

# ОЦЕНКА ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ НА ТРЕНИЕ В УПЛОТНИТЕЛЬНОМ УСТРОЙСТВЕ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ ВАКУУМНОГО ВВОДА ВАЛА

**Потехина Лариса Николаевна,**

к.т.н., ассистент кафедры «Материаловедение»,

Энгельсский технологический институт (филиал) ФБГОУ ВПО

«Саратовский государственный технический университет им. Ю.А. Гагарина»

**Саврасов Генрих Андреевич,**

к.т.н., доцент кафедры «Материаловедение»,

Энгельсский технологический институт (филиал) ФБГОУ ВПО

«Саратовский государственный технический университет им. Ю.А. Гагарина»

05.02.04

larisa\_potehina@mail.ru

**Аннотация.** Подшипники в целях предохранения их от загрязнения извне и для предотвращения вытекания из них смазки снабжают уплотняющими устройствами. Это необходимо для сохранения качества смазки подшипника в течение срока службы. Подтеки масла из подшипника недопустимы во многих устройствах, особенно в аппаратах пищевой промышленности.

**Ключевые слова:** подшипник, устройство, смазка, трение, вал, промышленность.

## ASSESSMENT OF POWER LOSSES DUE TO FRICTION IN THE SEALING DEVICE, A PLAIN BEARING VACUUM INPUT SHAFT

**Potehina Larisa Nikolaevna**

Ph.D. of technical Sciences, Assistant, Department «Materials»,

Engels Technological Institute (branch) FBGOU VPO «Saratov State Technical University named Yu.A. Gagarin»

**Savrasov Genrih Andreevich**

Ph.D. of technical Sciences, Assistant Professor, Department «Materials»,

Engels Technological Institute (branch) FBGOU VPO «Saratov State Technical University named Yu.A. Gagarin»

**Abstract.** Bearings in order to protect them from contamination from outside and to prevent leakage of the lubricant supply these sealing devices. This is necessary to preserve the quality of lubricating bearings for durability. Smudges of oil from the bearings are not allowed in many applications, especially in food processing machines.

**Keywords:** bearing, device, lubrication, friction, shaft, industry.

Подшипники в целях предохранения их от загрязнения извне и для предотвращения вытекания из них смазки снабжают уплотняющими устройствами. Это необходимо для сохранения качества смазки подшипника в течение срока службы. Подтеки масла из подшипника недопустимы во многих устройствах, особенно в аппаратах пищевой промышленности.

Иногда уплотнительное устройство совмещает в себе функцию и уплотнения и опоры,

например, подшипник скольжения вала, вводимого в полость вакуумного пространства.

Большинство уплотнительных устройств основаны на применении резино-металлических манжет, уплотнений в виде сальниковой набивки либо включают в себя лабиринтные каналы, затрудняющие свободное течение жидкости и газов. Уплотнения подобного типа в нормальном рабочем состоянии не представляют сопротивления для движения.

Существуют уплотнительные устройства, в которых уплотнение достигается за счет плотного охватывания шейки вала или прижатия к его фланцевой поверхности элементов уплотнительного устройства. В этом случае возникает момент от сил трения и теряется определенная мощность.

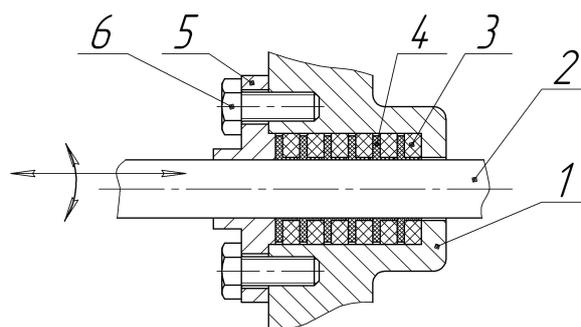
Конструктивный пример подшипника скольжения, одновременно служащего и вакуумным уплотнительным устройством показан на рисунке. Подшипник устроен в приливе стенки корпуса 1 вакуумированной полости, в которую входит валик (или шток) 2, имеющий возможность вращательного, качательного или возвратно-поступательного перемещения. Подшипник состоит из набора шайб 4, выполненных из фторопласта-3. Манжетная часть шайбы, охватывающая шейку вала, имеет тонкую стенку. Эта часть шайбы 4 охватывается шайбой 3, выполненной из вакуумной резины.

После утановки шайб 3 и 4 отверстие корпуса закрывается крышкой 5, закрепляемой болтами 6.

Вакуумный ввод вала, показанный на рисунке, применяется для устройств в которых достигается вакуум до  $10^{-3}$  мм рт.ст. включительно. Количество пар шайб  $6 \div 10$ .

Герметичность устройства достигается: по наружному диаметру шайб - плотным прилеганием резинового кольца к стенке отверстия под подшипник; по внутреннему диаметру – за счет постоянного упругого обжатия резиновой шайбой 3 манжетной части фторопластовой шайбы 4.

Упругое сжатие пакета шайб можно осуществить с помощью крышки 5 и болтов 6, но в том случае из-за высокого трения неизбежно наиболее нагруженными окажутся несколько первых комплектов шайб, в то время как последние могут вообще не работать. Равномерность работы всех комплектов уплотнительных шайб 3 и 4 достигается за счет того, что резиновые шайбы по наружному диаметру изготавливаются на  $(0,15 \div 0,25)$  мм больше диаметра отверстия вакуумного ввода вала.



*Подшипник скольжения, служащий уплотнительным устройством*

Собранные комплекты шайб 3 и 4 вставляются последовательно в предварительно смазанное вакуумной смазкой отверстие в корпусе 1. После того как будет вставлен вал, его шейка будет равномерно обжата всеми парами уплотнительных шайб. Заходная часть вала должна иметь конусную поверхность. Шейка вала шлифуется до 10-го класса шероховатости поверхности ( $R_z = 0,12 \div 0,16$  мкм).

Обжатие вала и, соответственно, сопротивление его движению зависит от степени упругой деформации резиновых шайб.

Определим потерю мощности в вакуумном вводе вала, если:

$d = 15$  мм – диаметр шейки вала;

$d_1 = 16$  мм – внутренний диаметр резиновой шайбы 3, охватывающей манжетную часть шайбы 4;

$D = 26$  мм – диаметр отверстия в корпусе;

$b = 5$  мм – ширина шайбы 3;

$\delta = 0,25$  мм – превышение диаметра резиновой шайбы над диаметром отверстия в корпусе;

$z = 6$  – количество пар шайб;

$n = 100$  об/мин – частота вращения вала;

$E = 5$  МПа – модуль упругости вакуумной резины.

Для расчета трения в опоре вала воспользуемся коэффициентами трения для пары: сталь (закаленная, шлифованная до высоты микронеровностей  $0,12 \div 0,16$  мкм) – фторопласт – 3.

$f_{\text{покоя}} = 0,15$  – коэффициент трения покоя;

$f = 0,13$  – коэффициент трения движения при отсутствии смазки;

$f = 0,11$  – коэффициент трения движения с пластической смазкой (ЦИАТИМ-221);

$f = 0,08$  – коэффициент трения с жидкой смазкой (вязкость  $15 \div 20$  сСт).

При упругом сжатии резиновой шайбы в соответствии с законом Гука на манжетной поверхности шайбы 4 возникает нормальное усилие  $N$ :

$$N = \frac{\delta \times E \times \pi \times d_{cp} \times b}{l},$$

где:  $d_{cp} = \frac{(d_1 + D)}{2} = 21 \text{ мм}$  – средний диаметр шайбы 3;

$$l = \frac{(D - d_1)}{2} = 5 \text{ мм}.$$

Определим нормальное усилие  $N$ , действующее на вал:

$$N = \frac{0,25 \times 10^{-3} \times 5 \times 10^6 \times 3,14 \times 21 \times 10^{-3} \times 5 \times 10^{-3}}{5 \times 10^{-3}} = 82,4 \text{ Н}.$$

Окружная сила трения (смазка подшипника жидким маслом):

$$F = z \times N \times f,$$

$$F = 6 \times 82,4 \times 0,08 = 39,6 \text{ Н}.$$

Момент  $M_F$  от окружной силы трения:

$$M_F = \frac{F \times d}{2};$$

$$M_F = \frac{39,6 \times 15 \times 10^{-3}}{2} = 0,297 \text{ Н} \times \text{м}.$$

Потери мощности  $P$  на трение в опоре при частоте вращения вала  $n = 100$  об/мин составят:

$$P = \frac{M_F \times \pi \times n}{30};$$

$$P = \frac{0,297 \times 3,14 \times 100}{30} = 3,1 \text{ Вт}.$$

Во многих случаях мощность приводных двигателей исполнительных устройств вакуумных камер ограничивается несколькими ваттами, поэтому потери на трение в вакуумном вводе валов и подвижных штоков оказываются весьма существенными. Эти потери можно снизить, уменьшая диаметр вала (штока).

### Список литературы:

1. Гаевик Д.Т. Подшипниковые опоры современных машин. – М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.
2. Анурьев В.Н. Справочник конструктора-машиностроителя. – 6-е изд., перераб. и доп. – В 3 т. – М.: Машиностроение, 1982. – 674-745с.