

ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ОПОРНЫХ УЗЛОВ НАСОСОВ ДЛЯ ПЕРЕКАЧКИ НЕФТИ ЗА СЧЕТ СОВМЕЩЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И СКОЛЬЖЕНИЯ

OIL PUMP MOUNTING GROUP PERFORMABILITY INCREASE DUE TO COMBINATION OF ROLLING AND SLIDING BEARINGS

В статье рассматривается подход к построению методики проектирования опорных узлов роторов насосов для перекачки нефти путем совмещения подшипников качения и скольжения. Приведены основные направления улучшения рабочих характеристик опорного узла за счет совмещения подшипников качения и скольжения.

Представлен пример модернизации и расчета комбинированного опорного узла трехвинтового насоса для перекачки нефтепродуктов, обосновано увеличение ресурса опорного узла, улучшение его статических и динамических характеристик. Предложен подход к построению методики проектирования совмещенных опорных узлов роторов.

The article considers approach to development of design method for oil pump rotor mounting groups by combination of rolling and sliding bearings. The main approaches for improvement of mounting group performance characteristics due to combination of rolling and sliding bearings are given.

An example of three-screw oil pump combined mounting group is presented, increase of mounting group life time is substantiated, as well as improvement of its static and dynamic characteristic. An approach to development of design method for rotor combined mounting groups is suggested.

Поляков Р.Н., Попиков А.А.

ФГБОУ ВПО «Государственный университет УНПК», г. Орел, Российская Федерация

Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС» г. Москва, Российская Федерация

R.N. Polyakov, A.A. Popikov

FSBEI of HPE "State University – Education-Science-Production Complex" Oryol, the Russian Federation

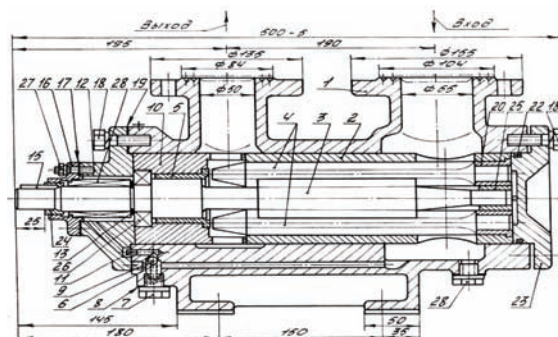
National University of Science and Technology "MISIS" Moscow, the Russian Federation

Ключевые слова: насос, роторно-опорный узел, подшипник качения, подшипник скольжения, щелевое уплотнение, ресурс, методика проектирования.

Key words: pump, rotor mounting group, rolling bearing, sliding bearing, groove seal, life time, design method.

Насосные агрегаты составляют основу нефтяных магистралей и от их работоспособности зависят скорость и качество поставки нефтяных продуктов от места добычи до перерабатывающих заводов и до конечного потребителя. К основным факторам, ограничивающим работоспособность насосов и их простоту относятся: износ рабочих поверхностей, выход из строя уплотнений, повышенная вибрация ротора насоса, повышенная температура и, как следствие, выход из строя подшипниковых узлов. В винтовых насосах [1] (рисунок 1) для ограничения утечек перекачиваемой среды применяется щелевое уплотнение, которое конструктивно представляет собой втулку на роторе с зазором порядка 500 мкм. При небольшой конструктивной модернизации щелевого уплотнения можно получить гидродинамический подшипник скольжения, работающий на перекачиваемой жидкости: уменьшить зазор до 100 мкм и установить втулку с эксцентриситетом. Таким образом, получается совмещенная опора, которая позволяет использовать преимущества обоих и исключить недостатки присущие каждому виду опор (рисунок 2). Выделяют два принципиально различных способа построения совмещенных опор: разделение нагрузок (параллель-

ная схема, рисунок 2 а, в) и разделение скоростей (последовательная схема, рисунок 2б). В зависимости от типов комбинируемых подшипников качения (ПК) и подшипников скольжения (ПС) совмещенные опоры могут воспринимать радиальную, осевую и смешанную нагрузки.



ПК №6206,
 $C_{дин} = 15,3 \text{ кН}$

Щелевое уплотнение h
 $\approx 500 \text{ мкм}$, $e = 0 \Rightarrow$
 $h \approx 100 \text{ мкм}$, $e \neq 0$
 \rightarrow ГДП

Рисунок 1. Конструкция трехвинтового насоса

Принцип работы совмещенной опоры, функционирующей по принципу разделения нагрузок, заключается в том, что на основном рабочем режиме ПК работает с меньшей нагрузкой по сравнению с его одиночной постановкой. Разгрузка ПК осуществляется за счет возникновения гидродинамических или гидростатических реакций ПС. Совмещенная опора с разделением скоростей обеспечивает вращение ротора в режиме пуска-останов в ПК, а по мере уве-

личения скорости вращения и роста реакции ПС, опора качения из работы выключается и передача нагрузки на корпус осуществляется через смазочный слой ПС (рисунок 2 б).

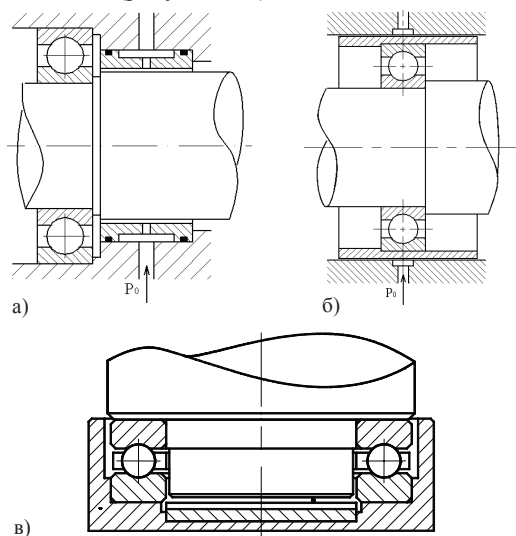


Рисунок 2. Схемы комбинированных опор

Механизмы работы комбинированных опор с разделением нагрузок предполагают улучшение рабочих характеристик всего опорного узла по следующим направлениям [2-5]:

1) *Обеспечение безыносного режима работы подшипника скольжения.* Конструктивно закладывается, чтобы номинальный зазор в ПС гарантированно обеспечивал режим жидкостного трения и максимально противодействовал внешней нагрузке.

2) *Повышение ресурса подшипника качения.* Разгрузка ПК за счет реакции ПС приводит к повышению его ресурса, а, следовательно, и всего опорного узла, так как ресурс ПС в режиме жидкостного трения неограничен.

3) *Увеличение нагрузочной способности опорного узла* формируется за счет дублирования функции передачи внешней нагрузки на корпус одновременно через тела качения и смазочный слой ПС.

4) *Повышение быстроходности опорного узла по сравнению с одиночной постановкой подшипника качения.* Данный эффект объясняется тем, что за счет увеличения нагрузочной способности опорного узла можно выбрать ПК более легкой серии по наружному диаметру или меньших размеров.

5) *Уменьшение момента трения в опорном узле.* При определенных сочетаниях рабочих и геометрических параметров опорного узла, возможно, что суммарный момент трения КОРН будет меньше, чем момент трения подшипника качения при его одиночной постановке.

6) *Увеличение жесткости опорного узла* формируется за счет дублирования функции передачи внешней нагрузки на корпус одновременно через тела качения и смазочный слой ПС.

7) *Улучшение динамических характеристик* по сравнению с одиночной постановкой ПК за счет существенного демпфирования со стороны смазочного слоя ПС.

8) *Улучшение смазочного и теплового режима подшипника качения* за счет системы подачи смазочного материала ПС.

В работе [6,7] представлена методика расчета ресурса опорных узлов такого вида. Теоретический расчет ресурса модифицированного опорного узла трехвинтового насоса А1 3В 16/25-22/10Б [1] показал его увеличение в 1,66 раза, что подтверждает вышеизложенные положительные направления при совмещении подшипников качения и скольжения. Ограниченное число примеров таких модификаций опорных узлов, несмотря на все преимущества, связано с отсутствием всякой методики проектирования такого вида опор. Авторами предлагается следующая последовательность проектирования совмещенных опор:

1) выполняется проектировочный расчет вала из условия прочности на кручение;

2) выполняется конструирование вала по правилам характерным для того или иного вида роторных машин: зубчатые передачи, винтовые насосы, валки прокатных станков и т.п.;

3) осуществляется выбор ПК по диаметру вала в месте его установки;

4) выбирается диаметр ПС: $d^{ПС} = d^{ПК} + 2t$,
здесь t — размер буртика под ПК;

5) закладывается диапазон длин ПС исходя из эскиза базовой роторной машины или из условия не превышения габаритов новой;

6) рассчитывается диапазон несущей способности в зависимости от длины l и номинального радиального зазора ПС h_0 при заданной частоте вращения ω ;

7) определяются оптимальные параметры ПС из условия минимизации приведенной к ПК внешней нагрузки на основном рабочем режиме, а также максимальная температура внутри смазочного слоя;

8) рассчитываются динамические характеристики КОРН: коэффициенты жесткости K и демпфирования B ;

9) определяются значения критических частот и области устойчивости;

10) определяется ресурс опорного узла и сравнивается, с требуемым;

11) определяются направления оптимизации опорного узла:

- отстройка от критических частот;
- улучшение температурного режима;
- уменьшение расхода смазки;
- увеличение ресурса;
- уменьшение типоразмера подшипника качения;

12) проводится уточненный расчет РОУ для обеспечения оптимальных характеристик.

Выводы

Применение совмещенных подшипников качения и скольжения в качестве опорных узлов насосов для перекачки нефтегазовых продуктов может существенно повысить наработку на отказ и межсервисные интервалы и, тем самым, сократить расходы на эксплуатацию. Недостаточная изученность всех положительных эффектов совмещенных опор роторов является одним из препятствий для их активного

внедрения. Предложенная авторами последовательность проектирования совмещенного опорного узла позволяет учесть особенности работы подшипников качения и подшипников скольжения.

Работа выполнена в рамках научно-исследовательской работы №14.В37.21.0430 «Опоры роторов высокоскоростных турбоагрегатов летательных аппаратов».

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. ОАО «ГМС Насосы» [Электронный ресурс] / — Электрон. дан. Доступ <http://www.hms-pumps.ru>, свободный. Загл. с экрана.
2. Поляков Р.Н. Повышение динамических качеств и ресурса опорных узлов роторов совмещением подшипников качения и скольжения: дис... канд. техн. наук. Орел, 2005. 154 с.
3. Ханович М.Г. Опоры жидкостного трения и комбинированные. Л.: Mashgiz, 1960. 272 с.
4. Понькин В.Н., Горюнов Л.В., Такмовцев В.В. Совмещенные опоры быстроходных турбомашин, принципы конструирования и экспериментальное исследование. Казань: изд-во КГТУ, 2003. 62 с.
5. Pietsch E., Zur Frage der Kombination von Gleit-und Wälzlagern. «Maschinenbautechnik», 1956, 5 Jg, H.4.
6. Поляков Р.Н. Увеличение ресурса тяжело нагруженных опор валков прокатных станов за счет совмещения подшипников качения и скольжения // Известия Орел ГТУ. Сер. Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2012. №5 (295). С.59-66.
7. Корнаев А.В., Попиков А.А., Поляков Р.Н. Метод расчета эквивалентной нагрузки и долговечности комбинированных опор прокатных станов // Известия

Тульского гос. ун-та. Техн. науки. 2008. №1. С. 48-53.

REFERENCES

1. ОАО "GMS Nasosy" [Elektronnyi resurs] / — Elektron. dan. Dostup <http://www.hms-pumps.ru>, svobodnyi. Zagl. s ekrana. [in russian].
2. Polyakov R.N. Povyshenie dinamicheskikh kachestv i resursa opornykh uzlov rotorov sovmesheniem podshipnikov kacheniya i skol'zheniya: dis... kand. tehn. nauk. Orel, 2005. 154 s. [in russian].
3. Hanovich M.G. Opyry zhidkostnogo treniya i kombinirovannye. L.: Mashgiz, 1960. 272 s. [in russian].
4. Pon'kin V.N., Goryunov L.V., Takmorcev V.V. Sovmeshennyye opory bystrohodnykh turbomashin, principy konstruirovaniya i eksperimental'noe issledovanie. Kazan': izd-vo KGTU, 2003. 62 s. [in russian].
5. Pietsch E., Zur Frage der Kombination von Gleit-und Wälzlagern. «Maschinen-bautechnik», 1956, 5 Jg, H.4.
6. Polyakov R.N. Uvelichenie resursa tyazhelonagruzhennykh opor valkov prokatnykh stanov za schet sovmesheniya podshipnikov kacheniya i skol'zheniya // Izvestiya Orel GTU. Ser. Fundamental'nye i prikladnye problemy tehniki i tehnologii. 2012. №5 (295). S.59-66. [in russian].

7. Kornaev A.V., Popikov A.A., Polyakov R.N. Metod rascheta ekvivalentnoi nagruzki i dolgovechnosti kombinirovannykh opor prokatnykh stanov // Izvestiya Tul'skogo gos. un-ta. Tehn. nauki. 2008. №1. S. 48-53. [in russian].

Поляков Р.Н., канд. техн. наук, доцент кафедры «Мехатроника и международный инжиниринг» ФГБОУ ВПО «Государственный университет-УИПК», г. Орел, Российская Федерация
R.N. Polyakov, Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor of the Chair "Mechatronics and International Engineering", FSBEI HPE "State University Education-Science-Production Complex" Oryol, the Russian Federation

Попиков А.А., канд. техн. наук, доцент, начальник учебно-методического управления Национального исследовательского технологического университета «МИСиС», г. Москва, Российская Федерация
A.A. Popikov, Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, Head of Education and Methodics Department of National University of Science and Technology "MISIS" Moscow, the Russian Federation

e-mail: a.popikov@misis.ru
e-mail: gumerovoa@yandex.ru