

О. О. П о л у ш к и н

БАЛАНСИРОВОЧНЫЙ КОМПЛЕКТ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

Предложены новые подходы к решению комплекса задач идентификации дисбалансов n -опорного ротационного агрегата, обеспечившие создание балансировочного комплекта, позволяющего (в отличие от существующих) алгоритмически осуществлять балансировку на месте с необходимой точностью и надежностью. Апробация балансировочного комплекта нового поколения на многих примерах выявила высокую эффективность и широкие перспективы его использования.

E-mail: grunt@mail.ru

Ключевые слова: балансировочный комплект, алгоритм балансировки, компьютерная технология.

Балансировочный комплект [1] (или портативная балансировочная аппаратура) предназначен для идентификации дисбалансов ротационного агрегата на месте его установки в машине в целях последующей их корректировки при балансировке этого агрегата.

Такая задача ставится при диагностике качества балансировки ротационных агрегатов выпускаемых машин, ремонте ротационных агрегатов, приводящем к их разбалансировке, и решается только динамическим методом с использованием допущения о линейной связи между значением дисбаланса \bar{D}_j в j -й плоскости измерения и амплитудой \bar{A}_i вибраций i -й опоры ротора на частоте n его вращения [2]:

$$\bar{A}_i = k_{ij} \bar{D}_j, \quad (1)$$

где k_{ij} — коэффициент влияния.

Если нельзя непосредственно измерить фазу колебаний, чтобы определить дисбаланс в одной плоскости приведения ротора, установленного на машине, можно воспользоваться способом балансировки обходным грузом и способом трех пусков с пробной массой. Если возможно измерить лишь фазу колебаний, а нельзя измерить амплитуду колебаний, то применяется способ фаз. Известен также способ измерения дисбаланса с одновременным измерением амплитуды и фазы вибраций. Все эти способы идентификации дисбаланса в одной плоскости приведения ротационного агрегата подробно изложены в работе [2]. Однако они используются крайне редко и только для однофазовых процессов балансировки, если необходимо оценить и скорректировать лишь главный вектор дисбалансов ротора на машине. Было предложено много вариантов схем и конструкций технических средств решения этой задачи [3, 4]. Однако все попытки их практического использования оказались неудачными из-за крайне низкой степени адекватности

исходной модели (1) функционирования таких устройств. Эта модель строится на допущении о том, что характеристики (амплитуда и (или) фаза) измеряемых колебаний полностью определяются искомым дисбалансом в заданной плоскости приведения. Поскольку неуравновешенное состояние $\{\bar{D}_j\}$ любого ротора на машине описывается как минимум двумя дисбалансами \bar{D}_1, \bar{D}_2 в двух задаваемых плоскостях приведения

$$\{\bar{D}_j\} = \{\bar{D}_1 \ \bar{D}_2\} \quad (j = 1, 2), \quad (2)$$

то влияние на измеряемые характеристики \bar{A}_i колебаний других дисбалансов модель (1) не учитывает. Это приводит к большой ошибке. Поэтому сама постановка задачи определения дисбаланса ротационного агрегата на машине в одной плоскости приведения является в общем случае некорректной. Некорректной является и идея нелинейности связи искомого дисбаланса в плоскости приведения с измеряемыми характеристиками вибраций в качестве причины неэффективного функционирования устройств, использующих модель (1) [2, п. 4.2].

В корректной постановке для двухопорного ротора задачу можно решить, только определив все компоненты вектора (2) синхронным измерением характеристик (амплитуд i и фаз φ_i для $i = 1, 2$)

$$\{\bar{A}_i\} = \{\bar{A}_1 \ \bar{A}_2\}, \quad (3)$$

колебаний двух опор агрегата на частоте n его вращения в машине. Делается это так же, как и при измерении дисбалансов изделия на станке маятникового типа с помощью модели

$$\{\bar{A}_i\} = [k_{ij}]\{\bar{D}_j\}, \quad (4)$$

где $[k_{ij}]$ — квадратная матрица коэффициентов влияния.

В настоящее время для балансировки ротационных агрегатов на месте предлагается использовать множество устройств (БИП-5, БИП-5М, БИП-6М, УБП-1, ВБВ-001, БИП-7, БИП-8, ВВМ-337, ЭВМБП-1, ЭВМБП-2 и др.) [2], функционирование которых основывается на моделях (1) и (4). Однако задача решается не алгоритмически, а методом проб и ошибок, что в большинстве случаев не приводит к необходимому результату.

Хотя модель (4) более адекватна, чем модель (1), она требует уточнений. Кроме того, проблему использования модели (1) усложняет нахождение достоверных значений характеристик (амплитуда и фаза) колебаний \bar{A}_1, \bar{A}_2 от дисбалансов \bar{D}_1, \bar{D}_2 ротационного агрегата на машине при наличии значительного уровня шумов. Для выделения \bar{A}_1, \bar{A}_2 из полученного (измерением вибраций) полигармонического сигнала со случайными составляющими используют в настоящее время различные системы аналоговой фильтрации [2]. В работе [2] подчеркнуто отсутствие использования цифровых фильтров в измерительных

системах балансировочных комплектов. Открытым остается также вопрос учета случайных и неслучайных составляющих измеренных характеристик колебаний от сторонних источников с частотой вращения исследуемого ротационного агрегата на машине. Наконец, абсолютно открытым остается вопрос балансировки на месте многоопорных роторов ($i = 1, 2, \dots, n_i$), не имеющий в настоящее время ни методологических, ни технических наработок.

Учитывая отмеченное ранее, можно повысить достоверность и расширить возможности использования модели (4). Все это и послужило основой для создания балансировочного комплекта нового поколения.

Одним из факторов, снижающих адекватность модели (4), является то, что в ней не учтены динамические свойства колебательной системы ротационного агрегата на машине. Скалярное представление элементов $[k_{ij}]$ предполагает, что амплитуды и фазы компонент $\{\bar{A}_i\}$ по (3) определяются только значениями и углами компонент $\{\bar{D}_j\}$ по (2). Это может иметь место лишь в случае, когда частота n вращения агрегата на машине значительно меньше низшей из собственных частот его колебаний. Практически никогда это условие не выполняется, поэтому для учета динамических свойств колебательной системы ротора на машине необходимо матрицу коэффициентов влияния представлять с векторными элементами. При этом динамическая модель ротационного агрегата на машине записывается как

$$\{\bar{A}_i\} = [\bar{k}_{ij}]\{\bar{D}_j\}, \quad (5)$$

где $[\bar{k}_{ij}]$ — матрица векторных коэффициентов влияния.

Рассматривая эту модель не только для двухопорного, но и для n_i -опорного агрегата ($n_i > 2$), имеем $i = 1 \dots n_i$ — номер опоры агрегата, $j = 1, \dots, n_j$ — номер плоскости приведения (коррекции) агрегата. При этом необходимо иметь число плоскостей коррекции $n_j = n_i$. Тогда матрица $[\bar{k}_{ij}]$ является квадратной и обеспечивается возможность ее обращения.

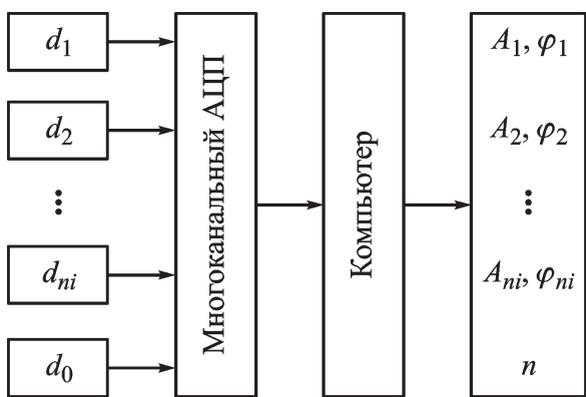
Достоверность и точность определения элементов матрицы $\{\bar{D}_j\} = \{\bar{D}_1 \bar{D}_2 \dots \bar{D}_{n_j}\}$ зависят только от достоверности и точности измерений обусловленных ими характеристик — элементов матрицы $\{\bar{A}_i\} = \{\bar{A}_1 \bar{A}_2 \dots \bar{A}_{n_i}\}$ — амплитуд и фаз гармоник колебаний опор агрегата на машине с частотой n его вращения. Эти гармоники являются отдельными компонентами сложных колебательных процессов каждой из опор с полигармоническими детерминированными и случайными составляющими. Дисперсия этих компонент в общем спектре колебаний каждой из опор может составлять доли процента. В этих условиях лишь математическая фильтрация колебательных процессов опор с помощью известного метода наименьших квадратов дает наиболее достоверный результат выделения требуемой гармоники.

Реализация алгоритма этого метода на ЭВМ в реальном масштабе времени позволяет оперативно проводить анализ колебательных процессов всех опор агрегата на машине, определяя характеристики компонент $\{\bar{A}_i\}$, имеющих частоту n вращения агрегата.

Наиболее просто элементы матрицы $\{\bar{D}_j\}$ определяются с помощью сформированной по результатам измерений матрицы $\{\bar{A}_i\}$ для машин, содержащих один ротационный агрегат (например, вентилятор), колебания опор которого на частоте n определяются практически только характеристиками его неуравновешенности. То же имеет место, если возмущения с частотой n вращения ротора, балансируемого на машине, не возбуждает работа других ее агрегатов или у машины имеется возможность индивидуального привода вращения, балансируемого на месте агрегата. Более сложно решается задача для многоагрегатных машин, в которых возмущения с частотой n от неуравновешенности балансируемого агрегата генерируются другими (сторонними) источниками. Решение задачи выделения в таких машинах гармоники \bar{A}_i , определяемой только неуравновешенностью балансируемого агрегата, выполненное на кафедре “Теория механизмов и машин” ДГТУ (г. Ростов-на-Дону) — предмет отдельной публикации. Далее будем полагать реализованной возможность измерения характеристик — элементов матрицы $\{\bar{A}_i\}$, определенных только характеристиками — элементами матрицы $\{\bar{D}_j\}$ балансируемого на месте ротационного агрегата машины.

На рис. 1 приведена структурная схема измерения характеристик $\{\bar{A}_i\}$ колебаний n_i опор ротационного агрегата на машине, где d_i , $i = 1, \dots, n_i$, — датчики вибраций, установленные у всех опор балансируемого агрегата; d_0 — отметчик фазы гармоник с частотой n вращения агрегата на машине.

Для идентификации дисбалансов $\{\bar{D}_j\}$ в $j = 1, \dots, n_j$ плоскостях коррекции n_i -опорного ротационного агрегата на машине ($n_j = n_i$)



с использованием устройства, реализующего схему, приведенную на рис. 1, предложена следующая технология:

а) установить на опорах агрегата (или вблизи опор) n_i датчиков d_i колебаний и отметчик фазы d_0 . Проверить на дисплее компьютера наличие сигналов от датчика и отметчика фазы;

б) установить кинематику привода балансируемого агрегата машины так, чтобы при его вращении

Рис. 1. Структурная схема измерения характеристик колебаний опор агрегата на машине

было отключено максимальное число других агрегатов. По возможности, обеспечить индивидуальный привод балансируемого агрегата с помощью приводной колонки, что является идеальным при балансировке агрегата на месте;

в) запустить машину с приведением во вращение балансируемого агрегата. При использовании измерительного устройства (см. рис. 1) провести измерение, обработку и фиксацию элементов матрицы $\{\bar{A}_i\}_o$ с амплитудами A_{i0} и фазами φ_{i0} , $i = 1, \dots, n_i$, колебаний всех опор агрегата на машине, обусловленных проявлением его неуравновешенности, описываемой $\{\bar{D}_j\}$. Остановить вращение агрегата;

г) установить в плоскости коррекции j пробный дисбаланс \bar{D}_{pj} с углом α_{pj} , фиксируемым с помощью отметчика фазы. Выполнить операцию в) для измерения и расчета элементов матрицы $\{\bar{A}_i\}_j$ с амплитудами A_{ij} и фазами φ_{ij} , $i = 1, \dots, n_i$ колебаний всех n_i опор агрегата на машине, обусловленных совместным проявлением его неуравновешенности $\{\bar{D}_j\}$ и пробного дисбаланса \bar{D}_{pj} в j -й плоскости коррекции. При этом необходимо, чтобы хотя бы для одной из опор $i = 1, \dots, n_i$ имело место $A_{ij} \geq 1,25A_{i0}$ или $A_{ij} \leq 0,75A_{i0}$ и (или) $\varphi_{ij} \geq 1,25\varphi_{i0}$ или $\varphi_{ij} \leq 0,75\varphi_{i0}$. Если это не выполняется ни для одной из n_i опор, значение пробного дисбаланса \bar{D}_{pj} , установленного в j -й плоскости коррекции, необходимо удвоить. Последнее выполняется хотя бы при одном из поставленных условий;

д) определить

$$\{\bar{A}_i\}_{pj} = \{\bar{A}_i\}_j - \{\bar{A}_i\}_o \quad (6)$$

— матрицу амплитуд A_{ipj} и фаз φ_{ipj} всех опор агрегата, обусловленных только пробным дисбалансом \bar{D}_{pj} , введенным в плоскости коррекции j . Используя модель (5), получаем

$$\{\bar{A}_i\}_{pj} = [\bar{k}_{ij}]\{\bar{D}_{pj}\}, \quad (7)$$

где $\{\bar{D}_{pj}\}$ — матрица-столбец с нулевыми элементами, исключая элемент j -й строки, который полагается равным окончательно принятому \bar{D}_{pj} . Перемножив матрицы в уравнении (7), приведем его к виду

$$\{\bar{A}_i\}_{pj} = \{\bar{k}_{ij} \cdot \bar{D}_{pj}\}, \quad (8)$$

представляющему собой систему n_i независимых уравнений, из которых находятся элементы j -го столбца матрицы $[\bar{k}_{ij}]$;

е) последовательно для каждой из плоскостей коррекции $j = 1, \dots, n_j$ выполнить п. г), д), в результате чего определяются все элементы матрицы $[\bar{k}_{ij}]$;

ж) рассчитать матрицу $[\bar{k}_{ij}]^{-1}$, обратную полученной матрице $[\bar{k}_{ij}]$, и найти характеристики $\{\bar{D}_j\}$ исходной неуравновешенности балансируемого на месте агрегата как

$$\{\bar{D}_j\} = [\bar{k}_{ij}]^{-1}\{\bar{A}_i\}_o; \quad (9)$$

з) в каждой плоскости коррекции $j = 1, \dots, n_j$ провести корректировку выявленных в ней по (9) дисбалансов;

и) провести контрольный запуск вращения агрегата на машине и с помощью того же измерительного устройства (см. рис. 1) выполнить измерение, обработку и фиксацию элементов матрицы $\{\bar{A}_i\}_{\text{ост}}$ с амплитудами $A_{i>AB}$ и фазами $\varphi_{i\text{ост}}$ колебаний всех n_i опор агрегата, обусловленных проявлением его остаточной неуравновешенности $\{\bar{D}_j\}_{\text{ост}}$, характеризующейся значениями $D_{j\text{ост}}$ и углами $\alpha_{j\text{ост}}$ в каждой плоскости коррекции $j = 1, \dots, n_j$ агрегата. Положив в (9) $\{\bar{D}_j\} = \{\bar{D}_j\}_{\text{ост}}$, $\{\bar{A}_i\}_o = \{\bar{A}_i\}_{\text{ост}}$, найти значения $\bar{D}_{i\text{ост}}$ в каждой из плоскостей коррекции и сравнить их с допустимыми значениями $D_{j\text{доп}}$, регламентируемыми чертежом. Агрегат уравновешен на месте с необходимой точностью, если для всех j имеет место $D_{j\text{ост}} \leq D_{j\text{доп}}$. Если для какого-либо j это условие не выполняется, то выполнить дополнительную корректировку и повторный контроль до достижения необходимой точности балансировки агрегата.

Все операции, реализующие представленную технологию, проводятся с помощью формализованного для использования ЭВМ алгоритма. Он приведен на рис. 2, и, поясняя его блоки, отметим:

блок 2 — вводится число $n = n_i$ опор балансируемого на машине агрегата, равное числу n_j плоскостей коррекции, необходимых для проведения балансировки агрегата;

блок 3 требует установки на машине всех датчиков: отметчика фазы d_o и датчиков d_i колебаний всех $n_i = n$ опор агрегата (см. рис. 1);

блоки 4 требуют реализацию операций б) и в) предложенной технологии;

блок 5 — цикл расчетов по плоскостям коррекции $j = 1, \dots, n$. Внутри этого цикла для каждого j вводится в расчет определенное значение допустимого ($D_{j\text{доп}}$) и произвольное значение пробного ($D_{пj}$) дисбалансов (блок 6) и в блоках 7...17 реализуется операция г) предложенной технологии с проведением необходимых измерений и расчетов, по результатам которых в каждом из циклов формируется j -й ($j = 1, \dots, n$) столбец матрицы $[\bar{k}_{ij}]$;

с выходом из цикла (блок 5) расчет переходит к блоку 18, где формируется полная матрица векторных коэффициентов влияния;

блок 19 — обращение матрицы $[\bar{k}_{ij}]$ по стандартной программе;

блоки 20...24 — расчет дисбалансов и корректировка неуравновешенности балансируемого на машине агрегата, измерения и расчеты для определения значений и углов остаточных дисбалансов $\{\bar{D}_j\}_{\text{ост}}$;

блок 25 — цикл расчетов для сравнения остаточных дисбалансов в каждой из плоскостей коррекции с их допустимыми значениями и осуществления (по необходимости) дополнительной корректировки. Если корректировка осуществляется, в блоке 28 полагается $x = 1$;

блок 29 — условный переход. Если условие этого блока выполняется, в блоке 30 выдается информация о сбалансированности ротора с требуемым уровнем качества. При невыполнении условия блока 29 в блоках 22...29 выполняется повторная оценка качества балансировки агрегата и (по необходимости) дополнительная корректировка его дисбалансов до выполнения условия этого блока.

На кафедре “Теория механизмов и машин” ДГТУ по схеме (см. рис. 1) разработан и создан балансировочный комплект нового поколения, компьютер которого помимо расчетов характеристик колебаний реализует расчеты по алгоритму (см. рис. 2). Этот комплект прошел широкую апробацию при балансировке на месте карданных ва-

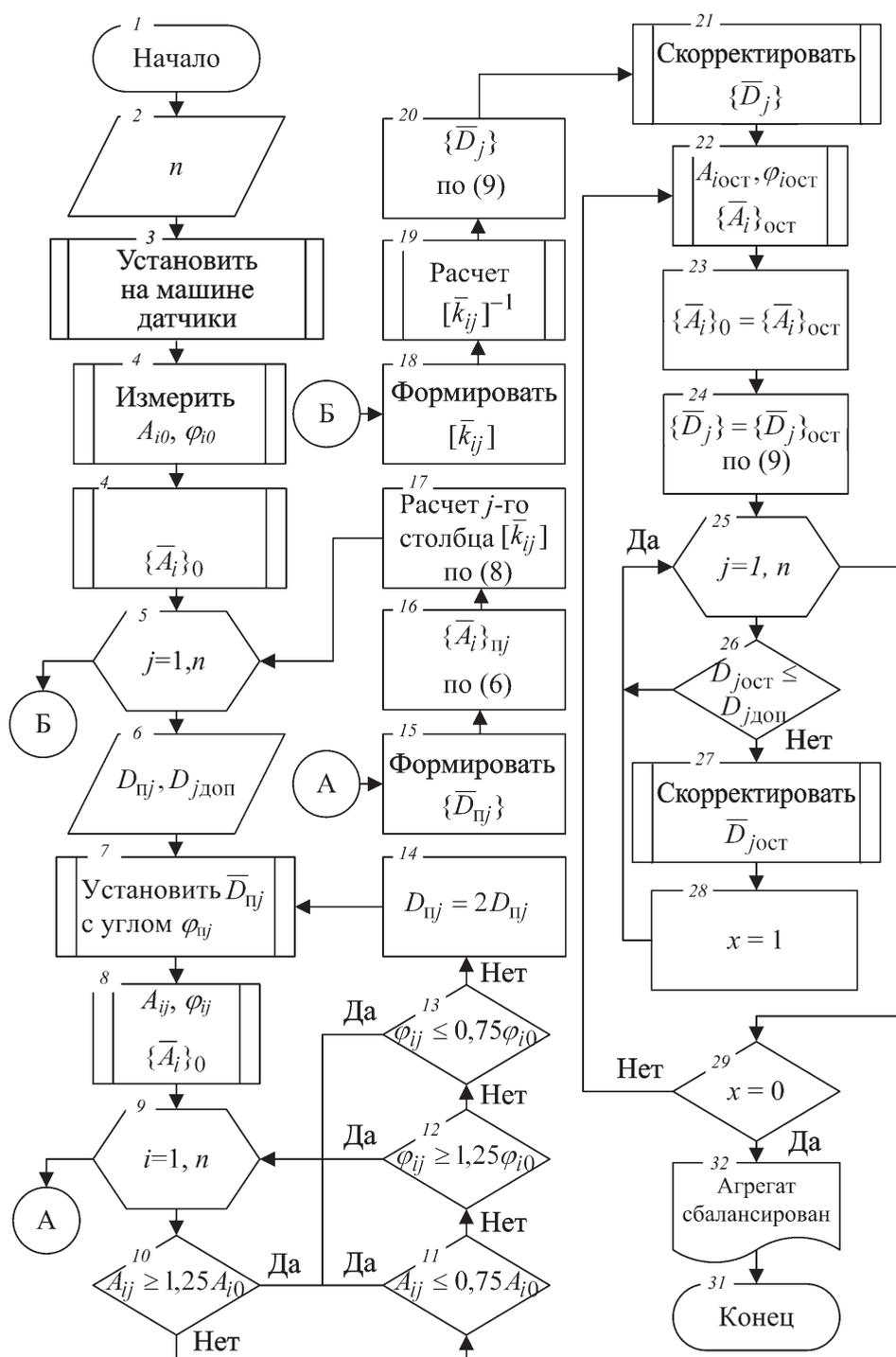


Рис. 2. Алгоритм балансировки роторного агрегата на месте

лов автомобилей, ротационных агрегатов зерноуборочных комбайнов в полевых условиях, вентиляторов цеховых проточно-отопительных систем, беговых барабанов стенда измерения мощности DYNOCOM DC-Tuner и многих других агрегатов. При этом выявлены большая эффективность (по временным и финансовым затратам) и высокое качество балансировки при использовании комплекта. В перспективе его использование возможно при балансировке на месте агрегатов электростанций и других роторов, балансировка которых на станках невозможна или неэффективна из-за значительных технологических дисбалансов от сборки и монтажа агрегата на машине, или, наконец, не может быть осуществлена без значительных затрат (зачастую многомиллионных).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 19534-74. Балансировка вращающихся тел. Термины. – М.: Изд-во стандартов, 1974. – 29 с.
2. С п р а в о ч н и к по балансировке / М.Е. Левит, Ю.А. Агафонов, Л.Д. Вайнгортин и др.: Под общ. ред. М.Е. Левита. – М.: Машиностроение, 1992. – 464 с.
3. П р и б о р ы и системы для измерения вибраций, шума и удара: Справочник. В 2 кн. Кн. 2 / Под ред. В.В. Клюева. – М.: Машиностроение, 1978. – 439 с.
4. П е т р о в и ч В. И. Виброизмерительные и балансировочные приборы, применяемые в энергетике // Энергетическое машиностроение (НИИЭ Информэнергомаш). – 1982. – № 4. – 35 с.

Статья поступила в редакцию 20.04.2011

Олег Олегович Полушкин родился в 1980 г., окончил в 2002 г. Донской государственной технической университет (ДГТУ). Канд. техн. наук, докторант кафедры “Теория механизмов и машин” ДГТУ. Автор 16 научных работ в области динамики машин и балансировки роторов.

O.O. Polushkin (b. 1980) graduated from the Don State Technical University in 2002. Ph. D. (Eng.), doctoral student of “Theory of Mechanisms and Machines” department of the Don State Technical University. Author of 16 publications in the field of dynamics of machines and balancing of rotors.