

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ СОЗДАНИЯ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИХ ПОДВЕСОК

В. Н. Самсонов

Кафедра конструкции и проектирования двигателей летательных аппаратов

Куйбышевский авиационный институт

Научный руководитель: Э. Сеп, Б. Т. У.

Поступило 7 декабря 1989 г.

Представлено проф. д-ром Л. Варга

1. Постановка задач

Одним из условий снижения вибрационных нагрузок до нормативных величин и обеспечения нормального функционирования технических систем является установка объектов на виброизолирующие опоры. К таким опорам предъявляются требования эффективной виброзащиты в широких амплитудном и частотном диапазонах, сохранение стабильных виброизолирующих свойств при длительной работе, возможность регулирования характеристик и т. д. Виброизолирующие опоры часто используются в качестве подвесок в составе испытательного оборудования, обеспечивающего отработку вибропрочности и виброустойчивости тяжелых изделий в стендовых условиях [3]. Такие виброизолирующие подвески (ВП) устраняют влияние силовых связей и внешних воздействий (сейсмофон, производственные шумы, вибрация) и должны обеспечить надежную, полную разгрузку стола вибростенда от статических усилий и точное пассивных виброзащитных систем, разработка способов активной виброзащиты; исследование динамических характеристик и устойчивости подвески; обеспечение долговечности виброзащитных систем; разработка и исследование линейных и нелинейных моделей систем.

Задачи, связанные с возможностью и качеством управления характеристиками: анализ структурных схем подвески; выбор алгоритмов управления; оценка возможностей автоматизированной виброзащитной системы; исследование адаптивных систем подвески.

Задачи, связанные с реализацией разрабатываемых систем: экспериментальная оценка эффективности подвесок; оценка работоспособности динамических систем; создание высокочувствительных исполнительных устройств; разработка и реализация систем поискового конструирования подвесок.

Эти задачи усложняются с увеличением размерности и массы эксплуатируемых и испытываемых изделий, повышением требований к достоверности и точности испытаний.

2. Расчетная схема и структура подвески

Структуру ВП можно представить в виде совокупности нескольких узлов и систем: позиционирования, активной виброзащиты и автоматизированного управления параметрами (рис. 1). Основным элементов ВП является позиционирование по координатам.

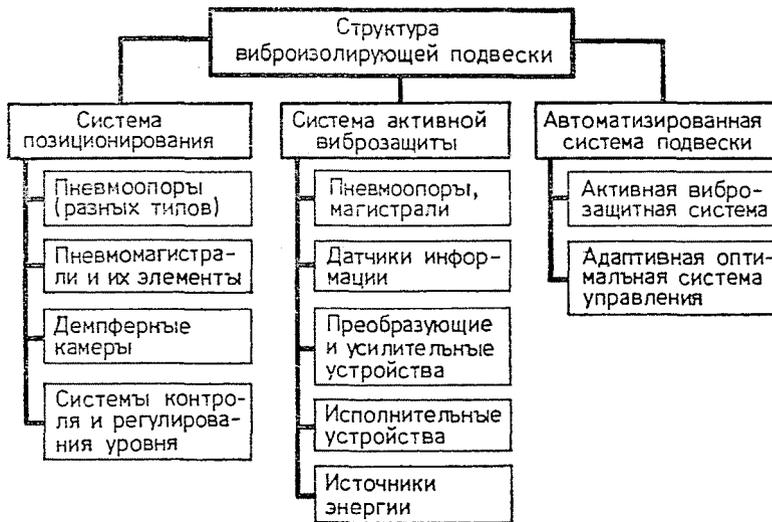


Рис. 1. Обобщенная структура ВП

Виброзащитные опоры и виброизолирующие подвески целесообразно создавать на основе упругих элементов с постоянными или регулируемыми упругими и демпфирующими характеристиками, например, с использованием пневматических подвесок транспортных средств, амортизаторов, гидроневматических аккумуляторов, сильфонов.

При разработке ВП приходится одновременно решать задачи позиционирования и виброзащиты. Однако при использовании существующих конструкций опор это оказывается затруднительным, поскольку требования к системам подвески и виброзащиты могут быть противоречивыми, например, наличие демпфирования улучшает переходные характеристики подвески, но увеличивает коэффициент передачи в резонансной зоне.

Можно выделить следующие основные задачи по созданию виброизолирующих подвесок (рис. 2).

Задачи, определяемые точностью позиционирования объекта: выбор типа, конструктивной схемы и количества опорных узлов; определение статических и динамических характеристик элементов подвески; исследование способов и средств гашения свободных колебаний в системе «подвеска-объект»; оценка чувствительности опор к регулирующим воздействиям.



Рис. 2. Основные задачи, решаемые при создании ВП

Задачи, определяемые эффективностью виброизоляции объекта: изучение предельных возможностей является опора (пневмоопора), имеющая определенные жесткостные и демпфирующие характеристики. Многообразие конструктивных схем опорных узлов приводит к необходимости анализа их возможностей с целью выработки обобщенного подхода к исследованию класса ВП и целенаправленного их использования в практике стендовых испытаний.

Одной из простейших схем опорных узлов является опора с проточной камерой, например, поршневого типа (рис. 3) [4]. Опора такого типа отвечает сформулированным требованиям к виброизолирующим подвескам. При усложнении схемы опоры путем введения в её конструкцию дополнительных элементов и активных связей для каждого случая решаются уравнения неразрывности течения газа через входной и выходной дросселирующие элементы, состояния рабочего газа, процесса и равновесия сил, действующих на подвижную массу опоры [4].

Математическим описанием простейшей поршневой схемы ВП является линеаризованное уравнение неразрывности течения газа по тракту

$$\delta M_{вх} - \delta M_{вых} = \frac{d}{dt} (q_k V_k) \tag{1}$$

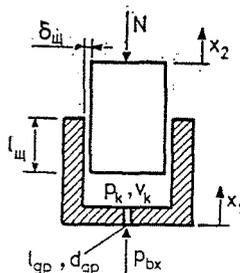


Рис. 3. Схема поршневой газостатической опоры

и равновесия сил

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \int_F p_k(x) dF - mg - N = 0, \quad (2)$$

где m — масса подвижной части опоры; p_k — давление в рабочей камере; $\delta M_{\text{вх}}$, $\delta M_{\text{вых}}$ — изменения расходов газа через входной и выходной дросселирующие элементы; F — площадь основания поршня; N — внешняя нагрузка на поршень.

На основании этих уравнений определяется динамическая реакция слоя смазки $c_{\text{дин}}(s)$, представляющая собой отношение приращений несущей способности опоры δW и хода поршня δx [4]

$$c_{\text{дин}}(s) = \frac{\delta W(s)}{\delta x(s)}. \quad (3)$$

Динамическая реакция опоры в виде (3) и уравнение равновесия (2) позволяют определить передаточные функции опоры, её упруго-демпфирующие и амплитудно-фазочастотные характеристики. На рис. 4 показаны некоторые конструктивные схемы опор и полученные для них выражения динамической реакции газового слоя. Наиболее простой является опора, состоящая из цилиндрического поршня и обоймы. В нижнем основании обоймы выполнен входной дросселирующий элемент, рабочая камера образована внутренней поверхностью обоймы и основанием поршня. Принцип действия опоры заключается в компенсации изменяющейся внешней нагрузки силами давления в рабочей камере. Наличие проточной камеры позволяет вывешивать объект в определенном положении независимо от статической нагрузки.

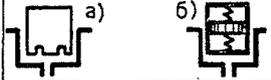
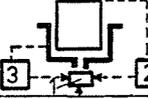
	Схемы опор	Динамическая реакция газового слоя.
1		$C_{\text{дин}}(s) = C \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1}$
2		а) $C_{\text{дин}}(s) = C \frac{T_1 s + 1}{(T_2 + T_3) s + 1}$; б) $C_{\text{дин}}(s) = C \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1}$
3		$C_{\text{дин}}(s) = C \frac{T_1 s + 1 + W_2(s) - W_4(s)}{T_2 s + 1 - W_1(s) + W_3(s)}$
4		$C_{\text{дин}}(s) = C \frac{T_3^2 s^2 + T_1 s + k + W_1(s)(T_4 s + k_0)}{T_4^2 s^2 + T_2 s + 1 + W_2(s)(T_4 s + k_0)}$

Рис. 4. Схемы газовых подвесов на проточных камерах и их динамические реакции

Предельные возможности опор на проточных камерах могут быть выявлены при исследовании динамических характеристик обобщенных схем, одна из которых показана на рис. 5. Из уравнений неразрывности течения газа и состояния при допущении изотермичности процесса получена зависимость для динамической реакции газового слоя трехкамерной опоры в виде [5]

$$c_{\text{лин}}(s) = c \frac{T_{13}^3 s^3 + T_{12}^2 s^2 + T_{11} s + 1 + W_x(s)}{T_{23}^3 s^3 + T_{22}^2 s^2 + T_{21} s + 1 + W_n(s)}, \quad (4)$$

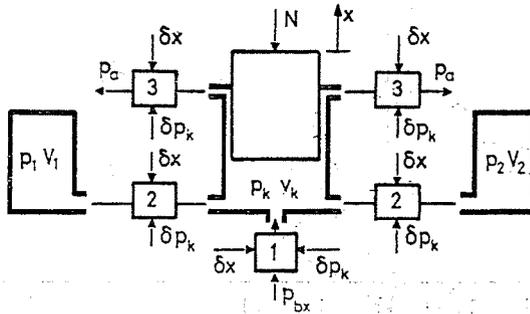


Рис. 5. Обобщенная схема газовой опоры на проточных камерах: 1 — регулятор входного давления; 2 — регуляторы в магистралях; 3 — регуляторы выходного давления

где c — статическая жесткость; T_{13} , T_{12} , T_{11} , T_{23} , T_{22} , T_{21} — параметрические комплексы, характеризующие динамические процессы в опоре и её камерах; $W_x(s)$, $W_n(s)$ — комплексы передаточных функций цепей обратных связей (на рис. 5 обратные связи показаны лишь в виде управляющих воздействий на исполнительные элементы по смещению подвижной массы δx и изменению давления в рабочей камере δp_k).

В отличие от простейших схем в многокамерных опорах имеются дополнительные возможности по регулированию характеристик за счет изменения в определенных пределах параметрических комплексов $T_{13} \div T_{21}$ и передаточных функций обратных связей $W_x(s)$, $W_n(s)$. Из всех вариантов включения в опору активных связей наибольший интерес с точки зрения практической реализации представляет схема с активной цепью, формирующей управление общего вида на входе в рабочую камеру по перемещению подвижной массы

$$W_x(s) = k_p \frac{T_{1p} s + 1}{T_{2p} s + 1},$$

где k_p — коэффициент усиления активной цепи; T_{1p} , T_{2p} — постоянные времени регулятора.

Для этого случая динамическая реакция газового слоя опоры имеет вид

$$c_{\text{дин}}(s) = c \frac{T_{13}^3 T_{2p} s^4 + (T_{13}^3 + T_{12}^2 T_{2p} + T_{13} T_{12} T_{1p} k_p) s^3 +}{T_{23}^3 T_{2p} s^4 + (T_{23}^3 + T_{22}^2 T_{1p}) s^3 +} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{(T_{12}^2 + T_{12}^2 k_p + T_{11} T_{1p} - T_{1p} T_{12} k_p - T_{1p} T_{11} k_p) s^2 + (T_{11} + T_{2p} + k_p T_{1p}) s + 1 + k_p}{(T_{22}^2 + T_{21} T_{2p}) s^2 + (T_{21} + T_{2p}) s + 1} \quad (5)$$

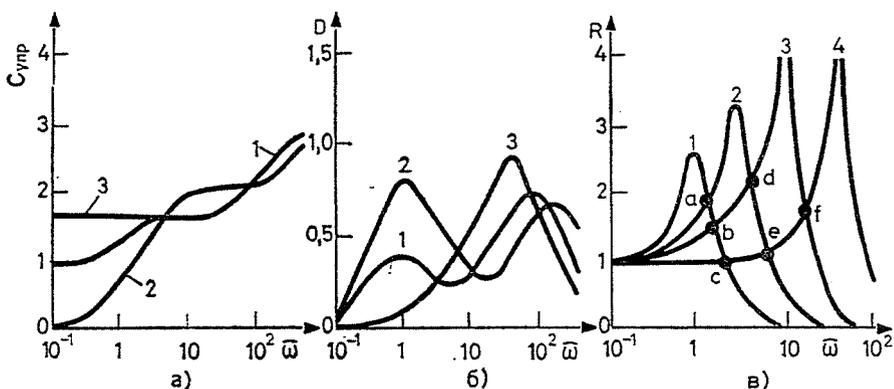


Рис. 6. Зависимость динамической жесткости (а), демпфирования (б) от частоты возмущения и амплитудночастотные характеристики (в) обобщенной схемы опоры

Анализ упругой и диссипативной составляющих динамической реакции (5), представленных на рис. 6, показывает, что на низких частотах использование управления позволяет в широких пределах изменять упругую составляющую динамической реакции. Так, в зависимости от величины и знака коэффициента усиления k_p , упругая составляющая (жесткость опоры) может быть равна нулю или иметь значение, много превышающее первоначальное. Это объясняется тем, что в низкочастотном диапазоне обеспечивается изменение расходных характеристик опоры, жесткости газового слоя. При высокочастотных колебаниях подвижной массы опоры давление питания не успевает компенсировать изменение давления в рабочей камере. В этом случае нагрузка воспринимается силами, вызванными изменением давления в постоянных объемах рабочей и демпферных камер. Демпфирование системы на частотах, соответствующих горизонтальным участкам жесткостной характеристики близко к нулю, поскольку в этих случаях дросселирующие элементы системы слабо рассеивают энергию, работая в режиме малых относительных частот или в режиме записания.

Амплитудночастотная характеристика (рис. 6/а) обобщенной схемы опоры имеет четыре значения предельных резонансных частот, каждая из которых

может быть реализована при соответствующем выборе конструктивных параметров. Наличие предельных резонансных частот обусловлено изменением жесткостных характеристик при различных комбинациях соединения газовых объемов.

3. Нелинейная модель ВП

Особенностью пневматических подвесок является наличие проточного газового объема, что принципиально обуславливает нелинейность системы. При больших амплитудах вибрации нелинейный характер зависимости давления газа в камере от смещения подвижной массы может оказывать влияние на динамику системы «объект — виброизолирующая подвеска».

Нелинейная зависимость давления газа от смещения поршня опоры может быть получена на основе анализа уравнения неразрывности течения газа (1) в виде [1]

$$M_{\text{вх}}(x, \bar{p}_k) - M_{\text{вых}}(x, \bar{p}_k) = \frac{\pi D^2 L \bar{p}_k}{4RT} \cdot \frac{dx}{dt} - \frac{\pi D^2 L (1-x)}{4RT} \cdot \frac{d\bar{p}_k}{dt}, \quad (6)$$

где D — диаметр поршня; $\bar{p}_k = p_k/p_{\text{вх}}$ — относительное давление в камере; $p_{\text{вх}}$ — давление питания; $x=l/L$ — относительный ход поршня; L, V_k — глубина рабочей камеры и её объем; R — газовая постоянная; T — температура газа.

Из уравнения (6) получим

$$\frac{d\bar{p}_k}{dt} - \frac{RT}{V_k p_{\text{вх}}} [M_{\text{вх}}(x, \bar{p}_k) - M_{\text{вых}}(x, \bar{p}_k)] + \frac{\bar{p}_k}{1-x} \frac{dx}{dt} = 0. \quad (7)$$

Это уравнение характеризует газовый слой подвески. При одночастотных колебаниях в случае одночленного приближения в соответствии с наличием фильтрующих свойств приведенных линейных частей системы квазигармоническому закону изменения хода поршня соответствует квазигармоническое изменение давления в рабочей камере

$$x = x_0 + x_1 \cos \omega t;$$

$$\bar{p}_k = \bar{p}_{k0} + \bar{p}_{k1} \cos(\omega t + \varphi), \quad (8)$$

где φ — сдвиг фаз между \bar{p}_k и x .

Линеаризованное уравнение нелинейного газового объема можно записать в виде

$$\mathcal{F}(x, \dot{x}, \bar{p}_k, \dot{\bar{p}}_k) = \mathcal{F}_0 + g_1 x + g'_1 \frac{\dot{x}}{\omega} + g_2 \bar{p}_k + g'_2 \frac{\dot{\bar{p}}_k}{\omega}, \quad (9)$$

где $\mathcal{F}_0, g_1, g'_1, g_2, g'_2$ — коэффициенты гармонической линеаризации, зависящие от параметров подвеса, амплитуды и частоты возбуждения.

Решение уравнения (9) в виде (8) допускается при выполнении условий

$$\begin{cases} \mathcal{F}_0 = 0, \\ g_1 x + g_1' \frac{\dot{x}}{\omega} + g_2 \bar{p}_k + g_2' \frac{\dot{\bar{p}}_k}{\omega} = 0, \end{cases}$$

откуда определяется динамическая реакция газового слоя в операторной форме

$$c_{\text{дин}}(s) = \frac{g_1 + \frac{g_1'}{\omega} s}{g_2 + \frac{g_2'}{\omega} s} = c \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1}, \quad (10)$$

где $c = \frac{g_1(x_0, \bar{p}_{k0}, x_1, \bar{p}_{k1})}{g_2(x_0, \bar{p}_{k0}, x_1, \bar{p}_{k1})}$ — коэффициент статической жесткости; $T_1 = \frac{g_1'}{g_1 \omega}$;

$T_2 = \frac{g_2'}{g_2 \omega}$ — коэффициенты, характеризующие процессы в газовом слое.

Результаты расчетов по зависимости (10) при разных значениях амплитуды возбуждения представлены на рис. 7. Их анализ показывает, что динамическая жесткость нелинейной модели уменьшается с ростом амплитуды колебаний. Причем особенно велико влияние амплитуды на c при малых значениях координаты положения равновесия x_0 . Это связано с характерной для проточных схем опор асимметрией зависимости несущей способности от смещения поршня относительно центра статического равновесия [1].

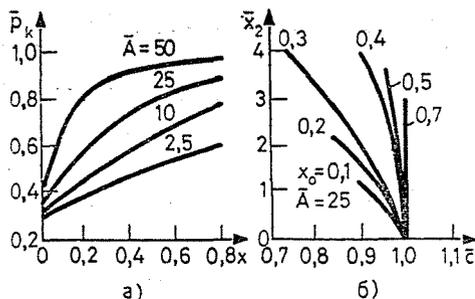


Рис. 7. Нагрузочная характеристика ВП (а) и изменение коэффициента статической жесткости опоры от амплитуды перемещений поршня (б)

При наличии в схеме ВП цепей управления, например, расходом газа на входе в рабочую камеру (рис. 4, позиция 3), нелинейные эффекты определяются также габаритными ограничениями, зонами нечувствительности и насыщения, наличием трения и т. д. Исследование динамических характеристик ВП первоначально проведем для однокамерной схемы с динамической реакцией газового слоя в виде (10), имеющей в цепи управления по отклонению нелинейный эле-

мент типа насыщения. Уравнение равновесия массы в операторной форме в этом случае запишется

$$ms^2 x_2 + c \frac{T_1 s + 1}{T_2 s + 1} (x_2 - x_1) - g(x_3) k_p \frac{T_{1p} s + 1}{T_{2p} s + 1} x_2 = 0, \quad (11)$$

где x_1, x_2 — изображения перемещений основания и массы; x_3 — изображение сигнала на входе в нелинейное звено цепи управления; $g(x_3)$ — коэффициент гармонической линеаризации; k_p, T_{1p}, T_{2p} — коэффициент усиления и постоянные времени регулятора расхода.

Передаточная функция ВП в частотной области при нулевом демпфировании примет вид

$$K(i\omega) = \frac{Re c_{\text{днн}}(i\omega)}{m(i\omega)^2 + Re c_{\text{днн}}(i\omega) + g(x_3) Re W(i\omega)}, \quad (12)$$

где $W(i\omega)$ — передаточная функция линейной части цепи управления; $Re c_{\text{днн}}(i\omega)$; $Re W(i\omega)$ — реальные части передаточных функций газового слоя и цепи управления.

Максимальные значения $K(i\omega)$ достигаются при выполнении условия

$$m(i\omega)^2 + Re c_{\text{днн}}(i\omega) + g(x_3) Re W(i\omega) = 0. \quad (13)$$

Решение уравнения (13) позволяет определить максимальные значения амплитудночастотных характеристик и построить скелетные кривые. Результаты расчетов скелетных кривых показаны на рис. 8.

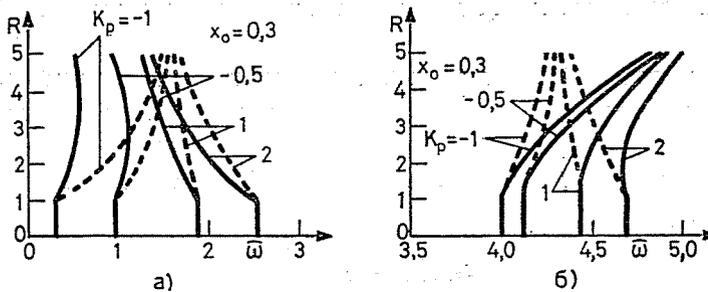


Рис. 8. Скелетные кривые нелинейной модели опоры в статическом (а) и динамическом (б) режимах

Анализ полученных графиков показывает, что оценку влияния амплитуды колебаний и параметров цепи управления на характеристики ВП целесообразно проводить отдельно в статическом режиме ($\bar{\omega} \rightarrow 0$) и в динамическом ($\bar{\omega} \rightarrow \infty$). В первом случае нелинейная зависимость давления от хода поршня для сверхкритического перепада давления на входном дросселе имеет вид [1]

$$\bar{p}_k = \sqrt{0,26A\bar{p}_a x_2 + \bar{p}_a^2},$$

ротивлений параметр ВП, характеризующий отношение гидродинамических сопротивлений на выходе и на входе рабочей камеры. Такая зависимость вызывает уменьшение жесткости с ростом амплитуды колебаний почти при всех значениях параметров x_0, \bar{p}_a, A . При $k_p < 0$ нелинейное управление вызывает спрямление скелетных кривых по сравнению с системой, в которой не учтена нелинейность газового объема (пунктирные линии на рис. 8). Для значений $k_p > 0$ при $x_0 < 0,5$ характеристика ВП становится более мягкой, что усиливает нелинейные свойства системы. При больших начальных перекрытиях ($x_0 > 0,5$) влияние нелинейности газового объема на изменение скелетных кривых мало.

Скелетные кривые на частотах $\bar{\omega} \rightarrow \infty$ определяются, исходя из зависимости для жесткости квазинепроточной опоры [1]: $c = 2c_\infty(1 - x_0)(x_0 - x_1)/\bar{a}^2$, где $\bar{a} = a/L$ — относительная амплитуда колебаний (индекс « ∞ » указывает на значение жесткости при больших частотах возбуждения).

При отрицательных значениях k_p ВП имеет мягкую или жесткую характеристику соответственно для малых ($x_0 < 0,5$) и больших ($x_0 > 0,5$) величин начальных положений статического равновесия. Для компенсации нелинейных эффектов при $\bar{\omega} \rightarrow \infty$ необходимо выбирать $x_0 = 0,4 - 0,5$. Влиянием нелинейных свойств проточной камеры на динамику ВП можно пренебречь при амплитудах возбуждения, когда достигается $R = 0,5 - 1,5$.

Отмеченные особенности нелинейных моделей опор должны быть учтены при проектировании ВП.

4. Использование $c_{\text{дин}}$ для оценки технического состояния ВП

На основании анализа динамической реакции (комплексной жесткости), которая характеризует поведение системы в условиях произвольного нагружения, можно проводить оценку технического состояния ВП.

В общем случае комплексная жесткость (5) может быть представлена в операторной форме

$$c_{\text{дин}}(s) = c_0 \frac{P(s)}{Q(s)}, \quad (14)$$

где

$$P(s) = 1 + \sum_{i=1}^n a_i^j(s); \quad Q(s) = 1 + \sum_{j=1}^m b_j^j(s), \quad (m \cong n);$$

a_i, b_j — динамические коэффициенты системы, характеризующие её работоспособность и динамическое состояние отдельных элементов.

Статические и динамические свойства системы полностью определяются коэффициентами c_0, a_i, b_j , которые зависят от конструктивных параметров. Устойчивость системы, как и её демпфирующие свойства, определяются видом корней уравнения (14) и их положением на комплексной плоскости. Таким

образом, чтобы знать, как изменяются свойства ВП при наработке определенного ресурса, достаточно проследить изменение коэффициентов c_0, a_1, b_j во времени. Определение их может осуществляться путем идентификации по результатам виброиспытаний ВП, проводимых периодически в течение ресурса. Определение указанных параметров проводится по рабочим характеристикам ВП, в частности по амплитудно-фазочастотным. По истечении расчетного ресурса регистрируются конечные значения коэффициентов $c_{0p1}, a_{1p1}, b_{jp1}$ и темп их изменения на конечном интервале времени испытаний. В процессе следующего этапа работы также осуществляется идентификация коэффициентов, но с меньшим периодом наработки. Заново оценивается состояние системы и её элементов и дается новый прогноз. Определение коэффициентов

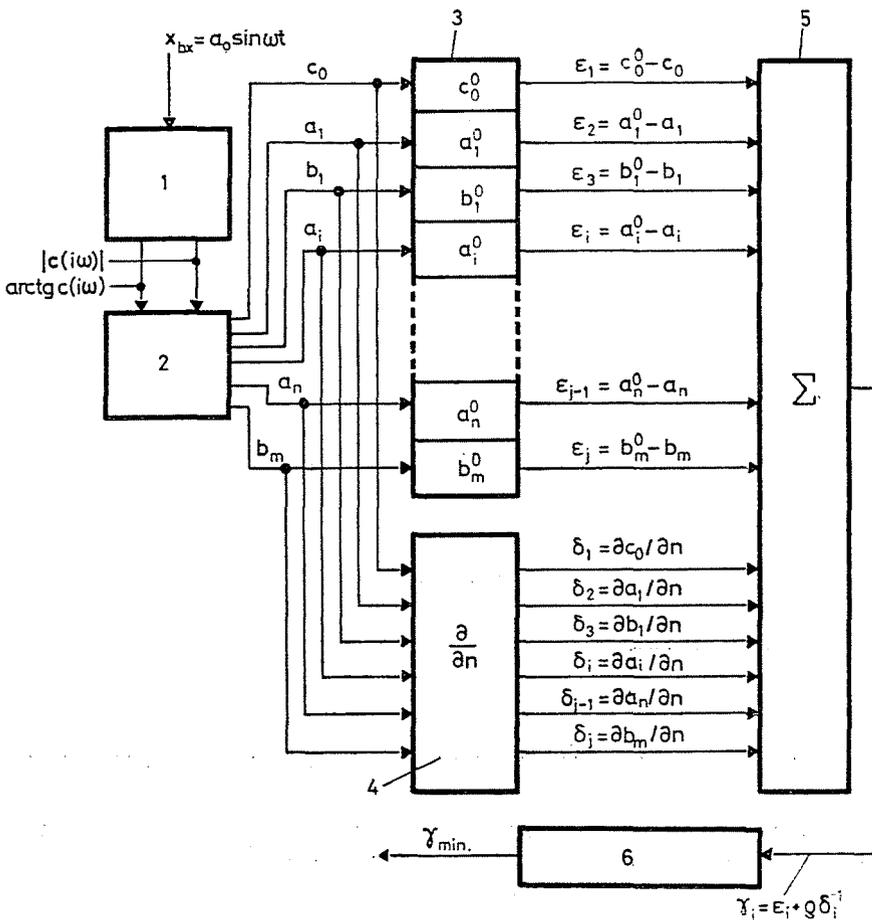


Рис. 9. Блок-схема оценки работоспособности системы:

1 — технический объект; 2 — идентификатор; 3 — блок сравнения; 4 — блок дифференцирования; 5 — блок сложения; 6 — анализатор

проводится до тех пор, пока их значения не приблизятся к предельным, характеризующим либо выход на границу устойчивости всей системы, либо резкое изменение одного параметра, показывающее развитие дефекта в одном элементе системы. Предельные и промежуточные значения статической жесткости и коэффициентов могут быть нанесены на диаграмму ресурсных испытаний, что позволит контролировать «запас» по каждому из параметров, выделять «слабое» звено и при необходимости вводить коррекцию для устранения накопленных дефектов.

Способ идентификации параметров упругодемпферной подвески на основе её экспериментально полученных характеристик описан в работе [6]. Реализация этого способа в виде блок-схемы показана на рис. 9.

Входной гармонический сигнал $x_{вх}$ воздействует на ВП. По реакции системы на это воздействие определяются значения модуля $|c(i\omega)|$ и аргумента $\arg \operatorname{tg} c(i\omega)$ комплексной жесткости $c_{дин}(i\omega)$. Эти данные поступают в идентификатор, где определяются коэффициенты $a_i(\omega)$, $b_j(\omega)$ и сравниваются с предельными (расчетными) значениями c_0 , a^0 , b^0 объекта. Отклонения параметров определяются в блоке сравнения, а темп изменения параметров — в блоке дифференцирования. Результаты сравнения в виде величины $\gamma_i = \varepsilon_i + \rho \delta_i^{-1}$, где ρ — весовой коэффициент, подаются в анализатор. Последний выделяет минимальную величину γ_{min} , которая характеризует наибольшую степень приближения ВП к потере работоспособности. При больших значениях γ_{min} , т. е. когда ресурс не выработан и осуществляется бездефектная работа узлов, оцениваемая величинами, для объекта назначается новый ресурс. Таким образом, предлагаемый способ оценки работоспособности позволяет обеспечить увеличение срока безаварийной эксплуатации ВП на основе прогноза нового ресурса, определяемого по данным динамических испытаний.

5. Заключение

Выделенные задачи по исследованию ВП отражают перспективные направления работ при создании новых эффективных конструкций стендовых систем.

Полученные расчетные зависимости для динамической реакции газового слоя подвесок позволяют определить способы управления характеристиками ВП, например, путем использования регуляторов давления воздуха в рабочей и демпферных камерах. Расчитанные предельные значения резонансных частот для многокамерной системы могут быть реализованы путем направленного выбора параметров подвески или активных цепей управления.

В нелинейной модели ВП учтены нелинейности газового объема и цепи управления. Проведенные расчеты характеристик такой модели позволили

получить рекомендации по компенсации в системе нежелательных нелинейных эффектов.

Разработан способ оценки работоспособности технической системы на основе анализа её динамической реакции. Основой метода является исследование изменения динамических коэффициентов при наработке определенного ресурса.

Результаты работы необходимо учитывать при проектировании виброизолирующих подвесок испытательных стендов.

Список литературы

1. Белоусов А. И.—Самсонов В. Н. (1982): Исследование нелинейной модели активного газостатического устройства. Москва, 31с. Рукопись депонирована в ВИНТИ СССР № 5829—82 от 25. II. 82 г.
2. Попов Е. П.: Теория нелинейных систем автоматического регулирования и управления. (1979). Москва, Наука, 286с.
3. Самсонов В. Н.—Токарев И. П. (1979): Выбор разгрузочного устройства для вибрационных испытаний летательных аппаратов и двигателей. Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев. Вып. 6, с. 80—85.
4. Самсонов В. Н.—Чегодаев Д. Е. (1982): Исследование динамических характеристик некоторых типов опор с внешним наддувом. Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев. Вып. 9, с. 131—137.
5. Чегодаев Д. Е.—Самсонов В. Н. (1981): Динамические системы с использованием газостатических опор. Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев. Вып. 8, с. 141—148.
6. Чегодаев Д. Е.—Самсонов В. Н. (1987): Оценка надежности механических систем. Проблемы прочности. Киев. № 12, с. 100—102.
7. Капошвари З.—Сеп Э. Пневматическая демпфирующая система для виброчувствительных устройств. Technical University of Cracow. Summaries of papers Vith Polish—Hungarian Seminar on Mechanics and Machine Design. Cracow—Janowice, 20—22 October 1987. 40—46.

В. Н. Самсонов Куйбышевский авиационный институт.