

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОДШИПНИКОВ 6-766907Ю В РАБОЧЕМ ДИАПАЗОНЕ ОСЕВЫХ НАГРУЖЕНИЙ

© 2016 А.В. Лаврин

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва

Статья поступила в редакцию 16.12.2016

Спроектирована установка, воспроизводящая условия монтажа и нагружения подшипников 6-766907Ю в составе узлов качания серийных рулевых агрегатов. Разработана методика замера момента трения. Экспериментально определены численные значения моментов трения в рабочем диапазоне осевых нагружений подшипников. Выполнена статистическая обработка данных с оценкой погрешности полученных значений. Получена экспериментальная зависимость моментной характеристики подшипника от величины осевого нагружения.

*Ключевые слова:* момент трения, осевая нагрузка, подшипник радиально-упорный, узел качания, рулевой агрегат.

### ВВЕДЕНИЕ

В связи с расширением эксплуатационных условий двигателей РД-107А/108А необходимы мероприятия по снижению моментов трения в узлах качания рулевых агрегатов, работающих совместно с данными двигателями. В работе [1] было показано, что совокупный момент трения в узлах создают 5 основных трибосопряжений, два из которых являются подшипниками 6-766907Ю. Для определения доли момента каждого трибосопряжения необходимо получить моментные характеристики подшипников 6-766907Ю в зависимости от их осевой нагрузки. Получив в дальнейшем распределение суммарного момента трения по отдельным составляющим, возможна разработка мероприятий по снижению момента трения в каждом из элементов трибосопряжений.

Замер моментов трения в паре радиально-упорных подшипников 6-766907Ю проводился на специально спроектированной установке. Конструкция такой установки представлена на рис. 1. Использование серийных элементов узлов качания в ее составе обеспечивает подобие условий монтажа и нагружений подшипников. Установка позволяет создавать осевое нагружение на пару подшипников 6-766907Ю в любом требуемом диапазоне путем вворачивания наружной обоймы в зафиксированную накидную гайку с помощью моментного (динамометрического) ключа. Замер момента осуществляется на закрепленной горизонтально установке с помощью уравновешенного кронштейна, играющего роль линейки, и специально оттарированного груза, создающего момент вращения внутреннего вала (цапфы) установки. Рабочее положение установки представлено на рис. 2 и рис. 3. При замере

момента вращения наружная обойма удерживается от проворачивания путем постановки на ее шестигранник накидного блокирующего ключа.

В установке осевое усилие, воспринимаемое подшипниками, создается путем их осевого поджатия с помощью резьбовой пары «гайка-обойма». Согласно третьему закону Ньютона указанное усилие приходит на каждый из подшипников. При этом безразлично, какой из двух элементов резьбовой пары вращается в процессе затяжки. Указанное соображение следует из того, что величина трения в резьбе зависит от среднего диаметра  $d_2$ , одинакового для гайки и обоймы, а трение по торцу определяется геометрией наружного кольца подшипника, одинакового для сопряжения как с буртом гайки, так и с буртом обоймы.

При работе с установкой крутящий момент создавался путем перемещения груза на фиксируемую величину плеча. Момент трения становился равным крутящему моменту при перемещении линейки после страгивания на угловую величину  $5...7^\circ$ .

### РАСЧЕТ ПОТРЕБНЫХ МОМЕНТОВ ЗАТЯЖКИ ПОДШИПНИКОВОЙ ПАРЫ ПРИ ЗАДАНЫХ ОСЕВЫХ УСИЛИЯХ

В общем виде [2] момент на ключе записывается в виде:

$$T_{\text{кл}} = T_{\text{т}} + T_{\text{р}},$$

где  $T_{\text{т}}$  – момент трения бурта гайки (обоймы) о наружное кольцо подшипника;

$T_{\text{р}}$  – момент сопротивления в резьбе.

Момент трения бурта вычисляемая по формуле:

$$T_{\text{т}} = \mu R_{\text{т}} F_0,$$

где  $\mu$  – коэффициент трения во фрикционной паре «накидная гайка – кольцо подшипника»;

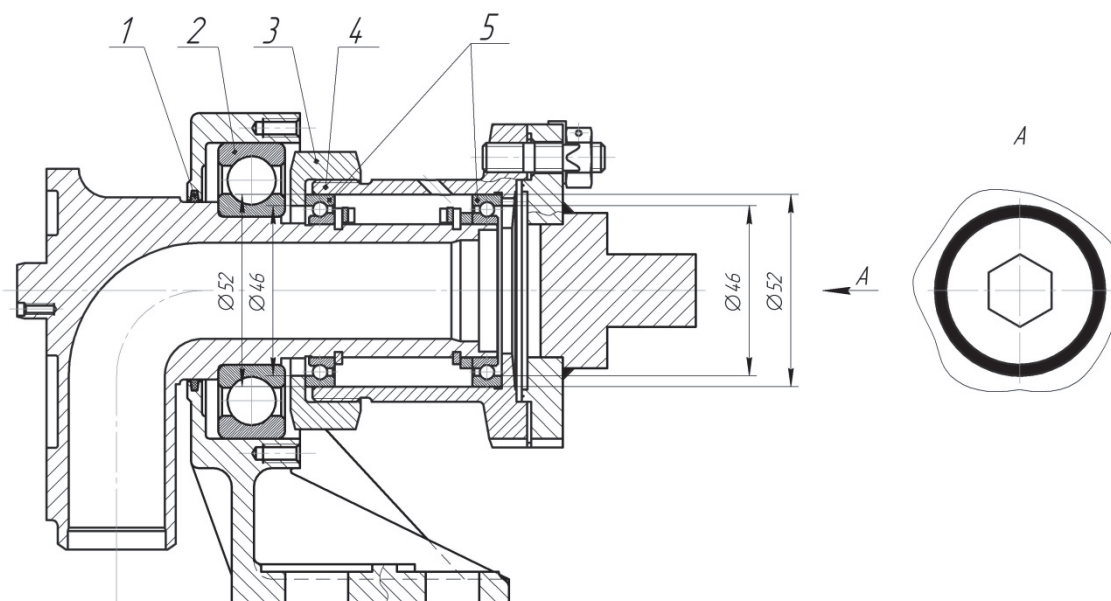


Рис. 1. Схема установки для замера моментов трения в подшипниках:

1 – пылезащитное кольцо; 2 – подшипник опоры; 3 – накидная гайка; 4 – обойма; 5 – подшипник 6-766907Ю



Рис. 2. Установка в рабочем положении, фронтальный вид

$F_0$  – осевая затяжка, Н;

$R_\tau$  – приведенный радиус трения.

Приведенный радиус трения имеет вид зависимости:

$$R_\tau = \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}$$

где  $D$  – наружный диаметр наружного кольца подшипника, м;

$d_0$  – внутренний диаметр наружного кольца подшипника, м.

Для подшипника 6-766907Ю  $D = 52 \cdot 10^{-3}$  м,  $d_0 = 46,034 \cdot 10^{-3}$  м,  $R_\tau = 24,54 \cdot 10^{-3}$  м.

Момент сопротивления в резьбе вычисляется по формуле:

$$T_p = F_0 d_2 \left( 0,16 \frac{P}{d_2} + 0,5 f_p \right),$$

где  $d_2$  – средний диаметр резьбы, для резьбы М60 $\times$ 1,5  $d_2 = 59,026 \cdot 10^{-3}$  м;

$P$  – шаг резьбы,  $P = 1,5 \cdot 10^{-3}$  м;

$f_p$  – коэффициент трения в резьбе.

Коэффициент трения в резьбе вычисляется по формуле:

$$f_p = f / \cos(\alpha/2),$$

где  $\alpha$  – угол вершины профиля резьбы, для метрической резьбы  $\alpha = 60^\circ$ ;

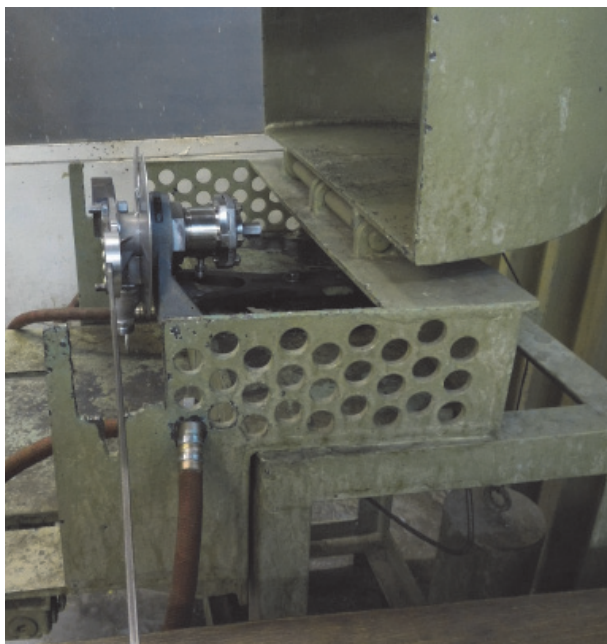


Рис. 3. Установка в рабочем положении, профильный вид

$f$  – коэффициент трения во фрикционной паре материалов накидной гайки и обоймы.

Материал накидной гайки – сталь 30ХГСА, обоймы – сталь 12Х18Н10Т, наружного кольца подшипника – 95Х18. Экспериментально определенный для фрикционной пары «сталь 30ХГСА – сталь 12Х18Н10Т» коэффициент трения составил 0,14. С определенным допущением можно принять:

$$\mu \approx f = 0,14.$$

Согласно имеющейся гарантийной документации максимальная осевая нагрузка для подшипника 6-766907Ю составляет 10,79 кН (1100 кгс).

Расчет потребных моментов затяжки в диапазоне осевых усилий 0,981...10,791 кН (100...1100 кгс) представлен в табл. 1.

Таблица 1. Усилия и моменты затяжки подшипниковой пары

Усилие затяжки $F_0$ , кН (кгс)	Момент в резьбе $T_p$ , Н·м (кгс·м)	Момент трения бурта $T_m$ , Н·м (кгс·м)	Момент на ключе $T_{кл} = T_m + T_p$ , Н·м (кгс·м)
1	2	3	4
0,98 (100)	4,91 (0,50)	3,37 (0,34)	8,28 (0,84)
1,96 (200)	9,83 (1,00)	5,74 (0,69)	16,57 (1,69)
2,94 (300)	14,74 (1,50)	10,10 (1,03)	24,84 (2,53)
3,92 (400)	19,66 (2,00)	13,44 (1,37)	33,10 (3,37)
4,91 (500)	24,57 (2,50)	16,87 (1,72)	41,44 (4,22)
5,89 (600)	29,46 (3,00)	20,21 (2,06)	49,67 (5,06)
6,87 (700)	34,40 (3,51)	23,59 (2,41)	57,99 (5,92)
7,89 (800)	39,31 (4,00)	26,96 (2,75)	66,27 (6,75)
8,83 (900)	44,23 (4,51)	30,33 (3,09)	74,56 (7,60)
9,81 (1000)	49,14 (5,01)	33,70 (3,43)	82,84 (8,44)
10,79 (1100)	54,06 (5,51)	37,07 (3,78)	91,13 (9,29)

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОБСТВЕННОГО МОМЕНТА ТРЕНИЯ УСТАНОВКИ

При вращении внутреннего вала (цапфы) установки реализуется момент трения в подшипниковой опоре и во фторопластовом пылезащитном кольце корпуса, играющего роль второй вспомогательной опоры. Указанную величину необходимо вычитать в процессе замера момента затянутой подшипниковой пары. Измерение собственного момента трения установки было организовано при следующих условиях:

- замер плеча выполнялся на приспособлении с ценой деления  $(10 \pm 0,2)$  мм;
- промежуточные (между делениями) значения снимались с точностью  $\pm 0,5$  мм;
- масса груза составляет  $(94,043 \pm 0,003)$  г,  $m_{ср} = 94,043$  г.

Величина момента вместе с погрешностью определялась по следующей методике:

а) по результатам 16-ти замеров находилась средняя величина плеча  $l_{ср}$  и среднее квадратичное отклонение замера  $\sigma$ ;

б)  $l_{ср}$  округлялось до ближайшего целого деления  $N$ , после чего находилась инструментальная погрешность замера  $\delta l_1$ :

$$\delta l_1 = \sqrt{N \cdot (0,2)^2},$$

где 0,2 мм – абсолютная погрешность цены деления, мм;

в) погрешность съема промежуточных (между делениями) показаний задавалась величина  $\delta l_2 = \pm 0,5$  мм;

г) с доверительной вероятностью 99% случайная погрешность замера плеча определялась величиной:

$$\delta l_2 = \pm 3\sigma;$$

д) суммарная погрешность замера плеча составляла среднюю квадратичную сумму погрешностей:

$$\delta l_{\Sigma} = \sqrt{\delta l_1^2 + \delta l_2^2 + \delta l_3^2};$$

е) вычислялась относительная погрешность замера  $\frac{\delta l_{\Sigma}}{l_{cp}}$ ;

ж) рассчитывалось среднее значение момента трения:

$$M_{cp} = g \cdot m_{cp} \cdot l_{cp};$$

з) в соответствии с [3] относительная погрешность произведения равна среднеквадратичной сумме исходных относительных погрешностей; соответственно, относительная погрешность замера момента находилась по формуле:

$$\frac{\delta M}{M_{cp}} = \sqrt{\left(\frac{\delta m}{m_{cp}}\right)^2 + \left(\frac{\delta l_{\Sigma}}{l_{cp}}\right)^2};$$

и) окончательная величина момента трения установки принимала вид:

$$M_{ус} = M_{cp} \pm \left(\frac{\delta M_{ус}}{M_{cp}}\right) M_{cp}.$$

Полученные результаты представлены в табл. 2.

Полученный момент трения установки составил (141,1±21,2) Н·мм.

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ТРЕНИЯ В ПОДШИПНИКОВОЙ ПАРЕ

Фиксированное осевое усилие в подшипниковой паре создавалось путем ее затяжки на момент  $T_{кл}$ , указанный в табл. 1. Относительная погрешность задания момента в процентах вычислялась в соответствии с [4,5] по формуле:

$$\frac{\delta T_{кл}}{T_{кл}} = \sqrt{1 + \left(\frac{0,5 \cdot 100}{N}\right)^2} \cdot 3,$$

где N – текущее показание индикатора моментного ключа.

Соответствие показаний индикатора моментного ключа определенным значениям момента получалось из имеющейся тарировочной характеристики. С учетом того, что момент затяжки пропорционален усилию затяжки, относительная погрешность задания осевого усилия соответствовала относительной погрешности задания момента:

$$\frac{\delta T_{кл}}{T_{кл}} = \frac{\delta F_0}{F_0}.$$

Расчетная величина погрешности осевого усилия представлена в табл. 3.

Каждому последующему этапу нагружения предшествовало полное снятие нагрузки с подшипникового узла. Методика замера повторяла последовательность определения собственного момента установки со следующими дополнениями:

а) при осевой нагрузке свыше (6,87±0,12) кН использовался груз (177,699±0,003) г;

б) средний момент трения в подшипниковой паре  $M_{cp,под}$  вычислялся как разность средних значений замеренного момента и момента установки;

в) в соответствии с [3] суммарная погрешность разности вычислялась как среднеквадратичная сумма погрешностей:

$$\delta M_{под} = \sqrt{(\delta M)^2 + (\delta M_{ус})^2};$$

г) итоговое значение момента трения в подшипниковой паре:

Таблица 2. Расчетно-экспериментальные данные момента трения установки

$l_{cp}$ , мм	$\sigma$ , мм	$\delta l_1$ , мм	$\delta l_2$ , мм	$\delta l_3$ , мм	$\delta l_{\Sigma}$ , мм	$M_{cp}$ , Н·мм	$\frac{\delta M_{ус}}{M_{cp}}$	$\delta M_{ус}$ , Н·мм
153,0	7,7	±0,8	±1,0	±23,2	±23,2	141,1	0,15	±21,2

Таблица 3. Этапы нагружения и погрешность осевого усилия

№ этапа	$F_0$ , кН (кгс)	$T_{кл}$ , Н·м (кгс·м)	N	$\frac{\delta T_{кл}}{T_{кл}}$	$\frac{\delta F_0}{F_0}$	$\delta F_0$ , кН
1	0,98 (100)	4,91 (0,50)	8	±0,100		±0,10
2	1,96 (200)	9,83 (1,00)	17	±0,049		±0,10
3	2,94 (300)	14,74 (1,50)	25	±0,034		±0,10
4	3,92 (400)	19,66 (2,00)	34	±0,026		±0,10
5	4,91 (500)	24,57 (2,50)	42	±0,022		±0,10
6	5,89 (600)	29,46 (3,00)	51	±0,019		±0,11
7	6,87 (700)	34,40 (3,51)	59	±0,018		±0,12
8	7,89 (800)	39,31 (4,00)	68	±0,016		±0,13
9	8,83 (900)	44,23 (4,51)	76	±0,015		±0,13
10	9,81 (1000)	49,14 (5,01)	84	±0,014		±0,13
11	10,79 (1100)	54,06 (5,51)	93	±0,014		±0,15

**Таблица 4.** Расчетно-экспериментальные данные моментов трения в подшипниковой паре

№ этапа	$m_{cp}$	$l_{cp}$ , мм	$\sigma$ , мм	$\delta l_{\Sigma}$ , мм	$M_{cp}$ , Н·мм	$\delta M$ , Н·мм	$M_{cp.под.}$ , Н·мм	$\delta M_{под.}$ , Н·мм
1	94,043	212,2	13,0	39,0	195,5	±35,9	54,4	±41,7
2		228,8	9,1	27,0	211,0	±25,3	70,0	±30,0
3		276,2	9,1	27,0	254,4	±25,4	113,3	±33,0
4		306,1	7,4	22,1	282,1	±19,7	141,0	±29,0
5		344,8	15,0	15,1	318,1	±41,4	177,0	±46,5
6		410,9	14,8	44,5	379,2	±45,5	237,9	±50,2
7		480,5	23,4	70,3	443,0	±66,5	301,9	±69,8
8	177,699	287,5	10,8	32,5	502,0	±55,2	360,9	±59,1
9		332,9	9,0	27,1	580,4	±46,4	439,3	±51,0
10		405,7	11,1	33,3	707,7	±56,6	566,6	±60,4
11		460,8	18,4	55,0	803,5	±96,5	662,9	±98,8

$$M_{под} = M_{ср.под.} \pm \delta M_{под.}$$

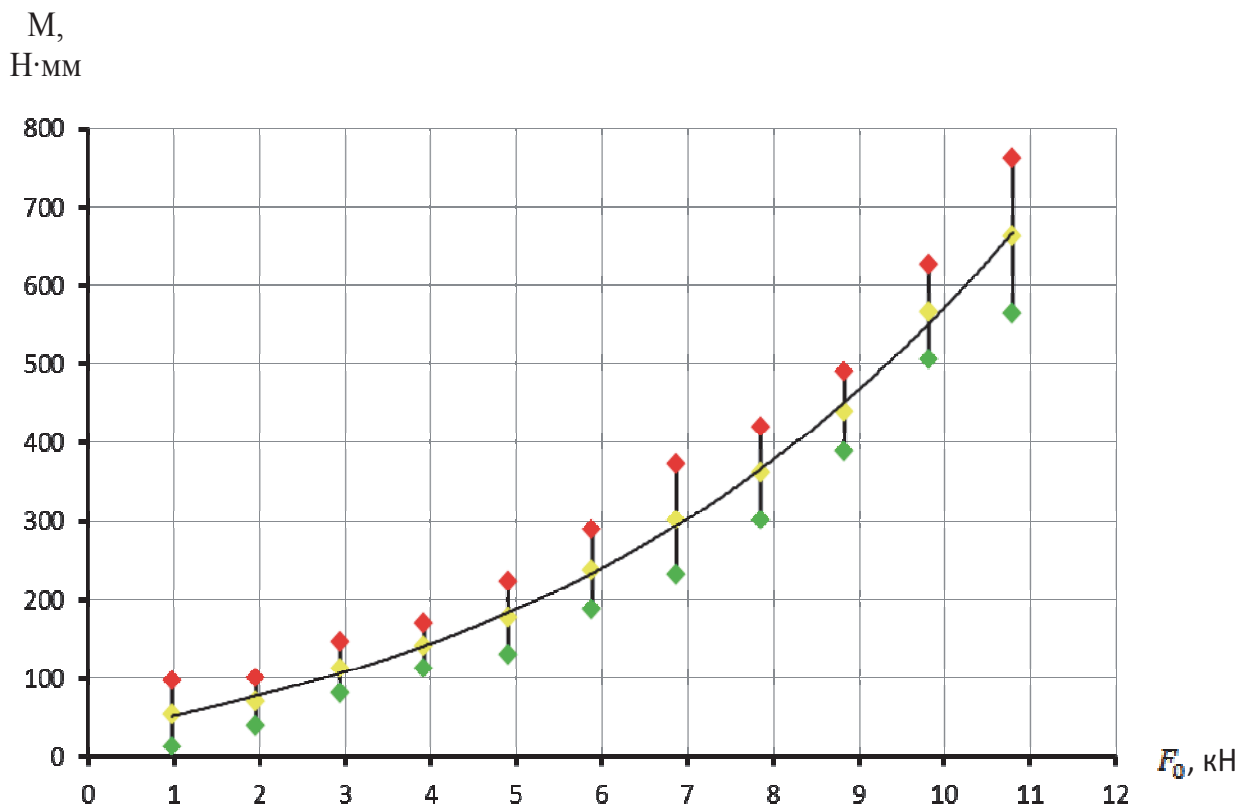
Полученные данные моментов представлены в табл. 4, нумерация этапов соответствует нумерации табл. 3.

На рис. 4 представлена полученная экспериментальная зависимость момента трения подшипниковой пары от осевого усилия, построенная по средним значениям моментов в виде полинома 3-ей степени.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Получена зависимость моментной характеристики подшипникового узла с новыми подшипниками при начальном ступенчатом нагружении

до максимального допустимого осевого усилия. Подшипники применялись без смазки, что соответствует условиям их работы в составе узла качания рулевого агрегата двигателя. Определенная моментная характеристика позволяет выполнить предварительную оценку абсолютной величины момента трения в подшипниках конкретного серийного узла. При этом возможно дополнительное уточнение полученной зависимости при многократном повторении осевого нагружения в имеющемся эксплуатационном диапазоне. Уточненная моментная характеристика послужит критерием проверки соответствующего теоретического расчета, методика проведения которого может быть создана в дальнейшем.



**Рис. 4.** График зависимости момента трения подшипниковой пары от осевого усилия

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Проблемы и перспективы развития двигателестроения: материалы докладов междунар. науч.-техн. конф. 26-27 июня 2014г. Самара: СГАУ, 2014. В 2 ч. Ч.1. С.17-18
2. Иосилевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей ВУЗов. М.: Машиностроение, 1988. 368 с.
3. Тейлор Дж. Введение в теорию ошибок [пер. с англ.]. М.: Мир, 1985. 272 с.
4. ГОСТ Р 51264-99. Инструмент монтажный для нормированной затяжки резьбовых соединений. Ключи моментные. Общие технические условия.
5. СТО 7512619.07.065-2005. Стандарт организации. Система менеджмента качества. Ключи моментные (динамометрические).

### EXPERIMENTAL DETERMINATION OF MOMENT BEARING CHARACTERISTICS 6-766907YU AT THE WORKING RANGE OF AXIAL LOADING

© 2016 A.V. Lavrin

Samara National Research University named after Academician S.P. Korolyov

Installation for reproduction of assembling conditions and loadings of 6-766907YU bearings as part of the swing joints serial steering units has been designed. The procedure for measuring the friction torque has been developed. Numerical values of friction torques in the working range of bearings axial loads experimentally determined. Performed statistical data processing with the deviation evaluation of obtained values. Empirical dependence of torque characteristics of bearing by value of the axial load was obtained. *Keywords:* friction torque, axial load, bearing, angular contact, rocking unit, steering unit.