of the static stability of the shaft on the gas conical support calculated static characteristics of the spindle. A computational model of the spindle at a gas conical support and the optimization of the parameters of the longitudinal grooves of varying depth. It is shown that the use of two tapered spindle on gas struts with variable depth grooves on the shafts can increase the righting moment, and radial stiffness by 18-24% compared with the supports with grooves of constant depth. Theoretically and experimentally the basic parameters of the spindle assembly, and experimentally confirmed the adequacy of the developed mathematical model of the conical gas strut. Developed engineering method of calculation and design of spindles on the conical gas bearing with optimal geometric parameters.

Based on the results of experimental and theoretical studies to develop scientifically-based methods of calculating the basic design of power and design parameters of the spindle unit with the optimal geometric parameters of air support and the proposed method is implemented on "Kalynowskyi Machine-Building Plant" (Kalinovka Vinnytsia region) and others performed by the author research projects.

Keywords: spindle, gas bearing, conical support, longitudinal grooves, radial force, axial force, gas flow, support stiffness.

Підписано до друку 13.10.2015 р. Формат 29,7×42 ¼
Наклад 100 прим. Зам. № 2015-127.
Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
Вінницького національного технічного університету
м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95. Тел.: 59-87-38
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК №3516 від 01.07.2009 р.