

ОПЫТ ОАО КТЗ В РАЗРАБОТКЕ И ЭКСПЛУАТАЦИИ НАСОСОВ ДЛЯ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

THE "KALUGA TURBINE WORKS" EXPERIENCE IN DESIGNING & OPERATING THE BOILER FEED PUMPS FOR HEAT POWER STATIONS

АНКУДИНОВ Анатолий Александрович, к.т.н., доцент,
ведущий инженер-конструктор,
ВАСИН Владимир Анатольевич, начальник бюро насосов,
ЕРМИЛОВ Леонид Николаевич, начальник лаборатории насосов
научно-исследовательского экспериментально конструкторского центра,
ПАЙЧАДЗЕ Борис Борисович, начальник лаборатории виброизмерений
научно-исследовательского экспериментально конструкторского центра,
ОАО «Калужский турбинный завод», г. Калуга, Россия.

Abstract. The topic of the article is the approaches, applied at the "KTW" O.J.S.C., in designing and upgrading the feed pumps for heat power stations of middle and high capacity in order to decrease vibration and noise level and transferred medium leakage, what allows to abandon the use of oil plain bearings. Given in the article are power and vibration characteristics of the KTW's pumps, obtained during experimental researches on the HPS operating equipment.

В настоящее время постоянно увеличивается объем энергетического насосного оборудования, исчерпавшего свой ресурс, имеющего низкий КПД, существенные протечки жидкости через уплотнения, повышенный уровень вибрации и шума. Наиболее важными в энергоблоках тепловых электростанций являются питательные насосы. Они обладают наибольшей потребляемой мощностью среди всей номенклатуры насосного оборудования. От их надежности зависит работа всей электростанции [1].

На Калужском турбинном заводе (КТЗ) принята и проводится программа по ремонту, модернизации и изготовлению питательных насосов для электроэнергетики России. На предприятии освоено производство насосов для энергетики, нефтяной и газовой промышленности, специальной техники. Параметры насосов охватывают диапазон подач от 12 до 1500

м³/ч, напора от 50 до 3500 м. Насосы имеют вертикальное и горизонтальное исполнение, в качестве привода используются электродвигатель или паровая турбина. Проектирование и испытания насосов производятся в ОКБ предприятия и Научно-исследовательском центре, которые имеют специализированное конструкторское бюро и лабораторию.

Насосы, выпускаемые на ОАО «КТЗ», имеют ряд конструктивных и технологических решений, обеспечивающих высокие эксплуатационные качества и надежность. В конструкциях применены подшипники скольжения, работающие на перекачиваемой жидкости, сварные рабочие колеса, цельно фрезерованные направляющие аппараты с винтовыми непрерывными переводными каналами. Насосы имеют высокие кавитационные качества и низкие уровни шума и вибрации.

На КТЗ разработан, изготовлен и испытан на отдельном стенде питательный насос ПЭ 160-140 мощностью 1000 кВт. Напор составляет 1400м, подача 160 м³/ч, число оборотов 2970 об/мин, температура питательной воды 150°С. Этот насос был установлен на ТЭЦ ОАО «КТЗ» взамен насоса 9Ц12 (г. Бердянск), который выработал свой ресурс. Применяемые ранее насосы имели секционную однокорпусную конструкцию, выносные подшипники скольжения, работающие от отдельной маслосистемы, сальниковые концевые уплотнения. Насосы 9Ц12 имеют 12 центробежных ступеней, устройство разгрузки осевых сил - гидравлическую пятю. Опыт эксплуатации насосов подобного типа показал, что они имеют ряд существенных недостатков: большая вероятность протечек питательной воды на уплотнительных стыках секций и концевых сальниковых уплотнениях, повышенный шум и вибрация, частые заклинивания роторной части о статор при прогреве. Наличие маслосистемы усложняет общую схему, увеличивает риск возникновения пожара и ухудшают экологию.

Разработанный на ОАО «КТЗ» питательный насос ПЭ 160-140 (рис.1) выгодно отличается от описанных выше насосов. Наличие наружного литого корпуса, в который установлена проточная часть, исключает межсекционные протечки в атмосферу. Подшипники скольжения, работающие на перекачиваемой среде, установлены в корпус насоса, что позволило существенно сократить длину ротора, а это увеличило его динамическую жесткость, дало возможность отказаться от маслосистемы, перейти от двух сальниковых уплотнений к одному - торцовому. Приводом насоса является асинхронный электродвигатель мощностью 1000 кВт с автономной смазкой подшипниковых узлов производства ЗАО «ЭЛСИБ» г. Новосибирск.

Отработка эксплуатационных характеристик насоса производилась на отдельном стенде и в составе энергетического оборудования ТЭЦ ОАО «КТЗ». Определялись напорные, кавитационные, энергетические, виброшумовые характеристики электронасоса. Замерялись расходы через гидروطю, подшипники. Для определения рабочего зазора в гидروطе на насос

устанавливался датчик осевого сдвига, целесообразность установки которого подтвердили как испытания насоса, так и его эксплуатация в составе энергоблока ТЭЦ.

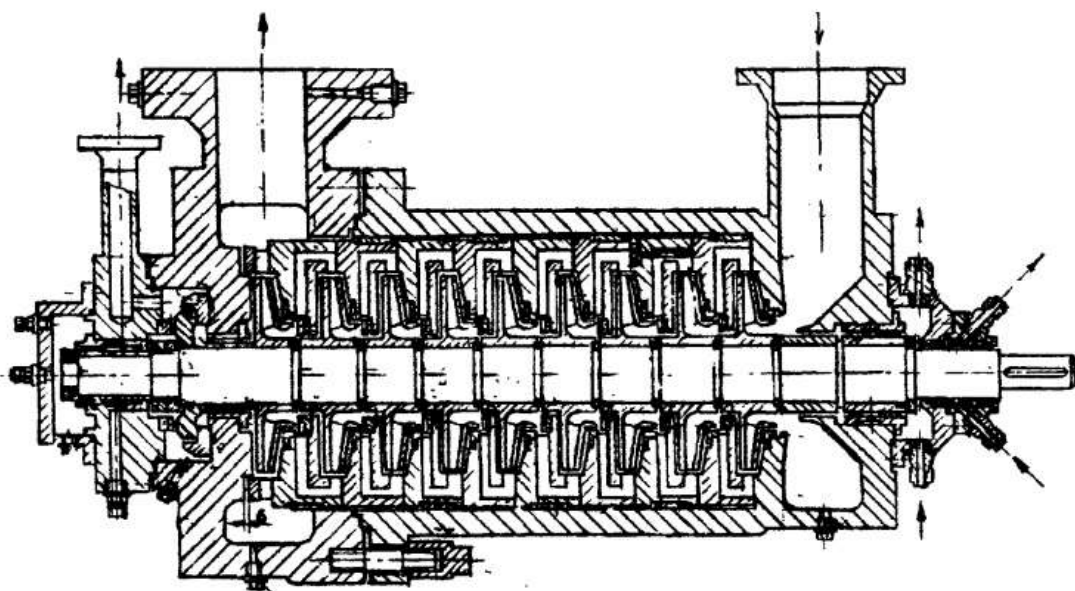


Рисунок 1 - Питательный насос ПЭ 160-140

В процессе исследований и отработки энергетических и кавитационных характеристик были испытаны два варианта проточной части. На первом этапе насос комплектовался центробежными колесами с цилиндрическими лопастями. Все 9 ступеней насоса, включая первую, были одинаковыми. Как показала эксплуатация этого варианта насоса он имел низкий КПД, из-за чего максимальная величина подачи ограничивалась мощностью электродвигателя.

После эксплуатации первого варианта насоса, во время плановой остановки ТЭЦ, была произведена разборка и ревизия основных рабочих органов насоса. Подшипники скольжения, рабочие поверхности гидропятны следов износа не имели.

Для улучшения эксплуатационных характеристик и повышения КПД была спроектирована новая проточная часть с новыми рабочими колесами и направляющими аппаратами. Для первой ступени насоса было выполнено специальное профилирование лопастей рабочего колеса для улучшения кавитационных качеств.

В новой проточной части, рассчитанной по методике [2], лопасти имели пространственную форму на входе и цилиндрическую на выходе. Изготовление рабочих колес и направляющих аппаратов выполнялось фрезерованием на станке с ЧПУ по технологии, разработанной на ОАО «КТЗ».

На рис. 2 приведены энергетические характеристики насоса с новой проточной частью.

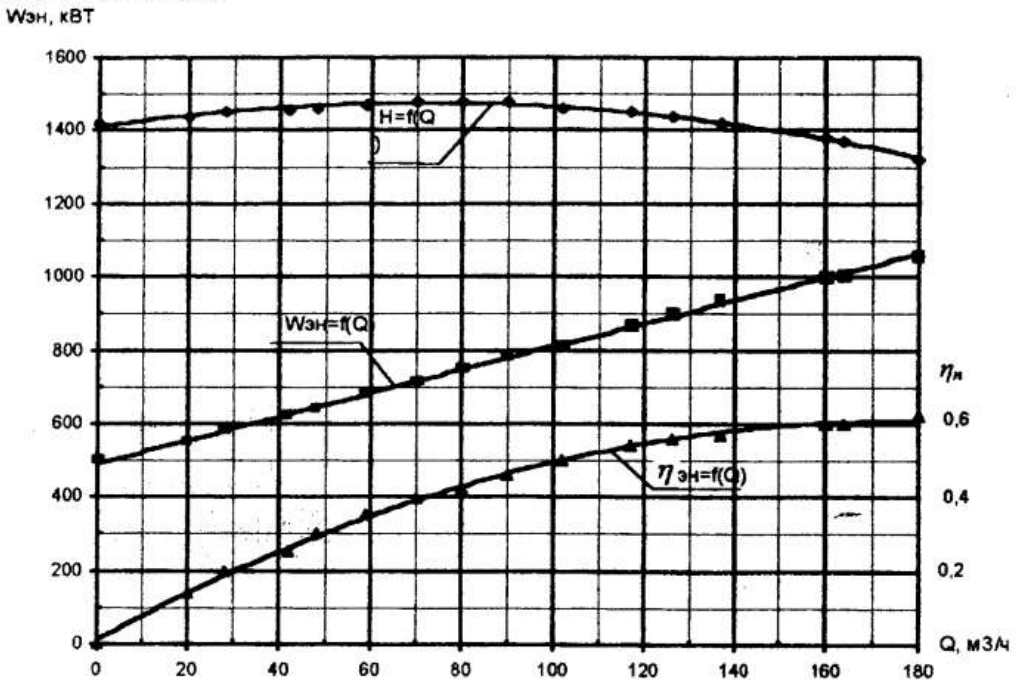


Рисунок 2 - Энергетические характеристики насоса ПЭ 160-140 после модернизации

В конструкции насоса применены подшипники скольжения, работающие на перекачиваемой жидкости – питательной воде, которая подавалась через охладитель от системы смазки, состоящей из вспомогательного насоса и фильтров. Расходы воды на подшипники составляли около 1,5 м³/ч. Температура на входе в подшипники составляла 60... 80 °С. После наработки 1000 часов не было отмечено следов приработки рабочих поверхностей.

В конструкции насоса было применено двойное торцевое уплотнение производства НПК «Герметика», которое также охлаждалось с помощью системы охлаждения подшипниковых узлов. После длительной эксплуатации претензий к работе и следов износа отмечено не было.

В ходе испытаний насоса определялись общие уровни и спектральные составляющие вибрации на лапах насоса и электродвигателя. Общие уровни вибрации на переднем и заднем подшипниках насоса в вертикальном, поперечном и осевом направлении составляли не более 1,8... 2,2 мм/с.

Вибрационные характеристики насоса вполне удовлетворяют предъявляемым требованиям для данного типа энергетического оборудования. Следует отметить, что спектрограммы вибрации оставались стабильными все время эксплуатации насоса.

Полученные результаты открывают перспективы комплектации

энергоблоков малой мощности надежными питательными насосами, имеющими высокие эксплуатационные показатели.

В последние годы на ОАО «КТЗ» была проведена модернизация питательного насоса ПН 1500-350 производства АО «Пролетарский завод», который используется на энергоблоках 500, 800 и 1200 МВт в составе турбонасосных агрегатов с приводной турбиной К-17 (ОК-18ПУ) изготавливаемой ОАО «КТЗ» (г. Калуга). Эксплуатация показала низкую эксплуатационную надежность питательных насосов, при высокой надежности привода. Нарекания со стороны обслуживающего персонала ГРЭС потребовали провести анализ причин и поиск путей повышения надежности насосов и улучшения их технических характеристик. Основными недостатками насосов ПН 1500-350 являются: повышенная вибрация; заклинивание ротора о статор из-за температурного перекоса на пусковых режимах; кавитационная эрозия на входе в насос; недопустимо высокие протечки через концевые уплотнения. [3].

Питательный насос ПН 1500-350-1 после эксплуатации 1,5 года на блоке 800 МВт Пермской ГРЭС был передан на ОАО «КТЗ» для модернизации с целью улучшения эксплуатационных характеристик и повышения надежности. Осмотр проточной части насоса выявил ряд дефектов. На рабочем колесе и в каналах направляющего аппарата первой ступени были отмечены следы кавитационной эрозии. На передних уплотнениях рабочих колес, межступенных уплотнениях и диске гидропаты были надиры в виде кольцевых рисок. Дефекты были вызваны в основном следующими причинами: кавитацией на входе в насос; повышенной вибрацией на оборотной и лопаточной частоте из-за неоптимального соотношения лопастей рабочего колеса и направляющего аппарата; недостаточной динамической жесткостью ротора; пульсациями давления в потоке. Как показал опыт эксплуатации таких насосов на других энергоблоках - дефекты и причины их вызывающие были аналогичными.

На ОАО «КТЗ» была выполнена модернизация насоса с заменой отдельных узлов и деталей.

Направляющие аппараты новой конструкции были изготовлены без горизонтального разъема с числом каналов 12 (вместо 8 или 6 каналов в конструкции «Пролетарского завода»). Выполнение направляющего аппарата с 12 или 9 каналами обеспечивает минимальное возбуждение колебаний на лопастной частоте и ее гармониках при числе лопастей рабочего колеса - семь [4].

Применены, так называемые, «сотовые» уплотнения для уменьшения протечек через передние уплотнения рабочих колес. «Сотовые» уплотнения повышают надежность насоса за счет их малой чувствительности к загрязнению и большей надежности работы при задеваниях. Такой тип уплотнений нашел широкое применение в компрессорах. Применяет их в питательных насосах и известная немецкая фирма KSB. На ОАО «КТЗ» ос-

воено изготовление таких уплотнений методом электроэрозионной обработки специальными электродами.

На четвертой ступени насоса выполнена дополнительная гидростатическая опора с подводом воды от нагнетания через 8 дросселей в специальные камеры. Использование в средней части насоса гидростатической опоры вызвано недостаточной динамической жесткостью ротора в рабочем диапазоне частоты вращения и значительным статическим прогибом ротора (до 0,35 мм) в средней части. Модернизированный на ОАО «КТЗ» вариант насоса ПН 1500-350 представлен на рис. 3.

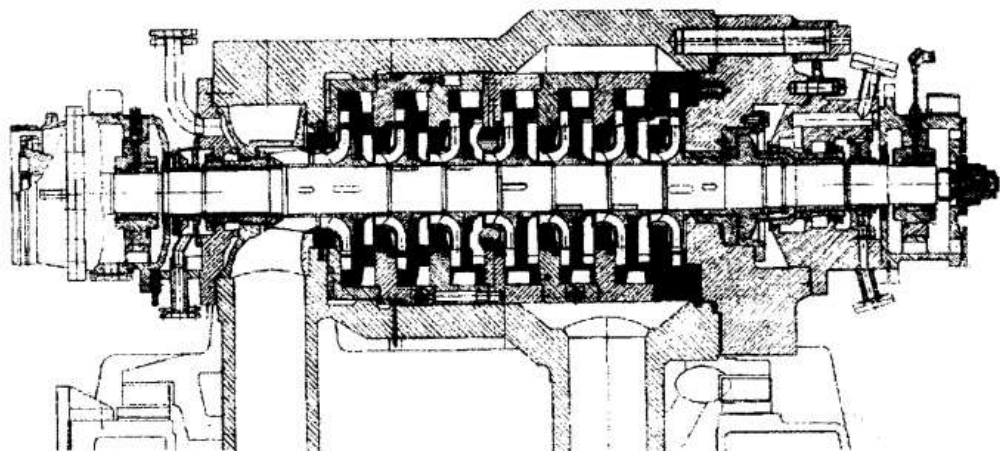


Рисунок 3 - Проточная часть насоса ПН 1500-350-1 после модернизации

Перед окончательной сборкой ротор был отбалансирован на разгонно-балансирующей установке фирмы «Шенк» на рабочей частоте вращения. Балансировка производилась в вакуумной камере.

Наработка модернизированного насоса в составе второго блока Пермской ГРЭС составила около 5000 часов. Следует отметить, что параллельно на этом блоке работал насос фирмы KSB. Межведомственные испытания, проведенные на работающих в составе блока насосах ОАО «КТЗ» и KSB, показали высокую эксплуатационную надежность модернизированного насоса и технические характеристики, аналогичные насосу фирмы KSB.

Межведомственные испытания были проведены в том же объеме, что и предыдущие, при пуске модернизированного на ОАО «КТЗ» насоса. На всех режимах измерялся спектр вибрации подшипниковых узлов. На отдельных режимах контролировалась вибрация лап наружного корпуса насоса. Для сравнения проводились замеры вибрации насоса KSB. Результаты МВИ сравнивались с результатами, полученными ранее, в ноябре 2000 года. Оценивалась стабильность вибрационного состояния насосов КТЗ и KSB.

В целом, большинство ранее сделанных выводов о вибрационном состоянии насоса подтвердилось. Проведенная КТЗ модернизация ПН позво-

лила улучшить его вибрационное состояние и существенно увеличить ресурс ПН. В течение всего периода эксплуатации (более 7 месяцев) силами ГРЭС контролировался общий уровень и спектр вибрации подшипников ПН (КТЗ) при работе блока с нагрузкой 800 МВт. Вибрационное состояние сохранялось стабильно хорошим. Общий уровень вибрации подшипников ПН на всех режимах не превышал 4,5 мм/с. При этом уровень оборотной составляющей вибрации не превышал 3,5 мм/с, а лопастной – 1,5 мм/с.

Стабильная вибрация подшипников на номинальном режиме (наклон линии тренда вибрации составил не более $\pm 0,5 \text{ мм} \cdot \text{с}^{-1} / \text{год}$) свидетельствует о надежности модернизированной на КТЗ конструкции насоса и о том, что периодическая работа насоса с несколько повышенной вибрацией (из-за резонанса опор на частоте 430 Гц) не ведет к ухудшению технического состояния насоса. В сравнении с насосом KSB насос КТЗ несколько проигрывает по вибрации подшипников. В то же время вибрация внешних корпусов у обоих насосов практически одинаковая, а на лопастной частоте вибрация насоса КТЗ даже несколько меньше.

Причина повышенной вибрации подшипниковых опор насоса КТЗ в том, что опоры ПН (KSB) модернизированы, и имеют большую, чем ПН (КТЗ) динамическую жесткость (у насоса КТЗ модернизировалась лишь проточная часть с сохранением всех корпусных деталей). Это приводит к тому, что при одинаковых динамических силах, действующих в насосах (и одинаковой вибрации наружных корпусов ПН) вибрация подшипниковых опор ПН (KSB) заметно меньше, чем у ПН (КТЗ).

На рис. 4,5,6 приводятся сравнительные вибрационные характеристики модернизированного насоса в процессе эксплуатации.

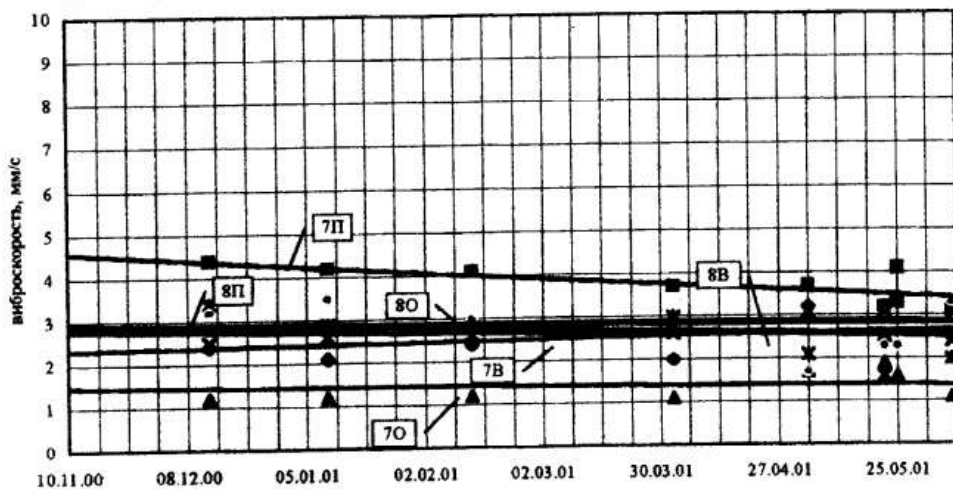


Рисунок 4 - Диаграмма изменения вибрации подшипников ПН 1500-350-1 на номинальном режиме $N = 800 \text{ МВт}$, $n = 4380 \dots 4380 \text{ об/мин}$, $G = 274 \dots 290 \text{ кг/с}$ (ось z – вертикальное направление, y – поперечное направление, x – осевое направление)

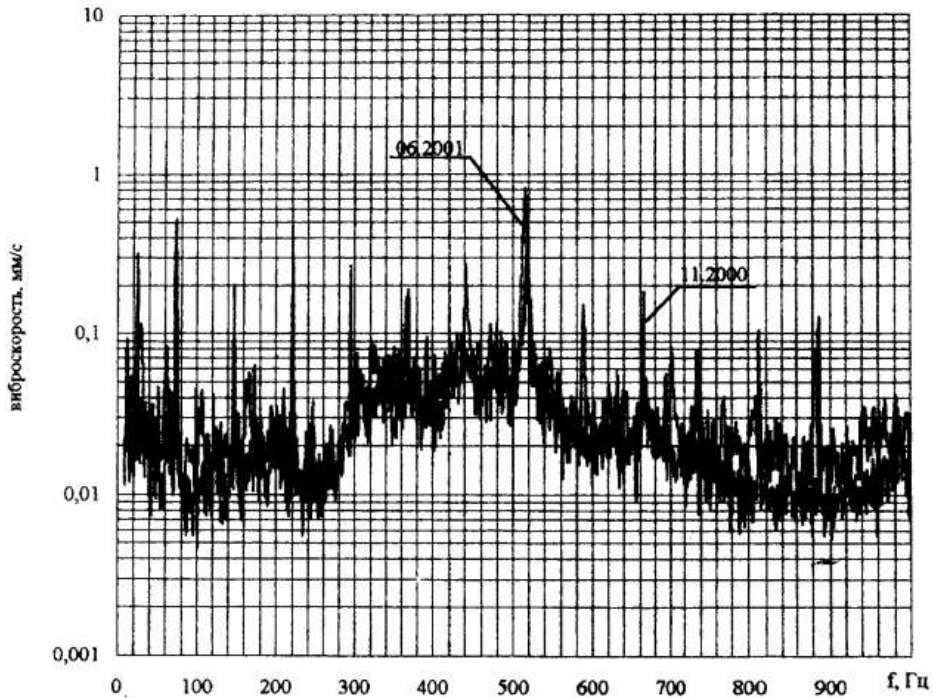


Рисунок 5 - Спектрограмма вибрации переднего подшипника ПН 1500-350-1, модернизированного ОАО «КТЗ», за семь месяцев эксплуатации

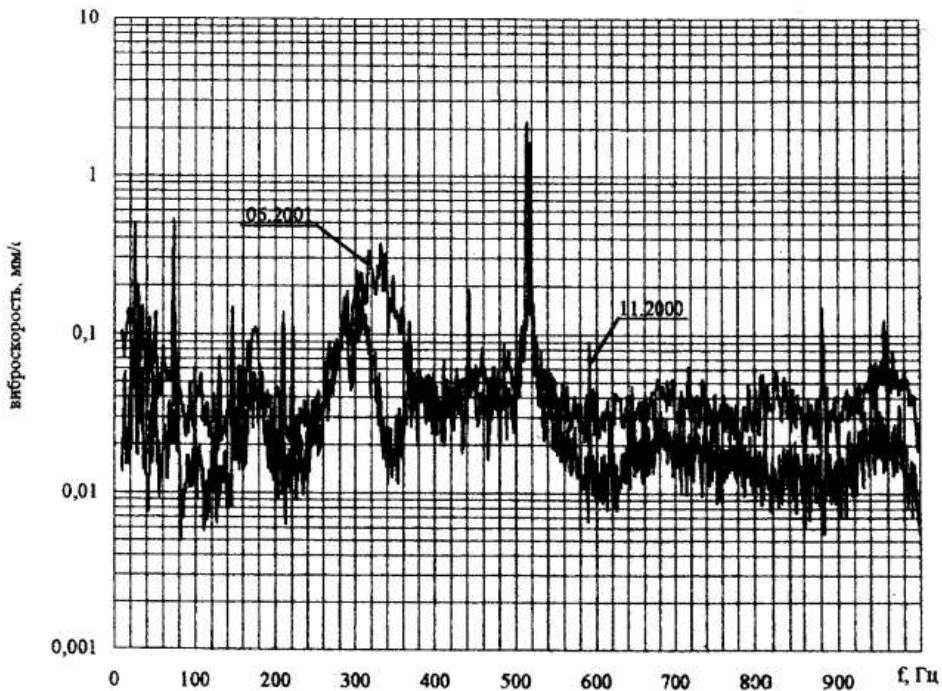


Рисунок 6 - Спектрограмма вибрации заднего подшипника ПН 1500-350-1, модернизированного ОАО «КТЗ», за семь месяцев эксплуатации

После проведения испытаний проточная часть насоса была направлена на ревизию на ОАО «КТЗ» для осмотра и дефектации всех деталей. Состояние всех деталей - хорошее. Следов эрозии, надиров обнаружено не было.

Анализ опыта эксплуатации модернизированного насоса позволил сформулировать общие подходы к модернизации насосов данного типа.

1. Максимального снижения вибрации на лопаточной частоте можно достигнуть за счет оптимизированного соотношения числа лопастей рабочих колес и направляющих аппаратов. Для рабочего колеса с числом лопастей равным 7 следует применять направляющие аппараты с числом каналов 9 или 12. Направляющие аппараты следует делать цельнофрезерованными, расчет и технология изготовления которых освоены на предприятии.
2. В качестве передних и межступенных уплотнений рабочих колес целесообразно применять «сотовые» уплотнения, которые используются в компрессоростроении и некоторыми западными фирмами. «Сотовые» уплотнения при оптимальной геометрии снижают протечки на 30..50% и по данным фирмы - увеличивают динамическую жесткость ротора.
3. С целью снижения вероятности автоколебаний ротора следует повышать динамическую жесткость ротора за счет максимального уменьшения расстояния между опорами. Это можно сделать за счет применения подшипников на перекачиваемой среде, широкий опыт применения которых имеется на КТЗ.
4. Для улучшения кавитационных качеств первой ступени необходимо применить специально спроектированное центробежное колесо с расширенной горловиной. Следует изменить схему подвода к первой ступени, обеспечив равномерный подвод жидкости с помощью спирального или осевого подвода. Для существенного улучшения кавитационных качеств можно рекомендовать разработанную на предприятии предвключенную осевихревую ступень [5]. Осевихревая ступень применяется на всех модификациях конденсатных насосов, выпускаемых ОАО КТЗ, и имеет очень высокие кавитационные качества и низкие уровни пульсации давления в потоке. Расчеты и экспериментальные исследования моделей такой ступени показывают, что применение такой предвключенной ступени позволит реализовать на большинстве энергоблоков тепловых и атомных электростанций безбустерную схему работы.
5. Для соединения приводной турбины и насоса можно рекомендовать гибкую муфту разработки Калужского турбинного завода, которая обеспечивает минимальное влияние расцентровки насоса и привода и широко применяется на предприятии.
6. На ОАО КТЗ разработан еще целый ряд мероприятий, улучшающих технические характеристики и повышающих надежность. Это техноло-

гические мероприятия, поиск и устранение резонансных частот на роторе и статоре, алгоритм пуска турбонасосного агрегата и т.д.

Опыт работы предприятия показывает, что в условиях недостаточного финансирования электроэнергетики целесообразен гибкий подход к модернизации и ремонту насосного оборудования. Предлагаются 3 варианта модернизации:

1. Разборка проточной части, дефектация узлов и деталей, замена вышедших из строя. Модернизация производится с минимальными затратами.
2. Реконструкция насоса с заменой проточной части, установка торцовых уплотнений, внедряются все технические совершенствования, хорошо себя зарекомендовавшие. При этом сохраняется наружный жесткий корпус насоса. (Указанный вариант применяется на Рязанской ГРЭС).
3. Полная реконструкция насоса с модернизацией всей конденсатно-питательной системы. Устанавливается предвключенная ступень для обеспечения надежной работы насоса в безбустерной схеме станции.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Малюшенко В.В., Михайлов А.К., Энергетические насосы: Справочное пособие. - М.: Энергоиздат, 1981. - 200 с.
2. Панаютти С.С., Основы расчета и автоматизированное проектирование лопастных насосов с высокой всасывающей способностью: Учебное пособие. - М.: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2000. - 48 с., ил.
3. Повышение вибрационной надежности питательных насосов энергоблоков 800 МВт./ Чегурко Л.Е., Богун В.С., Циммерман С.Д. и др. - в сб.: Проблемы вибрации, виброналадки, вибромониторинга и диагностики оборудования электрических станций/ под общей ред. Салимона А.В. - М.: ВТИ, 2001. с. 96 - 98.
4. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т./Ред. Совет: В41 В.Н. Челомей (пред) - М.6 Машиностроение, 1981. - т. 6. Защита от вибрации и ударов/ под ред. К.В. Фролова. 1981. - 456с.
5. Применение осевихревой ступени для улучшения эксплуатационных характеристик конденсатных насосов. /Анкудинов А.А., - в сб.: Исследование и совершенствование элементов паротурбинных установок/ Калужский турбинный завод, Калуга, 2002. - 160 с.