

Автореферат  
177

М

проф. Чумаку И. П.

ОДЕССКИЙ ИНСТИТУТ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕХНИКИ И ЭНЕРГЕТИКИ

На правах рукописи

ЛОПАТИНСКАЯ Элита Зирольдовна

УДК 621.574.041.004.6

ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ  
ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОРШНЕВЫХ  
ХОЛОДИЛЬНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Специальность 05.04.03 – Машины и аппараты холодильной  
и криогенной техники и систем  
кондиционирования

Специальность 05.04.06 – Вакуумная, компрессорная  
техника и пневмосистемы

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Одесса - 1989

Работа выполнена в Одесском институте низкотемпературной техники и энергетики.

Научные руководители - доктор технических наук, профессор  
Милованов В.И.

- доктор технических наук  
Калинин И.М.

Официальные оппоненты - доктор технических наук, профессор  
Пластинин П.И.

- доктор технических наук, профессор  
Мещеряков Г.Н.

Ведущая организация - ОКБ Ю "Кристалл", г. Харьков

Защита состоится "29" сентября 1990.

в 11 00 часов на заседании специализированного совета

К.068.27.01 при Одесском институте низкотемпературной техники и энергетики по адресу: 270057, г.Одесса, ул.Петра Великого, 1/3.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Автореферат разослан "28" декабря 1989. г.

Ученый секретарь

специализированного совета,

доцент

Р.К.Никульшин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

xv 1257

ИНСТИТУТ ХОЛОДА  
ОНАХТ  
Одесса

Актуальность проблемы. Эффективность эксплуатации холодильных машин и установок в значительной степени определяется их качеством и надежностью, обеспечение которых связано с проблемами рациональной организации контроля фактического технического состояния объектов и прогнозирования его изменения со временем наработки. Применение различных систем технического диагностирования позволяет повысить эффективность использования компрессорных машин в период до выработки ресурса на 40-50% за счет выявления неисправностей, предупреждения отказов, поддержания оптимальных эксплуатационных параметров и прогнозирования их изменений. Создание надежных систем диагностирования определяет принципиальную возможность перехода от широко применяемого сегодня технического обслуживания оборудования по заранее назначенному ресурсу (планово-предупредительные ремонтные работы) к обслуживанию по фактическому техническому состоянию, определяемому по данным систематического контроля параметров и результатам диагностирования объектов.

В связи с этим в последние десятилетия уделяется большое внимание вопросам технической диагностики холодильного оборудования. При этом в зависимости от технического принципа диагностики выбираются и анализируются те или иные параметры, характеризующие состояние компрессора.

С точки зрения реализации принципов безразборности, универсальности и высокой оперативности большие возможности имеются при применении методов виброакустической диагностики, базирующихся на использовании информации, содержащейся в колебательных процессах, сопровождающих работу объекта.

В приложении к поршневым холодильным компрессорам методы виброакустической диагностики стали применяться сравнительно недавно. Большинство из выполненных работ носят чисто экспериментальный характер, выполнялись для конкретных моделей компрессоров, и поэтому их результаты не поддаются широкому обобщению и распространению на другие типы компрессоров.

Цель и задачи исследования. Настоящая диссертация посвящена разработке общих принципов построения систем виброакустического диагностирования поршневых холодильных компрессоров. Целью работы является:

- установление взаимосвязи параметров технического состояния и виброакустического процесса поршневого холодильного компрессора;

- исследование информативности виброакустического сигнала (ВАС) и применимости его характеристик для формирования диагностических признаков технического состояния компрессора;

- разработка методов получения диагностической информации. В диссертации поставлены следующие задачи.

1. Исследовать ударные взаимодействия в основных сопряжениях поршневого холодильного компрессора, а также закономерности формирования его ВАС.

2. Разработать методы идентификации виброакустических процессов поршневого холодильного компрессора, позволяющие выявлять и локализовать источники виброактивности механизма.

3. Исследовать влияние износа деталей в основных сопряжениях, также ряда эксплуатационных и сборочных дефектов поршневого холодильного компрессора на временные, статистические и спектрально-корреляционные характеристики его ВАС.

4. Исследовать свойства каналов распространения упругих колебаний механизма компрессора и оценить влияние их частотных характеристик на регистрируемый виброакустический процесс.

5. Разработать специальные способы представления виброакустической информации в зависимости от типа диагностических задач, а также методы обработки ВАС, повышающие его помехоустойчивость и обеспечивающие возможность выделения информативной составляющей.

6. Разработать методологические принципы рациональной организации процессов сбора и получения диагностической информации, а также практическую методику формирования эталонных сигналов, соответствующих диагностируемым техническим состояниям поршневого холодильного компрессора.

#### Научная новизна работы.

1. Предложен новый метод описания движения шатунно-поршневой группы компрессора, основанный на более точном определении сил инерции деталей механизма.

2. Теоретически обоснован и реализован новый метод формирования диагностических признаков технического состояния компрессора в условиях малого изменения информативной составляющей его ВАС (метод режимных смещений).

3. Впервые предложен метод экспресс-оценки качества сборочных работ поршневого компрессора, использующий статистические характеристики виброакустического процесса.

#### Научные положения, защищаемые в работе.

1. Диагностический анализ виброакустических характеристик поршневого холодильного компрессора следует выполнять на основе математической модели "неидеального" компрессора, отличающейся от модели "идеального" введением поправок к силам инерции деталей шатунно-поршневой группы, являющихся функциями зазоров и углов прижатия сопрягаемых поверхностей в кинематических парах компрессора.

2. Ввиду того, что влияние нестабильности частотных характеристик звукопроводящих каналов поршневого холодильного компрессора на виброакустический процесс сравнимо с изменением информативной составляющей ВАС на ранних стадиях эксплуатации механизма, диагностику технического состояния в этот период целесообразно осуществлять на основе разработанного метода режимных смещений моментов возникновения ударных импульсов в сопряжениях компрессора, обеспечивающего стабилизацию частотных характеристик каналов машины.

3. Формирование эталонных значений диагностических признаков технических состояний поршневых холодильных компрессоров невозможно на базе виброакустических сигналов компрессоров, подвергавшихся сборкам-разборкам в условиях эксплуатации и ремонта, ввиду значительных изменений свойств виброакустического процесса.

#### Практическая ценность и внедрение результатов работы.

Все научные положения, результаты работы, выводы и рекомендации, сформулированные в диссертации, подтверждаются большим объемом экспериментальных исследований, выполненных в испытательных лабораториях Одесского института низкотемпературной техники и энергетики и Специального конструкторско-технологического бюро компрессорного и холодильного машиностроения "Одесколдмаш".

Основные практические результаты заключаются в разработке математической модели динамических процессов неидеального механизма компрессора, позволяющей оптимизировать массово-геометрические параметры компрессора с точки зрения ударных взаимодействий в сопряжениях и исследовать влияние параметров технического состояния механизма на его динамические и виброакустические

характеристики; в создании практически удобного и наглядного метода экспресс-оценки качества сборочных работ компрессора; в разработке метода режимных смещений, позволяющего решать наиболее сложные диагностические задачи. Для создания систем вибро-акустического диагностирования холодильного и компрессорного оборудования разработаны методологические принципы и практические рекомендации.

Проведенные исследования стимулировались потребностями промышленности. Результаты этих исследований использованы в научно-технических разработках ВНИИхолодмаша, а также внедрены в практику на ряде заводов и предприятий, специализирующихся на производстве, ремонте и эксплуатации холодильных компрессоров, что позволило получить значительный экономический эффект.

#### Публикации и апробация результатов исследований.

По материалам диссертации опубликовано 9 печатных работ.

Результаты проведенных исследований докладывались на Xби-лейной научной сессии с международным участием "Развитие холодильной техники" (София, 1988), на УШ Всесоюзной научно-технической конференции "Создание компрессорных машин и установок, обеспечивающих интенсивное развитие отраслей топливно-энергетического комплекса" (Сумы, 1989), на Всесоюзной научно-практической конференции "Пути интенсификации производства с применением искусственного холода в отраслях агропромышленного комплекса, торговли и на транспорте" (Одесса, 1989), а также на ежегодных научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава и научных сотрудников Одесского института низкотемпературной техники и энергетики (Одесса, 1987-1989).

Объем и структура диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованной литературы, включающего 105 источников. Основная часть диссертации содержит 118 страниц машинописного текста, 54 рисунка и 11 таблиц.

#### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Виброакустическая диагностика холодильных компрессоров, несмотря на очевидные достоинства метода, не является сегодня достаточно развитым направлением технической диагностики. Серьезно изучены лишь некоторые частные вопросы, касающиеся, в основ-

ном, применения энергетических и интегральных спектральных характеристик виброакустического процесса компрессора. Так, в работах В.П.Богданова, С.А.Володичева, В.М.Силанова, М.П.Кашкина исследовалась зависимость спектра ВАС холодильного компрессора от износа его деталей и некоторых эксплуатационных дефектов. Ряд разработок Д.Х.Кулаева посвящен созданию диагностического прибора для отдельной оценки состояния пластинчатых клапанов и механизма движения, принцип которого основан на различии частотных диапазонов исследуемых процессов. Для отдельной оценки технического состояния сопряжений механизма движения поршневого компрессора В.И.Бересневичем предложена регрессионная модель холодильного компрессора, использующая в качестве входной информации спектральные характеристики ВАС. Наконец, А.В.Романовым разработан тестовый метод оценки величин зазоров в механизме движения холодильного поршневого компрессора, основанный на гипотезе равномерного износа сопряжений механизма.

Анализ разработанных систем виброакустического диагностирования поршневых холодильных компрессоров и результатов, полученных при их применении, не позволяет установить объективные, физически обоснованные закономерности формирования виброакустического процесса компрессора и взаимосвязь параметров технического состояния механизма со структурой и свойствами его ВАС. Это обуславливает невозможность реализации функционального подхода и необходимость использования гипотезы равномерного износа.

С другой стороны, современные тенденции развития виброакустической диагностики сложных механизмов и машин указывают на целесообразность разработки общих принципов диагностирования поршневых холодильных компрессоров в соответствии с основными положениями теории технического диагноза Б.В.Павлова и созданной на ее основе системы виброакустического диагностирования двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и дизелей.

Основные сложности, возникающие при разработке общих принципов систем виброакустического диагностирования компрессоров обуславливаются не только новизной рассматриваемых проблем, но и необходимостью учета особенностей и специфики поршневого холодильного компрессора, не позволяющих формально использовать опыт диагностирования ДВС. К числу основных факторов, усложняющих (по сравнению с ДВС) процедуру диагностирования холодильного компрессора и определяющих суть настоящего исследования относятся:

- малые значения эксплуатационного роста зазоров в сопряжениях поршневого холодильного компрессора, определяющие незначительное изменение его ВАС;
- значительное влияние смазки на прохождение виброакустических импульсов;
- отсутствие "рабочего хода", являющегося наиболее нагруженным участком рабочего процесса ДВС, в течение которого осуществляется анализ ударных взаимодействий в кинематических парах механизма;
- наличие самодействующих клапанов, усложняющее задачу идентификации виброакустических процессов поршневого холодильного компрессора;
- невозможность последовательного отключения цилиндров и изменения частоты вращения коленчатого вала, позволяющих решать задачу разделения ВАС.

Известно, что используемые в диагностических целях виброакустические сигналы механизмов являются результатом ударных взаимодействий, имеющих место при перекладках сопрягающихся поверхностей кинематических пар. Поэтому для изучения структуры и свойств ВАС компрессора при различных условиях работы и технических состояниях механизма проведено математическое моделирование динамических и виброакустических процессов поршневого холодильного компрессора.

В основу разработанной математической модели положена импульсная модель вынужденных колебаний, базирующаяся на представлении процесса возбуждения колебаний в механизме компрессора в виде периодической последовательности прямоугольной формы:

$$\zeta(t) = \sum_{k=0}^{\infty} f(t - t_k), \quad (1)$$

где  $t_k = kT + t_0$ , а  $k$  - целое число. Функция  $\zeta(t)$  считалась детерминированной, что предполагало однозначность определения амплитуды  $a$ , длительности  $\tau$ , периода следования  $T$  и момента возникновения  $t_0$  виброакустического импульса. При этом энергетический спектр  $G(\omega)$  рассматриваемой последовательности импульсов

$$G(\omega) = \frac{2}{T} \left( \frac{\tau \sin \omega \tau / 2}{\omega \tau / 2} \right)^2 \left[ \frac{4\pi a^2}{T} \sum_{r=0}^{\infty} \delta(\omega - \frac{2\pi r}{T}) \right], \quad (2)$$

где  $g(\omega \tau) = \frac{\sin \omega \tau / 2}{\omega \tau / 2}$  - спектральная функция одиночного импульса, определяющая форму огибающей спектра;  $\delta(\omega - \frac{2\pi r}{T})$  - дельта

-функция.

Для определения основных параметров виброакустического импульса исследовались ударные взаимодействия в кинематических парах механизма. Расчетная схема поршневого компрессора, принятая для описания динамических и кинематических процессов неидеального механизма, изображена на рис. 1.

На схеме показаны внешние силы (газовая сила  $F_g$ , вес поршня с запрессованным пальцем  $G_n$ , вес шатуна  $G_w$ , силы, возникающие в сопряжениях компрессора (реакция гильзы  $N$ , сила действия шатуна на поршень  $F_w$ , сила действия поршня на шатун  $F_n = -F_w$ , сила действия кривошипа на шатун  $F_{\varphi}$ ) и учитываемые в процессе теоретического анализа диаметральные зазоры ( $\Delta_1$  - в сопряжении шатунная шейка коленчатого вала - нижняя головка шатуна,  $\Delta_2$  - в сопряжении поршневой палец - верхняя головка шатуна,  $\Delta_3$  - в сопряжении поршень - гильза цилиндра). На схеме также показаны  $\alpha$  - угол поворота коленчатого вала,  $\beta$  - угол между силой  $F_{\varphi}$  и осью  $OX$ ,  $\varphi$  - угол между силой  $F_w$  и осью  $OX$  и  $\beta$  - угол между осью шатуна и осью  $OX$ .

Система уравнений, описывающая движение шатунно-поршневой группы компрессора с учетом зазоров в важнейших кинематических парах механизма, имеет следующий вид

$$\begin{cases} F_g + F_w \cos \varphi - M_n \ddot{X}_n = 0 \\ N - G_n + F_w \sin \varphi = 0 \\ -F_w \cos \varphi + F_{\varphi} \cos \beta - M_w \ddot{X}_w = 0 \\ -F_w \sin \varphi + F_{\varphi} \sin \beta - G_w - M_w \ddot{Y}_w = 0 \\ X_n = R \cos \alpha - \frac{\Delta_1}{2} \cos \beta - L \cos \gamma - \frac{\Delta_3}{2} \cos \varphi \\ X_w = R \cos \alpha - \frac{\Delta_1}{2} \cos \beta + L \cos \gamma \\ Y_w = -R \sin \alpha + \frac{\Delta_1}{2} \sin \beta - L \sin \gamma \\ -R \sin \alpha + \frac{\Delta_1}{2} \sin \beta - L \sin \gamma + \frac{\Delta_3}{2} \sin \varphi = -\frac{\Delta_3}{2} \text{sign}(N) \\ J \ddot{\gamma} = F_{\varphi} L \cos \beta \sin \gamma + F_{\varphi} L_1 \sin \beta \cos \gamma - \\ - F_w (L - L_1) \sin \varphi \cos \gamma - F_w (L - L_1) \cos \varphi \sin \gamma \end{cases} \quad (3)$$

где  $M_n, M_w$  - массы поршня и шатуна;  $L, L_1$  - расстояния между центром нижней головки шатуна и центром верхней головки, а также

центром масс шатуна соответственно;  $J$  - момент инерции шатуна относительно его центра масс;  $X_n, X_u, Y_u$  - координаты центров масс поршня и шатуна.

Полученная система уравнений содержит 9 неизвестных ( $F_u, F_{np}, N, X_n, X_u, Y_u, \beta, \gamma, \varphi$ ) и может быть сведена к системе двух нелинейных уравнений второго порядка. Значения зазоров  $\Delta_1, \Delta_2$  и  $\Delta_3$  непосредственно влияют только на силы инерции поршня и шатуна. Вследствие их относительной малости рассматриваемые силы инерции были аналитически представлены в виде сумм соответствующей силы инерции для идеального механизма ( $\Delta_1 = \Delta_2 = \Delta_3 = 0$ ) и некоторого добавочного члена, зависящего в общем случае от значений зазоров, углов  $\beta, \varphi$  и их первых и вторых производных по времени.

Система уравнений (3) описывает случаи безотрывного движения деталей шатунно-поршневой группы, когда предполагается наличие кинематических связей и соответствующих реакций во всех сопряжениях механизма. При моделировании процессов перекачки сопрягающихся поверхностей кинематических пар вместо зазоров, входящих в уравнения системы (3), рассматривались мгновенные межцентровые расстояния  $\delta$ , зависящие от времени.

Решение системы (3) осуществлялось на основе приведения дифференциальных уравнений к разностному виду. Полученная при этом система нелинейных обыкновенных уравнений с переменными коэффициентами решалась с помощью явной итерационной схемы. Начальным приближением для построения итерационного процесса вычисления являлись результаты динамического расчета идеального механизма компрессора.

В процессе математического моделирования оценивались значения добавочных членов к силам инерции деталей шатунно-поршневой группы, характеризующие степень отклонения динамических процессов неидеального механизма компрессора от его идеального прототипа; углы прижатия сопрягающихся поверхностей в кинематических парах и относительные скорости соударения деталей.

Для экспериментального изучения взаимосвязи виброакустических характеристик поршневого холодильного компрессора и параметров его технического состояния разработана система методов исследования информативности ВАС компрессора, включающая:

- методику моделирования технических состояний поршневого холодильного компрессора, позволяющую исследовать влияние различных степеней износа важнейших сопряжений механизма, а также ряда

эксплуатационных и сборочных дефектов компрессора на параметры его ВАС;

- методику идентификации виброакустических процессов поршневого холодильного компрессора для выявления источников вибронапряженности механизма;

- методы анализа звукопроводящих свойств механизма компрессора;

- специальные методики изучения спектрально-корреляционных характеристик ВАС поршневого холодильного компрессора, учитывающие специфику объекта исследования.

В ходе экспериментального изучения свойств ВАС исследовались холодильные компрессоры 22 ФЭС-6 и специальные бессальниковые. Компрессоры монтировались на стенд "газовое кольцо", оснащались акселерометрами и датчиками положения коленчатого вала. Обработка получаемой информации осуществлялась с помощью узкополосного частотного анализатора 2I3I и двухканального анализатора сигналов 2034 фирмы "Бриль и Кьер" (Дания).

При анализе временных реализаций ВАС рассматривались энергия сигнала в целом, а также положение, энергия и структура его отдельных импульсов. Установлено, что при стабильном режиме работы компрессора флуктуации видимых импульсов составляют 2-3% по углу поворота. Поэтому использование методов синхронного усреднения по времени не приводит к усилению полезного сигнала за счет устранения некоррелированных импульсов. Показано, что более предпочтительной формой представления ВАС поршневого холодильного компрессора является мгновенная функция временного развития. Поскольку указанная характеристика ВАС носит случайный характер, энергия наблюдаемых импульсов оценивалась в частотной области согласно равенству Парсевала при линейном усреднении соответствующих спектров.

На рис.2 изображена временная реализация ВАС компрессора 22 ФЭС-6. В результате идентификации виброакустических процессов было установлено, что импульсы, возникающие при  $\alpha = 315^\circ$  ( $135^\circ$  для II цилиндра) являются следствием открытия нагнетательных клапанов; импульсы, соответствующие  $\alpha = 0$  и  $180^\circ$  вызваны закрытием нагнетательных и всасывающих клапанов. Импульсы, зафиксированные в области  $\alpha = 35+60^\circ$  ( $215+240^\circ$ ) являются результатом ударных процессов в кинематических парах шатунно-поршневой группы, что хорошо согласуется с данными математического мо-

делирования.

Экспериментальное изучение структуры ВАС показало, что его информативность оказывается неравноценной при различных рабочих режимах компрессора. Например, увеличение давления конденсации  $P_k$  до 1,0-1,3 мПа способствует интенсивному протеканию процессов перекачки в сопряжениях  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$ , что приводит к сближению ударных импульсов, уменьшает глубину модуляции ВАС и, следовательно, усложняет диагностический анализ. С другой стороны, резкое увеличение интенсивности импульса, вызываемого перекачкой поршня в сопряжении  $\Delta_1$  при больших давлениях конденсации позволяет эффективно диагностировать состояние цилиндрично-поршневой группы.

При моделировании различных технических состояний компрессоров установлено, что временные реализации ВАС могут эффективно использоваться для диагностики предельно допустимых и аварийных состояний механизма. Однако значительные изменения энергии импульсов, вызываемые, например, увеличением степени затяжки крепежных деталей, свидетельствует о большой чувствительности параметров ВАС к изменению свойств механической системы. Поэтому для корректного сравнения энергетических характеристик необходимо обеспечивать максимально высокое качество сборки и т.д. С этой точки зрения более предпочтительной характеристикой ВАС является положение ударных импульсов.

Анализ статистических характеристик ВАС компрессоров, прошедших заводскую сборку и сборку в условиях эксплуатации, показал, что механизм компрессора является единой звукопроводящей системой, свойства которой в значительной степени определяются качеством сборочных работ (рис.3). Искажение формы исходной кривой плотности вероятностей мгновенных значений ВАС  $p(x)$  (1) определяется гармоническими возмущениями, возникающими при нарушении технологии сборки в результате имеющихся перекосов и биений (2). Использование таким образом плотности вероятностей  $p(x)$  и ее моментной характеристики - эксцесса позволяет осуществлять экспресс-оценку качества сборочных работ и получать надежные и наглядные результаты. Применение статистических характеристик ВАС целесообразно также при диагностике зарождающихся дефектов (3) в компрессорах, не подвергавшихся сборкам-разборкам в условиях эксплуатации и ремонта.

Основное влияние при выполнении настоящей работы уделялось

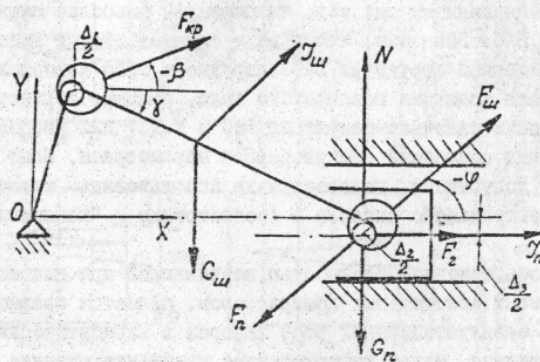


Рис.1. Расчетная схема поршневого компрессора

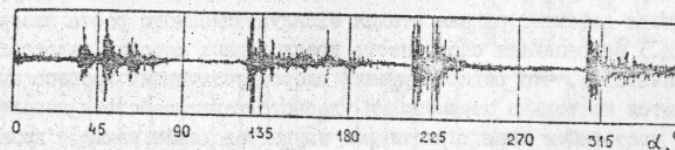


Рис.2. Временная реализация ВАС компрессора 22 ФВС-6

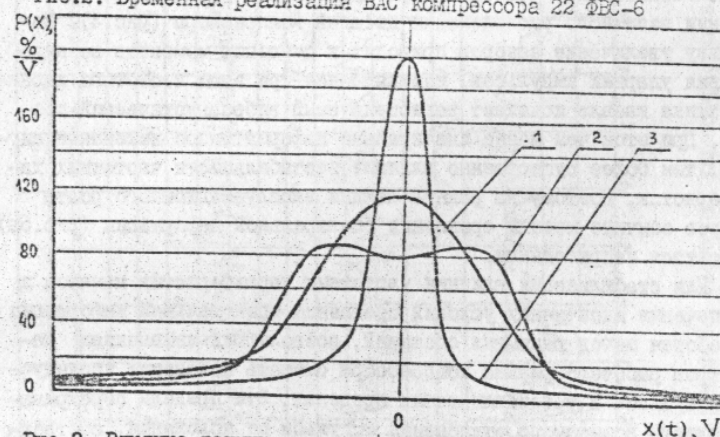


Рис.3. Влияние технического состояния компрессора 22 ФВС-6 на форму кривой плотности вероятностей  $p(x)$ :  
1 - эталонная сборка компрессора;  
2 - сборка с перекосом крышки сальника;  
3 - зазор в сопряжении  $\Delta_2$  II цилиндра

спектрально-корреляционному анализу, являющемуся наиболее мощным методом изучения ВАС. Показано, что в ряде случаев, когда выполнение анализа временной структуры ВАС затруднено либо невозможно (высокая частота вращения коленчатого вала, наличие совместных переключков, недостаточная модуляция ВАС и т.д.) для распознавания технических состояний компрессора с параметрами, близкими к предельно допустимым, целесообразно использовать методы классического спектрального анализа в соответствии с "концепцией отклонения".

Как отмечалось, основной сложностью, возникающей при диагностировании поршневых холодильных компрессоров, является сравнительно небольшой эксплуатационный рост зазоров в кинематических парах и, следовательно, малое информативное изменение сигнала. Поэтому при решении более сложных диагностических задач (зарождающиеся дефекты, ранняя стадия эксплуатационного роста зазоров и т.д.) разрешающая способность предложенных методов недостаточна. Известно, что регистрируемый виброакустический процесс определяется не только параметрами ударного взаимодействия деталей, но и частотными характеристиками звукопроводящих каналов компрессора. Установлено, что они могут существенно различаться при изменении взаимного расположения деталей компрессора (рис.4). Поскольку увеличение зазоров приводит к смещению моментов возникновения ударных импульсов, изменяющаяся при этом частотная характеристика канала искажает регистрируемый виброакустический процесс. При этом чем менее значительно информативное изменение сигнала, тем более существенно влияние нестабильности частотных характеристик. Поэтому на ранней стадии эксплуатационного роста зазоров обычные методы сравнения спектральной информации (рис.5а) становятся непригодными.

Для стабилизации влияния частотных характеристик каналов и обеспечения идентичных условий сравнения спектральной информации разработан метод режимных смещений, позволяющий изменением параметров рабочего режима компрессора смещать положение исследуемых импульсов в устанавливаемых пределах. Эти пределы перекрывают область возможного отклонения импульса от положения, соответствующего номинальному состоянию. Получаемые при этом усредненные 400+500 мгновенных спектров результирующие спектры определяются одинаковыми для сравниваемых объектов частотными характеристиками звукопроводящих каналов. Поэтому такие спектры могут непо-

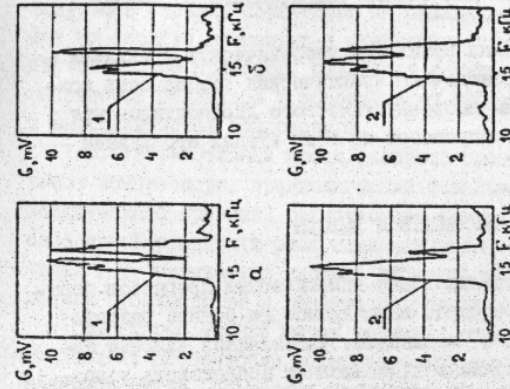


Рис.5. Сравнение энергетических спектров виброакустических импульсов, возникающих при переключках в головках катуна компрессора 22 ФЭС-6 на ранней стадии эксплуатационного роста зазоров в сопряжениях:  
а - при фиксированных параметрах рабочего режима компрессора;  
б - при специальных режимах диагностирования;  
1 - компрессор с номинальными зазорами в сопряжениях;  
2 - компрессор с параболкой 5000 час.

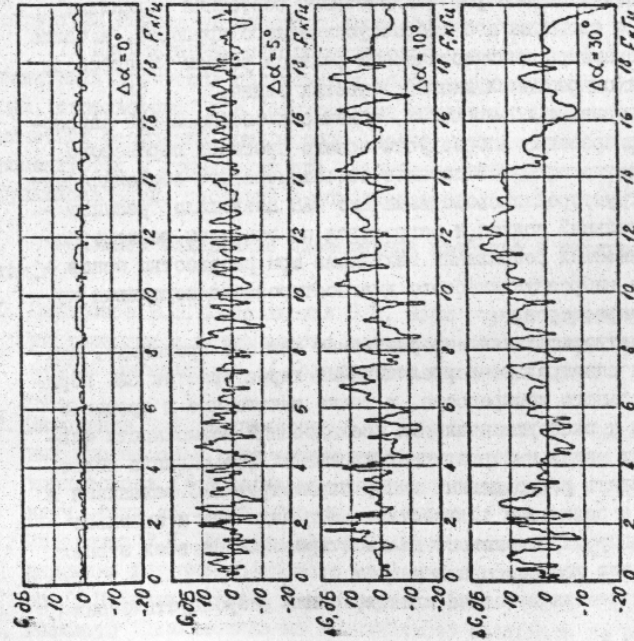


Рис.4. Изменения частотных характеристик звукопроводящих каналов компрессора 22 ФЭС-6 при различных смещениях коленчатого вала

средственно использоваться для оценки технического состояния объектов (рис.5б).

В результате выполнения комплекса теоретических и экспериментальных исследований обеспечена практическая возможность создания разнообразных систем виброакустического диагностирования холодильного поршневого компрессора на всех этапах его жизненного цикла.

#### ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Математическое моделирование динамических процессов поршневого холодильного компрессора, выполняемое на основе разработанной модели "неидеального" механизма, учитывающей наличие зазоров в его важнейших сопряжениях, позволяет исследовать ударные взаимодействия в кинематических парах компрессора, определять оптимальные, с точки зрения ударных нагрузок, соотношения массово-геометрических характеристик его деталей, исследовать влияние различных параметров технического состояния механизма на структуру и свойства его виброакустического процесса, а также определять параметры диагностических режимов работы компрессора в зависимости от решаемых диагностических задач.

2. Установление объективных, физически обоснованных закономерностей формирования виброакустического процесса поршневого компрессора и взаимосвязей параметров технического состояния механизма со структурой и свойствами его ВАС позволило реализовать функциональный подход и отказаться от гипотезы равномерного износа важнейших сопряжений механизма при разработке основных принципов виброакустического диагностирования поршневых холодильных компрессоров.

3. Удовлетворительная информативная емкость временных, статистических и спектрально-корреляционных характеристик ВАС поршневого холодильного компрессора, а также выявленные в процессе теоретических и экспериментальных исследований возможности фиксации и оценки малых информативных изменений его сигнала позволяют осуществлять рациональный выбор параметров ВАС механизма в соответствии с решаемыми диагностическими задачами и использовать методы виброакустического диагностирования на всех этапах жизненного цикла компрессора.

4. Предложенная методика идентификации виброакустических

импульсов сигнала поршневого холодильного компрессора, основанная на анализе временных и энергетических характеристик виброакустического процесса, позволяет локализовать источники виброактивности механизма и обеспечивает эффективный поиск дефектов и неисправностей компрессора.

5. Разработанный метод экспресс-оценки качества оборочных работ компрессора, предполагающий использование в качестве диагностического признака технического состояния механизма эксцесса одномерной плотности распределения вероятностей мгновенных значений ВАС, отличается высокой эффективностью и надежностью в условиях производства и ремонта поршневых компрессоров.

6. Разработанный метод режимных смещений, учитывающий специфические особенности поршневого холодильного компрессора и его рабочего цикла, позволяет исключить помехи, обусловленные изменением звукопроводящих свойств механизма, что существенно увеличивает эффективность используемых спектрально-корреляционных характеристик сигнала и обеспечивает возможность анализа тонкой структуры виброакустического процесса компрессора.

7. Предложенные методологические принципы рациональной организации процессов получения и сбора виброакустической информации, используемой для формирования признаков диагностируемых технических состояний компрессора, носят универсальный характер и рекомендуются к применению при разработке виброакустических систем функциональной, тестовой и комбинированной диагностики.

Основное содержание диссертации изложено в следующих работах.

1. Милованов В.И., Лопатинская Э.З. Взаимосвязь акустических характеристик и технического состояния малого холодильного поршневого компрессора // Холодильная техника.- 1987.-№10.-С.14-20.
2. Милованов В.И., Лопатинская Э.З., Лукьянов В.М. Анализ ударных процессов в кинематических парах поршневого холодильного компрессора // Холодильная техника и технология: Респ.межвед. науч.-техн.сб.-1988.-Доп.47.- С.73-88.
3. Милованов В.И., Лопатинская Э.З. Математическое моделирование динамики шатунно-поршневого механизма холодильного компрессора // Известия вузов. Машиностроение.-1987.-№8.- С.68-73.
4. Резицета "Диагностика на техническом состоянии на буталек

хладилен компресор". Юбилейна научна сесия с международно участие на тема: "Развитие на хладилната техника". София, 1988.- С.8.

5. Диагностика технического состояния малых холодильных компрессоров: Обзорная информация / В.И.Милованов, В.А.Буданов, Э.З.Лопатинская.- М.: ДНТИИМНЕФТЕМАШ, 1989.- 62 с. (Холодильное машиностроение; серия ХМ-7).
6. Милованов В.И., Лопатинская Э.З., Лукьянов В.Н. Виброакустическое диагностирование состояния поршневого холодильного компрессора // Холодильная техника.- 1989.- №8.- С.37-41.
7. Милованов В.И., Лопатинская Э.З., Калинин И.М. Система виброакустического диагностирования поршневых холодильных компрессоров // Холодильная техника.- 1989.- №10.- С.6-10.
8. Виброакустические методы определения технического состояния поршневых холодильных компрессоров / В.И.Милованов, Э.З.Лопатинская // Создание компрессорных машин и установок, обеспечивающих интенсивное развитие отраслей топливно-энергетического комплекса: Тез.докл. VII Всесоюзной науч.-техн.конференции.- Сулы, 1989.- ч.1.- С.107.
9. Исследование информативности параметров виброакустического сигнала поршневого холодильного компрессора для разработки систем вибродиагностики / В.И.Милованов, Э.З.Лопатинская // Пути интенсификации производства с применением искусственного холода в отраслях агропромышленного комплекса, торговли и на транспорте: Тез.докл. Всесоюзной науч.-практ.конференции.- Одесса, 1989.- С.53. (секция 17).

*Мастер*

xv1257

