

УДК 621.906

Н.Т. Зубовецька

Луцький національний технічний університет

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ОБЛАСТЕЙ ЗАСТОСУВАННЯ ОПОР ВИСОКОШВИДКІСНИХ РОТОРНИХ СИСТЕМ

Зубовецька Н.Т. Методика визначення областей застосування опор високошвидкісних роторних систем. Розглянута методика комплексної оцінки областей застосування роторних підшипникових опор різних типів на основі безрозмірних критеріїв, що мають фізичний зміст: відношення безрозмірних навантажувальної і демпфувальної здатностей до енергетичних втрат з урахуванням швидкохідності. Оцінка, що проводилася, показала переваги гідрогазових підшипників по відношенню до підшипників інших типів.

Постановка проблеми. Працездатність будь-якої роторної системи (РС), у тому числі високошвидкісної, визначається в основному її підшипниковими опорами. При цьому в залежності від призначення РС (шпиндельний вузол верстата, центрифуга, гороскоп, тощо) до її підшипникових вузлів може ставитися досить широкий спектр різноманітних вимог [1-14 та ін.] відносно: швидкохідності, навантажувальної здатності, статичної жорсткості, вібростійкості, рівня енергетичних втрат, температурного режиму, точності, ресурсу роботи, економічності тощо. Нажаль немає таких опор, які б одночасно забезпечили високий рівень усіх вимог. При вирішенні винахідницьких і дослідницьких задач постає також питання, яку нішу у загальному просторі конструкцій займе новий підшипник і чи є сенс в його створенні. Враховуючи велику різноманітність існуючих конструктивних рішень підшипників, які також базуються на різних фізичних механізмах тертя, проблема вибору оптимального підшипникового вузла до конкретної РС набуває характеру багатоваріантної і багатопараметричної задачі оптимізації. Таким чином, вирішення задачі визначення комплексного критерію вибору підшипникових опор роторних систем є актуальною проблемою.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Враховуючи актуальність проблеми, що розглядається, вибору оптимальних конструкцій і характеристик підшипників РС присвячено багато досліджень, на основі яких розроблено ряд методик і довідкових посібників [1, 5-8]. Із вітчизняних дослідників опор рідинного тертя можна виділити праці: В.А. Воскресенського [1], В.Н. Дроздовича [2], С.А. Шейнберга [3], М.Е. Подольського [4], В.Д. Ковальова [9]. Докладні рекомендації з вибору і застосування підшипників кочення для шпинделів металорізальних верстатів розроблені школою ЄНІМС'у (Москва, А.М. Фигатнером [7] та ін.). Широке коло досліджень в області застосування опор, у тому числі пружних, різноманітних РС проведено школою А.С. Кельзона [7] (Ст.-Петербург, Росія). Оглядові дослідження мащення підшипників шпинделів верстатів для високошвидкісної обробки, а також обґрунтування працездатності і дослідження газо - рідинних опор високошвидкісних РС проведені в ЛНТУ (Луцьк) автором спільно з П.О.Захаровим і О.Ф.Гордєєвим [11-17]. Найбільш близькою до вирішення поставленої проблеми є робота [12], в якій розглянуто питання порівняльної оцінки технічного рівня підшипникових опор за допомогою комплексного критерію. Дана робота є у якійсь мірі розвитком ідей, які відображені у цієї роботі.

Невирішені частини проблеми. Незважаючи на наявність значної кількості досліджень, присвячених даній тематиці, до цього часу, практично немає методики порівняльного оцінювання експлуатаційних властивостей роторних опор за комплексним критерієм, який враховує множину основних часткових показників їх працездатності. Ця проблема залишається недостатньо вивченою.

Метою дослідження є вирішення актуальної проблеми - розробка комплексного критерію для порівняльної оцінки і вибору підшипникових опор РС різних типів.

Основний зміст і результати роботи. В якості основних критеріїв працездатності підшипників високошвидкісних РС служать наступні показники [2]: швидкохідність (dn); навантажувальна здатність W ; статична жорсткість J ; демпфувальна здатність χ ; енергетичні

витрати N_{TP} . Зручно розглядувати ці показники у складі безрозмірних критеріїв:

$$\pi_T = \frac{0,05 \cdot (dn)\chi}{Jd}; \pi_W = \frac{0,5 \cdot 10^{-4} (dn)W}{N_{TP}}, \quad (1)$$

де розмірності параметрів: (dn) , мм·хв⁻¹; χ – коефіцієнт в'язкого тертя (демпфування), Н·мкм⁻¹·с; J , Н·мкм⁻¹; N_{TP} , Вт; W , Н; числові коефіцієнти в (1) для приведення параметрів к основним розмірностям системи СИ: кг, м, с.

Безрозмірним критеріям (1) і їх мультиплікативним складовим може бути наданий певний зміст: $(dn)/N_{TP}$ – вартість одиниці швидкохідності по втратах на тертя; π_W – безрозмірна несуча здатність, віднесена до втрат на тертя; π_T – безрозмірна демпфувальна здатність, віднесена до втрат на тертя і одиниці діаметрального розміру, оскільки відношення χ/J чисельно рівне другій постійній часу коливальної ланки і пропорційне постійній часу T_h демпфування опори [3].

Оскільки в загальному випадку показники J , N_{TP} , Q залежать від швидкохідності, то безрозмірні критерії (1) можуть розглядатися як залежності від (dn) , а сумісне представлення π_W і π_T можливе в вигляді їх фазового портрету від параметру (dn) , або комплексного показника:

$$\pi = \pi_T \cdot \pi_W = \frac{0,25 \cdot 10^{-9} (dn)^2 W \chi}{dJN_{TP}}, \quad (2)$$

який також є безрозмірним.

В формулах (1) і (2) є ще один незалежний параметр d . В якості одного з показників навантажувальної здатності ШВ прийнято відношення $N/d=k_N$, де N – потужність приводу. Для високошвидкісних електрошпинделів цей показник дорівнює: при гідростатичних опорах $k_N=0,3...0,87$ кВт/мм, при аеростатичних k_N до 0,4 кВт/мм, на опорах кочення k_N до 0,75 кВт/мм [2]. Якщо рахувати $N_{TP} \approx (0,5...0,75)N$ для відповідних типів опор шпинделів, то максимальне значення N_{TP} (а також і dn_{max}) може бути обмежене максимальним значенням показника N/d для відповідних типів підшипників, тобто:

$$N_{TP} \leq (0,5...0,75)dk_{Nmax}, \quad (3)$$

де коефіцієнт 0,5...0,75 враховує більш підвищені втрати потужності у передній опорі шпинделя.

Нижче розглянуто ці показники у вигляді (1) і (2) для розповсюджених опор високошвидкісних шпинделів середніх розмірів ($d=30...50$ мм).

Було розглянуто 6 різних типів радіальних опор кочення при їх застосуванні в умовах рідинного крапельного мащення 1) один циліндричний підшипник з короткими роликками FAG серія NU22 DIN 5419; 2) один циліндричний підшипник з короткими роликками SKF серія NU10 DIN 5419; 3) один кульковий радіальний підшипник FAG серія 160 DIN 625; 4) кульковий радіально-упорний підшипник 36100к [7]; 5) тандем кулькових радіально-упорних підшипників 36100к [7]; 6) один циліндричний підшипник з короткими роликками 3182000 [7]. На рис. 1 для цих опор надані графіки зміни втрат потужності N_{TP} на тертя від діаметру передньої шийки d і його максимально можливе значення N_{max} з досвіду використання [2]. Усі дані обиралися з відповідних каталогів [1 - 8]. Коригувальний фактор підвищення максимальної частоти обертання n_{max} при змащуванні мастильним туманом – 2,1...2,4 [5]. Момент тертя по формулі $M_{TP}=0,002 \cdot 0,0012 \cdot W_{дин} \cdot d/2$, а $N_{TP}=\pi \cdot M_{TP} \cdot n_{max}/30$, де $W_{дин}$ – динамічна вантажопідйомність

підшипника. Результати порівняльних розрахунків були представлені у вигляді областей для відносних параметрів $\pi(dn)$ і $\pi_T - \pi_W$ (рис. 2 і 3).

Для підшипників інших типів, розміри яких не стандартизовані, умова (3) використовувалася для визначення максимального значення параметру швидкохідності. Були прораховані підшипники з діаметрами 30 і 50 мм; інші конструктивні параметри і параметри мащення обиралися відповідно рекомендаціям щодо їх проектування [2 -10].

Результати цих розрахунків також представлені у вигляді областей для відносних параметрів $\pi(dn)$ і $\pi_T - \pi_W$ (рис. 2 і 3).

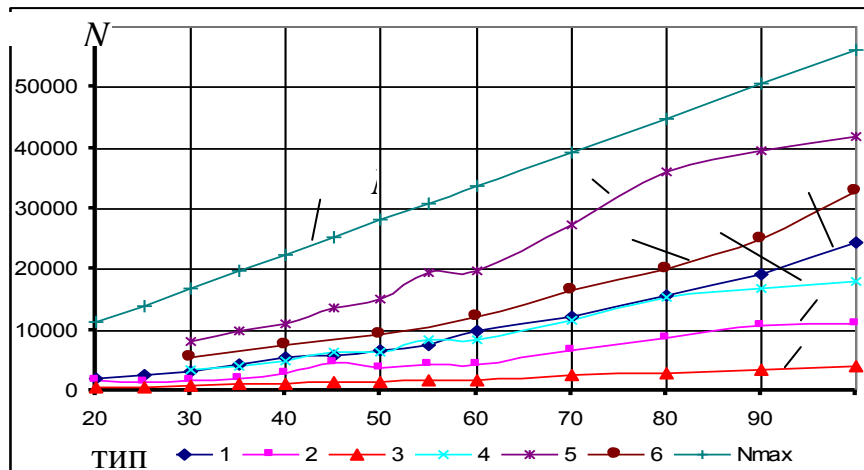
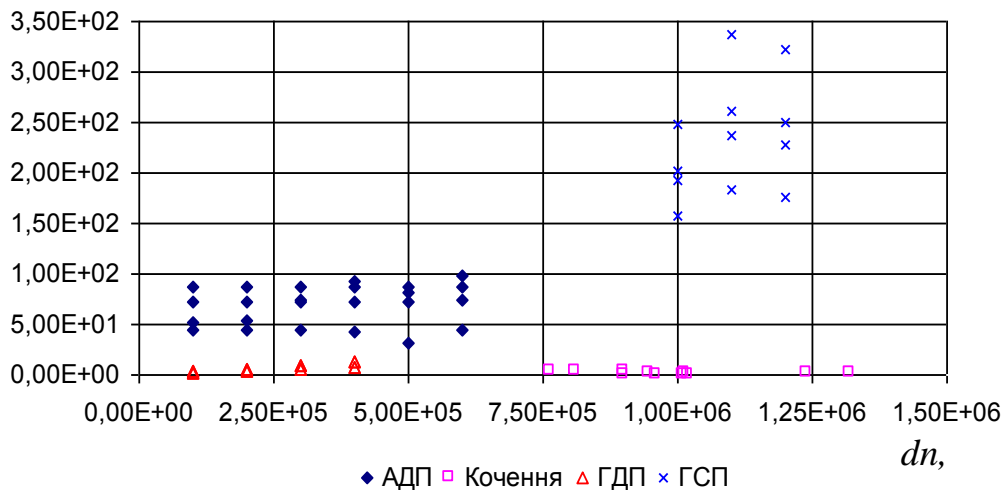


Рис. 1. Графіки зміни втрати потужності N_{TP} на тертя від діаметру передньої шийки d для



шпиндельних опор кочення 6 - ох типів і його максимально можливе значення N_{max} (3)

Рис. 2. Сумісні області максимальних значень $\pi(dn)$ для аеродинамічних, кочення, гідродинамічних і гідростатичних підшипників РС

На рис 4 і 5 наведені результати розрахунків параметрів $\pi(dn)$ і $\pi_T - \pi_W$, а також деяких супутніх параметрів для гідро-газових інерційних підшипників (ГГП) нового типу мащення [18], які досліджуються в ЛНТУ і ПВНЗ "ЛГУ" (м. Луцьк) з робочими діаметрами 30 і 50 мм з довжиною $L=d$ для випадків використання в якості робочої рідини гасу і мастила турбінного Т₅₇. При цьому максимальний параметр швидкохідності обирався з умови ламінарності течії в газовому шарі мащення, тобто $Re_{g\text{кр}} \approx 4000$ [14].

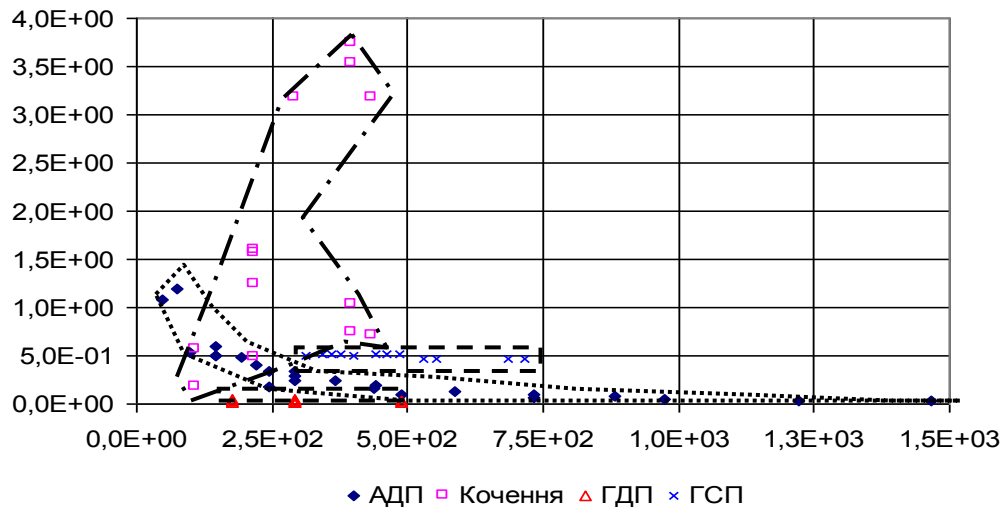


Рис. 3. Сумісні області зміни значень $\pi_T - \pi_w$ для аеродинамічних (АДП), кочення, гідродинамічних (ГДП) і гідростатичних (ГСП) підшипників РС

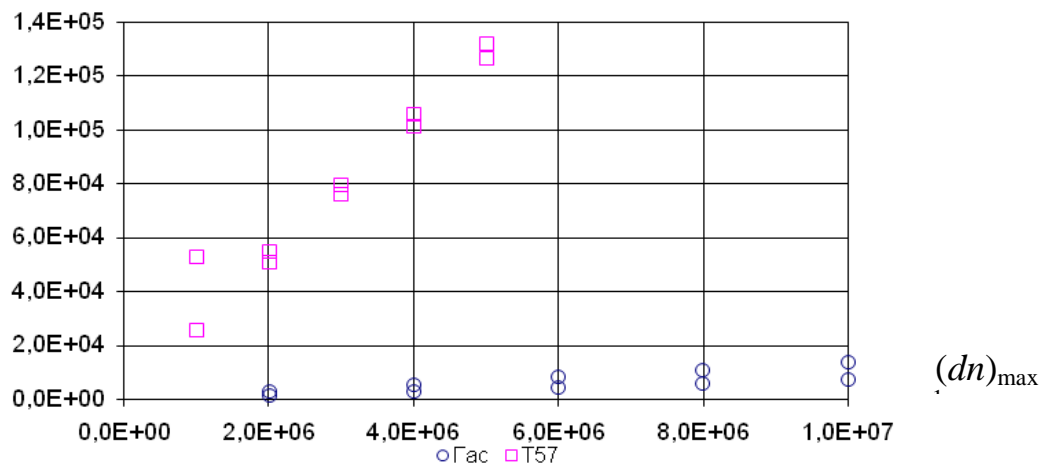


Рис. 4. Области максимальних значень $\pi_w(dn)$ для гідро-газових інерційних підшипників РС

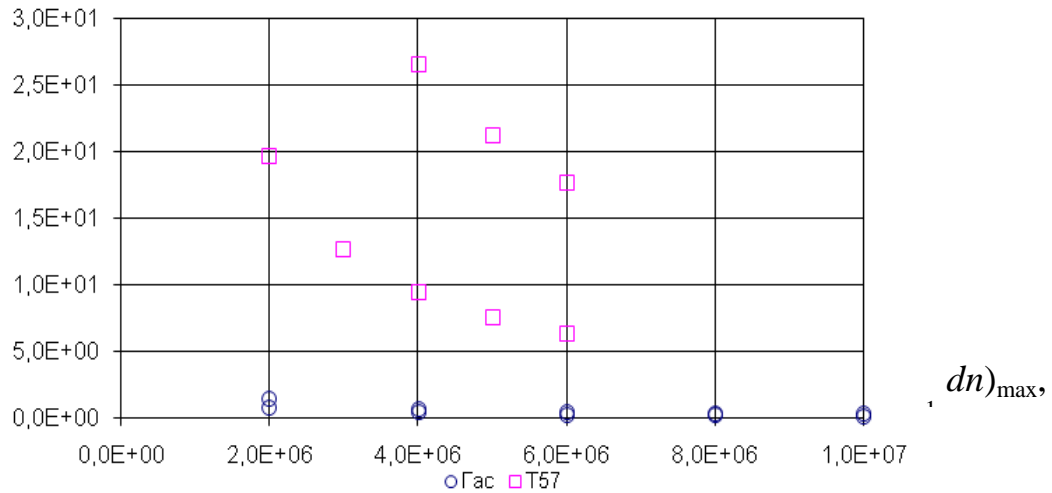


Рис. 5. Области зміни значень π_T (dn) для гідро-газових інерційних підшипників РС

Висновки. Проведені дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

1. Запропонована методика порівняльного оцінювання експлуатаційних властивостей роторних опор за комплексним критерієм дозволяє визначити найбільш ефективні області їх застосування із врахуванням множини основних часткових показників їх працездатності. Графічне відображення областей є зручним і наглядним.

2. У випадку використання в якості змащувальної рідини більш важкого і в'язкого мастила T₅₇, ніж керосин, безрозмірні показники демпфувальної здатності π_T і навантажувальної здатності π_W на 3-4 порядки вище, але при використанні керосину досягається більш велике значення параметру швидкохідності (dn).

3. Якщо порівнювати області π (dn) і $\pi_T - \pi_W$ для ГГП і опор інших типів (рис. 2 і 3), то можна відмітити, що ГГП мають суттєві переваги перед ними і займають незаповнену нішу для опор шпинделів верстатів для ВШО і ВПО. За високої швидкохідності і малих втратах потужності на тертя вони забезпечують більш високі характеристики навантажувальної і демпфувальної здатності.

Література.

1. Воскресенский В.А. Расчет и проектирование опор жидкостного трения: Справочник / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков, А.З. Зиле. - М.: Машиностроение, 1983. 232 с.
 2. Дроздович В.Н. Газодинамические подшипники. - Л.: Машиностроение, 1976. - 208 с.
 3. Шейнберг С.А. Опоры скольжения с газовой смазкой / С.А. Шейнберг, В.П. Жедь, М.Д. Шишеев. - М.: «Машиностроение», 1969. - 336 с.
 4. Подольский М.Е. Упорные подшипники скольжения: Теория и расчет / М.Е. Подольский. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981. - 261 с.
 5. Подшипники качения. Справочное пособие. - М.: Машгиз, 1961, 1961. - 828 с.
 6. Пинегин С.В. Прецизионные опоры качения и опоры с газовой смазкой: Справочник / С.В. Пинегин, А.В. Орлов, Ю.Б. Табачников. - М.: Машиностроение, 1984. - 216 с.
 7. Фигатнер А.М. Прецизионные подшипники качения современных металлорежущих станков / А.М. Фигатнер. - М.: НИИМАН, 1981. - 72 с.
 8. Опоры высокоскоростных и прецизионных роторов. Расчет и проектирование / В.Г. Луканенко, А.Н.Кирилин, Е.М. Семенов, Н.П. Родин. - Самара: СГАУ, СНЦРАН, 2000.- 300 с.
- © Н.Т. Зубовецька

Экология и БЖД.

9. Ковалев В.Д. Классификация опор жидкостного трения / В.Д. Ковалев, О.Ф. Бабин, А.И. Донченко // Труды международной научно-практической конференции «Автоматизация проектирования и производства изделий в машиностроении». – Луганск. – 1996. – С. 106.

10. Кельзон А.С. Расчет и конструирование роторных машин / А.С. Кельзон, Ю.Н. Журавлев, Н.В. Январев – Л.: «Машиностроение», 1977. – 288 с.

11. Гордеев А.Ф. Новые способы смазки подшипников шпинделей для высокоскоростной обработки / А.Ф. Гордеев, П.А. Захаров // Вісник ХАІ. – Харків, - 1999.

12. Гордеев А.Ф. Проблемы создания подшипников для высокоскоростной обработки: Сборник научных трудов «Технологическое управление качеством поверхности детали». / А.Ф. Гордеев, П.А. Захаров. – Киев: АТМ України, 1998. - С. 238-243.

13. Захаров П.О. Перспективис творення підшипників шпинделів для швидкісної обробки / П.О. Захаров, О.Ф. Гордєєв. – “Сучасне машинобудування”. – 1999. – №2. – С. 8 - 10.

14. Зубовецкая Н.Т. Оптимизация газогидравлического шпиндельного подшипника по энергетическим потерям и нагрузочным характеристикам / Н.Т. Зубовецкая, А.Ф. Гордеев, П.А. Захаров // Матеріали першої міжнародно і науково-технічної конференції “Машинобудування та металообробка – 2003”. – Кіровоград: КДТУ. – 2003. – С. 86-91.

15. Пат. № 25413А Україна. Спосіб змащування / П.О. Захаров, О.Ф. Гордєєв, І.Р. Гірський. – опубл. 30.10.1998.

16. Пат. № 714 Україна. Гідрогазовий підшипник / П.О. Захаров, М.П. Ткачук, В.М. Місюк. – опубл. 15.02.2001, Бюл. №1.

17. Пат. № 2675 Україна. Гідрогазовий підшипник / Н.Т. Зубовецька. – опубл. 15.07.2004, Бюл. №7.

18. Пат. № 25413А Україна. Спосіб мащення. – МКВ 6 F16 №15/100.