

Сравнивая данные разрушения образцов 1 и 2 типов, заметно что в образцах 2 типа при большем KCV значения J_{ld} в 1,6 раза ниже, что обусловлено увеличением энергоемкости разрушения на стадии развития трещины.

Библиографический список

1. Structure and properties at the joint of a hard surfaced roll of continuous casting machine / Yasniy P., Maruschak P., V. Hlado et. al. // Journal for Welding and Applied Techniques.-2009.-1/2.-P. 5-10.
2. ISO 14556. Steel Charpy V- Notch Pendulum Impact Test – Instrumented Test Method.–05.01.2005.
3. Qui H., Kawaguchi Y., Shiga C. Charpy impact behavior of ultra-fine grained steels // Proc. Charpy centenary conf. (2–5 October 2001).–Poiters.–P. 275–282.
3. Влияние температуры на микромеханизмы ударного разрушения стали 35Г2 / Ясний П.В., Марушак П.О., Гладьо В.Б., Бищак Р.Т. // Материалы Международной научно-технической конференции «Актуальные проблемы динамики и прочности материалов и конструкций: Модели, методы, решения», (1-3 июня). – Орел: СГТУ. – 2007. – С. 77–80.

УДК 534.647:621.432 (001.8)

А.П. Науменко

Научно-производственный центр «Динамика», г. Омск

ВИБРОАКУСТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИАГНОСТИЧЕСКОГО СИГНАЛА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Синтез совокупности диагностических признаков ($ДП$), адекватных видам технического состояния, основным неисправностям и технологическому режиму эксплуатации поршневых машин, возникающих как по отдельности, так и совместно, и инвариантных к конструкции машин является актуальной проблемой. Одним из этапов решения данной проблемы является формирование модели диагностического сигнала объекта диагностирования ($ОД$).

Наиболее общей моделью среди известных [1, 2] является обобщенная модель квазипериодического виброакустического ($ВА$) сигнала $ОД$ периодического действия, предложенная В.Н. Костюковым [1].

В работе [1] показано, что по частотному составу спектры низкочастотной вибрации и огибающей $ВА$ сигнала, получаемой путем фильтрации в высокочастотной области и последующего детектирования, примерно одинаковы. Эти спектров могут быть представлены разложением по характерным частотам, которые можно разбить на три группы:

— дискретные составляющие, частоты которых кратны частоте вращения вала — зубцовые и оборотные гармоники;

- дискретные составляющие, частоты которых пропорциональны частоте вращения, но связаны с ней дробными коэффициентами;
- частотные составляющие, независимые от частоты вращения, и непрерывная компонента спектра, заполняющая промежутки между дискретными составляющими первых групп.

Для оценки технического состояния объекта необходимо выделить и измерить энергетические характеристики составляющих каждой группы.

Данная модель описывает достаточно большие классы неисправностей *ОД*. Дальнейшим развитием этой модели является модель, предложенная в [2], которая описывает *ВА* сигналы с учетом взаимодействия их источников, что увеличивает достоверность и глубину диагностирования, однако не очевидно её использование для разработки алгоритмов диагностирования.

Поэтому целесообразно рассмотреть несколько примеров моделей *ВА* сигнала при возникновении конкретных дефектов и неисправностей, на основе которых формируются *ДП* неисправностей поршневых компрессоров (*ПК*).

Неуравновешенность движущихся и вращающихся масс является источником сил инерции F_g вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс, центробежных сил инерции и моментов этих сил, которые в общем случае описываются следующим образом [1, 2, 3, 6]:

$$F_g(t) = F_i \sin(\Omega_i t). \quad (1)$$

Примечание. Далее параметр t (время) опущен для упрощения представления формул.

С учетом описания модели *ВА* сигнала в [2] можно записать:

$$F_{g\Sigma} = F_g(0,5 + F_n h_n^g) + F_g(0,5 + F_s h_s^g), \quad (2)$$

$$F_{n\Sigma} = F_n(0,5 + F_s h_s^n) + F_n(0,5 + F_g h_g^n), \quad (3)$$

$$F_{s\Sigma} = F_s(0,5 + F_n h_n^s) + F_s(0,5 + F_g h_g^s). \quad (4)$$

где F_s – импульсные (ударные) вынуждающие воздействия (напр., взаимодействие зубчатых пар) в общем случае представляются в виде последовательности импульсов заданного вида [2, с. 61, 79]; F_n – шум, возникающий вследствие трения контактирующих деталей или газогидродинамики, который можно считать белым шумом $\xi(t)$; h_g^s – импульсная характеристика определяет степень взаимовлияния F_g и F_s ; h_s^n – степень взаимовлияния F_s и F_n ; h_n^g – F_n и F_g .

Рассмотрим составляющие, связанные только с F_g :

$$F_{g\Sigma} = F_g(0,5 + F_n h_n^g) + F_g(0,5 + F_s h_s^g), \quad (5)$$

$$F_{n\Sigma} = F_n(0,5 + F_g h_g^n), \quad (6)$$

$$F_{s\Sigma} = F_s(0,5 + F_g h_g^s), \quad (7)$$

Импульсные (ударные) вынуждающие воздействия $F_{g\Sigma}$ возбуждают колебания $S_{s\Sigma}$ на собственных (резонансных) частотах колебаний корпуса объекта, элементов, деталей, узлов с учетом импульсной характеристики $h_s(t)$ [2], гармонические вынуждающие воздействия $F_{g\Sigma} - S_{g\Sigma}$ с $h_g(t)$, шум от трения, газогидроакустический шум $F_{n\Sigma} - S_{n\Sigma}$ с $h_n(t)$ [2, 3, 6].

Тогда для данного случая, с учетом описания $S_{s\Sigma}$ в [2], можно записать

$$S_{g\Sigma} = S_g^g \cdot (0,5 + \xi_n^g) + S_g^s \cdot (0,5 + S_s^g), \quad (8)$$

$$S_{n\Sigma} = \xi_n^n \cdot (0,5 + S_g^n), \quad (9)$$

$$S_{s\Sigma} = S_s^s \cdot (0,5 + S_g^s), \quad (10)$$

где в выражениях $S_g^g = S_1 \sin(\Omega_1 t) * h_g$; $S_g^s = [F_1 \sin(\Omega_1 t) * h_g^s]$; $\xi_n^g = [\xi_n h_n^g] * h_g$; $\xi_n^n = \xi_n * h_n$; $S_s^g = \sum_{k=1} \{[A_k h_s^g \sin(\omega_k t)] * h_g\}$; $S_s^s = \sum_{k=1} \{[A_k \sin(\omega_k t)] * h_s\}$ знаком (*) обозначена процедура свертки функций.

Для примера раскроем выражение (8)

$$S_{g\Sigma} = S_1 \sin(\Omega_1 t) \cdot (0,5 + \xi_n^g) + S_1 \sin(\Omega_1 t) \cdot (0,5 + \sum_{k=1} \{[A_k h_s^g \sin(\omega_k t)] * h_g\}),$$

из которого видно, что ВА сигнал, возбуждаемый с частотой вращения Ω_1 неуравновешенной массы модулирован шумом ξ_n^g (это часто видно на спектрах ВА сигнала в виде размытия спектрального пика на частоте Ω_1) и частотами импульсного возбуждения S_s^g (на практике это проявляется в виде боковых составляющих частот дефектов подшипников качения вокруг частоты вращения).

Выражение (9) показывает, что неуравновешенность проявляется в виде модуляции шумовой составляющей ВА сигнала частотой вращения Ω_1 (это подтверждается практикой). А выражение (10) подтверждает часто встречающуюся на практике модуляцию частот ударного воздействия (например, частот дефектов подшипников качения) частотой вращения Ω_1 неуравновешенной массы.

Примечание. Здесь для примера указываются частоты дефектов подшипников качения, так как их значения в большинстве случаев нецелочисленно кратны частоте вращения вала и легко обнаруживаются как в прямом спектре, так и в спектре огибающей ВА сигнала.

Выражения (5), (6), (7) описывают и случаи проявления параметров ВА сигнала при возникновении несоосности валов привода и потребителя, а также дефекте соединительной между ними муфты. При этом в обоих случаях сила F_g может быть представлена выражением:

$$F_g(t) = \sum_{k=1}^9 F_k \sin(\Omega_k t), \quad \Omega_k = k \cdot \Omega_1.$$

Таким образом, при соответствующем выборе мест установки датчиков ВА сигнала (на соответствующих узлах ПК) можно диагностировать появление неисправностей узлов ПК двойного действия по соотношению в спектрегибающей ВА сигнал уровней второй и более высокочастотных гармоник. Учитывая высокую чувствительность коэффициента модуляции к изменению параметров модулирующего сигнала по сравнению с прямым спектром сигнала целесообразно использовать диапазон частот, который соответствует частоте несущей ω_0 ВА колебаний, генерируемых течением газа. Новизна предложенного способа формирования модели ВА сигнала и ДП дефектов и неисправностей ПК подтверждена патентом [8].

Библиографический список

1. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Вибраакустическая диагностика машин и механизмов. М.: Машиностроение, 1987. 288 с.
2. Павлов Б.В. Акустическая диагностика механизмов. М.: Машиностроение, 1971. 224 с.
3. Костюков В.Н. Обобщенная диагностическая модель вибраакустического сигнала объектов периодического действия // Омский науч. вестн. 1999. Вып. 6. С. 37-41.
4. Науменко А.П. Методология вибраакустической диагностики поршневых машин. // Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Специальный выпуск. Серия Машиностроение. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. С. 85-94.
5. Науменко А.П. Исследование вибраакустических параметров поршневых машин: сб. науч. тр. по материалам Междунар. науч.-техн. конф. «Двигатель-2007» посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана. М: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. С. 518-525.
6. Костюков В.Н., Науменко А.П. Решения проблем безопасной эксплуатации поршневых машин // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2009. №3. С. 27-36, 1-ая, 4-ая стр. обл.
7. Пластиинин П.И. Поршневые компрессоры: Т. 1: Теория и расчет: учебное пособие для вузов. Изд. 2-е, перераб., доп. М.: Колос, 2000 г. 456 с.
8. Костюков В.Н., Науменко А.П., Бойченко С.Н. Способ вибродиагностики технического состояния поршневых машин по спектральным инвариантам: пат. 2 337 341 Рос. Федерация. № 2007113529/28; заявл. 11.04.2007; опубл. 27.10.2008. Бюл. № 30.



ДИНАМИКА СИСТЕМ, МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Материалы
VII Международной
научно-технической конференции

10-12 ноября 2009 г.

Книга 2

Омск - 2009



**ФОНД СОДЕЙСТВИЯ РАЗВИТИЮ
малых форм предприятий в научно-технической сфере**

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ПРАВИТЕЛЬСТВО ОМСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОУ ВПО «ОМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ОМСКИЙ НАУЧНО-ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫЙ КОМПЛЕКС
ИНСТИТУТ ЭКОНОМИКИ И ОРГАНИЗАЦИИ ПРОМЫШЛЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА СО РАН
ОМСКИЙ ФИЛИАЛ ИНСТИТУТА МАТЕМАТИКИ ИМ. С.Л. СОБОЛЕВА СО РАН
МЕЖДУНАРОДНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК ВЫСШЕЙ ШКОЛЫ**

ДИНАМИКА СИСТЕМ, МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

**Материалы
VII Международной научно-технической конференции**

10–12 ноября 2009 г.

Книга 2

**Омск
Издательство ОмГТУ
2009**

УДК 621.8

ББК 34.41

Д 46

Редакционная коллегия:

A. В. Косых, д-р техн. наук, проректор по научной работе ОмГТУ;

O. И. Бабенко, начальник информационно-патентного отдела ОмГТУ

Д 46 **Динамика систем, механизмов и машин:** матер. VII Междунар. науч.-техн. конф. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2009. – Кн. 2. – 484 с.

ISBN 978-5-8149-0766-0

УДК 621.8

ББК 34.41

ISBN 978-5-8149-0766-0

© ГОУ ВПО «Омский государственный
технический университет», 2009