

УДК 621.822.5

В.И. НАЗИН

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

## РАДИАЛЬНЫЙ ГИДРОСТАТИЧЕСКИЙ ПОДШИПНИК ПОВЫШЕННОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ

Разработана математическая модель и инженерная методика, позволяющая определять несущую способность, расход смазки и потери мощности на трение радиального гидростатического подшипника повышенной несущей способности. Расчетом показано влияние радиального зазора, давления питания, скорости вращения вала и диаметра жиклера на грузоподъемность, расход смазки и потери мощности на трение гидростатического подшипника повышенной несущей способности. Расчетом также установлено, что несущая способность рассматриваемого подшипника примерно в 2 раза выше несущей способности обычного радиального гидростатического подшипника, но при этом расход смазочного материала и потери мощности на трение возрастают. Анализ влияния угловой скорости вала на грузоподъемность подшипника показал, что с увеличением угловой скорости несущая способность вначале изменяется незначительно, а далее происходит ее существенный рост. Причем у сдвоенного подшипника прирост грузоподъемности при больших оборотах более существенен, чем у одинарного.

**Ключевые слова:** математическая модель, несущая способность, расход смазки, потери на трение, гидростатический подшипник, зазор, угловая скорость, диаметр жиклера, сдвоенный подшипник, одинарный подшипник.

### Введение

Надежность работы любой машины существенно зависит от работоспособности опор роторов. В целях получения малых габаритов машины происходит постоянный рост скоростей вращения роторов машин. При этом возрастает нагруженность опор, растут виброперегрузки и виброперемещения. В этих условиях возникает необходимость поиска конструкций подшипников обладающих повышенной несущей способностью и улучшенными демфирующими свойствами. Таким подшипником является сдвоенный гидростатический подшипник. Схема этого подшипника приведена на рис. 1.

Рассматриваемый подшипник имеет 2 рабочие поверхности, на которых выполнены несущие камеры. Давления в камерах обозначены  $P_{k1.1}$ ,  $P_{k1.2}$ ,  $P_{k1.3}$ ,  $P_{k1.4}$ ,  $P_{k2.1}$ ,  $P_{k2.2}$ ,  $P_{k2.3}$ ,  $P_{k2.4}$ . Смазочный материал подается в несущие камеры под большим давлением  $P_{вх}$ . Диск связанный с валом вращается с угловой скоростью  $\omega$  и его положение в подшипнике определяется эксцентриситетом «e» и углом положения  $\beta_0$  (рис. 1). Основными характеристиками подшипника являются несущая способность «W», расход смазки «Q» и потери на трение «N». В основе определения этих характеристик лежит функция распределения давления по рабочей поверхности подшипника. Для ее определения необ-

ходимо решить совместно уравнения баланса расходов и уравнение Рейнольдса.

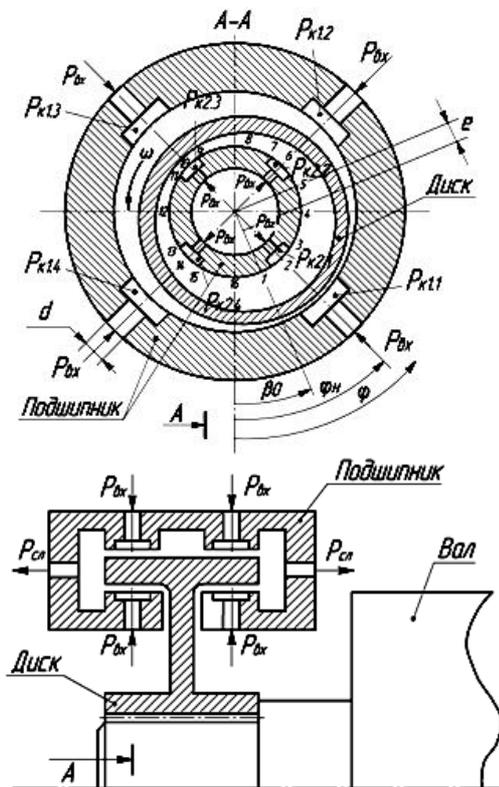


Рис. 1. Схема гидростатического подшипника повышенной несущей способности

Баланс расходов записывается из условия равенства расходов через входное компенсирующее устройство (жиклер) и расходов по контуру  $i$ -й камеры (рис. 2).

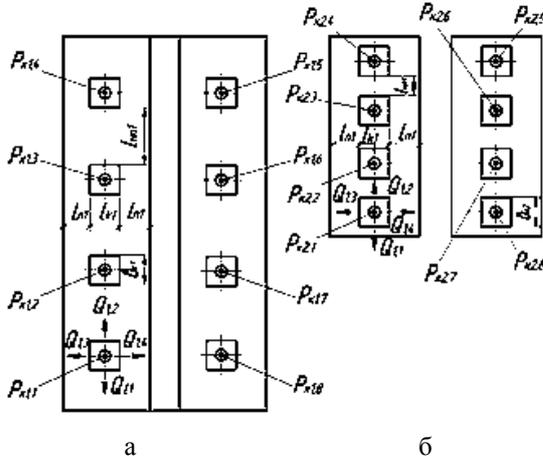


Рис. 2. Развертка наружной (а) и внутренней (б) рабочих поверхностей подшипника

Запишем баланс расходов для наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника (см. рис. 2).

$$Q_{вх1} = Q_{1.1} + Q_{1.2} + Q_{1.3} + Q_{1.4}; \quad (1)$$

$$Q_{вх2} = Q_{2.1} + Q_{2.2} + Q_{2.3} + Q_{2.4}; \quad (2)$$

где  $Q_{вх1}$  и  $Q_{вх2}$  – расходы через входные компенсирующие устройства, соответственно для наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника. Для жиклеров эти расходы записываются в следующем виде:

$$Q_{вх1} = \psi_{вх} \cdot \pi \cdot r_{ж1}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх} - P_{k1.i})}; \quad (3)$$

$$Q_{вх2} = \psi_{вх} \cdot \pi \cdot r_{ж2}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх} - P_{k2.i})}; \quad (4)$$

где  $\psi_{вх}$  – коэффициент входа, равный 0,62...0,82;  $r_{ж1}$  и  $r_{ж2}$  – радиусы жиклеров;  $\rho$  – плотность смазочного материала;  $P_{вх}$  – давление питания от насоса;  $P_{k1.i}$  и  $P_{k2.i}$  – давления в  $i$ -й камере для наружной и внутренней рабочих поверхностей.

Расходы по контуру  $i$ -й камеры с учетом переносного и градиентного течения имеют вид:

$$Q_{1.1} = -\frac{\omega R_1 h_{1.i} \cdot l_{k1}}{2} + \frac{h_{1.i}^3 (P_{k1.i} - P_{k1.i-1}) \cdot l_{k1}}{12\mu \cdot l_{mn1}};$$

$$Q_{1.2} = \frac{\omega R_1 h_{1.i+2} \cdot l_{k1}}{2} + \frac{h_{1.i+2}^3 (P_{k1.i} - P_{k1.i+1}) \cdot l_{k1}}{12\mu \cdot l_{mn1}};$$

$$Q_{1.3} = Q_{1.4} = \frac{h_{1,i+1}^3 (P_{k1.i} - P_{сл}) \cdot b_{k1}}{12\mu \cdot l_{п1}}; \quad (5)$$

$$Q_{2.1} = -\frac{\omega R_2 h_{2.i} \cdot l_{k2}}{2} + \frac{h_{2.i}^3 (P_{k2.i} - P_{k2.i-1}) \cdot l_{k2}}{12\mu \cdot l_{mn2}};$$

$$Q_{2.2} = \frac{\omega R_2 h_{2.i+2} \cdot l_{k2}}{2} + \frac{h_{2,i+2}^3 (P_{k2.i} - P_{k2,i+1}) \cdot l_{k2}}{12\mu \cdot l_{mn2}};$$

$$Q_{2.3} = Q_{2.4} = \frac{h_{2,i+1}^3 (P_{k2.i} - P_{сл}) \cdot b_{k2}}{12\mu \cdot l_{п2}};$$

где  $h_{1.i}$  и  $h_{2.i}$  – зазоры в подшипнике;  $\mu$  – динамическая вязкость смазочного материала;  $\omega$  – угловая скорость вращения вала;  $R_1$  и  $R_2$  – радиусы наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника;  $l_{k1}$  и  $l_{k2}$  – длины камер наружной и внутренней поверхностей подшипника (см. рис. 2);  $l_{mn1}$  и  $l_{mn2}$  – длины межкамерных перемычек;  $l_{п1}$  и  $l_{п2}$  – длины торцевых перемычек;  $P_{сл}$  – давление смазочного материала на сливе;  $b_{k1}$  и  $b_{k2}$  – ширины камер.

Из уравнений баланса расходов (1) и (2) после подстановки выражений (3), (4) и (5) запишем выражения для определения давлений в  $i$ -й камере, приспособленные для численной реализации. Задаваясь начальными значениями давлений в камерах  $(P_{k1,i})_n$  и  $(P_{k2,i})_n$  получают новые значения давлений на  $n+1$  шаге по следующим зависимостям:

$$(P_{k1,i})_{n+1} = a_8(i) \cdot \sqrt{P_{вх} - (P_{k1,i})_n} + a_9(i) (P_{k1,i-1})_n + a_{10}(i) (P_{k1,i+1})_n + a_{11}(i); \quad (6)$$

$$(P_{k2,i})_{n+1} = b_8(i) \cdot \sqrt{P_{вх} - (P_{k2,i})_n} + b_9(i) (P_{k2,i-1})_n + b_{10}(i) (P_{k2,i+1})_n + b_{11}(i). \quad (7)$$

Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока предыдущее и последующее значения давлений в камерах будут меньше заданной точности решения ( $\varepsilon_1$ ), т.е.

$$(P_{k1,i})_{n+1} - (P_{k1,i})_n \leq \varepsilon_1;$$

$$(P_{k2,i})_{n+1} - (P_{k2,i})_n \leq \varepsilon_1. \quad (8)$$

Записанные в выражениях (6) и (7) коэффициенты  $a_8(i)$ ,  $a_9(i)$ ,  $a_{10}(i)$ ,  $a_{11}(i)$  и  $b_8(i)$ ,  $b_9(i)$ ,  $b_{10}(i)$ ,  $b_{11}(i)$ , являются постоянными величинами для заданной геометрии подшипника и  $i$ -й камеры.

Для определения функции изменения давления на межкамерной перемычке применим уравнение Рейнольдса [1–3]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 6\mu\omega R \frac{\partial h}{\partial x}, \quad (9)$$

где  $x$  и  $z$  – окружная и осевая координаты в подшипнике;  $P$  – текущее значение давления на межкамерных перемычках.

Это уравнение не имеет точного аналитического решения. Поэтому для его решения применяют приближенные численные методы. Одним из таких методов является метод конечных разностей в сочетании с методом продольно-поперечной прогонки. Для записи уравнения (9) в конечно-разностном виде поверхность между камерами покрывается регулярной сеткой с шагами  $\Delta x$  и  $\Delta z$  и частные производные записываются в конечно-разностном виде, используя пятиточечный шаблон:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) = \frac{h_{ij}^3 (P_{i+1,j} - 2P_{ij} + P_{i-1,j})}{\Delta x^2} + \frac{3h_{ij}^2 (h_{i+1,j} - h_{i-1,j}) (P_{i+1,j} - P_{i-1,j})}{4\Delta x^2};$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left( h^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = \frac{h_{ij}^3 (P_{i,j+1} - 2P_{ij} + P_{i,j-1})}{\Delta z^2} + 6\mu\omega \frac{\partial h}{\partial z} = \frac{6\mu\omega (h_{i+1,j} - h_{i-1,j})}{2\Delta x}.$$

Запишем уравнение (9) в разностном виде

$$P_{i+1,j} \cdot H_{1i} + P_{ij} \cdot H_{2i} + P_{i-1,j} \cdot H_{3i} + P_{i,j+1} \cdot H_{4i} + P_{i,j-1} \cdot H_{4i} = F_{i,j}, \quad (10)$$

где

$$H_{1i} = \frac{h_{i,j}^3}{\Delta x^2} + \frac{3h_{ij}^2 (h_{i+1,j} - h_{i-1,j})}{4\Delta x^2};$$

$$H_{2i} = -\frac{2h_{i,j}^3}{\Delta x^2} - \frac{2h_{ij}^3}{\Delta z^2};$$

$$H_{3ij} = \frac{h_{i,j}^3}{\Delta x^2} - \frac{3h_{ij}^2 (h_{i+1,j} - h_{i-1,j})}{4\Delta x^2};$$

$$H_{4i} = \frac{h_{i,j}^3}{\Delta z^2}; \quad F_{ij} = \frac{6\mu\omega (h_{i+1,j} - h_{i-1,j})}{2\Delta x}.$$

Использование неявных разностных схем, которые, в сравнении с явными, обладают большей устойчивостью и не требуют жесткого ограничения по шагу сетки, приводит к необходимости решать системы алгебраических уравнений. Важным частным случаем являются системы так называемых «трехточечных» разностных уравнений, которые связывают неизвестные значения сеточных функций в трех соседних узлах сетки. Решить такие системы позволяет известный метод продольно-поперечной прогонки. Система трехточечных линейных уравнений для сеточной функции  $P_{ij}$  в общем случае может быть записана следующим образом:

$$A_i P_{i-1} + C_i P_i + B_i P_{i+1} = F_i, \quad (11)$$

где  $A_i, B_i, C_i$  и  $F_i$  – известные коэффициенты.

Решение, в соответствии с методом прогонки, ищется в виде

$$P_i = \alpha_i P_{i+1} + \beta_i, \quad i = 1, 2, \dots, N-1, \quad (12)$$

где  $\alpha_i, \beta_i$  – коэффициенты прогонки определяемые по следующим формулам:

$$\alpha_i = -\frac{A_i}{B_i + C_i \alpha_{i-1}}, \quad \beta_i = \frac{F_i - C_i \beta_{i-1}}{B_i + C_i \alpha_{i-1}}. \quad (13)$$

Задаваясь начальными значениями давлений в узлах сетки, методом продольно-поперечной прогонки определяют значения давлений в узлах сетки на следующем шаге. Итерационный процесс продолжается до получения заданной точности  $(P_{ij})_{n+1} - (P_{ij})_n \leq \varepsilon_2$ , где  $\varepsilon_2$  – точность определения давлений на межкамерной перемычке.

Зная давления в камерах и узлах межкамерной перемычки, можно определить грузоподъемность подшипника (рис. 3).

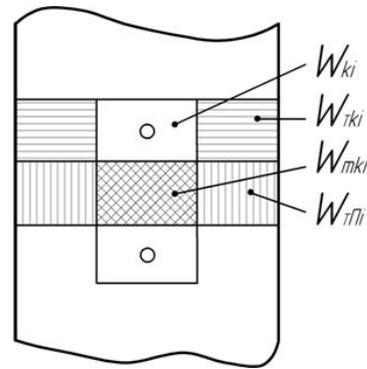


Рис. 3. Определение грузоподъемности подшипника

Запишем вертикальные и горизонтальные составляющие грузоподъемности наружной поверхности подшипника  $W_{верт11}, W_{гор11}$  и внутренней поверхности подшипника  $W_{верт21}, W_{гор21}$ :

$$W_{верт11} = (W_{B1} + W_{B2}) \cdot 2;$$

$$W_{гор11} = (W_{Г1} + W_{Г2}) \cdot 2; \quad (14)$$

$$W_{верт21} = -(W_{B3} + W_{B4}) \cdot 2;$$

$$W_{гор21} = -(W_{Г3} + W_{Г4}) \cdot 2;$$

где

$$W_{B1} = (W_{k11} + W_{TK11}) \cdot \cos \varphi_H + (W_{k12} + W_{TK12}) \times$$

$$\times \cos \left( \varphi_H + \frac{\pi}{2} \right) + (W_{k13} + W_{TK13}) \cdot \cos (\varphi_H + \pi) +$$

$$+ (W_{k14} + W_{TK14}) \cdot \cos \left( \varphi_H + \frac{3\pi}{2} \right);$$

$$W_{Г1} = (W_{k11} + W_{TK11}) \cdot \sin \varphi_H +$$

$$+ (W_{k12} + W_{TK12}) \cdot \sin \left( \varphi_H + \frac{\pi}{2} \right) +$$

$$+ (W_{k13} + W_{TK13}) \cdot \sin (\varphi_H + \pi) +$$

$$+ (W_{k14} + W_{TK14}) \cdot \sin \left( \varphi_H + \frac{3\pi}{2} \right);$$

$$W_{B2} = (W_{mk11} + W_{ТП11}) \cdot \cos\left(\varphi_H + \frac{\pi}{4}\right) + \\ + (W_{mk12} + W_{ТП12}) \cdot \cos\left(\varphi_H + \frac{3\pi}{4}\right) + \\ + (W_{mk13} + W_{ТП13}) \cdot \cos\left(\varphi_H + \frac{5\pi}{4}\right) + \\ + (W_{mk14} + W_{ТП14}) \cdot \cos\left(\varphi_H + \frac{7\pi}{4}\right);$$

$$W_{Г2} = (W_{mk11} + W_{ТП11}) \cdot \sin\left(\varphi_H + \frac{\pi}{4}\right) + \\ + (W_{mk12} + W_{ТП12}) \cdot \sin\left(\varphi_H + \frac{3\pi}{4}\right) + \\ + (W_{mk13} + W_{ТП13}) \cdot \sin\left(\varphi_H + \frac{5\pi}{4}\right) + \\ + (W_{mk14} + W_{ТП14}) \cdot \sin\left(\varphi_H + \frac{7\pi}{4}\right);$$

$$W_{B3} = (W_{k21} + W_{ТК21}) \cdot \cos \varphi_H + \\ + (W_{k22} + W_{ТК22}) \cdot \cos\left(\varphi_H + \frac{\pi}{2}\right) + \\ + (W_{k23} + W_{ТК23}) \cdot \cos(\varphi_H + \pi) + \\ + (W_{k24} + W_{ТК24}) \cdot \cos\left(\varphi_H + \frac{3\pi}{2}\right);$$

$$W_{B4} = (W_{mk21} + W_{ТП21}) \cdot \cos\left(\varphi_H + \frac{\pi}{4}\right) + \\ + (W_{mk22} + W_{ТП22}) \cdot \cos\left(\varphi_H + \frac{3\pi}{4}\right) + \\ + (W_{mk23} + W_{ТП23}) \cdot \cos\left(\varphi_H + \frac{5\pi}{4}\right) + \\ + (W_{mk24} + W_{ТП24}) \cdot \cos\left(\varphi_H + \frac{7\pi}{4}\right);$$

$$W_{Г3} = (W_{k21} + W_{ТК21}) \cdot \sin \varphi_H + \\ + (W_{k22} + W_{ТК22}) \cdot \sin\left(\varphi_H + \frac{\pi}{2}\right) + \\ + (W_{k23} + W_{ТК23}) \cdot \sin(\varphi_H + \pi) + \\ + (W_{k24} + W_{ТК24}) \cdot \sin\left(\varphi_H + \frac{3\pi}{2}\right);$$

$$W_{Г4} = (W_{mk21} + W_{ТП21}) \cdot \sin\left(\varphi_H + \frac{\pi}{4}\right) + \\ + (W_{mk22} + W_{ТП22}) \cdot \sin\left(\varphi_H + \frac{3\pi}{4}\right) + \\ + (W_{mk23} + W_{ТП23}) \cdot \sin\left(\varphi_H + \frac{5\pi}{4}\right) + \\ + (W_{mk24} + W_{ТП24}) \cdot \sin\left(\varphi_H + \frac{7\pi}{4}\right).$$

Общую грузоподъемность подшипника можно определить по следующим зависимостям:

$$W_{\text{верт}\Sigma} = W_{\text{верт}11} + W_{\text{верт}21}; \\ W_{\text{гор}\Sigma} = W_{\text{гор}11} + W_{\text{гор}21}. \quad (15)$$

Зная давления в камерах можно определить расход смазочного материала через подшипник

$$Q_{\Sigma} = Q_{\text{наруж.}} + Q_{\text{внутр.}}, \quad (16)$$

где  $Q_{\text{наруж.}} = 2\psi_{\text{вх}} \pi r_{\text{ж}1}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \sum_{i=1}^n \sqrt{P_{\text{вх}} - P_{\text{кли}}}}$  – расход через наружную рабочую поверхность подшипника;

$Q_{\text{внутр.}} = 2\psi_{\text{вх}} \pi r_{\text{ж}2}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \sum_{i=1}^n \sqrt{P_{\text{вх}} - P_{\text{к}2i}}}$  – расход через внутреннюю рабочую поверхность подшипника;  $n$  – число камер в подшипнике.

Потери мощности на трение определяют интегрированием касательных напряжений по поверхности трения

$$N_{\text{тр}} = \omega \cdot R \iint \tau dS, \quad (17)$$

где  $S$  – площадь трения;  $\tau$  – функция распределения касательных напряжений,

$$\tau = \frac{\mu v}{h} + \frac{1}{2} h \frac{\partial P}{\partial x}. \quad (18)$$

### Результаты исследований

На основе рассмотренной математической модели были рассчитаны основные характеристики подшипника.

Исходные данные для расчета подшипника:

1. Давление питания  $P_{\text{вх}} = 2 \text{ МПа}$ .
2. Угловая скорость вала  $\omega = 314 \text{ с}^{-1}$ .
3. Диаметр наружной поверхности подшипника  $D_1 = 120 \text{ мм}$ .
4. Диаметр внутренней поверхности подшипника  $D_2 = 100 \text{ мм}$ .
5. Диаметр диска внешний  $D_{\text{диска}1} = 119,84 \text{ мм}$ .
6. Диаметр диска внутренний  $D_{\text{диска}2} = 100,16 \text{ мм}$ .
7. Радиальный зазор наружной поверхности подшипника  $\delta_{01} = 80 \text{ мкм}$ .
8. Радиальный зазор внутренней поверхности подшипника  $\delta_{02} = 80 \text{ мкм}$ .
9. Диаметр жиклеров  $d_{\text{ж}} = 1 \text{ мм}$ .
10. Длина камер  $l_{\text{к}1} = l_{\text{к}2} = 15 \text{ мм}$ .
11. Длина перемычки торца камеры  $l_{\text{П}1} = l_{\text{П}2} = 5 \text{ мм}$ .
12. Ширина камер  $b_{\text{к}1} = b_{\text{к}2} = 5 \text{ мм}$ .
13. Длина межкамерной перемычки наружной поверхности подшипника  $l_{\text{мп}1} = 89,247 \text{ мм}$ .

14. Длина межкамерной перемычки внутренней поверхности подшипника  $l_{мп2} = 73,54\text{мм}$ .

15. Число камер в одном ряду каждой из рабочих поверхностей  $k = 4$ .

16. Коэффициент входа  $\psi_{вх} = 0,62$ .

17. Смазочный материал вода при температуре  $47^{\circ}\text{C}$

( $\rho = 0,989 \cdot 10^{-6} \text{ кг/мм}^3$ ,  $\mu = 5,817 \cdot 10^{-10} \text{ нс/мм}^2$ ).

18. Длина половинки подшипника  $L_{\Pi} = 25\text{мм}$ .

Влияние радиального зазора  $\delta_0$  на грузоподъемность, расход смазочного материала и потери на трение приведены на рис. 4, 5, 6.

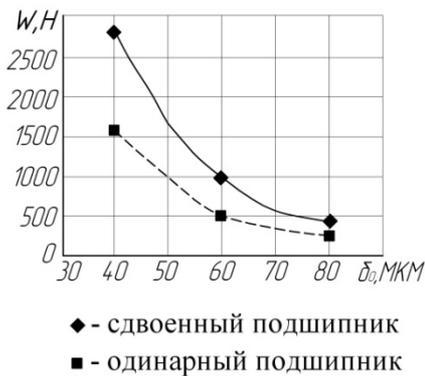


Рис. 4. Зависимость грузоподъемности подшипников от радиального зазора

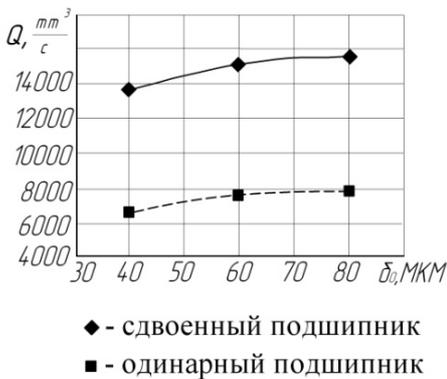


Рис. 5. Зависимость расхода смазочного материала от радиального зазора

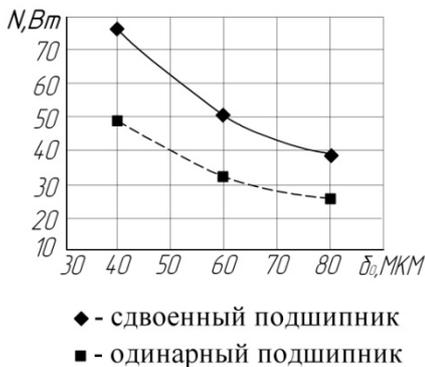


Рис. 6. Зависимость потерь на трение от радиального зазора

Из рис. 4 видно, что грузоподъемность сдвоенного подшипника примерно в 2 раза больше грузоподъемности одинарного подшипника. Расход смазочного материала и потери мощности на трение у сдвоенного подшипника существенно возрастают (см. рис. 5 и 6). При увеличении зазора от 40 мкм до 80 мкм грузоподъемность подшипника существенно снижается (примерно в 6 раз).

При увеличении давления питания грузоподъемность подшипника и расход смазки возрастают (см. рис. 7 и 8), а потери мощности на трение изменяются не существенно (см. рис. 9).

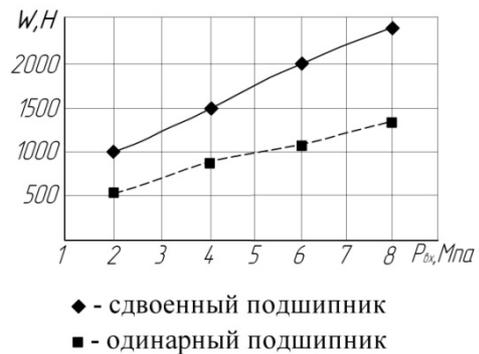


Рис. 7. Зависимость грузоподъемности подшипника от давления питания

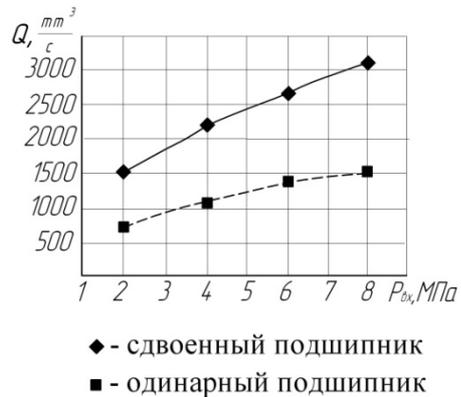


Рис. 8. Зависимость расхода смазочного материала от давления питания

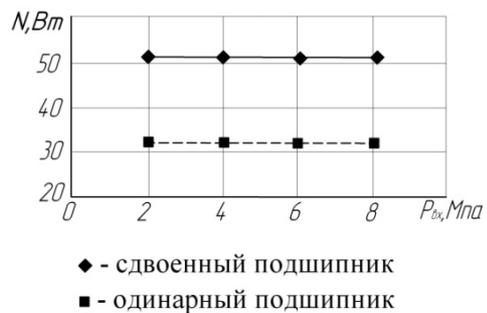


Рис. 9. Зависимость потерь мощности на трение от давления питания

Анализ влияния угловой скорости на характеристики подшипника показал, что грузоподъемность

при увеличении угловой скорости от 0 до 3000 с-1 изменяется мало, а при дальнейшем росте угловой скорости существенно возрастает (см. рис. 10). Расход смазки с увеличением угловой скорости незначительно снижается (см. рис. 11), а потери мощности на трение существенно возрастают (см. рис 12).

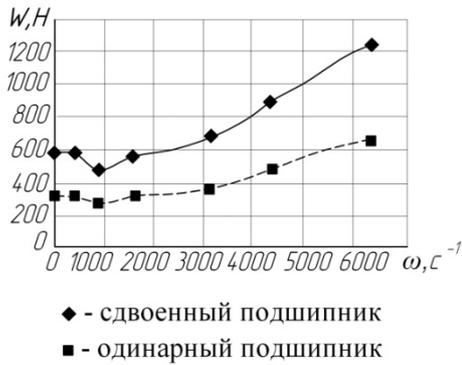


Рис. 10. Зависимость грузоподъемности подшипника от угловой скорости

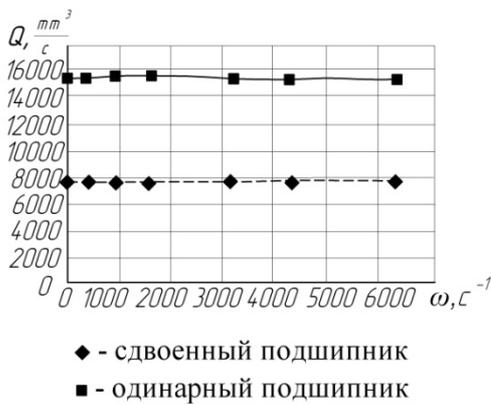


Рис. 11 Зависимость расхода смазки от угловой скорости

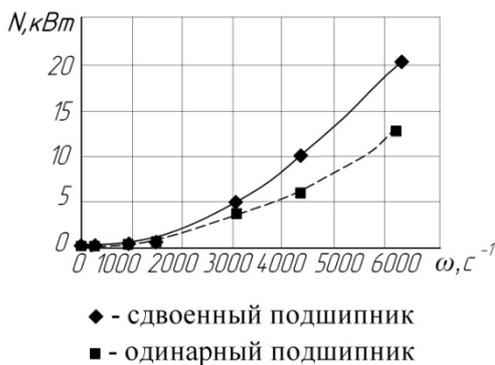


Рис. 12. Зависимость потерь мощности на трение от угловой скорости.

Диаметр входного компенсатора давления (жиклёра) существенно влияет на грузоподъемность подшипника (см. рис. 13).

При увеличении диаметра жиклёра от 1 мм до 2 мм грузоподъемность сдвоенного подшипника воз-

растает примерно в 4,5 раза. Расход смазки с увеличением диаметра жиклёра также существенно возрастает (см. рис 14), а потери мощности на трение с увеличением диаметра жиклёра изменяются не существенно (см. рис. 15).

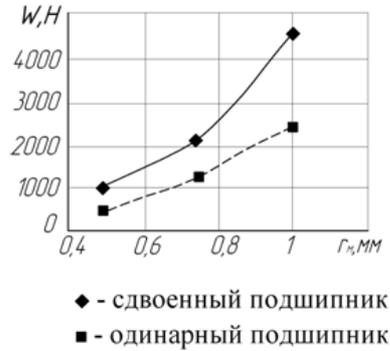


Рис. 13. Зависимость грузоподъемности подшипника от радиуса жиклёра

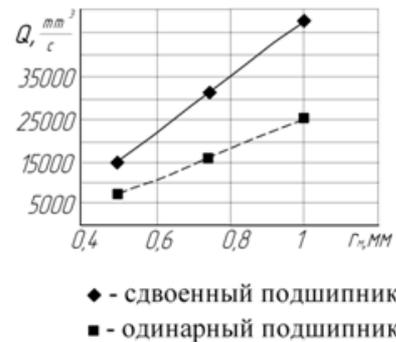


Рис. 14. Зависимость расхода смазки от диаметра жиклёра

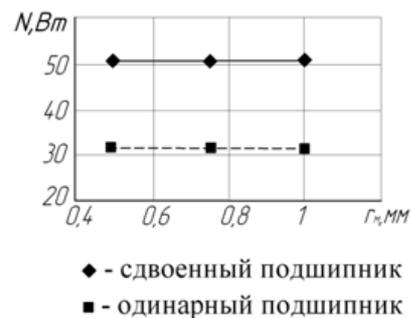


Рис. 15. Зависимость потерь мощности на трение от радиуса жиклёра

Полученные в работе результаты расчета характеристик рассматриваемого подшипника позволяют рекомендовать его для тяжело нагруженных опор роторов.

## Литература

1. Богданов, О.И. Расчет опор скольжения: справочник [Текст] / О.И. Богданов, С.К. Дьяченко. – К. : Техника, 1966. – 262 с.

2. Токарь, И.Я. Проектирование и расчет опор трения: монография [Текст] / И.Я.Токарь. – М. : Машиностроение, 1972. – 167 с.

3. Коровчинский, М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения [Текст] / М.В. Коровчинский. – М.: Машигиз, 1969. – 403 с.

Поступила в редакцию 21.05.2012

**Рецензент:** д-р техн. наук, проф., проф. кафедры Л.Г. Бойко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.

## РАДІАЛЬНИЙ ГІДРОСТАТИЧНИЙ ПІДШИПНИК ПІДВИЩЕНОЇ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ

*V.I. Nazin*

Розроблена математична модель і інженерна методика, що дозволяє визначати здатність, що несе, витрату мастила і втрати потужності на тертя радіального гідростатичного підшипника підвищеної здатності, що несе. Розрахунком показаний вплив радіального зазору, тиск живлення, швидкості обертання валу і діаметру жиклера на вантажопідйомність, витрату мастила і втрати потужності на тертя гідростатичного підшипника підвищеної здатності, що несе. Розрахунком також встановлено, що здатність, що несе приблизно в 2 рази здатності звичайного радіального гідростатичного підшипника, що вище несе, але при цьому витрата змащувального матеріалу і втрати потужності на тертя зростають. Аналіз впливу кутової швидкості валу на вантажопідйомність підшипника показав, що із збільшенням кутової швидкості здатність, що несе, спочатку змінюється неістотно, а далі відбувається її істотне зростання. Причому в зведеного підшипника приріст вантажопідйомності при великих зворотах істотніший, ніж в одинарного.

**Ключові слова:** математична модель, що несе здатність, витрата мастила, втрати на тертя, гідростатичний підшипник, зазор, кутова швидкість, діаметр жиклера, зведений підшипник, одинарний підшипник.

## RADIAL HYDROSTATICAL BEARING OF ENHANCEABLE BEARING STRENGTH

*V.I. Nazin*

A mathematical model and engineering method, allowing to determine bearing strength, expense of greasing and loss of power on the friction of the radial hydrostatical bearing of enhanceable bearing strength is developed. A calculation is rotin influence of radial gap, pressures of feed, speeds of rotation of billow and diameter of жиклера on a carrying capacity, expense of greasing and loss of power on the friction of the hydrostatical bearing of enhanceable bearing strength. It is also set a calculation, that bearing strength of the examined bearing approximately in 2 times of higher bearing strength of the ordinary radial hydrostatical bearing, but here expense of lubricating material and loss of power on a friction increase. The analysis of influence of angulator of billow rotined on the carrying capacity of bearing, that with the increase of angulator bearing strength in the beginning changes unimportant, and further there is its substantial growth. Thus at the doubled bearing the increase of carrying capacity at large turns is more substantial, than at single.

**Key words:** hydrostatical bearing, mathematical model, program of calculation, carrying capacity, expense of greasing, losses on a friction, excentricity, jet, model stability.

**Назин Владимир Иосифович** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры теоретической механики, машиноведения и роботомеханических систем Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: dekanat@d2.khai.edu.