

УДК 629.7:658.512.2+681.51

В.А. Поскребышев, С.С. Аршинов, А.И. Тарновский***УСТРОЙСТВО ДЛЯ ПРИНУДИТЕЛЬНОЙ ПОДАЧИ СМАЗКИ В ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ ШЕСТЕРЕННЫХ НАСОСОВ**

Предложена конструкция шестеренных насосов, обеспечивающая принудительную подачу смазывающей жидкости в зону трения подшипников скольжения пары втулка-цапфа.

Ключевые слова: *шестеренный насос, трение, подшипник скольжения.*

Опыт эксплуатации насосов показывает, что наибольшему износу подвергаются подшипники опор роторов с гидродинамическим способом смазки.

Факторами, определяющими работоспособность подшипников скольжения, являются зазоры в сопряжении цапфа-подшипник, свойства смазочного материала, качество поверхностей сопряжения, физико-механические свойства материалов деталей.

Вероятными причинами износа подшипника скольжения могут быть: нарушения режима гидродинамической смазки под действием изменяющихся удельных давлений в зоне трения, измельчение вязкости смазывающего материала с изменением температуры, недостаточно четкое определение параметров подшипника или необеспечение скоростного режима для создания эффекта гидродинамического способа смазки.

Существующие методы расчета параметров подшипников скольжения [1, 2, 3] сводятся к приближенной или уточненной проверке работоспособности по предварительно выбранным основным параметрам – диаметру цапфы, диаметру подшипника или вкладыша, длины цапфы или величины зазора в сопряжении. Параметры выбираются с учетом влияния материалов рабочих поверхностей цапфы и подшипника, качества их обработки, способа смазки и сорта смазочного материала, а также физических особенностей работы подшипника. В основу метода [1, 2] положена гипотеза, что для обеспече-

ния жидкостного трения необходимо, чтобы микронеровности на поверхности цапфы R_{Z1} и поверхности подшипника R_{Z2} были разделены гарантированным слоем смазки h_{\min} .

Оценку параметров подшипникового узла гидронасоса НШ-10 выполняли с учетом приведенных [1, 2, 3, 4, 5] методов и рекомендаций.

По величине относительного зазора $\psi = 0,00327$, в подшипнике насоса может быть обеспечено только полусухое трение, а по расчетному среднему значению $\Psi_{\text{ср}}$ рекомендуется посадка Н7/а7 или Н7/е8. Проверка правильности назначения способа смазки производилась по коэффициенту $K_C = \sqrt{p\nu^3}$, учитывающему удельную нагрузку p в зоне контакта цапфы с подшипником и скорость скольжения ν . По критерию K_C смазка в подшипники НШ-10 должна подаваться непрерывно, с естественным охлаждением. Конструктивное выполнение подшипникового узла насоса не обеспечивает непрерывной подачи смазки в зону трения, что подтверждается характером рисок и задиров на поверхностях цапфы и отверстия подшипника. Известно [3, 4, 5], что смазывающая жидкость в подшипниках с гидродинамическим способом смазки вытесняется и вытекает через торцы втулки и цапфы, а это требует дополнительного ввода смазки в диаметральный зазор пары трения.

* – автор, с которым следует вести переписку

Решением может служить устройство, обеспечивающее принудительную подачу и удерживание рабочей жидкости в зоне трения подшипников скольжения.

Технический результат достигается тем, что (рис. 1) во впадинах ведущей и ведомой шестерней выполнено по одному радиальному каналу (5, 6) таким образом, чтобы рабочая жидкость из зоны зацепления зубьев подавалась под давлением, принудительно, в осевой канал вала (9, 10) и затем по радиальным каналам в цапфах (7, 8) поступала в пространство между валом и втулкой в зону наименьшего давления. Подаваемая рабочая жидкость удерживается в каналах посредством обратного клапана (13, 14), расположенного в начале канала во впадинах, а самоподжимающиеся манжеты (16, рис. 2а) на торцах подшипников скольжения препятствуют вытеканию смазки через торцы подшипника.

Шестеренный насос состоит из корпуса 1, ведущей шестерни 2, ведомой шестерни 4 и прижимных втулок 3, 15, являющихся опорами скольжения. Каналы 5, 6 во впадине между двумя зубьями закрыты обратными клапанами 13, 14, а по радиальным каналам 7, 8 в цапфах шестерен подается смазка в зону трения втулка-цапфа с меньшим давлением. Все каналы (7, 8, 13, 14) соединены между собой каналами 9 и 10, заглушенными пробками 11, 12 для образования замкнутой полости под маслом. Для предотвращения вытекания жидкости по внешним торцам втулок установлены самоподжимающиеся манжеты 16.

Предлагаемое устройство работает следующим образом. При вращении ведущей шестерни 2 через зацепление приводится ведомая шестерня 4. При входе в зацепление зубьев, между которыми есть каналы 5 и 6 с обратными клапанами 13 и 14, рабочая жидкость под давлением попадает в каналы 7 и 8, а затем подается в зоны низкого давления подшипников скольжения. Поданная в зазор жидкость удерживается в подшипниках скольжения обратными клапанами 13 и 14, поджи-

мающимися давлением P_{II} смазки, а также самоподжимающимися манжетными уплотнениями 16 (рис. 2б), препятствующими торцевому выдавливанию смазки.

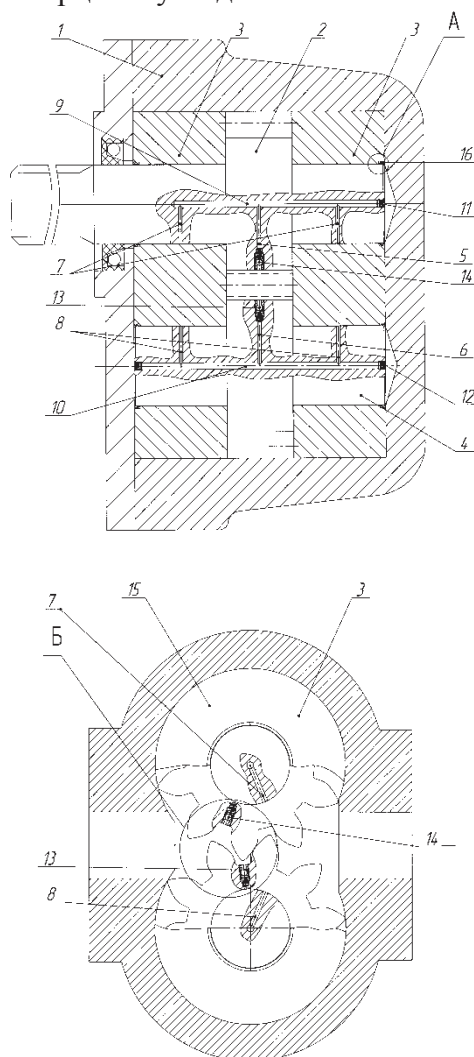


Рис. 1. Шестеренный насос с принудительной подачей смазки в подшипники скольжения опор роторов.

а)

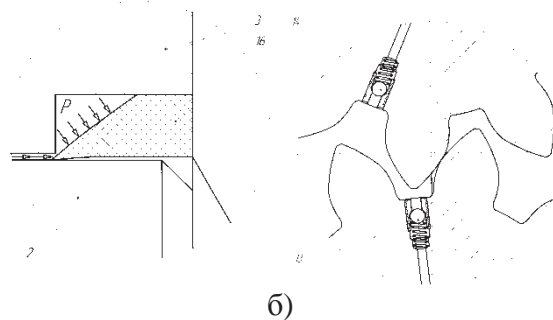


Рис. 2. а) схема самоподжимной маслоудерживающей манжеты; б) устройство обратного клапана.

Преимуществом такой конструкции является наличие постоянного объема смазывающей жидкости в зазоре между цапфой и втулкой подшипников скольжения и как следствие обеспечение постоянного гидродинамического масляного клина в зоне трения-скольжения, увеличение общего коэффициента полезного действия и повышение работоспособности шестеренного насоса.

Литература

1 Орлов П. И. Основы конструирования : в 2 кн. М.: Машиностроение, 1977. Кн 2. 573 с.

2. Анухин В. И. Допуски и посадки : учеб. пособие. 3-е изд. СПб.: Питер, 2005. 207 с.

3. Юдин Е. М. Шестеренные насосы. М. : Машиностроение, 1964. С. 235.

4. Дмитриев В.А. Детали машин. Л.: Судостроение, 1970. 792 с.

5. Рыбкин Е. А., Усов А. А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков. М.: Машгиз, 1960. С. 187.