

УЧЕТ КОЛЕБАНИЙ СИЛОВОГО АГРЕГАТА ПРИ ДИАГНОСТИРОВАНИИ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА РОТОРА МАЛОРАЗМЕРНОГО ТУРБОКОМПРЕССОРА ТКР-8,5С

© 2009 Д. Ю. Иванов, М. К. Филимонов

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск

Учтено влияние силового воздействия двигателя внутреннего сгорания на турбокомпрессор ТКР8.5С при диагностировании методом анализа вибрации его корпуса. При расчете динамики подшипниковой опоры с плавающей вращающейся втулкой с учетом жесткости корпуса для турбокомпрессора и силового воздействия от коленчатого вала и поршней двигателя определены частотные диапазоны проявления дефектов подшипникового узла в теоретических сигналах виброускорения; проведен теоретический частотный анализ.

Анализ вибрации, частотный анализ, силовое воздействие, турбокомпрессор, дефекты подшипников скольжения

Современные условия эксплуатации автотракторной техники требуют внедрения в производственный процесс современных методов диагностирования двигателей и их отдельных узлов без дополнительных операций по демонтажу. К таким узлам относится турбокомпрессор (ТК) систем наддува дизелей. В настоящее время широко распространены двигатели с ТК марки ТКР-8.5С. Аварийный выход из строя ТК приводит к остановке всего двигателя, а следовательно, транспортно-технологического средства в целом. Решающим фактором безаварийной работы ТК является техническое состояние подшипников ротора, отличительная особенность которых – наличие промежуточных элементов в виде плавающих вращающихся (ПВ) втулок (рис. 1), что затрудняет процесс оценки технического состояния непосредственно подшипников. Самым удобным и достоверным методом диагностирования роторных систем является вибрационная диагностика [1].

В турбокомпрессоре источники колебательных процессов от взаимодействия элементов подшипников и от аэродинамических сил достаточно разнесены по частотному диапазону, что позволяет оценивать вибрацию корпуса ТК, обусловленную процессами в подшипниках. Однако при этом изменение жесткости крепления корпуса ТК к блоку двигателя, а также силовое воздействие от коленчатого вала и процессов в цилиндропоршневой группе могут вносить свои коррективы в конечный вибросигнал, что может приводить к ложным диагнозам.

Это необходимо учитывать при диагностировании без демонтажа ТК с двигателя.

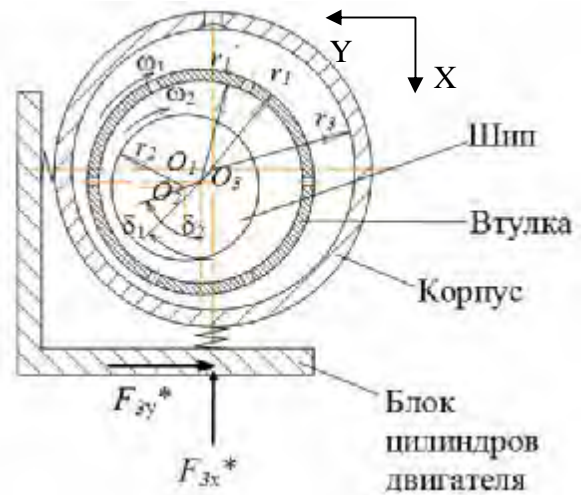


Рис. 1. Схема подшипника

Математическая модель, описанная в [1], позволяет учитывать линейную жесткость корпуса ТК и внешнюю силу, действующую на него при функционировании всей системы. В дальнейших расчетах жесткость будем считать постоянной, а силовое воздействие от двигателя будем прикладывать по взаимно-перпендикулярным осям X и Y, ось вращения ротора параллельна оси Z абсолютного пространства. Форма поверхностей подшипников и цапф не изменяется в процессе функционирования.

В модели решаются уравнения движения подвижных элементов трибосопряжения ротор – плавающая вращающаяся (ПВ) втулка – корпус. Здесь учтены все силы, действующие на элементы трибосопряжения. Реакции и моменты трения в смазочных слоях находятся с помощью давлений, которые в свою

очередь получены интегрированием уравнения Рейнольдса. Уравнение Рейнольдса интегрируется при граничных условиях Свифта – Штибера и при условии неотрицательности давлений [1].

Параметры внешней силы определялись для нового типа дизельных двигателей, разрабатываемых на Челябинском тракторном заводе посредством расчетов сил, действующих в коренных подшипниках и в цилиндропоршневой группе. Расчет был произведен для 6-цилиндрового двигателя с помощью программного обеспечения Орбита и Орбита-поршень [2]. Полученные для каждого подшипника и каждого цилиндра силы были сложены в своей последовательности с учетом порядка работы цилиндров. Величина возмущающей силы, возникающей от работы газораспределительного механизма незначительна, по сравнению с предыдущими двумя факторами. Поэтому при расчетах внешних сил, действующих со стороны двигателя, нагрузкой, возникающей от работы деталей ГРМ, можно пренебречь. Суммарные силы, приложенные по осям X и Y, представлены на графике (рис.2). Они были разложены в ряд Фурье, и максимальные гармонические составляющие сил с их фазами учитывались в расчете динамики подшипника ТК (рис. 3). При этом на первом этапе коэффициент передачи от коренных подшипников и цилиндров к месту крепления ТК не учитывался. Таким образом, внешняя сила, окончательно входящая в уравнения движения для корпуса, имеет вид:

$$F_{3xi}^* = \sum_{i=1}^n F_{xi} \cdot \sin(\omega_{xi} t \pm \varphi_{xi}),$$

$$F_{3yi}^* = \sum_{i=1}^n F_{yi} \cdot \sin(\omega_{yi} t \pm \varphi_{yi}),$$

где F_{xi} и F_{yi} – амплитуды компонент внешней силы, ω_{xi} и ω_{yi} – частоты компонент сил, φ_{xi} и φ_{yi} – фазы компонент сил по осям X и Y соответственно и t – время.

При выполнении расчета моделировалась работа турбокомпрессора с различными смещениями центра масс шипа (0, 1, 3, 5, 7, 10 мкм), различными внутренними (19, 22, 25, 30 мкм) и наружными (27.75, 32.75, 40.75, 45.75) зазорами на каждом из режимов работы двигателя, определяющихся частотой вращения ротора и величиной

внешних нагрузок. Указанные изменения параметров технического состояния традиционно считаются дефектами при превышении допустимых значений. Информативными режимами, т.е. режимами, на которых изменение структурных параметров отслеживается лучше всего, была принята частота вращения ротора турбокомпрессора: для режима максимальной мощности 8000рад/с, для режима максимального момента – 6000рад/с.

Для расчета параметров колебаний среднего корпуса использовался модернизированный пакет компьютерных программ «Устойчивость» (Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ №2002611823 от 2002 г.). Результат расчета представляет собой теоретический сигнал виброускорения во временной области.

Учет сил от рабочих процессов в двигателе внутреннего сгорания определенным образом усложняет задачу диагностирования подшипникового узла ТК, т.к. мощность всего спектра возрастает на порядок на режимах максимального крутящего момента и максимальной мощности (рис. 2). Очевидно, пространство технических состояний, полученное в ранних работах для стендовых испытаний, в случае диагностирования на двигателе не годится. В данной ситуации необходимо получить другое диагностическое пространство, которое будет иметь другие значения диагностических признаков и другие диагностические признаки.

На первом этапе необходимо провести спектральный анализ и выявить наиболее информативные области частот (рис. 4–5), в которых будут различаться компоненты спектра в зависимости от изменения параметра технического состояния подшипника ТК (рис. 6).

На рис. 4 представлены расчетные спектры и гармоники виброускорений корпуса турбокомпрессора при изменении дисбаланса ротора на режимах максимального момента и максимальной мощности соответственно. Весь частотный диапазон можно разделить на две области: область подшипниковых частот (150...400 Гц) и область рабочих частоты вращения ротора (900...1000 Гц для режима максимального момента

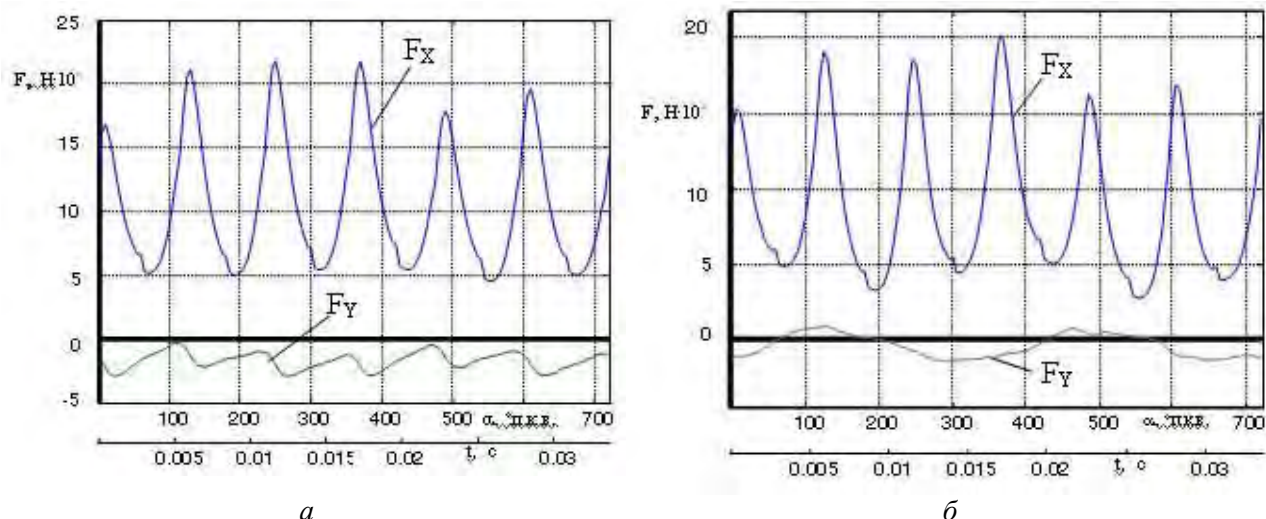


Рис. 2. Суммарные силы, передаваемые на блок двигателя от коренных подшипников коленчатого вала и стенок цилиндров на режимах максимального крутящего момента (а) и максимальной мощности (б)

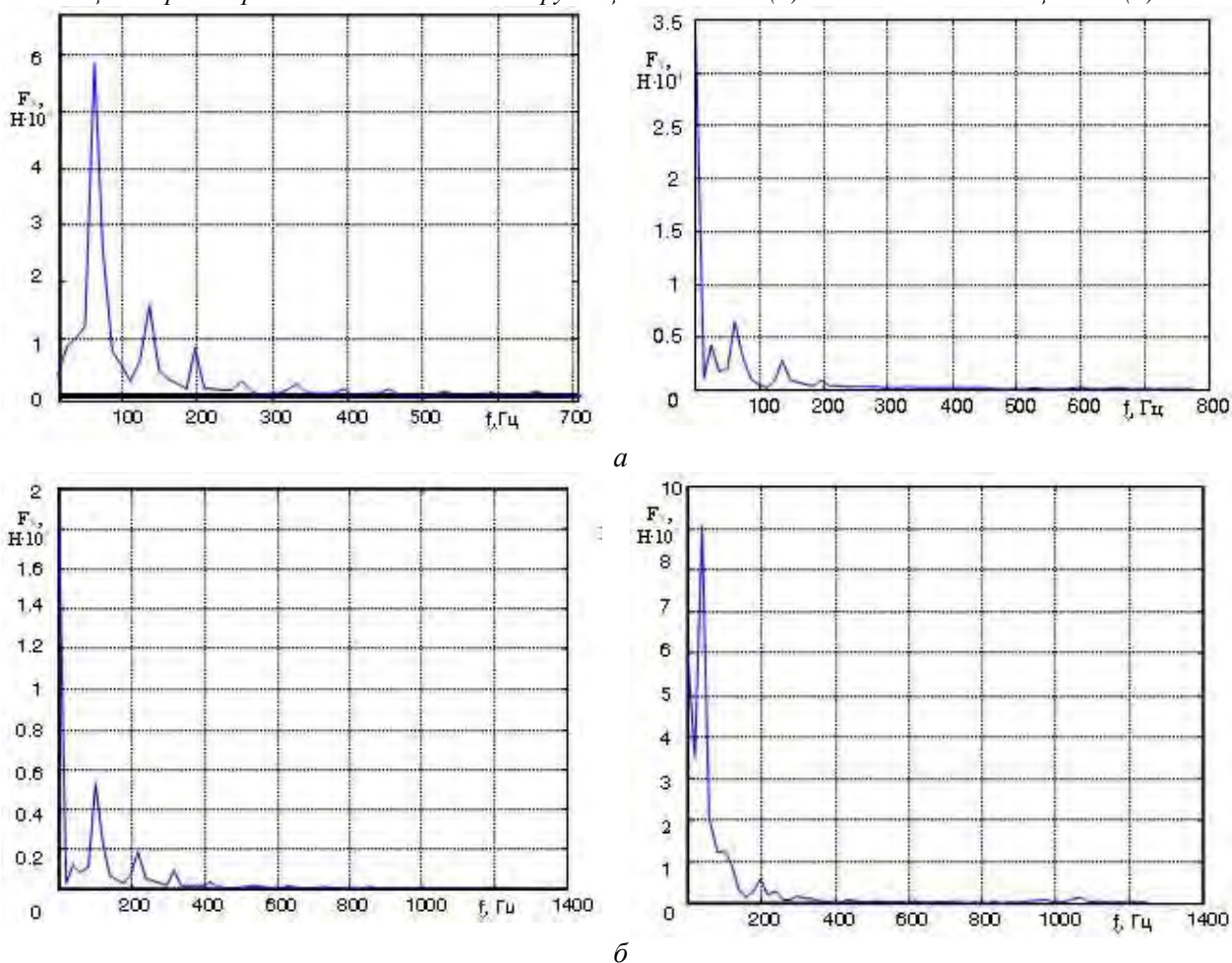


Рис. 3. Спектр суммарных сил, передаваемых на блок двигателя от коренных подшипников коленчатого вала и стенок цилиндров на режимах максимального крутящего момента (а) и максимальной мощности (б)

и 1200-1400 Гц для режима максимальной мощности).

В результате проведенных исследований можно говорить, что изменение дисбаланса хорошо диагностируется на частоте вращения ротора, однако увеличение зазоров не проявляется однозначно в спектре теорети-

ческого вибросигнала (рис. 5). Амплитуда подшипниковой гармоники не имеет явных отличий при увеличении зазоров. По вертикальной оси большие нагрузки от подшипников коленчатого вала заглушают спектр ускорений, т.е. отличия при изменении зазоров на фоне больших ускорений малы, что в

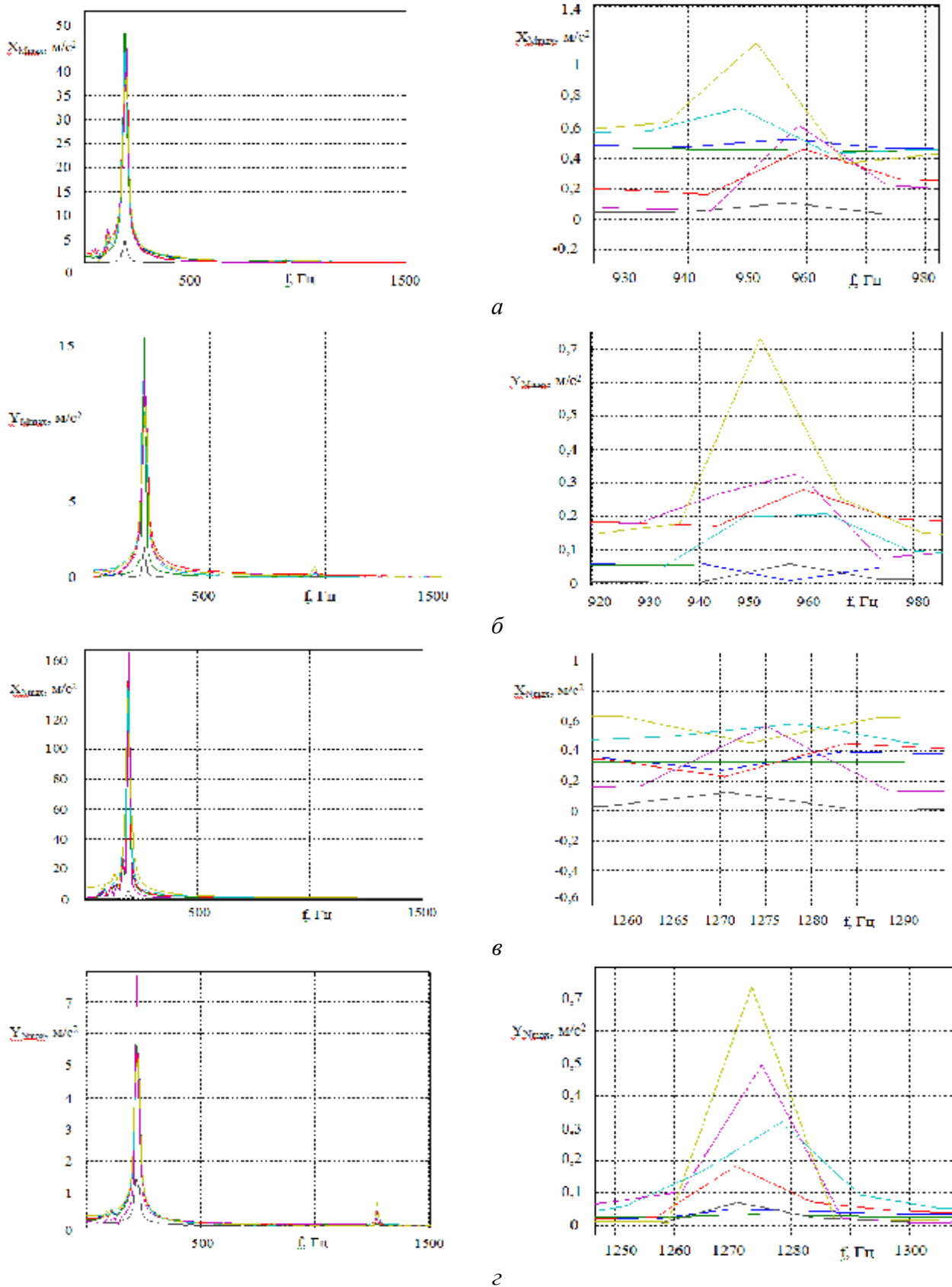


Рис. 4. Расчетные спектры и гармоники виброускорений корпуса при изменении дисбаланса ротора на режимах максимального момента (а,б) и максимальной мощности (в,г):

— $\epsilon_2 = 0$ мкм;
 — $\epsilon_2 = 1$ мкм;
 — $\epsilon_2 = 3$ мкм;
 — $\epsilon_2 = 5$ мкм;
— $\epsilon_2 = 7$ мкм;
 — $\epsilon_2 = 10$ мкм;
 — $\epsilon_2 = 1$ мкм, без нагрузки

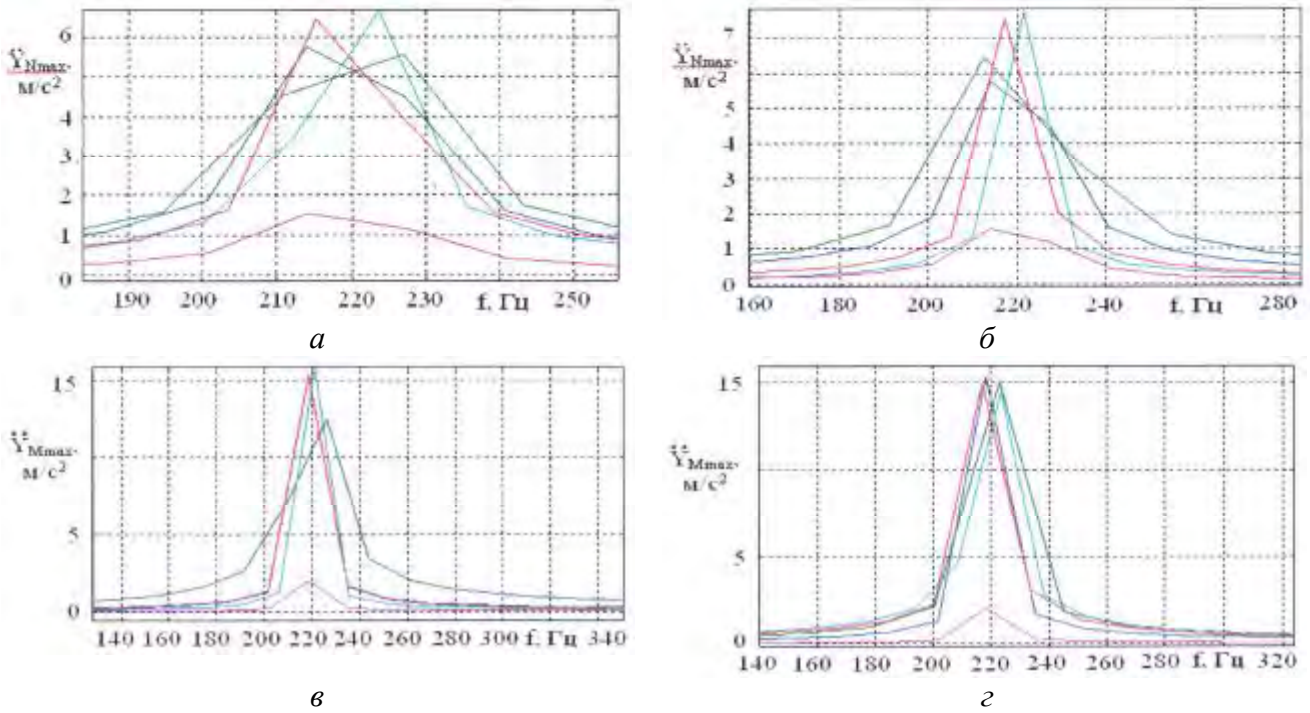


Рис. 5. Расчётные спектры и гармоники виброускорений корпуса при изменении внутреннего и наружного зазоров на режимах максимального момента (а,б) и максимальной мощности (в,г) соответственно:

C_2 : — 19 мкм; — 22 мкм; — 25 мкм; — 30 мкм; — 22 мкм, без нагрузки;
 C_1 : — 27 мкм; — 32 мкм; — 40 мкм; — 45 мкм; — 32 мкм, без нагрузки

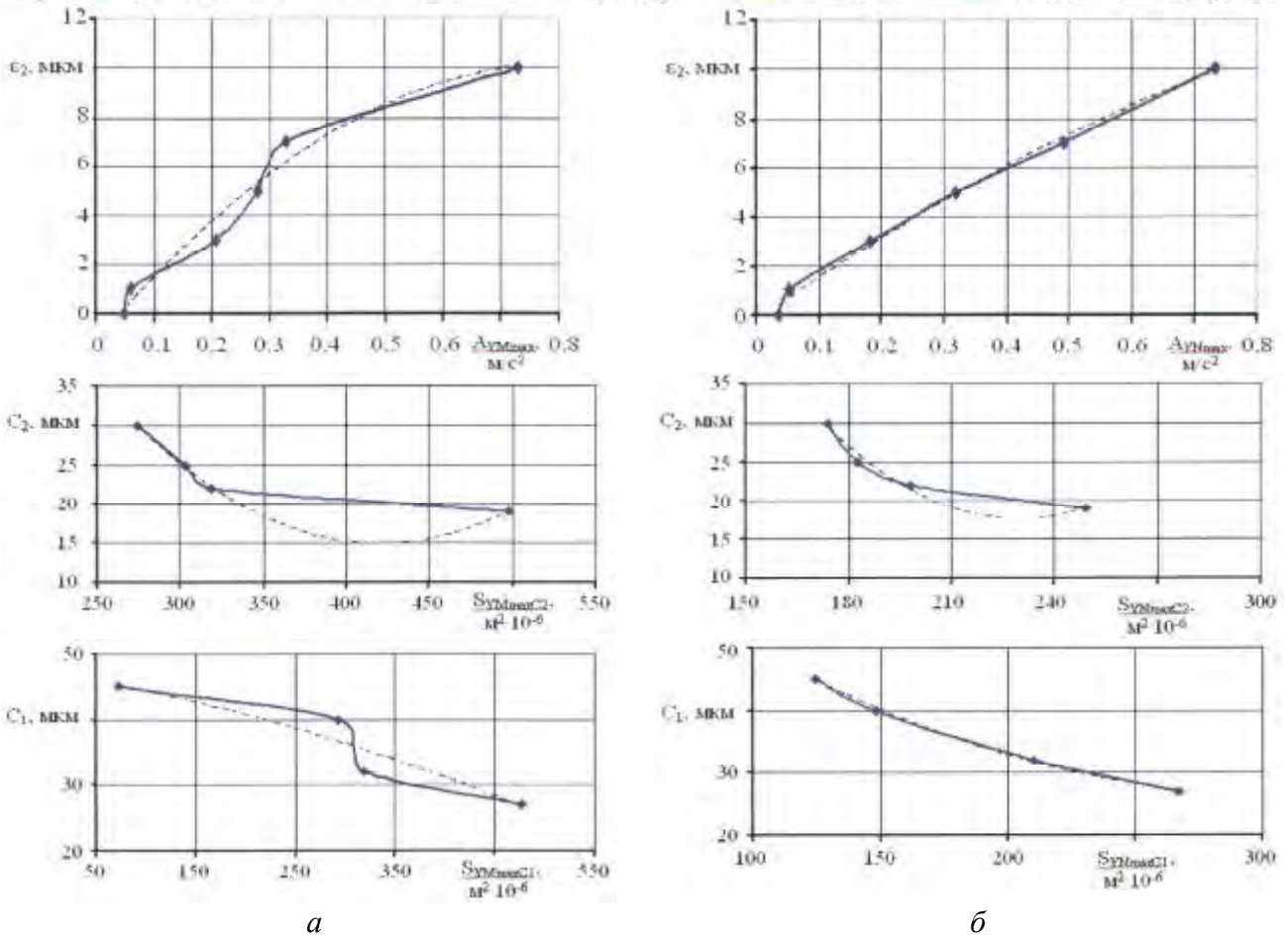


Рис. 6. Зависимости информативных характеристик от изменений параметров технического состояния на режимах максимального момента (а) и максимальной мощности (б) соответственно:

————— расчётная зависимость, - - - - - линия тренда

меньшей степени характерно для поперечной оси Y . Поэтому целесообразно исследование ускорений и скоростей, полученных вдоль оси Y . При этом, пользуясь простым анализом спектров, можно выявить только сильные изменения параметров технического состояния. На этих составляющих для определения дефекта зазоров необходимо отслеживать диапазон «подшипниковой гармоники», а для дисбаланса амплитуду на частоте вращения ротора.

На выделенных гармониках в диапазоне подшипниковой частоты (рис. 5) можно заметить заострение гармоники, т.е. сужение её основания, что приводит в основном к уменьшению площади между кривой спектральной составляющей и осью частот.

Анализ изменений в спектрах в зависимости от параметров технического состояния показал, что изменение зазоров в подшипнике нельзя диагностировать по амплитуде спектральных компонент в области подшипниковых частот. Здесь информативным является такой показатель, как мощность спектра S_Y в указанном диапазоне частот. При этом наиболее информативным является режим максимальной мощности. На этом режиме наблюдается однозначность изменений выбранных диагностических признаков. Кроме того, изменение диагностических признаков в зависимости от параметров технического состояния на режиме максимальной мощности более близко и достоверно описываются уравнениями линейных трендов, чем на режиме максимального крутящего момента (рис. 6). Это позволяет составить систему уравнений, описывающих изменение диагностических признаков в вибросигнале в зависимости от параметров технического состояния.

Для режима максимального момента:
дисбаланс

$$\varepsilon_2 = -17,036\dot{Y}^2 + 27,807\dot{Y} - 1,1534;$$

внутренний зазор

$$C_2 = 0,0007S_Y^2 - 0,5914S_Y + 139,34;$$

внешний зазор

$$C_1 = -4e^{-05}S_Y^2 - 0,0237S_Y + 47,087.$$

Для режима максимальной мощности:
дисбаланс

$$\varepsilon_2 = -5,5858\dot{Y}^2 + 17,941\dot{Y} - 0,2426;$$

внутренний зазор

$$C_2 = 0,0037S_Y^2 - 1,7216S_Y + 215,53;$$

внешний зазор

$$C_1 = 0,0005S_Y^2 - 0,3129S_Y + 76,242.$$

Полученная система является диагностической моделью для подшипника ТК при диагностировании его на двигателе.

Библиографический список

1. Иванов, Д.Ю. Применение фазовых портретов для вибрационного диагностирования подшипников жидкостного трения ТКР8.5С. / Д.Ю. Иванов // Актуальные проблемы трибологии: сб. тр. междунар. науч.-техн. конф. -М.: Машиностроение. - Т.3. - 2007. - С.223 - 234.

2. Прокопьев, В.Н. Комплекс программ для исследования работы трибосопряжения «поршень-цилиндр» «Орбита – Поршень 3» / В.Н. Прокопьев [и др.] // Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ №2005610094.

References

1. Ivanov D.Yu. Phase planes application for vibration diagnostic of turbocharger ТКР8.5С journal bearing. International Scientific and technical Conference. Actual problems of tribology. Russia, Samara, June, 2007. — vol. 3, pp. 223 – 234.

2. Prokopiev V.N., Rogdestvensky J.V., Zadorozhnaja E.A., etc. Program system for tribounit "piston-cylinder" work analysis «Orbit - Piston 3 » Certificate on the state registration of the computer program №2005610094.

ENGINE VIBRATIONS CONSIDERING FOR LIGHT TUGBOCHARGER TKR-8,5C ROTOR JOURNAL BEARING DIAGNOSTIC

© 2009 D. Yu. Ivanov, M. K. Filimonov

South Ural State University

Influence of dynamic loading of an internal combustion engine on turbocharger TKR8.5C is considered at diagnosing by a method of the analysis of vibration of its case. At dynamics calculation bearing parts with the floating rotating barrel taking into account ruggedness of the case for turbocharger and power influence from a bent shaft and engine buckets are defined frequency ranges of display of defects of a bearing mount assembly in theoretical signals vibroacceleration; the theoretical frequency analysis is carried out.

Analysis of vibration, frequency analysis, dynamic loading, turbocharger, defects of a journal bearing

Информация об авторах

Иванов Дмитрий Юрьевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета. Тел.: (8-351) 267-92-13, 267-94-00, 269-53-59. E-mail: idu@susu.ac.ru. Область научных интересов: вибродиагностика машин, динамика подшипников.

Филимонов Максим Константинович, студент Южно-Уральского государственного университета. Тел.: (8-351) 267-92-13. E-mail: filimonovmk@mail.ru. Область научных интересов: вибродиагностика подшипников скольжения.

Ivanov Dmitriy Yurievich, candidate of engineering science, Associate Professor of «Motor Transport» Department of the South Ural State University. Phone. (8-351) 267-92-13. E-mail: idu@susu.ac.ru. Area of research: dynamics of rotors on floating bushed journal bearings, diagnostic of vibrations for machines, dynamics of bearings.

Filimonov Maxim Konstantinovich, student of the South Ural State University. Phone. (8-351) 267-92-13. E-mail: filimonovmk@mail.ru. Area of research: diagnostic of vibrations for journal bearing.