

Машиностроение Mechanical engineering

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 62-233

doi: 10.30987/2782-5957-2025-10-4-13

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ОПОР ОСЕЙ САТЕЛЛИТОВ ПЛАНЕТАРНЫХ МУЛЬТИПЛИКАТОРОВ

Чжоу Иньчунь¹, Ло Юань^{2✉}, Ли Шэнбо³, Леонид Алексеевич Савин⁴

¹ ЗАО «Чжэцзянская компания по производству безмаслянных подшипников «Шуанфей», Чжэцзян, Китай

^{2,4} Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева, Орел, Россия

³ Сямьинский технологический университет института машиностроения и автомобилестроения, Фудзянь, Китай

¹ info@sf-bearing.com

² 839730024@qq.com

³ hit4057@xmut.edu.cn

⁴ savin3257@mail.ru

Аннотация

Проведен аналитический обзор перспектив использования подшипников жидкостного трения в приводах вращения перспективных генераторов ветровой электроэнергетики. Представлено описание конструкции и функциональных возможностей экспериментального стенда для исследования характеристик гидродинамических подшипников осей сателлитов планетарной коробки скоростей привода мощного ветрогенератора. Рассмотрена методика измерений основных параметров и мето-

ды обработки опытных данных. Сделан анализ результатов экспериментальных исследований, и предложены рекомендации по обеспечению длительного ресурса в условиях требуемой грузоподъемности и энергоэффективности.

Ключевые слова: ветровая энергетика, скорости, подшипники, ресурс, долговечность, грузоподъемность, износостойкость, стенд, режимы работы, исследования, математико-статистические методы.

Финансирование: исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 22-19-00789-П, <https://rscf.ru/project/22-19-00789/>.

Ссылка для цитирования:

Иньчунь Ч. Экспериментальные исследования гидродинамических опор осей сателлитов планетарных мультипликаторов / Ч. Иньчунь, Л. Юань, Л. Шэнбо, Л. А. Савин // Транспортное машиностроение. – 2025. - № 10. – С. 4-13. doi: 10.30987/2782-5957-2025-10-4-13.

Original article

Open Access Article

EXPERIMENTAL STUDIES OF HYDRODYNAMIC SATELLITE AXLE BEDS OF PLANETARY MULTIPLIERS

Zhou Yinchun¹, Luo Yuan^{2✉}, Li Shengbo³, Leonid Alekseevich Savin⁴

¹ Zhejiang Shuangfei Oil-free Bearing Manufacturing Company, Zhejiang, China

^{2,4} Orel State University named after I.S. Turgenev, Orel, Russia

³ Xiamen University of Technology, Fujian, China

¹ info@sf-bearing.com

² 839730024@qq.com

³ hit4057@xmut.edu.cn

⁴ savin3257@mail.ru

Abstract

An analytical review of the prospects to use liquid friction bearings in rotation drives of promising wind power generators is carried out. The description of the structure and functionality of an experimental stand for studying the characteristics of hydrodynamic satellite axle beds of a planetary gearbox of a powerful wind turbine drive is presented. The method of measuring the main parameters and methods of processing experimental data are considered. The results of exper-

imental studies are analyzed, and recommendations are proposed for ensuring a long-term resource in conditions of the required load capacity and energy efficiency.

Keywords: wind energy, speeds, bearings, resource, durability, load capacity, wear resistance, stand, operating modes, research, mathematical and statistical methods.

Funding: the paper is funded by the grant of the Russian Science Foundation No. 22-19-00789-P, <https://rscf.ru/project/22-19-00789/>.

Reference for citing:

Yinchun Zh, Yuan L, Shengbo L, Savin LA. *Experimental studies of hydrodynamic satellite axle beds of planetary multipliers. Transport Engineering. 2025;10:4-13. doi: 10.30987/2782-5957-2025-10-4-13.*

Введение

Последние десять лет ветрогенерация стала устоявшимся трендом развития в мировом энергетическом секторе благодаря своему статусу экологически чистого и возобновляемого источника. Статистические данные свидетельствуют об историческом сдвиге в структуре производства электрической энергии, в частности, в 2024 г. доля возобновляемых источников (ветер и солнце) в Евросоюзе в общем объеме составила более 50 %, при этом использование угля уменьшилось на 24 %. Мощность ветровых турбин составляет в настоящее время более тысячи ГВт, в том числе морского базирования 75 ГВт [1-3]. Среднегодовой темп роста морской ветроэнергетики составляет более 10 % за счет установки мощных турбин, широкого внедрения технологий плавучих станций и шельфовых проектов с глубинной установкой. Развитие технологий привело к созданию мощных ветрогенераторов мегаваттной мощности, в которых передача вращательного движения от турбин к генератору осуществляется планетарными зубчатыми мультипликаторами. В качестве примеров можно привести новую морскую установку *CSSC Haizhuang* мощностью 18 МВт с диаметром винта 260 метров и референсную ветряную турбину Датского технического университета мощностью 22 МВт с диаметром ротора 284 метра и высотой ступицы 170 метров [4-6].

Увеличение мощности ветрогенераторов повышает уровень требований к долговечности и надежности главных при-

водов, в которых решающее значение имеют повышающие коробки скоростей, функционирующие в условиях переменных режимов вращения, измеряемых многими меганьютонами (МН) нагрузок, значительными упругими и термическими деформациями несущих элементов. Эти планетарные передачи чувствительны к сложным условиям эксплуатации и, как следствие, подвержены поломкам [7-8]. Следует отметить, что эксплуатационные требования предполагают функционирование сложного оборудования весом сотни тонн, расположенного на высоте более 150 метров часто в труднодоступных районах, продолжительностью более 20 лет. Учитывая трудоемкость и высокую стоимость ремонта, проектирование предполагает гарантированное обеспечение требуемого ресурса всему создаваемому объекту и отдельным компонентам. Наиболее сложно нагруженным и ответственным узлом привода вращения являются опоры роторной системы, связывающей ветровую турбину и генератор. В значительной мере это относится к подшипниковым узлам коробок скоростей, к работоспособности, надежности и сроку службы которых предъявляются особые требования, учитывающая силовые и температурные условия функционирования. Использование подшипников качения в приводах мощных ветрогенераторов привело к заметному увеличению частоты отказов опор роторов и связанных с этими процессами затрат на обслуживание, что в значительной степени

сдерживает дальнейшее развитие ветроэнергетики. Авторы работ [9-10] выявили негативное влияние колебаний скорости вращения ветряного колеса на напряженное состояние обойм, тел качения и относительное смещение сепаратора подшипника при различных условиях эксплуатации. Решение проблемы по обеспечению требуемой долговечности опор валов и осей планетарных мультипликаторов в определенной мере связывают с применением подшипников скольжения, которые обладают рядом преимуществ, включая меньшие радиальные размеры, высокую грузоподъемность и демпфирующую способность, низкую стоимость и практически неограниченный ресурс при обеспечении режима жидкостного трения. Вместе с этим практическое внедрение гидродинамических подшипников, в частности, в качестве опор осей сателлитов планетарных передач требует реализации не только эта-

Анализ условий работы привода вращения ветрогенератора

Вращение ветровой турбины происходит в диапазоне частот 0...20 об/мин, что предполагает необходимость значительного увеличения в зубчатых передачах привода скорости вращения для эффективной работы генератора. По сути дела, коробка скоростей работает в режиме мультипликатора, главным элементом которой является в данном случае 2-х ступенчатая планетарная передача с ведущим водилом, связанным валопроводом с ветровым колесом (рис. 1). Первая ступень планетарной передач состоит из закрепленного на корпусе зубчатого венца с внутреннем зацеплением, солнечного колеса и семи сателлитов колес и планетарного водила. Солнечное колесо первой ступени связано с водилом 2-й ступени, в которой используются пять сателлитов, а солнечное колесо обеспечивает передачу крутящего момента на другие зубчатые передачи привода. Вращение водила приводит в движение сателлиты и солнечное колесо. Оси сателлитов установлены с одной стороны в корпусе водила, а с другой опираются на жесткий каркас, связанный с

пов оптимального проектирования с использованием специализированных программных средств, но и проведения стендовых и натурных испытаний. При этом требования заказчиков предполагают проведение опытных испытаний в условиях реальных размеров и нагрузок. В данной работе изложен подход, методики испытаний, описание экспериментального стенда и некоторые результаты проведенных испытаний гидродинамических подшипников первой ступени планетарного мультипликатора ветрогенератора мощностью 7,2 МВт. На основе информации об условиях функционирования опор сателлитов авторами построена расчетная модель подшипника, проведен анализ спектра действующих нагрузок и кратко изложена методология проведения эксперимента на производственном стенде завода ZOB компании Шуанфей (провинция, Чжецзянь КНР).

водилом. Наиболее нагруженными элементами являются зубчатые колеса и подшипники сателлитов первой ступени, где действуют наибольшие силы и крутящие моменты.

Действующая на опору оси сателлита первой ступени окружная сила может быть определена с использованием следующей зависимости:

$$F_t = \frac{T_n K_c}{R_n C}, \quad (1)$$

где T_n – приводной крутящий момент на водиле; K_c – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами; R_n – радиус положения центров сателлитов в первой ступени; C – количество сателлитов.

При величине максимального крутящего момента на ветровом колесе в пределах значений 8600 Н·м, предельное значение действующей на подшипник оси сателлита радиальной силы может быть более 2000 кН.

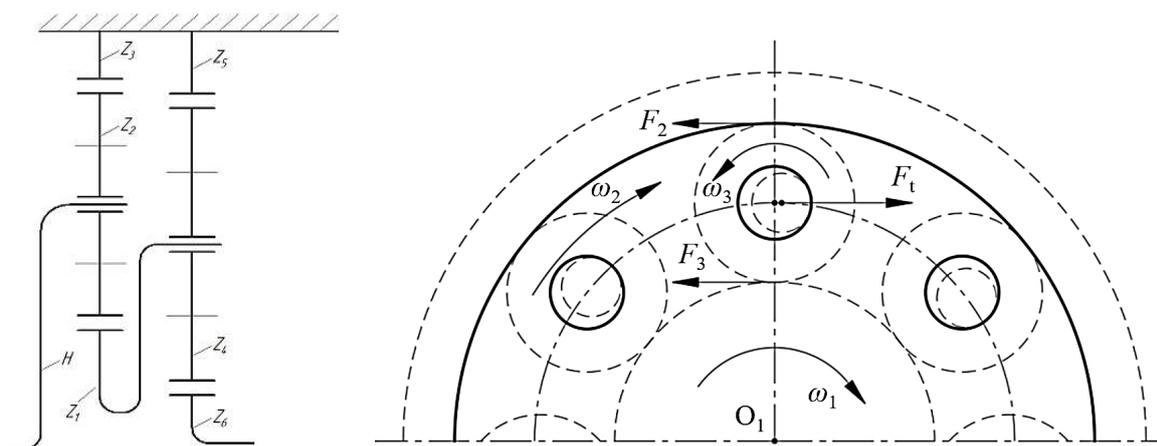


Рис. 1. Схема ветрогенератора и планетарной части коробки скоростей
 Fig. 1. Diagram of the wind generator and planetary part of the gearbox

Экспериментальный стенд, подшипниковый узел и методика испытаний

Схема экспериментального стенда для комплексного исследования проектируемых подшипников скольжения представлена на рис. 2. Испытательная система состоит из стального основания с несущими стойками, на котором размещены основные элементы, подшипниковой установки (рис. 3), привода вращения, гидравлического контура подачи смазочного материала, нагрузочного устройства и системы сбора данных.

В коробке скоростей ветрогенератора ось сателлита установлена на вращающемся совместно с главным валом диске водила, а зубчатые колеса (сателлиты) имеют сложную кинематику: переносное планетарное движение вместе с водилом и вращение вокруг несущей оси. В данном трибосопряжении установленная в сателлите втулка подшипника вращается и формирование несущего смазочного слоя отличается от традиционного варианта, когда реализуется вращение вала. Функционирование привода вращения и нагрузочного устройства экспериментального стенда в значительной мере моделируют условия работы радиального подшипника привода генератора. В подшипниковой установке (рис. 3) элемент 1 (ось) установлен во вращающейся обойме 2, которая также выполняет функцию ведомого фрикционного катка. Закрепленные на концах оси 1 втулки 6 обеспечивают связь с нагрузочным устройством, силовыми

элементами которого служат силовые гидравлические цилиндры.

Привод вращения состоит из двигателя YE4VF-3552-4 мощностью 375 кВт с частотным преобразователем, компенсирующих муфт, планетарного редуктора, установленного на подшипниковых узлах приводного вала с фрикционными катками. Привод обеспечивает регулируемое вращение обоймы подшипникового узла с частотой до 1490 об/мин и максимальным крутящим моментом 2404 кН·м.

Силовые цилиндры нагрузочного устройства обеспечивают усилие на ось и втулку подшипника до 2600 кН, что превосходит предельную нагрузку в приводе ветрогенератора. Смазочная система имеет устройства фильтрации и охлаждения, обеспечивает подачу масла с расходом $Q = 5,3$ л/мин под давлением $P_0 = 0,15$ МПа в рабочую зону подшипника по осевым каналам и радиальным отверстиям в оси. Оценка энергетических потерь на трение проводилась путем анализа параметров электродвигателя.

Измерительно-информационная система экспериментального стенда включает первичные преобразователи температуры масла на входе и выходе из подшипника, давления подачи, радиальных перемещений оси и расхода смазочного материала. Программное обеспечение выполняла функции сбора, обработки и анализа сигналов измерений. Управление кинематическими и силовыми параметрами в процессе

выполнения испытаний, а также преобразования собранных с датчиков сигналов в цифровой код было использован ПЛК, функционирующий совместно с компьютерной программой анализа данных. На

первом этапе испытаний в конструкции подшипниковой установки отсутствовали датчики радиальных перемещений для оценки минимального зазора в вертикальной и горизонтальных плоскостях.

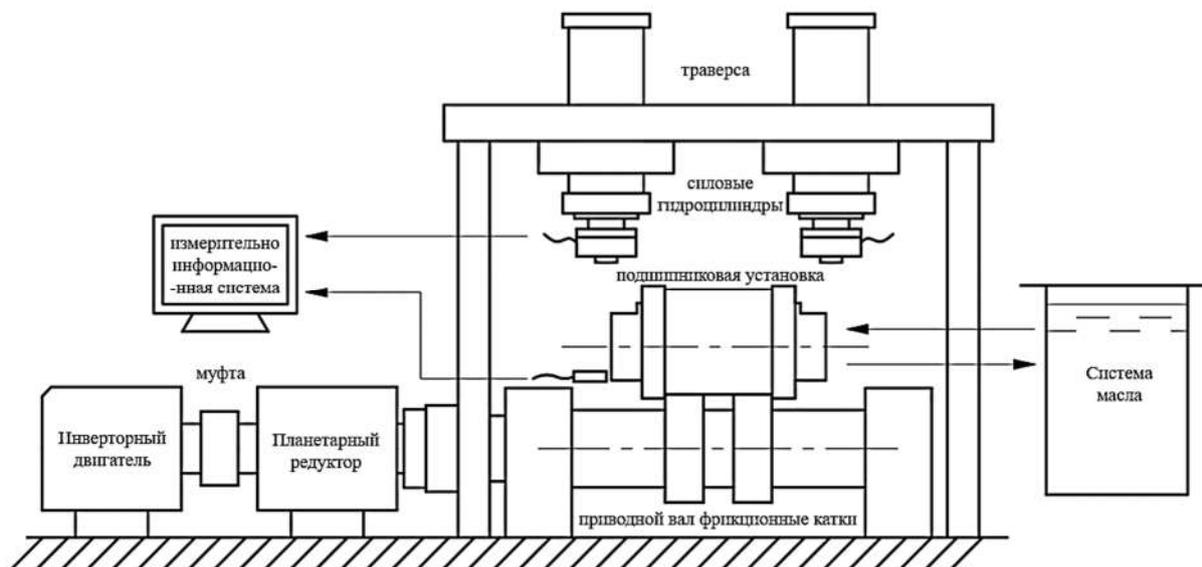


Рис. 2. Принципиальная схема экспериментального стенда
Fig. 2. Schematic diagram of the experimental stand

Смещение положения оси в процессе приложения нагрузки контролировалось с использованием преобразователя, расположенного отдельно от подшипника. Следует отметить, что этот подход не позволил точно определить толщину смазочной пленки. На следующих этапах стендовых испытаний планируется использование традиционной схемы измерения радиаль-

ного зазора в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

На рис. 4 показан общий вид экспериментального стенда, на переднем плане которого расположена подшипниковая установка с фрикционными поверхностями. Нижний фрикционный каток приводится в движение двигателем, а два силовых гидроцилиндра передают радиальную нагрузку на концевые участки вала.

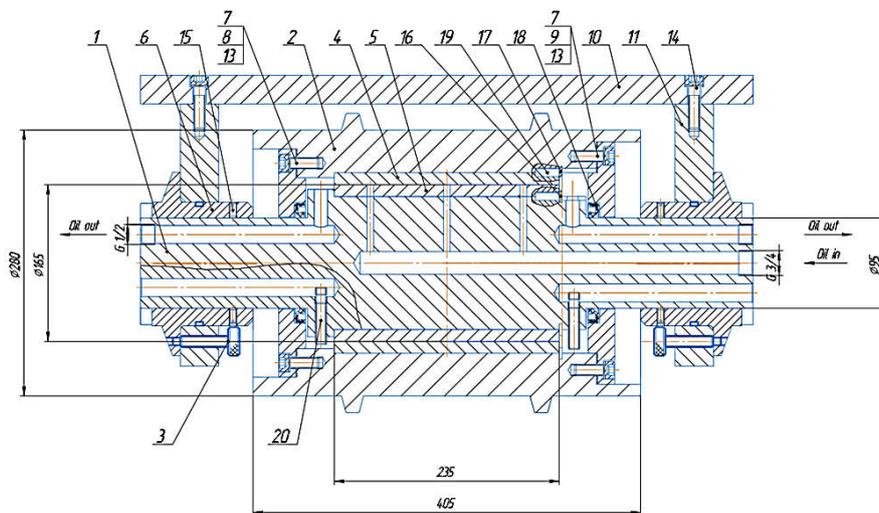


Рис. 3. Продольный разрез подшипникового модуля
Fig. 3. Longitudinal section of the bearing module

Ось подшипника изготовлена из легированной стали, на которой была установлена с небольшим натягом бронзовая втулка с толщиной стенок 15 мм. Биметаллическая конструкция позволила обеспечить достаточную прочность, жесткость и хорошие антифрикционные свойства. Следует отметить, что на предварительных

этапах проектирования рассматривались другие варианты применения антифрикционных материалов, в частности, минеральных покрытий. Одна из задач испытаний заключалась в анализе состояния рабочих поверхностей трибосопряжения, а именно, бронзовой втулки и ответной поверхности обоймы.



Рис. 4. Общий вид экспериментального стенда и подшипника после испытаний
Fig. 4. Physical drawing of the testing machine and bearing

Результаты испытаний в нормальном режиме работы

Испытания в нормальных условиях функционирования заключаются в ступенчатом изменении нагрузки и скорости, которые гидродинамические подшипники осей спутников планетарного мультипликатора могут испытывать в обычных условиях производства электроэнергии. Процедура испытаний в нормальном рабочем

состоянии состоит из шести этапов рабочих условий, параметры которых приведены в табл. 1. Во время испытаний каждому условию соответствует своя скорость вращения, которая продолжается в течение 10 минут, при этом сначала повышается, а затем понижается.

Таблица 1

Параметры для нормальных условий зачистки

Table 1

Parameters for normal stripping conditions

№	Расход масла	Температура масла	Частота вращения	Радиальная нагрузка	Изгибающий момент	Время работы
	л/мин	°С	об/мин	кН	кН·м	мин
1	5±0.5	60±5	3,6-18-36-43,5-36-18-3,6	90,838	3,3	70
2			14,5-36-43,5-36-14,5	351,941	12,7	50
3			19,9-30,8-41,7-30,8-19,9	906,754	32,7	50
4			29-38,1-29	1461,355	52,8	30
5			29-38,1-29	1816,77	65,6	30
6			30,8-36,2-30,8	2266,304	78,8	30

Результаты испытаний на нормальных режимах показаны на рис. 5. Можно отметить, что в процессе тестирования температура левой стороны вала (T_L) всегда выше температуры правой стороны вала (T_P). Изменение температуры вала про-

исходило достаточно плавно в течение всего процесса испытаний. Изменение скорости вращения привело к росту температуры T_L на 20 °С в течение 260 минут, температура T_P за это время выросла на 13 °С. На первых двух этапах давление в правой

стороне масляной пленки выше, чем давление левой части. На третьем этапе давления в пленке стали примерно равны. На последующих трех этапах давление в левой части масляной пленки выше, чем давление правой части. На первом и втором этапах при низкой скорости и небольшой нагрузке давление масляной пленки незначительно изменяется в зависимости от скорости вращения, максимальная разница между давлением масляной пленки на одной стороне находится в пределах 1 МПа.

На третьем и четвертом этапах давление масляной пленки слева и справа почти не колеблется при изменении скорости вращения, и оба они поддерживаются на уровне около 7 МПа. На пятой и шестой стадиях при высоких значениях скорости и большой нагрузке давление левой и правой части масляной пленки сильно зависит от скорости вращения, максимальная разница между давлениями в различных частях масляной пленки составляет около 3 МПа.

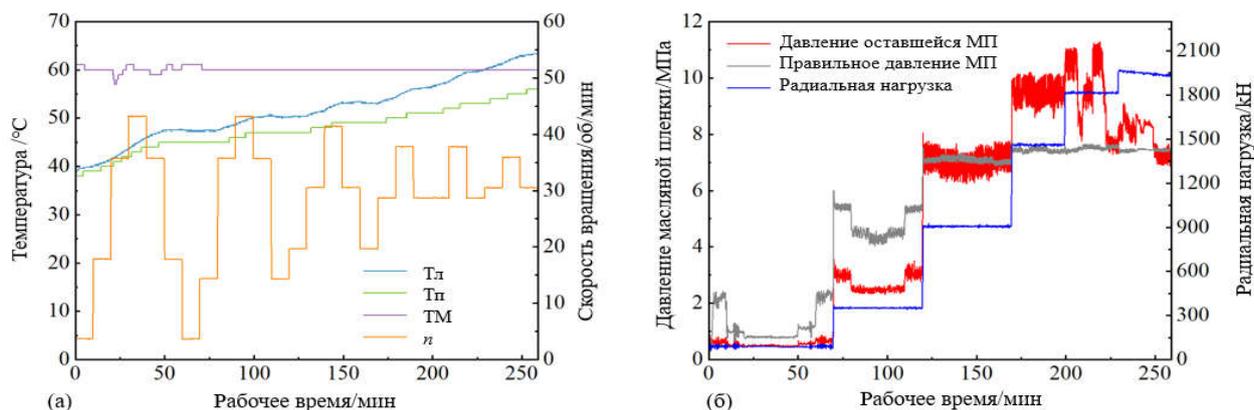


Рис. 5. Диаграммы результатов испытаний в нормальном состоянии:
 а – изменение температуры вала, смазочного материала и скорости вращения;
 б – изменение давления в смазочном слое и радиальной нагрузки

Fig. 5. Diagram of normal state sweep test results:
 (a) diagram of shaft temperature, lubricant temperature and rotation speed;
 (b) diagrams of oil film pressure and radial load

Во время испытания в нормальном состоянии давление масляной пленки имеет тенденцию к увеличению с ростом радиальной нагрузки при всех рабочих условиях, достигая максимума в 11 МПа. В этом испытании перечислены шесть радиальных нагрузок с высокой вероятностью возникновения, и для каждой нагрузки разделены 3~7 видов ступенчатых изменений скорости вращения, чтобы смоделировать общие условия работы

подшипников скольжения системы планетарных колес редукторов ветряных турбин. Испытания показали, что подшипники способны стабильно работать и образовывать устойчивую масляную пленку в этих условиях. После испытаний подшипниковая установка была разобрана. Анализ антифрикционной поверхности подшипника показал (рис. 4) отсутствие явного износа

Результаты специальных испытаний

В течение всего срока службы ветрогенератора вероятность возникновения состояния «старт-стоп» достигает 10 %, что является самым высоким значением среди всех состояний. В процессе запуска и останова лопасти ветровой турбины и механические элементы привода будут подвергаться значительным силовым воздействиям и усталостным нагрузкам. Частые запуски и остановки могут привести к

усталостному повреждению лопастей и трансмиссии, увеличивая износ компонентов и риск отказа. Для проверки износа подшипников скольжения в условиях запуска и останова ветрогенератора испытания проводились при условии, что скорость вращения и нагрузка менялись с течением времени. Конкретные параметры испытаний в условиях пуска и останова приведены в табл. 2.

Параметры условий работы при испытании «старт-стоп»

Table 2

Parameters of the operating conditions during start-stop test

Расход	Температура масла	Частота вращения	Радиальная нагрузка	Изгибающий момент	Количество циклов
л/мин	°С	об/мин	кН	кН·м	-
5±0,5	60±5	После стабильной работы в диапазоне от 0 до 19,9 оборотов в минуту в течение некоторого времени сбавьте скорость до 0	30	1	2000

Как показано на рис. 6, осевые температуры с обеих сторон демонстрируют стабильный профиль после первоначального быстрого роста. Температура левой стороны вала выше, чем правой, и достигает стабильного значения примерно 49 °С, при этом разница между ними составляет в пределах 2 °С. При изменении скорости вращения давление масляной пленки на левой и правой сторонах регулярно колеблется. Давление масляной пленки на левой стороне поддерживается на уровне примерно 0,4 МПа, а давление масляной пленки на правой стороне – на уровне примерно 0,2 МПа. Это указывает на отсутствие

значительного трения или износа в данных условиях эксплуатации. Кроме того, колебания давления масляной пленки свидетельствуют о том, что система остается относительно стабильной и что трение или износ минимальны.

Для повышения износостойкости рабочих поверхностей втулки подшипника были проведены тестовые исследования минеральных покрытий, которые показали хорошие результаты при нанесении на стальную основу [11-12], но оказались малоэффективны в условиях биметаллических «сталь-бронза» конструкций.

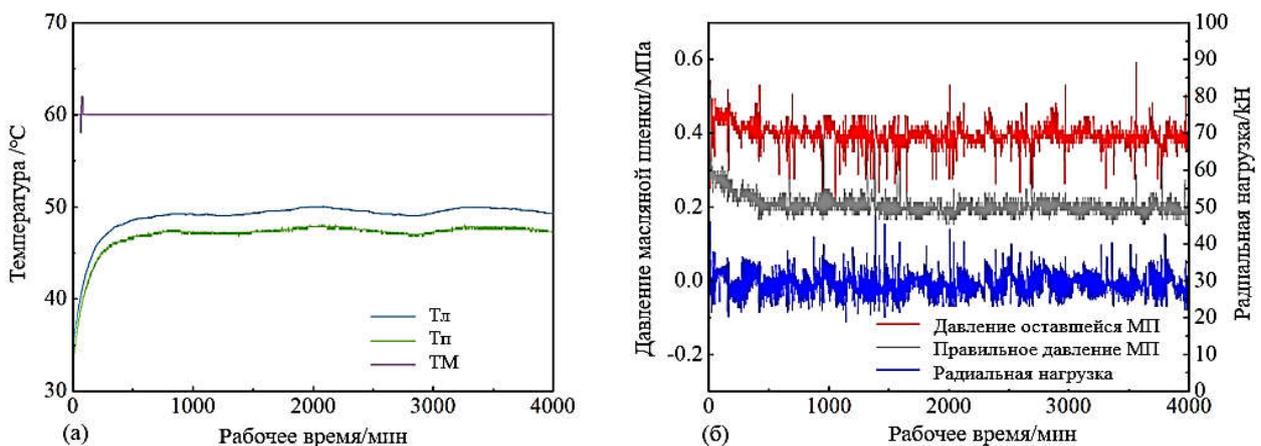


Рис. 6. Схема результатов испытания «старт-стоп»:

а – схематическая диаграмма температуры вала и температуры смазочного материала;

б – диаграмма давления масляной пленки и радиальных нагрузок

*Fig. 6. Start-stop test results diagram:**(a) Shaft temperature and lubricant temperature diagram;**(b) Oil film pressure and radial load diagram***Заключение**

В статье представлен анализ результатов экспериментального исследования радиальных подшипников скольжения осей сателлитов планетарного мультипли-

катора привода мощных ветрогенераторов. Основные задачи испытаний состояли в оценке возможности работы подшипников в режиме жидкостного трения на нормаль-

ных, переходных и предельных режимах функционирования. Следует отметить нетрадиционную структуру испытательного стенда с фрикционным приводом вращения, позволяющим обеспечить значительные радиальные нагрузки на исследуемый подшипник при неподвижной оси и вращающейся втулке. Испытания были проведены при различных условиях сочетаний параметров в реальных диапазонах изменения скоростей и нагрузок, действующих в приводах ветрогенераторов. Были проведены испытания режима работы подшипников на режимах пуска и останова, на которых возможно появление граничной и

смешанной смазки и, как следствие, износа рабочих поверхностей. Результаты исследований показали, что при нормальных условиях работы подшипник способен образовывать стабильную масляную пленку, температура вала и давление в несущей масляной пленке находятся в допустимых пределах, а значительного износа не наблюдается. Кроме того, в условиях пуска и останова, несмотря на значительные переменные нагрузки, гидродинамический подшипник сохранял стабильную работу и допустимые значения температур смазочного материала.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Yao G. et al. Development status and key technologies of large-capacity offshore wind turbines // *Autom. Electr. Power Syst.* 2021. Т. 45. №. 21. С. 33-47.
2. Hansen A. D., Hansen L. H. Wind turbine concept market penetration over 10 years (1995–2004) // *Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology.* 2007. Т. 10. №. 1. С. 81-97.
3. Hu X.I. et al. A review of the research on the design of journal bearing // *Journal of Machine Design.* 2017. Т. 34. №. 6. С. 1-6.
4. Li B. et al. Influence of the axial movement of misaligned journal on lubrication performance of journal bearing with rough surface // *Journal of Mechanical Engineering.* 2019. Т. 55. №. 21. С. 88-97.
5. Jianjun T. et al. Effects of Flexibility and Suspension Configuration of Main Shaft on Dynamic Characteristics of Wind Turbine Drivetrain. // *Chinese Journal of Mechanical Engineering.* 2019. Т. 32. №. 2. С. 224-238.
6. Ло Ю., Казаков Ю.Н., Чжоу И., Ли Ш., Савин Л.А. Проблематика гидродинамических подшипников осей сателлитов планетарных мультипликаторов мощных ветрогенераторов // В сборнике: *Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении. Научные труды VIII Международной научной конференции.* Москва, 2024. С. 142-144.
7. Wu J., He T., Zhang F. Influence of Bearing Bush Elastic Deformation on Bearing Performance of

- Water-Lubricated Bearings // *China Offshore Platform.* 2022. Т. 37. №. 3. С. 33-37.
8. He Z.P., et al. Influence of Bearing Bush Deformation Calculation Model on the Lubrication Characteristics of Misaligned Journal Bearings // *Lubrication Engineering.* Т. 44. №. 6. С. 31-40.
9. Luo Yu., Kazakov Yu.N., Savin L.A., Li Sh., Zhou W. Energy characteristics of hydrodynamic bearings of satellite axes of high-power wind turbines // В сборнике: *Энерго- и ресурсосбережение - XXI век. Материалы XXII международной научно-практической конференции.* Орёл, 2024. С. 88-93.
10. Shuaike Z., Hua S. U. Lubrication analysis of low-speed and heavy-load journal bearing in wind turbine gearbox under different operating conditions // *Xibeigongye Daxue Xuebao/Journal of Northwestern Polytechnical University.* 2023. Т. 41. №. 5. С. 978-986.
11. Kislov S., Savin L., Polyakov R. Improving the tribotechnical properties of friction surfaces by using mineral coatings // *4th International Brazilian Conference on Tribology – TriBoBR 2023.* P.156.
12. Чжоу Инчунь, Кислов С.В., Ли Шэнбо, Ху Джиган, Поляков Р.Н., Савин Л.А. Триботехнические качества поверхностей трения с минеральными покрытиями / *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии.* 2024, №2 (364). С. 64-71.

REFERENCES

1. Yao G. Development status and key technologies of large-capacity offshore wind turbines. *Autom. Electr. Power Syst.* 2021;45(21):33-47.
2. Hansen AD, Hansen LH. Wind turbine concept market penetration over 10 years (1995–2004). *Wind Energy: An International Journal for Progress*

- and Applications in Wind Power Conversion Technology. 2007;10(1):81-97.
3. Hu XI. A review of the research on the design of journal bearing. *Journal of Machine Design.* 2017;34(6):1-6.
4. Li B. Influence of the axial movement of misaligned journal on lubrication performance of journal

- bearing with rough surface. *Journal of Mechanical Engineering*. 2019;55(21):88-97.
5. Jianjun T. Effects of flexibility and suspension configuration of main shaft on dynamic characteristics of wind turbine drivetrain. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2019;32(2):224-238.
 6. Lo Yu, Kazakov YuN, Zhou I, Li Sh, Savin LA. Problems of hydrodynamic of satellite axle beds of planetary multipliers of powerful wind generators. *Scientific Papers of the VIII International Scientific Conference: Fundamental Research and Innovative Technologies in Mechanical Engineering*. Moscow; 2024.
 7. Wu J, He T, Zhang F. Influence of bearing bush elastic deformation on bearing performance of water-lubricated bearings. *China Offshore Platform*. 2022;37(3):33-37.
 8. He ZP. Influence of bearing bush deformation calculation model on the lubrication characteristics of misaligned journal bearings. *Lubrication Engineering*. 44(6):31-40.
 9. Luo Yu, Kazakov YuN, Savin LA, Li Sh, Zhou W. Energy characteristics of hydrodynamic bearings of satellite axes of high-power wind turbines. *Proceedings of the XXII International Scientific and Practical Conference: Energy and Resource Conservation - the 21st Century*. Orel; 2024. p. 88-93.
 10. Shuaik Z, Hua SU. Lubrication analysis of low-speed and heavy-load journal bearing in wind turbine gearbox under different operating conditions. *Xibeigongye Daxue Xuebao. Journal of Northwestern Polytechnical University*. 2023;41(5):978-986.
 11. Kislov S, Savin L, Polyakov R. Improving the tribotechnical properties of friction surfaces by using mineral coatings. *4th International Brazilian Conference on Tribology – TriBoBR 2023*. p.156.
 12. Yingchun Zh, Kislov SV, Shengbo Li, Jigan Hu, Polyakov RN, Savin LA. Tribological and technical qualities of friction surfaces with mineral coatings. *Fundamental and Applied Problems of Technics and Technology*. 2024;2(364):64-71.

Информация об авторах:

Чжоу Инчунь – генеральный директор, ЗАО «Чжэцзянская компания по производству безмаслянных подшипников «Шуанфей», КНР, провинция Чжэцзян, г.Цзясин, округ Цзяшань, улица Хунвэй, 18, тел.: +86-0573-8451 8018.

Ло Юань – студент ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева», тел.: +7(920)081-26-57.

Ли Шэнбо – профессор, Сямыньский технологический университет профессор института машино-

строения и автомобилестроения, КНР, провинция Фудзянь, г. Сямынь, район Джимей, дорога Лигонг, д. 600. тел.: +86 13395994920.

Савин Леонид Алексеевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Мехатроника, механика и робототехника» ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева», тел.: +79605484661.

Zhou Yinchun – General Director, Zhejiang Shuangfei Oil-free Bearing Manufacturing Company, China, Zhejiang Province, Jiaying, Jiashan District, Hongwei Street, 18, phone: +86-0573-8451 8018.

Luo Yuan – Student of OSU named after I.S. Turgenyev, Orel, Russia, phone: +7(920)081-26-57.

Li Shengbo – Professor, Xiamen University of Technology, Institute of Mechanical Engineering and Au-

tomotive Engineering, China, Fujian Province, Xiamen, Jimei District, Ligong Road, 600. phone: +86 13395994920.

Savin Leonid Alekseevich – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Mechatronics, Mechanics and Robotics at OSU named after I.S. Turgenyev, Honored Scientist of the Russian Federation, phone: 8(4862) 41-98-49.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.

Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 25.08.2025; одобрена после рецензирования 14.09.2025; принята к публикации 26.09.2025. Рецензент – Анцев В.Ю., доктор технических наук, профессор Тульского государственного университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 25.08.2025; approved after review on 14.09.2025; accepted for publication on 26.09.2025. The reviewer is Antsev V.Yu., Doctor of Technical Sciences, Professor of Tula State University, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.