

Вибродиагностика насосного оборудования тепловых электростанций

А.В. Лукьянов¹✉, Д.П. Алейников², А.П. Хоменко, В.А. Налётов²

¹Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация

²Иркутский национальный исследовательский технический университет, г. Иркутск, Российская Федерация

✉loukian@inbox.ru

Резюме

В настоящей статье приведены результаты исследований в области комплексного анализа параметров вибрации, генерируемой при работе промышленных центробежных насосов, эксплуатируемых в условиях предприятий тепловых электростанций. Создан научный задел для разработки диагностических критериев оценки и прогнозирования процессов изменения технического состояния указанного насосного оборудования, использование которых на практике позволит оптимизировать процедуры диагностики и анализа вибрации и усовершенствовать действующую на предприятиях систему ремонтов. Особое внимание уделено изучению причин повышенной вибрации, таких как дисбаланс, износ подшипников, кавитация и др. Приведены результаты измерения вибрации на насосных агрегатах с использованием современной аппаратуры, рассмотрены способы диагностики развивающихся дефектов. В рамках настоящего исследования применялись итоги комплексного диагностического подхода к оценке вибрации, включая спектральный анализ в расширенном частотном и динамическом диапазоне, анализ огибающей исходного сигнала виброускорения. Полученные научные заключения подтверждают эффективность предложенного набора диагностических методов для анализа параметров вибрации насосных установок и создания критериев оценки и прогнозирования, а также свидетельствуют о возможности использования данных диагностических критериев для осуществления контроля за состоянием промышленных насосов и краткосрочного прогнозирования процессов их технической деградации с использованием адаптивных математических моделей. Исследование выявленных вибродиагностических дефектов позволяет определить и сконфигурировать автоматические стационарные средства технической диагностики, способствующие переходу от системы планово-предупредительного обслуживания к обслуживанию по фактическому состоянию, которое является современным решением, соответствующим концепции «Индустрия 4.0», когда сложное технологическое оборудование объединяется в одну информационную сеть с возможностью передачи данных о своем техническом состоянии.

Ключевые слова

вибродиагностика, кавитация, вибрация, насосные агрегаты, обслуживание по фактическому состоянию

Для цитирования

Лукьянов А.В. Вибродиагностика насосного оборудования тепловых электростанций / А.В. Лукьянов, Д.П. Алейников, А.П. Хоменко, В.А. Налётов // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2024. № 4 (84). С. 103–116. DOI 10.26731/1813-9108.2024.4(84).103-116.

Информация о статье

поступила в редакцию: 09.12.2024 г.; поступила после рецензирования: 20.12.2024 г.; принята к публикации: 23.12.2024 г.

Vibration diagnostics of pumping equipment of thermal power plants

A.V. Luk'yanov¹✉, D.P. Aleinikov², A.P. Khomenko, V.A. Naletov²

¹Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation

²Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, the Russian Federation

✉loukian@inbox.ru

Abstract

This article presents the results of research in the field of complex analysis of vibration parameters generated during operation of industrial centrifugal pumps operated in thermal power plants. A scientific basis has been created for developing diagnostic criteria for assessing and predicting the processes of change in the technical condition of pumping equipment in operation, which, when used in practice, will optimize the procedures for diagnostics and vibration analysis and improve the repair system in place at enterprises. Particular attention is paid to the analysis of the causes of increased vibration, such as imbalance, bearing wear, cavitation and other defects. The results of vibration measurements on pumping units using modern equipment are presented, and methods for diagnosing the developing defects are considered. In this study, the results of a complex diagnostic approach to vibration analysis were used, including spectral analysis in an extended frequency and dynamic range, and analysis of the envelope of the original vibration acceleration signal. The obtained scientific results confirm the effectiveness of the proposed set of diagnostic methodologies for analyzing the vibration parameters of pumping units and creating criteria for assessment and forecasting. The obtained results indicate the possibility of using diagnostic criteria to monitor the condition of industrial pumps and short-term forecasting of degradation processes of their technical condition using adaptive mathematical models. Analysis of the identified vibration diagnostic defects allows us to

determine and configure automatic stationary technical diagnostics tools that facilitate the transition from a system of scheduled preventive maintenance to maintenance based on the actual condition. Maintenance based on the actual condition is a modern solution that corresponds to the concept of «Industry 4.0», in which complex technological equipment is united into a single information network with the ability to transmit data on its technical condition.

Keywords

vibration diagnostics, cavitation, vibration, pump units, maintenance based on actual condition

For citation

Luk'yanov A.V., Aleinikov D.P., Khomenko A.P., Naletov V.A. Vibrodiagnostika nasosnogo oborudovaniya teplovykh elektrostantsii [Vibration diagnostics of pumping equipment of thermal power plants]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovanie* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2024, No. 4(84), pp. 103–116. DOI: 10.26731/1813-9108.2024.4(84).103-116.

Article info

Received: December 9, 2024; Revised: December 20, 2024; Accepted: December 23, 2024.

Введение

Тепловая электростанция (ТЭЦ) является ключевым звеном в производстве электроэнергии, и эффективная работа ее оборудования имеет решающее значение для непрерывной подачи электроэнергии. Одним из важнейших элементов ТЭЦ является насосное оборудование, которое обеспечивает циркуляцию теплоносителя и других рабочих жидкостей в системе. В условиях интенсивной эксплуатации насосное оборудование подвержено износу, поломкам и другим негативным воздействиям, которые могут привести к снижению производительности и аварийным ситуациям [1, 2]. При продолжительной работе в насосах любого типа происходит износ ротора и подшипников, в результате чего уровень вибрации всего насосного агрегата (НА), включающего и электродвигатель привода, увеличивается. [3, 4] Вертикальный асинхронный электродвигатель НА работает в условиях постоянной рабочей осевой и радиальной нагрузок и сопутствующих вибраций от насоса [5]. Износ ротора, лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата приводит к вихреобразованию, кавитациям и, как следствие, к повышению высокочастотной вибрации. Для своевременного выявления проблем эксплуатации и предотвращения аварий насосного оборудования ТЭЦ широко применяются методы и средства вибродиагностики [6–8].

Вибродиагностика машин и насосного оборудования ТЭЦ является одним из наиболее эффективных и достоверных способов определения его технического состояния [9–11]. Вибрационный контроль и диагностика развивающихся дефектов должна проводиться непрерывно во время эксплуатации НА. Это позволя-

ет выявить критические изменения уровня вибрации и принять меры для обнаружения и предупреждения развивающихся опасных дефектов насосного оборудования. В результате сокращаются затраты на ремонты и увеличивается срок межремонтной эксплуатации НА. Система вибродиагностики способна также определить качество самого ремонта и последующего монтажа насосов.

По частотному спектру вибрации можно выявить причину возникновения повышенной вибрации в механической, гидравлической или электрической частях насоса. Пиковые значения вибраций, влияющих на работоспособность агрегата, возникают на частотах, соответствующих виду дефекта [9, 10]. Они имеют характерные вибродиагностические признаки и могут выявляться путем анализа сигнала и спектра вибрации.

Основными причинами повышенной вибрации НА являются [9, 10]:

- дисбаланс, т.е. неравномерное распределение массы вращающихся частей насоса относительно оси вращения;
- износ или неисправность радиальных и осевых подшипников НА;
- электрические дефекты и замыкания в обмотках статора и обрывы стержней ротора асинхронного электропривода [12];
- механические повреждения и износ лопаток рабочего колеса насоса и его направляющего аппарата [13];
- износ и повреждение проточной части насоса, другие механические повреждения, вызывающие дополнительное вихреобразование или кавитации;
- неправильная установка НА, несоответствие параметров его работы паспортным харак-

теристикам, неправильная настройка оборудования, которые также могут привести к высоким вибрациям.

Применение вибродиагностики НА позволяет проводить обслуживание и ремонт оборудования с учетом фактического состояния, увеличивая межремонтный срок эксплуатации и предотвращая внезапные поломки [14–16].

Международные стандарты определяют требования к измерительным приборам и методике их проведения. Так, вибромониторинг и вибродиагностика центробежных насосов и компрессорных агрегатов насосного оборудования выполняется с опорой на международный [17] и отечественный стандарты [18]. В настоящее время разработано и принято большое количество стандартов, регламентирующих и обязывающих проведение вибрационной диагностики оборудования ТЭЦ [19–23]. Стандарты описывают предельный уровень вибрации по амплитуде или среднеквадратическому значению вибросмещения, виброскорости или виброускорения. Данные параметры свидетельствуют о наличии неисправностей, которые в дальнейшем могут привести к серьезной поломке оборудования.

Целью исследования является выявление основных дефектов электронасосного оборудования на основе комплексного анализа параметров вибрации, генерируемой в процессе работы агрегатов.

Материал и методы исследования

Проведено вибрационное обследование состояния диагональных насосных агрегатов с использованием методов и аппаратуры вибрационного контроля и диагностики с целью поэтапного внедрения системы обслуживания и ремонта по фактическому состоянию оборудования ТЭЦ. Анализ конструктивных особенностей НА позволяет определить характерные частоты развивающихся дефектов.

Так, дисбаланс ротора с рабочим колесом или его динамическая неуравновешенность проявляется на частоте вращения ротора (оборотной частоте) f_1 . Лопастная составляющая вибрации, возникающая при взаимодействии лопастей рабочего колеса с неоднородным водным потоком, проявляется на частоте $f_{pk} = n_l \cdot f_1$, где n_l – число лопаток рабочего колеса. В подшипниках из-за дисбаланса ротора могут возникать также автоколебания на ча-

стоте, равной половине частоты вращения или менее $f_{n1} \leq 0,5f_1$. Турбулентные пульсации в результате обтекания лопаток потоком – еще одна причина возникновения вибрации. Значительную величину вибрации вносит кавитация. Из-за схлопывания пузырьков воздуха на лопатках рабочего колеса возникают случайные вибрации, которые снижают ресурс насоса. Амплитуда данной составляющей случайной вибрации модулируется частотой вращения рабочего колеса, лопастной частотой и частотой автоколебаний.

Насосное оборудование ТЭЦ включает: асинхронный электродвигатель и вертикальный диагональный насос. Приводом насоса является асинхронный электродвигатель, пята которого воспринимает осевое усилие от реакции воды и массы ротора. В частности, асинхронный электродвигатель ВАН173/46-12У3 [5] имеет следующие характеристики: мощность $N = 1\,600$ кВт; напряжение $U = 6\,000$ В; синхронная частота вращения магнитного поля $n = 500$ об/мин. ($f_s = 8,33$ Гц); оборотная частота вращения ротора под нагрузкой 485 об/мин. ($f_1 = 8,083$ Гц); число полюсов $N_p = 12$, число полюсов на фазу $12/3 = 4$; число пар полюсов $P = 6$; число пазов на полюс и фазу – 3, общее число пазов $N_{паз} = 3 \times 3 \times 12 = 108$. Асинхронный электродвигатель, приводящий в движение насос, может генерировать электрические дефекты и выйти из строя из-за перегрузки и повышенного скольжения, короткого замыкания обмоток статора, обрыва стержней ротора или других причин, что приведет к остановке работы всего насосного агрегата.

На рис. 1. представлен асинхронный электродвигатель ВАН173/46-12У3 с отметкой точек измерения вибрации в радиальных направлениях на верхней 1X и 2Y и нижней 2X и 2Y опорах (подшипниках качения) и в осевом направлении 1O.



Рис. 1. Асинхронный электродвигатель
Fig. 1. Asynchronous electric motor

На рис. 2 представлена схема диагонального вертикального насоса 96ДВ(ДПВ)-4,5/23 с указанием точек измерения вибрации (рис. 3) [13]. Основные детали насоса: 1 – подвод; 2 – рабочее колесо; 3 – подшипник скольжения (точки измерения 4X, 4Y, 4O); 4 – выправляющий поток аппарат; 5 – вал; 6 – смотровой люк; 7 – отвод; 8 – подшипник качения (точки измерения 3X, 3Y); 9 – фонарь; 10 – жесткая фланцевая муфта (8 болтов), соединяющая валы насоса и электродвигателя. Привод поворота лопастей создает соответствующий вращающий момент, который штоком передается к лопастям рабочего колеса. Мощность насоса 1 240 кВт; диаметр напорного патрубка – 96 см; подача – 4,5 м³/сек (16 200 м³/ч); напор 23 м. Ротор вращается в двух направляющих подшипниках скольжения, смазываемых водой. Корпусные части состоят из отвода, диффузора, выправляющего аппарата, сферического проставка, камеры рабочего колеса, переходного кольца [8].

Рабочее колесо насоса имеет 8 лопаток (рис. 4), выправляющий (направляющий) аппарат насоса имеет 12 лопаток (рис. 5). Соответственно, при оборотной частоте ротора насоса $f_1 = 8,08$ Гц:

– лопастная частота рабочего колеса $f_{рк} = 8,083 \times 8$ лопаток = 64,64 Гц;

– лопастная частота направляющего аппарата $f_{на} = 8,083 \times 12$ лопаток = 96,96 Гц.

Результаты измерения вибрации насосно-оборудования в точках, указанных на рис. 1 и 3 представлены на рис. 6. Измерения производилось с использованием двухканального виброанализатора Valtech VP-3470. Способы установки датчиков вибрации (пьезоакселерометров) – магниты, которые позволяют регистрировать вибрацию до 10 кГц с возможностью быстрого монтажа (демонтажа). Для анализа вибрации и диагностики дефектов применялось программное обеспечение «Вибродефект», разработанное в лаборатории «Техническая диагностика» Иркутского государственного университета путей сообщения. Оценка уровня вибрации проводилась по действующим нормам [10, 11] для мощности НА более 400 кВт.

Приведенные в табл. нормативные значения вибрации по [16–18] соответствуют следующим верхним границам зон среднеквадратического значения (СКЗ) вибросмещения, виброскорости и виброускорения: «хорошо» – для но-

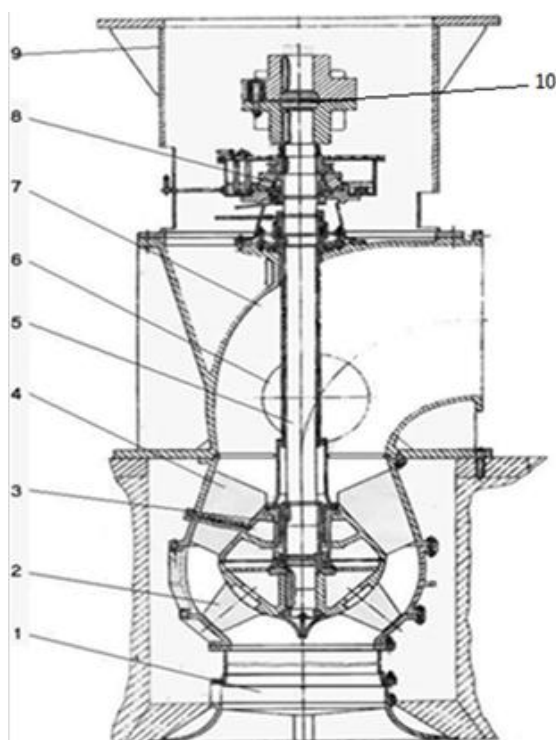


Рис. 2. Схема насоса типа ДВ в моноблочном исполнении

Fig. 2. Diagram of the DV type pump in a monoblock design

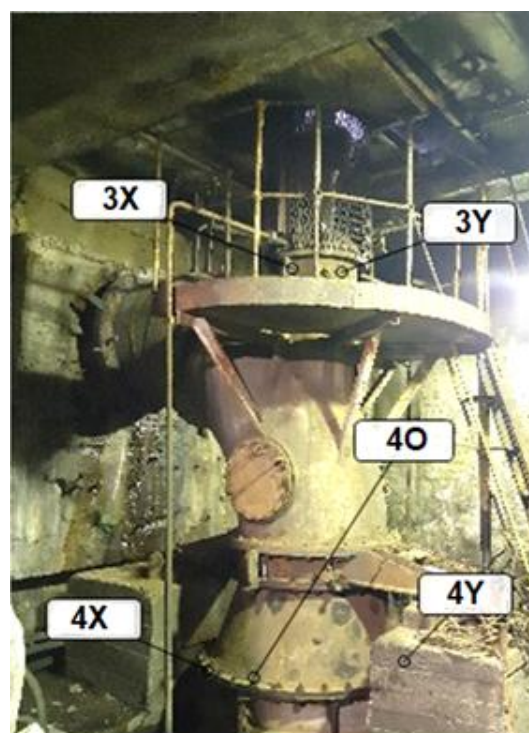


Рис. 3. Насос подачи воды марки 96ДВ(ДПВ)-4,5/23 с указанием точек измерения

Fig. 3. Water supply pump brand 96DV(DPV)-4.5/23 with indication of measurement points



Рис. 4. Рабочее колесо (8 лопаток)
Fig. 4. Impeller (8 blades)



Рис. 5. Выправляющий аппарат (12 лопаток)
Fig. 5. Straightening apparatus (12 blades)

вого оборудования; «допустимо» – для исправного оборудования без ограничения срока эксплуатации; требует принятия мер (ТПМ) – для оборудования с высокой вибрацией, которое нужно готовить к ремонту. Виброскорость нормируется в диапазоне частот вращения ротора 10–1 000 Гц (оборотов в секунду). В низкочастотной области (менее 10 Гц) нормируется виброперемещение, в высокочастотной области (более 1 000 Гц) нормируется виброускорение.

Анализ существующих норм вибрации [16–18] показал, что верхние границы допусти-

мой виброскорости по ГОСТ ИСО 10816-3-2002 [16] более «жесткие» (практически в 2 раза меньше) по сравнению с эксплуатационными нормами ГОСТ 32106-2013 [17]. По параметру виброперемещения, наоборот, более «жесткими» являются нормы [17].

Результаты измерения общего уровня СКЗ вибрации показывают, что вибрация электродвигателя имеет меньшие значения, чем у насоса. Единственная точка с относительно высокой вибрацией – осевая вибрация в районе верхнего подшипника электродвигателя (точка

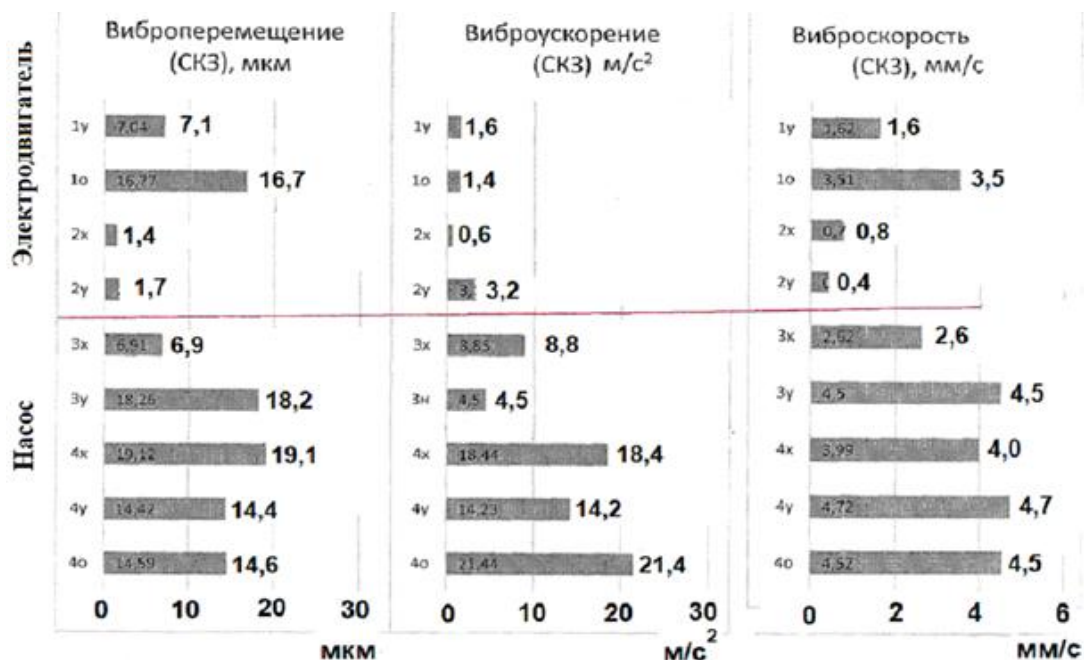


Рис. 6. Результаты измерения вибрации электродвигателя ВАН173/46-12УЗ (1600 кВт) и диагонального, вертикального насоса 96ДВ(ДПВ)-4,5/23 (1240 кВт) в точках, указанных на рис. 1 и 3

Fig. 6. Results of vibration measurements of the electric motor VAN173/46-12UZ (1600 kW) and the diagonal, vertical pump 96DV(DPV)-4,5/23 (1240 kW) at points indicated in fig. 1 и 3

Границы зон вибрационного состояния насосного оборудования теплоэлектростанции
Boundaries of vibration zones of thermal power plant pumping equipment

| Границы зон Zone boundaries | ГОСТ 10816-3-2002 State Standard 10816-3-2002 | | ГОСТ 32106 State Standard 32106 | | |
|---|---|---|---|---|--|
| | Среднеквадратичные значения Root Mean Square Values | | | | |
| | Вибро-перемещение, мкм Vibration displacement, microns | Виброскорость, мм/с Vibration velocity, mm/s | Вибро-перемещение, мкм Vibration displacement, microns | Виброскорость, мм/с Vibration velocity, mm/s | Виброускорение, мм/с ² Vibration acceleration, mm/s ² |
| Хорошо Fine | 29 | 2,3 | 18 | 5,4 | 13,5 |
| Допустимо Acceptable | 57 | 4,5 | 36 | 11,2 | 16 |
| Требуется принятие мер Requires action | 90 | 7,1 | 57 | 14,1 | 24 |

10), вибрация в которой находится в пределах допустимых значений. Информативна для диагностики развивающихся дефектов также радиальная вибрация в точке 1У (рис. 1 и 6). Эта вибрация генерируется развивающимися дефектами асинхронного электродвигателя, а также может передаваться через жесткую муфту (8 болтов) от насоса.

Максимальная виброскорость зафиксирована на насосе (точки 3У, 4У и 4О) 4,5–4,7 мм/сек и соответствует оценке ТПМ (требуется принятие мер) по ГОСТ 10816-3-2002 [16]. СКЗ виброускорения насоса в точках 4Х и 4О также соответствует оценке ТПМ по [17], т.е. вибрация насоса достигла уровня, когда необходимо определить вид развивающихся дефектов и принять меры к подготовке к ремонту и их устранению.

Развивающиеся дефекты электродвигателя связаны с проявлением вибрации на частотах мощности магнитного поля $2f_c = 2 \cdot 50 = 100$ Гц и их гармониках 200, 300 Гц ($f_c = 50$ Гц – частота сети), дробных гармониках частоты сети: 25, 75, 125, 150, 250 Гц; боковыми частотными составляющими f_p частоты прохода поля: $2f_c \pm f_p$, $f_p = N_p f_{s1} = 2Sf_c = 12 \times 0,25 = 3$ Гц; $N_p = 12$ – число полюсов; $f_{s1} = f_s - f_1 = 8,333 - 8,083 = 0,25$ Гц – частота скольжения, т.е. 100 ± 3 ; 103; 97 Гц, которые связаны с обрывом или замыканием в обмотках статора; пазовыми (зубцовыми) частотами ротора (RBPF) и их

гармониками. Число пазов данного электродвигателя $N_{\text{паз}} = 108$. $f_{\text{паз,р}} = N_{\text{паз}} \cdot f_1 = 108 \cdot 8,083 = 873$ Гц; $k f_{\text{паз,рот}} \pm 2f_c$, $k \cdot 873 \pm 100$ Гц, т.е. ($k = 1$; 2; 3 ...); 973 Гц; 773 Гц; 1 746 Гц; 1 546 Гц.

Вибрация на электродвигателе

Максимальная вибрация электродвигателя зафиксирована в точке 10 (см. рис. 1) в осевом направлении. Пик максимальной виброскорости составил 3,29 мм/сек в точке 10 (рис. 7) осевого направления на частоте 32,3 Гц, что соответствует допустимому значению норм [16, 17]. Вибрация на этой же частоте зарегистрирована и в радиальном направлении (точки 1У и 2У). На этой же частоте расположен и пик максимального виброперемещения 17,4 мкм (точка 10). Эта частота и ее вторая гармоника 64,6 Гц соответствуют развивающемуся дефекту статорной обмотки полюсов одной из трех фаз (короткое замыкание или обрыв). Общее число полюсов в электродвигателе $N_p = 12$; число полюсов на одну фазу $N_{p1\phi} = 12 / 3 \text{ фазы} = 4$.

Характерная частота дефекта определяется произведением оборотной частоты ротора на числа полюсов на одну фазу: $f = f_1 \cdot N_{p1\phi} = 8,083 \cdot 4 = 32,32$ Гц.

На сигнале виброускорения (рис. 8) можно выделить период данной частоты с наложением высокочастотных составляющих.

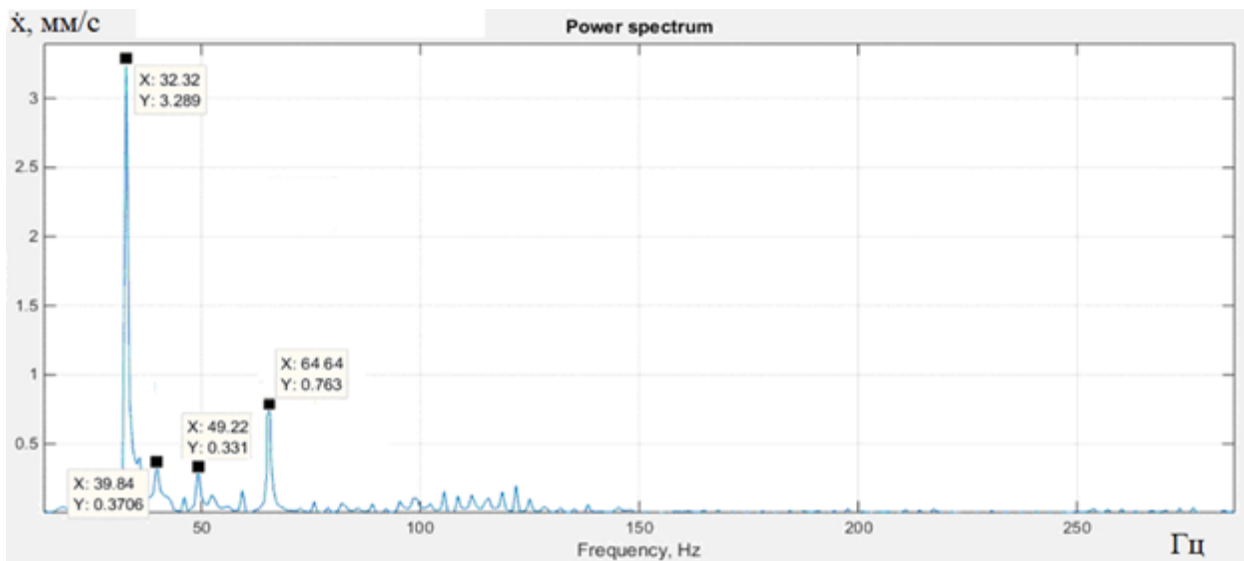


Рис. 7. Спектр виброскорости в точке 10
Fig. 7. Vibration velocity spectrum at point 10

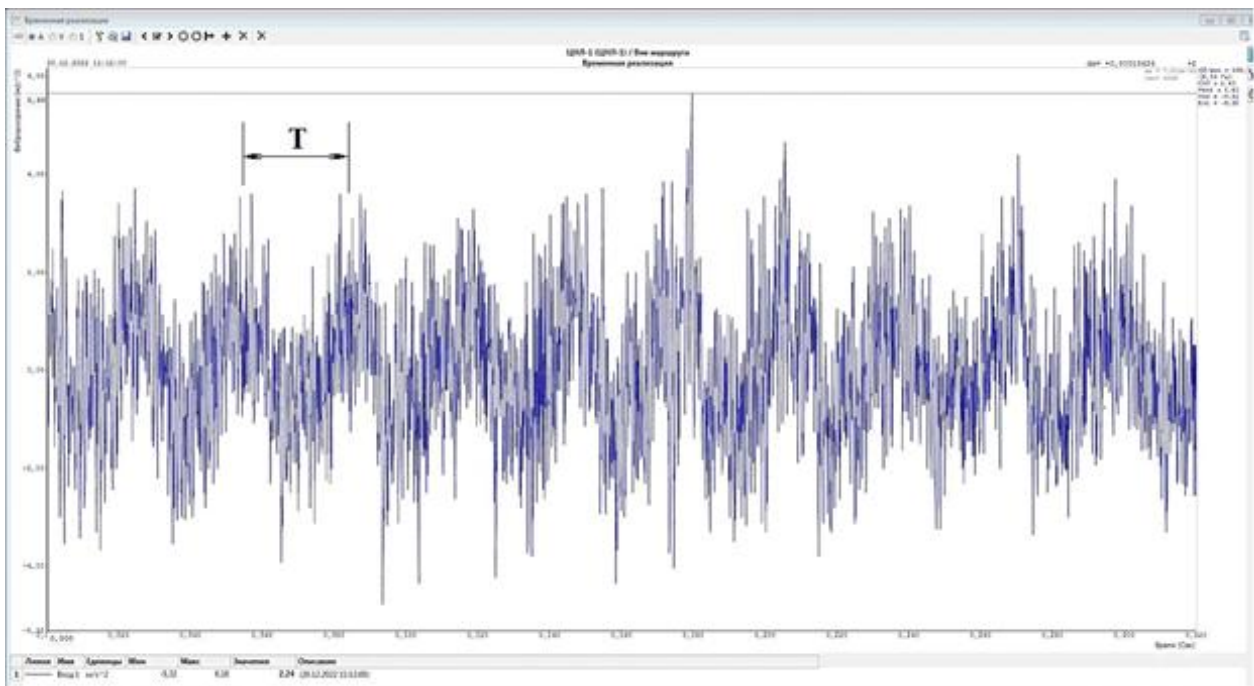


Рис. 8. Сигнал виброускорения в точке 10
Fig. 8. Vibration acceleration signal at point 10

На спектре ускорения (рис. 9), как и на спектре виброскорости, виден значительный пик на частоте 32,3 Гц.

Спектр виброускорения в точке 10 (см. рис. 9) хотя и имеет не критическое абсолютное значение СКЗ = 1,4 м/сек², но иллюстрирует присутствие в высокочастотной области нескольких характерных частот (указаны стрелками):

– пазовых (зубцовых) частот (RBPf) электродвигателя: $f_{\text{паз,р}} = N_{\text{паз}} \cdot f_1 = 108 \cdot 8,083 = 873$ Гц, где $N_{\text{паз}} = 108$ – число пазов данного электродвигателя;

– боковых полос пазовых частот $kf_{\text{паз,рот}} \pm \pm 2f_c$; ($k = 1; 2; 3 \dots$); 773 Гц; 973 Гц; 1 546 Гц; 1 746 Гц; 2 519 Гц; 2 719 Гц, которые также зарегистрированы на спектрах виброускорения в

точках 1O – осевое направление (рис. 9), а также в точках 1Y, 2Y (радиальные направления);

- боковых полос прохода поля $2f_c \pm f_p$, $f_p = N_{Rfs1} = 2Sf_c = 12 \times 0,25 = 3$ Гц, т.е. $100 \pm 3; 103; 97$ Гц (рис. 9). Наличие боковой гармоники двойной частоты сети $2f_c = 100$ Гц относительно пазовой частоты электромагнитного поля (RBPF) – явный признак наличия замкнутых витков.

Пазовая (зубцовая) частота (RBPF) электродвигателя выделяется также на высокоча-

стотной части спектра виброускорения в точке 2Y (рис. 10). На этом спектре максимальный пик наблюдается на частоте 64,64 Гц, что соответствует восьмой гармонике оборотной частоты ($f_1 = 8,08$ Гц), т.е. лопастной частоте рабочего колеса насоса, которое имеет 8 лопаток (см. рис. 4). Кроме того, жесткая муфта, соединяющая ротор насоса с валом электродвигателя, также имеет 8 болтов, что может вызвать дополнительную вибрацию на этой частоте.

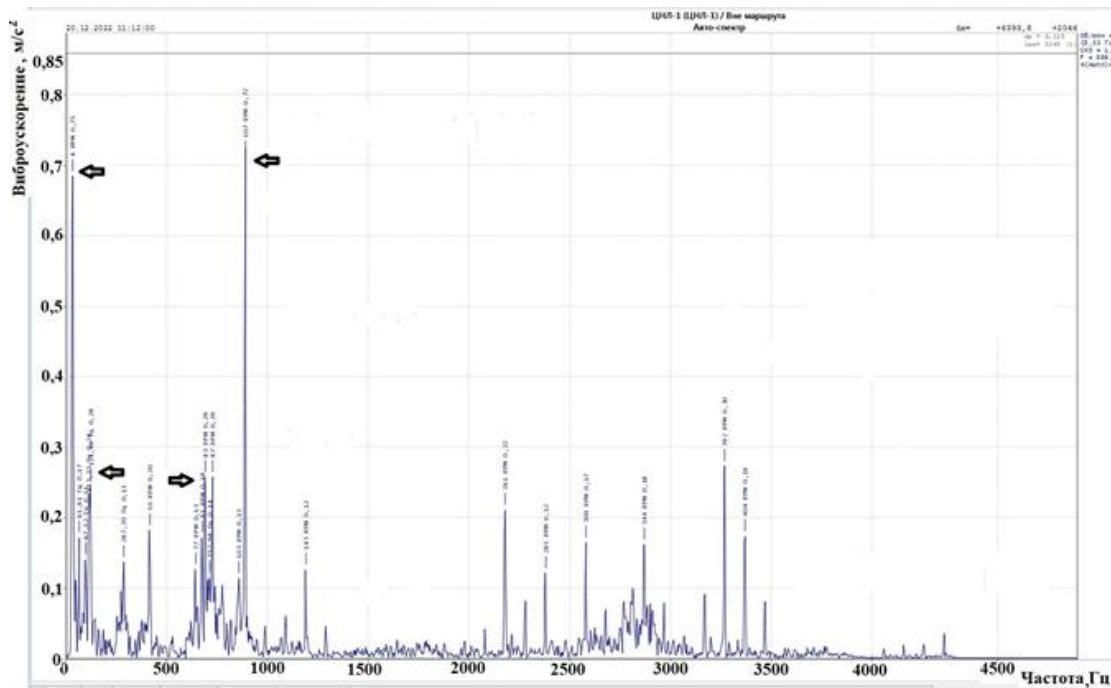


Рис. 9. Спектр виброускорения в точке 1O
Fig. 9. Vibration acceleration spectrum at point 1O

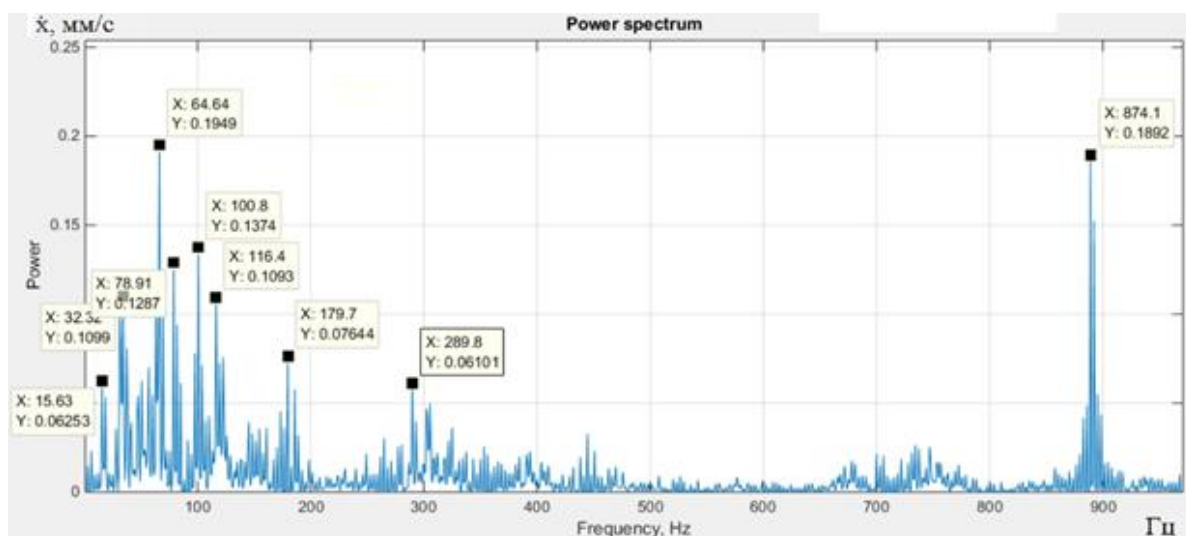


Рис. 10. Спектр виброскорости в точке 2Y
Fig. 10. Vibration velocity spectrum at point 2Y

Вибрации, генерируемые насосом

Насосы рассматриваемого в настоящей статье типа в случае развития дефектов могут генерировать вибрации [9, 11, 12] связанные со следующими процессами:

- вихреобразование;
- неоднородность потока в проточной части;
- пульсация потока жидкости на входе или выходе из насоса в осевом направлении;
- кавитация – нарушение сплошности потока в насосе вследствие резкого снижения давления в отдельных областях проточного тракта.

Вихреобразование объясняется взаимодействием рабочих элементов насоса между собой и корпусом. Наиболее интенсивное вихреобразование возникает при входе и выходе потока из рабочего колеса и направляющего аппарата.

Основная частота изменения давления на лопасти направляющего аппарата:

$$f_{\text{на}} = z_{\text{на}} \cdot f_1 = 12 \cdot 8,08 = 96,9 \text{ Гц.}$$

Лопастная частота на рабочем колесе (BPF):

$$f_{\text{рк}} = z_{\text{рк}} \cdot f_1 = 12 \cdot 8,08 = 64,6 \text{ Гц.}$$

Неоднородность потока в проточной части определяется:

– лопастной частотой (BPF = 64,6 Гц), гармониками лопастной частоты: $k \cdot f_{\text{л}}$, $k = 1, 2, 3, 4, \dots$: 129,32; 194; 258,6 Гц, а также боковыми (модуляционными) составляющими оборотной частоты относительно лопастной частоты: $f_{\text{рк}}^{\text{б}} = k \cdot f_{\text{рк}} \pm m \cdot f_1$ при $k, m = 1, 2, 3, \dots$: $1 \times 64,6 \pm \pm 1 \times 8,08 = 72,7 \text{ Гц}$; 56,6 и т.д.;

– лопастной частотой выходного направляющего аппарата и ее гармониками:

$$\begin{aligned} f_{\text{на}} &= z_{\text{рк}} \cdot z_{\text{на}} \cdot f_1; \\ &k \cdot f_{\text{на}}, \\ k &= 1, 2, 3 \dots \end{aligned}$$

Расчет проводится аналогично:

$$\begin{aligned} f_{\text{на}} &= 8 \cdot 12 \cdot 8,08 = 775,6 \text{ Гц}; \\ 2 \times 775,6 &= 1\,551,2 \text{ Гц и т.д.} \end{aligned}$$

Пульсация потока жидкости на входе или выходе из насоса (осевая составляющая) проявляется на оборотной частоте $f_1 = 8,08 \text{ Гц}$, лопастной частоте рабочего колеса $f_{\text{рк}} = z_{\text{рк}} \cdot f_1 = 8,08 \times 8 = 64,6 \text{ Гц}$, лопастной частоте выходного направляющего аппарата $f_{\text{на}} = z_{\text{на}} \cdot z_{\text{н}} \cdot f_1 = 8 \cdot 12 \cdot 8,08 = 775,6 \text{ Гц}$, а также пульсацией давления за рабочим колесом при кавитационном срыве:

$$f_{\text{п}} = \frac{1}{(3 \div 6)} f_1 \approx 3 \text{ Гц.}$$

Кавитация сопровождается резким усилением высокочастотных составляющих вибрации в диапазоне 1–10 кГц. Обычно максимум широкополосной вибрации находится в зоне 500–10 000 Гц, причем по мере развития кавитационного процесса смещается в зону высоких частот.

Кавитация обычно генерирует случайную, высокочастотную широкополосную вибрационную энергию (рис. 11), на которую накладываются пики оборотной и лопастной частот и их гармоник.

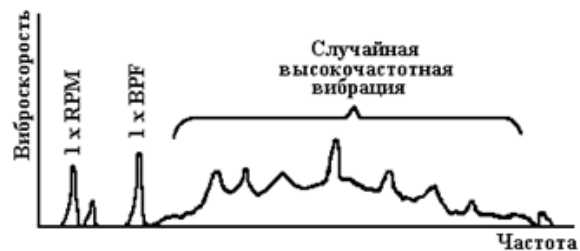


Рис. 11. Случайная высокочастотная вибрация
Fig. 11. Random high-frequency vibration

На спектре (рис. 12) в диапазоне частот 47–50 Гц виден пик боковой модуляционной составляющей оборотной частоты относительно лопастной частоты $f_{\text{рк}}$:

$$1 \cdot f_{\text{рк}} - 2 \cdot f_1 = 64,6 - 2 \cdot 8,08 = 48,4 \text{ Гц,}$$

а также присутствует пик второй гармоники лопастной частоты $2 \cdot f_{\text{рк}} = 129,2 \text{ Гц}$. Неточности расчета частот связаны с достаточно грубым шагом $1/0,3 = 3,33 \text{ Гц}$ по спектру, заданным при регистрации вибросигнала, который влияет на определение и визуализацию спектральных составляющих.

На спектрах (рис. 13 и 14) присутствует пик боковой модуляционной составляющей оборотной частоты f_1 относительно лопастной частоты $f_{\text{рк}}$:

$$1 \cdot f_{\text{рк}} + 1 \cdot f_1 = 64,6 + 1 \cdot 8,08 = 72,7 \text{ Гц};$$

$$1 \cdot f_{\text{рк}} - 2 \cdot f_1 = 64,6 - 2 \cdot 8,08 = 48,4 \text{ Гц.}$$

На рис. 15 представлен спектр ускорения в точке 4У. Присутствует широкий диапазон 1 000–4 500 Гц пиков ускорения. Интервалы между пиками составляют $2f_1$ и $8f_1 = f_{\text{рк}}$, т.е. удвоенная оборотная и лопастная частоты.

Большое число пиков боковой модуляционной составляющей оборотной частоты f_1 относительно лопастной частоты $f_{\text{рк}}$ (рис. 16):

$$1 \cdot f_{\text{рк}} - 3 \cdot f_1 = 64,6 - 3 \cdot 8,08 = 40,4 \text{ Гц};$$

$$1 \cdot f_{\text{рк}} + 2 \cdot f_1 = 64,6 + 2 \cdot 8,08 = 80,8 \text{ Гц,}$$

$$f_{\text{рк}} = 64,6 \text{ Гц.}$$

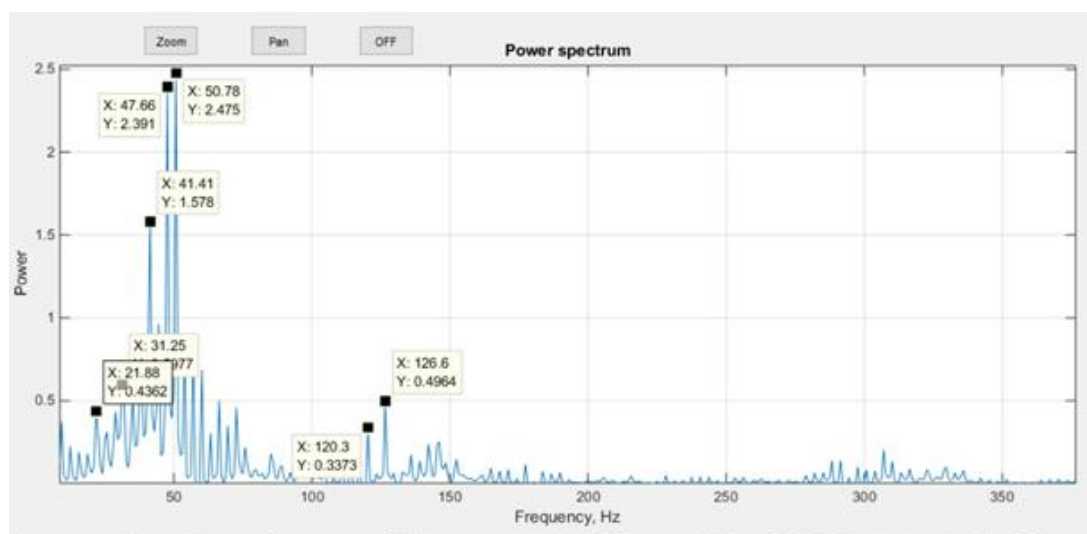


Рис. 12. Спектр виброскорости в точке 3Y насоса
 Fig. 12. Vibration velocity spectrum at point 3y of the pump

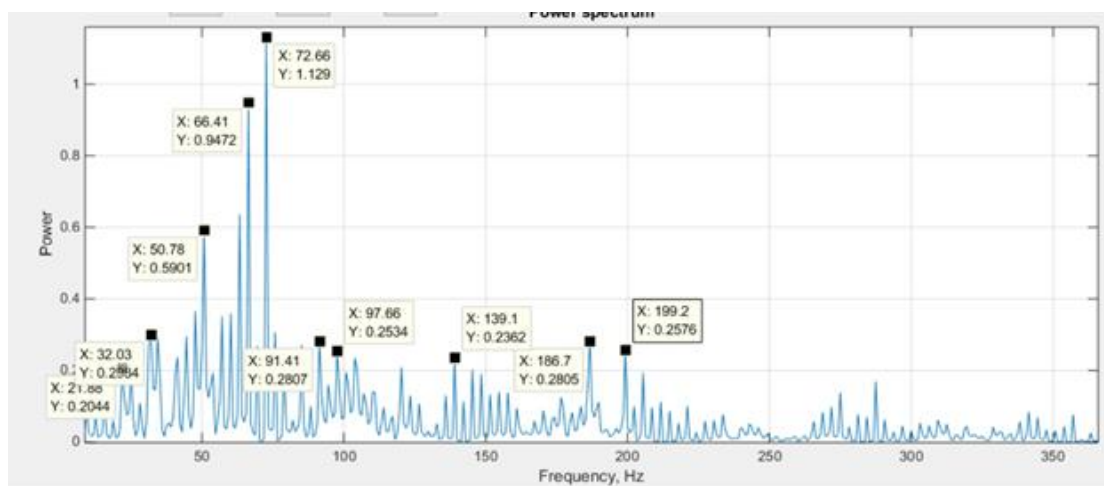


Рис. 13. Спектр виброскорости в точке 3X
 Fig. 13. Vibration velocity spectrum at point 3X

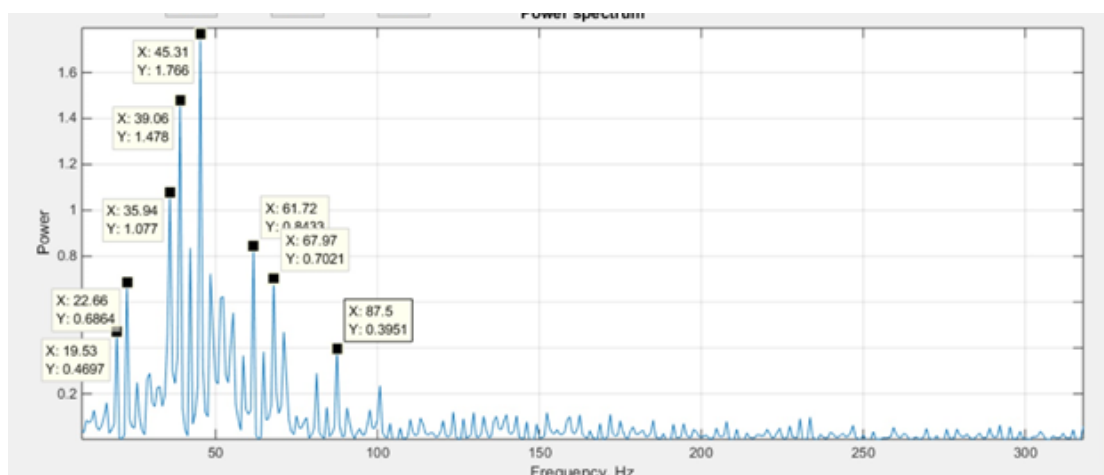


Рис. 14. Спектр виброскорости в точке 4Y
 Fig. 14. Vibration velocity spectrum at point 4Y

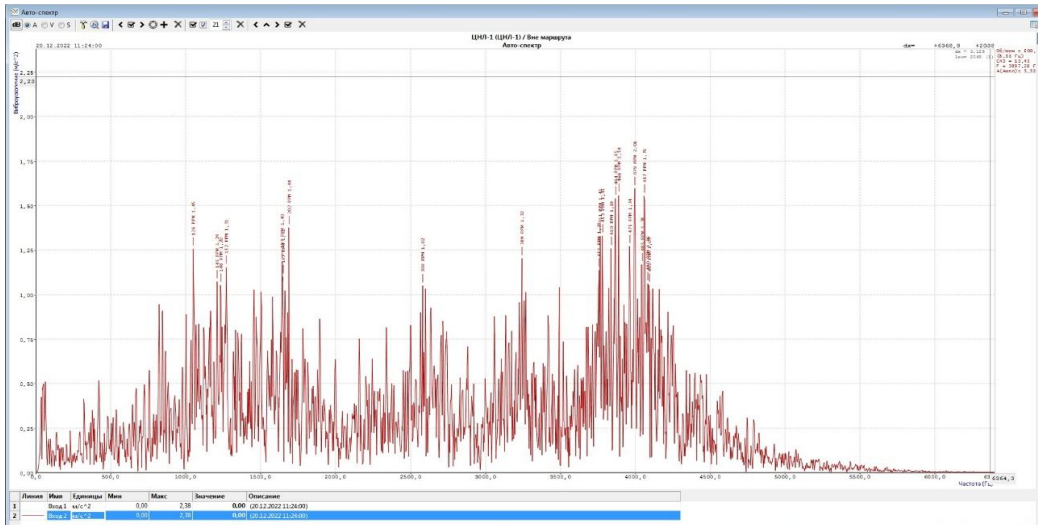


Рис. 15. Спектр ускорения в точке 4Y
 Fig. 15. Acceleration spectrum at point 4Y

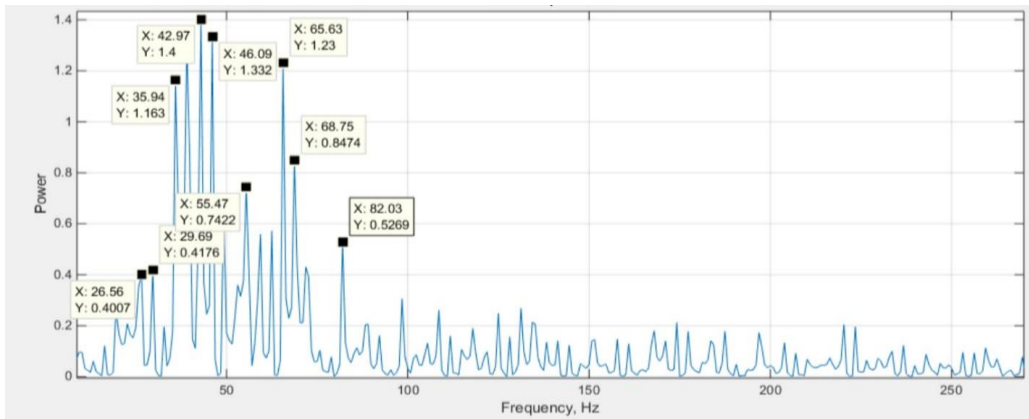


Рис. 16. Спектр скорости в точке 4O
 Fig. 16. Velocity spectrum at point 4O

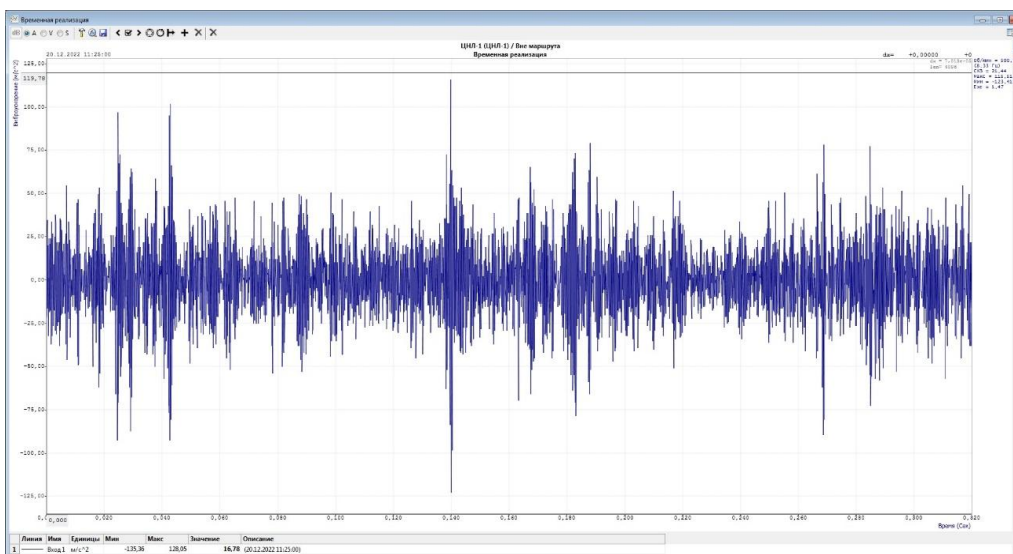


Рис. 17. Сигнал виброускорения в точке 4O (осевая составляющая)
 Fig. 17. Vibration acceleration signal at point 4O (axial component)

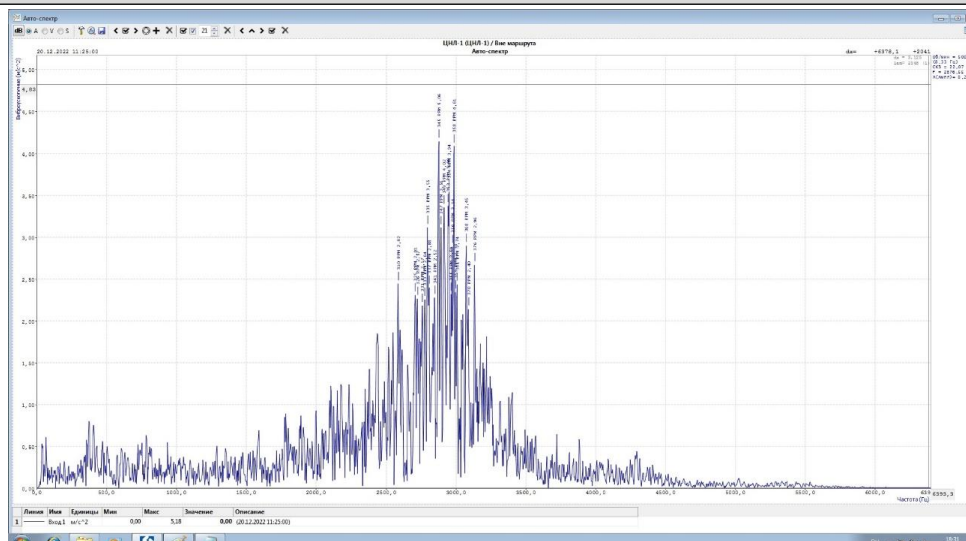


Рис. 18. Спектр ускорения в точке 10
Fig. 18. Acceleration spectrum at point 10

Сигнал показывает значительную импульсность. Пик-фактор сигнала виброускорения $PMK_f = 118/21,4 = 5,5$ (рис. 17). Максимальные пики ускорений лежат в диапазоне частот 2 325–3 100 Гц, т.е. между третьей и четвертой гармониками лопастной частоты выходного направляющего аппарата (рис. 18):

$$f_{лн} = z_{лн} \cdot z_{н} \cdot f_1 = 8 \cdot 12 \cdot 8,08 = 775,68 \text{ Гц};$$

$$k \cdot f_{лн}; k = 3; 4.$$

Интервалы между пиками ускорений $2f_1 = 2 \cdot 8,08 = 16,16$ Гц равны удвоенной оборотной частоте.

Заключение

Результаты проведенного комплексного анализа показали наличие развитых дефектов в насосе, связанных с нарушением непрерывности потока воды во внутренней проточной части насоса, а именно: вихреобразование, неоднородность и пульсация потока жидкости на входе и выходе из насоса в осевом направлении, а также, как следствие, кавитация. Эти дефекты связаны с износом проточной части, лопаток рабочего колеса и направляющего аппарата. Подтверждением данных выводов служат выявленные в резуль-

тате дефектовки агрегатов насоса следы износа лопаток рабочего колеса в следствие действия кавитации. Кавитация в насосе может приводить к тяжелым последствиям, если не будет вовремя устранена. Дефект кавитации на лопатках насоса выглядит как эродированная, шероховатая поверхность с множеством мелких кратеров, расположенных в зоне низкого давления (рис. 19). Во время диагностировать и предотвратить кавитацию крайне важно для обеспечения надежной и долгой работы насосного оборудования.



Рис. 19. Износ лопаток рабочего колеса в результате кавитации
Fig. 19. Cavitation defect on the pump impeller

Список литературы

1. Шредер К. Тепловые электростанции большой мощности. Ч. 1. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1960. 575 с.
2. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. М.: Энергия, 1976. 447 с.
3. Веселова И.Н., Окулова М.В. Исследование вибраций главных паропроводов свежего пара первого энергоблока Волгодонской АЭС // Изв. высш. учеб. завед. Ядерная энергетика. 2010. № 1. С. 49–55.
4. Вибрационная диагностика оборудования ТЭЦ / А.С. Хвостиков, А.В. Космынин, В.С. Щетинин и др. // Современные наукоемкие технологии. 2012. № 9. С. 81–82.
5. Лободенко Е.И. Колебания и вибродиагностика магистральных насосных агрегатов // Международный журнал экспериментального образования. 2015. № 1. С. 66–67.

6. Герике П.Б., Никитин А.Г. Вибродиагностика центробежных насосов // Вестн. науч. центра по безопасности работ в угольной промышленности. 2020. № 4. С. 83–89.
7. Разработка методики вибродиагностики центробежных насосных агрегатов для нефтегазового комплекса / А.А. Паранук, М.А. Меретуков, Е.И. Величко и др. // Современные наукоемкие технологии. 2022. № 2. С. 78–85.
8. Неразрушающий контроль : справочник. Т. 8 / под общ. ред. В.В. Клюева. М. : Машиностроение, 2005. 789 с.
9. Барков А.В., Баркова Н.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации. СПб. : СПбГМТУ, 2004. 152 с.
10. Лукьянов А.В. Классификатор вибродиагностических признаков дефектов роторных машин. Иркутск : ИрГТУ, 1999. 228 с.
11. Шубов И.Г. Шум и вибрация электрических машин. Л. : Энергоатомиздат, 1986. 208 с.
12. Герике П.Б., Блюменштейн В.Ю. Результаты вибродиагностики оборудования центробежных насосов применительно к созданию единого критерия оценки фактического состояния // Вестн. Кузбас. гос. техн. ун-та. 2016. №6 (118). С. 89–97.
13. Лукьянов А.В. Управление техническим состоянием роторных машин (система планово-диагностического ремонта). Иркутск : ИрГТУ, 2000. 229 с.
14. Алейников Д.П., Лукьянов А.В. Исследование динамики крепления датчиков вибрации шпинделей обрабатывающих центров // Вестн. Иркут. гос. техн. ун-та. 2015. № 2(97). С. 28–35.
15. Герике Б.Л., Абрамов И.Л., Герике П.Б. Стратегия технического обслуживания горных машин по фактическому состоянию на основе методов вибродиагностики и неразрушающего контроля // Вестн. Кузбас. гос. техн. ун-та. 2008. № 1 (65). С. 11–14.
16. ГОСТ ИСО 10816-3-2002. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Ч. 3. Промышленные машины номинальной мощностью более 15 кВт и номинальной скоростью от 120 до 15 000 мин⁻¹. Введ. 2007–11–01. М. : Стандартинформ, 2007. 14 с.
17. ГОСТ 32106-2013 Контроль состояния и диагностика машин. Мониторинг состояния оборудования опасных производств. Вибрация центробежных насосных и компрессорных агрегатов. Введ. 2014–11–01. М. : Стандартинформ, 2019. 9 с.
18. ГОСТ Р 53564-2009. Контроль состояния и диагностика машин. Мониторинг состояния оборудования опасных производств. Требования к системам мониторинга. Введ. 2011–01–01. М. : Стандартинформ, 2019. 18 с.
19. ГОСТ 30576-98 Вибрация. Насосы центробежные питательные тепловых электростанций. Нормы вибрации и общие требования к проведению измерений. Введ. 2000–07–01. М. : Изд-во стандартов, 2000. 4 с.
20. ГОСТ Р ИСО 20816-2-2022 Вибрация. Измерения вибрации и оценка вибрационного состояния машин. Ч. 2. Стационарные газовые турбины, паровые турбины и генераторы с гидравлическими подшипниками мощностью свыше 40 МВт и частотами вращения 1500, 1800, 3000 и 3600 мин⁻¹. Введ. 2022–12–01. М. : Рос. ин-т стандартизации, 2022. 26 с.
21. Schreiber R. Induction motor vibration diagnostics with the use of stator current analysis // Proceedings of the 17th International Carpathian Control Conference (ICCC). High Tatras, 2016. P. 668–672. DOI 10.1109/CarpathianCC.2016.7501179.
22. Balducci F., Arghir M., Gaudillere S. Experimental analysis of the unbalance response of rigid rotors supported on aerodynamic foil bearings // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition. Dusseldorf, 2014. Volume 7B: Structures and Dynamics. DOI 10.1115/GT2014-25552.
23. Vibration based condition monitoring and fault diagnosis of wind turbine planetary gearbox : a review / T. Wang, Q. Han, F. Chu et al. // Mechanical Systems and Signal Processing. 2019. Vol. 126. P. 662–685. DOI 10.1016/J.YMSSP.2019.02.051.

References

1. Shreder K. Teplovye elektrostantsii bol'shoi moshchnosti. Ch. 1 [High-power thermal power plants. Part 1]. Moscow; Leningrad: Gosenergoizdat Publ., 1960. 575 p.
2. Ryzhkin V.Ya. Teplovye elektricheskie stantsii [Thermal power plants]. Moscow: Energiya Publ., 1976. 447 p.
3. Veselova I.N., Okulova M.V. Issledovanie vibratsii glavnykh paroprovodov svezhego para pervogo energobloka Volgodonskoi AES [Research of vibration of the main fresh steam pipelines of the first power unit of the Volgodonsk nuclear power plant]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Yadernaya energetika* [Bulletins of higher educational organizations. Nuclear energy], 2010, no 1, pp. 49–55.
4. Khvostikov A.S. Kosminin A.V., Shchetinin V.S. Ryabykh I.V. Vibratsionnaya diagnostika oborudovaniya TETs [Vibration diagnostics of thermal power plant equipment]. *Sovremennye naukoemkie tekhnologii* [Modern high-tech technologies], 2012, no 9, pp. 81–82.
5. Lobodenko E.I. Kolebaniya i vibrodagnostika magistral'nykh nasosnykh agregatov [Vibrations and vibration diagnostics of main pumping units]. *Mezhdunarodnyi zhurnal eksperimental'nogo obrazovaniya* [International Journal of Experimental Education], 2015, no 1, pp. 66–67.
6. Gerike P.B., Nikitin A.G. Vibrodagnostika tsentrobezhnykh nasosov [Vibration diagnostics of centrifugal pumps]. *Vestnik nauchnogo tsentra po bezopasnosti rabot v ugol'noi promyshlennosti* [Bulletin of the Scientific center for safety of work in the coal industry], 2020, no 4, pp. 83–89.
7. Paranuk A.A., Meretukov M.A., Velichko E.I., Kokhuzheva R.B., Romyantsev S.V., Subochev O.G. Razrabotka metodiki vibrodagnostiki tsentrobezhnykh nasosnykh agregatov dlya neftegazovogo kompleksa [Development of a technique for vibration diagnostics of centrifugal pumping units for the oil and gas industry]. *Sovremennye naukoemkie tekhnologii* [Modern high-tech technologies], 2022, no 2, pp. 78–85.
8. Nerazrushayushchii kontrol': spravochnik v 8 t. T. 8 [Non-destructive testing: handbook in 8 vol. Vol. 8/ed by Klyuev V.V.]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 2005. 789 p.
9. Barkov A.V., Barkova N.A. Vibratsionnaya diagnostika mashin i oborudovaniya. Analiz vibratsii [Vibration diagnostics of machines and equipment. Vibration analysis]. Saint Petersburg: SPbGMTU Publ., 2004. 152 p.

10. Luk'yanov A.V. Klassifikator vibrodiagnosticheskikh priznakov defektov rotornykh mashin [Classifier of vibration diagnostic signs of defects in rotary machines]. Irkutsk: IrGTU Publ., 1999. 228 p.
11. Shubov I.G. Shum i vibratsiya elektricheskikh mashin [Noise and vibration of electrical machines]. Leningrad: Energoatomizdat Publ., 1986. 208 p.
12. Gerike P.B., Blyumenshtein V.Yu. Rezultaty vibrodiagnostiki oborudovaniya tsentrobezhnykh nasosov primenitel'no k sozdaniyu edinogo kriteriya otsenki fakticheskogo sostoyaniya [The results of vibration diagnostics of centrifugal pump equipment in relation to the creation of a single criterion for assessing the actual condition]. *Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of the Kuzbass State Technical University], 2016, no 6 (118), pp. 89–97.
13. Luk'yanov A.V. Upravlenie tekhnicheskim sostoyaniem rotornykh mashin (sistema planovo-diagnosticheskogo remonta) [Control of the technical condition of rotary machines (system of scheduled diagnostic repair)]. Irkutsk: IrGTU Publ., 2000. 229 p.
14. Aleinikov D.P., Luk'yanov A.V. Issledovanie dinamiki krepleniya datchikov vibratsii shpindel'ei obrabatyvayushchikh tsentrov [Research of the dynamics of fastening vibration sensors of spindles of machining centers]. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of the Irkutsk State Technical University], 2015, no 2, pp. 28–35.
15. Gerike B.L., Abramov I.L., Gerike P.B. Strategiya tekhnicheskogo obsluzhivaniya gornykh mashin po fakticheskomu sostoyaniyu na osnove metodov vibrodiagnostiki i nerazrushayushchego kontrolya [The strategy of maintenance of mining machines according to the actual condition based on methods of vibration diagnostics and non-destructive testing]. *Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of the Kuzbass State Technical University], 2008, no 1 (65), pp. 11–14.
16. GOST ISO 10816-3-2002. Vibratsiya. Kontrol' sostoyaniya mashin po rezul'tatam izmerenii vibratsii na nevrashchayushchikhsya chastyakh. Ch. 3. Promyshlennyye mashiny nominal'noi moshchnost'yu bolee 15 kVt i nominal'noi skorost'yu ot 120 do 15 000 min⁻¹ [State Standard ISO 10816-3-2002. Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts - Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15000 r/min when measured in situ]. Moscow: Standartinform Publ., 2007. 14 p.
17. GOST 32106-2013 Kontrol' sostoyaniya i diagnostika mashin. Monitoring sostoyaniya oborudovaniya opasnykh proizvodstv. Vibratsiya tsentrobezhnykh nasosnykh i kompressornykh agregatov [State Standard 32106-2013 Condition monitoring and diagnostics of machines. Hazardous equipment monitoring. Vibration generated by rotodynamic pump and compressor units]. Moscow: Standartinform Publ., 2019. 9 p.
18. GOST R 53564-2009 Kontrol' sostoyaniya i diagnostika mashin. Monitoring sostoyaniya oborudovaniya opasnykh proizvodstv. Trebovaniya k sistemam monitoringa [State Standard R 53564-2009 Condition monitoring and diagnostics of machines. Hazardous equipment monitoring. Requirements for monitoring systems]. Moscow: Standartinform Publ., 2019. 18 p.
19. GOST 30576-98 Vibratsiya. Nasosy tsentrobezhnyye pitatel'nye teplovykh elektrostantsii. Normy vibratsii i obshchie trebovaniya k provedeniyu izmerenii [Mechanical vibration. Centrifugal feed pumps for thermal stations. Evaluation of machine vibration and requirements for the measurement of vibration]. Moscow: Izdatel'stvo standartov Publ., 2000. 4 p.
20. GOST R ISO 20816-2-2022 Vibratsiya. Izmereniya vibratsii i otsenka vibratsionnogo sostoyaniya mashin. Ch. 2. Statsionarnyye gazovyye turbiny, parovyye turbiny i generatory s gidravlicheskimy podshipnikami moshchnost'yu svyshe 40 MVt i chastotami vrashcheniya 1500, 1800, 3000 i 3600 min⁻¹ [State Standard R ISO 20816-2-2022 Mechanical vibration. Measurement and evaluation of machine vibration. Part 2 Land-based gas turbines, steam turbines and generators in excess of 40 MW, with fluid-film bearings and rated speeds of 1500 r/min, 1800 r/min, 3000 r/min and 3600 r/min]. Moscow: Rossiiskii institut standartizatsii Publ., 2022. 26 p.
21. Schreiber R. Induction motor vibration diagnostics with the use of stator current analysis // Proceedings of the 17th International Carpathian Control Conference (ICCC). High Tatras, 2016, pp. 668–672. DOI 10.1109/CarpathianCC.2016.7501179.
22. Balducchi F., Arghir M., Gaudillere S. Experimental analysis of the unbalance response of rigid rotors supported on aerodynamic foil bearings // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014 : Turbine Technical Conference and Exposition. Dusseldorf, 2014. Volume 7B: Structures and Dynamics. DOI 10.1115/GT2014-25552.
23. Wang T., Han Q., Chu F., Feng Z. Vibration based condition monitoring and fault diagnosis of wind turbine planetary gearbox : a review // Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, Vol. 126, pp. 662–685. DOI 10.1016/j.ymssp.2019.02.051.

Информация об авторах

Лукьянов Анатолий Валерианович, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры физики, механики и приборостроения, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск; e-mail: loukian@inbox.ru.

Алейников Дмитрий Павлович, кандидат технических наук, доцент кафедры технологии и оборудования машиностроительных производств, Иркутский национальный исследовательский технический университет, г. Иркутск; e-mail: dmitriy-aleinikov@mail.ru.

Хоменко Андрей Павлович, доктор технических наук, профессор, член Высшего совета при Губернаторе Иркутской области, г. Иркутск; e-mail: Khomenko.AP@yandex.ru.

Налётов Владимир Александрович, аспирант кафедры технологии и оборудования машиностроительных производств, Иркутский национальный исследовательский технический университет, г. Иркутск; e-mail: sangre96@mail.ru.

Information about the authors

Anatoli V. Luk'yanov, Doctor of Engineering Science, Full Professor, Professor of the Department of Physics, Mechanics and Instrumentation, Irkutsk State Transport University, Irkutsk; e-mail: loukian@inbox.ru.

Dmitrii P. Aleinikov, Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor of the Department of Technology and Equipment for Mechanical Engineering Production, Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk; e-mail: dmitriy-aleinikov@mail.ru.

Andrei P. Khomenko, Doctor of Engineering Science, Full Professor, Member of the Supreme Council under the Governor of the Irkutsk Region, Irkutsk; e-mail: Khomenko.AP@yandex.ru.

Vladimir A. Naletov, Ph.D. Student of the Department of Technology and Equipment for Mechanical Engineering Production, Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk; e-mail: sangre96@mail.ru.