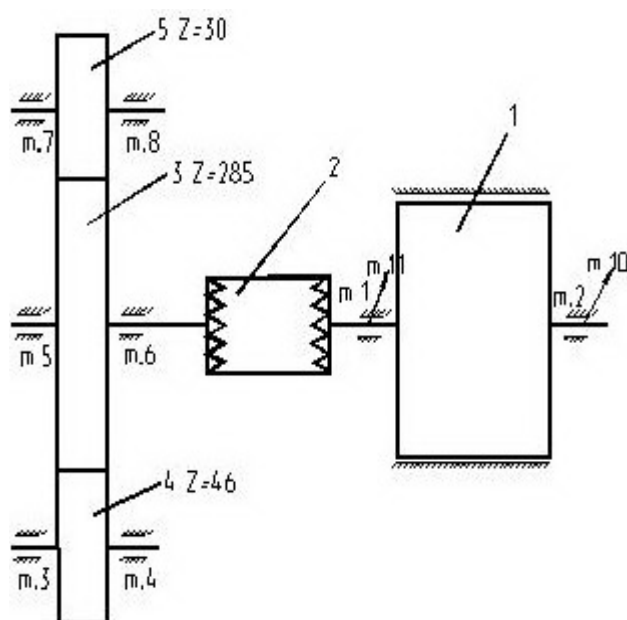


МЕТОДИКА ВИБРОДИАГНОСТИКИ КОМПРЕССОРНЫХ УСТАНОВОК И ОЦЕНКА ИХ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Гиржон А.А. Кулешов В.В. (ОМИ НАН Беларуси, Ассоциация НАМАТЕХСИС, г. Минск, Беларусь)

The comparative estimation on dynamic characteristics of working capacity of compressors before major overhaul is executed .criteria for an estimation of working capacity of compressors are offered.

Компрессорные установки типа «DEMAG» предназначены для выработки сжатого воздуха и обеспечения им технологических процессов при различных видах производства. Кинематическая схема и технические характеристики такого вида компрессоров представлены на рис.1.



Технические характеристики

1. Частота вращения ротора электродвигателя и ведущего колеса мультипликатора, об/мин – 1500;
2. Частота вращения турбины 1-2 ступени, об/мин – 9300;
3. Частота вращения турбины 3-4 ступени, об/мин – 14250;
4. Давление воздуха на выходе, бар - 9?10;
5. Производительность, м³/час – 22600;
6. Тип зубчатого зацепления в мультипликаторе – косозубое по эвольвенте;
7. Число зубьев:
 - шестерня главная – 285;
 - вал шестерни 1-2 ступени – 464;
 - вал шестерни 3-4 ступени – 30.
8. Тип муфты соединительной – зубчатая;
9. Вес элементов компрессора:
 - турбина 1-2 ступени, кг – 300;
 - турбина 3-4 ступени, кг – 150;
 - шестерня главная, кг – 1600;
 - муфта соединительная, кг – 450.
10. Вес компрессора без крышки корпуса, кг – 5750;
11. Тип опор турбин и главной шестерни – скользящие.

Рис.1 Кинематическая схема компрессора «DEMAG»

1-электродвигатель; 2-зубчатая муфта; 3-ведущее колесо; 4-шестерня турбины 1-2 ступени; 5-шестерня турбины 3-4 ступени.

При работе компрессора возникают как вынужденные, так и собственные колебания. Вынужденные колебания возникают от вращающихся элементов и их кинематических связей. Собственные колебания компрессора возникают в результате воздействия вынужденных динамических воздействий.

Значение частот вынужденных колебаний вызванных вращением вала мультипликатора с учетом зубчатых зацеплений определяем по формуле:

$$f = \frac{n_1 \cdot N}{n_2 \cdot 60}, \text{ Гц} \quad (1)$$

где n_1 – число зубьев главной шестерни;

n_2 – число зубьев шестерни в зацеплении с главной;

N – число оборотов главной шестерни, об/мин.

Подставляя значения числа зубьев и оборотов главной шестерни в формулу (1) получим частоты вынужденных колебаний:

- главной шестерни – 25 Гц;
- турбины 1-2 ступени – 155 Гц;
- турбины 3-4 ступени – 237.5 Гц.

При наличии погрешности установки (неперпендикулярность, несоосность) зубчатой соединительной муфты возникают вынужденные колебания кратные двойной частоте вращения вала приводного электродвигателя и равные 50 Гц.

Вибрации возникающие в зубчатом зацеплении рассчитываются с учетом числа зубьев, частот вращения и передаточных отношений. Для мультипликатора с кинематической схемой представленной на (рис.1) возможны частоты вибраций 1150, 1500, 2300 Гц и частотами комбинаций сумм данных значений, т.е. диапазон частот вибраций от зубчатого зацепления в мультипликаторе находится в диапазоне от 1000 до 5000 Гц.

При диагностике компрессоров наибольшее затруднение обычно вызывает определение мест установки измерительных преобразователей, которые требуется сравнить с учетом предполагаемого местонахождения дефекта. Желательно, чтобы измерительные преобразователи устанавливались как можно ближе к диагностируемому узлу и крепились на жесткие элементы конструкции с подготовленной поверхностью, а число стыков деталей на пути прохождения вибросигнала от проверяемой детали (узла) к месту установки было минимальным. При выборе этого места учитывают также резонансные свойства конструкции в требуемом диапазоне частот. Направление оси чувствительности преобразователей необходимо ориентировать по линии действия силы, вызывающей вибродиагностический сигнал.

Перед установкой датчиков на диагностируемый элемент необходимо произвести калибровку виброметра, анализатора в реальном масштабе времени и самописца. Калибровка осуществляется согласно инструкциям на данные приборы.

Для получения более обширной информации по динамике компрессора датчики устанавливались в вертикальной и горизонтальной плоскости измерений.

Схема и точки для установки датчиков при диагностике компрессора представлена на (рис.1, 2)

Основным направлением обработки сигналов при диагностике компрессора, является совместное исследование и анализ связей сигналов, характеризующих вибрационное состояние его узлов и деталей компрессора.

Процесс обработки информации осуществлялся с помощью диагностического комплекса МАК-1. Для расширенного изучения динамических процессов компрессора информация с комплекса МАК-1 передавалась в ЭВМ и обрабатывалась по специальной программе.

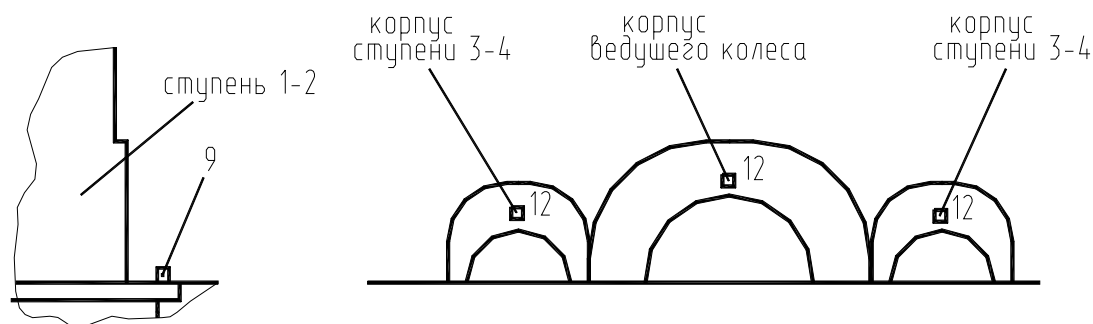


Рис.2 Точки установки датчиков на корпусных деталях и фундаменте компрессора.

При анализе колебательные процессы часто рассматривают как гармонические. Для описания достаточно знать амплитуду, фазу, и частоту. Так как данное экспериментальное исследование проводится в реальных условиях работы компрессора и в большинстве случаев динамические процессы носят случайный характер, то при обработке и анализе информации о колебаниях его узлов целесообразно применять методы теории вероятности и математической статистики. Предпосылкой к использованию данных методов является то, что в реальных условиях, регистрируя колебания узлов компрессора, из существующего множества получают ограниченное количество реализаций случайного процесса.

Информацию о динамических процессах несут характеристики случайных величин, к которым относятся следующие:

1. Дисперсия, вычисляется по выражению

$$D_x = \int_{-\infty}^{+\infty} (x - m_x)^2 P(x) dx; \quad (2)$$

где x - значение случайной величины;

m_x - математическое ожидание случайной величины;

$P(x)$ - функция плотности распределения случайной величины.

Дисперсия характеризует заброс значений случайной величины около математического ожидания. Гармонических процессов $m_x = 0$, поэтому

$$D_x = S^2 / 2; \quad (3)$$

где S - амплитуда колебаний.

2. Корреляционная функция имеет вид:

$$R(\tau) = M[x(t) \cdot x(t + \tau)]; \quad (4)$$

где t - время;

τ - сдвиг во времени;

M - символ математического ожидания.

Значение корреляционной функции показывает степень статической зависимости между последовательными значениями случайного процесса. Для гармонического процесса справедлива зависимость

$$R_x(\tau) = \frac{S^2}{2} \cos \omega \tau; \quad (5)$$

3. Спектральная плотность представляет собой функцию:

$$S(\omega) = \frac{1}{2} \pi \int_{-\infty}^{+\infty} R(\tau) e^{j\omega\tau}; \quad (6)$$

Где ω - угловая частота колебаний; $j = \sqrt{-1}$

Данная функция описывает распределение дисперсии процесса по частотам. Для полигармонического процесса, который может быть представлен в виде суммы:

$$x(t) = S \cos \omega_0 t + S \sin \omega_0 t;$$

Спектральная плотность определяется по зависимости

$$S_x(\omega) = \frac{D_x}{2} [\delta(f - f_0) + \delta(f + f_0)]; \quad (7)$$

где $f = \omega/2\pi$

Т.е. значение $S_x(\omega)$ равно сумме двух δ -функций с коэффициентом, равным половине дисперсии:

$$\int_{-\infty}^{+\infty} S_x(\omega) d\omega = D_x; \quad (8)$$

При сравнении временных рядов, значения которых измерены в различных масштабах, удобно пользоваться спектральной плотностью, нормированной дисперсией $S_x(\omega)/D_x$, которая показывает вклад дисперсии на определенных частотах в общую дисперсию.

При анализе процессов, близких к полигармоническим, график спектральной плотности представляет сумму пиков, площадь под которым численно равна дисперсии колебаний на данном диапазоне частот:

$$\int_{\omega_i}^{\omega_i + \omega_{n_i}} S_x(\omega) d\omega = D^{\omega_i + \omega_{n_i}}; \quad (9)$$

Так как при использовании ЭВМ считается не непрерывная функция, а ее дискретные значения:

$$\int_{\omega_i}^{\omega_i + \omega_{n_i}} S_x(\omega) d\omega = \sum_{n=1}^k S_x(\omega) n \Delta\omega = D^{\omega_i, \omega_i + i_n}$$

То $S_x(\omega)\Delta\omega$ представляет собой элементарное значение спектральной функции и численно равна произведению спектральной плотности на вычисляемой частоте к шагу дискретизации частоты, т.е. элементарной площади под графиком спектральной плотности. А сумма элементарных площадей равна дисперсии колебаний на рассматриваемом диапазоне частот.

Таким образом, колебания узлов компрессора можно достаточно полно оценить вышеприведенными характеристиками. Дисперсия плотностью указывает на уровень колебаний. Исчерпывающую информацию о спектрах колебаний несет спектральная плотность или распределение дисперсии по частотам.

В связи с тем, что в исследованиях широко применяется виброанализатор, колебательные процессы могут оцениваться среднеквадратическим отклонением $\sigma = \sqrt{D}$.

Так как в производственной практике привычнее использовать характеристики гармонических процессов (амплитуду, частоту, фазу), то следует учитывать, что $S = \sqrt{2D}$.

Отработка данной методики выполнялась на примере диагностики центробежного компрессора «DEMA» K960. В процессе его работы выполнялось измерение динамических характеристик в соответствии со схемой представленной на рис. 1,2. Анализ динамических характеристик показывает (рис 3а), что имеются вибрации на частоте 237 Гц, вызванные дисбалансом турбины 3-4 ступени в точках 7,8. Вибрации от зубчатого зацепления в полосе 1000-2000 Гц составляют 0,64мм/с., в полосе 2000-3200 Гц – 0,86мм/с., после 3200-4000 Гц – 0,1мм/с. Это указывает на то, что в зацеплении между вал шестерней 1-2 ступени и главной шестерней имеются дефекты. Компрессор подлежит ремонту. В первую очередь необходимо выставить соосность соединительной муфты. Провести более тщательную балансировку турбины 3-4. После данных наладок компрессор запущен в работу с обязательным контролем вибрации зубчатых зацеплений в полосе частот: 1000-2000Гц, 2000-3200 Гц и 3200-4000 Гц. После наработки 1000 часов вибрация на указанных полосах превысила уровень 1,5 мм/с. Компрессор был остановлен и проведен ремонт зубчатого зацепления в мультипликаторе.

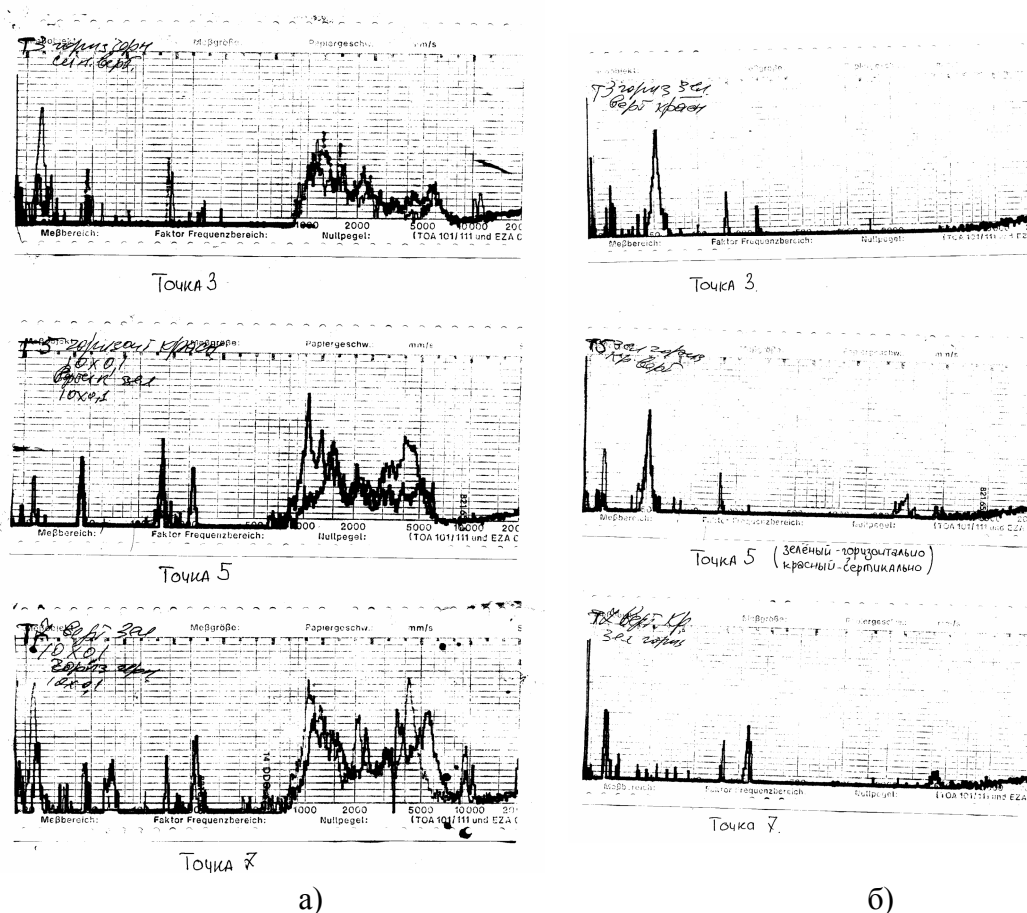


Рис.3 Спектрограммы вибраций компрессора: а) до ремонта, б) после ремонта.

После ремонта вибродиагностика показала следующее (Рис.3б)

- в горизонтальной плоскости имеются вибрации (измерялась виброскорость) на передней опоре электродвигателя с частотой 25 Гц и 50 Гц с амплитудами 0,26 и 0,86

мм/с соответственно. На задней опоре ротора электродвигателя имеется вибрация в горизонтальной с частотой 50 Гц и амплитудой 0,76 мм/с. На опорах валов мультипликатора вибрации с такой частотой отсутствуют. Амплитуды вибраций находятся в пределах допустимых, однако для повышения надежности работы компрессора следует устранить неперпендикулярность торца фланца присоединительной муфты к оси ротора электродвигателя, так как наличие такой погрешности вызывает колебания, равные двойной частоте вращения, т.е. 50 Гц.

- На опорах мультипликатора имеется вибрация с частотой 155 Гц. Амплитуды вибраций на данной частоте составляют от 0,2 до 0,32 мм/с и не превышают допустимые. Данная вибрация вызвана дисбалансом ротора 1-2 ступени, и для ее уменьшения необходимо более тщательно выполнить его балансировку, так как она совпадает с частотой вибраций пола платформы компрессора и создает некомфортные ощущения для обслуживающего персонала.

- Вибрации на зубчатых передачах в мультипликаторе практически отсутствуют, что указывает на качественное изготовление зубчатых зацеплений.

В целом вибрационные характеристики компрессора K960/4 могут служить эталоном для системы мониторинга по вибродиагностике (рис.3)

Для обеспечения надежной эксплуатации компрессоров целесообразно в дальнейшем выполнить работы по их оснащению системами вибрационного мониторинга. Вариант системы периодического мониторинга представлены на рис. 4

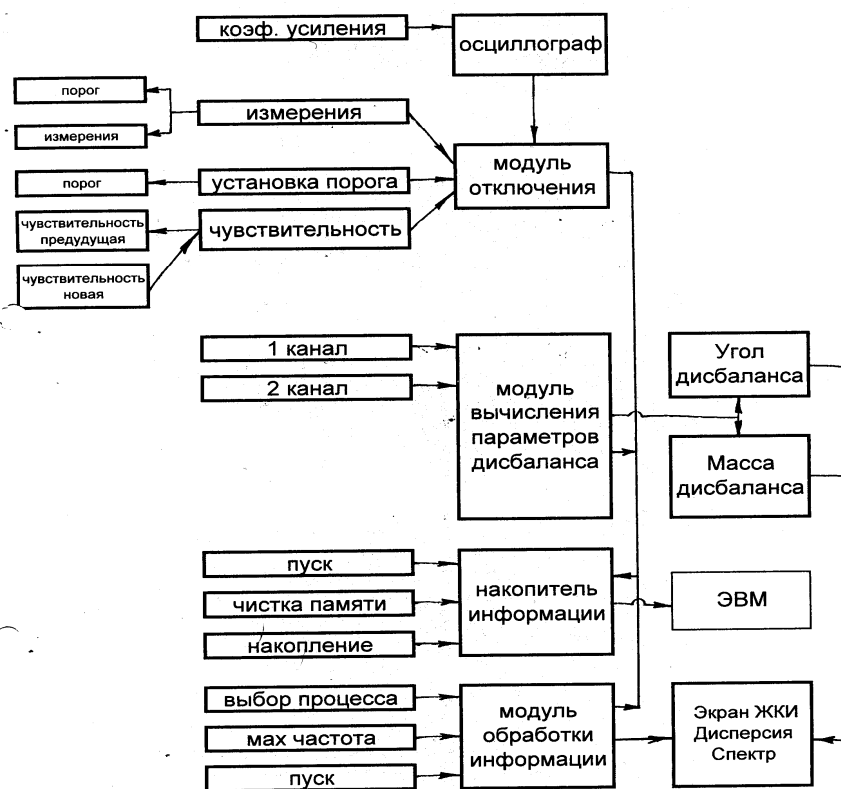


Рис.4 Структурная схема аппаратного комплекса для периодического мониторинга.

Список литературы: 1. Аршанский М.М., Щербаков В.П. Вибродиагностика и управление точностью обработки на металлорежущих станках.- М.:Машиностроение,1988.-136с. 2. Явленский К.Н., Явленский А.К. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем.-Л. :Машиностроение, 1983.-239с.

Сдано в редакцию 23.08.06