

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПОРШНЕВЫХ МАШИН

Науменко А.П. (НПЦ «Динамика», г. Омск)

Одной из важнейших задач диагностирования и мониторинга состояния поршневых машин (ПМ) является исследование, выбор и обоснование набора диагностических признаков (ДП), соответствующих видам технического состояния (ТС) и основным неисправностям ПМ, создание и исследование нормативно-методической базы ДП.

Теоретические и экспериментальные исследования по определению основных дефектов и неисправностей ПМ путем анализа параметров виброакустического (ВА) сигнала достаточно широко проводились различными научными школами в 60-х – 80-х годах прошлого века. Эти работы, как правило, основывались на стендовом моделировании различных неисправностей и дефектов отдельных деталей узлов и механизмов и выявлении закономерностей изменения ВА сигнала ДВС [2, 11, 12, 13].

С начала 90-х годов исследования в области диагностирования ПМ нефтегазохимического комплекса (НХК) в нашей стране, ближнем и дальнем зарубежье проводятся путем широкомасштабной промышленной эксплуатации стационарных систем мониторинга состояния динамического оборудования КОМПАКС® [7, 8]. Теоретический и практический опыт по анализу ВА сигналов [4 – 9], а также разработки программно-аппаратных средств [5 – 8], позволили разработать методологию диагностирования динамического оборудования, которая дает возможность накапливать опыт диагностирования и ПМ [7, 8, 9].

Основные способы обработки и анализа ВА сигнала ПМ можно разделить на три группы (рис. 1): дисперсионный анализ ВА сигнала в различных частотных полосах, например, виброускорение, виброскорость, виброперемещение (среднее квадратичное значение (СКЗ), амплитуда); амплитудно-фазовый анализ, т.е. выделение по времени (углу поворота вала) и анализ параметров ВА сигнала в пределах выделенного интервала; выделение сигнала в характерной для данного элемента механизма области частот и анализ параметров выделенного ВА сигнала.

Из приведенных способов наиболее развитым и исследованным является выделение сигнала во временной области по углу поворота вала. При этом сигнал предварительно выделяется в определенной области частот и детектируется. Однако, информация о спектральном анализе огибающей ВА сигнала в [2, 11, 12, 13] отсутствует. Сегодня анализ огибающей во временной и частотной областях является одним из основных методов диагностики элементов механизмов ПМ в системах КОМПАКС® [7, 8].

Поршневая машина представляет собой сложную газо-механическую систему и является мощным и многофакторным источником ВА сигналов. Проведенный анализ результатов теоретических и практических исследований показывает, что источниками ВА активности машин и механизмов являются различные силовые, чаще всего, статистически независимые воздействия, которые с достаточной степенью условности можно разделить на импульсные (ударные) вынуждающие воздействия F_s (например, взаимодействие зубчатых пар, открытие и закрытие клапана), полигармонические вынуждающие воздействия F_g (например, момент несбалансированных масс) и шум F_n , возникающий вследствие трения контактирующих деталей или газогидродинамики [10]. Нелинейные взаимовлияния в

механической системе взаимодействующих элементов приводят к перемножению и суперпозиции всех силовых взаимодействий F_g, F_s, F_n с весовыми функциями в виде импульсных характеристик h_g^s, h_s^n, h_n^g , соответствующих каждой паре силовых воздействий.

С учетом импульсной характеристики канала преобразования, усиления $h_{tr}(t)$ получено выражение, описывающее электрический сигнал на выходе датчика, который может быть представлен как смесь шумовых и периодических составляющих (ШПС) [7, 8] ВА сигнала:

$$\|U_{\Sigma}(t)\| = \|h_{tr}(t)\| \cdot \|S_{\Sigma}(t)\| = \begin{vmatrix} h_{str}(t) & 0 & 0 \\ 0 & h_{gtr}(t) & 0 \\ 0 & 0 & h_{ntr}(t) \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} S_s(t)h_s(t) \cdot [0,5 + S_n^s(t)] & S_s(t)h_s(t) \cdot [0,5 + S_g^s(t)] \\ S_g(t)h_g(t) \cdot [0,5 + S_n^g(t)] & S_g(t)h_g(t) \cdot [0,5 + S_s^g(t)] \\ S_n(t)h_n(t) \cdot [0,5 + S_s^n(t)] & S_n(t)h_n(t) \cdot [0,5 + S_g^n(t)] \end{vmatrix}$$

где $h_{str}(t), h_{gtr}(t), h_{ntr}(t)$ - импульсные характеристики канала от места приема ВА сигнала до преобразования его в электрический сигнал для свободных затухающих, вынужденных незатухающих, широкополосных и случайных узкополосных колебаний ВА канала соответственно; $h_s(t), h_g(t), h_n(t)$ - импульсные характеристики канала от места возникновения сигнала до места приема; $S_n^s = S_n h_n^s$; $S_g^s = S_g h_g^s$; $S_n^g = S_n h_n^g$; $S_s^g = S_s h_s^g$; $S_s^n = S_s h_s^n$; $S_g^n = S_g h_g^n$ при этом импульсная характеристика h_g^s определяет степень взаимовлияния S_g и S_s , h_s^n - степень взаимовлияния S_s и S_n , h_n^g - степень взаимовлияния S_n и S_g и т.д.

На основе предложенной модели, а также с учетом известных исследований в области ВА диагностики [7, 8] можно констатировать:

1. В целом ВА колебания могут быть представлены в виде ШПС [7, 8];
2. Виброакустический сигнал на выходе датчика представляет собой суперпозицию колебаний соответствующих силовых воздействий и их взаимомодулированные компоненты;
3. Такие параметры ВА колебаний, как ускорение, скорость, перемещение, а также их изменение во времени при диагностике, являются ортогональными диагностическими признаками неисправностей, что доказано в работах В.Н. Костюкова [7, 8] и его учеников.

Поршневая машина имеет множество ТС, поэтому методология формирования ДП дефектов и неисправностей основывается на том, что фактически при диагностировании это множество разделяется на конечное число распознаваемых классов состояний. В каждом классе состояний объединяются дефекты и неисправности, обладающие одинаковой физической природой. На основании статистического анализа отказов объекта диагностирования для каждого класса ТС формируются усредненные для данного класса значения диагностических признаков.

Многолетний опыт мониторинга и диагностики ПМ показывает, что в качестве основных диагностических признаков неисправностей ПМ целесообразно выбрать СКЗ ускорения, скорости и перемещения ВА колебаний, оценки при заданном уровне вероятности амплитуд ускорения и перемещения вибросигнала как за полный цикл работы ПМ, так и в заданные моменты по углу поворота коленчатого вала. Для повышения глубины диагностирования целесообразно проводить анализ огибающей ВА сигнала, выделенного в характерной области частот. При этом основными параметрами огибающей является оценка математи-

ческого ожидания амплитуды выделенного в соответствии с циклограммой работы ПМ ВА импульса, его длительности, положения во временной области, а также спектральная оценка периодических и шумовых составляющих огибающей. Опыт показывает, что в зависимости от места получения ВА информации указанные оценки адекватно характеризуют состояние соответствующего узла, например, клапанов поршневого компрессора (ПК) или состояние деталей цилиндропоршневой группы.

Теория ортогональности параметров ВА колебаний, сформулированная и обоснованная в работах В.Н. Костюкова и его учеников для широкого класса динамического оборудования, подтверждается и для ПМ. Приведенные тренды показывают различную реакцию виброускорения и виброскорости (рис. 2), виброускорения и виброперемещения (рис. 3) на различные состояния ПК. Особенно характерны тренды (рис. 2) при накоплении конденсата и последующем гидроударе – виброускорение, как параметр, реагирующий на газоакустические процессы, адекватно отражает процесс накопления конденсата в цилиндре и возникновение гидроудара. В тоже время виброскорость, параметр, отражающий энергию колебательных процессов, отреагировала только на изменения условий компримирования в виде уменьшения объема камеры сжатия. Тренды виброускорения и виброперемещения с датчика, установленного над ползуном крейцкопфа (рис. 3), не оставляют никаких надежд на выявление взаимосвязи между двумя этими вибропараметрами.

Важнейшей задачей диагностики и мониторинга состояния ПМ является формирование нормативных параметров ДП. Существующий нормативно-методический документ в области контроля вибрации ПМ [1] не позволяет диагностировать узлы и детали цилиндров, кривошипно-шатунного механизма. Нормирование ВА колебаний только по ускорению и скорости подшипников [3] также не обеспечивает достаточной глубины и достоверности диагностики ПМ.

Многолетние исследования и контроль состояния ПМ с помощью систем КОМПАКС® [4, – 8] позволили определить места установки датчиков вибрации, которые обеспечивают максимальную глубину диагностирования при минимально необходимом количестве датчиков (рис. 4): 1 – на крышке цилиндра; 2 – в зоне клапанов; 3 – на клапанах (устанавливаются при необходимости детальной диагностики клапанов); 4 – над штоком; 5 – над ползуном крейцкопфа; 6 – датчики на коренных подшипниках; 7 – датчик углового положения вала; 8 – на подшипнике двигателя.

Статистический анализ ВА сигналов с датчиков, установленных на крышки цилиндров, выявил, что функции распределения амплитудных значений ускорения (Рис. 5), скорости, перемещения изменяют свои параметры в зависимости от состояния субъекта.

Анализ статистической взаимосвязи СКЗ и амплитудных значений вибропараметров показывает, что СКЗ и амплитуда ускорения коррелированы, а СКЗ и амплитуда скорости и перемещения – некоррелированы (табл. 1).

Обработка вибропараметров сигналов и их трендов, полученных с различных узлов различных типов ПМ, показала, что функции распределения амплитуд ускорения, скорости, перемещения имеют перегиб в точке по уровню вероятности 99% для субъектов в состоянии ДОПУСТИМО («Д»). Функцию распределения амплитуд параметров ВА сигналов для субъектов в состоянии «Д» в диапазоне вероятностей от 82% до 99% можно аппроксимировать прямой линией с $R^2 \geq 0,9$.

Таблица 1 – Мера Линдера между амплитудой
с вероятностью Р и СКЗ параметров ВА сигнала

Вибропараметр	СКЗ виброускорения	СКЗ виброскорости	СКЗ виброперемещения
Амплитуда, Р=100%	0.77	0.24	0.11
Амплитуда, Р=99%	0.90	0.16	0.09
Амплитуда, Р=98%	0.94	0.15	0.14
Амплитуда, Р=97%	0.96	0.14	0.17
Амплитуда, Р=96%	0.98	0.14	0.20
Амплитуда, Р=95%	0.98	0.14	0.24

При изменении состояния субъектов точка перегиба функций распределения параметров ВА сигнала смещается в сторону меньших значений – с 99% до 93%. Поэтому для повышения достоверности показаний систем мониторинга и диагностики и защиты от субъективных факторов при проведении измерений амплитуды вибропараметров целесообразно уровень вероятности выбирать в пределах от 96% до 98%.

Статистический анализ сигналов и трендов виброускорения с датчиков, установленных на крышки цилиндров ПК итальянской фирмы Nuovo Pignone типа 4HF/2 серии HF и ПК типа 4ГМ16М-45/17-37 (г. Сумы), показывает, что среднее значение СКЗ ускорения составляет $9,7 \text{ м/с}^2$, амплитуды – 71 м/с^2 (рис. 6). Учитывая характер гистограммы амплитуд (наличие двух мод и выбросов) можно констатировать превышение уровня амплитуд по ускорению значения 70 м/с^2 . По используемым нормам 71 м/с^2 – уровень НЕДОПУСТИМО («НДП»). Таким образом, компрессоры по амплитуде ускорения неоднократно работали с превышением уровня «НДП». Гистограмма СКЗ ускорения также имеет две моды, но выраженную не так ярко как гистограмма амплитуд.

Значения СКЗ виброускорения около 10 м/с^2 соответствует медиане (рис. 6). Учитывая двухмодовость гистограмм целесообразно выбрать величину СКЗ 14 м/с^2 в качестве уровня ТРЕБУЕТ ПРИНЯТИЯ МЕР («ТПМ»). Величину СКЗ «НДП» можно выбрать на уровне 28 м/с^2 (Таблица 2).

Таблица 2 – Экспериментальные данные по СКЗ вибропараметров ПК

Субъект	Состояние	A, м/с^2	V, мм/с	S, мкм
Радиальное направление поршня Клапан нагнетательный, впускной	Д	11,2	2,8	7,1
	ТПМ	18	3,6	11,2
	НДП	36	7,1	23
Осевое направление	Д	7,1	4,5	9
	ТПМ	14	6,3	14
	НДП	28	14	28
Крейцкопф	Д	4,5	3,6	7,1
	ТПМ	6,3	4,5	14
	НДП	11,2	8,7	36
Коренной подшипник	Д	2,8	4,5	7,1
	ТПМ	3,6	5,6	11,2
	НДП	7,1	11,2	24

Статистика параметров виброскорости показывает (рис. 7), что среднее значение СКЗ виброскорости составляет $1,14 \text{ мм/с}$, а амплитуды – $4,9 \text{ мм/с}$. Величина

СКЗ 1,15 мм/с соответствует медиане. Уровень «ТПМ» СКЗ составляет 6,3 мм/с, а величина «НДП» - 14 мм/с (Таблица 2).

Статистическая обработка параметров трендов (рис. 8) выявила, что для компрессора 4HF/2 (Nuovo Pignone) среднее значение СКЗ 40-суточных трендов виброперемещения составляет 13 мкм, для ПК 4ГМ16 – 4,7 мкм, совместно для обоих типов компрессоров – 8,8 мкм.

Обработка сигналов, значений виброперемещения и полученная статистика (Рис. 8) для всех типов компрессоров позволяют определить, что среднее значение СКЗ составляет 5,3 мкм, а амплитуды – 15,5 мкм, что соответствует уровню вероятности 50% и 60% соответственно. С учетом функций распределения и технического состояния компрессоров значение «ТПМ» будет составлять 14 мкм, уровень «НДП» – 28 мкм (Таблица 2).

Анализ циклограммы работы ПМ, в частности, ПК НХК, исследование значений измеренных параметров ВА сигнала по углу поворота вала, т.е. частотно-временная селекция сигналов, выделение огибающей ВА сигнала с датчиков, установленных в различных точках ПМ, позволяют наглядно представлять процессы, происходящие в машине, и повысить точность постановки диагноза [4–10]. Особенно эффективно применение огибающей при ее синхронизации с угловым положением коленчатого вала. Для выделения огибающей используются специально разработанные алгоритмы, позволяющие получать сигнал, несущий максимально возможную информацию о состоянии узлов и деталей ПМ. Разработаны нормы и предельные значения, в частности, для виброускорения [4, 5, 6], которые также имеют градации «Д», «ТПМ» и «НДП». Частотно-временная селекция сигналов и синхронная обработка существенно помогают обнаружить фундаментальные причины отказов и неисправностей.

Исследования спектральных составляющих огибающей ВА сигналов, полученных с различных узлов ПМ, позволили сформировать критерии оценки состояния узлов и протекания технологического режима эксплуатации ПМ, возникающих как по отдельности, так и совместно [7–10], основанные на соотношении спектральных составляющих гармоник частоты вращения вала.

В конце 2006 г. система КОМПАКС® осуществляла мониторинг технического состояния более 35 ПК на нефтегазоперерабатывающих заводах в городах Ангарске, Астрахани, Ачинске, Бургасе, Волгограде, Омске, Саратове, Сызрани и др. Под контролем системы эксплуатируются как компрессоры отечественного производства – на оппозитной базе марок: 4М16М-45/35-55, 4ГМ16М-45/17-37, 2ГМ16-20/42-60, 2М10-11/42-60; 5Г-600/42-60; 205ВП-16/70; 305ВП-16/70 и др., так и импортные – ВДСВ-30/30/20/20 (Worthington), 4HF/2 серии HF (Nuovo Pignone), 2TV2 (Neuman & Esser).

В результате проведенных исследований параметров ВА сигналов и их трендов определены нормативные значения СКЗ и амплитуд вибропараметров при заданном уровне вероятности для различных мест установки датчиков, в которых контролируется состояние различных узлов компрессора. Разработаны алгоритмы выделения огибающей ВА сигналов, их анализа во временной и частотной областях, сформированы критерии оценки состояния узлов и протекания технологического режима работы ПМ.

Литература:

1. ISO 10816-6:1995 Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 6. Reciprocating machines with power ratings above 100 kW.

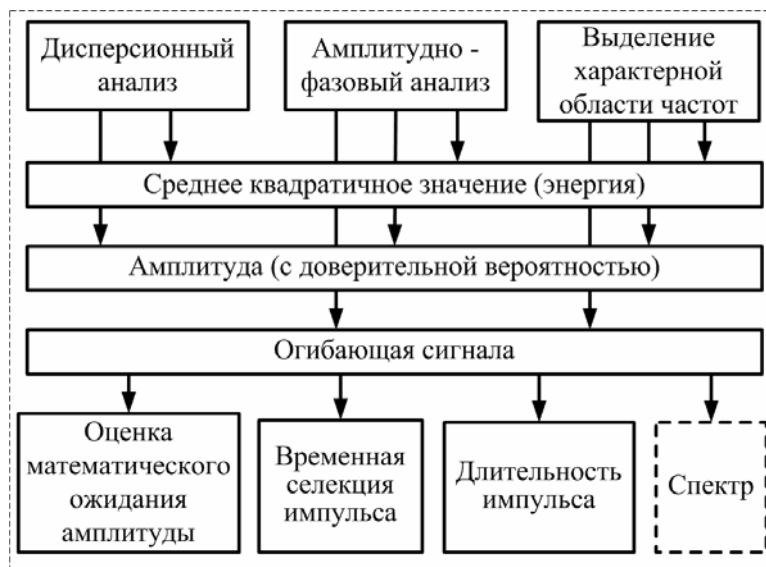


Рис. 1. Методы анализа ВА сигнала

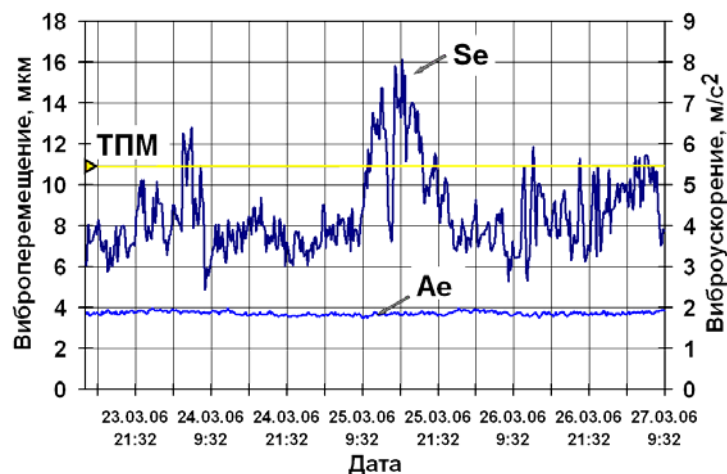


Рис. 3. Тренды виброускорения и виброперемещения подтверждают их ортогональность



Рис. 2. Тренды вибропараметров, отражающие их ортогональность

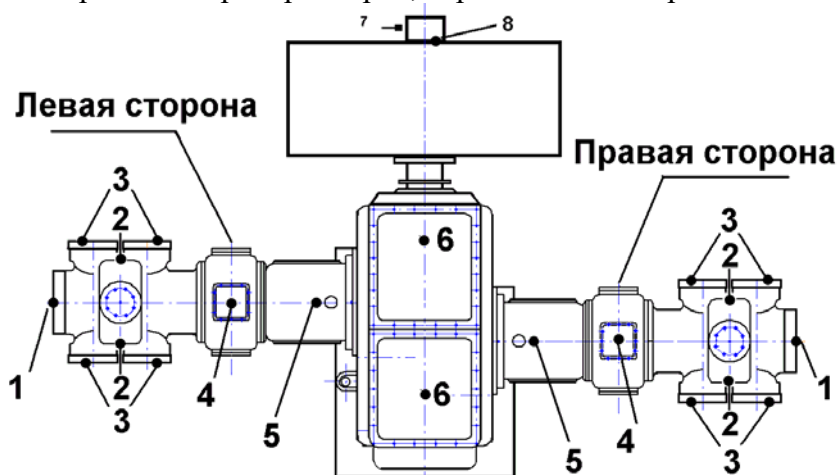


Рис. 4. Места установки датчиков

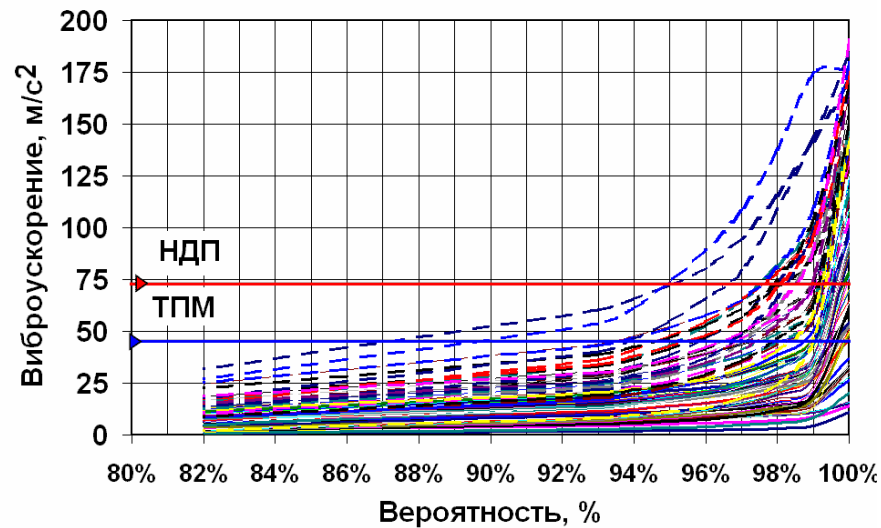


Рис. 5. – Функция распределения значений виброускорения

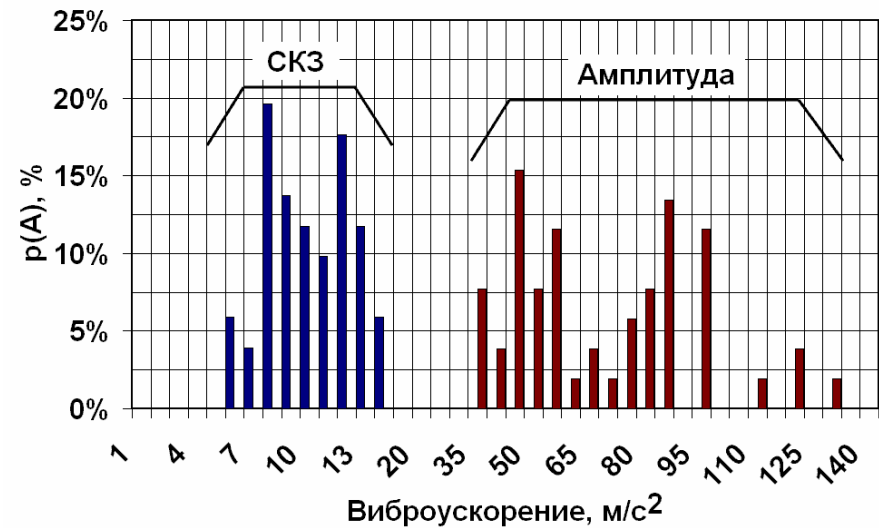


Рис. 6. – Гистограмма значений виброускорения

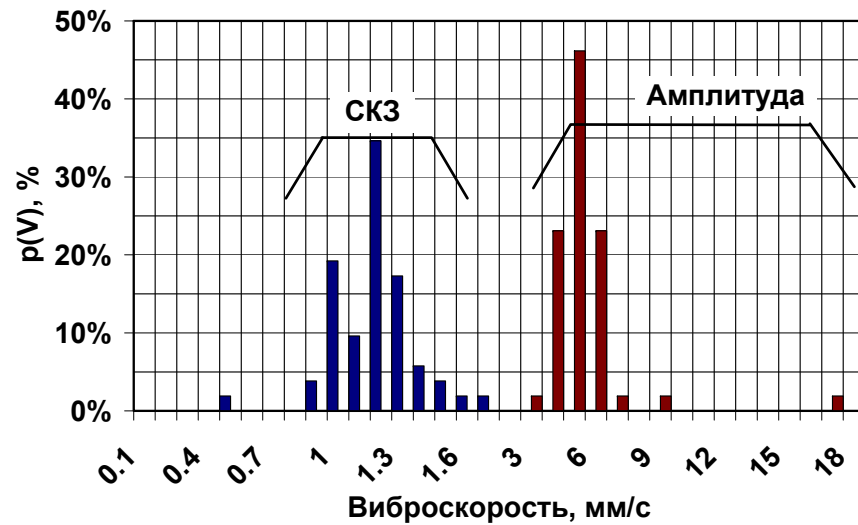


Рис. 7. – Гистограмма значений виброскорости

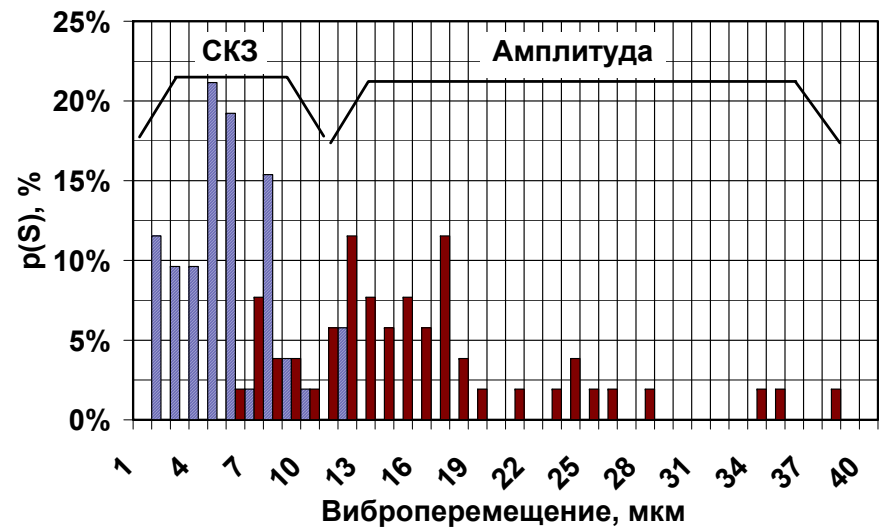


Рис. 8. – Гистограмма значений виброперемещения

2. Диагностика автотракторных двигателей. / Под ред. Н.С. Ждановского. Изд. 2-е, перераб. и доп. - Л.: Колос, 1977. – 264 с.
3. ДСТУ 3162-95 Компрессорное оборудование. Определение вибрационных характеристик малых и средних поршневых компрессоров и нормы вибрации.
4. Костюков В.Н., Науменко А.П. Нормативно-методическое обеспечение мониторинга технического состояния поршневых компрессоров // Контроль. Диагностика. – №11 - 2005 г. – С. 20-23
5. Костюков В.Н., Науменко А.П. Система контроля технического состояния машин возвратно-поступательного действия // Контроль. Диагностика. - № 3, 2007 г. – С. 50-59
6. Костюков В.Н., Науменко А.П. Система мониторинга технического состояния поршневых компрессоров нефтеперерабатывающих производств // Нефтепереработка и нефтехимия. Научно-технические достижения и передовой опыт. - №10. – 2006. – С. 38-48.
7. Костюков В.Н. Мониторинг безопасности производства. – М.: Машиностроение, 2002. – С. 93-103.
8. Костюков В.Н., Бойченко С.Н., Костюков А.В. Автоматизированные системы управления безопасной ресурсосберегающей эксплуатацией оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств (АСУ БЭР - КОМПАКС®) / Под ред. В.Н. Костюкова. - М.: Машиностроение, 1999. - 163 с.
9. Костюков В.Н., Науменко А.П. Практика виброакустической диагностики поршневых машин (статья) // Сборник научных трудов по проблемам двигателестроения, посвященный 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана // Под редакцией Н.А. Иващенко, Л.В. Грехова. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – С. 30-35
10. Костюков В.Н., Науменко А.П. Практические основы виброакустической диагностики машинного оборудования: Учеб. пособие / Под ред. В.Н. Костюкова. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2002. – 108 с.
11. Луканин В.Н. Шум автотракторных двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1971. – 272 с.
12. Павлов Б.В. Акустическая диагностика механизмов. - М.: Машиностроение, 1971. - 224 с.
13. Техническая эксплуатация машинно-тракторного парка / В.А. Аллилуев, Д.А. Ананьин, В.М. Михлин. – М.: Агропромиздат, 1991. – 367с.

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Соболенко А.Н., Корнейчук Ю.А. (Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет)

Кинематической погрешностью цепной передачи $\varepsilon_{к.ц.п.}$ называют разность между действительным и теоретическим перемещениями ведомой звездочки передачи по дуге делительной окружности

$$\varepsilon_{к.ц.п.} = (\varphi_2 - \varphi_1) \cdot r, \quad (1)$$

где: r - радиус делительной окружности ведомого колеса, м; φ_2 – действительный угол поворота ведомого колеса, рад; φ_1 – номинальный угол поворота ведомого колеса, рад. Кинематическую погрешность цепной передачи двухтактного дизельного двигателя можно упрощенно представить угловыми смещениями ведомого вала по отношению к равномерно вращающемуся ведущему валу.