

**Кириченко А.С.**Национальный университет  
кораблестроения имени адм. Макарова,  
г. Николаев, Украина**СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ  
ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ  
ПОДПЯТНИКОВ С ГЛАДКОЙ  
ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЯТОЙ И  
С ВИНТОВОЙ НАРЕЗКОЙ  
НА ЕЕ ПОВЕРХНОСТИ****Введение**

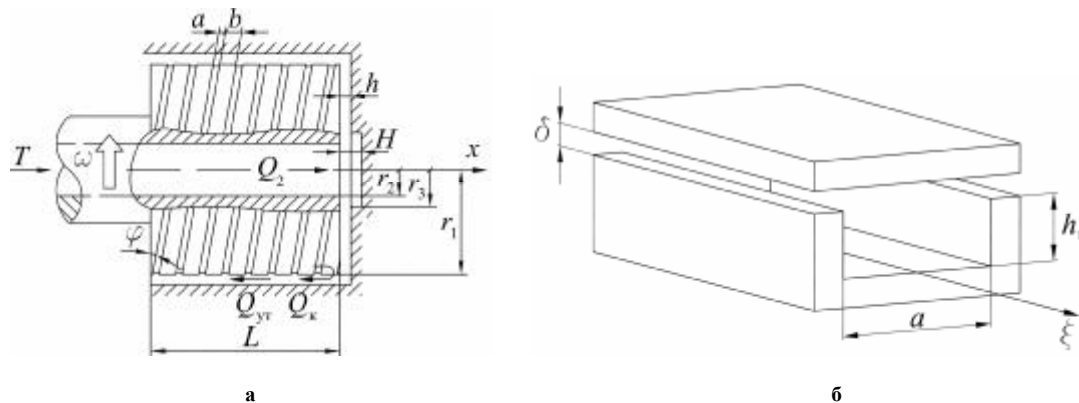
В современных трехвинтовых насосах для разгрузки винтов от осевых усилий используются гидростатические подпятники скольжения с гладкой цилиндрической пятой. Они обладают сравнительно небольшой грузоподъемностью, имеют повышенный износ и большие потери на трение. По этой причине представляется актуальным повышение грузоподъемности подпятника и снижение потерь мощности на трение за счет многозаходной винтовой нарезки, выполненной на цилиндрической поверхности пяты, как и в работах [1, 2].

**Целью** настоящей работы является теоретический анализ статических характеристик гидростатических подпятников с гладкой цилиндрической пятой и с винтовой нарезкой на ее поверхности.

Для теоретического анализа статических характеристик гидростатических подпятников с гладкой цилиндрической пятой и с винтовой нарезкой на ее поверхности используются зависимости, полученные точно также как и в работах [1, 2]. По этим зависимостям выполнен расчет грузоподъемности, потерь мощности на трение, температурного состояния смазки и ее утечек через кольцевой зазор данных подпятников. Показано, что наличие нарезки на цилиндрической поверхности пяты приводит к повышению грузоподъемности подпятника не менее как на 25 % при значениях радиального зазора около 10 мкм и снижению потерь мощности на трение не менее чем в 2 раза по сравнению с подпятником с гладкой пятой.

**Основные расчетные формулы**

В качестве основных расчетных формул используются уравнение баланса расхода и зависимости для давлений и температур на выходах смазки из канавок и несущего осевого зазора между рабочими торцевыми поверхностями пяты и подпятника, предложенные в работах [1, 2]. Геометрия гидростатического подпятника скольжения трехвинтового насоса с цилиндрической пятой приведена на рис. 1.



**Рис. 1 – Геометрия цилиндрической пяты с винтовой нарезкой (а)  
и часть винтовой канавки (б), в которой движется смазывающая жидкость при вращении пяты**

Применительно к цилиндрической пяте с винтовой нарезкой расчетные формулы [1, 2] существенно упрощаются.

Уравнение баланса расхода смазки имеет вид:

$$Q_{ym} = Q_k + Q_2, \quad (1)$$

где  $Q_2$  – расход смазки в осевом канале винта;

$Q_{ym}$  – расход утечек масла через радиальный кольцевой зазор;

$Q_k = z_n a q$  – расход смазки по канавкам;

$q$  – расход, отнесенный к единице ширины канавки;

$z_n$  – число заходов винтовой нарезки;

$a$  – ширина канавки.

Расход утечек смазочной жидкости через кольцевой зазор между боковыми поверхностями пяты и подпятника определяется по формуле Дарси:

$$Q_{ym} = \frac{\pi r_1 \delta^3 (p_1 - p_{атм})}{6 \mu_{cp} L}, \quad (2)$$

где  $\mu_{cp}$  – среднее значение вязкости масла;

$r_1$  – радиус цилиндрической пяты;

$\delta$  – радиальный зазор;

$L$  – длина пяты;

$p_1$  – давление на выходе из канавок;

$p_{атм}$  – атмосферное давление (на входе канавки).

Объемный расход смазки  $Q_k$  рассчитывается из равенства давлений на выходе из канавок и из осевого зазора винтоканавочного подпятника.

Давление на выходе из канавки  $p_1$  определяется по формуле:

$$p_1 = p_{атм} + \frac{M_4 L}{h_k^3 \alpha M_3} \ln \left( 1 + \frac{\mu_0 \alpha M_3 l}{M_4} \right), \quad (3)$$

где  $M_3 = N^2 + 12(h_k \omega r_1 \cos \varphi)^2$ ;  $M_4 = 12 q \rho c h_k^3 = 12 \frac{Q_k}{z_n a} \rho c h_k^3$ ;

$$N = 6(\omega r_1 h_k \cos \varphi - 2q) = 6 \left( \omega r_1 h_k \cos \varphi - 2 \frac{Q_k}{z_n a} \right);$$

$$\omega = \frac{\omega_0}{1 + \beta};$$

$\omega_0$  – угловая скорость вращения пяты;

$\rho, c$  – плотность и удельная теплоемкость смазки соответственно;

$h_k$  – глубина канавки;

$\varphi$  – угол подъема винтовой линии;

$l$  – длина винтовой линии.

Давление масла, движущегося в несущем осевом зазоре подпятника, на наружном радиусе  $r_1$  пяты, уравновешивающее противодействие (3) на выходе из канавки пяты, описывается зависимостью:

$$p_1 = p_3 - \frac{\rho c}{\alpha} \ln \left( 1 + \frac{6 \alpha Q_2 \mu_3 \ln \frac{r_1}{r_3}}{\pi h^3 \rho c} \right), \quad (4)$$

где  $p_3, \mu_3$  – соответственно давление и коэффициент динамической вязкости масла на радиусе  $r_3$  (рис. 1) пяты;

$h$  – толщина масляной пленки в несущем осевом зазоре подпятника.

Давление на радиусе  $r_3$  рассчитывается по формуле, аналогичной формуле (4):

$$p_3 = p_2 - \frac{\rho c}{\alpha} \ln \left( 1 + \frac{6 \alpha Q_2 \mu_2 \ln \frac{r_3}{r_2}}{\pi H^3 \rho c} \right),$$

где  $p_2$ ,  $\mu_2$  – соответственно давление и коэффициент динамической вязкости масла на выходе из осевого канала, выполненного в винте;

$r_2$  – радиус осевого канала винта;

$H$  – толщина масляной пленки в кольцевой камере.

Заметим, что величина  $p_2$  приближенно равна давлению масла в напорном патрубке трехвинтового насоса, а  $\mu_2 \approx \mu_0$ .

Приравнивая правые части выражений (3) и (4), получим с учетом (1) следующее уравнение для определения расхода  $Q_k$ :

$$p_3 - \frac{\rho c}{\alpha} \ln \left( 1 + \frac{6\alpha Q_2 \mu_3 \ln \frac{r_1}{r_3}}{\pi h^3 \rho c} \right) = p_{амм} + \frac{M_4 L}{h_k^3 \alpha M_3} \ln \left( 1 + \frac{\mu_0 \alpha M_3 l}{M_4} \right). \quad (5)$$

Среднее значение вязкости  $\mu_{cp}$  рассчитывается по экспоненциальной зависимости:

$$\mu_{cp} = \mu_0 e^{-\alpha(\Theta - \Theta_0)}, \quad (6)$$

где  $\alpha$  – температурный коэффициент вязкости;

$\Theta$  – среднекалориметрическая температура масла по контуру торца плоской поверхности пяты;

$\Theta_0$  – температура масла на входе в канавки.

Среднекалориметрическая температура масла по контуру торца плоской поверхности пяты определяется по формуле:

$$\Theta = \frac{\Theta'_1 Q_k + \Theta''_1 Q_2}{Q_k + Q_2}, \quad (7)$$

где  $\Theta'_1$ ,  $\Theta''_1$  – соответственно температура масла на выходе смазки из канавок и осевого зазора.

Температуры  $\Theta'_1$  и  $\Theta''_1$  рассчитываются по формулам:

$$\Theta'_1 = \frac{1}{\alpha} \ln \left( 1 + \mu_0 \alpha \frac{M_3 l}{M_4} \right) + \Theta_0; \quad (8)$$

$$\Theta''_1 = \frac{1}{\alpha} \ln \left( 1 + \frac{6\alpha Q_2 \mu_2 \ln \frac{r_1}{r_2}}{\pi h^3 \rho c} \right) + \Theta_0. \quad (9)$$

Зная теперь выражения (2), (3) и (5), можно определить по формуле (1) объемный расход смазки  $Q_2$ , необходимый для расчета среднекалориметрической температуры (7).

Гидродинамическая реакция подпятника, уравнивающая осевую нагрузку, может быть вычислена по формуле:

$$T_1 = 2\pi \left( p_2 \frac{(r_1^2 - r_3^2)}{2} - \frac{\rho c}{\alpha} I_3 \right) + \pi (r_3^2 - r_2^2) p_2, \quad (10)$$

где  $I_3 = \int_{r_3}^{r_1} r \ln \left( 1 + \frac{6\alpha Q_2 \mu_3 \ln \frac{r}{r_3}}{\pi h^3 \rho c} \right) dr$  – интеграл, не выражающийся через элементарные функции;

$r_3$  – радиус кольцевой камеры (рис. 1).

Мощность, затрачиваемая на трение, определяется зависимостью:

$$P = \mu_1^* \left( \frac{S_1}{\delta} + \frac{S_2}{\delta + h_k} \right) (r_1 \omega)^2 + \frac{\pi \mu_2^* \omega^2}{2h} (r_1^4 - r_3^4) + \frac{\pi \mu_2^* \omega^2}{2H} (r_3^4 - r_2^4), \quad (11)$$

где  $\mu_1^*$ ,  $\mu_2^*$  – соответственно средняя вязкость масла в радиальном и осевом зазорах подпятника;

$S_1 = z_n bl$  – общая площадь выступов пяты;

$b$  – ширина канавки;

$S_2 = z_n al$  – общая площадь канавок пяты.

Первое слагаемое в этой формуле характеризует потери мощности на трение в радиальном, а второе и третье – в осевом зазорах подпятника.

В соответствии с приведенными зависимостями (1) - (11) статические характеристики винтоканавочного подпятника определяются как и в работе [1] по следующему алгоритму:

1. Рассчитывается расход  $Q_k$  по формуле (5).
2. Рассчитывается давление на выходе из канавок  $p_1$  по формуле (3).
3. Рассчитывается температура  $\Theta'_1$  по формуле (8).
4. Рассчитывается вязкость  $\mu_1 = \mu_0 e^{-a(\Theta'_1 - \Theta_0)}$  (первая итерация).
5. Рассчитывается средняя вязкость масла в радиальном зазоре  $\mu_{cp} = \frac{\mu_1 + \mu_0}{2}$  (первая итерация).
6. Рассчитывается расход  $Q_{ym}$  по формуле (2).
7. Рассчитывается расход  $Q_2$  по формуле (1).
8. Рассчитывается давление  $p_1$  по формуле (4).
9. Рассчитывается температура  $\Theta''_1$  по формуле (9).
10. Рассчитывается среднекалориметрическая температура по формуле (7).
11. Рассчитывается значение средней вязкости по формуле (6).
12. Расчет повторяется по пунктам 1, 2, 3, 6-11 до тех пор, пока относительная погрешность расхода по канавкам  $Q_k$  на двух последовательных итерациях не станет меньше 5 %.
13. Наконец, рассчитывается грузоподъемность подпятника по формуле (10) и потери мощности на трение по формуле (11).

Приведенный алгоритм используется для расчета статических характеристик подпятника при значениях радиального зазора  $\delta$ , превышающих некоторое критическое значение  $\delta_{кр}$ . Это критическое значение зазора определяется в процессе расчета, при котором расход  $Q_2$  обращается в нуль. При значениях  $\delta < \delta_{кр}$  расчет указанных характеристик производится точно также как и в работе [2], но он не представляет научного и практического интереса.

В случае подпятника с гладкой цилиндрической поверхностью пяты уравнение баланса расхода смазки имеет вид:

$$Q_2 = Q_{ym} = Q,$$

а давление  $p_1$  на наружном контуре пяты определяется по формуле Дарси:

$$p_1 = \frac{6\mu_{cp}L}{\pi r_1 \delta^3} Q + p_{атм}. \quad (12)$$

Температура  $\Theta''_1$  и давление  $p_1$  смазки, движущейся в несущем осевом зазоре подпятника на наружном радиусе  $r_1$  пяты, рассчитываются по формулам (9) и (4), как и в случае винтоканавочного подпятника, а мощность, затрачиваемая на трение:

$$P = 2\pi\mu_1^* L \frac{r_1}{\delta} (R\omega) + \frac{\pi\mu_2^* \omega^2}{2h} (r_1^4 - r_3^4) + \frac{\pi\mu_2^* \omega^2}{2H} (r_3^4 - r_2^4).$$

Расход смазки  $Q$  определяется из равенства правых частей выражений (12) и (4), грузоподъемность подпятника рассчитывается по формуле (10).

### Результаты расчета и их анализ

Расчеты проводились для подпятника с цилиндрической пятой с винтовой нарезкой и без нарезки применительно к трехвинтовому насосу ЗВ 63/25-1-45/6, ЗБ13 со следующими исходными данными: длина конусной пяты  $L = 35$  мм; угол подъема винтовой нарезки на пяте  $\varphi = 10^\circ$ ; глубина канавки

$h_k = 0,3$  мм; ширина канавки  $a = 1,2$  мм; ширина выступа  $b = 3,58$  мм; радиус основания пяты  $r_1 = 21,8$  мм; радиус центральной камеры  $r_3 = 14$  мм; радиус осевого канала винта  $r_2 = 5$  мм; глубина центральной камеры  $H = 5$  мм; коэффициент динамической вязкости масла  $\mu_0 = 0,0225$  Па·с при температуре  $\Theta_0 = 25$  °С; произведение плотности на удельную теплоемкость масла  $\rho c = 0,176 \cdot 10^7$  Дж/(м<sup>3</sup>·°С); температурный коэффициент вязкости  $\alpha = 0,026$  1/°С; коэффициент местного гидравлического сопротивления  $k = 1$ ; число заходов винтовой нарезки  $z_n = 5$ ; частота вращения ведущего вала трехвинтового насоса  $n = 1450$  об/мин; давление масла в центре пяты  $p_2 = 0,63$  МПа; атмосферное давление  $p_{атм} = 0,101$  МПа.

Результаты расчетов грузоподъемности  $T$ , среднекалориметрической температуры  $\Theta$ , мощности  $P$ , затрачиваемой на трение, и расхода утечек  $Q_{ут}$  от величины несущего осевого зазора  $h$  при заданном значении установочного радиального зазора  $\delta = 20$  мкм приведены на рис. 2.

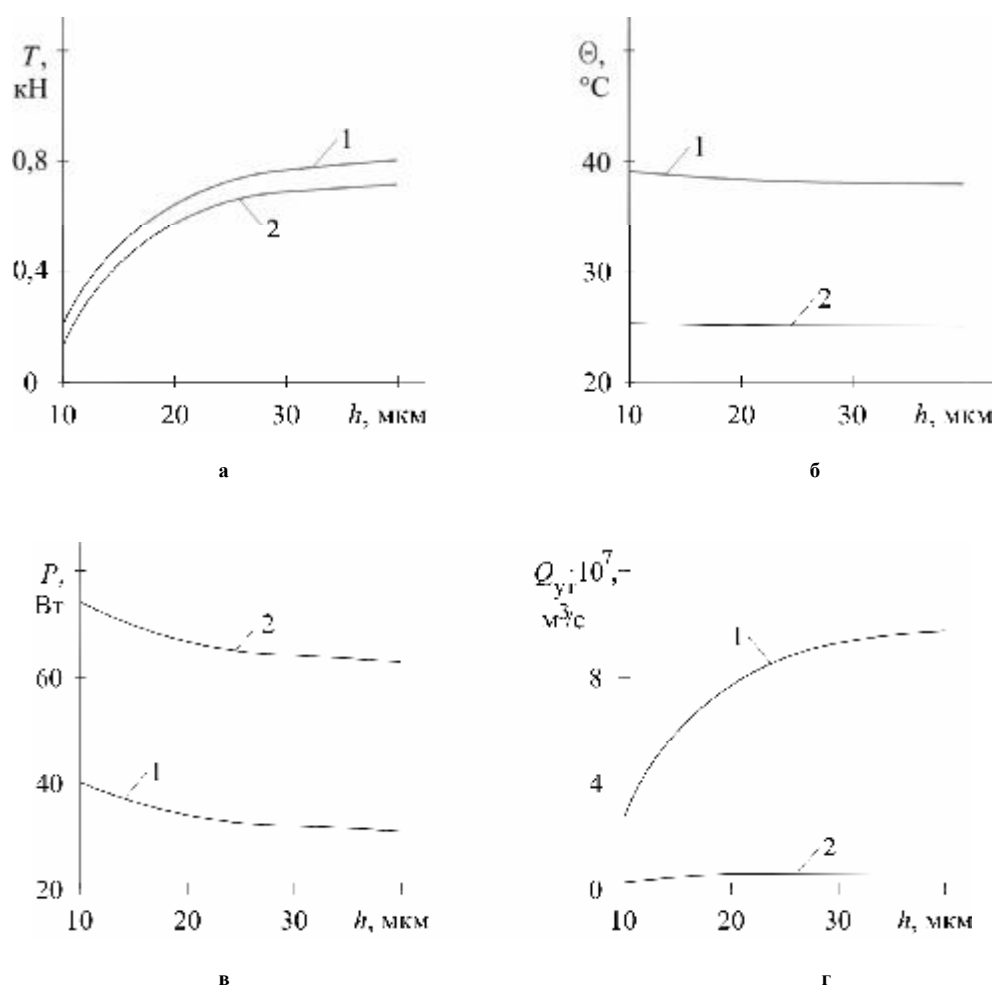


Рис. 2 – Зависимость грузоподъемности  $T$  (а), среднекалориметрической температуры  $\Theta$  (б), мощности, затрачиваемой на трение,  $P$  (в) и расхода утечек  $Q_{ут}$  (г) при  $\delta = 20$  мкм от осевого зазора  $h$ :  
1 – цилиндрическая пята с винтовой нарезкой;  
2 – гладкая цилиндрическая пята

Из представленных на рис. 2 кривых видно, что грузоподъемность подпятника с винтовой нарезкой на цилиндрической поверхности пяты при заданном установочном радиальном зазоре  $\delta = 20$  мкм возрастает всего лишь на 10 % по сравнению с подпятником с гладкой пятой (см. линии 1 и 2 на рис. 2, а). Это возрастание грузоподъемности с последующей стабилизацией объясняется тем, что с ростом толщины  $h$  давление в осевом зазоре возрастает и достигает значения  $p_2$  в камере подпятника. Сказанное подтверждается и анализом формул для грузоподъемности гладкого подпятника [3]:

$$T = \pi r_3^2 p_2 - 2\pi \frac{6\mu}{\pi h^3} \left( \frac{p_2 - p_{атм}}{\frac{6\mu L}{\pi R \delta^3} - \frac{6\mu}{\pi h^3} \ln \frac{r_1}{r_3}} \right) \left( \frac{r_1^2}{2} \ln \frac{r_1}{r_3} - \frac{1}{4} r_3 (r_1^2 - r_3^2) \right).$$

Видно, что с ростом  $h$  грузоподъемность подпятника возрастает при заданном значении давления  $p_2$  в рабочей камере.

Максимальная среднекалориметрическая температура масла  $\Theta$  винтоканавочного подпятника с увеличением  $h$  изменяется незначительно и приблизительно на  $15^\circ\text{C}$  выше наибольшей температуры смазки подпятника с гладкой цилиндрической пятой (линии 1, 2 на рис. 2, б). Однако она не превышает допустимого значения, равного приблизительно  $90 \dots 100^\circ\text{C}$  для различного сорта масла.

Потери мощности на трение в винтоканавочном подпятнике (линия 1 на рис. 2, в) с ростом  $h$  изменяются незначительно и приблизительно в 2 раза меньше, чем в подпятнике с гладкой цилиндрической пятой (линия 2 на рис. 2, в).

Расход утечек  $Q_{ут}$  масла в винтоканавочном подпятнике увеличивается с возрастанием  $h$  (линия 1 на рис. 2, г) вследствие роста давления  $p_1$  по контуру пяты и на несколько порядков больше, чем в подпятнике с гладкой цилиндрической пятой (линия 2 на рис. 2, г). Однако он является сравнительно малым и по этой причине не обеспечивает охлаждение масла в радиальном зазоре.

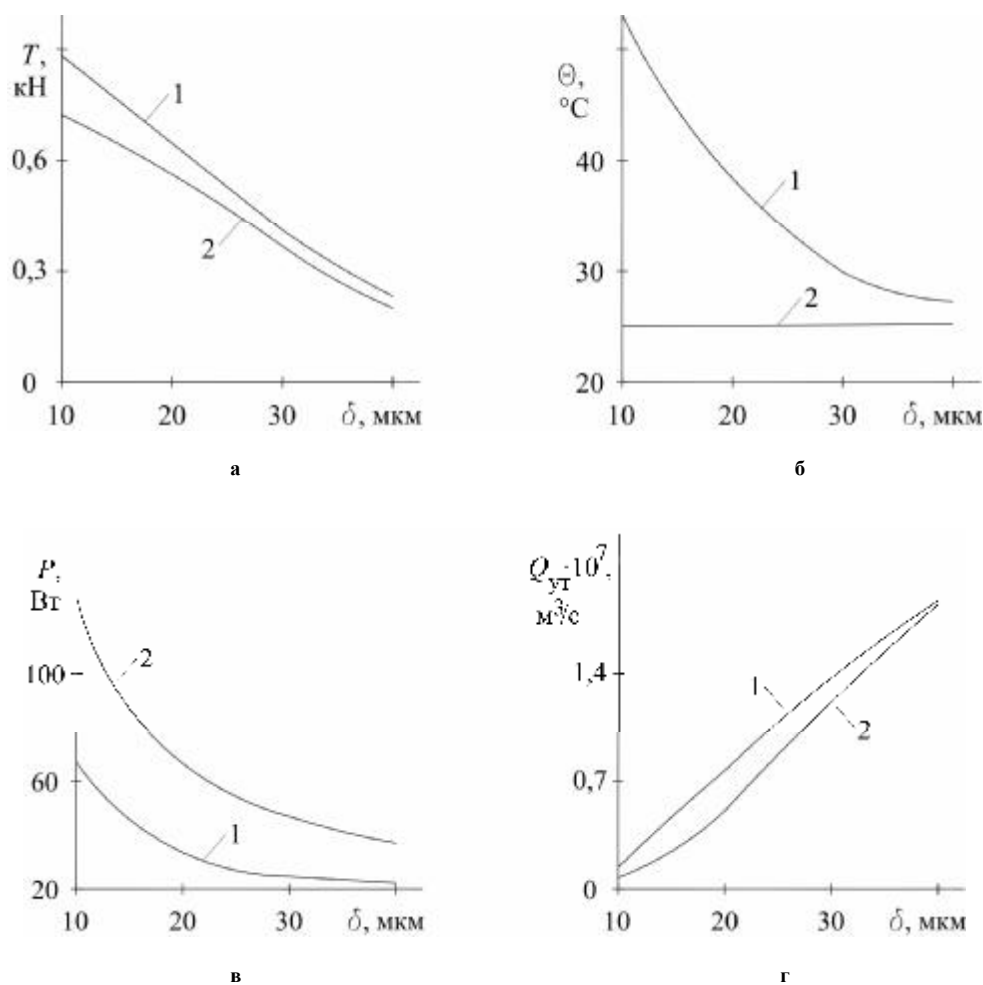


Рис. 3 – Зависимость грузоподъемности  $T$  (а), среднекалориметрической температуры  $\Theta$  (б), мощности, затрачиваемой на трение,  $P$  (в) и расхода утечек  $Q_{ут}$  (г) при  $h = 20 \text{ мкм}$  от радиального зазора  $\delta$ :  
1 – цилиндрическая пята с винтовой нарезкой;  
2 – гладкая цилиндрическая пята

Результаты расчетов грузоподъемности  $T$ , среднекалориметрической температуры  $\Theta$ , мощности  $P$ , затрачиваемой на трение, и расхода утечек  $Q_{ym}$  от величины установочного радиального зазора  $\delta_0$  при заданном значении осевого зазора  $h = 20$  мкм приведены на рис.3.

Из представленных на рис. 3, а кривых (линии 1, 2) следует, что грузоподъемность обеих подпятников уменьшается с увеличением радиального зазора  $\delta$ . Видно, что эффект нарезки особенно заметен при малых зазорах. Так, например, при  $\delta = 10$  мкм грузоподъемность винтоканавочного подпятника на 25 % выше грузоподъемности подпятника с гладкой цилиндрической пятой, а наибольшая температура масла при малых значениях зазора  $\delta$  не превышает  $70^\circ\text{C}$  (рис. 3, б), что вполне допустимо.

Потери мощности на трение в винтоканавочном подпятнике и в подпятнике с гладкой пятой (линии 1, 2 на рис. 3, в) снижаются по мере увеличения радиального зазора  $\delta$ , оставаясь при этом практически эквидистантными в интервале  $\delta = 10 \dots 25$  мкм, представляющем как теоретический, так и практический интерес.

Утечки масла  $Q_{ym}$  с ростом  $\delta$  для обеих подпятников (линии 1, 2 на рис. 3, г) существенно возрастают, оставаясь при этом сравнительно малыми. Поэтому они не обеспечивают заметного снижения температуры масла в винтоканавочном подпятнике.

Таким образом, проведенные исследования позволяют установить, что винтоканавочный подпятник обладает большей грузоподъемностью и меньшими потерями мощности на трение по сравнению с подпятником с гладкой пятой.

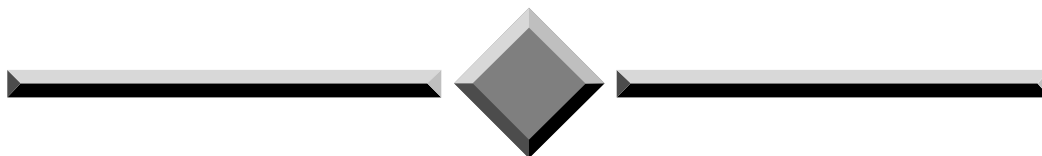
### Выводы

1. Проведен теоретический анализ статических характеристик гидростатических подпятников с гладкой цилиндрической пятой и с винтовой нарезкой на ее поверхности.
2. Показано, что выполнение многозаходной винтовой нарезки на цилиндрической поверхности пяты позволяет повысить грузоподъемность подпятника на 25 % и снизить потери мощности на трение приблизительно в 2 раза при радиальном зазоре около 10 мкм

### Литература

1. Хлопенко Н.Я., Кириченко А.С. Статические характеристики винтоканавочного подпятника // Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 25. – Одесса: ОНМА, 2010.
2. Хлопенко Н.Я., Кириченко А.С. Влияние утечек смазки на статические характеристики подпятника с винтовой нарезкой на конусной поверхности пяты // Проблемы трибологии (Problems of tribology). – Хмельницький. – 2009. – №4 (54). – С. 97-102.
3. Чернавский С.А. Подшипники скольжения. М.: Машгиз, 1963 г. – 245 с.

Надійшла 31.03.2011



ЧИТАЙТЕ

журнал

“Problems of Tribology”

во всемирной сети

INTERNET !

<http://www.tup.km.ua/science/journals/tribology/>