

Фізико-технічні проблеми транспорту та зберігання енергоносіїв

УДК 622.691.4.052.012

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ РЕСУРСА ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ ПО УРОВНЮ ВИБРАЦИЙ ПОДШИПНИКОВ НАГНЕТАТЕЛЯ

Б.В.Копей, М.И.Горбийчук, А. Беллауар

*ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 40534
e-mail: kopeyb@iung.edu.ua*

Одержані дані, які дозволяють оцінити граничний стан підшипника нагнетача ГПА і прогнозувати його ресурс. Граничними величинами амплітуд коливань опорного підшипника є рівні вібрації 65 мкм (попереджувальна величина) і 75 мкм (гранична амплітуда, що вимушує зупинити агрегат). Тоді при ресурсі ГПА 30 тис. годин роботи рівень вібрації досягає 58,6 мкм, при 35 тис. годин – 71,4 мкм, а при напрацюванні більше 36 тис. годин необхідно зупинити агрегат.

Получены данные, которые позволяют оценить предельное состояние подшипника нагнетателя ГПА и прогнозировать его ресурс. Предельными величинами амплитуд колебаний опорного подшипника являются уровни вибраций 65 мкм (предупредительная величина) и 75 мкм (предельная амплитуда, вынуждающая остановить агрегат). Тогда при ресурсе ГПА 30 тыс. часов работы уровень вибраций достигает 58,6 мкм, при 35 тыс. часов – 71,4 мкм, а при наработке более 36 тыс. часов необходимо остановить агрегат.

Information is got, which allow to estimate the maximum state of bearing of the supercharger GPA and forecast its resource. The levels of vibrations are the maximum sizes of amplitudes of vibrations of the supporting bearing 65 mkm (preventive size) and 75 mkm (maximum amplitude forcing to stop an aggregate). Then at the resource of GPA 30 thousand hours of work vibrations reach level 58,6 mkm, at 35 thousand hours - 71,4 mkm, and at work a more than 36 thousand hours is needed to stop an aggregate.

Газоперекачивающие агрегаты (ГПА) и их узлы в процессе эксплуатации изнашиваются и стареют, что влияет на технические показатели агрегатов и вызывает необходимость их плановой или аварийной остановки на выполнение ремонта. Техническая диагностика ГПА, в том числе вибродиагностика, позволяет определить техническое состояние агрегата или его узла на основе аппаратурных измерений, и прогнозировать наработку до текущего или капитального ремонта [1-3].

Анализ причин вибрации газоперекачивающих агрегатов

Наиболее часто встречающимися причинами повышенной вибрации ГПА являются следующие[4]:

разбалансировка ротора и промежуточных валов;
неудовлетворительный предварительный холодный натяг линзового компенсатора выхлопного газохода;
увеличенные расцентровки ротора турбины низкого давления (ТНД) с ротором центробежного нагнетателя и валом главного масляного насоса;
отсутствие зазора, несоосность парных шпонок со шпоночным соединением турбогруппы;
пониженная жесткость опорных систем газотурбинной установки (ГТУ);
нарушение горизонтальности укладки роторов;
вибрация, обусловленная неуравновешенностью ротора турбины высокого давления

(ТВД), которая через раму-маслобак, опорные системы, валопровод передается на ТНД и нагнетатель.

Динамическая балансировка роторов ТВД на балансировочных станках в условиях компрессорных станций (КС) трудоемка, особенно для тех агрегатов, характеризующихся повышенными вибрациями узлов после монтажа. Как правило, роторы этих агрегатов показывают на балансировочных станках нестабильные амплитуды колебаний, которые в значительной степени зависят от температуры шеек, состояния смазочного слоя, температуры воздуха помещения, наличия сквозняков. Вероятно, немаловажную роль играет и качество сопряжения диска ТВД с компрессорной частью, поэтому имели место случаи повторной балансировки роторов ТВД в собственных подшипниках их агрегатов.

При уравнивании роторов ТНД, центробежного нагнетателя и промежуточных валов особых трудностей не встречалось. Длительная работа агрегатов с остаточными неуравновешенными массами вызывает интенсивный износ полумуфт сопрягаемых роторов, разрушение лопаточного аппарата, ослабление крепежа и другие побочные явления, снижающие моторесурс агрегата.

Наиболее часто встречающиеся неисправности ГПА были распределены по укрупненным узлам: нагнетатель (Н-196), опорная система. На основании анализа были определены следующие неисправности:

двигатель: искажение лопаточных решеток турбокомпрессора (ТК); дефекты и повреждения подшипников ТК и свободной турбины (СТ); дисбаланс ротора ТК; расцентровка ротора СТ и ротора нагнетателя; дисбаланс ротора СТ, перекося и ослабление крепления кожуха торсионного вала;

нагнетатель: износ и ослабление натяга подшипников; газо-абразивный износ рабочих колес нагнетателя и закладных и т.д.;

опорная система: повреждение фундаментной рамы; повреждение подмоторной рамы; некачественная укладка двигателя; заклинивание опорных цапф; износ цапф и скользящих пальцев опорных узлов.

"Агрегат с повышенной вибрацией" – это такой агрегат, который имеет одно из следующих сочетаний вибрационных параметров: уровень виброскорости в какой-либо точке замера на двигателе или подмоторной раме превышает 30 мм/с; уровень виброскорости на крышках подшипниковых камер нагнетателя превышает 13 мм/с.

Анализ по опорной системе проведен отдельно для серийных (рычажных), модернизированных (балочных) и лафетных рам. Наименьший процент повышенной вибрации имеют лафетные рамы (17,7%), что свидетельствует о перспективности их внедрения. По двум другим типам – соответственно 55,3 и 50,0%. В целом по опорной системе (без разбивки по типам) – 32,8% рам имеют повышенную вибрацию, 44,2% неисправностей определяются про-

изводственными дефектами, связанными с изготовлением и монтажом; 55,8% – с эксплуатационными повреждениями, возникающими в процессе эксплуатации.

По двигателю: 36,6% двигателей, находящихся в эксплуатации, имеют повышенную вибрацию. Наиболее распространенные причины: искажение лопаточных решеток ТК, дисбаланс ротора СТ, дефекты и повреждения подшипников. 73,5% неисправностей определяются производственными причинами, 26,5% – эксплуатационными.

По нагнетателю: 23,3% нагнетателей имеют повышенную вибрацию. Основная неисправность: износ и ослабление натяга подшипников. 9,4% неисправностей определяется производственными причинами, 90,6% – эксплуатационными.

Анализ показал, что основное количество неисправностей определяется: по двигателю – производственными причинами; по нагнетателю – эксплуатационными; по опорной системе – обеими одновременно, с небольшим преобладанием эксплуатационных причин.

Методика вибродиагностики технического состояния газоперекачивающих агрегатов

Газотурбинные двигатели используются в качестве привода центробежного нагнетателя для обеспечения транспортировки природного газа на компрессорных станциях магистральных газопроводов.

Двигатель состоит из компрессора низкого давления, компрессора высокого давления, камеры сгорания, турбин высокого и низкого давления, выносной коробки приводов, свободной турбины (СТ), маслоагрегатов и рамы.

Особенностью конструкции двигателя является то, что компрессоры и приводящие во вращение турбины, соединенные общим корпусом, образуют два каскада – каскад низкого давления (КНД) и каскад высокого давления (КВД), которые вращаются с различными частотами. Ротор КНД находится внутри ротора КВД и они связаны между собой роликовым промежуточным подшипником, внутренняя обойма которого вращается с частотой ротора КНД ($f_2 = 87$ Гц), а наружная – с частотой ротора КВД ($f_3 = 120$ Гц) [5].

Свободная турбина с частотой вращения $f_1 = 73$ Гц приводит во вращение ротор нагнетателя.

Многочастотное возбуждение вибрации ГПА с частотами f_1, f_2 и f_3 , их роторными и комбинационными составляющими показывает, что в качестве контролируемого параметра интенсивности вибрации ГПА не достаточно принимать общий уровень среднеквадратичного значения виброскорости.

Методика диагностирования ГПА [5] предназначена для выявления дефектов агрегата, наиболее часто встречающихся в процессе эксплуатации, и основана на имеющихся прямых зависимостях проявления этих дефектов и уровней амплитуд в спектрах вибрации. Работа

каждого узла агрегата сопровождается возбуждением вибрации в определенных диапазонах частот. Значения уровней вибрации на характеристических частотах являются диагностическим признаком технического состояния узла: бездефектному состоянию узла соответствует один уровень вибрации; при зарождении и развитии дефектов уровень вибрации растет; при сильном дефекте достигает определенного значения, по которому судят о необходимости принятия мер.

Указанные уровни вибрации в определенных диапазонах частот, соответствующие различным качественным состоянием агрегата, являются опорными масками вибрационного спектра. Опорные маски вибрационного спектра для ГПА-10 получены на основании статистического анализа вибрационных параметров парка в количестве 310 агрегатов, а также на основании известных вероятностных математических методов [1]. В зависимости от интенсивности спектральных составляющих вибрации, предусмотрены следующие качественные оценки их вибрационного состояния: «отлично», «хорошо», «удовлетворительно», «неудовлетворительно». Среднеквадратичные значения уровней виброскорости опорных масок для оценки качественных состояний вычислялись по следующим вероятностным формулам:

$$\begin{aligned} V_c^{OT}(f) &= M(V_e) - 0,5\sigma(V_e), \\ V_e^{XOP}(f) &= M(V_e) + 0,5\sigma(V_e), \\ V_e^{YD}(f) &= M(V_e) + 2\sigma(V_e), \\ V_e^{HEYD}(f) &= M(V_e) + 3\sigma(V_e), \end{aligned} \quad (1)$$

где $M(V_e)$ и $\sigma(V_e)$ – математическое ожидание и среднеквадратичное отклонение уровней виброскорости в заданном частотном диапазоне.

Кроме того, в методике использованы рекомендации ИСО 2372, в которых указывается, что увеличение амплитуд в 2,5 раза (8 дБ) является значительным, а в 10 раз (20 дБ) — серьезным, так как может привести к ухудшению оценки состояния агрегата с «хорошего» до «неудовлетворительного».

Диапазон — 10...65 Гц — включает частоты вращения сепараторов (Л) всех подшипников, субгармоники частоты вращения роторов половинной кратности ($0,5 f_1$, $0,5 f_2$; $0,5 f_3$) и разностную частоту ($f_3 - f_2$).

Диапазон — 65...80 Гц включает частоту вращения ротора СТ (f_1).

Диапазон — 80...95 Гц включает частоту вращения ротора КНД (f_2).

Диапазон — 95... 130 Гц включает частоту вращения ротора КВД (f_3) и комбинационную частоту $0,5 (f_2 + f_3)$.

Диапазон — 130... 160 Гц — включает вторую гармонику частоты ротора СТ ($2f_1$) и субгармонику ротора КНД ($1,5f_2$).

Диапазон — 160... 190 Гц — включает вторую гармонику частоты ротора КНД ($2f_2$) и субгармонику ротора КВД ($1,5f_3$).

Диапазон — 190...260 Гц — включает вторую гармонику частоты ротора КВД ($2f_3$), третью гармонику частоты ротора СТ ($3f_1$), комбинационную частоту ($f_2 + f_3$) и субгармонику ротора КНД ($2,5f_2$).

Диапазон — 260...400 Гц — включает третью гармонику частот роторов КНД ($3f_2$) и КВД ($3f_3$), субгармонику ротора КВД ($2,5f_3$) и комбинационную частоту $1,5(f_2 + f_3)$.

Частотные составляющие и соответствующие им основные дефекты, определяемые посредством диагностики, следующие:

дисбаланс роторов (первые роторные гармоники);

износ и дефекты подшипников качения (подшипниковые частоты и частоты сепаратора и тел качения);

задевания ротора о корпус (роторные гармоники);

ослабление механических связей и плохое закрепление подшипников (ряд субгармоник и комбинационных частот);

перенос наружного или внутреннего кольца подшипников (вторые роторные гармоники);

автоколебания на масляной пленке подшипника скольжения нагнетателя (частота автоколебаний);

расцентровка ротора турбокомпрессора и нагнетателя (роторные гармоники в поперечном направлении).

Собственная частота нелинейной системы ротор-подшипник близка к половинной частоте вращения ротора, однако, автоколебания в системе не возникают, так как анализ устойчивости с помощью критерия Рауса-Гурвица свидетельствует об устойчивости колебаний. В этом случае при определенной величине зазора (y) или длине дуги контакта ротора с корпусом появляются субгармоники ($1/2 f_3$) или ультрагармоники ($3/2 f_3$) синхронных колебаний. Дополнительным индикатором субгармонических колебаний является острая настройка на субгармонический резонанс кратности $1/2$ и появление серии кратных гармоник $k/2f_3$ ($k = 1, 2, \dots$).

Если уровни вибрации находятся в пределах 10... 12 мм/с, а основными частотными составляющими являются: частота вращения ротора каскада низкого давления; частота вращения ротора каскада высокого давления; частота, равная разности частот вращения каскада высокого и низкого давления ($f_3 - f_2$); частота, равная сумме частот вращения каскада низкого давления и каскада высокого давления ($f_2 + f_3$); и при этом амплитуды основных частотных составляющих соизмеримы между собой, то техническое состояние двигателя характеризуется дефектом промежуточного роликового подшипника.

Анализ отказов подшипников задней опоры показывает, что остаточный ресурс двигателя с описанным выше распределением частотных составляющих оценивается в среднем от 2 до 7 тысяч часов работы. Величина остаточного ресурса зависит от общей наработки двигателя и наработки после ремонта.

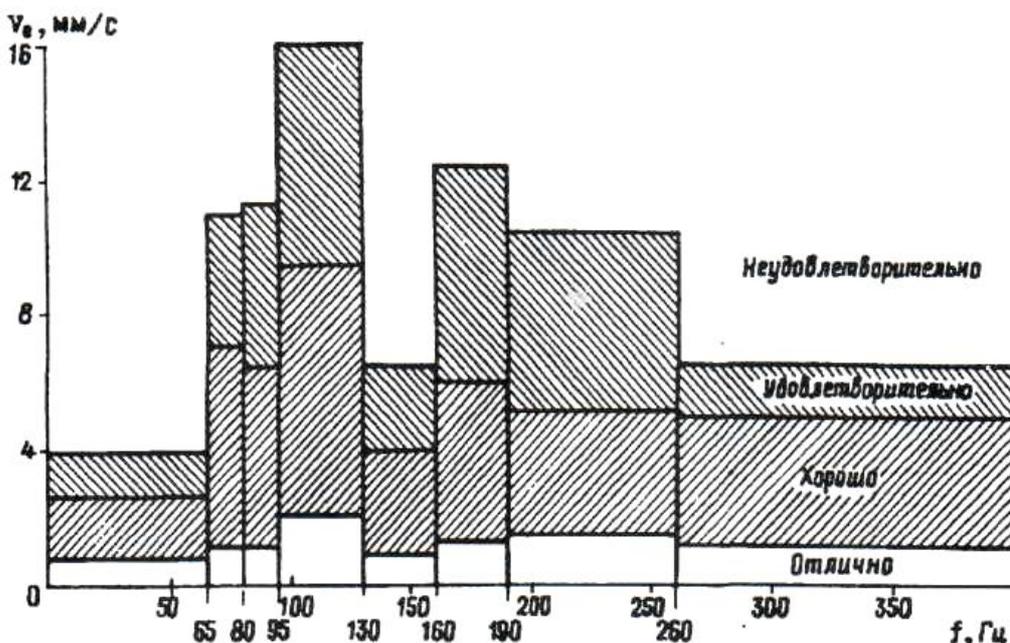


Рисунок 1 – Опорная маска спектра виброскорости, поперечное направление

Как показал опыт эксплуатации агрегата ГПА-10, основной причиной отказов двигателя ДР59Л (до 80 %) является выход из строя задней опоры КВД (шариковый подшипник) или промежуточного роликового подшипника. Причина выхода из строя шарикового подшипника обусловлена тем, что в условиях эксплуатации осевое усилие, действующее на подшипник, иногда не соответствует оптимальной нагрузке, что приводит к перекидке ротора и разбалтыванию или перекоосу подшипника.

Методология построения диагностических признаков дефектов ГПА по параметрам вибрации

Предлагаемая модель [6] реализует принцип универсальности построения диагностических признаков и от типа ГПА не зависит. Программная реализация на ПЭВМ не представляет особых трудностей. В общем случае созданная методология может быть использована в качестве инструментария для перспективного развития методов диагностики ГПА и синтеза адекватных автоматизированных диагностических систем, в том числе с приложением к спектральному анализу и параметрической диагностике с целью их дальнейшего совершенствования и углубления.

В качестве исходной информации в процессах обучения распознаванию дефектов (построение диагностических признаков и границ их разделения) и собственно идентификации дефектов используется интегральный вибрационный сигнал измерений в трех ортогональных направлениях (вертикальное, поперечное и осевое) в заранее установленных контрольных точках. Полный набор контрольных точек для разных типов ГПА определяется действующим диагностическим регламентом.

В качестве характеристики интенсивности вибрации используется безразмерный коэффициент вибросостояния κ , определяемый как отношение измеренной виброскорости v к нормативной установленной $[v]$:

$$\kappa = v / [v] . \tag{2}$$

База данных (обучающая выборка) для практических расчетов диагностических признаков формировалась как статистика (κ_i, T_i) значений κ_i с привязкой к конкретному дефекту и соответствующему времени наработки T_i от последнего капитального ремонта (точка регенерации). Ошибка последующих расчетов определяется статистической ошибкой процедуры измерения виброскорости V и не превышает 13%.

Стратегия обработки статистик вибрационных откликов дефектов G_i сводится к агрегированию статистик $(\kappa_i, T_i)_j$ с шагом ΔT и осреднению величин $(\kappa_i, T_i)_j$ по каждому из полученных блоков агрегирования. Численное значение ΔT определяется диагностическим регламентом и принятой периодичностью вибрационного обследования ($\Delta T=1000$ ч).

На выходе процедуры агрегирования имеем диагностический ряд вида

$$\kappa_T = \zeta (T) + \varepsilon_T, \tag{3}$$

где: $\zeta (T)$ — величина контролируемого параметра, характеризующая его средний уровень; ε_T — случайный процесс с нулевым средним и конечной дисперсией σ_k^2 , определяющий разброс значений κ_T .

Компоненты κ_T динамического ряда (2) сглаживаются по весовой скользящей средней, где веса рассчитываются по формуле

$$W_i = \frac{n_i}{\max_i n_i e^{\delta_i/m_i}}, \tag{4}$$

где: n_i — число агрегируемых величин i -го блока; $\max n_i$ — максимальное значение n_i по всем блокам; m_i, σ_i — средние значения и квадратичное отклонение для величин i -го блока; W_i — весовой коэффициент i -го блока.

Сглаживанные динамические ряды $\{k_i, T_i\}$ достаточно хорошо (в смысле надежного коэффициента корреляции R) аппроксимируются линейной или экспоненциальной зависимостью. Исходя из этого на вход последующей процедуры линейной регрессии поступает как массив $\{k_i, T_i\}_j$, так и массив $(l_n k_i, T_i)_j$, что не противоречит представлению динамического ряда в виде двухкомпонентной модели.

Выбор той или иной зависимости определяется наибольшим значением коэффициента корреляции R , с предварительной оценкой его надежности.

Для уточнения тенденции развития вибрационных откликов дефектов во времени (после установления связи по $\max R_i, i=1,2$) сглаженные динамические ряды подвергаются обработке по процедурам повторного сглаживания и линейной регрессии. На выходе имеем уравнение регрессии

$$\kappa = mT + k_0. \quad (5)$$

Величина T является параметром преобразования поворота для исходных динамических рядов $\{k_i, T_i\}$ в соответствии с выражением

$$k_i = (k_i - T_i \operatorname{tg} \alpha) \cos \alpha, \quad (6)$$

где $\operatorname{tg} \alpha = m$.

Необходимость преобразования поворота диктуется известным положением, согласно которому ортогональное преобразование, минимизирующее среднее квадратичное расстояние для совокупности векторов $[k_j]$, при условии неизменности объема пространства, есть преобразование поворота (вращения) с последующим диагональным преобразованием W . В соответствии с принципом максимума энтропии и согласно экспериментальным гистограммам для статистических ансамблей $\{k_j\}_j$ принимается гипотеза нормальности плотности распределения по всем i .

В целях проверки работоспособности предлагаемой модели использовалась информация о вибрационных откликах следующих дефектов: дисбаланс турбин высокого (ТВД) и низкого (ТНД) давлений; дефекты опорно-упорных подшипников ТВД и ТНД; расцентровка валов ТНД -нагнетатель; неисправность провала; дефект подшипника нагнетателя. Принцип формирования этого списка C_j определялся только из наличия установленной связи вибрационной информации и соответствующих данных ремонтных формуляров.

Очевидно, задачу диагностирования всегда можно представить в виде двух основных этапов. На первом необходимо установить, находится ли рассматриваемый узел ГПА в состоянии «исправный» или нет (т. е. имеется ли какой-либо дефект без его конкретизации). Статистика (k_i, T_i) формируется за длительное время в заданной контрольной точке по всей

группе эквивалентности ГПА для данной КС. На втором этапе, в том случае, когда состояние узла ГПА находится в зоне «неисправный», необходимо установить какой из возможных дефектов имеет место.

Рассмотрим динамический ряд $\{k_i, T_i\}$ для какой-либо контрольной точки ГПА, где k_i, T_i как и прежде имеют смысл средних значений по блокам агрегирования, а i — номер соответствующего блока.

Пусть, начиная с блока i , выполняется условие

$$k_i < k_{i+1} < k_{i+2} < k_{i+3}. \quad (7)$$

Проведем дезагрегирование $\{k_i, T_i\}$ до i -го блока включительно и вычислим по вновь сформулированному массиву (k_i, T_i) среднее значение

\bar{k}^* и среднее квадратическое отклонение среднего σ_k^* . За верхнюю границу состояния «исправный» для i -й ортогональной составляющей имеет смысл выбрать величину

$$q_i = \bar{k}_i^* + 3\sigma k_i^*. \quad (8)$$

Численное значение величины θ_i рассчитывается по всем трем ортогональным составляющим (В, П, О). Решающее правило имеет вид

$$k_i \leq 0 \text{ — состояние «исправное»}; \\ k_i > 0 \text{ — состояние «неисправное»},$$

где $\theta_i = \sqrt{\theta_B^2 + \theta_P^2 + \theta_O^2}$ в соответствии с (8).

Введем некоторые новые обозначения. Опустим индекс (i) в массивах $(k_j)_j$, т.е. $(k_i)_j \equiv (k_j)$. Для разделения массивов (k_j) по ортогональным составляющим построим соответствие

В	П	О
1	2	3.

Тогда \bar{k}_α и σ_k — соответственно среднее значение и среднеквадратическое отклонение по статистическому ансамблю (k_j) для каждой из ортогональных составляющих, $\alpha=1, 2, 3$. Минимум среднеквадратического расстояния точки k и совокупности (k_j) соответствует максимум скалярного произведения

$$X = (W^2 \bar{k}, k) = \sum_{a=1}^N (w_{aa} \bar{k} k_a). \quad (9)$$

По всем k , где $k_\alpha \in \{k_\alpha\}_j, N=3$

$$\omega_{\alpha\alpha} = \left(\prod_{\alpha=1}^N \sigma k_\alpha \right)^{1/N} \frac{1}{\sigma k_\alpha}, \quad (10)$$

W — диагональная матрица.

Пусть

$$\omega_{\alpha\alpha}^2 \bar{k}_\alpha = Y_\alpha \text{ и } Y_\alpha k_\alpha = Z_\alpha,$$

где $\omega_{\alpha\alpha}^2 \bar{k}_\alpha$ — элемент диагонального преобразования среднего по массиву $(k)_j$ вектора \bar{k} .

В качестве возможных диагностических признаков дефектов априорно выбираются:

$$1 \quad \bar{X} = \frac{\sum X}{n}; \quad (11)$$

$$2 \quad \bar{Z} = \frac{\sum Z_{\alpha}}{n}; \quad (12)$$

$$3 \quad \bar{Z}_{\alpha\beta} = \frac{\sum (Z_{\alpha} / Z_{\beta})}{n}, \quad (13)$$

где n — объем соответствующей статистики; α, β — ортогональные составляющие — В, П, О, $k \in \{k\}_j$. Отношения Z_{α} / Z_{β} могут быть вычислены как для одной и той же контрольной точки ГПА, так и для разных. Для одной и той же контрольной точки узла ГПА $\alpha \neq \beta$.

В качестве показателя информативности признака принимается значение коэффициента

$$\rho_{ij} = \frac{|\Pi_j - \Pi_j|}{3(\sigma_{\Pi_i} + \sigma_{\Pi_j})}, \quad (14)$$

где Π_i, Π_j — среднее значение величин из (11-13)÷(12) для дефектов G_j и G_j ; $\sigma_{\Pi_i}, \sigma_{\Pi_j}$ — соответствующие средние квадратические отклонения. Признак считается информативным, если $\rho_{ij} \geq 0,67$ и неинформативным в противном случае. В качестве интегрального признака разделения дефектов может быть использована логическая функция «или» по всем индивидуальным признакам с $\rho_{ij} \geq 0,67$. Пусть $k_0^{\alpha j}$ — верхняя граница зоны состояния «Исправное» для j -й контрольной точки ГПА, $\alpha = 1; 2; 3$ и пусть диагностический признак П построен на базе измерений по контрольным точкам. Тогда, в общем случае, при идентификации дефекта G_j по диагностическому признаку Π_i степень его развития определяется как

$$v_i = \max_j \max_{\alpha} \frac{k_j^{\alpha} - k_0^{\alpha j}}{1 - k_0^{\alpha j}}, \quad (15)$$

где k_j^{α} — измеренный вибрационный отклик дефекта G_j ; в j -й контрольной точке; 1 — граница нормативной зоны состояния «аварийная», $j=1, \dots, n$; $\alpha = 1, 2, 3$ (ортогональные составляющие коэффициента k_j — В, П, О).

Границы диапазонов значений диагностических признаков, отобранных по критерию $\rho_{ij} \geq 0,67$, можно установить следующими способами: по величине размаха варьирования R значений k ; по величине $k \pm 2\sigma_k$, где k — среднее значение диагностического признака, а величина $\pm 2\sigma_k$ определяет доверительную вероятность $\beta = 0,95$ покрытия 95% возможных значений диагностического признака интервалом $k \pm 2\sigma_k$ методами теории статистических решений, исходя из гипотезы нормальности плотности распределения численных значений диагностических признаков.

Наиболее предпочтительными, в смысле надежности разделения дефектов на реальном материале (не на материале обучающей выборки), являются два последних.

Первые два из перечисленных выше методов установления границ диапазонов значений диагностических признаков целиком опираются на данные экспериментов по установлению корреляции виброактивности в контрольных точках ГПА и реальных дефектов, выявленных в процессе ремонтных работ. Дополнительной априорной информации в этом случае не требуется. Надежность и точность конечных результатов целиком и полностью определяется достоверностью исходной информации и корректностью установленных корреляционных связей. Напротив, использование методов теории статистических решений требует привлечения той или иной дополнительной априорной информации.

Практические расчеты диапазонов значений диагностических признаков и пороговых величин для разделения классов дефектов показали:

диапазоны значений диагностических признаков для обучающих выборок, построенные по величинам R и $k \pm 2\sigma_k$, не пересекаются;

ошибка разделения классов дефектов при использовании основных методов теории статистических решений не превышает 6 %.

Идентификация дефектов и определение степеней их развития, расчет остаточного ресурса эксплуатации ГПА от текущего значения виброактивности до нормативной установки в блоке прогнозирования позволяет поставить и решить задачу оценки технического состояния узлов ГПА.

В общем случае техническое состояние узла ГПА по уровню виброактивности можно представить в виде некоторой функции $f(\Delta T, v, C)$, где ΔT — остаточный ресурс эксплуатации узла ГПА до нормативной зоны «аварийная» на момент виброобследования; v — степень развития дефекта данного узла; C — постоянная.

Функция $f(\Delta T, v, C) = 0$, должна (по смыслу) удовлетворять следующим условиям:

$$\begin{aligned} f(\Delta T, v, C) &= 0, \text{ если } \Delta T = 0 (v=1); \\ f(\Delta T, v, C) &= 1, \text{ если } \Delta T = T_{pec} \\ & \quad (v=0), \end{aligned} \quad (16)$$

где T_{pec} — максимально возможный ресурс эксплуатации ГПА. Первое условие позволяет построить общий вид функциональной зависимости в следующей форме

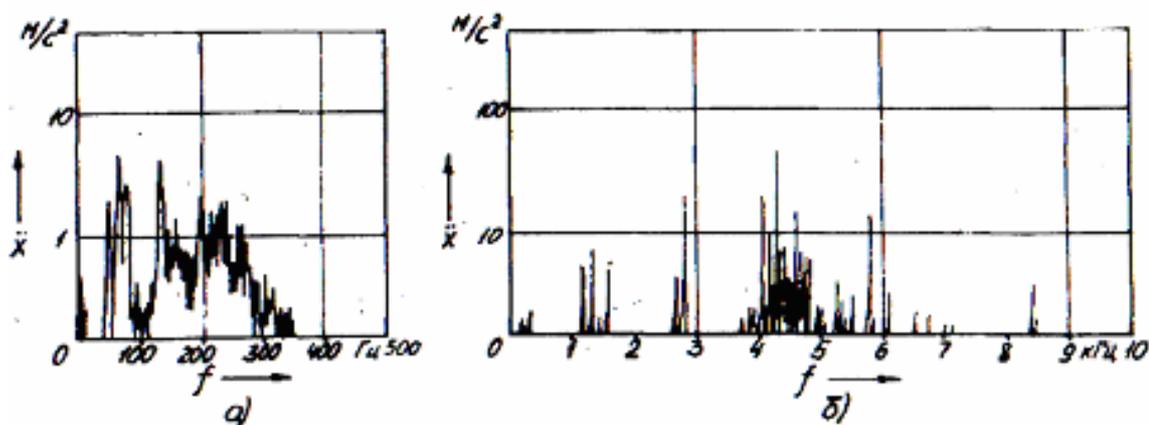
$$f(\Delta T, v, c) \sim C \Delta T (1 - \frac{1}{e^{1-v}}). \quad (17)$$

Для определения значения постоянной C используем второе условие

$$1 = C T_{pec} (1 - \frac{1}{e}),$$

откуда

$$C = \frac{1}{T_{pec} (1 - e^{-1})}. \quad (18)$$



а - спектр вібрації в діапазоні частот 0-350 Гц;
б - спектр вібрації в діапазоні частот 0-10 кГц

Рисунок 2 – Спектри вібрації підшипника ГПА ГТН-25 в поперечному напрямленні

Окончателю оцню технічного стонянню узув ГПА предстваняеться возмозжнм проводить по формуле

$$f(\Delta T, v, C) = \frac{\Delta T}{T_{pec} (1 - e^{-1})} \left(1 - \frac{1}{e^{1-v}}\right), \quad (19)$$

где T_{pec} , ΔT — рассчитываются в блоке прогнозирования.

В статье [7] излагаются результаты экспериментальных исследований вибрационных характеристик ГПА ГТН-25. Целью исследования явилось: выявление частотных полос, в которых локально сосредоточена энергия вибрационных сигналов; определение предполагаемых источников, возбуждающих вибрацию в различных частотных полосах в точках установки вибропреобразователей; исследование динамики изменений различных вибрационных характеристик на одних и тех же режимах работы в зависимости от наработки агрегата после проведения ремонта; определение с помощью пассивного эксперимента вибродиагностических признаков отдельных дефектов, имевших место на исследуемом агрегате.

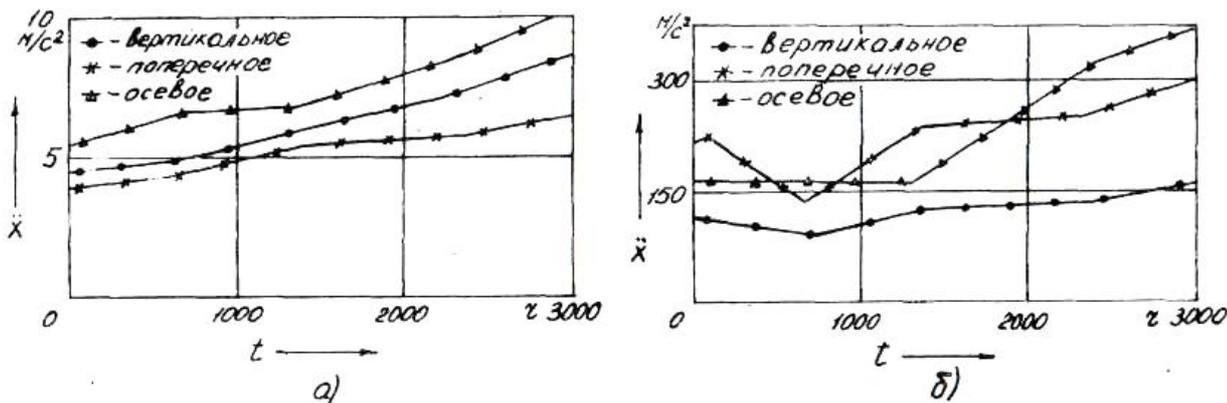
Измерения вибрации проводились на ГПА ГТН-25 в условиях эксплуатации на компрессорной станции магистрального газопровода. Вибропреобразователи устанавливались во время ремонта на подшипниковые узлы ГПА на штатные места установки датчиков контрольно-сигнальной аппаратуры ВВК-331. На каждом подшипниковом узле устанавливались три вибропреобразователя ИС-313, регистрирующие вибрацию в вертикальном, поперечном и осевом направлениях. В дальнейшем, в течение всего межремонтного времени эксплуатации, регулярно производились регистрация и спектральный анализ вибрационных сигналов на подшипниковых узлах и корпусе ГПА в определенных точках. Спектральный анализ производился с помощью полосового анализатора С5-3. На рис. 2 показаны характерные спектры вибрации, зарегистрированные на подшипниковых узлах. Анализ спектров позволяет выявить предполагаемые элементы конструкции

ГПА, являющиеся источниками вибрации в различных частотных полосах, а также оценить их уровень.

На рис. 2, а представлен спектр вибрации второго подшипника в диапазоне 0-350 Гц. Представленный спектр иллюстрирует структуру вибрации подшипника. На спектре выделяются три составляющие вибросигнала на частотах 81, 70, 60 Гц, которые равны частотам вращения ТВД, ТНД и СТ соответственно. Все три указанные составляющие имеют место на каждом подшипнике агрегата, а также в его корпусе. Возможно выделение вибрации на частотах, соответствующих вторым гармоникам вращения ТВД, ТНД и СТ (рис. 2а). Выделение третьих гармоник колебаний трехвального ГПА ГТН-25 затруднено вследствие значительных модуляций, а также помех от автоколебательных процессов в газовоздушном тракте, что приводит к спектру, близкому к сплошному (см. рис. 2а). Изучение колебаний на частотах, соответствующих гармоническим составляющим выше вторых, может быть осуществлено с помощью численных методов. Общие уровни вибрации в полосе 0-300 Гц и уровни вибрации на частотах вращения ТВД, ТНД и СТ (81, 70, 60 Гц), которые имели место на исследуемом агрегате через 48 ч эксплуатации после ремонта, приведены в таблице, из которой следует, что вибрация подшипниковых узлов имеет сравнительно высокий уровень. Наибольшие составляющие виброскорости имели место на частотах вращения ТНД (70 Гц): на первом подшипнике 15,7 мм/с (72 мкм) – вертикальное направление; на втором – 10,7 мм/с (48 мкм) – вертикальное направление; на третьем и четвертом – 6,6 мм/с (30 мкм) – поперечное направление; на пятом 38,6 мм/с (174 мкм) – вертикальное направление. Для подшипниковых узлов агрегата ГТК-25И, имеющего такую же мощность, фирмами-изготовителями устанавливаются граничные уровни вибрации – 12,7 мм/с (предупредительный сигнал) и 25,4 мм/с (срабатывание защиты по вибрации). Допускаемый уровень вибрации подшипников

Таблица 1 – Уровни вибрации подшипников ГПА ГТН-25

Место установки датчика	Направление вибраций	Виброускорение, м/с ²				Виброскорость, мм/с		
		0-300 Гц	81 Гц	70 Гц	60 Гц	81 Гц	70 Гц	60 Гц
1 подшипник	Вертикальное	7,1	1,2	6,9	0,9	2,4	15,7	2,4
	Поперечное	2,5	0,8	0,9	0,9	1,6	2,0	2,4
	Осевое	-	-	-	-	-	-	-
2 подшипник	Вертикальное	4,5	1,6	4,7	0,3	3,1	10,7	0,8
	Поперечное	3,4	0,4	2,2	0,5	0,8	5,0	1,3
	Осевое	5,7	2,0	1,4	0,9	3,9	3,2	2,4
3 подшипник	Вертикальное	5,0	2,6	1,6	0,6	5,1	3,6	1,6
	Поперечное	4,0	2,0	2,9	0,9	3,9	6,6	2,4
	Осевое	6,0	0,7	0,8	0,8	1,4	1,8	2,1
4 подшипник	Вертикальное	4,0	8,0	1,4	0,8	1,6	3,2	2,1
	Поперечное	4,2	0,5	2,9	0,6	1,0	6,6	1,6
	Осевое	4,0	0,8	0,9	0,3	1,6	2,0	0,8
5 подшипник	Вертикальное	17,1	0,9	17,0	0,9	1,8	38,6	2,4
	Поперечное	11,4	1,2	11,0	0,9	2,4	25,0	2,4
	Осевое	3,6	1,6	2,9	0,7	3,1	6,6	1,9



а - в диапазоне частот 0-350 Гц; б - в диапазоне частот 0-10 кГц

Рисунок 3 – Зависимости уровней вибрации в вертикальном, поперечном и осевом направлениях от наработки

(размах колебаний) по ГОСТ 21199-82 не должен превышать 35-40 мкм. На рис. 3 представлены графики, характеризующие динамику изменения общего уровня вибрации ГПА ГТН-25 на третьем и пятом подшипниках в зависимости от наработки. Из графиков следует, что по мере увеличения наработки уровни вибрации растут и к концу межремонтного периода возрастают примерно в 1,5-2,0 раза по отношению к уровням, имевшим место после ремонта. Отметим, что вибрации на частотах вращения турбин характеризуют неуравновешенности вращающихся деталей. Уровни вибрации на частотах, соответствующих вторым гармоникам, достигают 5,0 мм/с и характеризуют погрешности формы деталей (расцентровки, перекосы осей вращения относительно корпусных деталей и т.д.). Наличие высоких уровней вибрации на вторых гармониках подтверждают результаты исследований, выявивших существенные взаимные температурные смещения элементов корпуса агрегата во время его работы.

На рис. 2б показан характерный спектр вибрации второго подшипника в поперечном направлении в диапазоне 0-10 кГц и шириной полосы пропускания фильтра 6 Гц. На спектре (см. рис. 2б) различаются составляющие вибрации в диапазоне 1-3,5 кГц, возбуждаемые различными ступенями компрессора низкого давления. На спектре могут быть выделены вибросигналы от первых ступеней КНД (полоса 1,0-2,0 кГц) и его последних ступеней (вибрация на частоте, близкой к 3,0 кГц). Сопоставление и анализ спектров вибросигналов в различных направлениях в полосе 1,0-3,5 кГц указывают на принципиальную возможность выделения и измерения вибрации от каждой отдельной ступени КНД, что может быть использовано для диагностирования несимметрии газового потока в КНД. Однако следует отметить, что в полосе 1,0-3,5 кГц находятся некоторые собственные частоты лопаток различных ступеней, что осложняет выделение из вибрационных сигналов чисто вынужденных составляющих. В

полосе 3,8-5,8 кГц наблюдается большое количество гармонических составляющих с высоким уровнем, что приводит к почти сплошному спектру.

Анализ спектров, зарегистрированных на различных угловых скоростях вращения турбин, указывает на возможность выделения из вибросигналов составляющих с частотой, пропорциональной частоте вращения, и составляющих, частота которых не зависит от угловой скорости. Аналогично определяются источники высокочастотной вибрации на других подшипниках. Таким образом, выделены частотные полосы, в которых сосредоточена в основном энергия высокочастотных колебаний подшипниковых узлов, а также определены предполагаемые их источники. Наиболее высокие уровни вибрации имеют место в полосах: у первого подшипника 1,2-2,0 и 3,0-8,0 кГц; у второго – 1,0-3,5 и 3,8-6,8 кГц; у третьего – 1,5-3,0 и 4,0-6,5 кГц; у четвертого – 3,3-7,0 кГц; у пятого – 3,0-5,5 и 6,5-8,5 кГц. Следует отметить, что у некоторых подшипников имеется высокий уровень вибрации на частотах, близких либо равных 3,5 кГц.

Эта частота равна собственной частоте вибропреобразователей штатной контрольно-сигнальной аппаратуры ВВК-331, что является одной из причин ее неудовлетворительной работы. Уровни вибрации в диапазоне 0-10 кГц при одинаковых режимах работы ГТУ изменяются в зависимости от наработки. На рис.3б представлен график, характеризующий динамику изменения уровня вибрации подшипников в диапазоне 0-10 кГц. Уровни вибрации в диапазоне 0-10 кГц (так же, как и в диапазоне 0-350 Гц) имеют тенденцию к росту при увеличении наработки. Исследование и статистическая обработка зависимостей уровней вибрации от наработки может быть использована для прогнозирования вибрационного состояния ГПА.

После остановки ГПА и вывода в ремонт на агрегате были обнаружены следующие дефекты: забои и вырывы по кромкам силовой турбины; протечки масла; разрушения лабиринтных уплотнений; разрушение подшипников турбодетандера, линзового компенсатора и некоторые другие дефекты. Наиболее вероятными причинами имевших место разрушений являются температурные смещения и повышенная вибрация.

Таким образом, в результате проведенных исследований установлено следующее.

На исследуемом агрегате ГТН-25 вибрация в низкочастотной области имеет сравнительно высокий уровень. На двух подшипниках (из пяти исследуемых) имели место значения, превышающие уровни, устанавливаемые ГОСТ 21199-82 для энергетических машин. Поэтому актуальным является проведение исследований по выявлению причин вибрации ГПА ГТН-25, которые наиболее часто имеют место в условиях эксплуатации, и совершенствование проведения ремонтных работ.

Выявлен ряд источников высокочастотной вибрации, за которыми необходимо осуществлять контроль с целью поиска вибродиагностических параметров. Имеется ряд интенсивных источников высокочастотной вибрации на частотах, близких к частоте 3,5 кГц, равной собственной частоте вибропреобразователей контрольно-сигнальной аппаратуры ВВК-331, что является, по-видимому, одной из причин ее неудовлетворительной работы. В качестве вибропреобразователей целесообразно использовать датчики с собственной частотой 20-40 кГц.

Получены зависимости уровней вибрации от наработки агрегата. Статистическая обработка аналогичных зависимостей для других агрегатов может позволить прогнозировать вибрационное состояние ГПА ГТН-25 и использовать их для планирования ремонтных работ [8-20].

Исследование спектров вибрации проводилось нами на ГПА типа ГТК-10, установленных на КС г. Богородчаны (табл.2).

Полученные данные (рис.4) позволяют оценить предельное состояние подшипника нагнетателя ГПА и прогнозировать его ресурс. Например, предельными величинами амплитуд колебаний опорного подшипника являются уровни вибраций 65 мкм (предупредительная величина) и 75 мкм (предельная амплитуда, вынуждающая остановить агрегат). Тогда ресурс ГПА по уровню вибраций достигает за 30 тыс часов работы 58,6 мкм, при 35 тыс. часов – 71,4 мкм, а при наработке более 36 тыс. часов необходимо остановить агрегат.

Литература

- 1 Вибрационный контроль технического состояния газотурбинных перекачивающих агрегатов / [Васильев Ю.Н., Бесклетный М.Е., Игуменцев Е.А., Христензен В.Л.]. – М.: Недра, 1987. – 197 с.
- 2 Вплив факторів роботи газоперекачувальних агрегатів на їх напрацювання / М. І. Горбійчук, Б. В. Копей, А.Беллауар, І.В. Щупак] //Нафтогазова енергетика. – 2008. – № 3(8). – С. 55-58.
- 3 Інформаційні показники технічного стану газоперекачувальних агрегатів природного газу / [Горбійчук М. І, Копей Б. В., Беллауар А., Щупак І. В.] // Методи та прилади контролю якості. – 2008. – № 20. – С.47-50.
- 4 Овечкин Е.И. Анализ причин вибрации газоперекачивающих агрегатов // Транспорт и хранение газа. Реф. сб. ВНИИЭгазпрома. – 1980. – Вып. 2. – С.11-17.
- 5 Игуменцев Е.А. Методика вибродиагностики технического состояния газоперекачивающих агрегатов ГПА-10 и ГПА-10-1 в условиях эксплуатации на компрессорных станциях газовой промышленности / Е.А. Игуменцев, Работягов В.И., Шмидт В.В. // Техн. диагностика и неразрушающий контроль. – 1996. – №1. – С.11-20.

Таблица 2 – Вибрационное состояние газоперекачивающих агрегатов через каждые 2000 часов

№ з/п	Дата контроля	Т°С выхлопа	Давление, атм	Турбина мм/с		Нагнетатель, мкм					Примечание
				подш. №1	подш. №2	опорный		упорный		Осевой сдвиг, мм	
						гориз.	вертик.	гориз.	вертик.		
ГПА №1											
1	28.04.2004	518	50/69,3	4,4	2,3	21	17	16	16	0,29	после КР
2	03.08.2004	447	50/63,2	4,6	2,2	19	16	19	16	0,25	
3	14.12.2004	518	48,4/69	5,0	3,0	25	21	20	24	0,27	
4	06.06.2005	511	49/69	4,4	2,9	19	17	22	20	0,3	
5	03.01.2006	512	52,2/69,6	4,7	2,8	17	17	18	17	0,2	
6	26.07.2007	480	52/68,5	4,5	2,9	17	17	19	19	0,25	после КР
7	16.12.2007	512	48,5/68,5	5,3	2,9	17	21	21	21	0,28	
8	21.03.2008	520	50,1/68,8	5	3,4	17	21	21	23	0,3	
ГПА №2											
1	06.04.2006	520	52/71,5	2,8	2,2	17	21	18	18	0,26	после КР
2	31.12.2006	495	49,8/68,9	3,6	2,4	18	19	12	15	0,2	
3	31.05.2007	519	56,1/69,5	3,1	2,5	17	18	11	16	0,18	
4	04.11.2007	498	50,4/69,4	3,5	2,5	19	19	11	14	0,25	
5	14.02.2008	519	46,6/67,9	3,8	2,9	21	19	11	15	0,28	
ГПА №3											
1	18.01.2007	514	50,1/68,9	4	2,4	23	22	16	14	0,27	после КР
2	12.06.2007	470	52/68	2,6	2,4	21	24	15	15	0,22	
3	19.09.2007	517	52/68	3,5	2,7	21	22	16	15	0,2	
4	26.01.2008	519	49,5/67,5	3	2,8	21	21	16	15	0,28	
ГПА №4											
1	03.01.2006	513	52,5/70,3	2,7	2,5	20	20	11	11	0,2	после КР
2	05.06.2007	519	52/68,5	3,2	2,1	12	12	17	17	0,19	
3	01.10.2007	520	54,2/70,7	2,8	2,6	21	21	13	14	0,16	
4	24.01.2008	520	49,7/70,4	2,5	3	17	19	17	10	0,2	
5	14.05.2008	519	46,1/64,2	2,8	2,4	17	20	19	10	0,2	
ГПА №5											
1	06.05.03	510	53,5/67,1	4,4	2,3	17	10	12	11	0,22	после КР
2	28.12.03	520	49,8/70,4	5,6	3,0	19	16	11	10	0,28	
3	5.05.04	520	52,1/70,8	5,0	3,8	26	28	11	10	0,25	
4	14.10.04	512	49,1/66,9	5,4	1,7	25	14	15	16	0,27	
5	6.06.05	485	49,0/69,0	5,4	3,4	32	18	16	14	0,2	
6	21.01.06	515	43,6/65,5	4,7	1,9	33	17	17	14	0,18	
7	7.12.06	519	48,2/66,8	4,8	1,9	27	27	13	12	0,22	
8	4.06.07	520	51,9/68,5	3,9	1,8	30	23	13	13	0,18	
9	7.02.08	515	48,4/69,0	3,8	2,1	34	21	11	15	0,24	
10	01.04.08	518	47,7/64,3	3,8	2,0	36	25	12	14	0,22	
ГПА №6											
1	12.02.2005	520	47/67,6	6,1	3,7	18	22	15	14	0,32	после КР
2	27.08.2005	494	52,7/71,6	6,4	3,6	18	22	21	22	0,31	
3	21.01.2006	519	43,6/65,5	7,2	3,8	18	20	23	24	0,32	
4	22.12.2006	512	49/68,6	8,0	5,4	17	22	20	26	0,34	
5	22.05.2008	519	50,2/65,9	4,9	2,8	17	16	17	15	0,24	после КР
											700 часов
ГПА №7											
1	04.01.2007	519	52/69,1	3	6,8	45	35	30	32	0,26	после КР
2	05.04.2007	520	52,4/72	2,8	3,6	43	35	30	33	0,33	
3	18.07.2001	515	53,4/67,1	2,7	2,6	48	40	36	37	0,34	
4	06.11.2007	520	47,6/68,7	2,5	6,2	47	35	30	33	0,24	
5	26.01.2008	520	49,5/67,9	2,4	4,5	49	37	31	32	0,27	
6	25.04.2008	520	50,8/70,3	2,4	3,2	51	34	31	33	0,25	

Примечание – КР – капитальный ремонт ГПА

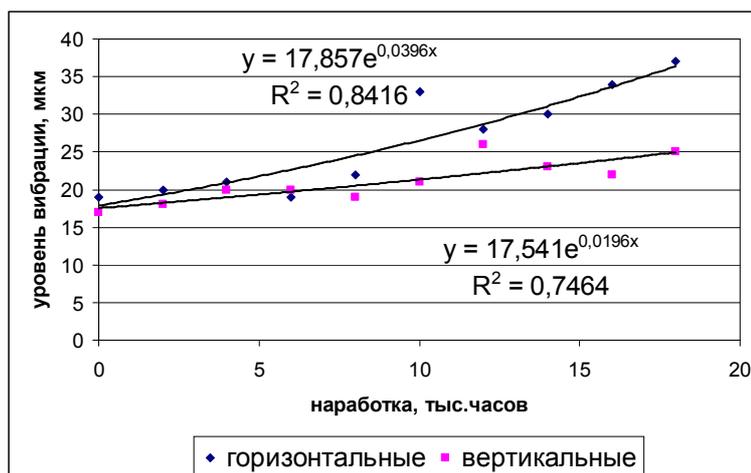


Рисунок 4 – Уровень горизонтальных и вертикальных вибраций опорного подшипника нагнетателя в времени и уравнения регрессии, описывающие их

6 Толстов А.Г. Методология построения диагностических признаков дефектов ГПА по параметрам вибрации // Газовая пром-сть. – 1991. – №10. – С. 36-37

7 Бойко М.В. Исследование вибрационных характеристик газоперекачивающего агрегата ГТП-25 // Транспорт и подземное хранение газа. Отеч. произв. опыт: ЭИ ВНИИЭгазпром. – 1987. – № 10. – С.8-13.

8 Сапрыкін С.О. Ефективність методів та приладів віброконтролю і вібродіагностування газоперекачувальних агрегатів та компресорних установок // Нафтова і газова промисловість. – 2006. – №4. – С.23-26.

9 Горбійчук М.І. Контроль технічного стану газоперекачувальних агрегатів / М.І.Горбійчук, М.І.Когутяк, О.А.Скріпка // Методи та прилади контролю якості. – 2005. – №13. – С.18-21.

10 Ігуменцев Є.О. Вплив резонансних режимів роботи газоперекачувального агрегату ГПА-10 на довговічність коробки приводів/ Є.О.Ігуменцев, Я.С.Марчук // Нафтова і газова промисловість. – 2004. – № 4. – С. 32-36.

11 Ігуменцев Е.А. Нормирование вибрации газоперекачивающих агрегатов по результатам виброобследований / Е.А.Игуменцев, Е.А.Прокопенко, Я.С.Марчук // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. – 2004. – №2. – С. 23-27.

12 Ігуменцев Е.А. Нормирование вибрации газоперекачивающих агрегатов / Е.А. Игуменцев, Я.С. Марчук, С.В. Гетьманенко // Техн. диагностика и неразруш. контроль. – 2002. – №3. – С. 7-12.

13 Микаэлян Э.А. Проблема выбора газотурбинных газоперекачивающих агрегатов для оснащения КС современных строящихся газотранспортных систем // Э.А Микаэлян, Р.Э Микаэлян / Нефтегаз. технологии. – 2001. – №1. – С.11-14. – (отеч. Тех. и технологии).

14 Методы теории самоорганизации для диагностирования неполадок ГПА / Байков И.Р., Смородова О.В., Гареев З.А., Аминеев Ф.М. // Газ. пром. – 1999. – №8. – С.26-28.

15 Дослідження коливань конструктивних елементів газоперекачувальних агрегатів / Соляник В.Г., Грудз В.Я., Шлапак Л.С. та ін. // Нафт. і газ. пром. – 1999. – №4. – С.38-39.

16 Ігуменцев Е.А. Нормирование роторных гармоник спектра виброскорости ГПА / Е.А. Игуменцев, В.В. Погребняк., В. И.Костин // Энергомашиностроение. – 1987. – №3. – С.23-26. Библиогр. : 9 назв.

17 Определение спектра частот собственных колебаний основных узлов газоперекачивающего агрегата / Л.С. Ковалева В.В.Корнеев, Н.Михайлова // Транспорт и подземное хранение газа. Отеч. Опыт. – ЭИ ВНИИЭгазпром. – 1988. – №2. – С.14-16.

18 Проблема нормирования вибрации газоперекачивающих агрегатов / Крейн А.З., Ровинский В.Д., Смирнов В.А. и др. // Транспорт., перераб. и исполъз. газа в народн. хоз-ве. Отеч.произв.опыт. ЭИ ВНИИЭгазпром. –1984. – № 9. – С. 6-9.

20 Ігуменцев Е.А. Нормирование вибрации газотурбинных ГПА / Е.А.Игуменцев, В.И. Костин Пробл. прочности. – 1989. – № 2. – С.121-122.

21 Марчук Я.С. Прогнозування залишкового ресурсу та вібромоніторинг газоперекачувального агрегату ГПА-10 // Нафтова і газова пром-сть. – 2003. – № 06. – С.43-46.

22 Бесклетный М.Е.и др. Определение технического состояния агрегата ГТ-750-6 по спектру виброскорости // Реф. ин. Транспорт и хранение газа. – М.: ВНИИЭгазпром, 1979. – № 3. – С.1-7.

23 Повышение надёжности газотурбинных ГПА. // В обз. инф.: Забродин К.В., Шуровский В.А. Современное состояние к проблем развития газотурбинного парка газовой промышленности. Сер.: Важнейшие науч.-техн. проблемы газ.пром-сти. – ВНИИЭгазпром. – 1983. – № 2. – С. 15-25.

Стаття поступила в редакційну колегію
21.05.09

Рекомендована до друку професором
Грудзом В.Я.