
**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА.
ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ**

УДК 621.822

**К ВОПРОСУ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗАЩИТНОЙ ВТУЛКИ ВАЛА
С ЭЛАСТИЧНЫМ ДЕМПФИРУЮЩИМ ЭЛЕМЕНТОМ**

© 2024 г. И. С. Сплавский

*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия**e-mail: spl-igor@yandex.ru*

Поступила в редакцию 14.08.2023 г.

После доработки 29.11.2023 г.

Принята к публикации 15.12.2023 г.

В статье представлен принцип конструктивной особенности подшипника для разделения сред. Описаны эксперименты по оценке работоспособности таких подшипников в узле осевой разгрузки ротора лабиринтно-винтового насоса.

Ключевые слова: опорно-упорный подшипник, циркуляционный агрегат реакторной установки, главный циркуляционный насос (ГЦН), грузоподъемность, насос, коэффициент трения

DOI: 10.31857/S0235711924020114, **EDN:** QVPUNG

В конструкциях погружной техники широко применяются радиальные подшипники из твердого сплава для повышения надежности оборудования [1]. Особенно это техническое решение распространено в насосах и предвключенных устройствах, предназначенных для работы при большом газовом факторе и механических примесях, а также широко применяется в высокооборотной технике [2].

Такая пара трения имеет ряд недостатков: 1) наличие концентраторов напряжений на втулке, установленной на валу, что может привести к разрушению и, как следствие, увеличение толщины втулки и строгий контроль технологии изготовления шпоночного паза; 2) большая масса, вращающаяся на валу, которая негативно проявляется при высоких оборотах; 3) заклинивание втулок без грязеотводящих винтовых канавок при попадании крупных частиц и работе в газожидкостной среде; 4) высокая стоимость материала [3].

Параллельно с решением вышеперечисленных задач, в рамках исследований работоспособности лабиринтно-винтового насоса компанией «Лекс», возникла необходимость испытания насоса с гидродинамической разгрузкой пяты, что, в свою очередь, требует минимизировать утечки жидкости из узла разгрузки.

Для решения задачи компания РЕАМ РТИ предоставила два вида радиальных подшипников с эластичными демпфирующими элементами (ЭДЭ), которые предположительно могут заменить не только металлокерамические материалы, но и обеспечить минимальные перетоки жидкости в зоне подшипника [4]. При этом обеспечивается тепломассоперенос в трибосопряжении, который исключает перегрев подшипника [5].

В этой связи возникает возможность применения такого подшипника в узлах осевой разгрузки динамических насосов, где перетоки жидкости должны быть минимальны или вообще недопустимы.

Компания «Лекс» провела ряд экспериментов по оценке работоспособности таких подшипников в узле осевой разгрузки ротора лабиринтно-винтового насоса (ЛВН), где узел осевой разгрузки обеспечивает его высокую энергоэффективность.

Испытания проводились на высокоскоростном стенде в ИМАШ РАН с использованием опытно-промышленного образца лабиринтно-винтового насоса ЛВН 01-92, в узле осевой разгрузки которого применялись металлокерамические радиальные подшипники ВК8 с осевой винтовой канавкой на втулке вала, ВК8 без винтовой канавки с минимальным зазором и два типа ЭДЭ подшипников на основе капролона с номинальным диаметром трения 20 мм и с предварительным натягом резинового элемента в трибосопряжении 0.05 мм и 0.1 мм. Основа представленных втулок была получена с применением 3D-моделирования (печати). Они были выполнены из разных материалов и имели разный коэффициент усадки.

На рис. 1 представлен узел осевой разгрузки ЛВН 01-92 с радиальным подшипником.

На рис. 2 представлен радиальный подшипник с защитной втулкой ЭДЭ узла осевой разгрузки ЛВН 01-92 с эластичным демпфирующим элементом.

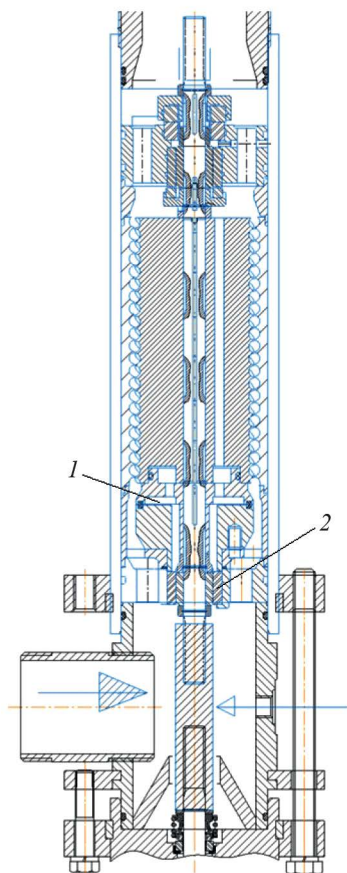


Рис. 1. ЛВН 01-92: 1 – узел осевой разгрузки; 2 – радиальный подшипник.

На рис. 3 представлены два типа радиальных подшипников. Проведено несколько экспериментов: два эксперимента проводились с твердосплавной втулкой Вк 8 с винтовой канавкой и без нее, два последующих эксперимента проводились с втулками, представленными на рис. 3а (исполнение 1 и 2). Вид установки подшипника представлен на рис. 3б.

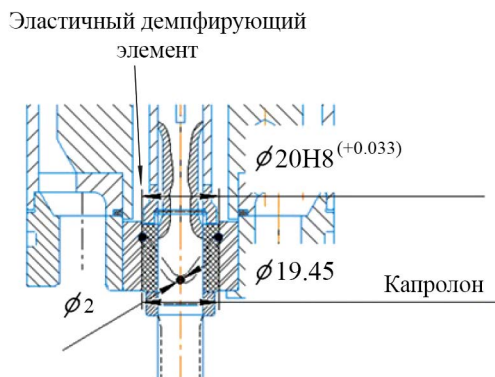


Рис. 2. Чертеж радиального подшипника с защитной втулкой ЭДЭ узла осевой разгрузки ЛВН 01-92.



Рис. 3. Защитные втулки с эластичным демпфирующим элементом – ЭДЭ радиального подшипника узла осевой разгрузки ротора ЛВН 01-92: (а) – втулки с исполнением 1 и 2; (б) – вид установки втулки в подшипник.



Рис. 4. Развертка поверхности втулки ЭДЭ с разделением зон высокого и низкого давления в узле осевой разгрузки.

Так как у данного типа подшипника минимизирован или отсутствует переток жидкости, в связи с этим образуются 2 зоны высокого и низкого давления, что показано на развертке (рис. 4).

Эксперимент по оценке влияния утечек в узле осевой разгрузки проводился на воде при частоте вращения ротора 9000 об/мин. Использовались несколько типов защитных втулок вала радиального подшипника, конструкция которого определяет динамику утечек жидкости из узла осевой разгрузки пяты ротора ЛВН 01-92 (рис. 1): 1) защитная гладкая втулка твердосплавная ВК8 – вкладыш подшипника твердый сплав ВК8 (зазор – 0.05 мм) (рис. 5а); 2) защитная втулка твердосплавная ВК8 с винтовой грязеотводящей канавкой – вкладыш подшипника твердый сплав ВК8 (зазор – 0.05 мм) (рис. 5б); 3) защитная втулка – ЭДЭ, исполнение 1: вкладыш подшипника – капролон с предварительным натягом резинового элемента в трибосопряжении 0.1 мм; 4) защитная втулка – ЭДЭ, исполнение 2: вкладыш подшипника – капролон с предварительным натягом резинового элемента в трибосопряжении 0.05 мм.

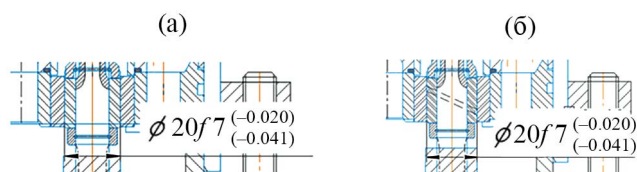


Рис. 5. Чертежи защитных втулок: (а) – гладкая втулка; (б) – втулка с винтовой грязеотводящей канавкой.

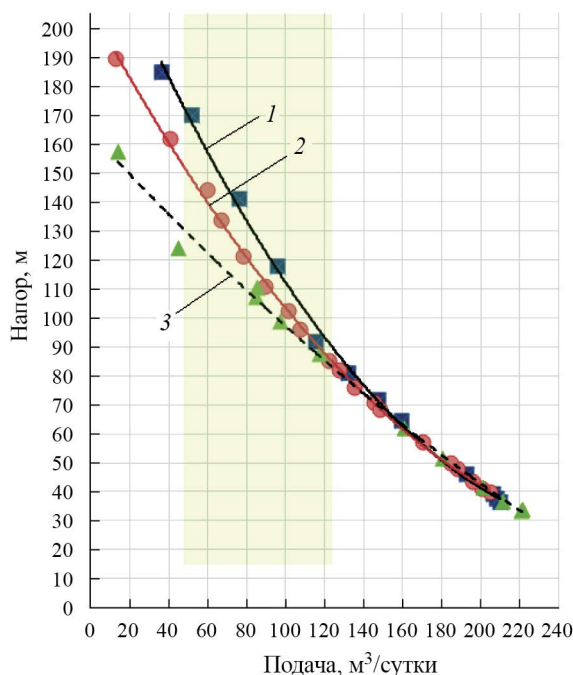


Рис. 6. Уровень напора ЛВН 01-92 в зависимости от типа радиального подшипника узла разгрузки: 1 – ЭДЭ; 2 – подшипник без канавки; 3 – подшипник с канавкой.

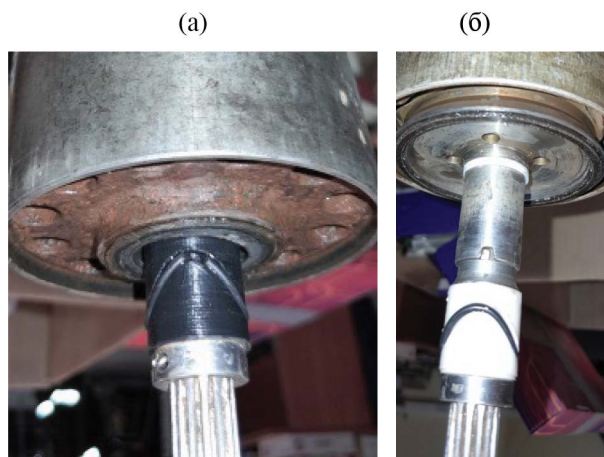


Рис. 7. Состояние подшипников ЭДЭ после испытаний: (а) — втулка по исполнению 1; (б) — втулка по исполнению 2.

Проведенные сравнительные гидродинамические испытания ЛВН 01-92 с различными типами радиального подшипника показали работоспособность и эффективность подшипника ЭДЭ. Сравнительная напорно-расходная характеристика насоса представлена на рис. 6.

Следует отметить, что при использовании подшипника ЭДЭ зафиксирован самый низкий уровень перетоков жидкости в зоне узла осевой разгрузки насоса, что свидетельствует о высокой герметизации камеры осевой разгрузки.

После сравнительных гидродинамических испытаний ЛВН 01-92 был проведен тщательный визуальный осмотр защитной втулки ЭДЭ. На рис. 7 показано состояние защитных втулок вала ЭДЭ различного исполнения. На ЭДЭ исполнения 1 (рис. 7а, втулка по исполнению 1) по краям имеются следы касания о твердосплавный вкладыш, а также локальный разрыв резинового кольца. При анализе дефектов можно сделать вывод, что они связаны с геометрическими отклонениями от конструкторской документации (КД) опытного образца втулки. На ЭДЭ исполнения 2 заметных дефектов не обнаружено (рис. 7б).

Полученные результаты свидетельствуют о работоспособности и эффективности радиального подшипника с защитной втулкой ЭДЭ.

Закключение. Испытания подтвердили работоспособность подшипников с защитными втулками ЭДЭ на высоких частотах вращения. Как показано на рис. 4, траектория прокладки ЭДЭ по поверхности защитной втулки обеспечивает устойчивое обтекание жидкостью поверхностей трения без перетоков из зоны высокого давления в зону низкого давления узла разгрузки. Этот эффект особенно важен для высокоскоростного подшипника, так как при использовании высокоточных защитных втулок (зазор не более 0.05 мм) без грязеотводящих винтовых канавок наблюдается перегрев и в ряде случаев задиры и схватывание поверхностей трения [6].

Решение о внедрении таких подшипников в узлах осевой разгрузки высокооборотных роторов ЛВН возможно принять по завершении исследований их износостойкости с учетом воздействия агрессивных условий эксплуатации [7].

Финансирование. Данная работа финансировалась за счет средств бюджета Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН. Никаких дополнительных

грантов на проведение или руководство данным конкретным исследованием получено не было.

Конфликт интересов. Автор заявляет, что у него нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Xu J., Wang W., Zhang C., Wang J.* Experimental investigations of novel compound bearing of superconducting magnetic field and hydrodynamic fluid field // IEEE Transactions on Applied Superconductivity. 2020. Т. 30. № 1. Р. 8794543.
2. *Шихватов А. М.* Об устойчивости упорных газодинамических подшипников, профилированных спиральными канавками // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. № 6. С. 27.
3. *Юшин Е. С.* Насосное оборудование системы трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. Ухта: Ухтинский гос. техн. ун-т, 2019. 219 с.
4. *Majorov S.* On finite element model for hydrodynamic journal bearing with micropolar lubrication // The 10th Int. Conf. BALTRIB'2019. С. 202.
5. *Gangrade A. K., Phalle V. M., Mantha S. S., Siddiquee A. N.* Influence of eccentricity ratio on stability performance of hydrodynamic conical journal bearing // J. of Physics: Conf. Series. 2, Advances in Mechanical Engineering. Series "2nd Int. Conf. on New Frontiers in Engineering, Science and Technology, NFEST 2019", 2019. С. 012115.
6. *Temis Yu. M., Temis M. Yu.* Rigidity and damping characteristics of hydrodynamic sliding bearing with deformable working surfaces // J. of Friction and Wear. 2007. Т. 28. № 2. С. 128.
7. *Черемисинов Е. М., Славский И. С.* Разработка и оптимизация высокооборотных нагруженных осевых опор с плавающими секторами погружных лопастных насосов // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2023. № 1. С. 16.
https://doi.org/10.52261/02346206_2023_1_16