

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Вісник Машинобудування та транспорту

Науковий журнал

Засновник і видавець: Вінницький національний технічний університет

Виходить 2 рази на рік Заснований у січні 2015 року

№2 2015

ЗМІСТ

<i>Березюк О.В.</i> Структура машин для збирання та первинної переробки твердих побутових відходів.....	3
<i>Біліченко В.В., Романюк С.О., Петрук Б.О., Яновий Д.Г.</i> Формування бачення продукту і результату проекту регіонального партнерства підприємств автомобільного транспорту і розвитку системи забезпечення праездатності пасажирських транспортних засобів.....	8
<i>Віштак І.В., Кобилянський Є.О.</i> Огляд обладнання для механічної обробки металу.....	15
<i>Іскович-Лотоцький Р.Д., Булига Ю.В.</i> Вібраційні установки із складно-просторовим навантаженням для очищення внутрішніх поверхонь труб великого діаметра.....	23
<i>Кашиканов А.А.</i> Новітні автоматизовані технології дослідження ДТП.....	29
<i>Кривцун В.І., Баранов А.М.</i> Аналіз методів визначення номенклатури та кількості запасних частин, що застосовуються для технічного обслуговування і ремонту машин інженерного озброєння.....	36
<i>Кукурудзак Ю.Ю.</i> Система моніторингу технічного стану автомобільного двигуна.....	49
<i>Михилевич В.М., Красеський В.О., Добрянюк Ю.В.</i> Моделювання граничних деформацій на вільній бічній поверхні під час високотемпературного торцевого осадження циліндричних заготовок.....	54
<i>Обертюк Р.Р., Слабкий А.В.</i> Вібраційне свердління – ефективний спосіб отримання отворів у важкооброблюваних матеріалах.....	61
<i>Перлов В.Є., Кириця І.Ю.</i> Енергія пластичного деформування елементів конструкцій транспортних засобів при ДТП.....	69
<i>Петров О.В., Козлов Л.Г., Коріненко М.П., Гарбуз Є.С.</i> Вплив параметрів системи керування на характеристики LS-гідроприводу під час роботи в режимі розвантаження гідронасоса.....	76
<i>Піонткевич О.В.</i> Математична модель гідроприводу фронтального навантажувача з гальмівним клапаном.....	83
<i>Савуляк В.І., Поступайло О.В., Шаповалова О.В.</i> Вплив ванадію на систему FE-SI-MN-C-O в умовах існування рідкої ванни металу.....	91
<i>Терещенко О.П., Терещенко Є.О.</i> Імітаційне моделювання при дослідженні динаміки вібротехніки з гідроімпульсним приводом.....	98
<i>Федотов В.О., Віштак І.В., Гончарук А.В., Варчук Р.В.</i> Характеристики радіального газового підвісу зі змінним зовнішнім дроселем.....	102

Рекомендовано до друку Вченою радою
Вінницького національного технічного університету,
протокол №7 від 22.12.2015 р.

© Вінницький національний технічний університет, 2015

ХАРАКТЕРИСТИКИ РАДІАЛЬНОГО ГАЗОВОГО ПІДВІСУ ЗІ ЗМІННИМ ЗОВНІШНІМ ДРОСЕЛЕМ

Федотов В. О., кандидат технічних наук, Вінницький національний технічний університет, Вінниця, Україна
Виштак І. В., інженер, Вінницький національний технічний університет, Вінниця, Україна
Гончарук А. В., студентка, Вінницький національний технічний університет, Вінниця, Україна
Варчук Р. В., студентка, Вінницький національний технічний університет, Вінниця, Україна

CHARACTERISTICS OF THE RADIAL GAS SUSPENSION WITH VARIABLE EXTERNAL CHOKES

Fedotov V. O., Candidate of Science (Engineering), the Vinnytsya National Technical University, Vinnytsya, Ukraine
Vishtak I. V., Engineer, Vinnytsya National Technical University, Vinnytsya, Ukraine
Goncharuk A. V., Student, Vinnytsya National Technical University, Vinnytsya, Ukraine
Varchuk R. V., Student, Vinnytsya National Technical University, Vinnytsya, Ukraine

ХАРАКТЕРИСТИКИ РАДИАЛЬНОЙ ГАЗОВОЙ ПОДВЕСКИ С ПЕРЕМЕННЫМ ВНЕШНИМ ДРОССЕЛЕМ

Федотов В. А., кандидат технических наук, Винницкий национальный технический университет, Винница, Украина
Виштак И. В., инженер, Винницкий национальный технический университет, Винница, Украина
Гончарук А. В., студентка, Винницкий национальный технический университет, Винница, Украина
Варчук Р. В., студентка, Винницкий национальный технический университет, Винница, Украина

ВСТУП

В газових підвісах для автоматичного регулювання тиску в робочому мастильному шарі (забезпечення працездатності) в залежності від зовнішнього навантаження використовуються отвори малого діаметра [1, 2] та капілярні дроселі (пористі вставки та щілини подачі газу) [3-6]. В практиці машинобудування найбільше використовуються підвіси з подачею стиснутого газу в робочі зазори через ланцюжок отворів малого діаметра. Але такі зовнішні дроселі мають такі недоліки:

- оптимальні значення діаметра отвору суттєво залежать від тиску газу від зовнішнього джерела живлення (компенсатора);
- характеристики шпindelного вузла на таких газових підвісах значно зменшуються при зміні вологості та температури газу;
- в процесі роботи отвори малого діаметра (0,1 – 0,3 мм) схильні до значного зменшення своїх розмірів.

Ці недоліки підвісу зникають, якщо в якості зовнішніх дроселів використовувати щілини, що і привернуло увагу науковців та інженерів до удосконалення методів розрахунку, технології виготовлення газових підвісів із щілинами подачі газу та пошуку шляхів покращення їх характеристик [6 – 11]. Перспективним напрямком подальшого розвитку підвісів із зовнішнім дроселем є використання конструкцій, у яких під час роботи змінюється ширина щілини подачі газу: у зоні з мінімальним робочим зазором підвісу ширина щілини автоматично стає максимальною, а з протилежної сторони – мінімальною.

Метою роботи є дослідження впливу змінного зовнішнього дроселя у вигляді щілини подачі газу на статичні характеристики підвісу з двома лініями подачі газу в його робочі зазори.

ОСНОВНА ЧАСТИНА

У радіального газового підвісу (рис. 1) при радіальному переміщенні вала 1 на величину e , рухома втулка 3 переміститься на величину e_1 і максимальна ширина щілини δ , і тиск будуть у зоні мінімального робочого зазору, а з протилежної сторони – мінімальна ширина та тиск на виході із щілин подачі газу.

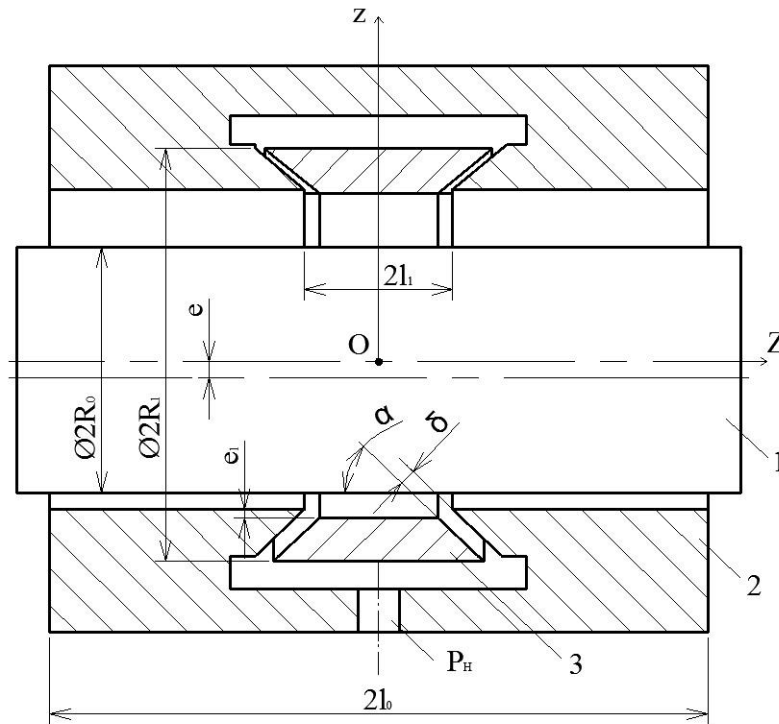


Рисунок 1 – Газовий підвіс з двома щілинами подачі газу, ширина δ яких автоматично змінюється при переміщенні вала

За рахунок збільшення різниці між максимальним та мінімальним тисками на вході в робочі зазори газового підвісу очікується значне поліпшення підйомної сили та жорсткості підвісу (див. рис.1) у порівнянні зі статичними характеристиками підвісу з постійною шириною щілини.

Основні позначення: c – робочий зазор між валом і корпусом підвісу при їх співвісному положенні; δ_0 – ширина щілин подачі газу $e_1 = 0$; $\varepsilon = e/c$ – відносний радіальний ексцентриситет; $\varepsilon_1 = e_1/c$ – відносне радіальне переміщення рухомої втулки; $\beta = c/\delta_0$ – відносна ширина щілин подачі газу; $\lambda = l_0/R_0$ – відносна довжина підвісу; $\xi = z/l_0$ – безрозмірна осьова координата; $h = c(1 - \varepsilon \cdot \cos\varphi)$ – радіальний зазор між валом і корпусом підвісу; $h_1 = c(1 - (\varepsilon + \varepsilon_1) \cdot \cos\varphi)$ – радіальний зазор між валом і рухомою втулкою; $\delta = \delta_0(1 + \varepsilon_1 \cdot \beta \cdot \cos\alpha \cdot \cos\varphi)$ – ширина щілин подачі газу при $e \neq 0$; $\alpha_1 = l_1/l_0$ – відносна довжина рухомої втулки на вході в робочий зазор підвісу; $(R - R_0)/\sin\alpha$ – довжина щілин подачі газу; p_n – тиск газу від зовнішнього джерела живлення (компресора); p_a – тиск в середовищі навколо підвісу (атмосферний тиск).

Оскільки радіальний підвіс (див. рис.1) симетричний відносно площини, що проходить через точку O перпендикулярно осі z , то для визначення статичних характеристик підвісу достатньо розглянути одну половину підвісу і отримані результати подвоїти.

Якщо вал 1 (рис.1) підвісу під дією зовнішнього навантаження переміщується на величину e , а втулка 3 на величину e_1 то в робочих зазорах тиск буде знаходитись з виразів [5,6]:

$$U_1 = A_0 + A_1 c h \lambda \xi \cos\varphi, \quad (1)$$

$$U_2 = b_{01} + b_{02} \xi + b_{11} e^{\lambda \xi} + b_{12} e^{-\lambda \xi} \cos\varphi, \quad (2)$$

де $U_1 = p_1^2/p_n^2$, $U_2 = p_1^2/p_a^2$ – квадрат безрозмірного тиску, відповідно, в робочому зазорі підвісу між щілинами подачі газу та на ділянці, що межує з навколишнім середовищем;

A_0, A_1, b_{ij} – сталі інтегрування.

Довжина щілин подачі газу не перевищує 5 мм, тоді в розрахунках не враховуємо перетікання газу по координаті φ [6,9,12]:

$$U_3 = P_n^2 - f \varphi \ln \frac{R_1}{r}, \quad (3)$$

де $P_n^2 = p_n^2/p_a^2$ – квадрат безрозмірного тиску від зовнішнього джерела живлення (компресора);

$U_3 = p_3^2/p_a^2$ – квадрат безрозмірного тиску в щілинах подачі газу;

$f(\varphi)$ – невідома функція зміни квадрату тиску в щілинах подачі газу.

Локальні масові витрати газу через робочі зазори підвісу та щілин подачі газу знаходимо таким чином [5, 6]:

$$\Delta Q_{\xi 1} = -\frac{kp_a^2 h_1^3}{24\mu\lambda} \cdot \frac{\partial U_1}{\partial \xi} d\varphi; \quad (4)$$

$$\Delta Q_{\xi 2} = -\frac{kp_a^2 h^3}{24\mu\lambda} \cdot \frac{\partial U_2}{\partial \xi} d\varphi; \quad (5)$$

$$\Delta Q_{r3} = -\frac{kp_a^2 \delta^3}{24\mu} r \cdot \frac{\partial U_3}{\partial r} \sin\alpha \cdot d\varphi, \quad (6)$$

де k – відношення густини газу до тиску при даній температурі газового шару;

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості газу.

З умови нерозривності течії газу на виході зі щілини подачі газу

$$-Q_{r3} R_0, \varphi = \Delta Q_{\xi 2} \alpha_1, \varphi - Q_{\xi 1} \alpha_1, \varphi$$

та, враховуючи, що на границях ділянок і на виході з робочого зазору квадрати безрозмірного тиску відповідають умовам

$$U_3(R_0, \varphi) = U_1(\alpha_1, \varphi); U_1(\alpha_1, \varphi) = U_2(\alpha_1, \varphi); U_2(1, \varphi) = 1,$$

знаходимо невідому функцію $f(\varphi)$ (3) та постійні інтегрування в виразах (1) та (2).

$$A_0 = \frac{P_H^2 + \psi}{1 + \psi}; \quad A_1 = \frac{3\varepsilon\psi A_0 - 1 + 3\varepsilon_1\beta(P_H^2 - A_0)\cos\alpha}{\psi 1 - \alpha_1 \operatorname{sh} \lambda \alpha_1 + \tau \lambda \operatorname{ch} \lambda \alpha_1 + \operatorname{ch} \lambda \alpha_1};$$

$$b_{01} = 1 + \frac{A_0 - 1}{1 - \alpha_1}; \quad b_{02} = -1 + \frac{1}{1 - \alpha_1} \frac{P_H^2 - 1}{1 + \psi}; \quad b_{11} = -A_2 e^{-\lambda}; \quad b_{12} = A_2 e^{\lambda},$$

де

$$\psi = \frac{c^3 \ln \frac{R_1}{R_0}}{\delta_0^3 \lambda (1 - \alpha_1) \sin\alpha}, \quad \tau = \frac{\operatorname{ch} \lambda 1 - \alpha_1}{\operatorname{sh} \lambda 1 - \alpha_1}, \quad A_2 = A_1 \frac{\operatorname{ch} \lambda \alpha_1}{\operatorname{sh} \lambda 1 - \alpha_1}.$$

Тепер можемо знайти квадрат безрозмірного тиску (1) та (2) в робочих зазорах підвісу:

$$U_1 = \frac{P_H^2 + \psi}{1 + \psi} + A_1 \operatorname{ch} \lambda \xi \cos\varphi;$$

$$U_2 = 1 + \frac{P_H^2 - 1}{1 - \alpha_1} \frac{1 - \xi}{1 + \psi} + A_2 \operatorname{sh} \lambda 1 - \xi \cos\varphi$$

та підйомну F і безрозмірну підйомну F^* сили радіального підвісу (див. рис. 1):

$$F = 4R_0^2 p_a F^*, \quad F^* = \lambda \int_0^{\alpha_1} d\xi \int_0^{\pi} \overline{U_1} \cos\varphi d\varphi + \frac{1}{\alpha_1} \int_0^{\alpha_1} d\xi \int_0^{\pi} \overline{U_2} \cos\varphi d\varphi.$$

Масові витрати Q та безрозмірні витрати Q^* знаходимо з виразу (5), при $\varepsilon=0$, $\varepsilon_1=0$.

$$Q = \frac{\pi k c^3 p_a^2}{12\mu} Q^*; \quad Q^* = \frac{2 A_0 - 1}{1 - \alpha_1}.$$

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКІВ

Доведено [12], що для симетричних газових підвісів в околі центрального положення підйомна лінійна сила залежить від відносного ексцентриситету в межах $-0,5 \leq \varepsilon \leq 0,5$. Тому слід очікувати,

що підйомна сила підвісу також буде лінійно залежати від відносного радіального переміщення ε_1 рухомої втулки і тому безрозмірна радіальна жорсткість K_ε^* та безрозмірна підйомна сила підвісу F^* буде знаходитися наступним чином:

$$F^* = K_\varepsilon^* \varepsilon, \quad K_\varepsilon^* = \frac{\partial F^*}{\partial \varepsilon} \Big|_{\varepsilon=0, \varepsilon_1=0}.$$

Проблемою оптимізації конструктивних параметрів газового підвісу (див. рис.1) є пошук критерію, при якому безрозмірна жорсткість $K_{l\varepsilon}^*$ була найбільшою при мінімальних витратах газу. Розрахунки показали, що при фіксованому значенні відносної довжини α_l завжди існує значення параметра ψ , при якому безрозмірна жорсткість $K_{l\varepsilon}^*$ досягає максимуму, і чим ближче α_l ($0 \leq \alpha_l \leq 1$) до максимуму, тим більша жорсткість підвісу. Але при наближенні відносної довжини α_l до одиниці, ще швидше зростають витрати газу. Тому підвіси з великою відстанню між лініями подачі газу мають низьке відношення жорсткості до витрат газу. Найбільш доцільно знаходити оптимальні значення ψ і α_l при яких критерії $(\frac{\partial K_{l\varepsilon}^*}{\partial \psi})$ і $\frac{\partial}{\partial \alpha_l} (\frac{K_{l\varepsilon}^*}{Q^*})$ одночасно досягають максимуму.

Розрахунок характеристик газового підвісу (див. рис.1) проводимо в два етапи: при $e_l=0$ (постійний зовнішній дросель) знаходилися параметри ψ і α_l (табл.1) при яких виконувалися умови $\frac{\partial K_{l\varepsilon}^*}{\partial \psi} = 0$ і $\frac{\partial}{\partial \alpha_l} \frac{K_{l\varepsilon}^*}{Q^*} = 0$, а потім при знайдених оптимальних значеннях ψ і α_l , розраховувалися безрозмірна жорсткість K_ε^* та безрозмірні витрати газу Q^* (табл. 2) для підвісу з рухомою втулкою.

Таблиця 1 – Оптимальні значення параметрів α_l і ψ та відповідні їм значення безрозмірної жорсткості $K_{l\varepsilon}^*$, безрозмірних витратах Q^* газу при $P_n=5,0$; $\alpha=90^\circ$

λ	α_l	ψ	$K_{l\varepsilon}^*$	Q^*	$K_{l\varepsilon}^*/Q^*$
1	0,181	1,436	2,28	24,07	0,116
2	0,286	1,059	3,01	16,33	0,184
3	0,380	0,851	3,02	13,94	0,275
4	0,481	0,688	2,95	13,05	0,227

Таблиця 2 – Оптимальні значення параметрів α_l і ψ та відповідні їм значення безрозмірної жорсткості K_ε^* , безрозмірних витратах Q^* газу при $P_n=5,0$; $\alpha=45^\circ$, $\beta=1$.

λ	α_l	ψ	$K_{l\varepsilon}^*$	$K_{2\varepsilon}^*$	K_ε^*	Q^*	K_ε^*/Q^*
1	0,181	2,031	2,28	1,59	3,87	24,07	0,16
2	0,286	1,485	3,01	2,20	5,21	16,33	0,314
3	0,380	1,204	3,02	2,88	5,10	13,94	0,368
4	0,481	1,092	2,95	2,09	5,04	13,06	0,386

ВИСНОВКИ

Розрахунки показали (див. табл.1 і 2), що газовий підвіс із змінними дроселями, при оптимальних значеннях ψ і α_l , має значно більшу безрозмірну жорсткість і підйомну силу, у порівнянні з підвісом, у якого ширина щілин подачі газу постійна. Так, при $P_n=5,0$ і $\alpha=45^\circ$, безрозмірна жорсткість та безрозмірна підйомна сила підвісу з змінною шириною щілин подачі газу зростає приблизно на 70 %, при чому витрати газу через робочі зазори підвісів із різними типами дроселів однакові.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Шейнберг С. А. Опоры скольжения с газовой смазкой / С. А. Шейнберг, В. П. Жедь, М. Д. Шишеев. – М. : Машиностроение, 1969. – 331 с.
2. Пинегин С. В. Статические и динамические характеристики газостатических опор / С. В. Пинегин, Ю. Б. Табачников, И. Е. Сипенков. – М. : Наука, 1982. – 265с.

3. Емельянов А. В. Расчет методом сплайнов кольцевых подпятников с наддувом газа по коллектору через пористый материал / А. В. Емельянов, А. Н. Денисенко // Газовая смазка в машинах и приборах : Всесоюз. коорд. совещ., 18–20 сент. 1989 г. : тезисы докл. – М., 1989. – С. 45–46.
4. Ревкач М. В. Розрахунок та оптимізація двосторонньої плоскої пористої прямокутної газостатичної опори великого видовження / М. В. Ревкач, В. І. Степанчук, В. О. Федотов // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 1994. – № 4 (5). – С. 38–40.
5. Емельянов А. В. Оптимальные параметры цилиндрического газового подвеса с двумя щелями наддува / А. В. Емельянов, Л. С. Емельянова, В. А. Федотов // Газовые опоры турбомашин : труды Всесоюз. межвуз. сов., сент. 1973 г. – Казань, 1975. – С. 34–36.
6. Федотов В. О. Газові підвіси шпindelних вузлів : монографія / В. О. Федотов, І. В. Федотова. – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 244 с.
7. Емельянов А. В. Исследование газостатических подпятников и улучшение их характеристик / А. В. Емельянов, В. А. Федотов, Г. Г. Дзюбинский // Машиноведение. – 1976. – № 3. – С. 96–105.
8. Емельянов А. В. Характеристики радиальных газостатических опор с двойным дросселированием газового потока / А. В. Емельянов, В. А. Федотов, В. А. Приятельчук // Машиноведение. – 1977. – № 2. – С. 97–104.
9. Федотов В. О. Вплив активного дроселя на характеристики газових підшипників / В. О. Федотов, А. А. Кашканов // Вісник Вінницького політехнічного інституту. – 1994. – № 2 (3). – С. 65–67.
10. А. с. 1139913 СССР, МКУ F 16 С 32 / 06. Газостатический подшипник / А. В. Емельянов, В. А. Федотов (СССР). – № 3572750 ; заявл. 06. 04. 1983. ; опуб. 15. 02. 1985, Бюл. № 6. – 2 с.
11. А. с. 1246250 СССР, МКУ Н 02 К 5 / 00. Электрическая машина / В. А. Федотов (СССР). – № 3805737 ; заявл. 29. 10. 1984; опуб. 23. 07. 1986, Бюл. № 27. – 3 с.
12. Емельянов А. В. Расчет и оптимальные параметры радиальных газостатических подшипников / А. В. Емельянов, Г. В. Киселев, Г. Н. Писарев // Машиноведение. – 1975. – № 4. – С. 97–103.

REFERENCES:

1. Sheinberg S.A. Opory skolgeniya s gazovoy smazkoy / S.A. Sheinberg, V.P. Ged, M.D. Shishev. – М.: Mashinostroenie, 1969. – 331 s.
2. Pinegin S.V. Statische i dinamicheskie charakteristiki gazostaticeskikh opor / S.V. Pinegin, A.V., Y.B. Tabachnikov, I. A. Sipunov – М.: Mashinostroenie, 1984. – 216 s.
3. Emeliyanov A. V. Raschet metodom splaynov kolcevykh podpyatnikov s nadduvom gaza po kollektoru cherez poristy material / A. V. Emeliyanov, A. N. Denysenko // Gazovay smazka v mashinah i priborah : Vsesoyiz. koord. sovesch., 18–20 sent. 1989 g. : tezisy dokl. – М., 1989. – S. 45–46.
4. Revkach M. V. Rozrahunok ta optumizacia dvostoronniioi porustoi pryamokutnoi gazostatychnoi oporu velykogo vydovgennia / M. V. Revkach, V. I. Stepanchuk, V. O. Fedotov // Visnyk Vinnytskogo politehnichnogo instytutu. – 1994. – № 4 (5). – S. 38–40.
5. Emeliyanov A. V. Optimalnye parametry cylindricheskogo gazovogo podvesa s dvumy schelyami nadduva / A. V. Emeliyanov, L. S. Emeliyanova, V. A. Fedotov // Gazovye opory turbomashin : Trudy Vsesoyiz. megvuz. sov., sent. 1973 g. – Kazan, 1975. – S. 34–36.
6. Feodotov V. A. Gazovi pidvisy shpyndelnyh vuzliv : monografia / V. O. Fedotov, I. V. Fedotova. – Vinnytsya: VNTU, 2010. – 244 s. ISBN 978-966-641-362-1.
7. Emeliyanov A. V. Issledovanie gazostaticeskikh podpyatnikov i ulutshenie ih charakteristik / A. V. Emeliyanov, V. A. Fedotov, G. G. Dzubyntsiy // Mashinovedenie. – 1976. – № 3. – S. 96–105.
8. Emeliyanov A. V. Charakteristiki radialnyh gazostaticeskikh opor s dvoynym drosselirovaniem gazovogo potoka / A. V. Emeliyanov, V. A. Fedotov, V. A. Priyatelchuk // Mashinovedenie. – 1977. – № 2. – S. 97–104.

9. Fedotov V. O. Vplyv aktyvnogo droselya yf charakterystyky gazovyh pidshypnykiv / V. O. Fedotov, A. A. Kashkanov // Visnyk Vinnytskogo politehnicznego instytutu. – 1994. – № 2 (3). – S. 65–67.
10. A. s. 1139913 CCCP, MKU F 16 C 32 / 06. Gazostaticheskiy podshipnik / A. V. Emeliyanov, V. A. Fedotov (SSSR). – № 3572750 ; Zayavl. 06. 04. 1983. ; opub. 15. 02. 1985, Buil. № 6. – 2 s.
11. A. s. 1246250 CCCP, MKU H 02 K 5 / 00. Elektricheskaya mashina / V. A. Fedotov (CCCP). – № 3805737 ; Zayavl. 29. 10. 1984; opub. 23. 07. 1986, Buil. № 27. – 3 s.
12. Emeliyanov A. V. Raschet i optimalnye parametry radialnyh gazostaticheskih podshipnikov / A. V. Emeliyanov, G. V. Kiseliov, G. N. Pisarev // Mashinovedenie. – 1975. – № 4. – S. 97–103.

РЕФЕРАТ

Характеристики радіального газового підвісу зі змінним зовнішнім дроселем / В. О. Федотов, І. В. Віштак, А. В. Гончарук, Р. В. Варчук // Вісник машинобудування та транспорту. – 2015. – Вип. 2. В статті запропонована конструкція радіальної газової підвіски зі змінним зовнішнім дроселем на вхід якого подається стиснутий газ від зовнішнього джерела живлення (компресора).

Об'єкт дослідження – радіальна газова підвіска з двома щілинами подачі газу в робочі зазори, ширина яких змінюються в залежності від радіального переміщення вала.

Мета роботи – дослідження впливу змінного зовнішнього дроселя у вигляді щілини подачі газу на статичні характеристики підвісу з двома лініями подачі газу в його робочі зазори.

Для радіального газового підвісу з двома щілинами подачі газу (зовнішні дроселі) в робочі зазори, ширина яких змінюється при переміщенні вала таким чином, що максимальна ширина щілини і тиск буде у зоні мінімального робочого зазору, а з протилежної сторони – мінімальна ширина та тиск, розглянуто вплив змінної ширини щілин на його статичні характеристики (безрозмірна жорсткість, безрозмірна підйомна сила підвісу та витрати газу).

Розрахунки показали, що при оптимальних параметрах, газові радіальні підвіси зі зміною шириною щілин у порівнянні з підвісами з постійною шириною щілин подачі стиснутого газу, мають на 70 % більшу радіальну жорсткість при $P_H=5$ атм і $\alpha=45^\circ$ (кут нахилу щілин до осі підвісу), значне збільшення радіальної підйомної сили та відношення радіальної жорсткості до витрат стиснутого газу. Витрати газу через робочі зазори підвісів із різними типами дроселів однакові.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: РАДІАЛЬНИЙ ГАЗОВИЙ ПІДВІС, ДВІ ЩІЛИНИ, ЗМІННА ШИРИНА ЩІЛИН, СТАТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ.

CHARACTERISTICS OF THE RADIAL GAS SUSPENSION WITH VARIABLE EXTERNAL CHOKES

Fedotov V. O., Candidate of Science (Engineering), the Vinnytsya National Technical University, Vinnytsya, Ukraine

Vishtak I. V., Doctoral Student, Vinnytsya National Technical University, Vinnytsya, Ukraine

Goncharuk A. V., Student, Vinnytsya National Technical University, Vinnytsya, Ukraine

Varchuk R. V., Student, Vinnytsya National Technical University, Vinnytsya, Ukraine

ABSTRACT

Fedotov V.A. Characteristics of the radial gas suspension with variable external chokes / V. A. Fedotov, I. V. Vishtak, A. V. Goncharuk, R. V Varchuk // Announcer of engineer and transport. – Vinnytsya: VNTU, 2015. – Vup. 2.

In this article the structure of radial gas suspension with variable external throttle input which is supplied with compressed gas from an external source (compressor).

A research object is is radial gas suspension with two slits gas flow in the gap, the width of which varies with the radial movement of the shaft.

A purpose of work is study the influence of the external variable throttle in the form of a gas feed slot on the static characteristics of the suspension with two gas supply lines in its working clearances.

In radial gas suspension with two slits gas supply (external inductors) in the working gap, the width of which varies when moving the shaft such that the maximum width of the gap and the pressure will be in the region of the minimum working air gap, and on the opposite side - the minimum width, and pressure, discussed the impact of variable width slots on its static characteristics (dimensionless stiffness dimensionless lift the suspension and the gas flow rate).

Calculations show that under optimum parameters radial gas suspension with variable width slit as compared to suspensions with a constant width gaps compressed gas have 70% greater radial rigidity at $p_H = 5$ atm and $\alpha = 45^\circ$ (angle slits axis suspension), a significant increase in radial lift and the ratio of radial stiffness to the flow of the compressed gas. Gas flow through the working clearances with various types of suspensions throttle same.

KEYWORDS: RADIAL GAS SUSPENSION, TWO SLOTS, VARIABLE SLIT WIDTH, THE STATIC CHARACTERISTICS.

РЕФЕРАТ

Федотов В. А. Характеристики радиальной газовой подвески с переменным внешним дросселем / В. А. Федотов, И. В. Виштак, А. В. Гончарук, Р. В. Варчук // Вестник машиностроения и транспорта. – 2015. – Вып. 2.

В статье предложена конструкция радиальной газовой подвески с переменным внешним дросселем на вход которого подается сжатый газ от внешнего источника питания (компрессора).

Объект исследования радиальная газовая подвеска с двумя щелями подачи газа в рабочие зазоры, ширина которых меняется в зависимости от радиального перемещения вала.

Цель работы – исследование влияния переменного внешнего дросселя в виде щели подачи газа на статические характеристики подвески с двумя линиями подачи газа в ее рабочие зазоры.

Для радиальной газовой подвески с двумя щелями подачи газа (внешние дроссели) в рабочие зазоры, ширина которых меняется при перемещении вала таким образом, что максимальная ширина щели и давление будет в зоне минимального рабочего зазора, а с противоположной стороны - минимальная ширина и давление, рассмотрено влияние переменной ширины щелей на ее статические характеристики (безразмерная жесткость, безразмерная подъемная сила подвески и расход газа).

Расчеты показали, что при оптимальных параметрах, газовые радиальные подвески с переменной шириной щелей, по сравнению с подвесками с постоянной шириной щелей подачи сжатого газа, имеют на 70 % большую радиальную жесткость при $P_H = 5$ атм и $\alpha = 45^\circ$ (угол наклона щелей оси подвески), значительное увеличение радиальной подъемной силы и отношение радиальной жесткости к расходам сжатого газа. Расход газа через рабочие зазоры подвесок с различными типами дросселей одинаковы.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: РАДИАЛЬНАЯ ГАЗОВАЯ ПОДВЕСКА, ДВЕ ЩЕЛИ, ПЕРЕМЕННАЯ ШИРИНА ЩЕЛИ, СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ.