

УДК 621.452.3.03:621.822.6

С.В. Никитин

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

## КРИТЕРИАЛЬНОЕ ПРЕДСТАВЛЕНИЕ ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В ГИБРИДНОМ ПОДШИПНИКЕ ПРИ СТРУЙНОЙ СМАЗКЕ

*В работе предложена аналитическая зависимость с применением критериев подобия для определения потерь мощности при вращении шарикоподшипника. Новизна данного представления в том, что оно учитывает расход масла, это позволяет более точно оценить составляющую потерь, приходящуюся на перемешивание масла. Также, проведя сравнительный анализ экспериментальных данных для подшипников с шариками из нитрида кремния и из подшипниковой стали, показано, что методики, полученные для цельнометаллических подшипников, могут быть практически без изменений применены и к гибридным подшипникам в исследуемом диапазоне параметров.*

**Ключевые слова:** опорный узел, подшипник качения, гидравлические потери, керамические шарики, критерий подобия, трение, мощность трения, гибридный подшипник.

Определение теплового режима работы подшипника имеет критическое значение для оценки его работоспособности в том или ином узле. Достижение температуры деталей подшипника значений, достаточных для начала процесса отпуса материала, может вообще привести к разрушению подшипника и серьезным последствиям для всего опорного узла и механизма в целом. Большое значение определение потерь мощности имеет и для принятия решения о целесообразности применения того или иного подшипника в данном конкретном узле. Также, учитывая, что потери мощности в основном расходуются на нагрев подшипника, и затем часть этого теплового потока отводится смазывающе-охлаждающей средой, температурный режим подшипника влияет и на выбор охлаждающей среды. Применение керамических материалов для подшипников качения декларируется как новое средство повышения работоспособности подшипника. Однако помимо работ, описывающих проведенные эксперименты, рекламных заявлений и чисто качественного анализа, в открытой литературе нами не было найдено каких-либо практически полезных рекомендаций по расчету потерь мощности в подшипниках с керамическими деталями [1].

В проведенной нами серии сравнительных испытаний цельнометаллических подшипников и подшипников со стальными кольцами и шариками из нитрида кремния (гибридные подшипники) одного типоразмера были получены данные, которые позволяют нам сказать, что суммарные потери в цельнометаллических и гибридных подшипниках сопоставимы [2]. Это позволяет нам выдвинуть предположение о том, что и

процессы, приводящие к потерям мощности в подшипниках, будут аналогичными. Такое предположение позволяет нам применить для гибридных подшипников методики, используемые для цельнометаллических подшипников.

Применить классическую формулу [3]

$$Q_{\text{тр}} = f_{\text{пр}} F \omega \frac{d_{\text{в}}}{2},$$

где  $f_{\text{пр}}$  - приведенный коэффициент трения,  
 $F$  - результирующая нагрузка на подшипник,

$\omega$  - угловая скорость вращения

нет возможности, так как в литературе нет сведений о приведенном коэффициенте трения для гибридных подшипников, и получить его экспериментальным путем достаточно сложно, так как он зависит от большого числа факторов, учесть которые в полном объеме представляет весьма ресурсоемкую задачу.

Одна из наиболее удачных, на наш взгляд, попыток оценить аналитически потери мощности в подшипниках качения была сделана в работе [4] и в дальнейшем развита в работе [5]. В ней предлагается разделить потери на гидравлическую составляющую и потери, связанные с трением. К тому же, предложена достаточно универсальная критериальная форма выражения для определения потерь. Однако нам не удалось в эксперименте получить данные, которые бы точно описывались приведенным уравнением. Одна из возможных причин – выражения, полученные В.М. Демидовичем, не учитывают способ подачи смазочного материала, что может приводить к нарушению выдвинутого им предполо-

жения о полном заполнении пространства между деталями смазочным материалом и привести к полученным расхождениям. Однако мы решили сохранить структуру предложенной зависимости и уточнить показатели степени и коэффициенты на основании своих результатов, а также получить уравнение применительно к гибридным подшипникам.

Составляющие потерь (гидравлические потери и потери на трение) были получены из эксперимента. Для нахождения потерь на трение была проведена серия экспериментов с воздушно-масляной смазкой, что позволило практически исключить потери на перемешивание масла в подшипнике. Затем из общих потерь, полученных в эксперименте при струйной смазке, вычитались потери на трение и тем самым оценивались потери на перемешивание смазки.

В результате были получены следующие уравнения, описывающие потери в подшипниках:

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 = C m \rho l^2 u^3, \quad (1)$$

где  $Q_1$  - потери мощности на трение в подшипнике,

$Q_2$  - потери мощности на перемешивание масла, гидравлические потери,

$C$  - суммарный коэффициент сопротивления,

$m$  - число тел качения в подшипнике,

$\rho$  - плотность масла,

$l = d_{ш}$  - характерный размер тела качения (диаметр шарика),

$u$  - окружная скорость сепаратора подшипника,

$$u = \frac{\pi(d_{ц.т.} - d_{ш} \cos \gamma)}{120} n$$

$d_{ц.т.}$  - диаметр центра тяжести шариков, м,

$$d_{ц.т.} = \frac{D - d_b}{2},$$

$d_b$  - внутренний диаметр подшипника,

$D$  - наружный диаметр подшипника,

$\gamma$  - угол контакта, град,

$n$  - частота вращения внутреннего кольца подшипника (частота вращения ротора),

Коэффициент сопротивления определялся в виде:

$$C = \varphi_1(Re, Eu, Pr) + \varphi_2(Re, Pr),$$

где  $\varphi_1$  - описывает коэффициент сопротивления трению,

$$\varphi_1 = K_1 Re^{x_1} Eu^{z_1} Pr^{y_1} \quad (2)$$

$\varphi_2$  - коэффициент сопротивления перемешиванию масла,

$$\varphi_2 = K_2 Re^{x_2} Pr^{y_2} \quad (3).$$

Критерии подобия находились по следующим зависимостям:

- число Рейнольдса:

$$Re = \frac{u \cdot d_{ш}}{\nu},$$

где  $\nu$  - коэффициент кинематической вязкости масла,

- критерий Прандтля:

$$Pr = \frac{\nu}{a},$$

где  $a$  - коэффициент температуропроводности;

- критерий Эйлера:

$$Eu = \frac{P_{cp}}{\rho \cdot u^2 \cdot l^2},$$

где  $P_{cp}$  - средняя нагрузка на шарик, Н,

$$P_{cp} = \frac{P_{пр}}{m}$$

$P_{пр}$  - приведенная нагрузка на подшипник,

$$P_{пр} = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad 7,$$

где  $V=1$ , коэффициенты  $X=0,41$  и  $Y=0,87$  при осевой силе  $F_a \neq 0$

$F_r$  - радиальная нагрузка на подшипник, которая определялась по методике описанной в [6].

Значения коэффициентов для формул (2) и (3) приведены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1

Значения коэффициентов для формулы (2)

Материал шариков	$\ln(K_1)$	$K_1$	$x_1$	$z_1$	$y_1$
минимальный расход масла (8,5...10 г/с)					
керамика	-23,232	$81,37 \cdot 10^{-12}$	1,153	1,218	1,397
сталь	16,453	$13,98 \cdot 10^{+6}$	-1,052	0,534	-2,226
расход масла 11...14 г/с					
керамика	-18,389	$10,32 \cdot 10^{-9}$	0,862	0,867	1,102
сталь	6,879	971,7	-0,561	0,558	-1,200
расход масла 14...15,5 г/с					
керамика	-26,003	$5,09 \cdot 10^{-12}$	1,349	1,318	1,546
сталь	8,281	$3,948 \cdot 10^{+3}$	-0,695	0,472	-1,205
максимальный расход масла (19...24 г/с)					
керамика	-20,582	$1,15 \cdot 10^{-9}$	1,019	1,223	1,108
сталь	8,278	$3,936 \cdot 10^{+3}$	-0,675	0,515	-1,265

Эти уравнения достаточно точно описывают экспериментальные данные (смотри рисунки 1 и 2).

На основании полученных зависимостей, а именно составляющей, описывающей потери на трение, и методике, предложенной В.М. Демидовичем, получено выражение для определения приведенного коэффициента трения:

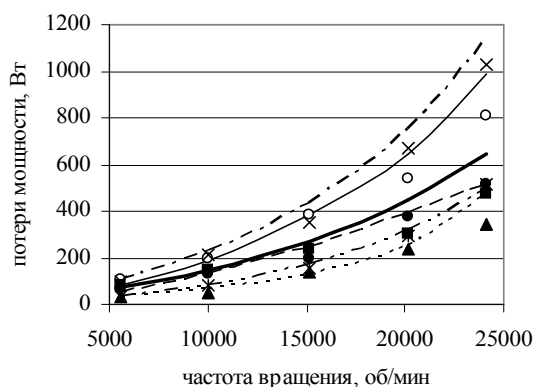
$$f_{пр} = \frac{\varphi_1}{K \cdot E u},$$

где  $K = \frac{d_v \cdot \omega}{2u}$ .

Таблица 2

Значения коэффициентов для формулы (2)

Материал шариков	$\ln(K_2)$	$K_2$	$x_2$	$y_2$
минимальный расход масла (8,5...10 г/с)				
керамика	49,982	$5,092 \cdot 10^{+21}$	-2,912	-5,226
сталь	35,072	$1,704 \cdot 10^{+15}$	-2,263	-3,329
расход масла 11...14 г/с				
керамика	30,308	$14,541 \cdot 10^{+12}$	-1,997	-2,798
сталь	39,563	$0,1521 \cdot 10^{+18}$	-2,347	-3,983
расход масла 14...15,5 г/с				
керамика	29,023	$4,023 \cdot 10^{+12}$	-1,766	-2,824
сталь	19,354	$0,2543 \cdot 10^{+9}$	-1,246	-1,894
максимальный расход масла (19...24 г/с)				
керамика	11,518	$0,1005 \cdot 10^{+6}$	-0,846	-0,989
сталь	8,348	$4,221 \cdot 10^{+3}$	-0,752	-0,486



- керамика, Qсум эксперимент
- керамика, Qтр эксперимент
- ▲ керамика, Qгидр эксперимент
- × сталь, Qсум эксперимент
- ⋈ сталь, Qтр эксперимент
- сталь, Qгидр эксперимент
- керамика, Qсум теория
- - - керамика, Qтр теория
- · · керамика, Qгидр теория
- - - сталь, Qсум теория
- - - сталь, Qтр теория
- сталь, Qгидр теория

Рис. 1. Потери в подшипнике при минимальном расходе масла и максимальной осевой нагрузке

Значения коэффициента, посчитанные по полученным выражениям, находятся в диапазоне:

- для подшипников со стальными шариками - 0,0016...0,0083 (среднее по массиву данных 0,0038),
- для подшипников с керамическими шариками - 0,0012...0,0092 (среднее 0,0043).

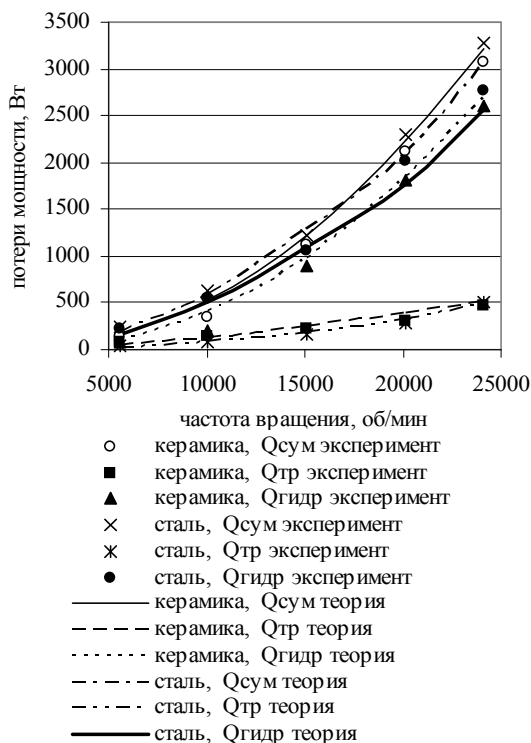


Рис. 2. Потери в подшипнике при максимальном расходе масла и максимальной осевой нагрузке

Что укладывается в приводимые в литературе диапазоны [3,7,8]. Это свидетельствует о том, что проведенные нами эксперименты и расчеты корректны.

Полученные общие зависимости, несмотря на то, что они в пределах точности эксперимента хорошо ложатся на опытные данные, все же не совсем точно описывают их при различных расходах смазки. Это приводит к необходимости учитывать расход смазки непосредственно при расчетах потерь в подшипнике. Мы предлагаем это

сделать введением безразмерного члена  $\left(\frac{q}{q_{пр}}\right)^b$ ,

который будет учитывать текущий расход смазки  $q$  и предельное значение расхода  $q$ , при ко-

тором будет происходить полное заполнение полости подшипника смазкой. Как показано в работе [4] и получено по нашим данным, потери на перемешивание масла в подшипнике являются существенными и изменение объема перемешиваемого масла будет проходить с значительным изменением потерь в мощности на вращение подшипника. Это, по нашему мнению, и является причиной влияния расхода смазки на потери в подшипнике и отмеченного в работе В.М. Демидовича влияния способа подачи смазки в подшипник.

Для определения  $q_{пр}$  построены зависимости потерь в подшипнике от расхода смазки (см. рисунки 3 и 4). Как видно, при некотором, вполне определенном значении расхода потери мощности практически стабилизируются, что и свидетельствует о полном заполнении подшипника смазкой. Полученное предельное значение расхода для гибридного и цельнометаллического подшипника совпадают, что подтверждает тот факт, что для одного типоразмера подшипников предельное значение расхода будет величиной постоянной.

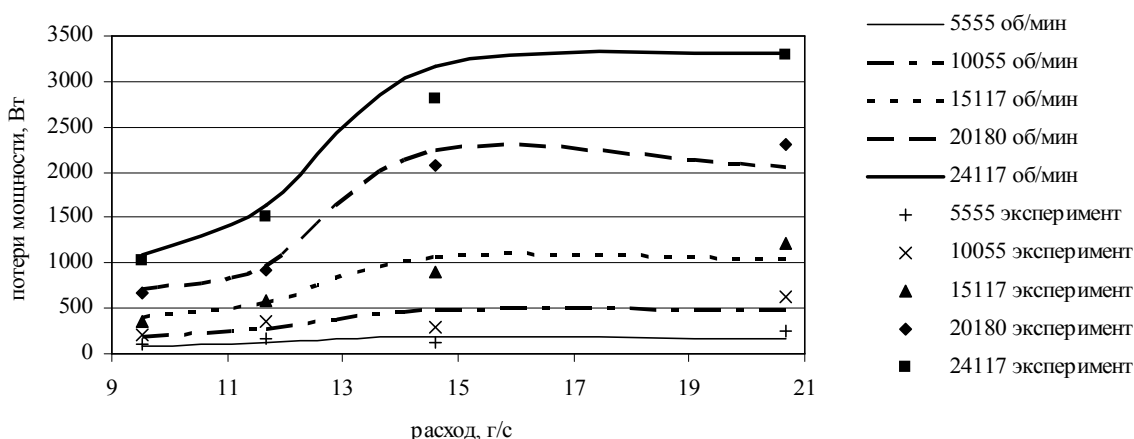


Рис. 3. Зависимость потерь мощности в подшипнике от расхода масла и частоты вращения ротора при осевой нагрузке 2000Н в подшипнике со стальными шариками

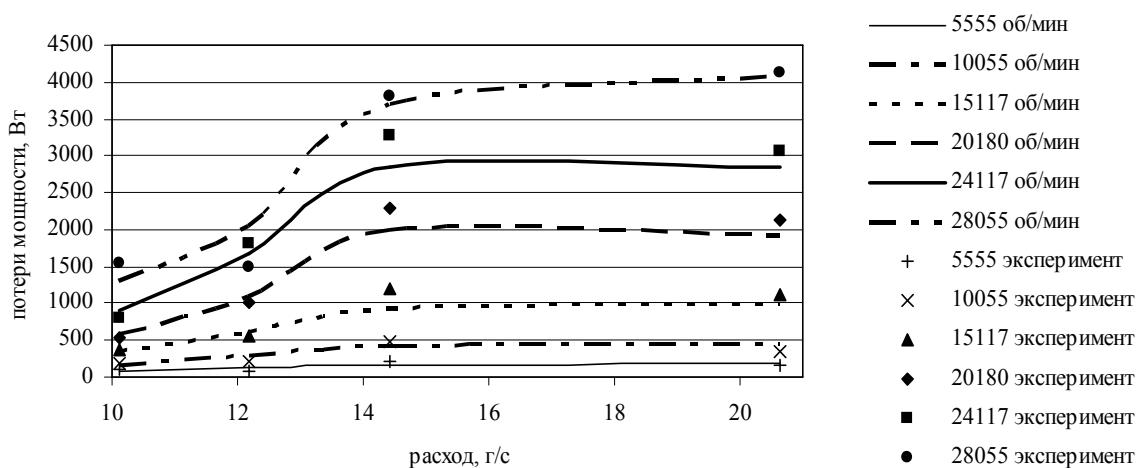


Рис. 4. Зависимость потерь мощности в подшипнике от расхода масла и частоты вращения ротора при осевой нагрузке 2000Н в подшипнике с керамическими шариками

Разделение потерь в подшипнике на трение и гидравлическую составляющую непременно имеет большое научное значение, однако это увеличивает количество вычислений при инженерных расчетах. К тому же компактность и простота аналитической зависимости также имеет немаловажное значение [9].

Поэтому нами предлагается обобщенная форма выражения для вычисления потерь мощности на вращение подшипника:

$$Q = \varphi m \rho d_{ш}^2 u^3,$$

$$\text{где } \varphi = K \left( \frac{q}{q_{ном}} \right)^b Re^x Pr^y Eu^z$$

В данной зависимости и учитывается влияние расхода смазки, и сохраняется совокупность критериев, которая прошла испытание временем, и достигается большая простота формы.

В результате обработки массива данных были получены следующие выражения для коэффициентов потерь:

$$\varphi = 4,043 \cdot 10^6 \left( \frac{q}{q_{\text{ном}}} \right)^{2,166} \text{Re}^{-0,952} \text{Pr}^{-1,727} \text{Eu}^{0,418}$$

- для подшипников со стальными телами качения:

- для подшипников с керамическими телами качения:

$$\varphi = 6,256 \cdot 10^{15} \left( \frac{q}{q_{\text{ном}}} \right)^{2,627} \text{Re}^{-2,257} \text{Pr}^{-3,280} \text{Eu}^{-0,157}$$

Сравнение рассчитанных по полученным зависимостям и экспериментально измеренных потерь мощности представлено на рисунках 3,4,5,6.

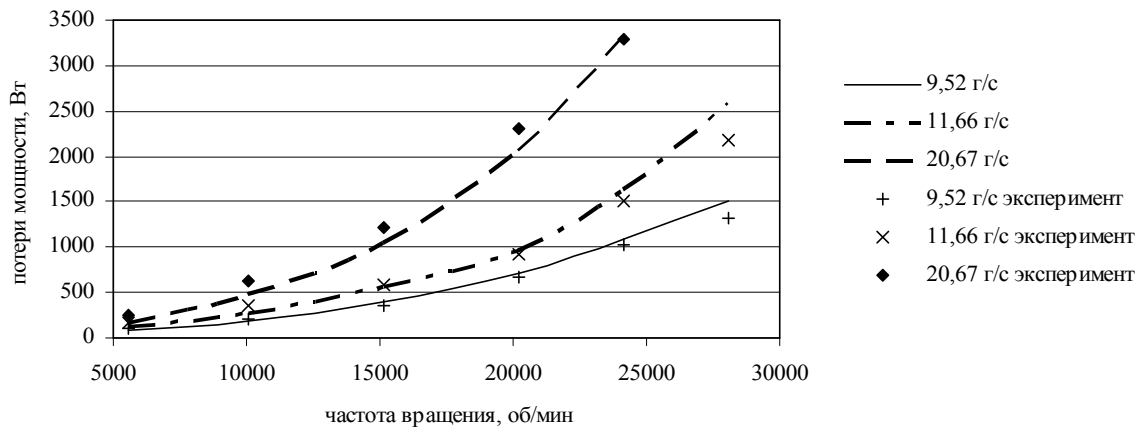


Рис. 5. Зависимость потерь мощности в подшипнике от расхода масла и частоты вращения ротора при осевой нагрузке 2000Н в подшипнике со стальными шариками

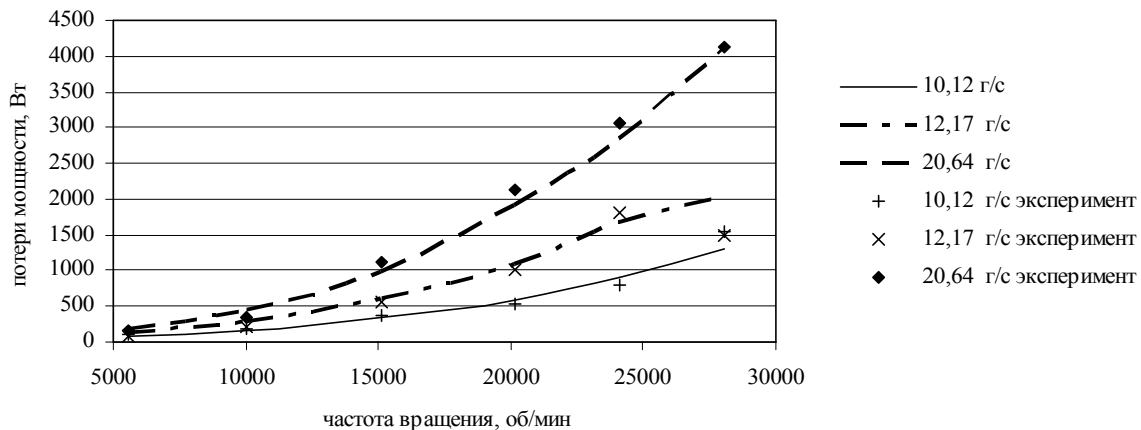


Рис. 6. Зависимость потерь мощности в подшипнике от расхода масла и частоты вращения ротора при осевой нагрузке 2000Н в подшипнике с керамическими шариками

Как было сказано выше, полученные в эксперименте потери мощности в гибридных и цельнометаллических подшипниках сопоставимы. Это наводит на мысль, что и описываться они должны одним аналитическим выражением. Однако полученные выше выражения стремятся это опровергнуть. Однако полученное расхождение связано со стремлением получить максимальную

точность значений и большой вариативностью результатов выдаваемых методом наименьших квадратов (который использовался для нахождения коэффициентов регрессии уравнения плоскости в многомерном пространстве значений). Однако совместная обработка результатов экспериментов позволяет получить общее выражение с незначительным уменьшением точности

нахождение коэффициентов регрессии (если судить по коэффициенту множественной корреляции  $R$ ). В результате совместной обработки получено следующее аналитическое выражение для определения потерь мощности на вращение и цельнометаллических и гибридных подшипников:

$$Q = 1,740 \cdot 10^{10} \left( \frac{q}{q_{\text{НОМ}}} \right)^{2,260} \text{Re}^{-1,483} \text{Pr}^{-2,299} \text{Eu}^{0,155} \times \\ \times \text{mpd}_{\text{ш}}^2 u^3$$

Графическое совмещение результатов расчета и эксперимента показывает, что в ряде случаев совместное уравнение описывает экспериментальные данные более точно, чем уравнения, полученные при индивидуальной обработке (смотри рисунки 7 и 8).

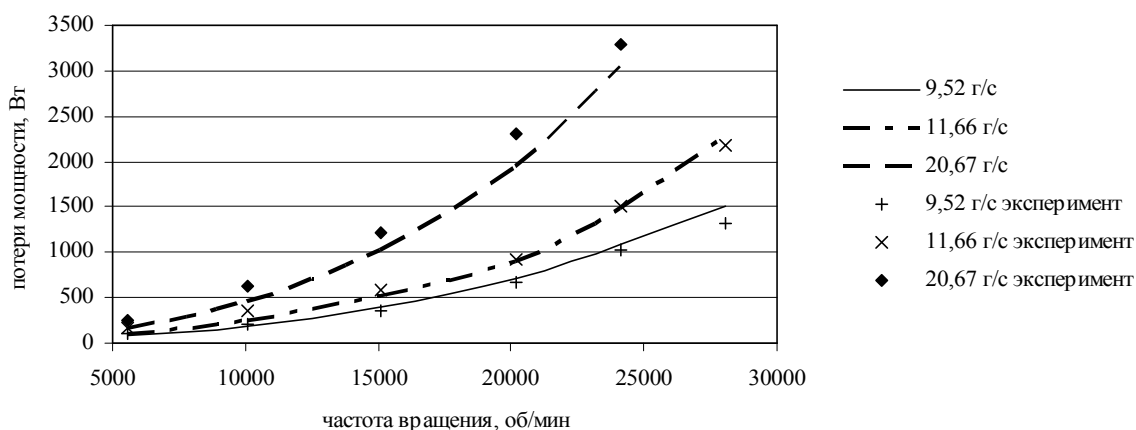


Рис. 7. Зависимость потерь мощности в подшипнике от расхода масла и частоты вращения ротора при осевой нагрузке 2000Н в подшипнике со стальными шариками

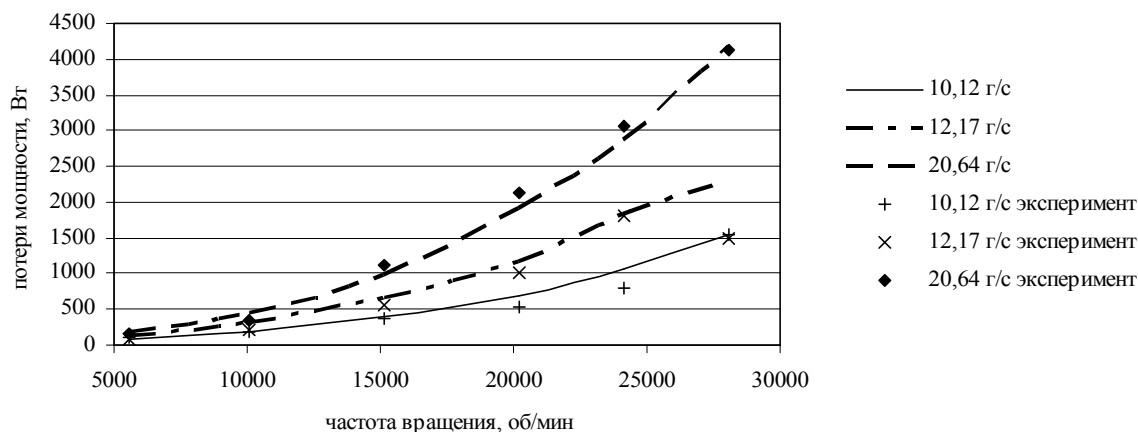


Рис. 8. Зависимость потерь мощности в подшипнике от расхода масла и частоты вращения ротора при осевой нагрузке 2000 Н в подшипнике с керамическими шариками

Из результатов проведенной работы можно сделать следующие выводы:

- в исследованном диапазоне параметров применение подшипников с керамическими телами качения при струйной смазке маслом не влияет на потери мощности на вращение подшипника, так как потери на перемешивание масла остаются преобладающими и нивелируют все трибологические преимущества керамики перед сталью;

- для оценки потерь мощности в гибридных подшипниках можно использовать методики, разработанные для цельнометаллических подшипников;

- полученная аналитическая зависимость (ее номер) для определения потерь мощности обладает достаточной для инженерных расчетов точностью и позволяет учитывать влияние расхода смазки на потери мощности. Однако ее применение

ние может быть затруднено в связи с необходимостью определения предельного расхода смазки для каждого типоразмера подшипников.

#### Перечень ссылок

1. Доценко В.Н. Вопросы исследования керамических и гибридных подшипников качения и их применение в авиационных двигателях / В.Н. Доценко, С.В. Никитин // *Авіаційно-космічна техніка і технологія* : зб. наук. пр./ М-во освіти і науки України, Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «ХАІ». – Х., 2008. – Вып. 8(55). – С. 138–144.

2. Доценко В.Н. Оценка потерь мощности в подшипниках качения со стальными и керамическими шариками при различных условиях смазывания / В.Н. Доценко, Ю.В.Ковеза, С.В. Никитин // *Авіаційно-космічна техніка і технологія* : зб. наук. пр./ М-во освіти і науки України, Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «ХАІ». – Х., 2010. – Вып. 10(77). – С. 166–169.

3. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. Т.2. - 8-е изд., перераб. и доп. / под ред. И.Н. Жестковой. - М.: Машиностроение, 2001.-912 с.

4. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД / В.М. Демидович. – М.: Машиностроение, 1978. – 172 с.

5. Экспериментально-теоретическое исследование теплового режима радиально-упорных шарикоподшипников ГТД с различными покрытиями их сепараторов / Г.И.Зайденштейн, В.А. Черноглазов, Э.Д.Кочман // *Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов*: Сб. науч.тр. - Казань, 1982. – С. 128-134.

6. Павленко В.Н. Экспериментальное определение сил, действующих на подшипники / В.Н. Павленко, С.В. Никитин, В.В. Усик // *Авіаційно-космічна техніка і технологія* : зб. наук. пр./ М-во освіти і науки України, Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «ХАІ». – Х., 2010. – Вып. 9(76). – С. 139–145.

7. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов.- 4-е изд., перераб. и доп./ Д.Н. Решетов - М.: Машиностроение, 1989.-496с.

8. Перель Л.Я. Подшипники качения. Расчет, проектирование и обслуживание опор. Справочник./ Л.Я. Перель - М.: Машиностроение, 1983.- 543с.

9. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента: пер. с англ./под ред. Н.П. Бусленко .- М.:Мир,1972 .-381 с.-(ил.)

*Поступила в редакцию 01.06.2011*

#### **С.В. Нікітін. Критеріальне подання втрат потужності в гібридному підшипнику при струминному змащенні**

*У роботі запропонована аналітична залежність із застосуванням критеріїв подібності для визначення втрат потужності при обертанні шарикопідшипника. Новизна даного подання в тім, що воно враховує витрату масла, це дозволяє більш точно оцінити складову втрат, що доводиться на перемішування масла. Також, провівши порівняльний аналіз експериментальних даних для підшипників з кульками з нітриду кремнію й з підшипникової сталі, показано, що методики, отримані для суцільнометалевих підшипників, можуть бути практично без змін застосовані й до гібридних підшипників у досліджуваному діапазоні параметрів.*

**Ключові слова:** опорний вузол, підшипник кочення, гідравлічні втрати, керамічні кульки, критерій подібності, тертя, потужність тертя, гібридний підшипник.

#### **S.V.Nikitin. Criterion representation of power loss in the hybrid bearing with oil-jet lubrication**

*In work analytical dependence with application of similarity criterion for definition of bearing power loss is offered. Novelty of the given representation that it considers oil-flow rate, it allows to estimate more precisely the component of losses from oil churning. Also, having carried out the comparative analysis of experimental data for bearings with balls from nitride of silicon and from bearing steel, it is shown that the techniques received for all-metal bearings, can be applied practically without changes and to hybrid bearings in an investigated range of parameters.*

**Key words:** shaft bearing, ball bearing, losses from oil churning, ceramic balls, similarity criterion, friction, power of a friction, hybrid bearing.