АКУСТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ, 2012, том 58, № 6, с. 667–676

КЛАССИЧЕСКИЕ ПРОБЛЕМЫ ЛИНЕЙНОЙ АКУСТИКИ И ТЕОРИИ ВОЛН

УДК 534.1, 534.23

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВКЛАДА ОТДЕЛЬНОГО ИСТОЧНИКА В ВИБРАЦИОННОЕ И АКУСТИЧЕСКОЕ ПОЛЕ СЛОЖНЫХ МЕХАНИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ

© 2012 г. В. В. Артельный, П. В. Артельный, П. И. Коротин, А. С. Суворов

Институт прикладной физики РАН
603950 Н. Новгород, ул. Ульянова 46
E-mail: artel@hydro.appl.sci-nnov.ru

Поступила в редакцию 03.02.2012 г.

Предложен расчетно-экспериментальный метод определения вклада отдельных механизмов в вибрационное и акустическое поле сложных конструкций. Метод основан на измерении вибраций в наборе точек на пути распространения колебательной энергии от работающего механизма и дальнейшем расчете динамических сил и внешнего поля с помощью численной модели конструкции. Экспериментальная реализация метода показала, что оценка вклада отдельного механизма может быть выполнена с высокой точностью, в том числе и при наличии на его фундаменте наведенной сторонними источниками вибрации, величина которой может значительно превышать уровень собственной вибрации механизма.

Ключевые слова: упругая система, вибрационное поле, излучение акустических волн, численная конечно-элементная модель, источник шума, вибродиагностика.

ВВЕДЕНИЕ

Проблема определения вклада отдельного источника в суммарное вибрационное и акустическое поле объекта возникает для широкого класса конструкций, имеющих в своем составе большое число механизмов – источников шумоизлучения. Рассматриваемая задача имеет определенную аналогию с одной из классических задач акустики, которая состоит в определении звукового поля, создаваемого некоторым набором из общего числа присутствующих в среде источников. Как известно, решением этой задачи является интеграл Гельмгольца–Гюйгенса [1], который позволяет вычислить искомое поле в любой точке пространства вне произвольной замкнутой поверхности, окружающей заданные источники, по величине нормальной компоненты скорости и давления на этой поверхности. Таким образом, в определенной области пространства достигается разделение акустического поля на две компоненты: "собственное", излученное набором источников внутри замкнутой поверхности, и "внешнее", создаваемое всеми остальными источниками. Перспективы практического использования такого подхода являются весьма широкими, поэтому число работ, напрямую или косвенно связанных с решением данной задачи, очень велико. Во-первых, разделение поля открывает принципиальную возможность управления собственным полем с помощью системы компенсирующих излучателей. Впервые строгое решение задачи активного гашения волновых полей, основанное на использовании интеграла Гельмгольца–Гюйгенса, было дано в трудах [2, 3]. Предложенный метод явился фундаментом для большого количества теоретических и экспериментальных работ, обзор которых можно проследить, например, в [4]. Во-вторых, разделение поля является первым и необходимым шагом для построения акустических изображений внешних источников, в том числе определения их координат, интенсивности и других параметров [5].

Вместе с тем, число работ, посвященных решению задачи выделения волновых полей от заданных источников применительно к вибрационному полю машин и механизмов, достаточно мало, хотя практическая важность этой проблемы не вызывает сомнений. Особенно актуальной задача определения вклада отдельного источника становится при нарушении определенных требований к уровням вибраций или акустического излучения конструкции, обнаруженном в ходе приемо-сдаточных испытаний или при эксплуатации объекта. Поиск конкретного механизма, ответственного за превышение суммарного уровня шумоизлучения, обычно представляет серьезные затруднения, так как в составе сложной конструкции могут одновременно работать десятки и даже сотни механизмов, являющихся источниками вибрации и шума в одной и той же полосе частот.

Оценка вклада отдельного механизма в общее вибрационное и акустическое поле объекта мо-

жет быть произведена в случае, когда известны силы, действующие на фундамент рассматриваемого механизма при его работе, и коэффициенты передачи, связывающие данные силы и оцениваемый параметр (вибрации в некоторой точке конструкции, акустическое поле во внешней среде, и т.д.). Действующую на фундамент силу можно оценить по перепаду вибраций на амортизации механизма, а для коэффициентов передачи от фундамента во внешнее акустическое поле использовать простейшую модель, например модель дипольного излучения силы. Такой способ весьма груб и непригоден при наличии на фундаменте наведенной вибрации, создаваемой другими механизмами.

Если коэффициенты передачи от источника в точку наблюдения априори неизвестны, то в этом случае для оценки вклада могут применяться различные корреляционные методы, например метод взаимных спектров [6]. Корреляционные методы основаны на совместной обработке сигналов на входе (действующие в механизмах силы) и выходе (акустические или вибрационные сигналы в контрольных точках) исследуемой системы. На практике в качестве входных сигналов, характеризующих механизм, в большинстве случаев используются вибрации в достаточно близких к нему точках конструкции, например на его фундаменте. Поэтому наведенные другими механизмами вибрации также существенно повышают погрешность оценки.

Более точную оценку вклада механизма во внешнее поле можно осуществить с помощью метода взаимности, как это предложено в работе [7]. Метод взаимности сохраняет работоспособность при наличии на фундаменте механизма наведенной вибрации, однако, в свою очередь, имеет определенные недостатки, например требует большого количества вспомогательных (взаимных) экспериментов при необходимости определения вклада механизма в поле в различных точках внешней среды.

Предлагаемый в данной работе метод, также как и описанные выше способы, использует измерения вибрации в наборе точек на связях механизма с фундаментом. Новизна рассматриваемого подхода заключается в использовании численной конечно-элементной модели (КЭМ) конструкции и совместной обработке экспериментальных и расчетных данных. В настоящее время конечно-элементное моделирование успешно используется при решении широкого круга практических задач, связанных с распространением волн в упругих средах. Примерами таких задач являются акустическое проектирование (разработка конструкций с заданными акустическими характеристиками) [8–10], поиск источников повышенного шумоизлучения и конструкционных дефектов [11], определение характеристик рассеяния звука на объектах сложной формы [12, 13].

В рассматриваемой задаче определения вклада отдельного источника в вибрационное и акустическое поле КЭМ конструкции предлагается использовать для расчета импедансных характеристик механизма, его фундамента и системы виброизоляции. Совокупность измеренных и расчетных данных позволяет выделить действующую на фундамент силу, обусловленную работой самого механизма, независимо от наличия на фундаменте наведенной сторонними источниками вибрации. Коэффициенты передачи между силами на фундаменте и оцениваемым параметром (звуковое давление или уровень вибраций) также определяются расчетным способом, что дает возможность установить вклад источника в поле в любой точке конструкции вне исследуемого механизма и в окружающей среде. Результаты численных экспериментов, иллюстрирующие принципиальные возможности данного подхода, приведены в [14]. Целью настоящей работы является экспериментальная демонстрация реализуемости и возможностей метода, в частности при наличии неизбежных расхождений между виброакустическими характеристиками реальной конструкции и ее численной модели.

АЛГОРИТМ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВКЛАДА ОТДЕЛЬНОГО ИСТОЧНИКА

Рассмотрим произвольную линейную упругую систему, состоящую из двух взаимодействующих подсистем, одну из которых назовем *механизмом*, а вторую – *фундаментом*. Поверхность, разделяющую указанные подсистемы, назовем поверхностью S. Пусть в области механизма действует гармонический виброактивный источник с частотой ω и произвольной пространственной конфигурацией (будем называть его *внутренний* источник). Проведем стандартную процедуру дискретизации: разобьем поверхность S на множество участков так, что в пределах каждого участка смещения и напряжения можно считать постоянными. Таким образом, непрерывную поверхность можно заменить конечным числом участков, движение каждого из которых характеризуется несколькими степенями свободы. Движение поверхности S под действием внутреннего источника в этом случае описывает вектор комплексных амплитуд перемещений $U_{\text{внутр}}$, а переменные силы, действующие на фундамент со стороны механизма, – вектор сил $F_{\text{внутр}}$. Оба вектора имеют размерность $[N \times 1]$, где N – полное число степеней свободы. Связь между движением поверхности S и действующими силами можно записать с помощью матрицы податливости $G_{\text{фунд}}$ размерности $[N \times N]$:

$$U_{\text{внутр}} = G_{\text{фунд}} F_{\text{внутр}}. \quad (1)$$

Элемент матрицы податливости фундамента $G_{\text{фунд}}(i, j)$ представляет собой комплексную ам-

плитуду перемещения поверхности S по i-й степени свободы, вызванного единичной силой, приложенной вдоль j-й степени свободы к фундаменту при отсутствии механизма. Основной смысл выражения (1) состоит в следующем. При работе внутреннего источника со стороны одной подсистемы (механизм) на другую (фундамент) действуют силы упругости, распределенные по поверхности S, а сама поверхность находится в движении. Если мы удалим механизм и вместо него приложим на поверхности S те же самые силы, то сможем полностью воспроизвести движение этой поверхности (сделать его таким же, как и при работе внутреннего источника). Более того, так как других источников в системе нет, то указанное воздействие позволит воспроизвести движение в любой точке фундамента. Такой подход можно рассматривать как обобщение хорошо известного метода сил [15], применяемого при решении статических задач строительной механики для расчета напряженно-деформированного состояния, на случай гармонического колебательного движения. Кроме того, строгое доказательство приведенных рассуждений можно получить, например, на основе теоремы о представлении поля вынужденных колебаний составной упругой системы, рассмотренной в работе [16].

Аналогичное выражение может быть записано и для *внешнего* гармонического источника, работающего на той же частоте ω в области фундамента:

$$U_{\text{внеш}} = G_{\text{мех}} F_{\text{внеш}}, \tag{2}$$

где $U_{\text{внеш}}$ – перемещение поверхности S под действием внешнего источника, $F_{\text{внеш}}$ – сила, действующая на механизм со стороны фундамента при работе внешнего источника, $G_{\text{мех}}$ – матрица податливости механизма, измеренная при отсутствии фундамента.

При одновременной работе внутреннего и внешнего источников перемещение поверхности S представляет собой сумму их вкладов:

$$U_{\text{сумм}} = U_{\text{внутр}} + U_{\text{внеш}}. \tag{3}$$

Полная сила, действующая на фундамент со стороны механизма, в этом случае также равна сумме сил, вызванных каждым источником (по третьему закону Ньютона сила, обусловленная внешним источником, равна $-F_{\text{внеш}}$):

$$F_{\text{сумм}} = F_{\text{внутр}} - F_{\text{внеш}}. \tag{4}$$

В случае, если известны суммарное перемещение $U_{\text{сумм}}$ и сила $F_{\text{сумм}}$, а также матрицы податливости $G_{\text{фунд}}$ и $G_{\text{мех}}$, система уравнений (1)–(4) является замкнутой и может быть решена относительно неизвестных $\{U_{\text{внутр}}, U_{\text{внеш}}, F_{\text{внутр}}, F_{\text{внеш}}\}$. При этом вклад внутреннего источника в суммарную силу, действующую на фундамент со стороны механизма, определится выражением:

$$F_{\text{внутр}} = (G_{\text{фунд}} + G_{\text{мех}})^{-1}(U_{\text{сумм}} + G_{\text{мех}} F_{\text{сумм}}) \tag{5}$$

(операция $()^{-1}$ означает вычисление обратной матрицы). Отметим, что система (1)–(4) и ее решение (5), конечно же, могут быть записаны для любой характеристики колебательного движения (перемещение, скорость, ускорение) при соответствующем переопределении матриц $G_{\text{фунд}}$, $G_{\text{мех}}$. Формулу (5), строго говоря, нельзя применять для консервативных систем вблизи частот собственных колебаний фундамента или механизма, так как на некоторых из этих частот элементы матриц $G_{\text{фунд}}$ или $G_{\text{мех}}$ могут обращаться в бесконечность и разделение источников становится невозможным. При наличии потерь величины податливости на резонансах конструкции всегда являются конечными и указанное ограничение снимается. При достаточно малых потерях погрешность метода вблизи резонансных частот может существенно возрастать, однако на практике такие системы встречаются достаточно редко, поэтому данный тип погрешности в настоящей работе не рассматривается.

Вклад внутреннего источника $\xi_{\text{внутр}}$ в поле в некоторой контрольной точке вне области механизма может быть определен с помощью вектора силы (5) и вектора коэффициентов передачи Z размерности $[1 \times N]$:

$$\xi_{\text{внутр}} = ZF_{\text{внутр}}. \tag{6}$$

Элемент вектора коэффициентов передачи $Z(j)$ представляет собой отклик в контрольной точке, вызванный единичной силой, приложенной к фундаменту вдоль j-й степени свободы поверхности S при отсутствии механизма.

Таким образом, конечное выражение для определения вклада внутреннего источника в вибрационное или акустическое поле имеет вид:

$$\begin{aligned}\xi_{\text{внутр}} = &\left\{Z(G_{\text{фунд}} + G_{\text{мех}})^{-1}\right\} U_{\text{сумм}} + \\ &+ \left\{Z(G_{\text{фунд}} + G_{\text{мех}})^{-1} G_{\text{мех}}\right\} F_{\text{сумм}}.\end{aligned} \tag{7}$$

Еще раз подчеркнем, что пространственная конфигурация источников виброактивности, действующих внутри системы, может быть произвольной. Формула (7) определяет суммарный вклад от всех источников, расположенных в пределах выделенной области конструкции, в поле в любой контрольной точке, находящейся вне этой области.

Приведенные выше рассуждения нельзя назвать принципиально новыми. Так, система уравнений, аналогичная (1)–(4), рассмотрена в [7]. Тем не менее, авторам не известны работы, в которых вклад источника в передаваемую на фундамент силу или волновое поле находится явным образом, с помощью формулы, аналогичной (7).

Для практического использования предложенного алгоритма необходимо определить пять величин: $U_{\text{сумм}}$, $F_{\text{сумм}}$, $G_{\text{фунд}}$, $G_{\text{мех}}$, Z. По существу, единственной величиной, доступной прямому

измерению на практике, является суммарное перемещение $U_{\text{сумм}}$, которое можно измерить с помощью датчиков вибрации. Для определения суммарной силы $F_{\text{сумм}}$, в принципе, могут использоваться датчики силы, монтируемые между механизмом и фундаментом, однако в большинстве случаев реализовать это достаточно трудно. Задача несколько упрощается, если механизм связан с фундаментом посредством системы виброизоляции в виде локальных опор: в этом случае суммарная сила может быть определена по перепаду вибраций на амортизирующих элементах, с учетом их импедансных характеристик. В случае M независимых точечных опор поверхность S имеет $N = 6M$ степеней свободы (3 линейных и 3 угловых смещения для каждой опоры) и действующую на фундамент силу можно записать следующим образом:

$$F_{\text{сумм}} = K(U'_{\text{сумм}} - U_{\text{сумм}}) + j\omega C(U'_{\text{сумм}} - U_{\text{сумм}}), \quad (8)$$

где $U_{\text{сумм}}$, $U'_{\text{сумм}}$ – смещения в точках крепления амортизаторов к фундаменту и механизму соответственно, K и C – диагональные матрицы жесткости и демпфирования соответственно. Таким образом, при наличии информации о параметрах амортизирующих элементов суммарную силу также можно определить с помощью наиболее доступных средств измерения – пьезоакселерометров, что и используется в стандартных методиках измерений.

Определение матриц податливости $G_{\text{фунд}}$ и $G_{\text{мех}}$, а также коэффициентов передачи от фундамента в контрольную точку Z представляет собой более сложную задачу. Прямое измерение, с помощью тестового вибровозбудителя на фундаменте и датчиков вибрации на конструкции или гидрофонов во внешнем поле, на практике реализовать достаточно трудно, хотя бы потому, что измерение $G_{\text{фунд}}$ и Z должно производиться при отсутствии механизма. Решением проблемы получения необходимых данных об импедансных характеристиках исследуемой конструкции является численный расчет с использованием КЭМ. Для оценок могут привлекаться различные приближения, характеризующие импеданс, например использование эквивалентной массы механизма и жесткости фундамента для низких частот.

В случае, когда связи механизма с остальной частью конструкции являются пространственно-распределенными, определение всех необходимых для реализации алгоритма величин осложняется тем, что прямые измерения становятся невозможны. Дополнительные трудности связаны с выбором поверхности S, минимального количества степеней свободы, достаточного для корректного описания ее движения, и определением оптимальной расстановки вибродатчиков на конструкции. Использование КЭМ предоставляет неоспоримые преимущества при решении указанных проблем. Довольно часто можно выдвинуть некоторые предположения о характере движения поверхности S, которые позволяют существенно сократить число степеней свободы при ее дискретизации. С помощью серии численных экспериментов можно не только проверить сделанные предположения и установить частотный диапазон, в котором они выполняются с заданной точностью, но и подобрать оптимальную расстановку датчиков, которая определяет уровень возбуждения степеней свободы участков S в эксперименте. Суммарная сила, действующая на фундамент, оценивается расчетно-экспериментальным способом, с помощью кинематического возбуждения численной модели в точках расположения вибродатчиков с использованием экспериментальных данных.

ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА

Для проведения экспериментальной апробации и исследования предложенного метода использовалась конструкция, представляющая собой масштабный макет сложной технологической установки. Общий вид конструкции и ее КЭМ показан на рис. 1. Характерный габаритный размер макета около метра. Объект представляет собой двойную стальную оболочку с фланцами и образующей, близкой к цилиндрической поверхности. Внутри оболочки с помощью амортизаторов закреплена рама в виде полого параллелепипеда с ребрами по бокам, на которой, в свою очередь, установлены несколько блоков простой формы, представляющие собой макеты отдельных механизмов. На одном из этих блоков размещался широкополосный электродинамический вибровозбудитель B&K 4810, имитирующий внутренний источник виброактивности. Второй аналогичный вибратор, соответствующий внешнему источнику, был установлен на раме, вне макета выбранного механизма. Общая схема расстановки вибраторов и вибродатчиков приведена на рис. 2 (для наглядности некоторые участки оболочки не показаны).

Макет механизма установлен на двух амортизаторах типа АКСС-25МХ, поэтому в данном примере поверхность S представляет собой два небольших участка рамы, на которые опираются амортизаторы. В ограниченном сверху частотном диапазоне движение этой поверхности можно описать с помощью шести поступательных степеней свободы, расположение соответствующих вибродатчиков показано на рис. 2а черными стрелками. (Строго говоря, степеней свободы должно быть 12, так как каждая точечная связь механизма с фундаментом описывается 6-ю величинами: тремя компонентами перемещения и тремя углами поворота. Однако при данной компоновке, принимая во внимание конструктивные особенности амортизаторов, изгибные моменты

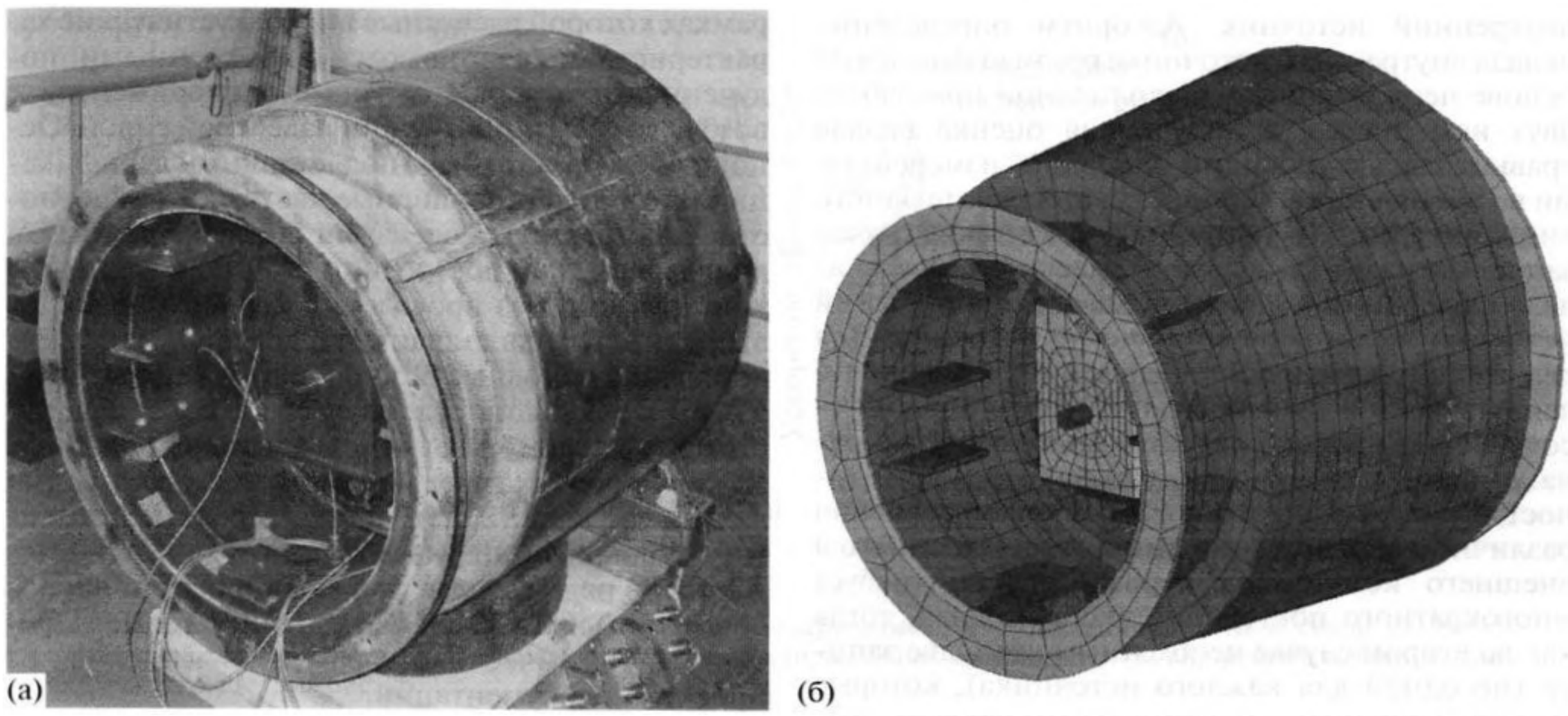

Рис. 1. Общий вид исследуемой конструкции (а) и ее КЭМ (б).

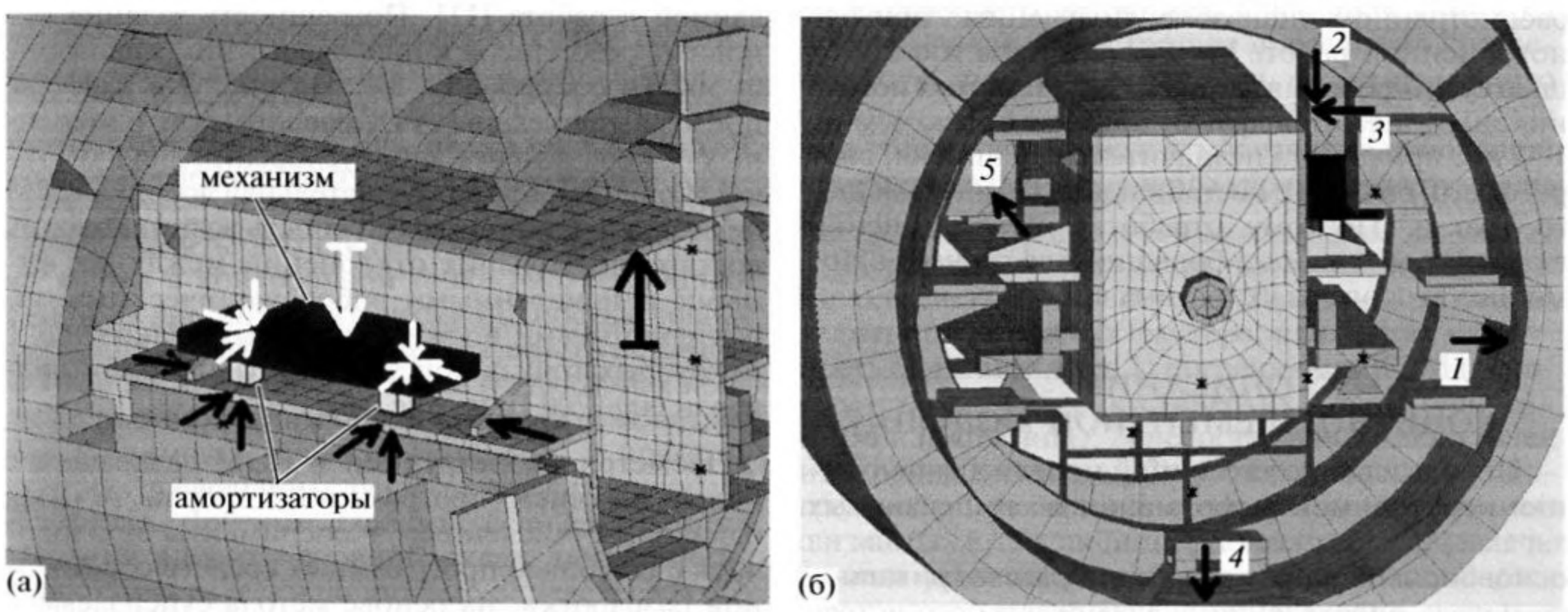

Рис. 2. (а) Датчики на механизме (тонкие белые стрелки) и фундаменте (тонкие черные стрелки). Толстая белая стрелка показывает расположение и ориентацию внутреннего источника, толстая черная стрелка – внешнего источника. (б) Контрольные точки, для которых осуществлялась оценка вклада внутреннего источника.

и, соответственно, вращательные степени свободы можно не учитывать.) Для определения суммарной силы, действующей на фундамент, на макете механизма размещались шесть дополнительных датчиков (белые стрелки на рис. 2а). Контрольные точки, в которых производилась оценка вклада внутреннего источника, располагались на внутренней цилиндрической оболочке и жестко соединенных с ней пластинах (см. рис. 2б).

Возбуждение конструкции осуществлялось с помощью тонального сигнала со ступенчатой перестройкой частоты в диапазоне 30–1000 Гц. Длительность излучения каждого тона превышала соответствующий период колебаний не менее чем в 100 раз, таким образом, на каждой частоте достигался стационарный колебательный режим. Измерение виброускорений во всех выбранных точках на конструкции осуществлялось когерентно, полученные сигналы вводились в компьютер с помощью стандартного многоканального 24-разрядного АЦП.

Запись и последующая обработка сигналов проводилась двумя способами. В первом случае один и тот же сигнал сначала синхронно подавался на оба вибровозбудителя, затем – только на

внутренний источник. Алгоритм определения вклада внутреннего источника реализовывался на основе первой записи, выполненной при работе двух источников, а полученная оценка вклада сравнивалась с уровнями вибрации, измеренными во время второй записи, т.е. при работе одного лишь внутреннего источника. Во втором случае запись сигналов также выполнялась два раза: сначала сигнал возбуждения подавался на внешний источник, затем – на внутренний источник. Для реализации алгоритма определения вклада полученные записи суммировались с различным весом. Первый способ является более строгим, однако менее удобным при исследовании возможностей метода. Например, для оценки вклада при различном соотношении амплитуд внутреннего и внешнего источников первый способ требует многократного повторения эксперимента, тогда как во втором случае необходимы всего две записи (по одной для каждого источника), которые можно выполнить с максимальным уровнем возбуждения для увеличения отношения сигнал/шум. Экспериментальная проверка показала, что уровни вибрации в узких полосах частот в рассмотренном диапазоне, полученные при одновременной работе двух источников и с помощью суммирования записей от одиночных источников, отличаются друг от друга не более, чем на 1–2 дБ, причем эта незначительная ошибка, скорее всего, связана с нестабильностью излучающего тракта. Поэтому отработка метода оценки вклада проводилась в большинстве случаев с помощью второго из указанных способов.

ОПИСАНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ

Использование численной модели для получения необходимой информации об импедансных характеристиках конструкции является одним из основополагающих принципов рассматриваемого метода определения вклада отдельного источника. Однако для успешного решения поставленной задачи КЭМ объекта должна воспроизводить виброакустические характеристики прототипа с достаточно высокой степенью точности. В общем случае весьма затруднительно априори сформулировать строгие критерии корректности, которые позволяли бы определить, подходит ли тот или иной вариант КЭМ для решения данной задачи или нуждается в дополнительном уточнении. Максимально допустимая погрешность КЭМ зависит от множества факторов, таких как добротность конструкции, пространственная конфигурация связей механизма с фундаментом, расположение контрольной точки во внешнем поле и т.д.

Обобщая собственный опыт работ по созданию численных моделей, можно сделать следующие выводы. Неотъемлемым этапом разработки КЭМ должна быть процедура верификации, в рамках которой расчетные виброакустические характеристики сравниваются с измеренными, полученными в серии тестовых экспериментов с возбуждением конструкции известной силой. Основными параметрами, подлежащими верификации, являются резонансные частоты и добротности собственных колебаний в низкочастотном диапазоне. При построении КЭМ по чертежам конструкции, без проведения корректировки по экспериментальным данным, погрешность моделирования основных резонансов может достигать 5–10% и в большинстве случаев является недопустимо высокой для использования подобных КЭМ в рамках предлагаемого метода оценки вклада отдельного источника. После необходимых модификаций указанная погрешность снижается, в ряде случаев при модификации приходится учитывать в КЭМ отклонения геометрических и физических параметров изделия от проектной документации.

КЭМ рассматриваемой конструкции прошла процедуру верификации с доводкой и представляет собой версию численной модели, использованной в работе [11]. Погрешность задания основных резонансов в низкочастотном диапазоне 0–500 Гц составляет ~3%. На рис. 3 в качестве примера приведены АЧХ расчетных и измеренных в эксперименте виброускорений для двух точек. Отметим, что даже тщательная доводка КЭМ не всегда исключает возможность возникновения достаточно больших отклонений между расчетными и измеренными виброакустическими характеристиками в узких частотных диапазонах в некоторых точках конструкции (например, диапазон 600–700 Гц на рис. 3б).

Геометрия конструкции в КЭМ задавалась с использованием программного пакета ANSYS, однако все численные эксперименты проводились с помощью программных средств собственной разработки, на основе метода суперэлементов [9]. Применение суперэлементного подхода особенно эффективно в задачах, связанных с перебором большого числа вариантов внешнего воздействия на систему. В задаче определения вклада отдельного источника это перебор сил по всем степеням свободы поверхности S при расчете матриц податливости и коэффициентов передачи. Поскольку общее число степеней свободы в рассматриваемой КЭМ $N_{полн} = 21699$ относительно невелико, суммарное машинное время, затраченное на проведение всех численных экспериментов с использованием высокопроизводительной рабочей станции, составило не более получаса. Кроме формирования матриц $G_{фунд}$, $G_{мех}$ и Z, КЭМ использовалась для определения матриц жесткости и демпфирования системы амортизации механизма, необходимых для определения суммарной силы с помощью формулы (8).

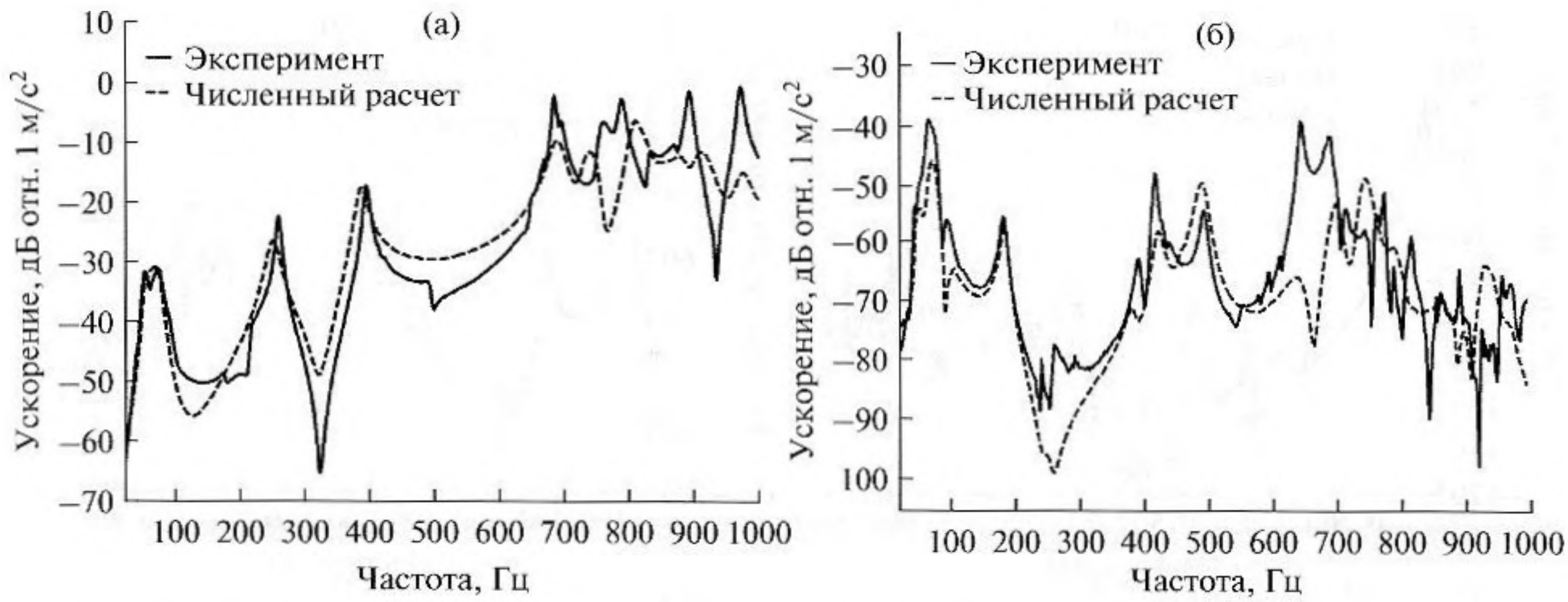

Рис. 3. Расчетные и экспериментальные виброускорения, полученные при возбуждении единичной силой. (а) Внешний источник, точка измерения на фундаменте механизма (продольная компонента); (б) внутренний источник, контрольная точка № 5 на рис. 2б.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ АПРОБАЦИИ АЛГОРИТМА

На рис. 4 приведены результаты определения вклада внутреннего источника в вибрационное поле в контрольных точках № 4 и 5 (нумерация соответствует рис. 2б). Рис. 4а, 4б иллюстрируют первый предельный случай, который характеризуется отсутствием внешнего источника. Интересно отметить, что прогноз вклада внутреннего источника в контрольной точке № 5 (сплошная кривая на рис. 4б) практически полностью совпадает с прямым расчетом поля от данного источника в той же контрольной точке (пунктирная кривая на рис. 3б). Таким образом, метод демонстрирует сходимость результатов оценки к прямому расчету в предельном случае отсутствия внешнего источника. Другими словами, если внутренний источник вносит основной вклад, погрешность оценки практически полностью определяется погрешностью КЭМ. Этот вывод справедлив только в том случае, когда число степеней свободы, выбранных при дискретизации поверхности S, достаточно для корректного описания движения этой поверхности и действующих на ней упругих сил. Минимально необходимое число степеней свободы (а соответственно, и число требуемых точек измерения вибрации) зависит от многих факторов и должно определяться для каждой конкретной конструкции индивидуально. На рис. 4в, 4г приведен наиболее интересный случай совместной работы двух источников. В данном примере амплитуда приложенной силы одинакова для обоих источников, однако вклад внутреннего источника в суммарное поле в большей части рассмотренного диапазона существенно меньше из-за наличия амортизирующего каскада. Тем не менее, точность оценки величины этого вклада остается достаточно высокой. Рисунки 4д, 4е демонстрируют второй предельный случай, который характеризуется отсутствием внутреннего источника. Сплошная линия на этих графиках иллюстрирует предельную "разрешающую способность" метода, т.е. минимальную величину вклада внутреннего источника, которая может быть выделена с относительно небольшой ошибкой на фоне высокого уровня поля от внешнего источника.

Перейдем к рассмотрению количественных характеристик погрешности метода. Можно выделить три основных фактора, влияющих на точность оценки вклада: 1) погрешность КЭМ (несоответствие виброакустических характеристик КЭМ и прототипа); 2) недостаточное число точек измерения вибрации; 3) экспериментальные погрешности, связанные с низким соотношением сигнал/шум, нестабильностью источников, неточной установкой вибродатчиков и т.д. В рассматриваемом примере была сделана попытка минимизировать влияние двух последних факторов (хотя, конечно же, полностью устранить их невозможно) с тем, чтобы максимально достоверно определить влияние качества КЭМ на результат оценки вклада. Таким образом, приведенные ниже показатели не следует рассматривать как неотъемлемые погрешности метода. Они позволяют составить представление о возможностях метода применительно к конструкциям, сходным по степени сложности с исследуемым объектом.

Количественную оценку погрешности прогноза вклада проведем для третьоктавных частотных полос. В качестве характеристики погрешности будем использовать величину $\alpha = |A_{\text{измер}} - A_{\text{выч}}|$, где $A_{\text{измер}}$ и $A_{\text{выч}}$ – измеренные и вычисленные уровни вибрации от внутреннего источника (в дБ), полученные с помощью энергетического усреднения всех узкополосных компонент, попадающих в диа-

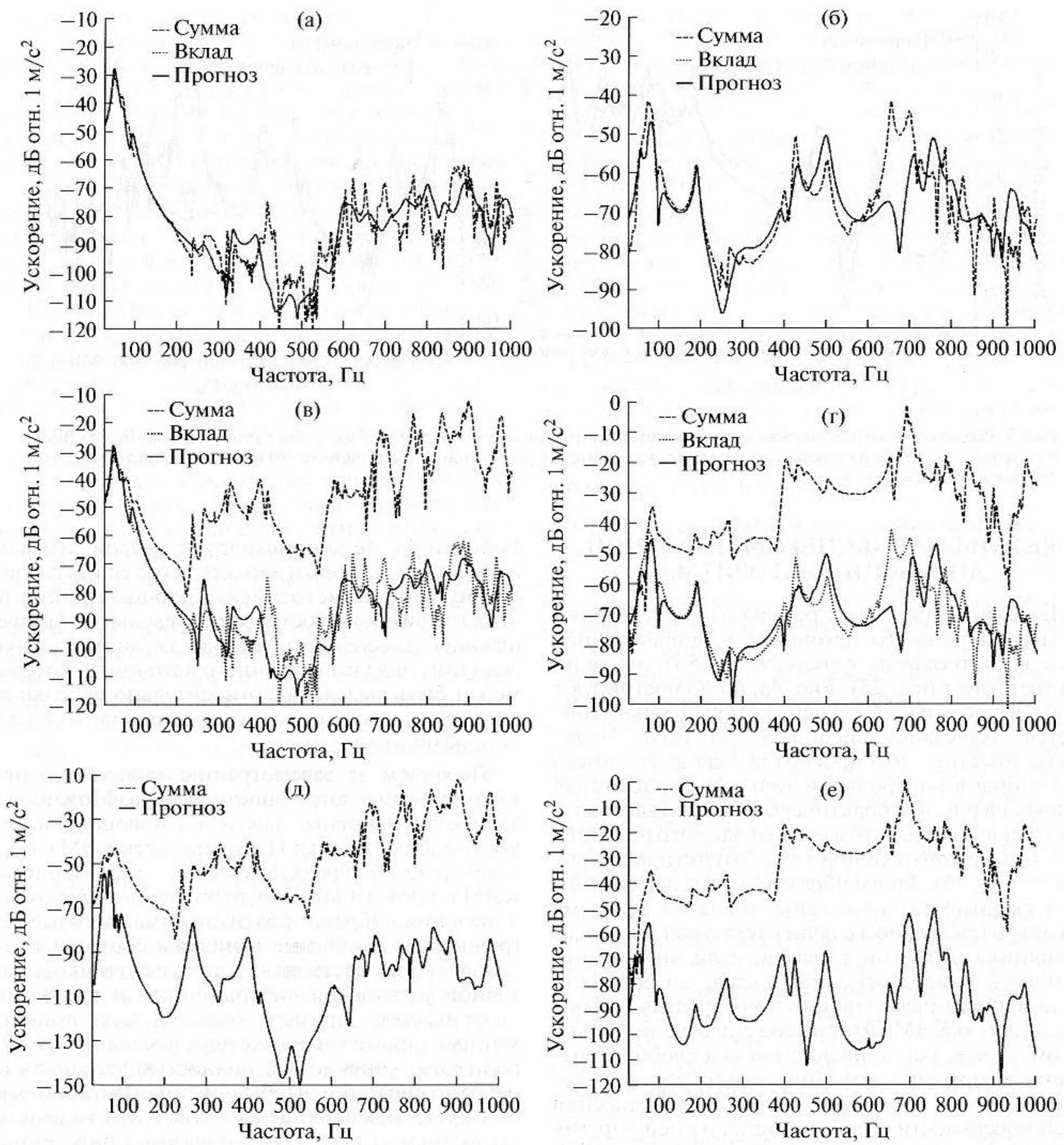

Рис. 4. Результат определения вклада внутреннего источника в вибрационное поле в контрольных точках № 4 (а, в, д) и № 5 (б, г, е). Крупный пунктир – суммарное поле от двух источников, мелкий пунктир – вклад внутреннего источника, сплошная кривая – оценка вклада внутреннего источника по предложенному методу. Показаны три случая: работает только внутренний источник (а, б), работают оба источника (в, г), работает только внешний источник (д, е).

пазон заданной третьоктавы. Общий характер зависимости погрешности α от соотношения амплитуд внутреннего и внешнего источников $\eta = F0_{внутр}/F0_{внеш}$ оказывается одинаковым для всех третьоктавных полос. Примеры таких зависимостей для двух третьоктав с центральными частотами 200 и 500 Гц приведены на рис. 5а и 5б (сплошные кривые). При больших значениях η погрешность стремится к некоторой постоянной Δ. При уменьшении η вплоть до некоторого порогового значения $\eta_{порог}$ погрешность практически не изменяется, после чего начинает постепенно нарастать. Параметры Δ и $\eta_{порог}$ дают исчерпывающую характеристику погрешности

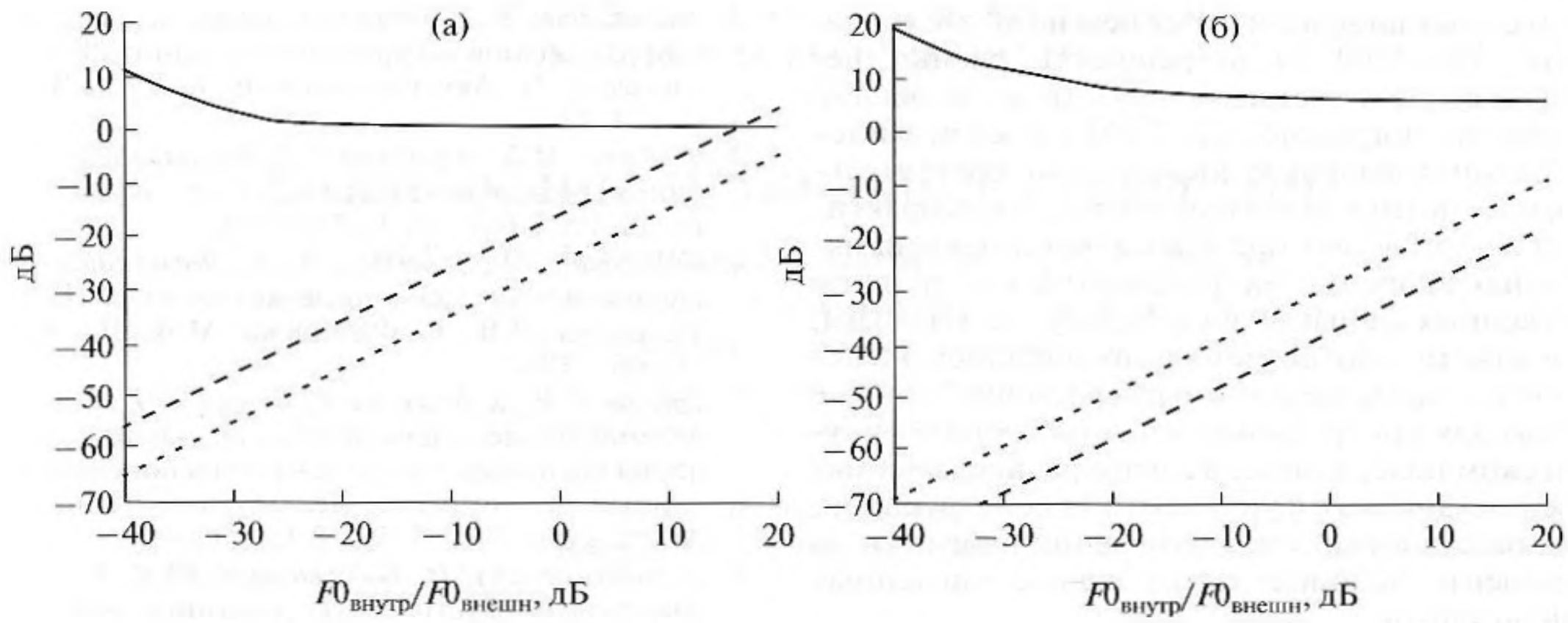

Рис. 5. Сплошная кривая – зависимость погрешности оценки вклада в третьоктавной полосе от отношения амплитуд внутреннего и внешнего источников, полученная при усреднении по 5 контрольным точкам. Крупный пунктир – разность уровней вибрации, вызванных внутренним и внешним источником в контрольных точках (усреднение по 5 точкам), мелкий пунктир – аналогичная разность уровней на фундаменте механизма (усреднение по 6 точкам). Центральная частота третьоктавы: (а) 200 Гц, (б) 500 Гц.

оценки вклада. С практической точки зрения представляет интерес то, что соответствующие пороговому значению $\eta_{порог}$ соотношения между уровнями "собственной" и "наведенной" вибрации в точках измерения на фундаменте механизма и в контрольных точках имеют отрицательные значения, то есть наведенная вибрация больше вибрации от исследуемого источника. Следует отметить, что соотношения вибраций, а также параметры Δ и $\eta_{порог}$ отличаются в разных частотных диапазонах. Это наглядно иллюстрирует рис. 5 и табл. 1. Так, для третьоктавы с центральной частотой 200 Гц (рис. 5а) величина предельной погрешности Δ составляет менее 1 дБ и $\eta_{порог} \approx -25$ дБ, при этом отношение уровней собственной и наведенной вибрации порядка –40 дБ в контрольных точках и –50 дБ на фундаменте механизма. Для третьоктавы с центральной частотой 500 Гц (рис. 5б) предельная погрешность $\Delta \approx 6$ дБ, $\eta_{порог} \approx -10$ дБ, а соответствующее отношение уровней собственной и наведенной вибрации примерно –50 дБ в контрольных точках и –40 дБ на фундаменте механизма.

В табл. 1 приведены количественные характеристики погрешности оценки вклада для нескольких третьоктавных полос, полученные с использованием усреднения по 6 точкам на фундаменте ($\beta_{фунд}$) или по 5 контрольным точкам (Δ, $\beta_{контр}$). Параметры $\beta_{фунд}$ и $\beta_{контр}$ определялись как минимальные отношения уровней поля от внутреннего и внешнего источников в точках на фундаменте или контрольных точках, при которых погрешность оценки вклада превышает предельную погрешность Δ не более чем на 3 дБ.

Таким образом, в рассмотренном примере метод показывает достаточно высокую результативность. В диапазоне до 500 Гц погрешность оценки вклада составляет в среднем 2–3 дБ и не превосходит 6 дБ до тех пор, пока уровень наведенных вибраций на фундаменте не превышает уровень

Количественные характеристики погрешности оценки вклада в третьоктавных полосах частот

Центральная частота треть-октавы, Гц	Погрешность при отсутствии внешнего источника (Δ), дБ	Минимальное отношение уровней собственной и наведенной вибрации на фундаменте ($\beta_{фунд}$), дБ	Минимальное отношение уровней собственной и наведенной вибрации в контр. точках ($\beta_{контр}$), дБ
50	2	–9	–10
80	3	–9	–13
125	1	–28	–28
200	1	–55	–46
316	3	–47	–51
500	6	–50	–61
800	5	–62	–57

собственных вибраций более чем на 30 дБ. В диапазоне 500–1000 Гц погрешность оценки несколько выше и составляет 6–7 дБ из-за общего увеличения погрешностей КЭМ с ростом частоты. Принципиальным является то обстоятельство, что и в этом диапазоне погрешность практически не возрастает при превышении уровня наведенных вибраций на фундаменте над уровнем собственных вибраций вплоть до 40 дБ. Отметим, что в ходе отработки метода проводились эксперименты, качественно подтвердившие данные выводы для контрольных точек во внешнем акустическом поле, а также в случае распределенных связей механизма с фундаментной конструкцией, когда расстановка точек измерения вибрации на фундаменте подбирается на основе численных экспериментов.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Подводя общий итог, выделим два основных результата работы. Первый результат состоит в формулировке и экспериментальном доказательстве работоспособности метода определения вклада отдельного источника в вибрационное и акустическое поле машин и механизмов. Этот результат, в принципе, является самостоятельным, так как представляет собой решение классической задачи о выделении волнового поля от заданных источников применительно к упругим системам. Второй результат заключается в реализации сформулированного метода с использованием численной конечно-элементной модели системы, прошедшей процедуру верификации. Робастность алгоритма продемонстрирована экспериментально на примере достаточно сложной конструкции, численная модель которой имеет неизбежные отклонения от прототипа по самым разным причинам, что показывает возможность использования алгоритма на практике.

Высокая точность прогноза поля (погрешность 2–3 дБ) и работоспособность метода при больших соотношениях между уровнями наведенных и собственных вибраций (до 40 дБ), продемонстрированные в ходе экспериментов, подтверждают, что применение конечно-элементных моделей открывает новые возможности для решения широкого круга задач вибродиагностики и акустического проектирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Скучик Е.* Основы акустики. М.: Мир, 1976. Т. 2. 542 с.
2. *Малюжинец Г.Д.* Нестационарные задачи дифракции для волнового уравнения с финитной правой частью // Тр. Акустического ин-та. 1971. Вып. 15. С. 124–139.
3. *Федорюк М.В.* О работах Г.Д. Малюжинца по теории волновых потенциалов // Тр. Акустического ин-та. 1971. Вып. 15. С. 169–179.
4. *Бабасова Е.М., Завадская М.П., Эгельский Б.Л.* Активные методы гашения звуковых полей. Под ред. Тютекина В.В. и Федорюка М.В. Л.: ЦНИИ "Румб", 1982.
5. *Громов П.Р., Кобелев Ю.А., Фокин А.Н.* Метод разделения полного звукового поля, окружающего тело, на внешнюю и излучаемую компоненты, основанный на интеграле Гельмгольца–Гюйгенса // Акуст. журн. 2010. Т. 56. № 1. С. 10–15.
6. *Артоболевский И.И., Бобровницкий Ю.И., Генкин М.Д.* Введение в акустическую динамику машин. М.: Наука, 1979. 296 с.
7. *Коротин П.И., Салин Б.М., Тютин В.А.* Вопросы акустической диагностики виброактивных механизмов методами взаимности // Акуст. журн. 1986. Т. 32. № 1. С. 71–75.
8. *Merz S., Kessissoglou N., Kinns R., Marburg S.* Minimisation of the sound power radiated by a submarine through optimisation of its resonance changer // J. Sound Vibr. 2010. V. 329. № 8. P. 980–993.
9. *Салин М.Б., Соков Е.М., Суворов А.С.* Численный метод исследования акустических характеристик сложных упругих систем на основе суперэлементов и аналитических граничных условий // Научно-техн. сб. "Гидроакустика". 2011. Вып. 14. № 2.
10. *Артельный В.В., Лаухин В.А., Тукиянен А.Н.* Численное конечно-элементное моделирование при оценке качества конструкций // Системы наблюдения, измерения и контроля в вибро- и гидроакустике. Сб. науч. тр. Н. Новгород: ИПФ РАН, 2002. С. 161–173.
11. *Артельный П.В., Коротин П.И., Соков А.М., Соков Е.М., Суворов А.С.* Экспериментальная реализация метода поиска источников виброактивности и эксплуатационных дефектов в сложных конструкциях // Акуст. журн. 2011. Т. 57. № 1. С. 13–23.
12. *Ihlenburg F.* Finite element analysis of acoustic scattering // Applied Mathematical Sciences. 1998. V. 132.
13. *Салин М.Б., Соков Е.М., Суворов А.С.* Расчет бистатической силы цели сложных многорезонансных оболочек методом конечных элементов // Акуст. журн. 2011. Т. 57. № 5. С. 709–716.
14. *Артельный В.В., Коротин П.И., Суворов А.С.* Определение вклада источника в вибрационное и акустическое поле сложной механоакустической системы // Сб. тр. XIX сессии РАО. Т. 3. М.: ГЕОС, 2007. С. 227–231.
15. *Биргер И.А., Мавлютов Р.Р.* Сопротивление материалов. Учебное пособие. М.: Наука, 1986. 560 с.
16. *Бобровницкий Ю.И.* Теорема о представлении поля вынужденных колебаний составной упругой системы // Акуст. журн. 2001. Т. 47. № 5. С. 586–589.