
НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 622.654.22

ВИБРАЦИОННО-СТРУКТУРНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

© 2025 г. М. С. Рагимова^{1, *}, С. Г. Аббасов¹,
А. С. Ахмедов¹, И. М. Керимова¹

¹ *Азербайджанский государственный университет нефти и промышленности,
Баку, Азербайджан*

** e-mail: rahimova_mahluqa@mail.ru*

Поступила в редакцию 11.11.2024 г.

После доработки 27.01.2025 г.

Принята к публикации 20.02.2025 г.

Статья посвящена исследованию вибрации и кавитации, возникающих в центробежных насосах. Современные машины состоят из большого количества элементов, взаимодействующих друг с другом, а их относительное перемещение создает вибрационный процесс. С помощью методов вибродиагностики можно заблаговременно определить неисправности, повысить эффективность и долговечность эксплуатации, продлить межремонтный период и сократить время, затрачиваемое на выявление неисправностей.

Ключевые слова: элементы насосного агрегата, ремонт, выявление дефектов, вибродиагностика, улучшение условий эксплуатации, оценка технических параметров, резонансная частота, частота специальных колебаний, повреждения, методы вибродиагностики, уровень вибрации

DOI: 10.31857/S0235711925030077, **EDN:** GMPQNG

Механические источники вибрации в центробежных насосах зависят от особенностей конструкции и качества сборки. Возникновение различных повреждений ротора снижает значения вибродиагностических параметров насоса.

В статье показана причина вибрационного процесса, возникающего в подшипниках. Уровень вибрации подшипников и его изменение в зависимости от времени считается основанием для оценки технического состояния рассматриваемого узла и определения его остаточного ресурса.

На возникновение механических вибраций в центробежных насосах влияет конструкция и качество сборки. Благодаря отсутствию дефектов конструкции и монтажа амплитуда вибрации насоса не превышает допустимого значения. Усиление вибрации и образование высокочастотных составляющих происходит в результате дисбаланса сил инерции. В результате влияния дефектов происходит разбалансировка ротора, центрирование осей валов, износ муфт и подшипников.

Во время работы на ротор насоса воздействуют несколько сил. Эти силы состоят из осевых и радиальных, возникающих в рабочих колесах, крутящего момента и динамических сил, наблюдаемых в нестабильных режимах работы. При образовании различного рода дефектов ротора вибродиагностические параметры насоса существенно снижаются. При сильной вибрации в материалах вала и шестерни образуются трещины.

Эти трещины обычно имеют усталостную природу. В то же время этот процесс происходит под действием возрастающих динамических сил в роторе, неправильной сборки вкладышей подшипников и переменных напряжений. При повреждении шейки вала ее вырезают на токарном станке и на следующем этапе полируют. Проверяют ход вала на токарном станке или на подшипниках насоса.

Проведение качественной балансировки ротора приводит к снижению вибрации и увеличению долговечности насосного агрегата. Поэтому при замене отдельных деталей и сборке нового ротора необходимо проводить динамическую балансировку новых деталей.

Динамическая балансировка осуществляется в рабочие периоды. Статическая балансировка невозможна, поскольку в современных многоцикловых машинах эксперимент проводится при большом остаточном дисбалансе.

Значения устранимой остаточной неуравновешенности вращающихся частей при частоте вращения 3000 об/мин приведены в (табл. 1) [1].

Таблица 1

Параметр	Значение			
	20	30	40	50
Масса колеса, кг	20	30	40	50
Остаточный дисбаланс, кгм	$0.15 \cdot 10^{-3}$	$0.24 \cdot 10^{-3}$	$0.32 \cdot 10^{-3}$	$0.4 \cdot 10^{-3}$

При числе оборотов 3060 об/мин остаточную неуравновешенность ротора принимают равной $0.4 \cdot 10^{-3}$ м.

Диагностическим признаком механического и теплового дисбаланса ротора считается высокая вибрация в радиальном направлении. Частота такой вибрации можно вычислить по формуле $f_r = n/60$, где n – число оборотов ротора.

Следует отметить, что эта функция обнаруживает дефект, но не определяет его причину. Разбалансировка ротора происходит из-за несимметричного расположения масс вследствие эрозии, коррозии, износа конструкции и перепада температур отдельных участков вала. Рекомендуется провести дальнейшее обследование или разобрать насос, чтобы определить причину чрезмерного дисбаланса ротора.

Точное центрирование вала насоса необходимо для обеспечения нормальной работы насосного агрегата. Нарушение центрирования вала приводит к образованию вибрации и одновременно вызывает увеличение напряжений в соединении и подшипниках.

В процессе эксплуатации в результате температурной деформации корпуса и трубопровода первоначальная центровка нарушается посадкой сердечника и разъемными подшипниками. Поэтому проверять центрирование необходимо через 2–3 ч после запуска насоса. Для этого рекомендуется заранее подтянуть и закрыть все резьбовые соединения.

Центрирование валов осуществляют поворотом полумуфт на 90, 180, 270, 360 градусов с помощью индикаторов для определения зазоров. В каждом случае проводится пять измерений – одно по окружности и четыре на боковой поверхности образца. После центрирования определяется зазор в промежуточных слоях вала.

Для увеличения долговечности муфты и снижения динамических нагрузок (на ротор и подшипник) зубья полумуфт должны быть хорошего качества, т. к. в зубчатых муфтах именно они подвергаются наибольшему износу. Контактные зубы составляют 75% от общего числа зубов [2].

Нормальные значения радиальных и боковых зазоров приведены в табл. 2.

Таблица 2. Нормальные значения радиальных и боковых зазоров

Диаметр вала, мм	Расстояние, мм:	
	радиальное	боковое
45–80	0.025	0.42
50–90	0.025	0.44
60–100	0.025	0.45

Подшипники – деталь машины, имеющая наименьший срок службы среди элементов насосного агрегата. Небольшое повреждение подшипника приводит к серьезной поломке насоса. Это, в свою очередь, приводит к сложному ремонту. Поэтому в процессе эксплуатации необходимо периодически проверять вибрацию подушек и диагностировать ее состояние. Повышение уровня вибрации в подшипниках скольжения обусловлено нарушением геометрической формы элементов. Если подшипник установлен с зазором на валу, возникают неконтролируемые силы дисбаланса, которые приводят к сильному износу и повреждению подшипника. Рекомендуется определить причину (возникающего дисбаланса) и провести замену подшипников сразу при определении первоначальных повреждений. Заблаговременное прекращение эксплуатации поврежденного подшипника позволяет не допустить аварий в насосных агрегатах [3].

Износ подшипников является основной проблемой при эксплуатации подшипников, возникающей вследствие недостаточности смазочного материала, температуры, а также при несоблюдении конструктивных требований. В результате наступают усталость и разрушение металла (рис. 1).



Рис. 1. Дефекты и повреждения подшипников [9–11].

Основными причинами поломки подшипника являются незавершенные монтажные работы, попадание грязи, эксплуатация в агрессивной среде и неудовлетворительные условия смазки.

В процессе эксплуатации насосных агрегатов в подшипниках скольжения могут обнаруживаться следующие повреждения: зацепление ленты скольжения из-за усталости; трение ленты скольжения в результате натяга колец (герметичность при монтаже наблюдается по увеличению удельного давления на поверхность скольжения в отдельных точках); неправильный выбор типа подшипника (образование трения и эрозия ленты скольжения); деформация и локальный распад колец при установке подшипников на овальных и конических поверхностях; из-за повреждения полосы при монтаже;

коррозия, проникновение других внешних абразивных частиц, низкий уровень масла или его отсутствие.

Для проверки подшипников необходимо тщательно их промыть, визуально осмотреть состояние рабочих поверхностей, измерить зазор между лентой скольжения и кольцом, а также выполнить измерения между подшипником и корпусом.

Подшипники скольжения заменяются новыми в следующих случаях: наличие зазоров на рабочих поверхностях, изменение цвета металла под воздействием температуры, наличие сколов и трещин любой величины и состояния, несмываемые следы коррозии и т. п. В табл. 3, 4 приведены максимальные значения зазора.

Таблица 3. Номинальный и допустимый зазор по внутренним диаметрам в шарикоподшипниках (40–120 мм)

Внутренний диаметра, d_B , мм	Радиальный зазор в шарикоподшипниках:	
	номинальный	допустимый
40–50	29	55
50–65	33	60
65–80	34	65
80–100	40	80
100–120	46	90

Таблица 4. Номинальный и допустимый зазор по внутренним диаметрам в шарикоподшипниках (30–120 мм)

Внутренний диаметра, d_B , мм	Радиальный зазор в шарикоподшипниках	
	номинальный	допустимый
30–50	55	100
50–65	65	120
65–80	70	130
80–100	80	140
100–120	90	150

В процессе работы подшипники скольжения создают динамические силы, которые, в свою очередь, вызывают вибрацию подшипникового узла. Параметры этой вибрации можно использовать для диагностики работоспособности узла. Определение основной частоты возбуждающих сил в подшипниках скольжения основано примерно на доминировании ударных сил [4, 5, 7, 8]:

– скорость ротора $f_r = n/60$;

– частота вращения сепаратора $f_3 = \frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right)$;

– частота вращения подшипника скольжения $f_{f,t} = \frac{f_r d}{2D} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \cos^2 \beta \right]$;

– частота подшипника скольжения по внешнему кольцу $f_n = z \frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right)$;

– частота подшипника скользящего по внутреннему кольцу $f_d = \frac{f_r}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \beta \right)$.

Здесь n – число циклов ротора; d – диаметр подшипника скольжения; D – диаметр окружности, проходящей через центр подшипника скольжения; β – угол обзора; f_r – количество объектов, вращающихся по оси Z .

Резкое увеличение вибрации в насосах происходит при совпадении частоты возбуждающих сил с частотой удельных колебаний всего ротора (условие резонанса). Величина возбуждения $(f - f_k)/f_k$ должна быть ≥ 0.3 , чтобы в работе насоса возник резонансный процесс [1]. Здесь f – частота возбуждения; f_k – частота особых колебаний.

Если в процессе работы насоса возникает явление резонанса, то рекомендуется изменить конструкцию ротора или изменить отдельные узлы насоса таким образом, чтобы эффект развития амплитуды вибрации был сведен к минимуму.

Выводы. В процессе эксплуатации эксплуатационные характеристики подшипников изменяются за счет влияния контактного сопротивления, коррозионной стойкости и нарушений общей прочности. Происходит изменение геометрических размеров деталей. Кроме того, появляется волнистость полос подшипника и увеличиваются различные размеры подшипника скольжения. Физико-механические свойства материала поверхности скольжения постепенно изменяются. В результате это приводит к изменению качества подшипника скольжения и геометрических размеров его отдельных точек. Основной причиной вибрации подшипников качения и скольжения является отклонение рабочих поверхностей и колец подшипника от идеальной геометрической формы. Поэтому уровень вибрации подшипников и его изменение в зависимости от времени является основой оценки технического состояния изделия и остаточного ресурса.

Финансирование. Работа финансировалась за счет средств бюджета Азербайджанского государственного университета нефти и промышленности. Никаких дополнительных грантов на проведение или руководство данным конкретным исследованием получено не было.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Долганов А. В., Великанов В. С., Савельев В. И. Экспериментальные исследования абразивного износа центробежных насосов // Добыча, обработка и применение природного камня: сб. науч. тр. Магнитогорск: МГТУ, 2010. С. 195.
2. Костюков В. Н. Мониторинг безопасности производства. М.: Машиностроение, 2002. 224 с.
3. Костюков В. Н., Науменко А. П. Основы виброакустической диагностики и мониторинга машин: Учебное пособие. Омск: ОмГТУ, 2011. 360 с.
4. Абахри С., Перельман М. О., Пещеренко С. Н., Рабинович А. И. Влияние вязкости на рабочие характеристики центробежных насосов // Бурение и нефть. 2012. № 3. С. 22.
5. Ивановский В. Н. Энергетика эксплуатации скважин механизированным способом, выбор способа эксплуатации. Пути повышения энергоэффективности // Инженерная практика. 2010. № 3. С. 4.
6. Ивановский В. Н., Пекин С. С., Янгулов П. Л. Влияние вязкой жидкости на рабочую характеристику погружных электроцентробежных насосов // Территория нефтегаз. 2012. № 9. С. 49.
7. Караев М. А., Азизов А. Г., Рагимов А. М., Рзаева Г. Г. Работа центробежных насосов на вязких жидкостях. Баку: АГНА, 2005. 175 с.
8. Караев М. А., Меликов М. А., Мустафаева Г. А. О коэффициенте вязкостной погрешности центробежных насосов и пересчете их характеристики с воды на более вязкую жидкость // Известие высших технических учебных заведений Азербайджана. 2003. № 6. С. 24.
9. Рагимова М. С., Сулейманов Ш. М., Намазова Г. И., Рзаева Х. Дж. Теоретическое исследование техники и технологии вибровоздействия на пласт // Сб. трудов III Международной

- научной конференции “Технические и технологические системы”, проводимой на базе Кубанского государственного технологического университета, 23–25 ноября 2022 г. С. 389.
10. *Рагимова М. С., Гамидли А.* Выбор оборудования электроцентробежных погружных насосов с учетом характера работы скважин в осложненных геолого-физических условиях // VII Межд. науч.-практ. конф. “Булатовские чтения”, Краснодар, 31 марта 2023 г. С. 267.
 11. *Рагимова М. С., Намазова Г. И.* Исследование работ по технике и технологии вибро-воздействия на пласт // Межд. науч.-практ. конф. “Современные вызовы и пути решения приоритетных задач по воспроизводству минерально-сырьевой базы углеводородов”. МВЦ “Казань-Экспо”, 26–27 августа 2024 г. С. 298.
 12. *Герике П. Б., Ещеркин П. В.* Разработка единого диагностического критерия для диагностики подшипников качения энерго-механического оборудования карьерных экскаваторов // Вестник Научного центра по безопасности работ в угольной промышленности. 2020. № 2. С. 65.
 13. *Михеев К. Г., Веселов А. А.* Исследование возможности улучшения виброакустических характеристик насоса путём оптимизации проточной части рабочего колеса // Инновации и инвестиции. 2021 № 6. С. 125.