

Рис. 1 – Відповідність вимог національних та європейських нормативних документів щодо якості атмосферного повітря

документів Європи та України дуже низький, що свідчить про значні розбіжності між нормативними значеннями показників якості повітря. Для визнання Європою українських стандартів необхідно провести роботи з їх перегляду або гармонізації зі стандартами ЄС.

На рис. 1 графічно відображена ступінь відповідності вимог національних і європейських нормативних документів, яка свідчить про те, що вимоги українських нормативних документів по одному параметру з 8 цілком відповідають вимогам нормативних документів ЄС, вимоги до 4 параметрів відповідають близько 60 %, а вимоги до 3 параметрів зовсім не відповідають вимогам нормативних документів ЄС.

Отже, як бачимо з розрахунків ступінь сумісності вимог нормативних

Список літератури: 1. Зеркалов Д.В. Екологічна безпека: управління, моніторинг, контроль. Посібник / Зеркалов Д.В. – К.: Дакор, Основа, 2007. – 412 с. (Серія: Міжнародна і національна безпека). 2. Попова В.К. Екологічне право України За редакцією професорів В.К. Попова і А.П. Гетьмани. Харків, "Право". 2001. 3. <http://www.ippc-russia.org>. 4. В.В. Тарасова, А.С. Малиновський, М.Ф. Рибак Метрологія, стандартизація і сертифікація Підручник / За заг.ред. В.В.Тарасової. – К.: Центр навчальної літератури, 2006. – 264 с. 5. Мельнік Л.Г. Основи екології. Екологічна економіка та управління природокористуванням: Підручник / За заг. ред. Л.Г. Мельника та М.К. Шапочки. – Суми: ВТД «Університетська книга», 2005. – 759 с. 6. Жарков Ю. Системи управління качеством: мониторинг работы органов оценки соответствия с использованием метода Харингтона / Ю. Жарков, О. Цицилиано // Стандартизація, сертифікація, якість. - 2005. - № 1. - С. 24-27. 7. Івченко О.В. Управління якістю інструментальної підготовки виробництва багатонаменклатурного машинобудівного підприємства: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.01.02 / Івченко Олександр Володимирович. – Суми, 2008. – 278 с.

Поступила в редколлегию 01.10.2010

УДК 622.729

Е.А. ИГУМЕНЦЕВ, докт. техн. наук, проф., УИПА, г. Харьков

Е.А. ПРОКОПЕНКО, канд. техн. наук, доц., УИПА, г. Харьков

М.В. ОЛЯНИЧ, начальник отдела КС УМГ «Киевтансгаз», г. Киев

ВИБРОДИАГНОСТИКА ГПА НА КС «ЗЕНЬКОВ»

Проведені випробування дозволили виявити різноманітні діагностичні ознаки в спектрі віброшвидкості ГПА. Отримані дані збагатили практичні результати діагностики.

Проведенные испытания позволили выявить разнообразные диагностические признаки в спектре виброскорости ГПА. Полученные данные обогатили практические результаты диагностики.

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами

Отказу в работе большинства машин предшествует ряд факторов, указывающих на возможность дефекта или аварии. Характерным явлением, сопровождающим почти всегда неисправную работу машин, является увеличение их механических колебаний. Следовательно, их удобно и эффективно использовать в качестве показателя состояния ма-

шин и других механических систем, что является признанным методом, используемым в промышленности. Эффективность методов виброакустической диагностики обусловлена органической связью используемой измерительной информации, содержащейся в виброакустических сигналах, с динамическими процессами возбуждения и распространения колебаний в машинных конструкциях, возможностью автоматизации процессов съема и обработки измерительной информации с помощью современной микропроцессорной техники и организации процедур диагностирования на основе использования различного математического аппарата.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем

Благодаря непрерывному совершенствованию методов анализа сигналов, мониторинг механических колебаний претерпел значительное развитие и перестала быть основанной на простом определении общего уровня механических колебаний [1].

Спектральный анализ механических колебаний машин с помощью функции быстрого преобразования Фурье, т.е. разложение их на частотные составляющие в узких полосах частот, позволяет коррелировать зависимость между источниками возмущения в машине и их проявлением в определенных полосах частот вибрационного спектра. Мониторинг механических колебаний машин и механизмов может быть проведена с помощью стационарных систем виброконтроля и путем периодического их виброобследования. Используя одни и те же методы сбора и обработки информации стационарные системы виброконтроля имеют ряд преимуществ, заключающихся в непрерывном процессе получения и обработки информации, накопления необходимой базы данных раннего обнаружения признаков выхода из строя частей и элементов машин и агрегатов, своевременной выдачи предупредительных сигналов и остановки машин и агрегатов при достижении аварийного уровня одного или нескольких признаков [2].

По пути оснащения стационарными системами виброконтроля сложных и особенно дорогостоящих машин и агрегатов идут ведущие отечественные и зарубежные предприятия, используя разработки ведущих производителей информационных систем, таких как Бейли Невада, Хьюлет-Паккард, Диамех, Инкотес и др [3]. Такие системы требуют предварительных виброиспытаний.

Цель исследований

В данной работе приведены результаты периодического виброобследования газоперекачивающих агрегатов ГПА-10, установленных на компрессорной станции (КС) «Зеньковская» для набора статистического материала и создания эффективной стационарной системы вибродиагностики ГПА-10. Система содержит базу данных на ЭВМ для сохранения их технического вибросостояния, поиска дефектов и прогнозирования технического ресурса агрегатов.

Результаты исследований

Измерение общего уровня виброскорости и запись вибрационных сигналов производится в контрольных точках в трех ортогональных направлениях (вертикальном, поперечном и осевом) на коллектор-сборщик или (и) измерительный магнитофон [2,3].

Схема расположения контрольных точек измерения вибрации газоперекачивающе-

го агрегата (ГПА) представлена на Рис. 1. Первый преобразователь (акселерометр) с помощью штатного магни-

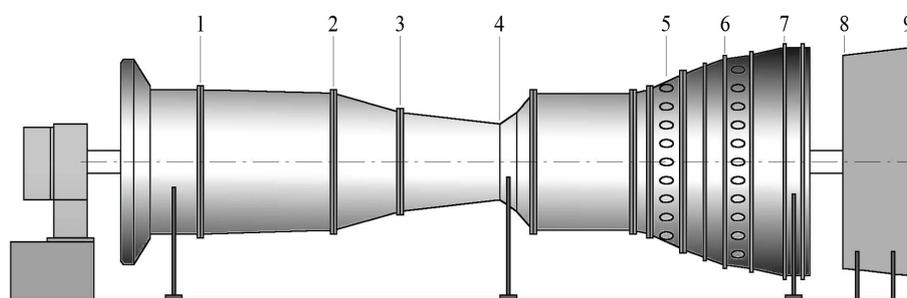


Рис. 1. Места установки вибродатчиков ГПА-10.

та последовательно устанавливается на: фланце крышки выносной коробки приводов; переднем фланце корпуса компрессора низкого давления (КНД) (точка 1); заднем фланце корпуса КНД (точка 2); переднем фланце корпуса компрессора высокого давления (КВД) (точка 3); заднем фланце корпуса КВД (точка 4); опорном венце турбины высокого давления (ТВД) (точка 5); опорном венце турбины низкого давления (ТНД) (точка 6); опорном венце силовой турбины (ТН) (точка 7); корпусе переднего подшипника нагнетателя (точка 8); корпусе заднего подшипника нагнетателя (точка 9). Контрольные точки измерения вибрации выбраны таким образом, чтобы контролировать вибросостояние каждого модуля агрегата и состояние их подшипниковых узлов.

Техническое состояние агрегата определяется общим уровнем вибрационного состояния и составляющей с частотой вращения турбины компрессора высокого давления (ТКВД): область «плохо» указывает на то, что эксплуатация ГПА с вибрацией узлов (одного из них), соответствующей виброскорости $V_{пр} > 23$ мм/с по общему уровню или $V_{пр_ТКВД} > 16$ мм/с составляющей на частоте вращения ТКВД не может быть длительной без проведения мероприятий по снижению вибрации. Агрегат находится в предаварийном состоянии; область «очень плохо» характеризует аварийное состояние ГПА и соответствует вибрации узлов (одного из них) $V_{ав} > 30$ мм/с по общему уровню или $V_{ав_ТКВД} > 20,8$ мм/с с составляющей на частоте вращения ТКВД.

Полученный сигнал анализируется в коллекторе-сборщике или поступает на персональную ЭВМ–анализатор спектра. Полученные вибрационные спектры сравниваются с соответствующими опорными масками для каждой контрольной точки. Выявляются «пики» вибрации в спектре, классифицируются по диапазонам опорных масок. Результаты сравнения уровней частотных составляющих с опорными масками дают возможность сделать заключение о техническом состоянии ГПА. Затем проводится анализ распределения основных частотных составляющих в спектре вибрации в соответствии с таблицами диагностических признаков, ориентируясь на максимальные «пики» вибрации [2].

Алгоритм вибрационной диагностики технического состояния ГПА представлен в [3]. Здесь показаны все этапы диагностирования, включающие в себя анализ общего среднеквадратичного значения уровня вибрации с добавлением двух качественных оценок вибрационного состояния: «плохо» и «очень плохо». При необходимости анализируются контурные, скоростные, режимные вибрационные характеристики, дополнительно строятся временные вибрационные характеристики (тренды) [4].

В процессе испытаний установлено, что вибросостояние ГПА ст. № 1 характеризуется преобладанием вибрации на частоте вращения ротора КНД. Наибольший ее уровень наблюдается на выносной коробке приводов в вертикальном направлении и не превышал 7,8 мм/с. В целом, вибросостояние агрегата оценивается как удовлетворительное. Следует отметить наличие резонанса корпуса выносной коробки в осевом направлении на частотах 661÷668 Гц (частотах зубозацепления шестерни масляного насоса двигателя).

Вибросостояние ГПА ст. № 2 характеризуется преобладанием (в основном) вибрации на частоте вращения ротора КВД. Наибольший ее уровень наблюдался в контрольной точке 3 и достигал 12–13 мм/с. Согласно [2], такой уровень вибрации находится на границе между состояниями «удовлетворительно» и «неудовлетворительно» по вибрационным признакам, поэтому необходимо усилить внимание за его контролем. Следует также отметить значительный уровень вибрации на комбинационной частоте ($f_{КНД} \pm f_{КВД}$), который достигал в контрольной точке 5 (опорный венец ТВД) 3,8÷3,9 мм/с, и который характеризует степень связи соосных валов (при достижении уровня виброскорости $V_c = 5,2 \div 5,6$ мм/с на комбинационной частоте ($f_{КНД} \pm f_{КВД}$) на агрегате ст. № 7 КС-3 «Ромненская» произошло разрушение межвального подшипника).

Колебания наружного корпуса ГПА ст. № 3 характеризуются небольшими уравнениями виброскорости на основных частотах вращения валов (до 8 мм/с). Однако, присутствие в спектрах вибрации половинной (60 Гц) и удвоенной частоты вращения ротора ТВД, уровень которых соизмерим с уровнем вибрации на основной частоте, позволяет предположить о развитии такого дефекта как повышенный зазор между внешним кольцом подшипника задней опоры ТВД и корпусом. При этом нарушается соосность валов, увеличивается степень их связи, что приводит к появлению в спектрах вибрации комбинационных частот: $(f_{\text{КНД}}+f_{\text{КВД}})$ и $(f_{\text{КНД}}+f_{\text{КВД}})/2$. Требуется усилить контроль за уровнем вибрации на этих частотах. Вибросостояние агрегата в целом оценивается как удовлетворительное.

Вибросостояние ГПА ст. № 4 характеризуется преобладанием вибрации на частоте вращения ротора КВД, кроме вибрации на выносной коробке приводов, где преобладают уровни вибрации на частоте вращения ротора КНД. Наибольшие уровни вибрации наблюдались на опорном венце ТВД в вертикальном направлении и на КП в осевом направлении и не превышали $10\div 11$ мм/с. Средние же значения роторных гармоник не превышали $6,5\div 7,5$ мм/с. В целом вибросостояние ГПА ст. № 4 оценивается как удовлетворительное. Однако, необходимо заменить рост уровня вибрации на комбинационной частоте $(f_{\text{КНД}}+f_{\text{КВД}})$, который в контрольной точке 5 (опорный венец ТВД) достиг $4,3\div 4,4$ мм/с и который характеризует степень связи соосных валов.

Наибольшее значение вибрации ГПА ст. № 5 наблюдалось на опорном венце ТН и достигало $11\div 12$ мм/с, что согласно [2] находится на границе между состояниями «удовлетворительно» и «неудовлетворительно». Средние значения виброскорости не превышали 9,8 мм/с. При этом на опорных венцах ТНД, ТВД и ТН наблюдались колебания с частотами $(f_{\text{КВД}}+f_{\text{ТН}})$ и $(f_{\text{КВД}}+f_{\text{ТН}})/2$ и $3f_{\text{ТН}}$. Наиболее вероятная причина повышенного уровня вибрации — дисбаланс ротора ТН.

Вибросостояние ГПА ст. № 6 характеризуется повышенным уровнем виброскорости, измеренной на выносной коробке приводов и на опорном венце ТН. Наибольшее

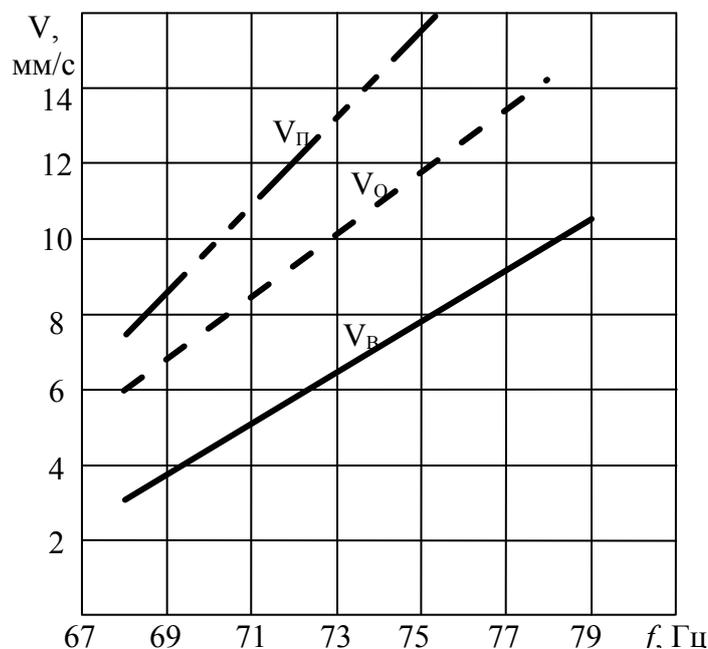


Рис. 2. Зависимость виброскорости опорного венца ТН от частоты вращения его ротора.

значение уровня виброскорости составило 14,2 мм/с на коробке приводов (на частоте вращения ротора КНД) и 15,4 мм/с — на опорном венце ТН. Средние значения: 10,8 и 11,5 мм/с при коэффициентах вибрации 24,2 и 33,8% соответственно. Суммарный вектор вибрации на коробке приводов $V_{\Sigma} = \sqrt{V_{\text{В}}^2 + V_{\text{П}}^2}$ зависит от мощности работы агрегата, а на опорном венце ТН — от частоты вращения ТН (Рис. 2). Повышенный уровень виброскорости на выносной коробке приводов объясняется общим износом сопряженных ее частей, а на опорном венце ТН — дисбалансом ее ротора. При этом, хотя их средние значения не достигли своих критических значений, требуется усилить внимание за их уровнем. Кроме

этого, необходимо усилить контроль уровня вибрации на опорном венце ТВД, так как при последнем обследовании обнаружилось, что он возрос в два раза по сравнению с результатами предыдущих обследований.

По агрегату ст. № 7 обнаружен повышенный уровень виброскорости на выносной коробке приводов (КП) на осевом направлении и на опорном венце ТНД — в поперечном направлении. Максимальное значение виброскорости на КП составило 17,1 мм/с на частоте вращения ротора КНД и 10,3 мм/с — на опорном венце ТНД. Средние значения: 10,5 и 6,88 мм/с при коэффициентах вариации 35,2 и 28,3% соответственно. Рост уровня виброскорости КП в осевом направлении на частоте вращения КНД сопровождается ростом уровней ее гармоник $3f_{\text{КНД}}$ – $6f_{\text{КНД}}$ и появлением гармоники $3,6f_{\text{КНД}}$, свидетельствующих о появлении дефекта одного из подшипников КП в виде разрушения тел качения. Необходимо усилить контроль уровня вибрации на этих частях.

Выводы

Проведенные испытания позволили выявить разнообразные диагностические признаки в спектре виброскорости ГПА. Полученные данные обогатили практические результаты диагностики.

Перспективы дальнейших исследований

Представленные результаты войдут в базу данных стационарной системы вибродиагностики ГПА на Зеньковской КС .

Список литературы: 1. Игуменцев Е.А., Работягов В.И., Шмидт В.В. Методика вибродиагностики технического состояния газоперекачивающих агрегатов ГПА-10 и ГПА-10-01 в условиях эксплуатации на компрессорных станциях газовой промышленности // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. — 1996. — № 1. — с.11-20. 2. Игуменцев Е.А. Стратегия эксплуатации по состоянию и вибрационная диагностика // Мир техники и технологии. — 2001. — № 3. — с.32-33. 3. Игуменцев Е.А., Марчук Я.С., Гетьманенко С.В. Нормирование вибрации газоперекачивающих агрегатов // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. — 2002. — № 3. — с.7-12. 4. Игуменцев Е.А., Добров В.Л., Игуменцева Н.В. Статистические критерии и алгоритм поиска дефектов ГПА-10 в комплексе «Simon» // Вестник Национального технического университета «ХПИ». Сборник научных трудов. Тематический выпуск: Проблемы совершенствования электрических машин и аппаратов. Теория и практика. — Харьков: НТУ «ХПИ». — 2005. — № 48. — с. 40-47.

УДК 261.438:534.647

Є. О. ІГУМЕНЦЕВ, докт. техн. наук, проф., УПА, Харків

Е. Г. ЧЕРНОВ, провідний інженер, УкрНДІгаз, м. Харків

О. Л. ШВЕЙКІН ст. наук. співр., УкрНДІгаз, м. Харків

ІДЕНТИФІКАЦІЯ ПРОЦЕСУ КОНДЕНСАЦІЇ ТА КРИСТАЛІЗАЦІЇ КОМПОНЕНТІВ ПРИРОДНОГО ГАЗУ

За результатами розрахунків можна стверджувати про принципову можливість використання зазначеного методу для ідентифікації процесу конденсації компонентів природного газу.

На основі результатів розрахунків можна утверждать о принципиальной возможности использования отмеченного метода для идентификации процесса конденсации компонентов природного газа.

Для визначення вмісту вологи в газах існує велика кількість методів та приладів, які їх реалізують [1]. Однак для визначення вмісту вологи в природному газі найбільш придатним, за даними багаторічного моніторингу, виявився конденсаційний метод [2] – метод визначення температури точки роси (температури початку конденсації). При використанні