

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОНАПРЯЖЕННОСТИ ЭЛАСТИЧНЫХ МЕТАЛЛОПЛАСТМАССОВЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ СМАЗКЕ ВОДОЙ НА ТУРБОГЕНЕРАТОРЕ К100-90 СЛАВЯНСКОЙ ГРЭС И ПИТАТЕЛЬНОМ НАСОСЕ ПЭН-11 БЕЗЫМЯНСКОЙ ТЭЦ**

© 2006 Ю.И. Байбородов, Ю.А. Инцин

Самарский государственный аэрокосмический университет

Впервые в отечественной и зарубежной практике экспериментально доказано, что мощные турбогенераторы могут надежно и долговечно работать на ЭМП подшипниках скольжения, смазываемых водой. Приводится опыт применения ЭМП подшипников.

Многолетний опыт работы тепловых электростанций показывает, что минеральное масло, применяющееся в турбогенераторах в системах автоматического регулирования и для смазки подшипников скольжения, является одной из причин возникновения пожаров, которые в некоторых случаях приводят к полному уничтожению турбогенераторов. Примером тому служат крупные пожары, произошедшие в 80-х годах прошлого столетия на Славянской ГРЭС и Сырдарьинской ГРЭС, где "в результате пожара, возникшего на одном из турбогенераторов мощностью 300 МВт, обрушилась кровля, уничтожив остальные шесть таких же агрегатов. В 1987 году обрыв маслопровода обернулся пожаром на электростанции Texas Utilities (США), ущерб составил 41,4 млн. долларов. В 1989 году по той же причине дотла сгорел турбогенератор мощностью 480 МВт на электростанции Ванделлос (Испания). Вероятность возникновения "масляных" пожаров на теплоэлектростанциях растет пугающими темпами. Так, по данным специализированного издания "Power Engineering", в 50-х за год работы горел один турбогенератор из каждых двухсот, в 70-х – уже один из ста, а сейчас риск возрос до одного случая на каждые сорок турбогенераторов за год работы. В результате каждого пожара энергоблок вынужденно простаивает в среднем 270 суток [1].

Для снижения пожароопасности в теплоэнергетике начали применять вместо минеральных масел синтетические негорючие масла. Однако производство таких масел в РФ не освоено. Кроме того, синтетические масла весьма дорогостоящи, канцерогенны и оказывают пагубное влияние на экологию окружающей среды.

В связи с этим в ряде исследовательских лабораторий, в том числе и головном отраслевом Всесоюзном теплотехническом институте, проводились попытки применить для смазки подшипников скольжения воду с добавлением некоторых негорючих ингредиентов, увеличивающих вязкость смазки. Но все эти попытки по ряду причин не увенчались успехом.

Учитывая весьма высокую актуальность имеющей место крупной проблемы – снижения пожароопасности тепловых электростанций, – конструкторы и изготовители крупных турбогенераторов решили паллиативную часть проблемы. Ими были созданы системы автоматического регулирования, работающие на воде, например, турбогенераторы Т-250 и Т-300. Это дало возможность уменьшить общее количество масла на каждом энергоблоке и в целом на всей электростанции. Но подшипники скольжения по-прежнему смазываются минеральными маслами.

Создалась обстановка, при которой перевод подшипников скольжения на смазку водой обеспечил бы исключение применения минеральных масел в теплоэнергетике, со всеми вытекающими весьма крупными экономическими, техническими, экологическими преимуществами. И, самое главное, переход на смазку водой вместо масла привел бы к резкому снижению пожароопасности на тепловых электростанциях.

Но в соответствии с положениями классической гидродинамической теории смазки баббитовые подшипники скольжения, при существующих удельных нагрузках и при смазке водой, не могут обеспечить работу в режиме чистого жидкостного (гидродинамического) трения, поскольку вязкость воды в 100 раз меньше вязкости минерального масла Т-20. То есть примене-

ние воды вместо масла в существующих турбогенераторах считалось теоретически невозможным.

Однако открытие эластоэффекта в упругодеформирующихся подшипниках скольжения, сделанное под руководством профессора Коднира Д.С., и его глубокое исследование в лаборатории № 1 Куйбышевского авиационного института, возглавляемой профессором Сойфером А.М., в конце 50-х – начале 60-х годов прошлого столетия [2-4] дало возможность создать принципиально новые конструкции эластичных металлопластмассовых подшипников скольжения [5-7], обеспечивающих за счет эластоэффекта жидкостное трение при смазке водой и при удельных нагрузках, превышающих удельные нагрузки в подшипниках скольжения существующих турбогенераторов.

В связи с этим по приказу Минэнерго СССР нами были разработаны и изготовлены на Чебоксарском ОЭЗ "Энергозапчасть" опытные ЭМП подшипники скольжения для турбогенератора К100-90 Славянской ГРЭС. Натурные испытания, проведенные нами в конце 80-х годов на Славянской ГРЭС, показали, что ЭМП подшипники скольжения, смазываемые водой, работоспособны при всех режимах работы турбогенератора, включая свободный выбег со срывом вакуума [8].

Поскольку систему смазки радиально-упорного подшипника № 1 переднего стула было невозможно отделить от маслосистемы автоматической системы регулирования, подшипник скольжения переднего стула смазывался маслом ТП-22.

Остальные подшипники скольжения турбины и генератора смазывались водой. С этой целью была вновь изготовлена автономная система водоснабжения, все элементы которой: баки, фильтры, трубопроводы и насосы были изготовлены из нержавеющей стали.

Кроме того, все шейки ротора турбины и генератора были облицованы защитным противокоррозийным покрытием толщиной 2 мм, нанесенным методом газоплазменного напыления.

Для объективной оценки работоспособности испытываемых подшипников в них были установлены термодатчики непосредственно на поверхности трения, контактные датчики для определения режима трения

(жидкостного или граничного) и подключены герметично трубопроводы отвода местного гидродинамического давления из нагруженной зоны трения в четырех точках по окружности.

Испытаниями было установлено, что эластичные металлопластмассовые (ЭМП) подшипники скольжения обеспечивают работу в режиме жидкостного трения при номинальных оборотах ротора и при выбеге ротора и снижении частоты его вращения вплоть до 0,  $1n_{ном}$ .

На рис.1 приведены эпюры гидродинамических давлений, развивающихся в зоне трения в подшипнике скольжения № 1, смазываемом маслом, в турбинном подшипнике № 2 и генераторном подшипнике № 5, смазываемых водой.

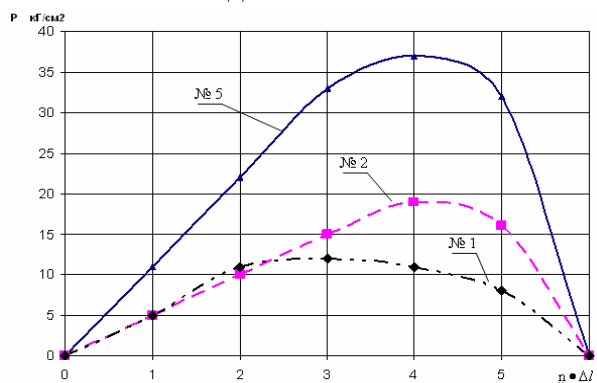


Рис.1. Давление в зоне трения ЭМП подшипников скольжения турбогенератора К100-90 СТ № 5 Славянской ГРЭС,  $N=45$  МВт

На рис.2 приведены графики распределения температуры на поверхностях трения в нагруженной зоне для подшипника № 1 переднего стула турбинных подшипников № 2, № 3, № 4 и № 5 и генераторного подшипника № 6, смазываемых водой.

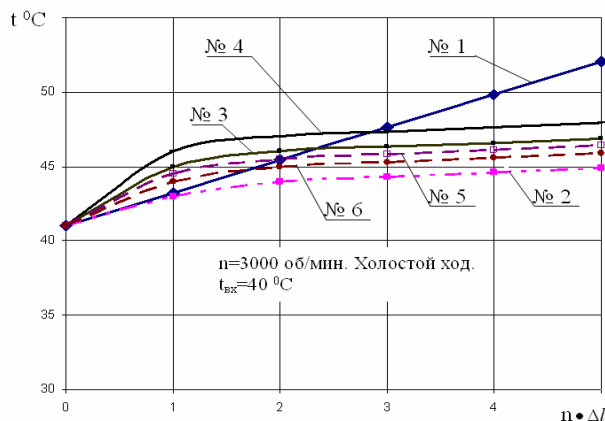


Рис. 2. Распределение температуры в ЭМП подшипниках скольжения турбогенератора К100-90 СТ № 5 Славянской ГРЭС

Анализ показывает, что при установленном режиме работы турбогенератора температура подшипника № 1, смазываемого маслом, на 8...10 °С выше, чем на подшипниках скольжения, смазываемых водой. Данное обстоятельство указывает на то, что потери мощности на трение в подшипниках скольжения, смазываемых маслом, намного больше, чем в подшипниках скольжения, смазываемых водой.

Причем в упорном подшипнике скольжения, как это показано на рисунке 3, максимальная температура на поверхности трения сегментов достигла + 60 °С.

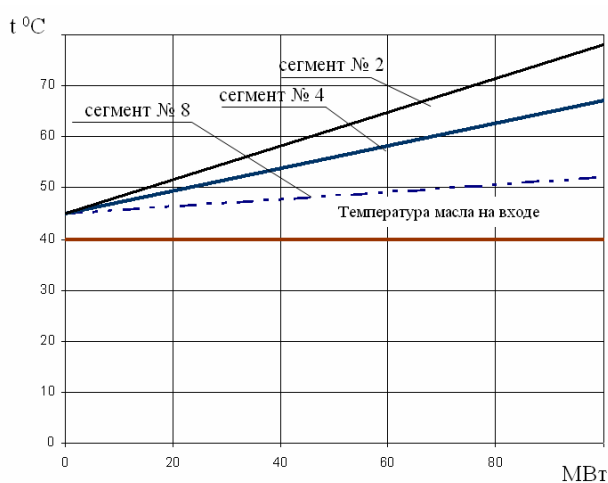


Рис.3. Уровень температуры в ЭМП сегментах осевого подшипника скольжения турбогенератора К100-90 СТ № 5 Славянской ГРЭС

Но это объясняется более высокой скоростью скольжения, т.к. диаметр упорного диска пяты больше диаметра шейки вала, опирающейся на радиальный подшипник.

Теоретический анализ, приведенный на рис.4, также показывает, что потери мощности на трение в подшипнике скольжения, смазываемом водой, в 4...5 раз меньше, чем в подшипнике скольжения, смазываемом минеральным маслом ТП-22.

Если учесть, что потери мощности на трение в подшипниках скольжения, смазываемых минеральным маслом, в турбогенераторах тепловых электростанций составляют 0,2 % от номинальной мощности, то переход на смазку подшипников скольжения водой вместо масла даст ощутимое увеличение КПД энергоблоков.

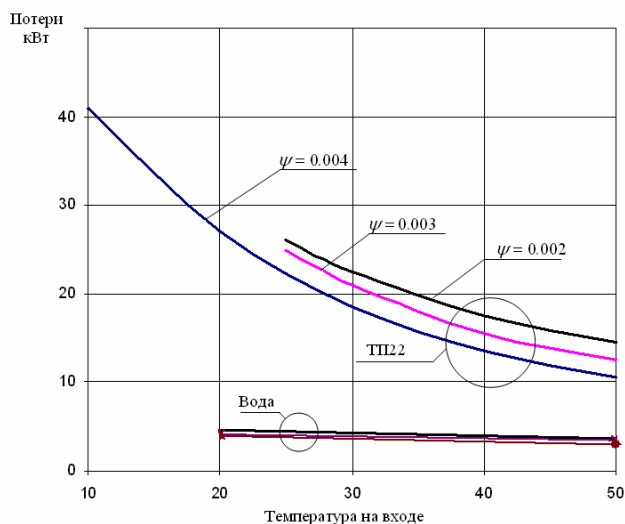


Рис.4. Потеря мощности на трении в ЭМП подшипнике при смазке маслом и водой

Одновременно в процессе выполненных натуральных испытаний проводилось измерение уровней горизонтальных и вертикальных вибраций для всех подшипников, приведенный на рис.5. и рис.6.

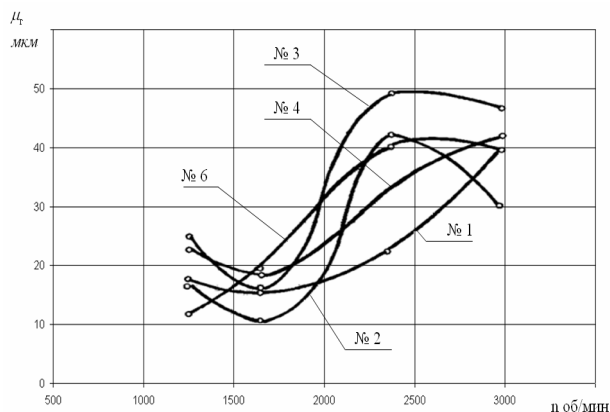


Рис.5. Уровень горизонтальных вибраций в ЭМП подшипниках скольжения турбогенератора К100-90 СТ № 5 Славянской ГРЭС

Анализ показывает, что уровень горизонтальных и вертикальных вибраций составляет 35...40 мкм, что не превышает уровня вибраций при работе на баббитовых подшипниках скольжения, смазываемых минеральным маслом.

За время натуральных испытаний турбогенератор К-100-90 ст. № 5 мощностью 100000 кВт проработал при смазке подшипников скольжения водой более 1200 часов.

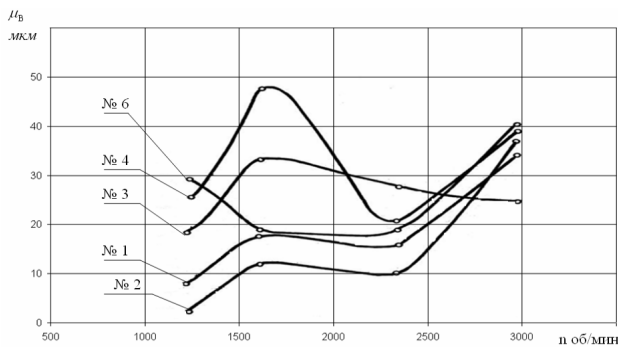


Рис.6. Уровень вертикальных вибраций в ЭМП подшипниках скольжения турбогенератора К100-90 СТ №5 Славянской ГРЭС

При этом износ поверхностей трения, связанный с многократными пусками и остановками турбогенератора, предусмотренных программой испытаний, включая выбеги без срыва вакуума и со срывом вакуума, оказался менее 0,05 мм, поскольку все мерные базы глубиной 0,05 мм, нанесенные на поверхностях трения в плоскости наибольшей нагрузки, не подверглись полному истиранию.

Таким образом, впервые в отечественной и зарубежной практике было доказано экспериментально, что мощные турбогенераторы могут надежно и долговечно работать на ЭМП подшипниках скольжения, смазываемых водой.

Из-за развала СССР и отделения Украины эти исследования на Славянской ГРЭС были прекращены. Затем они были продолжены на сетевом и питательном насосах Безымянской ТЭЦ ОАО "Самара-энерго". Результат превзошел все ожидания. ЭМП подшипники скольжения, смазываемые водой, проработали на питательном насосе ПЭН-11 более 5-ти лет!

При этом для восприятия осевой нагрузки радиально-упорный подшипник качения был заменен упорным (осевым) подшипником скольжения.

А для очистки водопроводной поды, подаваемой для смазки подшипников скольжения, были установлены авиационные тонкие фильтры. Все трубопроводы были изготовлены из нержавеющей стали, а на шейки ротора двигателя, опирающиеся на радиальные ЭМП подшипники скольжения, было нанесено газоплазменным напылением антикоррозийное защитное покрытие толщиной 150 – 200 мкм. На шейки ротора насоса были напрессованы втулки из нержа-

вующей стали, а упорный диск осевого подшипника был также изготовлен из нержавеющей стали.

Теоретический расчет минимальной толщины смазочного слоя, выполненный на основе контактногидродинамической теории смазки, приведенный на рис.7, показал, что ЭМП подшипники скольжения обеспечивают работу в режиме жидкостного трения при максимально возможной температуре воды + 60 °С, подаваемой на смазку подшипника.

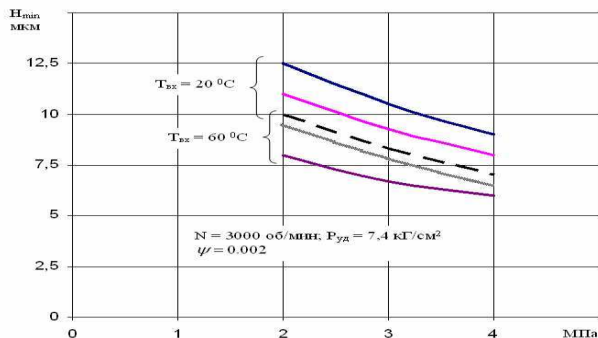


Рис.7. Минимальная толщина смазочного слоя в ЭМП подшипниках скольжения питательного насоса ПЭН-11 Безымянской ТЭЦ

Однако помимо возможности обеспечивать работу в режиме жидкостного трения, для эксплуатационников весьма важным критерием работоспособности подшипников скольжения является вибросостояние опор роторов. По требованиям ПТЭ у всех мощных тепловых электростанций уровень вибраций в вертикальной и горизонтальной плоскости не должен превышать 30 мкм и виброскорость – 4,5 мм/с. Учитывая то обстоятельство, что в ЭМП подшипниках скольжения податливость на два порядка больше, чем у жестких баббитовых подшипников скольжения, особо важным этапом испытаний было определение влияния "мягких" опор скольжения на изменение вибросостояния машины в целом.

Испытания производились во всех режимах работы насоса, включая пуски и остановки при свободном выбеге. В данной работе приведены результаты длительных натурных испытаний. Результаты виброметрирования приведены на рис.8. Испытания показали, что и с этой весьма важной стороны вопроса ЭМП подшипники скольжения удовлетворяют требованиям ПТЭ тепловых электростанций по всем динамическим характеристикам.

Дельфин-Диагностика ТРЕНД-ТЕСТ v2.04a 9:28 22.03.96  
Станция: БТЭЦ Агрегат: ПЭН-11 Точка: 3 Дата: 21.03.96  
Частота: 445,0 Гц Значение: 5,3875 мм

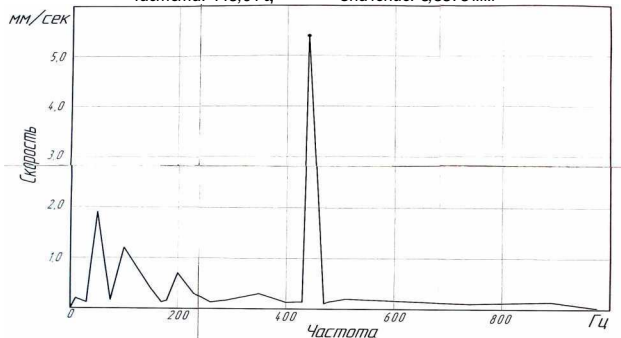


Рис.8. - Уровень вибрации в ЭМП подшипниках скольжения титательного насоса ПЭН-11 Безьянской ТЭЦ

Кроме того, более глубокие и обширные испытания крупногабаритных ЭМП подшипников скольжения, смазываемых водой, были проведены нами на стенде Челябинского филиала ВТИ. Эти испытания также показали, что возможно применение воды вместо масла в тяжело нагруженных подшипниках скольжения на турбогенераторах тепловых электростанций, но при этом необходимо баббитовые подшипники заменить на эластичные металлопластмассовые.

На основании полученных результатов ОАО РАО "ЕЭС России" приняло решение о расширении данных исследований по программе ОНТП 0.04 "Новая техника и технологии в теплоэнергетике" пункт 01.02.01 "Разработка подшипников паровых турбин на водяной смазке" в течение 2000 – 2005 г. Эти разработки и исследования, которые должен был по решению тогдашнего руководства ОАО РАО "ЕЭС России" провести наш университет, должны были обеспечить базу для создания турбогенераторов нового поколения и реконструкции крупных существующих энергоблоков.

## RESEARCH OF VIBRATION INTENSITY OF ELASTIC METAL-PLASTIC SLIDING BEARINGS WITH WATER LUBRICATION ON TURBO-GENERATOR K100-90 OF THE "SLAVIC" STATE DISTRICT POWER STATION AND FEED-PUMP PEN-11 OF THE "BEZIMYANSKAYA" THERMAL POWER STATION

© 2006 Yu.I.Baiborodov, Yu.A.Intsin

Samara State Aerospace University

Decrease of frequency of fires on thermal power stations by exclusion of oil for lubrication of sliding bearings is scientifically proved. Theoretically and experimentally it is proved, that due to elastic-effect elastic metal-plastic (EMP) sliding bearings are efficient and reliable at their water lubrication instead of oil lubrication and on the dynamic characteristics they meet the requirements of technical maintenance of turbo-generators.

Однако в связи с коренной глобальной реструктуризацией ОАО РАО "ЕЭС России" решение этой весьма актуальной для тепловой энергетики проблемы до настоящего времени пока не нашло своего продолжения.

### Список литературы

1. О. Рубан. Подшипниковая революция // Эксперт. - 2000 - № 4 (311).
2. Ю.И. Байбородов. Измерение температуры смазки неметаллического подшипника скольжения // Вестник машиностроения. - 1965. - № 1.
3. Ю.И. Байбородов, Д.С. Коднир. Экспериментальное определение толщины смазочного слоя, давлений и коэффициента трения в неметаллических подшипниках скольжения // Вестник машиностроения. - 1965. - № 2
4. Байбородов Ю.И. Исследование упруго-деформирующихся неметаллических подшипников скольжения жидкостного трения: Дис. на соиск. учён. ст. канд. тех. наук. – Куйбышев, 1965.
5. А.С. 186225 СССР. Трехслойный подшипник скольжения / А.М. Сойфер, Д.С. Коднир, Ю.И. Байбородов.
6. А.С. 193239 СССР. Вкладыш подшипника скольжения / Ю.И. Байбородов.
7. А.С. 273981 СССР. Подпятник / Ю.И. Байбородов, А.И. Данильченко.
8. Испытания крупногабаритных эластичных металлопластмассовых опор скольжения, смазываемых водой и маслом, на турбогенераторе мощностью 100000 КВт на Славянской ГРЭС/ Ю.И. Байбородов, Г.М. Жерносеков, Ю.А. Инцин и др. // Российский симпозиум по трибологии с международным участием. Совет по трению и смазке РАН – Самара – 1993.