
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА,
ДИАГНОСТИКА, ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.002:681.324

*Посвящается памяти научного руководителя д.т.н.,
профессора Первухиной Е.Л.*

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДОСТОВЕРНОСТИ ПРИНИМАЕМЫХ РЕШЕНИЙ
О КАЧЕСТВЕ СБОРКИ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ИЗДЕЛИЙ**

© 2019 г. К. Н. Осипов^{1,*}, В. В. Голикова¹

¹ Севастопольский государственный университет, г. Севастополь, Россия

* e-mail: assistenttmm@mail.ru

Поступила в редакцию 24.04.2018 г.

Принята к публикации 24.04.2019 г.

Показано, что обеспечение достоверности результатов автоматизированных приемосдаточных испытаний машиностроительных изделий в условиях массового и серийного производства, содержащих резьбовые соединения, может быть достигнуто совершенствованием методики обработки измерительной информации с использованием стохастических моделей, описывающих статистические нестационарные зависимости между диагностическими параметрами в виде линейных комбинаций.

Ключевые слова: машиностроительные изделия, качество сборки, диагностические параметры

DOI: 10.1134/S0235711919040114

Эффективность контроля качества сборки современных конструктивно сложных машиностроительных изделий в ходе приемосдаточных испытаний может быть значительно повышена за счет использования новых методик испытаний и современных информационных технологий для обработки их результатов [1, 2] и принятия решений относительно возможности дальнейшей эксплуатации. Известные классические методы технической диагностики, такие как метод Байеса или метод Неймана-Пирсона, а также современные методы обработки измерительной информации [3, 4] закладывают основу методики и без труда могут быть использованы в ходе производственных испытаний конструктивно сложных машиностроительных изделий (гибридных двигателей, газовых турбин, роботизированных коробок перемены передач и т.д.). Однако использование указанных методик требует накопление большого объема статистических данных, большого числа современных дорогостоящих датчиков, обоснования количества точек съема информации, что не снижает стоимости испытаний, по-прежнему составляя большую часть стоимости всего изделия и не всегда повышает достоверность выводов о качестве сборки.

Целью работы является совершенствование методики обработки результатов измерений в ходе краткосрочных стендовых приемосдаточных испытаний машиностроительных изделий для достижения требуемой на современном этапе достоверности результатов оценки качества сборки изделий, в том числе резьбовых соединений без увеличения расходов производителей на количество датчиков и квалификацию операторов испытаний.

Техническое состояние машиностроительных изделий определяется величинами структурных параметров (шероховатостью, биением, величиной зазоров в сопряжениях и т.д.), формирующимися в процессе изготовления, например, в ходе обработки металла резанием или в процессе сборки и регулирования. Измерение большинства

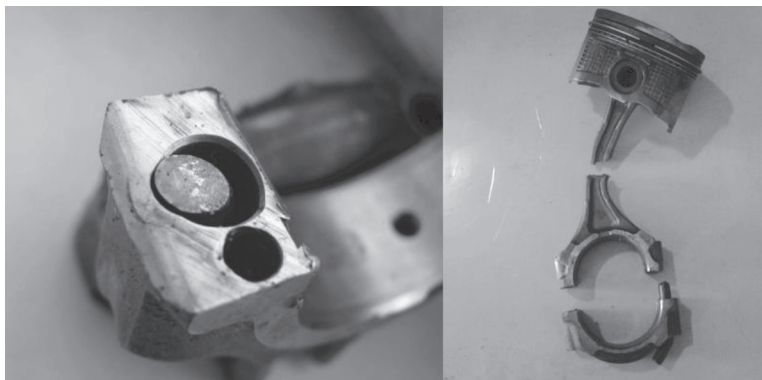


Рис. 1. Пример среза болтов нижней крышки шатунного подшипника с последующим разрушением шатуна.

структурных параметров после сборки невозможно, поэтому в ходе технической диагностики их контроль проводят косвенно, по результатам измерений параметров, функционально связанных со структурными параметрами и называемых диагностическими параметрами [5]. Особенностью оценки фактического технического состояния является проверка нахождения отдельных диагностических параметров в пределах поля допустимых значений. В некоторых случаях в ходе диагностирования контролируют не скаляр, а вектор диагностических параметров. В этом случае также проверку проводят путем сопоставления измеренных значений с допустимым и, к сожалению, не проводят контроль сохранения взаимосвязи между параметрами, которая, как показывают исследования [6], имеет стохастическую природу и содержит информацию о техническом состоянии изделий.

Впервые идея необходимости контроля статистических взаимосвязей между изменяющимися значениями отдельных диагностических параметров испытуемых изделий с целью повышения достоверности результатов оценки их технического состояния в ходе автоматизированных производственных испытаний была предложена авторами работ [6, 7], получив дальнейшее развитие в работе [8]. Ограничением предлагаемой методики являлось предположение о том, что на момент оценки технического состояния все регулировочные работы выполнены верно, диагностические параметры имеют общий тренд, а технологический процесс сборки стабилен. Однако изучение причин отказов новых изделий в период гарантийной эксплуатации позволяет сделать вывод о том, что предположение о стабильности процесса сборки ошибочно [9]. Наоборот, неисправности новых машиностроительных изделий чаще всего вызваны именно нарушениями процесса сборки, в том числе резьбовых соединений, которые чаще всего проявляются в ошибках позиционирования сопрягаемых деталей; нарушениях очередности затяжки резьбовых соединений при ручной и полуавтоматизированной сборке, установке деталей с увеличенным натягом и недопустимым зазором, чрезмерных или недостаточных затяжках резьбовых соединений. Следствием этих нарушений являются, как постепенные, так и внезапные отказы изделий в условиях эксплуатации, нередко приводящие к серьезным авариям (рис. 1).

Ряд причин возникновения сбоев в сборочном процессе объясняется использованием некачественных или поврежденных при транспортировке и монтаже крепежных и уплотнительных элементов, стандартных деталей (шайб, граверов, болтов, шпилек, винтов, и т.д.), а также погрешностью момента завинчивания, вызываемой несовершенством современного сборочного оборудования, например, гайковертов [10].

В современном машиностроении оценку качества сборки резьбовых соединений проводят непосредственно в процессе их сборки. При этом используют теорию винто-

вой пары, согласно которой крутящий момент T_z , Нм, приложенный к головке болта или гайке, полностью расходуется на преодоление трения о неподвижную опорную поверхность соединяемых деталей на торце гайки T_t , Нм, и на преодоление трения T_r , Нм, в витках резьбы (в паре винт-гайка), обеспечивая заданное силовое замыкание [6]

$$T_z = T_t + T_r. \quad (1)$$

Моменты трения в уравнении (1) зависят от геометрических параметров резьбы ξ (угла подъема, шага и т.д.), коэффициента трения в резьбе f , наружного диаметра резьбы d и осевой силы F , возникающей за счет растяжения болта, шпильки или винта при завинчивании

$$T_z = f(\xi, f, d, F). \quad (2)$$

На основании зависимости (1) и (2) в процессе сборки болтовых, винтовых и т.д. соединений в качестве критерия, характеризующего параметры сборки, используют момент затяжки (крутящий момент на ключе) T_z , значения которого сравнивают со значением, указанным в технических условиях на сборку. Нормированное значение рассчитывают, исходя из предположения о том, что выражение (1) справедливо и, как следствие, крутящий момент, приложенный к гайке или болту, обеспечивает требуемое силовое замыкание, что не всегда выполняется в реальных условиях производства и эксплуатации. Часто причиной нарушения требуемого силового замыкания является не нарушение равенства (1), а отсутствие информации о том, какая часть (доля) крутящего момента, приложенного, например, к гайке, была затрачена на преодоление сил трения, возникающих в витках резьбы, а какая — на преодоление сил трения, возникающих на торцевых поверхностях сопрягаемых деталей. В результате оказывается невозможным определить, какая часть крутящего момента, приложенного к гайке, была затрачена на деформацию растяжения болта, а какая часть — на деформацию витков резьбы (изгиб, укорачивание или сдвиг). Альтернативный метод оценки качества сборки резьбовых соединений, основанный на оценке величины абсолютного удлинения болта (шпильки) или угла поворота гайки, также не лишен недостатков. Например, при оценке качества сборки резьбового соединения с малыми значениями коэффициента трения в витках и на торце гайки по величине абсолютного удлинения тела болта может возникнуть результат, при котором необходимое контактное напряжение будет достигнуто при значениях закручивающего момента, недостаточного для обеспечения процесса самоторможения. Кроме этого, контроль деформаций тела болта является сложной технологической операцией, требующей установки дополнительных датчиков, изменение конструкции посадочных мест, потаев и т.д., что ведет к удорожанию процесса сборки и себестоимости изделий. В результате оказывается, что приведенные общепринятые методы контроля не обеспечивают необходимую в 100%-х случаях достоверную оценку качества сборки резьбовых соединений.

Для повышения достоверности результатов оценки качества сборки резьбовых соединений предлагается формировать решение по результатам косвенных измерений множества диагностических параметров, используя показатель, характеризующий стабильность статистической зависимости между случайными нестационарными последовательностями изменения численных показателей режимных и диагностических параметров испытываемых изделий. В общем виде статистическая зависимость между параметрами изделий может быть описана линейной комбинацией со случайными, стационарно изменяемыми коэффициентами [6–9]. При этом для исправных изделий эти коэффициенты после настройки моделей не изменяются и не зависят от числа наблюдений и режима работы, что объясняется физикой процессов, протекающих в машиностроительных изделиях. Например, крутящий момент, развиваемый двигателем внутреннего сгорания, как функцию от потока воздуха и топлива, описывают известным выражением

$$Mkp = \frac{1}{\omega} \eta_w q \mu_f, \quad (3)$$

где η_w — коэффициент эффективности преобразования энергии, q — теплоемкость топлива, $\mu_f = \frac{1}{14.7} \mu_a$ — поток топлива, $\mu_a = \eta_a f(Pa) f_2(\alpha)$ — поток воздуха, Pa — давление воздуха на впуске, $0 < \eta_a < 1$, α — угол открытия дроссельной заслонки, $\varphi(Pa)$ и $\varphi(\alpha)$ — нелинейные функции, характеризующие поток воздуха, проходящий через единицу площади дроссельной заслонки.

Уравнение (3) справедливо для исправного изделия и предполагает, что вся энергия сгоревшего топлива преобразуется в механическую энергию с учетом коэффициента эффективности преобразования, в результате чего на протяжении всего срока службы двигателя взаимосвязь между крутящим моментом, расходом воздуха и топлива остается стабильной даже в условиях работы двигателя на переходных режимах, а также в условиях воздействия внешних неконтролируемых возмущений, например, вызванных случайным изменением нагрузки на двигатель. Другими словами, сохраняется баланс (равновесие) между мощностными и экономическими показателями двигателя, который аналитически можно записать в следующем виде

$$\beta^T x_t = 0, \quad (4)$$

где β — вектор коэффициентов равновесия, x_t — вектор параметров, характеризующих состояние двигателя, T — знак транспонирования.

Возникновение неисправностей, например, вызванных ослаблением резьбовых соединений или использованием некачественных комплектующих (компрессионных колец, средств герметизации полостей, клапанов и т.д.), вызывает снижение эффективности преобразования энергии сгоревшего топлива в механическую энергию и разрушение статистической стабильности взаимосвязи между параметрами, т.е. отклонение от равновесия (4) из-за возникновения потерь, которые будут обусловлены прорывом рабочего тела в картер или в рубашку охлаждения, или в атмосферу. В результате одномерная безразмерная величина отклонения x_t от равновесия $z_t = \beta^T x_t$ будет численно характеризовать техническое состояние изделия.

В качестве примера оценки качества сборки изделий, используя предложенный критерий, рассмотрим процесс технического контроля двигателей внутреннего сгорания в ходе приемосдаточных испытаний. В ходе испытаний измерительная информация представляет многомерный случайный процесс измерения основных диагностических параметров. Для двигателей серии 4Ч7.6/7.5 такими параметрами являются: часовой расход топлива Gt (кг/ч), крутящий момент M_k (Нм), эффективная мощность Ne (кВт), удельный расход топлива ge (кг/кВт · ч) и содержание CO (%) в отработавших газах (рис. 2).

Первый этап определения численных значений вектора коэффициентов равновесия предполагает построение эмпирической модели векторной авторегрессии, которая связывает текущие и прошлые значения каждого диагностического параметра с текущими и прошлыми значениями остальных параметров. Алгоритм построения такого класса моделей подробно описан в работе [7]. Для рассматриваемого примера эмпирическая модель примет следующий вид:

$$x_t = \Pi_0 + A x_{t-1} + \omega_t, \quad (5)$$

где $x_t = (M_k, Gt, CO, Ne, ge)^T$ — вектор параметров, характеризующих техническое состояние двигателя, $\Pi_0 = (6.4, -27.8, -49.5, 19.2, 0.7)^T$ — 5×1 матрица-столбец ко-

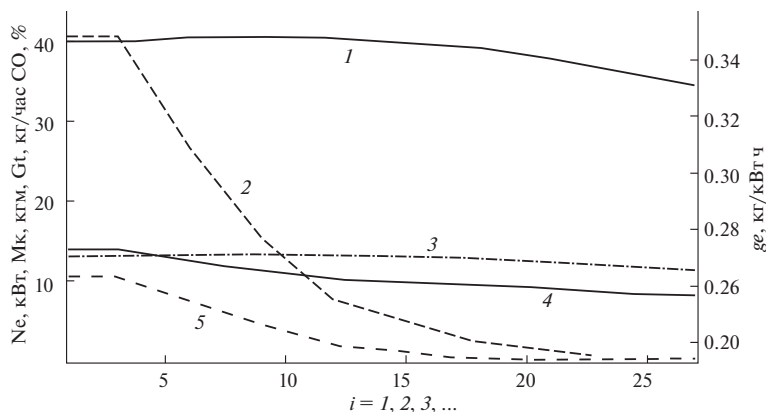


Рис. 2. Многомерный случайный процесс измерения параметров ДВС: 1 – Ne (кВт); 2 – ge (кг/кВт·ч); 3 – Mk (Нм); 4 – Gt (кг/ч); 5 – CO (%).

эффицентов, $(\omega_{t-1})^T = [\varepsilon_t \ 0 \ \dots \ 0]$ – 5×1 вектор шума системы, $E[\omega_t, \omega_k^T] = Q_t \delta_{ik}$, δ_{ik} – символ Кронекера, $\delta_{ik} = 1, i = k$; $\delta_{ik} = 0, i \neq k$,

$$A = \begin{pmatrix} 1.540 & 0.914 & -0.037 & 0.307 & -31.789 \\ 0.236 & 2.775 & -0.010 & 0.569 & 118.84 \\ 1.999 & -4.511 & 2.00 & 0.320 & 224.97 \\ -1.789 & 2.662 & -0.083 & 0.023 & -94.621 \\ 0.060 & -0.077 & -0.002 & -0.002 & 4.189 \end{pmatrix} \text{ – матрица перехода состояний.}$$

Адекватность модели (5) для отдельных параметров подтверждается результатами анализа ошибок оценивания. Одинаковая структура модели скалярных случайных процессов изменения отдельных параметров, а также стабильность коэффициентов переходной матрицы A (рис. 3) позволяет выдвинуть гипотезу о существовании причинно-следственной зависимости между ними в виде стационарной линейной комбинации $\beta^T x_t$ и выбрать аналитическое описание многомерного случайного процесса.

Колебания численных значений диагональных коэффициентов матрицы перехода состояний A (рис. 3) объясняется процессом настройки модели (5).

Второй этап предполагает анализ модели случайных процессов изменения диагностических параметров в приращениях (в первых разностях) исходных процессов:

$$\Delta x_t = \Pi_0 + \Pi x_{t-1} + \sum_{j=1}^{p-1} \Pi_j \Delta x_{t-j} + \varepsilon_t, \quad \Pi = \alpha \beta^T, \quad (6)$$

здесь α – $n \cdot r$ матрица корректирующих коэффициентов, $r = 1$. Матрица $\Pi = \alpha \beta^T$ для рассматриваемого примера имеет вид:

$$\Pi = \begin{bmatrix} -0.089 \\ (0.003) \\ 0.05 \\ (0.002) \\ -0.018 \\ (0.002) \\ -0.006 \\ (0.002) \\ -0.002 \\ (0.002) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -42.3 & -12.57 & 1.23 & 16.7 & 375.6 & -86.9 \\ (0.104) & (0.174) & (0.220) & (60.761) & (0.022) & \end{bmatrix} = \alpha \beta^T, \quad (7)$$

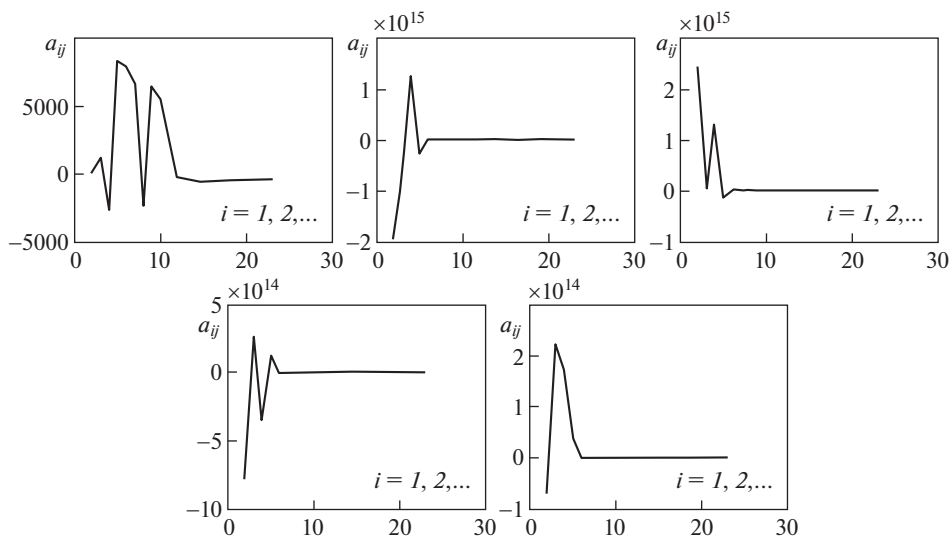


Рис. 3. Изменение численных значений диагональных коэффициентов $a_{i,j}$ матрицы перехода состояний A в зависимости от количества наблюдений.

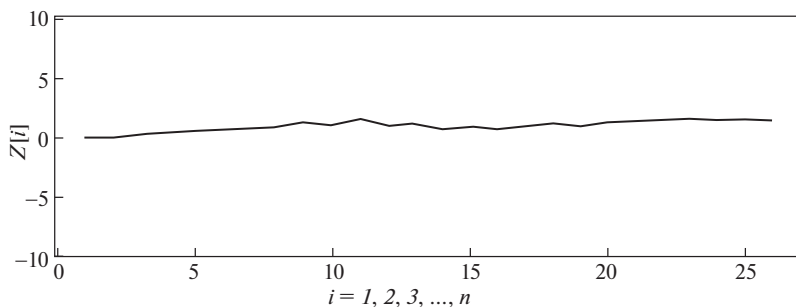


Рис. 4. Оценка равновесия параметров исправного ДВС.

где величины в скобках рядом с каждой оценкой означают стандартные ошибки оценок.

Уравнения (6) и (7) позволяют определить численные значения вектора коэффициентов равновесия β . Оценка равновесного состояния исправного изделия представлена на рис. 4.

На графике рис. 4 небольшие флуктуации вблизи нуля объясняются погрешностями измерений, а также малой величиной выборки.

Возникновение дефектов из-за нарушения процесса сборки приводит к изменению структурных параметров собранного изделия. Изменение величины структурных параметров ДВС приводит к изменению величины диагностических параметров. Например, некачественное резьбовое соединение, т.е. не обеспечивающее требуемое силовое замыкание, вызывает утечку рабочего тела (смеси топлива с воздухом) из надпоршневого пространства в момент сжатия и горения, из-за чего падает среднее индикаторное и эффективное давление. Падение эффективного давления вызывает снижение крутящего момента, мощности, увеличение расхода топлива и т.д. Изменение значений диагностических параметров приводит к нарушению статистических за-

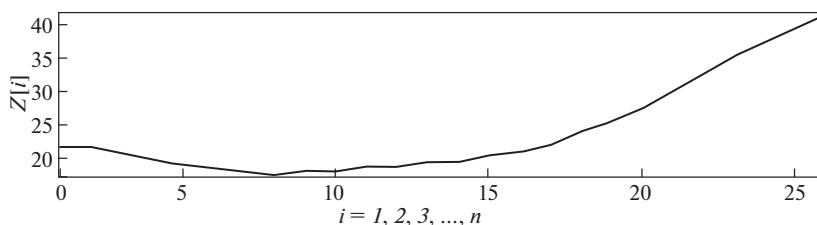


Рис. 5. Оценка равновесия параметров неисправного ДВС.

висимостей между параметрами и потере исходного (эталонного) равновесного состояния (рис. 5), что является идентификатором неисправного состояния ДВС [7, 8].

Выводы. Предлагаемые к использованию методы многомерного статистического анализа результативны с позиции достижения конкретных целей производственных испытаний и позволяют повысить достоверность принятия решений относительно годности изделий к эксплуатации при сокращении сроков и расходов на испытания. Дальнейшее решение задач повышения достоверности решений о годности изделий к эксплуатации неразрывно связано с определением режимов автоматизированных испытаний, т.е. режимов работы испытываемых изделий.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шульгин А.Ф., Павлов Ю.И., Попов В.Г., Кулаков В.В. Технологические газозвоздушные системы стенов экспериментальной испытательной базы авиационных двигателей и энергетических установок. М.: МАТИ, 2009. С. 384.
2. Лоскутов А.С., Григорьев А.Н., Кожин Д.В. Испытания ДВС: Учебное пособие. Йошкар-Ола: Марийский ГТУ, 2007. С. 136.
3. Биргер И.А. Техническая диагностика. М.: Машиностроение, 1978. С. 240.
4. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" / Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова М.: Машиностроение, 1983. С. 372.
5. Григорьев С.Н., Гулин В.Д., Козочкин М.П., Кузовкин В.А., Мартинов Г.М., Сабиров Ф.С., Синопальников В.А., Филатов В.В. Диагностика автоматизированного производства. Монография. М.: Машиностроение, 2011. С. 600.
6. Голикова В.В. Идентификация стохастических объектов и процессов в автоматизированной системе производственных приемосдаточных испытаний двигателей внутреннего сгорания: Дис. ... канд. тех. наук. Севастополь: СевНТУ, 2008. 205 с.
7. Голикова В.В., Первухина Е.Л., Сопин П.К. Моделирование измерительных последовательностей диагностических параметров ДВС // Ж. Двигатели внутреннего сгорания. 2012. № 2. С. 114.
8. Первухина Е.Л., Осипов К.Н., Рапацкий Ю.Л. Совершенствование методики приемосдаточных испытаний двигателей внутреннего сгорания после сборки на основе зависимостей между диагностическими параметрами // Ж. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2011. № 2. С. 93.
9. Осипов К.Н. Выбор параметров для оценки технического состояния // Ж. Сборка в машиностроении, приборостроении. 2011. № 2. С. 19.
10. Житников Б.Ю. Обоснование моментов затяжки шпилек, ввинчиваемых в корпусную деталь // Сборка в машиностроении и приборостроении. М.: Машиностроение, 2001. № 5. С. 33–35.
11. Августиневич В.Г., Акиндинов В.А. Идентификация систем управления авиационных газотурбинных двигателей. М.: Машиностроение, 1984. С. 200.
12. Боев Б.В., Бугровский В.В., Вершинин М.П. Идентификация и диагностика в информационно-управляющих системах авиакосмической энергетики. М.: Наука, 1988. С. 168.