

УДК 621.01

**ВЛИЯНИЕ СВЯЗАННОСТИ ПОДСИСТЕМ НА ДИАГНОСТИКУ
ПОВРЕЖДЕНИЙ В ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ**

© Р.С. Ахметханов, Л.Я. Банах, Е.Ф. Дубинин, В.И. Куксова

РАН, Москва, Россия

mibsts@mail.ru

***Аннотация.** Рассматриваются структурные особенности систем, определяемые числом учитываемых степеней свободы и их связанностью. Связанность координат определяет характер взаимодействий и уровень передачи вибрационной энергии между подсистемами (координатами). Для оценки связанности и взаимодействий между подсистемами используется потенциальная функция, определяемая в виде поверхности потенциальной энергии системы в конфигурационном пространстве.*

Знание структурных свойств системы, связанности подсистем и координат системы, определяющих уровень передаваемой энергии между координатами системы, позволяет решать задачи обеспечения наблюдаемости за подсистемами при ее диагностике. В статье приведен пример модельного анализа возможности диагностики межвальных подшипников газотурбинных двигателей.

***Ключевые слова:** подсистемы, степени свободы, связанность подсистем, потенциальные поверхности, энергетические эллипсоиды, наблюдаемость, диагностика.*

**THE INFLUENCE OF SUBSYSTEMS COUPLING ON DIAGNOSTICS OF
DAMAGES IN TECHNICAL SYSTEMS**

©R.S. Akhmetkhanov, L.Y. Banakh, E.F. Dubinin, V.I. Kuksova

Moscow, Institute of Machine Sciences, RAS

Abstract

The paper addresses structural singularities of systems, that are determined by the number of degrees of freedom that are taken into account and by their coupling. The coupling of coordinates determines the nature of interactions and the level of vibrational energy transfer between the subsystems (coordinates). A potential function is used for the estimation of coupling and interactions between subsystems. This potential function is defined in the configuration space as the surface of the system's potential energy.

Knowledge of the system's structural properties and subsystems coupling that determines the level of transmitted energy between the system's coordinates, allows one to solve the problem of the subsystems observability in its diagnostics. An example of the model analysis of the possibility of intershaft bearing diagnostics is given.

***Key words:** subsystems, degree of freedom, coupling of subsystems, the potential surface, energy ellipsoids, observability, diagnostics.*

Причинами возникновения аварийных ситуаций, перерастания их в аварии и катастрофы являются, как правило, отказы технических систем вследствие ошибок в проектировании, нарушения технологии изготовления, условий и режимов эксплуатации, а также опасные природные явления (землетрясения, сели, наводнения и т.д.). Для конструкций, длительное время находящихся в эксплуатации, такой причиной могут стать

деградация свойств материалов, предельные уровни накопленных повреждений, образование и неконтролируемое распространение трещин. В связи с этим возникает необходимость в проведении большого объема исследований, связанных с изучением условий образования предельных состояний и отказов по критериям прочности, ресурса, надежности и живучести на разных стадиях возникновения и развития аварий и катастроф.

В процессе функционирования техническое состояние конструкций, деталей, подвергающихся непрерывным разрушающим воздействиям, непрерывно ухудшается. Это обусловлено результатом воздействия технологических и внешних нагрузок и ряда других факторов, которые носят случайный характер. Данные факторы ведут к возникновению и протеканию различного вида повреждений (износа, физического старения, поломок и др.) элементов конструкций, деталей машин и оборудования. Достигнув критического уровня, накопленные в результате процесса эксплуатации повреждения приводят к нарушению работоспособного состояния оборудования, выработке детали ресурса, и как следствие, к ее отказу. Отказ любого элемента системы, оборудования, в свою очередь, приводит к остановке процесса производства, ухудшая его технологические и технико-экономические показатели.

Для предупреждения отказов при эксплуатации конструкций возможен анализ собственных и вынужденных колебаний. При анализе собственных колебаний проводится анализ частотного спектра и форм собственных колебаний. Наличие дефектов приводит к изменению форм колебаний и значений собственных частот. Например, наличие трещин в элементе конструкции приводит к изменению модуля упругости при растяжении, тогда как при сжатии трещина, как правило, не играет значительной роли. В этом случае происходит появление собственной частоты близкой к основной.

При анализе вынужденных колебаний (динамического отклика) оцениваются амплитуды вынужденных колебаний и частоты, как правило, имеющие наибольшую энергоемкость. В зависимости от вида накопленного повреждения могут меняться характеристики динамического отклика. В зависимости от мест установки датчиков и области конструкции, где происходят накопления повреждений, оценка этих изменений будет различной.

Рассмотрим особенности линейных динамических систем. Динамику механической системы можно описать в виде уравнений движения в матрично-векторной форме

$$A \cdot \ddot{X} + B \cdot \dot{X} + C \cdot X = F(t),$$

где A , B , C - соответственно матрицы инерции (инерционных коэффициентов), демпфирования и жесткости (квазиупругих коэффициентов), X - вектор перемещений, $F(t)$ - вибрационная сила, действующая на систему. Матрицы A , B , C имеют блочную структуру, отражающую структуру системы, составленной из подсистем. Точность расчета обобщенных координат X зависит от того насколько точны матрицы A , C , B и вектор возмущающих сил $F(t)$, действующих на систему. При эксплуатации систем происходит изменение этих характеристик, динамический отклик системы меняется.

Для оценки возможности обеспечения наблюдаемости (возможности диагностирования повреждений) рассмотрим структурные свойства динамических систем. Структура систем, обычно определяемая числом подсистем (или числом степеней свободы) и связями между подсистемами (или координатами), может быть определена с помощью ее декомпозиции на подсистемы. Этот подход позволяет оценить связанность подсистем (их координат) и на этой основе решать задачи динамического анализа и синтеза систем, и в частности задачу диагностики.

В линейной системе связи между подсистемами могут быть выражены через динамические характеристики подсистем с помощью преобразования физических координат к нормальным координатам парциальных подсистем. Используем данный подход для определения потенциальной энергии системы. В этом случае функция потенциальной энергии описывается в конфигурационном пространстве, состоящем из нормальных подпространств парциальных подсистем.

Рассмотрим матрицу квазиупругих коэффициентов после преобразования ее к нормальным координатам парциальных подсистем, при этом матрица инерционных коэффициентов приводится к единичной матрице (формы колебаний парциальных подсистем нормированы по матрице инерции). На диагонали этой матрицы будут собственные значения парциальных подсистем:

$$D^* = V^T \cdot D \cdot V = \begin{vmatrix} \Lambda_1 & D_{12} & \dots & D_{1N} \\ D_{21} & \Lambda_2 & \dots & D_{2N} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ D_{N1} & D_{N2} & \dots & \Lambda_{NN} \end{vmatrix}.$$

Тогда потенциальная энергия системы определится следующей зависимостью:

$$P = Y^T \cdot D^* \cdot Y / 2 = D^* \cdot Y \cdot Y / 2,$$

где Y - вектор перемещений системы ($X=V^T \cdot Y$), составленный из перемещений координат парциальных подсистем Y_i .

Выражение потенциальной энергии системы в матричной форме от координат системы с конечным числом степеней свободы имеет следующий вид:

$$P = \sum_{i,j}^N D_{ij}^* \cdot Y_i \cdot Y_j / 2,$$

где N – число парциальных подсистем. Раскрыв это матрично-векторное выражение, получим, что потенциальная энергия системы будет определяться следующим выражением:

$$P = \sum_i^N \Lambda_i Y_i^2 / 2 + \sum_{i,j}^N D_{ij}^* \cdot Y_i \cdot Y_j,$$

$\Lambda_i Y_i^2 / 2$ - потенциальная энергия i - парциальной подсистемы, $D_{ij}^* \cdot Y_i \cdot Y_j$ -

энергетическая поправка, учитывающая энергетические взаимодействия между i и j парциальными подсистемами, осуществляемые через связи, т.е. потенциальная энергия системы определяется суммой энергий парциальных подсистем и энергетической поправки. Знак энергетической поправки зависит от характера относительного движения узлов подсистем, связанных упругой связью, от характера взаимодействующих форм колебаний парциальных подсистем – синфазного движения или движения в противофазе координат, связывающих подсистемы через упругие элементы.

Если значение потенциальной энергии системы зафиксировать постоянной величиной равной единице, то получим уравнение n -мерного энергетического эллипсоида (изоэнергетическая поверхность):

$$1 = \sum_i^N \Lambda_i Y_i^2 / 2 + \sum_{i,j}^N D_{ij}^* \cdot Y_i \cdot Y_j,$$

размерность которого определяется числом степеней свободы всей системы. Оси энергетического эллипсоида обратно пропорциональны собственным значениям парциальных подсистем [1].

Если рассматривать потенциальную энергию системы в конфигурационном пространстве в виде потенциальной функции $P=f(X)$, то получим энергетическую поверхность с размерностью $\bar{n}+1$. Сечения этой поверхности при постоянном значении потенциальной энергии P_c будут иметь вид изоэнергетических эллипсоидов:

$$I = \sum_i^N A_i Y_i^2 / (2P_c) + \sum_{i,j}^N D_{ij}^* \cdot Y_i \cdot Y_j / P_c.$$

Если рассматривать энергетическую поверхность $P=f(X)$ в диапазоне от 0 до P_m , то она отражает возможные состояния системы в этом энергетическом диапазоне, а динамика системы отображается в виде траектории изображающей точки единичной массы на этой поверхности.

По величинам коэффициентов блока D_{ij}^* можно определить положение главных осей эллипсов, представляющих собой сечение энергетического эллипсоида координатными плоскостями соответствующих парциальных координат рассматриваемых подсистем. Угол наклона осей эллипса α в координатах p (подсистема i) и s (подсистема j) определяется выражением:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = 2D_{ij}^{ps} / (\lambda_p - \lambda_s).$$

Таким образом, структурные свойства систем в данном представлении характеризуются связанностью координат парциальных подсистем. Из полученных графических представлений динамических свойств систем в виде энергетического эллипсоида можно определить связанность парциальных координат как тангенс угла наклона оси эллипса, полученного сечением энергетического эллипсоида соответствующей плоскостью координат ps :

$$S_{ij}^{ps} = \operatorname{tg}(\operatorname{arctg}(2D_{ij}^{ps} / (\lambda_i^p - \lambda_j^s)) / 2). \quad (1)$$

При одинаковых значениях парциальных собственных частот в объединяемых подсистемах угол $\alpha=45^\circ$. В этом случае независимо от величины соответствующего коэффициента блока D_{ij}^* связанность координат максимальная - связанность парциальных координат p и s подсистем i и j будет $S_{ij}^{ps} = 1$. Например, в случае малых значений связей между координатами, угол α является малым. Тогда можно сделать следующие замены: $\sin(\alpha)=\alpha$, а $\cos(\alpha)=1$ в выражении (1). В этом случае мы приходим к выражениям спектральной связи, полученным при применении теории возмущений [2,3].

При исследованиях систем декомпозиция и построение приближенной математической динамической модели системы с минимальным числом степеней свободы наиболее просто осуществляется, если использовать имеющиеся в системе различного рода "слабые связи" между подсистемами [2]. Тогда подсистемы составляют ядро системы, и динамические характеристики слабосвязанной системы близки к соответствующим характеристикам отдельных подсистем.

Один из типов слабых связей возникает при малых безразмерных коэффициентах жесткостной (квазиупругие коэффициенты) связи γ_{ij} между i -м и j -м элементами системы:

$$S_{ij} = C_{ij} / \sqrt{C_{ii} C_{jj}} \ll 1.$$

Подобного рода слабые связи в многомерных системах возникают, например, в случае небольшой асимметрии, как геометрической, так и динамической, при наличии в системе элементов с малой жесткостью и т.п.

Понятие слабых связей допускает существенное обобщение, удобное для исследования многомерных систем различной природы, имеющих матричную форму записи уравнений движений [3]:

1. Энергетические слабые связи.
2. Спектральные слабые связи.

Такого типа связи достаточно часто встречаются при исследовании сооружений, различного оборудования и т.п.

На рис 1 представлены варианты положений энергетических эллипсов при различной связанности парциальных координат.

В случае, когда подсистемы имеют большое число степеней свободы, целесообразно связанность подсистем характеризовать через математическое ожидание и дисперсию:

$$m_S = \left(\sum_{p=1}^{n_1} \sum_{s=1}^{n_2} S_{ij}^{ps} \right) / (n_1 n_2), \quad D_S = \left(\sum_{p=1}^{n_1} \sum_{s=1}^{n_2} (S_{ij}^{ps} - m_S)^2 \right) / (n_1 n_2).$$

Тогда связанность подсистем в случае необходимости можно охарактеризовать коэффициентом вариации связи:

$$K_S = D_S^{1/2} / m_S.$$

Данная оценка позволяет определить особенности распределения коэффициентов связанности координат, произвести свертку данного множества к единому показателю. По данному показателю можно сравнивать связанность между различными подсистемами.

Если в полученное расширенное конфигурационное пространство ввести время, то можно получить описание движения системы при действии возмущающих и диссипативных сил. В этом случае динамика системы представляется траекторией движения изображающей точки.

В нелинейных системах связанность подсистем будет меняться в зависимости от состояния системы - положения изображающей точки на потенциальной поверхности, имеющей различные топологические особенности (кривизна, близость характерных точек) в данной области.

Для оценки распределения возмущений в системе (передачи от одной подсистемы к другой или от одной координаты к другой) рассмотрим пример. На рис. 2,а представлена линейная система из двух масс (А) связанных упругими элементами С. На массы действуют силы F_1 и F_2 , являющиеся проекциями обобщенного вектора $F(\omega, t) = F_o \cos(\omega t)$, $F_o = (F_{10}, F_{20})$. Проекции вибрационных сил на главные оси эллипса определяют величину упругих перемещений подсистем (рис. 2,б). Положение вектора амплитуд вынужденных колебаний $X(F, \omega)$ системы зависит от положения вектора обобщенных сил $F(\omega, t)$ относительно осей эллипса и частоты вибрационного возмущения. Совпадение вектора амплитуд вынужденных колебаний с осью эллипса будет только в случае, когда вектор вибрационного возмущения направлен по оси эллипса (ортогональность к другим формам колебаний). Оси эллипса определяют нормальные координаты – Y_1 и Y_2 .

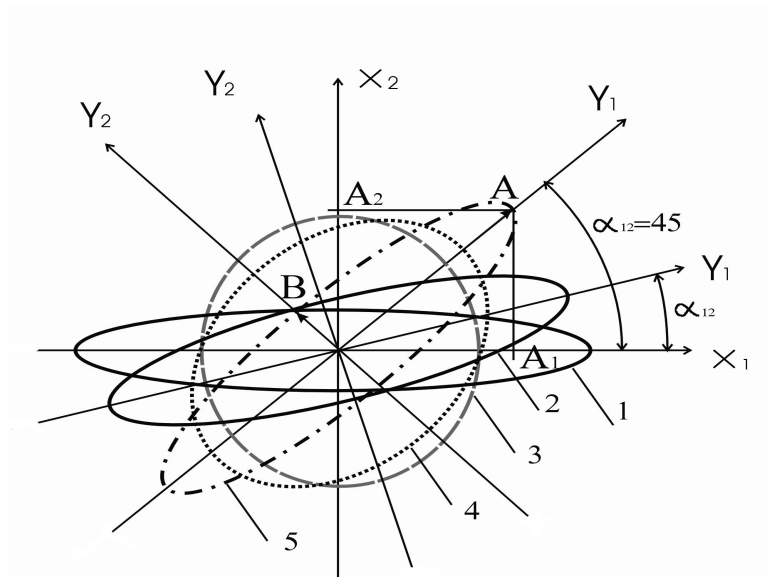


Рис.1. Связанность координат и положение энергетических эллипсов:
 A_1, A_2 – перемещения, определяющие формы колебаний; Y_1, Y_2 – нормальные координаты; 1 – координаты с нулевой связанностью; 2 – связанность координат α_{12} ; 3 – несвязанные координаты с одинаковыми значениями парциальных собственных частот; 4 – связанность координат с одинаковыми собственными парциальными частотами и слабой упругой связью; 5 – связанность координат с одинаковыми собственными парциальными частотами и значительной упругой связью ($\alpha_{12}=45^\circ$)

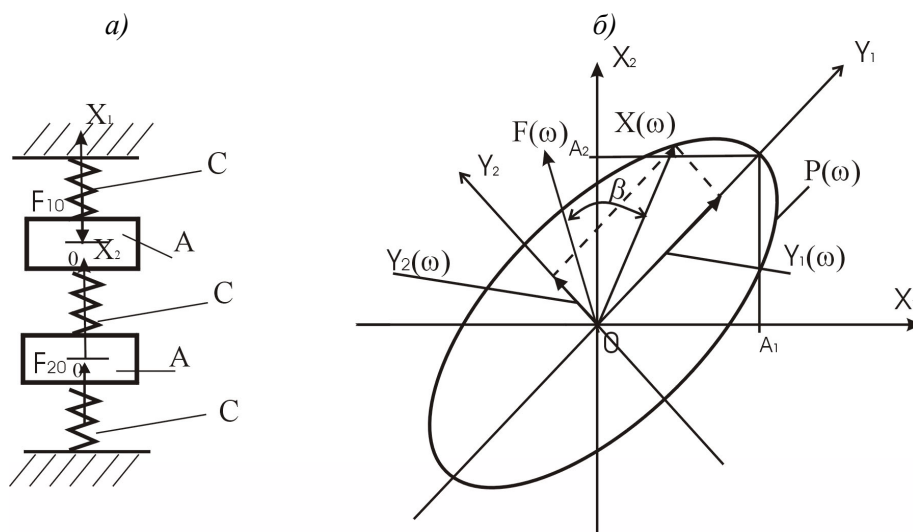


Рис. 2. а) – расчетная схема системы;
 б) – энергетический эллипс в конфигурационном пространстве.

Для оценки относительного положения вектора вибрационного возмущения и вектора амплитуд вынужденных колебаний введем параметр - угол $\beta(\omega)$:

$$\beta(\omega) = \arccos(F_0 \cdot X(F, \omega) / (|F_0| \cdot |X(F, \omega)|)),$$

который зависит от частоты вибрационного возмущения.

Энергетические поверхности дают наглядное представление о динамических и структурных свойствах системы – влиянии собственных частот и форм колебаний подсистем на их связанность, изменении собственных частот системы и форм колебаний при объединении подсистем, влиянии связей на эти изменения. Также данные связи определяют возможность диагностики системы в случаях, когда требуется мониторинг состояния подсистем, для которых сложно установить датчики на диагностируемые подсистемы и элементы (подвижные подсистемы, подсистемы, находящиеся внутри других подсистем и т.д.). В этом случае требуется обеспечить наблюдаемость за этими элементами по оценке динамического отклика, определяемого на другой подсистеме, где возможно установить диагностические датчики.

Для оценки влияния структурных свойств систем (связанности подсистем) на возможность диагностики элементов системы были проведены модельные исследования динамического поведения технических систем при действии внутренних и внешних воздействий с учетом изменения механических свойств элементов системы при накоплении повреждений. Исследовались две модели авиационных газотурбинных двигателей с различной компоновкой межвального подшипника, который наиболее часто выходит из строя. Штатные диагностические датчики устанавливаются на стойках крепления двигателя к фюзеляжу самолета. Накопленные повреждения в межвальном и других подшипниках моделировались возникновением в них вибрационных возмущений, действующих на внешнее или внутреннее кольцо подшипника. Оценка наблюдаемости за межвальными подшипниками осуществлялась сравнением результатов тех же исследований и для других подшипников.

Упрощенные модели двигателей были разработаны с помощью МКЭ, при этом были использованы балочные элементы, недеформируемые тела и упругие элементы (пружины). Выбранная идеализация систем описывает изгибные, крутильные и продольные колебания вращающихся подсистем (роторов низкого и высокого давления) и изгибные колебания корпуса. Модели содержат по три подсистемы: ротор низкого давления, ротор высокого давления и корпус. Задача – возможность оценки накопления повреждений в межвальных подшипниках по данным датчиков, установленных на корпусе (или опорах).

Эти модели позволяют получить данные по частотному спектру системы и формам колебаний не только роторов, но и корпуса, определить вынужденные колебания элементов системы при действии вынуждающих сил. Для двигателя №1 модель имеет 25 узлов (см. рис.3), каждый узел имеет 6 степеней свободы.

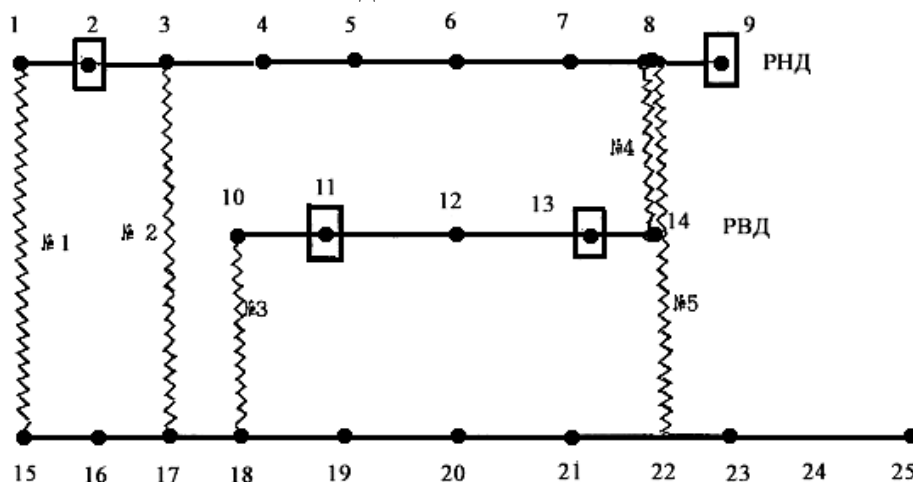


Рис. 3. Расчетная схема двигателя №1

Валы роторов и корпус моделируются балочными элементами. Компрессоры и турбины моделируются недеформируемыми телами с шестью степенями свободы. Модель состоит из подсистем:

1. Ротор низкого давления – РНД (узлов 9).
2. Ротор высокого давления - РВД (узлов 5).
3. Корпус двигателя (узлов 11).

Подсистемы 1, 2 и 3 связаны упругими элементами, моделирующими подшипниковые узлы. Эти элементы связывают узлы: 1-15, 3-17, 10-18, 8-14, 8-22. Межвальный подшипник моделируется элементом, соединяющим узлы 8 и 14.

С целью определения влияния накопленных повреждений подшипников на спектр собственных частот были выполнены расчеты при различных значениях их жесткости (изменение упругих свойств при накоплении повреждений). На рис. 4 приведены результаты расчета спектра собственных частот системы при изменении жесткости подшипников (уменьшение их в два раза). Изменение жесткости подшипников сказывается в частотном спектре с 130Гц до 250Гц. Собственные частоты изменяются незначительно в пределах нескольких Гц. Наибольшее изменение происходит на 28Гц для подшипника номер 3 (7 -я частота с 237 Гц уменьшается до 209,01 Гц). Для межвального подшипника (номер 4) наибольшее изменение происходит с 8-ой частотой, которая с 263,82Гц уменьшается до 247,82Гц. Эта же частота реагирует на изменение жесткости подшипника номер 5. Изменение упругих свойств подшипников приводит к изменению распределения собственных частот системы и форм колебаний.



Рис. 4. Изменение собственных частот при изменении квазиупругих характеристик подшипников

Как отмечалось ранее, повреждения в подшипниках моделировались возникновением динамических возмущений, действующих на внутренние и внешние кольца подшипников, для межвального подшипника это узлы 8 и 14. При этом определялись амплитуды вынужденных колебаний узлов, моделирующих корпус. При одинаковых значениях динамических сил, действующих на внутренние и внешние кольца подшипников, оказалось, что межвальная подшипник слабо проявляется на корпусе в отличие от всех остальных подшипников из-за слабой связанности подсистем.

Схема модели двигателя №2 представлена на рис.5. Модель №2 подобна модели двигателя №1, отличие лишь в числе степеней свободы (узлов) и структуры, которая

зависит от положения подшипников, в особенности межвального (рис. 2). Межвальный подшипник связывает узлы 5 и 12.

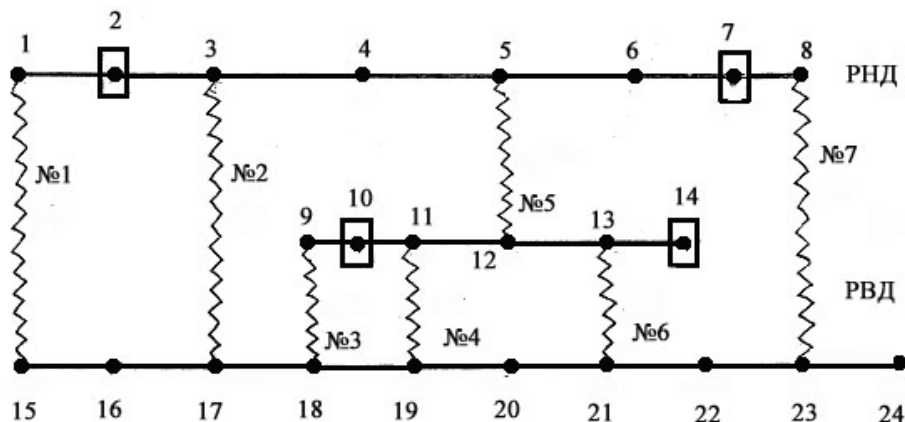


Рис. 5. Расчетная схема двигателя №2

Проведенные для этого случая исследования влияния изменения упругих характеристик подшипников выявили также изменения собственных частот и форм колебаний.

Исследования, проведенные на двух представленных моделях, показали различную наблюдаемость за состоянием подшипников, которая зависит от структуры и компоновки двигателя. Компоновочные решения, квазиупругие свойства подшипников определяют связанность подсистем, что в конечном счете и определяет возможность диагностики подшипников, особенно межвального. Как отмечалось ранее, для модели №1 накопление повреждений в межвальном подшипнике диагностируется хуже, чем для модели №2. Причиной тому является слабая связанность подсистем [4].

Полученные результаты модельных исследований показывают на необходимость увеличения уровня связанности между подсистемами с целью обеспечения наблюдаемости за диагностируемой подсистемой. Для этого следует увеличить связанность подсистем

$$\max Z = \frac{1}{n_j n_i} \sqrt{\sum_p^{n_i} \sum_s^{n_j} (S_{ij}^{ps})^2}.$$

В случае диагностики в широком диапазоне частот требуется максимизировать величину математического ожидания связанности подсистем и минимизировать дисперсию. Эти задачи должны быть решены на этапе проектирования изделия, выбора компоновочных решений и проведения расчетных динамических исследований проектируемой системы.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, грант № 10-08-00989.

Литература

1. Ахметханов Р.С. Структурные особенности динамических взаимодействий в линейных системах // Проблемы машиностроения и надежности машин, №4, 2006. – С. 18-26
2. Ахметханов Р.С., Банах Л.Я., Соколин Е. Построение расчетной модели минимального порядка для сложных колебательных систем // Машиноведение. №3, 1987. - С. 87-93.
3. Банах Л.Я. Энергетические и спектральные слабые связи в механических колебательных системах // Механика твердого тела, №2, 1988. - С. 38-42.

4.Ахметханов Р.С., Банах Л.Я. Слабые взаимодействия между подсистемами газотурбинного двигателя. Современные достижения в науке и образовании. Сборник трудов IV Международной научной конференции. 11-18 сентября, 2010 г., г. Будва, Черногория. – С. 98-100.

Поступила: 04.03.11.