

Министерство путей сообщения СССР
Днепропетровский Ордена Трудового Красного Знамени
институт инженеров железнодорожного транспорта
имени М. И. Калинина

На правах рукописи

ПОГРЕБНЯК Андрей Валерьевич

УДК 629.424.1:621.822:621.515.54

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ ТЕПЛОВОЗНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ПО ВИБРАЦИОННЫМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ

Специальность 05.22.07 — подвижной состав железных дорог и
тяга поездов

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Днепропетровск — 1990

Работа выполнена в Харьковском институте инженеров железнодорожного транспорта имени С. М. Кирова.

Научный руководитель — доктор технических наук,
профессор Тартаковский
Эдуард Давидович;

Официальные оппоненты — доктор технических наук,
профессор Коссов Евгений
Евгеньевич;
кандидат технических наук,
доцент Федорец Виталий
Андреевич.

Ведущее предприятие — Производственное объединение
„Завод им. Малышева“

Защита состоится 5 октября 1990 г. в ___ часов
на заседании специализированного совета К 114.07.01 при
Днепропетровском институте инженеров железнодорожного
транспорта имени М. И. Калинина по адресу: 320629, ГСП,
г. Днепропетровск-10, ул. Академика Лазаряна, 2, ауд. 364

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке
института

Автореферат разослан _____ 1990 года.

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные
печатью, просим направлять по адресу совета института.

Ученый секретарь
специализированного совета
кандидат технических наук, доцент

Л. В. ПЕТРОВИЧ

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Проблема повышения надежности основных магистральных тепловозов типа ТЭ 10 и ТЭ 116 является весьма актуальной. Применяемые на этих тепловозах двигатели типа ЮД100 и Д 49 с турбокомпрессорами типа ТК-34 и 6ТК оказывают существенное влияние на эксплуатационные показатели тепловозов и организацию системы их обслуживания и ремонта.

Проведенный анализ надежности турбокомпрессоров по Бопорным депо показал, что наиболее часто встречающейся неисправностью, влияющей на безотказную работу агрегата в целом, является подшипниковый узел. Отказы данного узла составляют в среднем 31% от всего количества отказов турбокомпрессоров. Одной из основных причин этого является несовершенство существующих методик контроля вибрационных характеристик подшипниковых узлов.

В настоящее время широкое развитие получили методы виброакустической диагностики. Методы и средства виброакустической диагностики в течение ряда лет разрабатываются в ряде транспортных вузов (ОМИИТ, РИИИТ, ДИИТ, МИИТ, КИИТ, ХИИТ) и другими организациями. Разработанные методы и средства во - первых, требуют частичной разборки или специальных стэндов; во- вторых, дизель сам по себе является источником шума и вибрации, уровни которых перекрывают полезный диапазон, в котором находятся частоты ТК, что затрудняет выделение полезного сигнала; в - третьих, полученные сигналы невозможно обработать без применения быстродействующих ЭВМ со специальными программами.

Таким образом, разработка современных методик диагностирования подшипниковых узлов тепловозных турбокомпрессоров позволит оптимизировать технологию обслуживания и ремонта, повысить надежность силовой установки тепловоза.

Исходя из вышеизложенного, сформулирована цель и задачи настоящего исследования.

Цель работы - повышение работоспособности турбокомпрессоров тепловозных дизелей за счет совершенствования методики диагностирования подшипников по вибрационным характеристикам.

Задачами исследования являются:

- разработка методики диагностирования состояния подшипниковых узлов тепловозных турбокомпрессоров в условиях сильной шумности объекта по уровню виброскорости и функции кепстра;

5484a

Днепропетровский
институт инженеров
жел. транспорта
им. М. Калинина
БИБЛИОТЕКА

- проведение расчета характерных частот, возбуждаемых подшипниками качения;
- выявление дефектов подшипников качения в низкочастотном и высокочастотном спектрах виброакустического сигнала;
- выделение полезного сигнала и обнаружение дефектов подшипников скольжения;
- разработка и внедрение малогабаритных устройств для диагностирования подшипников качения и скольжения;
- совершенствование технологии технического обслуживания и диагностирования тепловозных турбокомпрессоров.

Объект исследования - подшипниковые узлы тепловозных турбокомпрессоров типа ТК-34 и 6ТК.

Методы исследования. Теоретические исследования проводились на основании финитного преобразования Фурье и функции кепстра. Экспериментальные исследования выполнялись на рабочем парке тепловозов типа ТЭ 10 и ТЭ 116 и на выбранной модели исследования с помощью записывающей и анализирующей аппаратуры фирмы Бриль и Кьер. При обработке результатов экспериментов использовались вероятностные характеристики виброакустического сигнала и их обработка на ПЭВМ.

Научная новизна работы:

- полученные частотные составляющие в спектре корпусов подшипников качения средней серии позволили выявить дефекты в низкочастотном и высокочастотном диапазоне виброакустического сигнала, разработать и изготовить малогабаритное устройство для диагностирования подшипников данной серии;
- установлено, что высокой чувствительностью к быстрым изменениям дефектов разрушения подшипников качения является коэффициент эксцесса, вычисляемый в высокочастотном диапазоне виброакустического сигнала;
- для решения задач выделения полезного сигнала в условиях сильной зашумленности объекта диагностирования использовалась функция кепстра;
- для уменьшения величины шума предложено синхронное усреднение во временной области;
- получены диагностические модели оценки технического состояния подшипников тепловозных турбокомпрессоров.

Достоверность научных положений и выводов обоснована теоретически и подтверждена результатами статистической оценки большого

объема экспериментального материала, полученного в ходе натурных исследований дизелей типа ЮД100 и Д 49.

Расхождение между параметрами диагностической модели и результатами экспериментальных исследований составляет 8-10%.

Практическая ценность:

- разработана программа расчета на ПЭВМ определения вероятностных характеристик виброакустического сигнала, позволяющая получить характеристики виброскорости (математическое ожидание, смещенную дисперсию, разброс, коэффициент вариации, коэффициент асимметрии, пикфактор, коэффициент эксцесса);

- разработаны и внедрены диагностические устройства для контроля общего уровня вибрации подшипников тепловозных турбокомпрессоров;

- предложена методика диагностирования тепловозных турбокомпрессоров в условиях сильной зашумленности объекта диагностирования.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на научно-технических семинарах ХИИТа (1988- 1990), на совещании научно-координационного совета по проблеме " Совершенствование систем ремонта с применением средств контроля и диагностики на базе микропроцессорной техники и микро ЭВМ" (ВНИИИТ, Москва, июнь 1989 года).

Публикации. Основные материалы диссертации опубликованы в 4-х печатных работах и I-ой заявке.

Структура и объем работы. Диссертация содержит 132 стр. машинописного текста, 40 рисунков, 12 -ть таблиц, 93 наименования библиографических источников и состоит из введения, пяти разделов, списка использованных источников, 8 приложений.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы и сформулирована цель работы.

В первой главе дан сравнительный анализ эксплуатационной надежности тепловозных турбокомпрессоров и описано ее влияние на технико-экономические показатели работы тепловозного дизеля, выполнен обзор и дана сравнительная оценка существующих методов и средств диагностирования подшипниковых узлов турбокомпрессоров, определены задачи исследования и последовательность их решения.

По данным МПС около 9% отказов по дизелю составляет отказы

агрегатов наддува, причем основная доля отказов (более 30%) приходится на выход из строя подшипниковых узлов тепловозных турбокомпрессоров.

С целью анализа работоспособности тепловозных турбокомпрессоров были проведены обследования около 3000 агрегатов. Полученные данные свидетельствуют о том, что сменяемость подшипниковых узлов в 2,3 раза выше чем лопаток. Одной из основных причин этого является отсутствие информативных методов и средств контроля. В настоящее время сделан шаг в решении этой проблемы - разработан в ОмИИТе стенд, позволяющий комплексно оценить функционирование тепловозных турбокомпрессоров после ремонта (превышение площади соплового аппарата турбины, отклонение от нормируемых значений зазора между колесом компрессора и фасонной вставкой, нарушение плотности лабиринтных уплотнений ротора со стороны компрессора и турбины). Контроль подшипниковых узлов тепловозных турбокомпрессоров без разборки и установки на стенд требует доработки. Проведенные исследования в диссертационной работе позволили частично решить эту актуальную задачу.

Обзор и сравнительная оценка существующих методов и технических средств контроля подшипниковых узлов турбокомпрессоров дизелей позволили в качестве универсального и наиболее информативного выделить виброакустический метод, который дает возможность использовать вибродатчики при минимальном времени их крепления к доступным узлам агрегата.

Исходя из этого сформулирована цель исследования, определены задачи для ее достижения и последовательность их решения.

Во второй главе излагаются основные принципы анализа, основанного на быстром преобразовании Фурье. Описываются методы оценки комплексных частотных характеристик, применение двухканального анализатора сигналов.

Применение двухканального анализатора сигналов, основанного на быстром преобразовании Фурье при анализе систем приносит ряд выгод. Во-первых, дает возможность определения частотных характеристик тепловозных турбокомпрессоров даже в присутствии паразитных шумов, наложенных на входные и выходные сигналы. Во-вторых, получаемые при помощи анализатора сигналов частотные характеристики представляют собой наилучшие линейные аппроксимации действительных характеристик исследуемых систем.

Взаимный спектр определяется при всех двухканальных измерениях. Другие функции, в том числе частотные характеристики, функции когерентности, автокорреляционные функции, функции взаимной корреляции, импульсные характеристики и др., определяются на основе полученных в результате двухканального анализа спектров, т.е. собственных спектров и взаимного спектра сигналов обрабатываемых каналами анализатора.

Оценка частотной характеристики тепловозных ТК и выбранной модели получается в процессе дополнительной обработки путем деления взаимного спектра сигналов на входе и выходе этой системы на собственный спектр сигнала на ее входе. Путем обратного преобразования Фурье F^{-1} определяется импульсная характеристика. Функция когерентности определяется путем деления возведенного в квадрат взаимного спектра на произведение собственных спектров. Функция когерентности $\gamma^2(f)$ отображает на шкале от 0 до 1 количественную меру присущей отдельным значениям частоты степени линейной зависимости между двумя процессами (сигналами) $a(t)$ и $b(t)$. Свойства функции когерентности аналогичны свойствам коэффициента корреляции после возведения в квадрат.

Используя безразмерные параметры виброакустического сигнала-амплитудные дискриминанты была разработана программа расчета на ЭЭВМ, позволяющая рассчитывать и получать вероятностные характеристики вибросигнала (мат.ожд., дисперсии, коэф. эксцесса и т.д.).

Для получения частотных характеристик в условиях паразитного шума на входе и выходе в работе проведены нелинейные преобразования, -логарифмирование спектра с последующим преобразованием Фурье. Получены характеристики функций кепстра:

$$K(\tau) = F^{-1}[\log S_{xx}(f)] \quad (1)$$

Использование такого определения вызвано сходством функции кепстра с функцией корреляции, которая является обратным преобразованием Фурье от спектра мощности. Независимая переменная τ в формуле имеет размерность времени. Для спектральной характеристики функции кепстра введено понятие "рахмоники". Установлено, что спектрограмма содержит периодические составляющие (гармоники) и существует зависимость между гармониками спектра f_r и рахмониками кепстра T_r , а также зависимость между отдельными гармониками Δf_r и рахмониками ΔT_r

$$f_r = \frac{1}{T_r} \quad \Delta f_r = \frac{1}{\Delta T_r} \quad (2)$$

Являясь нелинейным преобразованием, функция кепстра обладает целым рядом свойств, выгодно отличающих его от обычной функции корреляции. Обнаружено, что при логарифмировании измеряемого выходного вибрационного сигнала, представленного в виде произведения спектральной характеристики источника вибрации и передаточной функции вместо перемножения характеристик получаем суммирование. Это позволило при дальнейшем обратном преобразовании Фурье получить положительный эффект от источника возбуждения, который имеет совершенно различные свойства, проявляющиеся на различных частотах, что и дает возможность их разделить с помощью функции кепстра.

Кроме того, показано, что кепстр является инвариантной функцией по отношению к месту установки датчика на турбокомпрессоре, поскольку он реагирует на изменение всех модуляционных компонентов в совокупности. При этом первая рахмоника кепстра является функцией только глубины развития дефекта, а изменение соотношений между боковыми полосами частот сказывается лишь на высших рахмониках.

Установлено, что функция кепстра сжимает диагностическую информацию, содержащуюся в спектре вибрации при неисправностях подшипников скольжения тепловозного турбокомпрессора, и распределение гармоник по всему спектру превращает в одну рахмонику кепстра.

Проведенные теоретические исследования позволили сделать вывод, что наиболее приемлемым и достоверным способом определения дефектов турбокомпрессоров в условиях сильной зашумленности объекта исследования является функция кепстра, позволяющая получить и выделить необходимый виброакустический сигнал.

Третья глава посвящена анализу источников вибрации подшипников, применяемых на тепловозных турбокомпрессорах. Изучен ряд причин повышенных вибраций, возникновение которых приводит к разрушению подшипников качения:

- резонансные режимы работы ротора;
- резонансные режимы работы подшипниковых опор;
- циклические осевые нагрузки значительной величины;
- недостаточная нагрузка подшипника;
- несовершенство конструкции подшипниковых опор.

Кроме того, к этим причинам относятся технологические, монтажные и эксплуатационные дефекты, колебания неуравновешенных роторов и подшипниковые вибрации.

Показано, что радиальное бжение внутреннего кольца подшипника, неуравновешенность, разностепенность и перекосяк внутреннего кольца вызывает вибрацию с частотой вращения цапфы ротора, а овальность внутреннего кольца является причиной вибрации с частотой кратной 2-ой роторной гармонике.

Получены: частота вибрации, вызванная гранностью тел качения; частота вибрации, вызванная зазорами в гнездах сепараторов; частота, обусловленная волнистостью; частота возбуждаемая периодическими изменениями жесткости подшипника при перекачивании тел качения; резонансные колебания элементов подшипника, например, резонанс шариков. Эти частоты в спектре показываются в виде отдельных пиков или суммарного уровня в окрестности роторных гармоник.

Установлено, что наиболее часто встречающимися причинами повышенной вибрации подшипников скольжения являются: исчезновение натяга на вкладышах подшипников (возбуждается вторая роторная гармоника), автоколебания в подшипнике (рост первой роторной гармоник и дальнейший рост субгармоник), автоколебания при исчезновении натяга на вкладыше (возбуждение гармоник с целой кратностью частоте автоколебаний, одновременный рост половинной и второй роторной гармоник), лопаточные гармоник, возбуждаемые в высокочастотном диапазоне виброакустического сигнала.

Колесо нагнетателя является фильтром, который пропускает кратные гармоник и возбуждает колебания корпуса только с частотами $KZ\omega$

Предложена зависимость:

$$X(L) = \frac{P}{K_{\alpha j}} \sum_{j=1}^{\infty} \frac{\sin \frac{j\pi L}{L} \cdot \frac{\sin \frac{j\pi z}{2z}}{\sin \frac{j\pi z}{2z}} \cdot \cos \frac{j\pi z(z-1)}{2z}}{j^2 \sqrt{(1-R_j^2)^2 + \left(\frac{\xi}{\omega}\right)^2 R_j^2}} \cdot \sin \frac{j\omega t}{2} \quad (3)$$

$$\frac{j\omega}{2} = KZ, \quad (K = 1, 2, 3) \quad (4)$$

где:

- $X(L)$ - колебания (вибрация) в точке L ;
- $L = 2FRn$ - расстояние между 2-мя узловыми точками;
- R - радиус корпуса;
- n - число узловых точек при колебаниях;
- Z - число лопаток;
- L_i - расстояние от узловой точки до места измерения вибрации;

- K_{σ} - статическая жесткость корпуса;
 P - амплитуда нестационарной аэродинамической силы, действующей на лопатку;
 δ - логарифмический декремент колебаний;
 $\omega = 2\pi f$ - круговая частота вращения ротора;
 f - частота вращения ротора, Гц;
 $R_j = \frac{z\omega}{\omega_j}$ - относительная собственная частота;
 ω_j - абсолютная собственная частота.

В зависимостях (3) и (4) номер $K = j = I$ определяет колебания корпуса с первой лопаточной гармоникой, а из выражения (4) следует равенство $2Z = N$, что справедливо и для соотношения собственных форм колебаний элементов корпуса длиной L . При $K = j = I$ в форме колебаний нет перемены знака. Во второй форме $K = 2$ при $j = I$ появится перемена знака в форме колебаний и число узловых точек увеличится в два раза, т.е. выражение (4) примет вид $\frac{2N}{2} = 2Z$. Кроме того, равенство (3) равно 0 при $\frac{\eta}{2} = Z \pm f$, это является отличительной особенностью всех роторных гармоник от лопаточных частот и благодаря ему можно идентифицировать лопаточные частоты.

Если раскрыть неопределенность в выражении (3) по правилу Лопиталья, получим:

$$X(L_i) = \frac{P}{K_{\sigma}} \sum_{j=1}^{\infty} \frac{\sin j \frac{\pi L_i}{L}}{j^4 \sqrt{(1-R_j^2)^2 + (\frac{\delta}{2})^2 R_j^2}} \sin z \omega t \quad (5)$$

Исходя из этого, проанализированные источники вибрации тепловозных турбокомпрессоров составили основу экспериментальных исследований и изготовления диагностических устройств.

Четвертая глава посвящена результатам экспериментальных исследований. Методика проведения исследований включает выбор способа и места установки вибродатчиков, режимов регистрации вибросигналов, аппаратных средств, алгоритм обработки и формирования диагностических признаков сигнала, определение пороговых значений диагностического параметра.

С целью дифференцирования частотных составляющих исследуемых сигналов во время экспериментов осуществлялась:

- запись виброакустических сигналов бездефектного подшипника;
- запись виброакустических сигналов, возбуждаемых дефектными

подшипниками.

При записи и обработке вибросигнала использовалась аппаратура фирмы Брюль и Кьер (Дания):

- магнитофон 7005;
- шумомер типа 2209;
- анализатор спектра 2034;
- вибродатчики 433I, 8307, 432I.

Сигнал регистрировался одновременно в вертикальном, продольном и поперечном направлениях.

В качестве модели для исследования подшипников качения был выбран электродвигатель с подшипником средней серии. Выбор данного типа подшипников обусловлен тем, что в настоящее время ряд тепловозов с ТН- 34 оборудованы подшипниками качения средней и более легкой серии, взамен подшипников скольжения и возникают вопросы контроля технического состояния этих узлов.

Проведенные исследования на объекте позволили проследить зарождение и развитие дефекта в подшипнике качения. Результаты исследований представлены на рис. I.

Были получены спектры вибрации корпусов бездефектных подшипников. Затем нормировались уровни выделенных частотных составляющих и определялась мощность полосовых участков спектра, где находятся диагностические признаки.

Самым информативным оказался низкочастотный диапазон - до 100 Гц. В этом частотном диапазоне спектра явно выражены амплитуды роторных гармоник (частоты, кратные частоте вращения ротора, 14 Гц, 28 Гц, 42 Гц, 56 Гц...) присутствуют частоты вращения тел качения $f_{г.к} = 31$ Гц частота мелькания тел качения по наружному кольцу $f_{\mu} = 40,5$ Гц, и частота мелькания тел качения по внутреннему кольцу $f_{\nu} = 60$ Гц (рис. I). Обнаруженные частоты спектра хорошо согласуются с расчетными значениями. функция когерентности свидетельствует, что вибрационные спектры в окрестности 3-й роторной гармоники сильно когерентны, что является признаком подшипниковых частот. В этот частотный диапазон, в частности входят дискретные частотные составляющие тел качения $f_{г.к} = 30$ Гц и мелькания по наружному кольцу $f_{\mu} = 42$ Гц. Бездефектное состояние подшипника подтверждается низким уровнем виброскорости и низким уровнем мощности сигнала в частотном диапазоне $f_{\nu} = 15$ Гц с центральной частотой на 3-й роторной гармоника $3 f_p = 41$ Гц.

Таким образом получен характерный спектр виброскорости бездефектного подшипника, включающий 3 роторные гармоники и полосу шириной $\Delta f = 15$ Гц с центром на третьей роторной гармонике $3\omega_r = 41$ Гц.

Следующим этапом исследования являлся отбор спектров с повышенным уровнем вибрации для агрегатов в предаварийном состоянии на различной стадии повреждения подшипника. Был набран статистический материал, позволяющий при наличии различных видов дефектов определить техническое состояние подшипниковых узлов по диагностическому признаку, присущему большинству видов дефектов. Таким диагностическим признаком является рост третьей роторной гармоники вибрационного спектра. Это обусловлено следующими причинами: - в этом диапазоне присутствует частота мелькания тел качения $f_{т.к.}$; - частота мелькания по наружному кольцу подшипника $f_{н.к.}$; - резонанс для всех видов частот.

На рис. 1 представлен вибрационный спектр аварийного состояния подшипника. Амплитуда виброскорости характерных подшипниковых частот четко просматривается и резко возрастает. С целью объединения всех резонансных гармоник в частотном диапазоне $\Delta f = 15$ Гц с центром на $3\omega_r = 41$ Гц была проведена диффракция сигнала в пик огибающей сигнала, что наглядно демонстрирует диагностические признаки разрушения подшипника (рис. 1).

Как правило, характеристики виброакустических процессов во временной или частотной области являются параметрами, имеющими размерность смещения, виброскорости или виброускорения. Привязка к абсолютным значениям измеряемых параметров нежелательна в силу разности диагностических признаков. Зависимость абсолютных значений признака от множества факторов не позволяет разработать рекомендации, одинаково приемлимые для подшипников разного типа, имеющих сходные дефекты.

Предлагается для диагностирования использовать безразмерные параметры виброакустических сигналов - амплитудные дискриминанты (математическое ожидание, дисперсия, коэффициент вариации, коэффициент асимметрии, пикфактор, коэффициент эксцесса).

Проведенные исследования показали, что главным является оценка статистического момента 4-го порядка - коэффициента эксцесса, вычисляемого в высокочастотном диапазоне виброакустического сигнала. На рис. 2 показано развитие дефекта в высокочастотном диапазоне $1790 + 3391$ Гц. Как видно из рис. 2 происходит увели-

чение коэффициента вариации. Однако принять коэффициент вариации в качестве диагностического признака нецелесообразно, т.к. нет стабильности в его изменении. Коэффициент эксцесса резко возрастает от величины 0,26 до 9,36 и он весьма стабилен. Предложено для обнаружения дефектов сравнивать текущие мгновенные значения коэффициента эксцесса с средним предыдущим значением и при резком экспоненциальном росте коэффициента эксцесса производить отбраковку подшипников.

Виброиспытания турбокомпрессоров подшипников скольжения проводились на тепловозах типа ТЭ 10 и ТЭ 116 в депо Основа Южная ж.д. Обнаружение дефектов в подшипниках скольжения производилось двумя способами: - по уровню виброскорости; - при помощи функции кепстра.

- По уровню виброскорости.

При анализе вибраций корпусов подшипников установлено, что самым мощным возбудителем колебаний является дизель. Основной трудностью при обнаружении автоколебательных режимов ТК является идентификация половинных роторных (подшипниковых частот) и роторных гармоник спектра вибрации корпусов подшипников.

Идентификация роторной гармоники ТК проводилась с помощью вибрации аэродинамического происхождения (лопаточных частот). На рис. 3 представлены высокочастотные спектры шума и вибрации турбокомпрессора 6ТК. В спектре звукового давления (шума) турбокомпрессора наблюдается дискретный выброс лопаточной частоты турбины. На 12 П.К турбокомпрессора 6ТК в спектре шума присутствуют частотные выбросы $f_1 = 250$ Гц, $f_2 = 4500$ Гц, $f_3 = 9332$ Гц. При числе лопаток турбины $Z_1 = 37$ частота 9232 Гц соответствует лопаточной частоте турбины, проявляется в шуме турбокомпрессора и отсутствует в спектре вибрации корпуса.

Таким образом, с помощью лопаточных частот турбины и компрессора были идентифицированы роторные гармоники турбокомпрессора 6ТК, перекрываемые источником сильного постороннего шума - дизельными гармониками. Половинную роторную гармонику в спектре шума и вибрации турбокомпрессора 6ТК не удалось обнаружить. Очевидно что эллиптические подшипники турбокомпрессора 6ТК устойчивы и автоколебания (вибрационные дефекты) ротора в подшипниках скольжения не наблюдаются.

По турбокомпрессору ТК-34 с цилиндрическими подшипниками скольжения были идентифицированы роторные гармоники $f_1 = 232$ Гц

на 15 П.К. В спектре вибрации турбокомпрессоров наблюдается половинная роторная гармоника $I/2 \approx 116$ Гц (рис. 3) значительно превышающая амплитуду роторной гармоники. Например, половинная роторная гармоника составляет 7,23 мм/с, а роторная 1,2 мм/с. Функция когерентности показывает наилучшую когерентность, равную единице вблизи половинной роторной гармонике в широком диапазоне частот (рис. 3). Автоколебательные режимы вращения ротора обнаружены практически на всех испытываемых ТК. Расчетное значение роторной гармоники ТК-34 находится в интервале $\approx 200-270$ Гц. На спектре амплитуда проявляется в виде пика в этом частотном диапазоне и трудно отделима от вибрации дизеля. Для бездефектного подшипника амплитуда не превышает величины 1 мм/с. В спектре вибрации ТК с дефектом в подшипнике скольжения подшипниковая частота превышает роторные гармоники турбокомпрессоров и является диагностическим признаком автоколебаний, и следовательно, разрушения подшипника, при этом амплитуда роторной гармоники значительно ниже половинной.

Таким образом, в высокочастотном диапазоне обнаружены лопаточные частоты компрессора и турбины, необходимые для идентификации роторных гармоник и подшипниковых частот. Установлено, что для бездефектного подшипника турбокомпрессоров 6ТК и ТК-34 уровень виброскорости роторной гармоники и подшипниковой частоты не превышает 1 мм/с. Автоколебания ротора турбокомпрессора 6ТК с эллиптическими подшипниками скольжения не обнаружено.

- При помощи функции кепстра.

Для идентификации роторных и половинных роторных гармоник (подшипниковых частот) вибрации турбокомпрессора была применена функция кепстра. На рис. 4 показан низкочастотный спектр и кепстр вибрации турбокомпрессора ТК-34. В спектре наблюдаются дизельные гармоники $f_d \approx 14$ Гц, а в кепстре - дизельные рахмоники $T_d \approx 71,3$ мс, между которыми существует зависимость $14 \text{ Гц} (0,0713 \text{ с})^{-1}$. Разрешающая способность спектра по частоте составляет 0,5 Гц, а кепстра во времени - 1 с. Для идентификации необходимых гармоник была уменьшена разрешающая способность кепстра во времени. Для турбокомпрессоров 6ТК и ТК-34 роторные гармоники на 15 П.К. находятся в интервале 200 ± 270 Гц. В этом случае была использована разрешающая способность кепстра $0,125 \pm 0,031$ с.

На кепстрограмме (рис. 4) обнаружены первая $T_r = 4,3$ мс и вторая $2T_r = 8,54$ мс рахмоники, соответствующие роторной гармо-

ниже $f = 232$ Гц и половинной роторной гармонике $1/2 f = 116$ Гц. Кроме того, обнаружена известная дизельная гармоника и резонанса $T = 71,3$ мс. Половинная роторная гармоника значительно превышает амплитуду роторной гармоника, например, половинная роторная гармоника составляет 7.63 мм/с, а роторная $1,7$ мм/с. Автоколебательные режимы вращения ротора обнаружены практически на всех испытываемых турбокомпрессорах ТК-34.

Таким образом, в низкочастотном спектре вибрации корпусов ТК-34 при помощи функции кепстра обнаружены подшипниковые частоты и установлена связь обнаруженных диагностических признаков с дефектами в подшипниках скольжения. Половинную роторную гармонику в спектре вибрации и шума турбокомпрессора 6ТК не удалось обнаружить.

При обработке вибросигналов турбокомпрессоров после обнаружения роторных гармоник и подшипниковых частот с целью понижения уровня шума проводилось синхронное усреднение во временной области. Синхронизация проводилась с помощью дополнительного фильтра и позволила более чем в 2 раза понизить уровень шума и рельефнее выделить амплитуды исследуемых частот в спектре. Например, амплитуда роторной гармоника уменьшилась со значения $9,78$ мм/с до $4,78$ мм/с, а амплитуда подшипниковой частоты с $6,67$ мм/с до $2,62$ мм/с. Полученные результаты согласуются с утверждением, что синхронное усреднение (*ENH SPEC*) способствует понижению уровня наложенного на сигнал шума на $10 \lg A$, где A - число циклов усреднения. Это особенно важно при диагностировании тепловозных турбокомпрессоров, т.к для турбокомпрессоров уровень шума помех превышает полезный для диагностирования сигнал.

На основании полученных экспериментальных данных были спроектированы два диагностических устройства, позволяющие проводить контроль технического состояния подшипниковых узлов тепловозных турбокомпрессоров. Первое устройство позволяет определить общий уровень вибрации (причем устройство позволяет получать значения виброскорости и виброперемещения) и дать ответ по разработанным диагностическим моделям превышает ли уровень вибрации допустимые значения. Второе устройство предназначено для безразборной диагностики подшипников качения. Устройство позволяет получать как абсолютное значение виброскорости, так и его нормированное значение относительно ранее заданного уровня.

Кроме этого, прибор измеряет общий уровень вибрации, позволяет определить наличие определенных дефектов, вызывающих поломку подшипника.

Предполагаемый экономический эффект образуется за счет увеличения межремонтных сроков эксплуатации в 2 раза и ликвидации аварийных ситуаций в 2,5 раза, т.к. отсутствие диагностирования ПУ турбокомпрессоров приводит к выходу из строя агрегатов и аварийным остановам, к снижению ресурса агрегатов за счет их неконтролируемого износа, увеличению эксплуатационных затрат на восстановление ресурса. Таким образом, экономический эффект от внедрения диагностических устройств составляет 506,3 руб. на один локомотив в год.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Значительная доля неисправностей тепловозных дизелей связана с выходом из строя турбокомпрессоров, причем около 30% отказов ТК приходится на подшипниковый узел. При этом одной из значимых причин возникновения неисправностей и порч в пути следования является отсутствие эффективных методов и средств контроля текущего состояния турбокомпрессоров. Радикальное решение указанной проблемы заключается во внедрении безразборной виброакустической диагностики в технологию плановых видов обслуживания и ремонтов. Разработана методика диагностирования подшипниковых узлов тепловозных турбокомпрессоров по вибрационным характеристикам, т.е. задачи, поставленные в диссертации решены. При этом получены результаты:

1. Полученные частотные составляющие, группирующиеся вблизи третьей роторной гармоники и находящиеся в частотном диапазоне $\Delta f = 15$ Гц, с центром $3f_r = 41$ Гц, позволили разработать методику диагностирования подшипниковых узлов (подшипники качения) тепловозных турбокомпрессоров. При возникновении дефекта в подшипнике, его развитии вплоть до разрушения происходит увеличение мощности виброакустического сигнала в указанной низкочастотной полосе.

2. Установлено, что высокой чувствительностью к быстрым изменениям дефектов разрушения подшипников качения является коэффициент эксцесса, вычисляемый в высокочастотных диапазонах вибросигнала. Для обнаружения дефектов на ранней стадии разрушения подшипников предложено производить сравнение текущего мгновенного значения коэффициента эксцесса с предыдущим средним значением и при обнаружении экспоненциального роста производить отбраковку подшипников.

3. Разработана методика диагностирования подшипниковых узлов тепловозных турбокомпрессоров для подшипников скольжения по уровню виброскорости и при помощи функции кепстра.

4. Для идентификации роторных гармоник и подшипниковых частот был применен целый комплекс дополнительной обработки виброакустического сигнала: использовались рахмоники функции кепстра, лопаточные частоты, проведено синхронное усреднение во временной области для снижения уровня шума.

5. Разработана программа для расчета на ПЭВМ вероятностных характеристик виброакустического сигнала, позволяющая оперативно оценить техническое состояние подшипниковых узлов.

6. Разработаны два диагностических устройства, позволяющие проводить контроль технического состояния подшипниковых узлов тепловозных турбокомпрессоров.

7. Разработаны рекомендации по совершенствованию технологии ТО и ТР турбокомпрессоров с использованием предлагаемых устройств. Экономический эффект от внедрения устройств для локомотивного депо Основа Южной ж.д составляет 506,3 руб. на один локомотив в год.

8. Проведенные исследования и полученные признаки подшипников прошли апробацию и получили положительную оценку в опорном депо Основа Южной ж.д., и на испытательной станции ПОЗМ.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Погребняк А.В. и др. Моделирование влияния переходных процессов и колебаний на надежность дизелей // Межвуз. сб. научн. тр./ ХИИТ, 1989- Вып.8 с. 79-82.

2. Тартаковский Э.Д., Игуменцев Е.А., Погребняк А.В. Совершенствование технологии диагностирования подшипников качения по вибрационным характеристикам. Москва., 20 с.- Деп. ЦНИИТЭИ МПС, № 5135.

3. Тартаковский Э.Д., Игуменцев Е.А., Погребняк А.В. Вибродиагностика подшипников скольжения турбокомпрессоров, используемых в системе наддува дизелей. Москва., 16 с.- Деп. ЦНИИТЭИ МПС, № 5267.

4. Тартаковский Э.Д., Игуменцев Е.А., Погребняк А.В. Вибродиагностика подшипников скольжения с помощью кепстра. Москва., 15 с.- Деп.ЦНИИТЭИ МПС, № 5266.

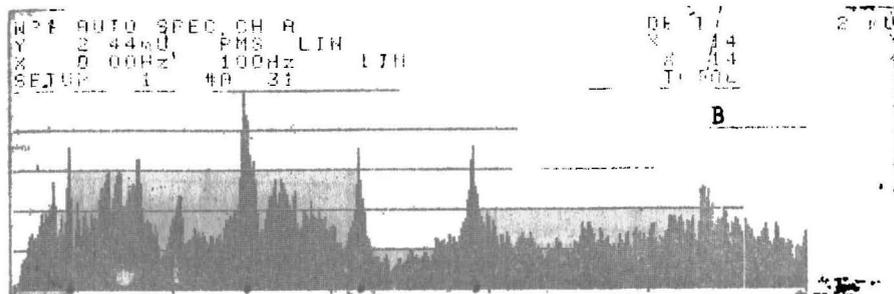
5484a

Днепропетровский
инст. инженеров
железнодорожного транспорта
им. Г.О. Дзюбы
Библиотека

5. Заявка на изобретение. Способ обнаружения дефектов в подшипнике турбокомпрессора ./ А.В.Погребняк, Э.Д.Тартаковский, Е.А.Игуменцев, В.Е. Ивлишин / СССР/; Отправлено 03.08.90

A handwritten signature in black ink, consisting of several overlapping loops and strokes, located in the lower right quadrant of the page.

Спектр виброскорости бездефектного подшипника (вертикальное направление)



Спектр виброскорости (вертикальное направление) и лифтрация подшипника за 15 минут до разрушения

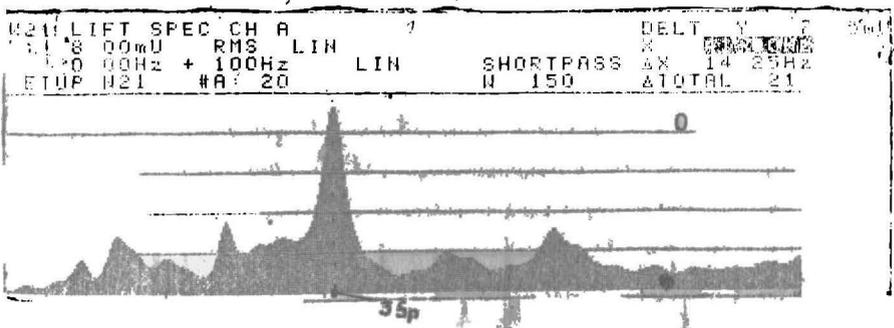
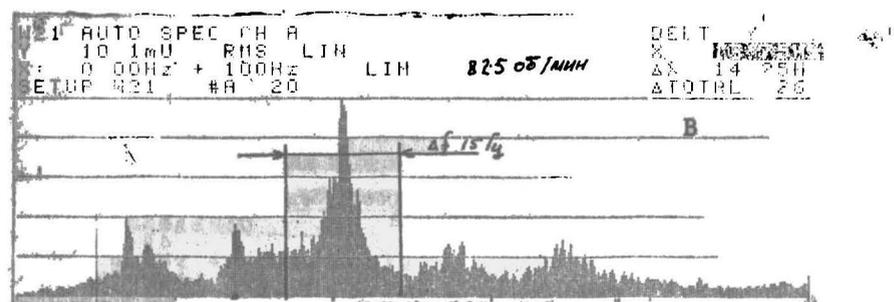
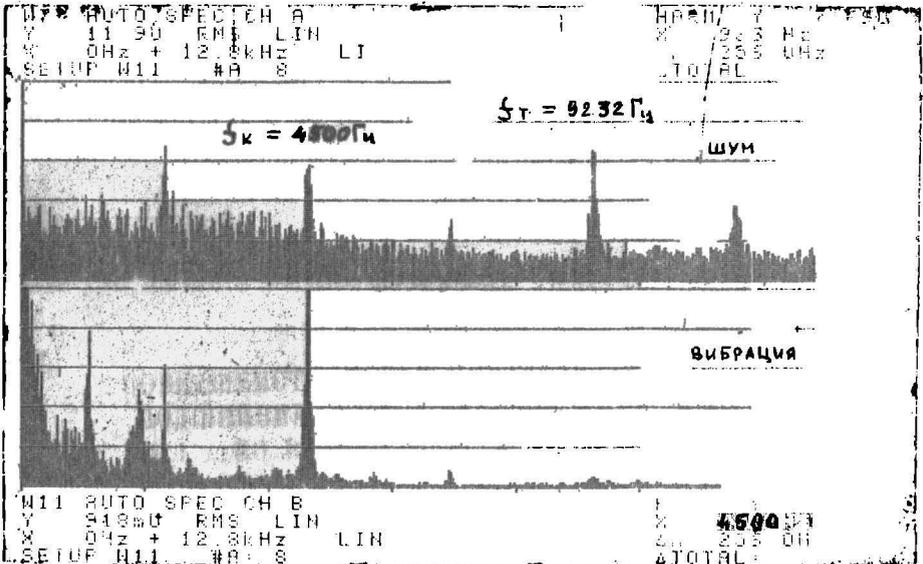


Рис. I

Высокочастотные спектры шума и вибрации турбокомпрессора 6ТК 12 П.К



Функция когерентности и автоспектр виброскорости турбокомпрессора ТК-34 15 П.К.

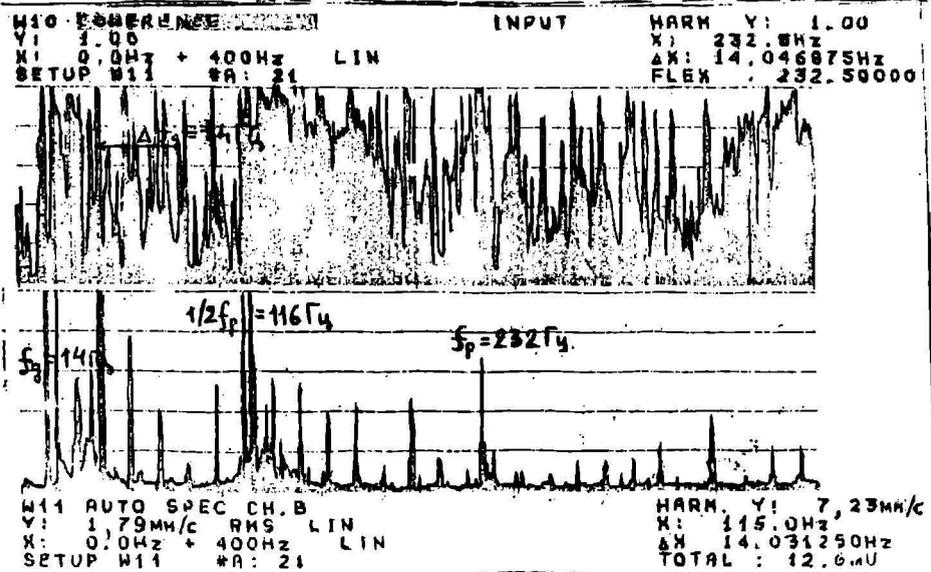
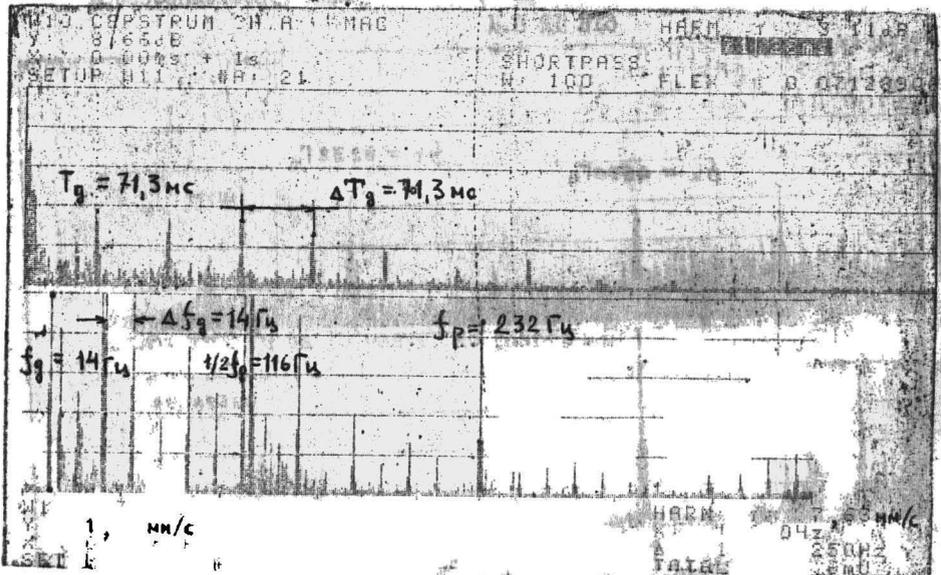


Рис. 3

Низкочастотный спектр и кепстр вибрации турбокомпрессора ТК-34



Первая и вторая роторные ражмонки кепстра вибрации турбокомпрессора ТК-34

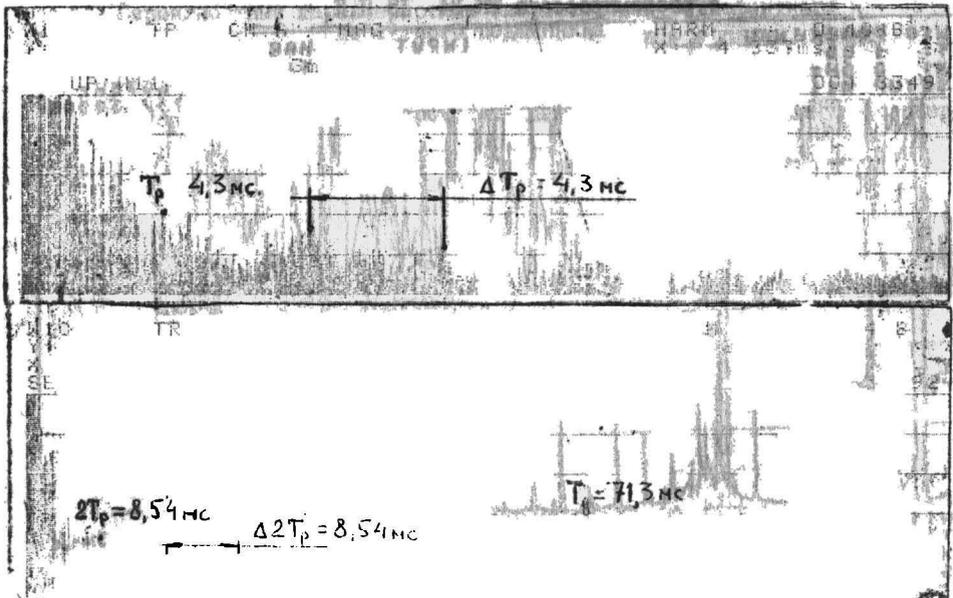


Рис. 4

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

УДК 629.424.1:621.822:621.515.54

**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ
ПОДШИПНИКОВ ТЕПЛОВОЗНЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ
ПО ВИБРАЦИОННЫМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ**

ПОГРЕБНЯК Андрей Валерьевич

Подписано к печати 14/VIII-1990 г.

Формат бумаги 60x84¹/₁₆. Бумага для множ. аппаратов. Печать офсетная.
Усл.-печ. лист. 1,5. Уч.-изд. лист. 1,75. Тир. 100. Зак. 558р. Бесплатно.

Издание ДИИЖТа, 320700, ГСП, г. Днепропетровск, ул. Академика
В. А. Лазаряна, 2.

Тип. ХИИТа, 310050, г. Харьков-50, пл. Фейербаха, 7.