

УДК 621.752.2

## К вопросу о формировании структуры базовых моделей виброзащитных систем

В.Б. Кашуба<sup>a</sup>, Е.А. Паршута<sup>b</sup>

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

<sup>a</sup>plemja@rambler.ru, <sup>b</sup>parshuta@mail.ru

Статья получена 2.06.2013, принята 19.08.2013

*Рассматриваются вопросы формирования структуры базовых расчетных схем виброзащитных систем. Учитываются возможности пространственного расположения типовых элементов. Показано, что модели, отражающие возможности систем прямолинейного поступательного движения, и модели вращательного движения объекта защиты имеют принципиальные отличия. Аналогия двух различных типов движения существует, однако адекватность соответствия требует дополнительной доказательности. Показано, что системы вращательного типа обладают свойством формирования пространственной метрики системы, что обеспечивается рычажными связями, присущими данному виду движения. Поскольку характерной особенностью системы является наличие невесомого жесткого стержня или рычага, имеющего пространственные размеры, то в такой системе существенное значение приобретают координаты точек закрепления типовых элементов. Рассматриваются вопросы приводимости систем одного вида к другому (поступательного движения к вращательному и наоборот), которые требуют внимания к особенностям систем, проявления которых связаны с проявлениями рычажных связей, присущих данному виду движений. Предлагается методологическая основа для поиска и разработки новых конструктивно-технических решений задач вибрационной защиты.*

**Ключевые слова:** виброзащитные системы, математические модели, рычажные связи, передаточные функции виброзащитных систем.

## On the issue of forming the structure of the baseline models of vibration protection systems

V.B Kashuba<sup>a</sup>, E.A.Parshuta<sup>b</sup>

Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, Russia

<sup>a</sup>plemja@rambler.ru, <sup>b</sup>parshuta@mail.ru

Received 2.06.2013, accepted 19.08.2013

*Some issues of forming the structure for the baseline design models of vibration protection systems are considered. The possibilities of the standard elements spatial arrangement are taken into consideration. It has been shown that the models which reflect the capabilities of rectilinear translation and the ones with rotational movement of a protection object have vital difference. The analogy of the two different types of movement exists, but the correspondence adequacy requires additional substantiation. It has been demonstrated that the rotational type systems have the property of forming the system spatial metrics provided by the lever constraints being the characteristics of this type of movement. The characteristic feature of the system being the presence of a weightless hard rod or lever with spatial dimensions, a significant importance takes on the coordinates of the standard elements pinning points. The issues of reducibility for the systems of one type to another (translational to rotary motion and vice-versa), which require to be careful with the systems features connected with the lever constraints manifestations inherent in this type of movement are considered. The methodological foundation to search and develop new structurally engineering solutions for the problems of vibration protection is proposed.*

**Keywords:** vibration protection systems, mathematical models, lever constraints, transfer functions of vibration protection systems.

**Введение.** Обеспечение надежности и безопасности функционирования технических систем реализуется в поисках и разработках способов и средств оценки, контроля и управления динамическим состоянием машин, оборудования, приборов и аппаратуры. В работах [1, 2] поднят достаточно широкий круг вопросов, связанных с развитием методов математического моделирования в приложениях к задачам вибрационной защиты различных технических объек-

тов. Уменьшение вибраций в машинах и механизмах стимулирует направления исследований, ориентированные на обобщение подходов к проблемам виброзащиты, расширение спектра технических средств, учет динамических взаимодействий между элементами системы, использование управляющих сил активной природы [3-5, 8]. Вместе с тем, ряд вопросов теории виброзащитных систем пока не получил должной детализации при рассмотрении особенностей и возможностей формирования динамического со-

стояния объектов защиты. В частности, такие проблемы возникают при учете рычажных связей, возникающих в механических колебательных системах, имеющих в своем составе твердые тела [6, 8].

Целью предлагаемого исследования является развитие обобщенного подхода в задачах динамического синтеза виброзащитных систем, в которых детализируются представления об особенностях закрепления типовых элементов виброзащитных систем в структурах взаимодействия с опорными поверхностями и объектом защиты.

**I. Общие положения. Постановка задачи исследования.** В задаче прикладной теории виброзащитных систем простейшие базовые модели часто представляются механической колебательной системой с одной степенью свободы. При этом объект защиты совершает прямолинейные малые вертикальные колебания и связан с опорной поверхностью с помощью соединительных элементов в виде пружин, демпферов и устройств для преобразования движения. Опорная поверхность для объекта защиты может быть представлена зонами для контактов I и II (рис. 1), а сам объект защиты может иметь направляющие, обеспечивающие вертикальное движение (или движение по одной координате  $y$ ).

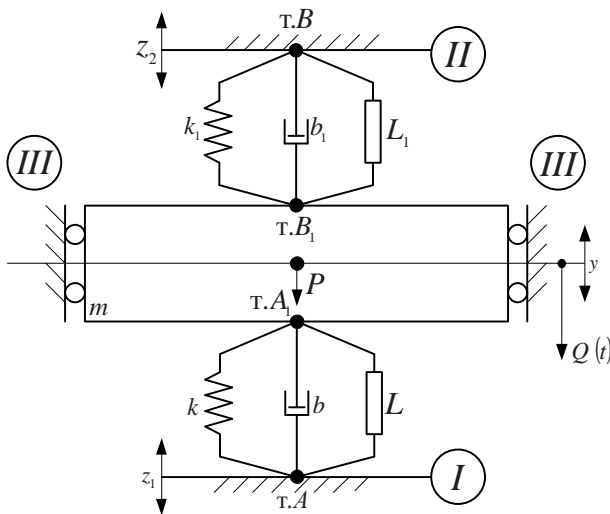


Рис. 1. Базовая расчетная схема виброзащитной системы с одной степенью свободы

В структуре расчетной схемы (рис. 1) элементы имеют жесткости  $k$  и  $k_1$ ; взаимодействия диссипативной природы приводятся к эквивалентным демпферам вязкого трения с коэффициентами  $b$  и  $b_1$ . Кроме того, в систему на рис. 1 вводятся устройства для преобразования движения [2]. Такие устройства могут иметь различные конструктивно-технические формы, а их свойства отражаются параметрами  $L$  и  $L_1$ , зависящими от ускорений, возникающих при относительном движении элементов. Направляющие III на рис. 1 показаны в связи с акцентированием тех обстоятельств, что в движении объекта только перемещение по координате  $y$  выбирается специально и поддерживается определенными средствами. В качестве внешних сил, действующих на объект защиты,

учитываются сила веса  $P = mg$ , внешняя сила  $Q(t)$  и движения опорных поверхностей I и II, обозначенных соответственно  $z_1(t)$  и  $z_2(t)$ . Кинематические возмущения  $z_1(t)$  и  $z_2(t)$  могут быть приведены к эквивалентным силовым воздействиям, приложенным к объекту защиты  $m$ . Точками  $A, A_1, B$  и  $B_1$  обозначены места контактов, в которых могут определяться статические и динамические реакции связей [7].

Математическая модель линейной системы (рис. 1) может быть представлена (для общего случая) уравнениями при предварительном определении выражений для кинетической, потенциальной, а также функции рассеяния энергий:

$$T = \frac{1}{2} m \left( \dot{y} \right)^2 + \frac{1}{2} L \cdot \left( \dot{y} - \dot{z} \right)^2 + \frac{1}{2} L_1 \cdot \left( \dot{y} - \dot{z}_1 \right)^2; \quad (1)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} k \cdot (y - z)^2 + \frac{1}{2} k_1 \cdot (y - z_1)^2; \quad (2)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} b \cdot \left( \dot{y} - \dot{z} \right)^2 + \frac{1}{2} b_1 \cdot \left( \dot{y} - \dot{z}_1 \right)^2. \quad (3)$$

Используя обычные подходы, связанные с использованием преобразований Лапласа, найдем, что:

$$\left[ (m + L + L_1) p^2 + (b + b_1) p + k + k_1 \right] \cdot \bar{y} = (m p^2 + b p + k) \cdot \bar{z} + (m p^2 + b_1 p + k_1) \cdot \bar{z}_1 + \bar{P} + \bar{Q}, \quad (4)$$

где  $p = j\omega$  ( $j = \sqrt{-1}$ ) – комплексная переменная;  $\bar{y}$ ,  $\bar{P}$ ,  $\bar{Q}$  – символическое изображение функций (по Лапласу).

Если полагать, что малые движения  $y$  происходят относительно положения статического равновесия, то при нулевых начальных условиях и гармонических формах внешних воздействий  $\bar{Q}$ ,  $\bar{z}_1$  и  $\bar{z}_2$  из (4) могут быть получены передаточные функции системы:

$$W(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{z}} = \frac{L p^2 + b p + k}{(m + L + L_1) p^2 + (b + b_1) p + k_1 + k}, \quad (5)$$

$$W(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{z}_1} = \frac{L_1 p^2 + b_1 p + k_1}{(m + L + L_1) p^2 + (b + b_1) p + k_1 + k}, \quad (6)$$

$$W(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{Q}} = \frac{1}{(m + L + L_1) p^2 + (b + b_1) p + k_1 + k}. \quad (7)$$

Знаменатель (5), (6), (7) является общим для всех передаточных функций и называется характеристическим уравнением:

$$A_0 = (m + L + L_1) p^2 + (b + b_1) p + k_1 + k. \quad (8)$$

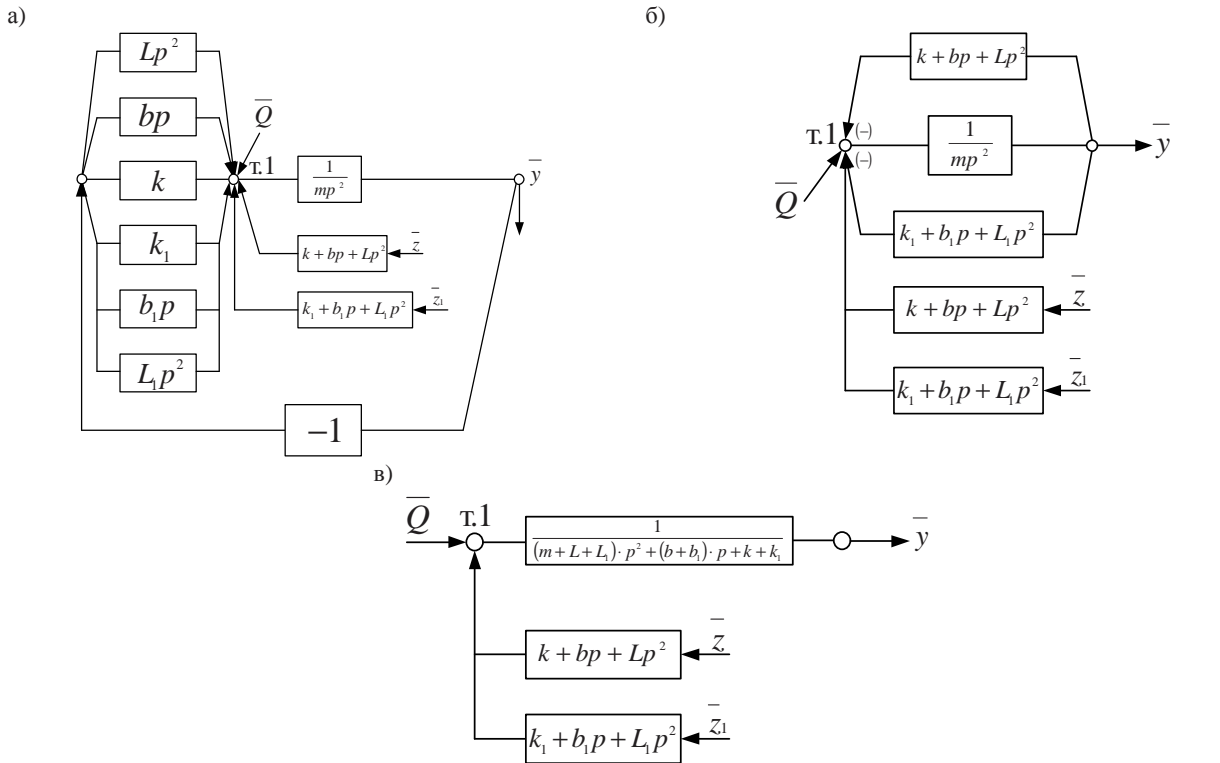
Из (8) может быть определена частота собственных колебаний, а с помощью (5), (6), (7) – построены соответствующие частотные характеристики и проведена оценка динамических свойств через отклики (или реакции) на типовые внешние воздействия. Передаточные функции сис-

темы (5) ÷ (7) могут быть определены также с помощью структурной схемы (рис. 2а, б, в), которая эквивалентна уравнению (4) в том смысле, что структурная схема в символической теории автоматического управления [2] является графическим или структурным аналогом линейного дифференциального уравнения (4).

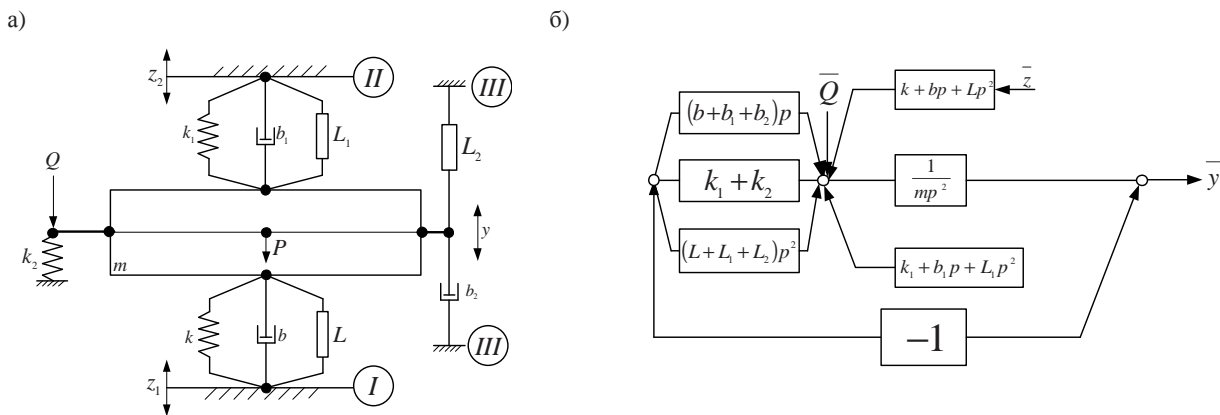
Структурная схема на рис. 2 отражает динамические взаимодействия, возникающие между объектом защиты (массоинерционный элемент  $m$ ) и опорными поверхностями, движение которых является задан-

ным и формирует кинематические возмущения. В частности, на рис. 2в показано, что кинематические возмущения трансформируются в силовые воздействия, приложенные в т. 1.

Вместе с тем, в контакте объекта защиты с неподвижной поверхностью III, которые обеспечивают вертикальное (в данном случае) движение, также могут возникать взаимодействия, определяемые соответствующими параметрами звеньев  $k_2$ ,  $b_2$  и  $L_2$ . Такие звенья условно могут быть показаны на рис. 3а (расчетная схема), а также на структурной схеме, приведенной на рис. 3б.



**Рис. 2.** Варианты построения структурных схем для базовой расчетной схемы: а) детализированная структурная схема с выделением единичной обратной связи; б) структурная схема с выделением обратных связей в виде упругих элементов с приведенной жесткостью и объектом защиты как интегрирующим звеном второго порядка; в) обобщенная схема



**Рис. 3.** Схемы, отражающие взаимодействие объекта защиты с опорными поверхностями III: а) расчетная схема; б) структурная схема системы

Сравнение структурных схем на рис. 2 и 3 показывает, что существует определенное различие в отраже-

нии свойств, формируемых относительным и абсолютным движением звеньев. Так, к примеру, параметры  $k_2$ ,

$b_2, L_2$  связаны только с параметрами абсолютного движения объекта защиты. В выражениях, определяющих передаточные функции (5) ÷ (7), числители дробно-рациональных выражений не изменяются, но характеристическое уравнение (8) приобретает вид:

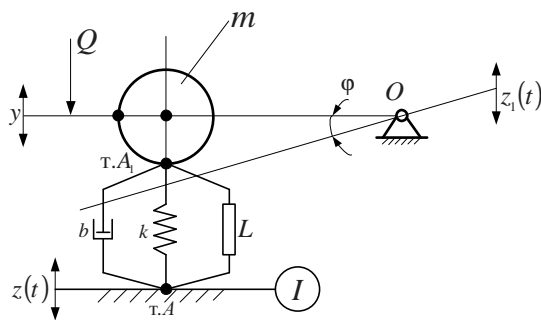
$$A'_0 = (m + L + L_1 + L_2)p^2 + (b + b_1 + b_2)p + k + k_1 + k_2 = 0. \quad (9)$$

В связи с этим возникают особенности в оценке динамических свойств системы при действии различных внешних возмущений. Надо принять во внимание, что сделанные оценки носят достаточно условный характер в связи с идеализацией реальных свойств элементарных звеньев и сделанными допущениями об особенностях движения.

Рассмотренные на рис. 2а, б, в и 3а, б структурные схемы являются эквивалентными и могут быть получены путем обычных структурных преобразований. Точка (1) на всех вариантах структурных схем является символической в том плане, что в ней сходятся все силы, соответствующие представлениям о принципе Даламбера. По существу, сумма всех сил, сходящихся в т. 1 (рис. 2а, б, в), соответствует записи уравнения (4) в символической форме.

Таким образом, задача исследования конкретизируется детализацией рассмотрения особенностей закрепления и расположения типовых элементов в структуре базовых моделей виброзащитных систем. При этом особую значимость приобретают вопросы аналогий и эквивалентности представлений о свойствах систем, совершающих движения двух типов, что предопределяет особенности предлагаемого метода построения математических моделей.

**II. Математическая модель системы вращательного типа.** Конечность размеров объекта защиты может проявляться в расчетных схемах, отражающих не поступательные (прямолинейные) колебательные движения, а вращательно-качательные, где объект в виде материальной точки массой  $m$  связан с центром вращения невесомым абсолютно жестким стержнем (рис. 4).



**Рис. 4.** Виброзащитная система с объектом массой  $m$ , совершающим вращательно-качательные колебания относительно неподвижной точки

Математическая модель для расчетной схемы на рис. 4 может быть получена на основе обычных подходов в предположении, что угловые движения  $\phi$  и соответствующие вертикальные движения по координате  $y$  (в неподвижной системе координат) являются малыми. В расчетной схеме рассматривается взаимодействие с опорной поверхностью  $I$ , совершающей движение по

известному закону  $z(t)$ . Внешняя сила приложена к объекту защиты (масса  $m$ ). Уравнения движения относительно положения статического равновесия (при  $z_1 = 0$ ) могут быть записаны в координатах  $y$  и  $\phi$  соответственно:

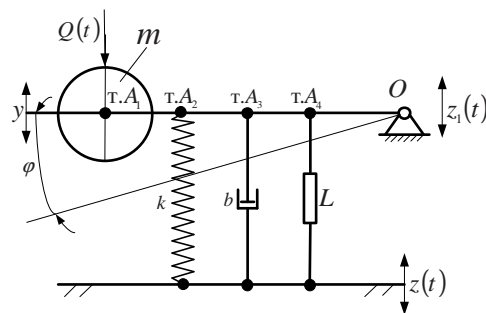
$$\left[ (m + L)p^2 + bp + k \right] \cdot \bar{y} = (Lp^2 + bp + k) \cdot \bar{z} + \bar{Q}, \quad (10)$$

$$\left[ (J + Ll^2)p^2 + bl^2p + kl^2 \right] \cdot \bar{\phi} = l^2 \cdot (Lp^2 + bp + k) \cdot \bar{z} + \bar{M} \cdot \bar{\phi}, \quad (11)$$

где  $J = ml^2$  – момент инерции объекта защиты относительно неподвижной точки  $O$ ;  $l$  – длина стержня;  $y = \phi \cdot l$ ;  $M = \bar{Q} \cdot l$ .

Из сравнения (10) и (11) видна связь между уравнением через постоянный коэффициент  $l^2$ . Если принять за основу уравнение в форме (10), то математическая модель системы с расчетной схемой на рис. 4 принципиально не отличается от уравнения (4). То есть, в определенном смысле можно расчетные схемы двух видов (рис. 1а и 4) считать эквивалентными. Вместе с тем, в системах существуют принципиальные различия: объект защиты на рис. 1а является материальной точкой (и в этом случае не имеет пространственной «метрики»). Что касается системы вращательного типа (рис. 4), то объект защиты представлен материальной точкой массой  $m$ , соединенной невесомым жестким стержнем длиной  $l$  с неподвижным центром вращения в т.  $O$ . В данном случае система обладает пространственной метрикой, что предопределяет появление ряда особенностей, заключающихся в том, что точки крепления элементарных звеньев могут не совпадать с материальной точкой  $m$ , а располагаться по длине стержня.

Стержень длиной  $l$  на рис. 4 можно в определенном смысле рассматривать как некоторый рычаг первого рода, на котором параллельно расположены точки крепления типовых элементов (рис. 5). Математическая модель системы при  $Q = 0, z_1 = 0, z \neq 0$ .



**Рис. 5.** Расчетная схема системы с отдельными точками крепления элементарных звеньев

Обозначим для дальнейших расчетов, что  $OA_1 = l$ ;  $OA_2 = l_1$ ;  $OA_3 = l_2$ ;  $OA_4 = l_3$ . Запишем выражения для кинетической и потенциально энергий, а также для функции рассеяния энергии:

$$T = \frac{1}{2} m \cdot \left( \dot{y} \right)^2 + \frac{1}{2} L \cdot \left( \dot{\phi} l_3 - \dot{z} \right)^2; \quad (12)$$

$$\Pi = \frac{1}{2}k \cdot (\phi l - z)^2; \quad (13)$$

$$\Phi = \frac{1}{2}b \cdot \left( \dot{\phi} l - \dot{z} \right)^2. \quad (14)$$

После ряда преобразований получим уравнение движения с координатой  $\phi$  ( $y = \phi \cdot l$ ):

$$\begin{aligned} & \left[ (ml^2 + L \cdot l_3^2) p^2 + (bl_2^2) p + kl_1^2 \right] \cdot \bar{\phi} = \\ & = (Ll_3^2 p^2 + bl_2^2 p + kl_1^2) \cdot \bar{z}. \end{aligned} \quad (15)$$

Передаточная функция системы в соответствии с (15) принимает вид:

$$W(p) = \frac{\bar{\phi}}{\bar{z}} = \frac{Ll_3 p^2 + bl_2 p + kl_1}{(ml^2 + Ll_3^2) p^2 + bl_2^2 p + kl_1^2}. \quad (16)$$

От (16) можно перейти, используя соотношение  $y = \phi \cdot l$ , к передаточной функции:

$$W'(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{z}} = \frac{Li_3 p^2 + bi_2 p + ki_1}{(m + Li_3^2) p^2 + bi_2^2 p + ki_1^2}, \quad (17)$$

где  $i_3 = \frac{l_3}{l}$ ;  $i_2 = \frac{l_2}{l}$ ;  $i_1 = \frac{l_1}{l}$  – передаточные отношения рычажных связей.

Следует отметить, что в данном случае передаточные отношения имеют положительный знак, так как в рычагах первого рода не происходит изменения направлений при передаче движения.

Если полагать, что  $z_1 \neq 0$ , а  $z = 0$  и  $Q = 0$ , то выражения (12) ÷ (14) примут вид соответственно:

$$T = \frac{1}{2}m \cdot \left( \phi \cdot l + \dot{z}_1 \right)^2 + \frac{1}{2}L \cdot (\phi \cdot l_3); \quad (18)$$

$$\Phi = \frac{1}{2}b \cdot (\phi \cdot l_2)^2; \quad (19)$$

$$\Pi = \frac{1}{2}k \cdot (\phi l_1)^2. \quad (20)$$

Уравнение движения системы с учетом (18) ÷ (20) запишется:

$$\left[ (ml^2 + Ll_3^2) p^2 + b \cdot l_2^2 + k \cdot l_1^2 \right] \cdot \bar{\phi} = \left[ ml \cdot p^2 + bl_2 p + kl_1 \right] \cdot \bar{z}_1. \quad (21)$$

Передаточная функция системы при  $z_1 \neq 0$  ( $z = 0$ ;  $Q = 0$ ) определится из (21) и имеет вид:

$$W(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{z}_1} = \frac{mp^2}{(m + Li_3^2) p^2 + bi_2^2 p + ki_1^2}. \quad (22)$$

Из (22) следует, что вибрации точки вращения  $O$  изменяют передаточную функцию.

Запишем (21) не в координатах  $\phi$ , а в координатах  $y$ , полагая, что при  $y = \phi l + z_1$ . В этом случае (18) ÷ (20) примут вид:

$$T = \frac{1}{2}m \cdot \left( \dot{y} \right)^2 + \frac{1}{2}L \cdot \left( \frac{\dot{y} - \dot{z}_1}{l} \right)^2 \cdot l_0^2; \quad (23)$$

$$\Phi = \frac{1}{2}b \cdot \left( \frac{\dot{y} - \dot{z}_1}{l} \right)^2 \cdot l_2^2; \quad (24)$$

$$\Pi = \frac{1}{2}k \cdot \left( \frac{\dot{y} - \dot{z}_1}{l} \right)^2 \cdot l_1^2. \quad (25)$$

Тогда с учетом (23) ÷ (25) уравнение (21) запишется:

$$\begin{aligned} & \bar{y} \cdot \left[ \left( m + L \frac{l_3^2}{l^2} \right) p^2 + p \left( b \frac{l_2^2}{l^2} \right) + k \left( \frac{l_1^2}{l^2} \right) \right] = \\ & = \bar{z}_1 \cdot \left[ \left( L \frac{l_3}{l^2} \right) p^2 + p \left( b \frac{l_2^2}{l^2} \right) + k \left( \frac{l_1^2}{l^2} \right) \right]. \end{aligned} \quad (26)$$

Передаточная функция системы в координате  $y$  будет иметь иной вид, чем представленный в (22):

$$W_y(p) = \frac{\bar{y}}{\bar{z}_1} = \frac{Li_3^2 p^2 + b_2 i_2^2 p + k i_1^2}{(m + Li_3^2) p^2 + b_2 i_2^2 p + k i_1^2}. \quad (27)$$

Отметим, что знаменатели (22) и (27) совпадают, но числители передаточных функций будут разными. Более общим случаем является одновременное воздействие внешних возмущений, когда  $z_1 \neq 0$ ,  $z \neq 0$  ( $Q = 0$ ). В данном случае два внешних воздействия могут приводиться к одному входному сигналу. При этом делается предположение, что  $z = z_1$ , хотя могут быть ситуации, когда между  $z$  и  $z_1$  имеются определенные соотношения. Особенности таких взаимодействий можно отнести к известным формам управления в системах автоматического управления по силовому воздействию.

Записав выражения (18) ÷ (20) и полагая, что  $z \neq 0$ ;  $z_1 \neq 0$  ( $Q = 0$ ), получим:

$$T = \frac{1}{2}m \cdot \left( \dot{\phi} l + \dot{z}_1 \right)^2 + \frac{1}{2}L \cdot \left( \dot{\phi} l_3 - \dot{z} \right)^2 \quad (28)$$

$$\Phi = \frac{1}{2}b \cdot \left( \dot{\phi} l_2 - \dot{z} \right)^2; \quad (29)$$

$$\Pi = \frac{1}{2}k \cdot \left( \dot{\phi} l - \dot{z} \right)^2. \quad (30)$$

Уравнение движения примет вид:

$$\begin{aligned} & \left[ (ml^2 + Ll_3^2) p^2 + bl_2^2 p + kl_1^2 \right] \cdot \bar{\phi} - \\ & - ml p^2 \cdot \bar{z}_1 + \left[ Ll_3 p^2 \bar{z} + bl_2 p + kl_1 \right] \cdot \bar{z}. \end{aligned} \quad (31)$$

В соответствии с (31) система находится под действием двух внешних факторов:  $\bar{z}$  и  $\bar{z}_1$ . Для построения откликов системы на типовые внешние входные воз-

действия может быть использован принцип суперпозиции. Если имеются основания полагать, что  $\bar{z} = \alpha \cdot \bar{z}_1$ , где  $\alpha$  может определяться из условия  $-\infty < \alpha < \infty$  и является вещественным числом, то (31) можно привести к виду:

$$W_{\bar{z}=\alpha \bar{z}_1}(p) = \frac{\bar{\phi}}{\bar{z}_1} = \frac{(\alpha L l_3 - m l) p^2 + \alpha b l_2 p + \alpha k l_1}{(m l^2 + L l_3^2) p^2 + b l_2^2 p + k l_1^2}. \quad (32)$$

Отметим, что введение связи между  $\bar{z}$  и  $\bar{z}_1$  затрагивает только числитель передаточной функции (31), но не затрагивает знаменатель. Такие особенности управления динамическим состоянием в теории автоматического управления связываются с принципом управления по возмущению.

Аналогичным образом (31) может быть трансформировано в уравнение, использующее координату  $y$ . В этом случае передаточная функция также будет иметь отличие от (32).

При учете действия силового возмущения, когда  $Q \neq 0$ , а  $z_1 = 0$ ,  $z = 0$ , получим:

$$W_{\substack{y \\ \bar{z}=0 \\ z_1=0}}(p) = \frac{\bar{y}}{Q} = \frac{1}{(m + L i_3^2) p^2 + b i_2^2 p + k i_1^2}. \quad (33)$$

В выражениях (17), (27) и (33) знаменатели передаточных функций одинаковы, однако числители зависят от вида и характера действия внешних сил. Отметим, что в системах с вращательным движением внешние воздействия, например, внешние силовые факторы, могут иметь точки приложения не только на объекте защиты, но также и на невесомом стержне. Передаточные функции при этом, очевидно, изменятся, что создает основу для соответствующей настройки виброзащитных средств.

Отметим также, что вращательная система, показанная на рис. 4, может иметь невесомый стержень, который имеет точку вращения, создающую рычажные связи, характерные для рычагов второго рода.

**III. Система вращательного типа с невесомым стержнем с промежуточной точкой опоры.** Рассмотрим расчетную схему виброзащитной системы (рис. 6) вращательного типа с точкой вращения, обеспечивающей воздействия разных знаков.

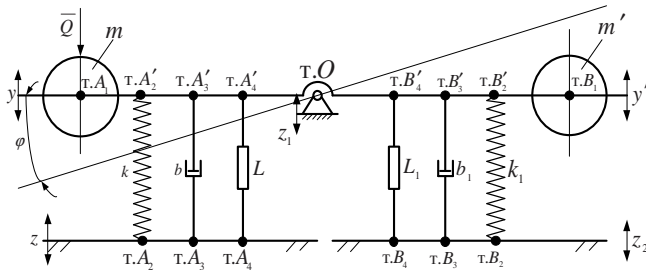


Рис. 6. Расчетная схема виброзащитной системы с разделением точек закрепления типовых элементов на невесомом стержне с промежуточным центром вращения

1. Примем, что  $Q = 0$ ,  $z_1 = 0$ , а  $z \neq 0$  и  $z_2 \neq 0$ . Пусть движение объекта защиты определяется координатой

$\phi$ . Тогда выражения для кинетической и потенциальной энергий, а также для энергии диссипации имеют вид:

$$T = \frac{1}{2} m \cdot \left( \dot{\phi} l \right)^2 + \frac{1}{2} L \left( \dot{\phi} l_3 - \dot{z} \right)^2 + \frac{1}{2} m' \cdot \left( \dot{\phi} l' \right)^2 + \frac{1}{2} L_1 \cdot \left[ -\dot{\phi} (l'_3) - \dot{z}_2 \right]^2; \quad (34)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} b_1 \left( -\phi l'_2 - z_2 \right)^2 + \frac{1}{2} b \left( \phi l_2 - z \right)^2; \quad (35)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} k \left( \phi l_1 - z \right)^2 + \frac{1}{2} k_1 \left( -\phi l'_1 - z_2 \right)^2, \quad (36)$$

где  $OB_1 = l'$ ,  $OB'_2 = l'_1$ ,  $OB'_3 = l'_2$ ,  $OB'_4 = l'_3$  – параметры точек крепления элементов  $m'$ ,  $L_1$ ,  $b_1$  и  $k_1$  соответственно.

Уравнение движения системы на рис. 6 для случая  $Q = 0$ ,  $z_1 = 0$ ,  $z \neq 0$ ,  $z_2 \neq 0$  имеет вид:

$$\bar{\phi} \cdot \left[ p^2 \left( m l^2 + m' (l')^2 + L l_3^2 + L_1 \cdot (l'_3)^2 \right) + p \left( b l_2^2 + b_1 (l'_2)^2 \right) + k (l_1^2) + k_1 (l'_1)^2 \right] = \bar{z} \cdot \left[ L l_3 p^2 + p b l_2 + k l_1 \right] + \bar{z}_2 \cdot \left( -L_1 l'_3 p^2 - p b_1 l'_2 - k_1 l'_1 \right) \quad (37)$$

Если принять, что  $\bar{z} = \bar{z}_2$ , то (37) преобразуется к виду:

$$\bar{\phi} \cdot \left[ p^2 \left( m l^2 + m' (l')^2 + L l_3^2 + L_1 \cdot (l'_3)^2 \right) + p \left( b l_2^2 + b_1 (l'_2)^2 \right) + k (l_1^2) + k_1 (l'_1)^2 \right] = \bar{z} \cdot \left\{ p^2 \cdot \left[ L l_3 p^2 - L_1 l'_3 \right] + p \cdot \left( b l_2 - b_1 l'_2 \right) + k l_1 - k_1 l'_1 \right\} \quad (38)$$

Передаточная функция системы в координатах  $\phi$  и при внешнем возмущении  $\bar{z}_1 = \bar{z}_2 = z$  принимает форму:

$$W'_{\phi}(p) = \frac{\bar{\phi}}{z} = p^2 \cdot \left[ L l_3 - L (l'_3) \right] + p \cdot \left( b l_2 - b_1 l'_2 \right) + k l_1 - k_1 l'_1 / \left\{ p^2 \cdot \left[ m l^2 + m' (l')^2 + L l_3^2 + L_1 (l'_3)^2 \right] + p \left[ b l_2^2 + b_1 (l'_2)^2 \right] + k l_1^2 + k_1 (l'_1)^2 \right\} \quad (39)$$

Выражение (39) можно привести к координате  $\bar{y}$ , тогда:

$$W'_y(p) = \frac{\bar{y}}{z} = p^2 \cdot \left[ L i_3 - L (i'_3) \right] + p \cdot \left( b i_2 - b_1 i'_2 \right) + k i_1 - k_1 i'_1 / \left\{ p^2 \cdot \left[ m + m' (i')^2 + L i_3^2 + L_1 (i'_3)^2 \right] + p \left[ b i_2^2 - b_1 (i'_2)^2 \right] + k i_1^2 + k_1 (i'_1)^2 \right\}, \quad (40)$$

где  $i' = \frac{l'}{l}$ ;  $i'_1 = \frac{l'_1}{l}$ ;  $i'_2 = \frac{l'_2}{l}$ ;  $i'_3 = \frac{l'_3}{l}$ .

Выражения (39) и (40) для передаточных функций отличаются друг от друга на величину постоянного множителя  $l$ , так как  $\phi = y / l$ . Однако такая ситуация изменяется, если  $z_1 \neq 0$ . В этом случае:

$$\phi = \frac{y - z_1}{l}. \quad (41)$$

Выражения (34) ÷ (36) соответственно примут вид:

$$T = \frac{1}{2} m \left( \dot{\phi} l + \dot{z}_1 \right)^2 + \frac{1}{2} m' \cdot \left( -\dot{\phi} l' + \dot{z}_1 \right)^2 + \frac{1}{2} \left( \dot{\phi} l_3 + \dot{z}_1 - \dot{z} \right)^2 + \frac{1}{2} L_1 \cdot \left( -\dot{\phi} l'_3 + \dot{z}_1 - \dot{z}_2 \right)^2; \quad (42)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} b \cdot \left( \dot{\phi} l_2 + \dot{z}_1 - \dot{z} \right)^2 + \frac{1}{2} b_1 \cdot \left( -\dot{\phi} l'_2 + \dot{z}_1 - \dot{z}_2 \right)^2; \quad (43)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} k \left( \phi l + z_1 - z \right)^2 + \frac{1}{2} k_1 \left( -\phi l' + z_1 - z_2 \right)^2. \quad (44)$$

Уравнение движения системы в координатах  $\bar{\phi}$  и при учете совместимого входного воздействия ( $z = 0, z_1 \neq 0, z_2 \neq 0$ ) имеет вид:

$$\bar{\phi} \cdot \left\{ \begin{array}{l} p^2 \cdot \left[ m l^2 + m' (l')^2 + L l_3^2 + L_1 (l'_3)^2 \right] + \\ + p \cdot \left[ b l_2^2 + b_1 (l'_2)^2 \right] + k l_1^2 + k_1 (l'_1)^2 \end{array} \right\} = \bar{z}_1 \cdot \left[ p^2 \cdot (-m l + m l' - L l_3 + L_1 l'_3) + p \cdot (-b l_2 + b_1 l'_2) - k l_1 + k l'_1 \right] + \bar{z}_2 \cdot \left[ p^2 L l_3 + p b l_2 + k l_1 \right] + \bar{z}_2 \cdot \left[ -L l_1 (l'_3)^2 p^2 - p \cdot (b l'_2 - k l'_1) \right] \quad (45)$$

Получение отклика на суммарное воздействие кинематических возмущений возможно на основе применения принципа суперпозиции.

Предположим, что  $z = z_1 = z_2$ , тогда на основании (45) передаточная функция системы примет вид:

$$W_{\phi}(p) = \frac{\bar{\phi}}{z} = \frac{p^2 \cdot (m l' - m l)}{z} / \left[ p^2 \cdot \left[ m l^2 + m' (l')^2 + L l_3^2 + L_1 (l'_3)^2 \right] + p \cdot \left[ b l_2^2 + b_1 (l'_2)^2 \right] - k l_1^2 + k_1 (l'_1)^2 \right] \quad (46)$$

В упрощенном виде (46) запишется:

$$W(p) = \frac{\bar{\phi}}{z} = \frac{p^2 \cdot (m l'_1 - m l)}{z} / \left[ p^2 \cdot \left[ m l^2 + m' (l')^2 + L l_3^2 + L_1 (l'_3)^2 \right] + p \cdot \left[ b l_2^2 + b_1 (l'_2)^2 + k l_1^2 + k_1 (l'_1)^2 \right] \right] \quad (47)$$

В системе координат  $y$  выражения (42) ÷ (44) будут иметь вид:

$$T = \frac{1}{2} m \cdot \left( \dot{y} \right)^2 + m' \cdot \left[ \left( \frac{\dot{y} + \dot{z}_1}{l} \right) \cdot l' + \dot{z}_1 \right]^2 + \frac{1}{2} L \cdot \left[ \left( \frac{\dot{y} - \dot{z}_1}{l} \right) l_3 + \dot{z}_1 + \dot{z} \right]^2 + \frac{1}{2} L_1 \cdot \left[ -\frac{(y - z_1)}{l} l'_3 + z_1 - z_2 \right]^2 \quad (48)$$

$$\Phi = \frac{1}{2} b \cdot \left[ \left( \frac{\dot{y} - \dot{z}_1}{l} \right) l_2 + \dot{z}_1 - \dot{z} \right]^2 + \frac{1}{2} b_1 \cdot \left[ -\frac{(y - z_1)}{l} \cdot l'_2 + \dot{z}_1 - \dot{z}_2 \right]^2 \quad (49)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} k \cdot \left[ \frac{(y - z_1)}{l} \cdot l_1 + z_1 - z \right]^2 + \frac{1}{2} k_1 \cdot \left[ -\frac{(y - z)}{l} \cdot l'_1 + z_1 - z_2 \right]^2 \quad (50)$$

Запишем уравнения системы, используя координату  $y$ :

$$\begin{aligned} & \left. \begin{array}{l} - \left\{ p^2 \cdot \left[ m + m' (i')^2 + L i_3^2 + L_1 (i'_3)^2 \right] + \right. \\ \left. p \cdot \left[ b i_2^2 + b_1 (i'_2)^2 \right] + k i_1^2 + k_1 (i'_1)^2 \right\} = \\ = -z_1 \cdot \left\{ \begin{array}{l} [-m' i' \cdot (1 - i') - L_3 i_3 \cdot (1 - i_3) + L_1 i'_3 \cdot (1 + i'_3)] \cdot p^2 + \\ + p \cdot [-b i_2 \cdot (1 - i_2) + b_1 i'_2 \cdot (1 + i'_2)] + k i_1 i'_1 - k_1 (1 - i_1) \end{array} \right\} + \\ + z_2 \cdot \left[ L i_3 p^2 + b i_2 + k i_1 \right] + z_2 \cdot [-L i_3 p^2 - b_1 i'_2 p - k_1 \cdot i_1] \end{array} \right\} \quad (51) \end{aligned}$$

Используя (51), получим выражение для передаточной функции, приняв, что  $z = z_1 = z_2$  ( $Q = 0$ ):

$$W(p) = \frac{\bar{y}}{z} = \frac{-m' i' \cdot (1 - i') \cdot p^2 + p^2 \times}{z} \times \left[ L_1 i'_3 \cdot (1 + i'_3) - L i_3 \cdot (1 - i_3) + L i_3 - L_1 i_3 \right] + p \cdot (-b i_2 \cdot (1 - i_2) + b_1 i'_2 \cdot (1 + i'_2) + b i_2 - b_1 i'_2) + k i_1 i'_1 \times \left[ m + m' (i')^2 + L i_3^2 + L_1 (i'_3)^2 \right] p^2 + p \cdot (b i_2^2 + b_1 (i'_2)^2) + k i_1^2 + k_1 (i'_1)^2 \quad (52)$$

Сделаем некоторые упрощения и получим:

$$W(p) = \frac{\bar{y}}{z} = \frac{\left[ -m' i' \cdot (1 - i') \cdot p^2 + L_1 i'_3 + L i_3 \right] \cdot p^2 +}{z} \left[ p \cdot \left[ b i_2^2 + b_1 (i'_2)^2 \right] + k i_1^2 + k_1 (i'_1)^2 \right] / \left[ \left[ m + m' (i')^2 + L i_3^2 + L_1 (i'_3)^2 \right] p^2 + \left[ p \cdot (b i_2^2 + b_1 (i'_2)^2) + k i_1^2 + k_1 (i'_1)^2 \right] \right] \quad (53)$$

**IV. Сравнительный анализ возможностей виброзащитных систем двух видов.** По поводу базовых моделей виброзащитных систем, представленных в виде механических колебательных структур с одной

степенью свободы на рис. 1 и б, можно отметить, что они относятся к числу наиболее распространенных.

Общими для моделей поступательного и вращательного типа являются следующие характеристики.

1. Минимальная по сложности конфигурация состоит из массоинерционного и упругого элементов.

2. Объект защиты в виде твердого тела при поступательном движении в идеализированном представлении рассматривается как материальная точка.

3. Упругий элемент соединяет материальную точку (или объект защиты) с пружиной, которая, в свою очередь, соединяется с опорными поверхностями.

4. Опорных поверхностей может быть несколько. При рассмотрении прямолинейных движений жесткости пружин группируются по правилам параллельного сложения.

5. При действии на объект нескольких упругих элементов под разными углами суммарная жесткость пружин может рассматриваться как приведенная характеристика. При этом учитываются число элементов и углы наклона линий действия упругих сил.

6. Соединения упругих элементов с объектом защиты и опорными поверхностями рассматриваются как удерживающие или двухсторонние связи.

7. Массоинерционный элемент (объект защиты) может рассматриваться в режиме взаимодействия с неподвижным базисом (поверхность III на рис. 1). Такое взаимодействие отражает представление об объекте защиты как звене, совершающем поступательное движение в контакте с неподвижной стойкой так называемого начального механизма. В данном случае рассматривается кинематическая пара V класса (поступательная). Такое обстоятельство связано с тем, что объект защиты, будучи, в общем случае, твердым телом (с соответствующим уровнем абстрактного представления), реализует только движение по одной координате.

8. Внешние силы могут иметь вид силовых факторов. В этом случае они прикладываются непосредственно к объекту защиты. При кинематическом возмущении известным является движение опорной поверхности. Кинематическое возмущение может рассматриваться как отдельное воздействие или «приводиться» к эквивалентному силовому [2].

9. Для описания движения виброзащитной системы могут использоваться: система координат, связанная с неподвижным базисом; система координат в относительном движении. Опорная поверхность, как уже было отмечено, может иметь известный закон движения. Тогда относительная координата представляет собой сумму движения основания и объекта защиты.

10. Математическая модель базовой виброзащитной системы может включать в свой состав диссипативные элементы. В этом случае необходим учет особенностей расположения диссипативных элементов. В общем случае диссипативные элементы (имеются в виду элементы вязкого трения или демпфера) могут вводиться как параллельное дополнение к упругим элементам при использовании расширенного набора

типовых элементов, что нашло отражение в структурной теории виброзащитных систем; введение и учет дополнительных звеньев осуществляется аналогичным образом.

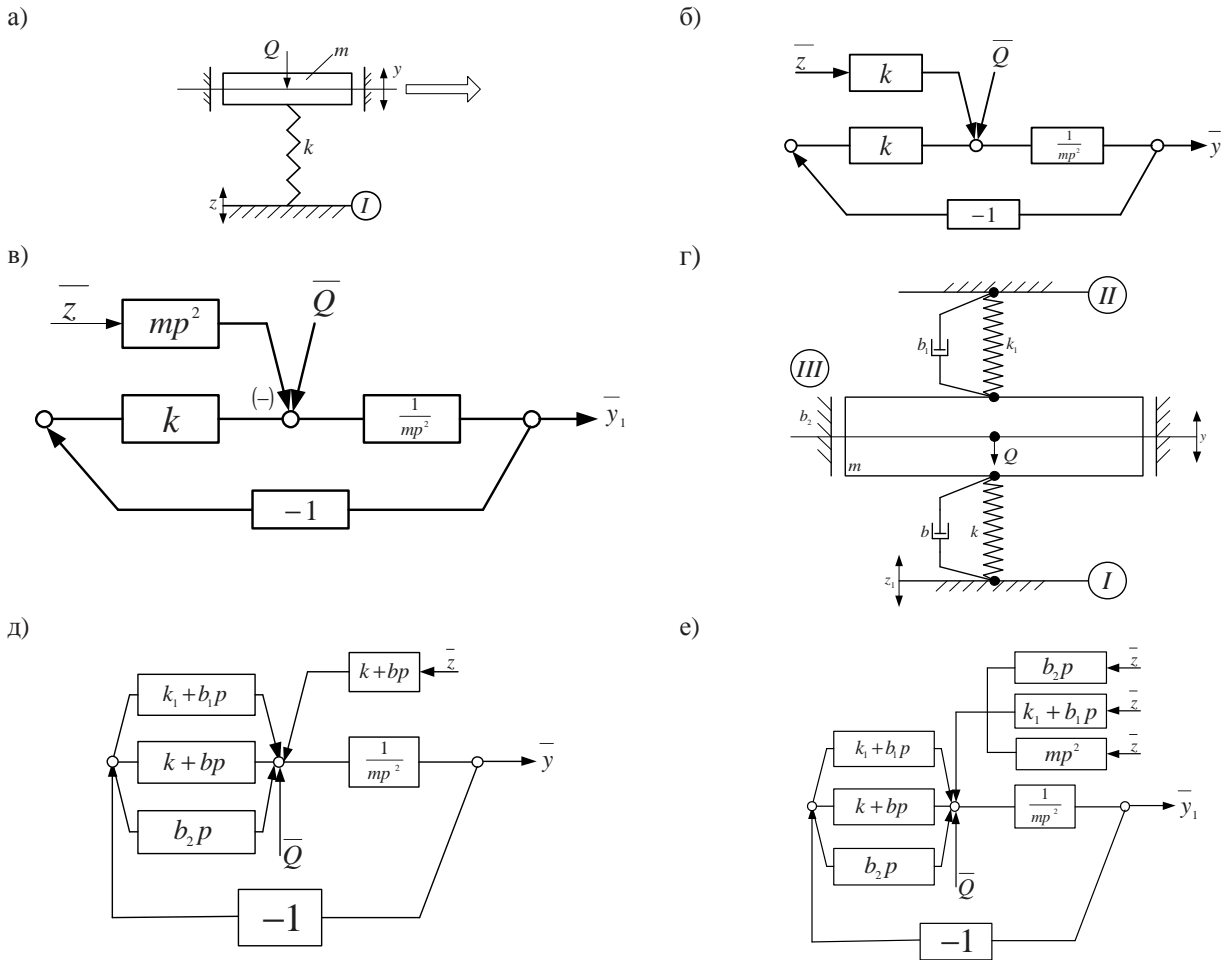
**V. Некоторые обобщения представлений о базовых моделях.** В рамках традиционного подхода к математическим моделям виброзащитных систем поступательного движения с одной степенью свободы в структуре системы взаимодействия элементов не предполагают наличие механизмов, преобразующих движения. Хотя объект защиты, как было упомянуто, может рассматриваться как начальное звено механизма. Отметим, что представления о механических системах меняются, если в состав звеньев механизма как механической цепи будут входить не только твердые, но и упругие тела. Отметим также, что рассматриваемые элементы моделей виброзащитных систем являются абстрактными представлениями реальных объектов, обладающих интегральными свойствами, поэтому разделение на элементарные типовые звенья носит условный характер. На рис. 7 представлены варианты усложнения базовой расчетной схемы виброзащитной системы поступательного типа с одной степенью свободы.

Анализ структурных схем (рис. 7б и 7в, а также рис. 7д и 7е) показывает, что учет особенностей динамических взаимодействий в колебательной системе связан с появлением среди традиционных упругих и диссипативных элементов звеньев с передаточной функцией дифференциального звена второго порядка. Такое звено так же, как пружина ( $k$ ) и демпфер ( $bp$ ), имеет входной сигнал в виде смещения, а выходной сигнал – в виде силы. Таким образом, структурная модель базовой расчетной схемы имеет три типовых элемента ( $k$ ,  $bp$  и  $mp^2$ ), имеющих входным сигналом смещение, а выходным – усилие. По существу, упомянутые элементы являются своеобразными «пружинами»; можно такие формы динамики механических свойств соотносить со свойствами обобщенных пружин. Подобного рода обоснования связаны с методологическим базисом структурной теории виброзащитных систем [1, 2].

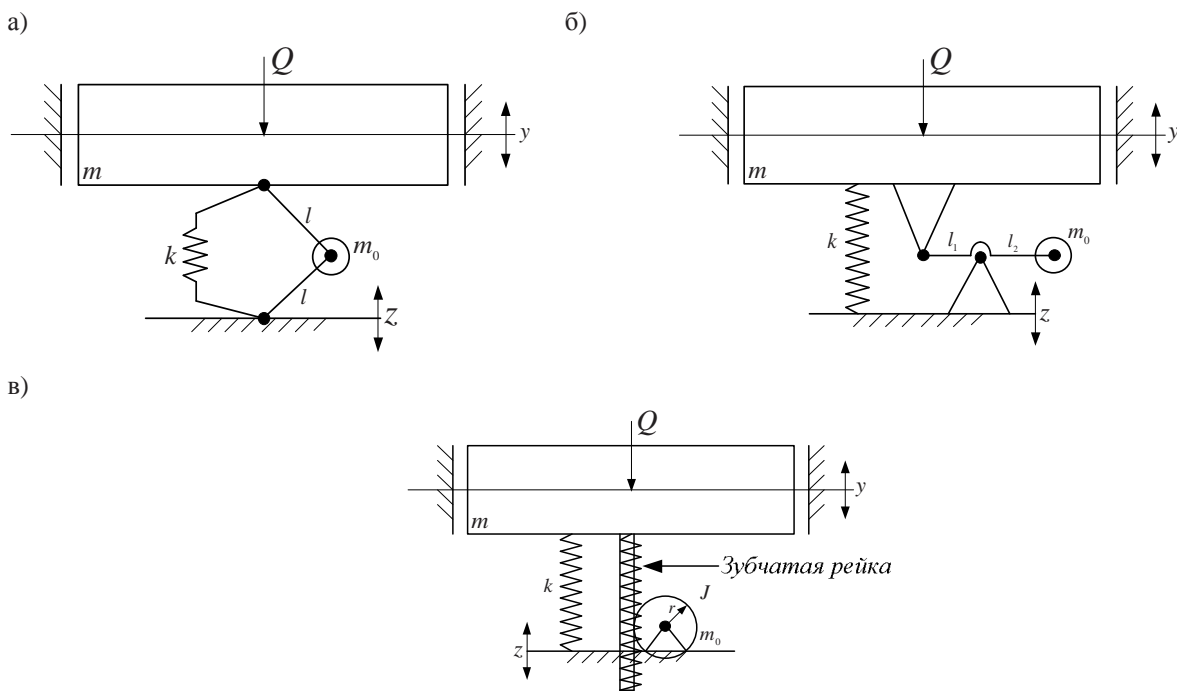
Объект защиты, как это следует из структурных моделей, отображается интегрирующим звеном второго порядка. На вход такого звена подается усилие, а выходным сигналом является смещение. Такая структурная интерпретация и функциональные различия между типовыми элементами структурной схемы исходной механической колебательной системы объясняются особенностями аналитического аппарата теории автоматического управления. Что касается свойств массоинерционных элементов, то они могут проявляться в двух формах: массоинерционный элемент является объектом защиты (или управления), либо массоинерционный элемент работает как обобщенная пружина [2].

Поиски способов расширения набора типовых элементов приводят к введению дополнительных связей, реализуемых механизмами, что показано на рис. 8.





**Рис. 7.** Варианты усложнения базовой модели виброзащитной системы с одной степенью свободы: а) базовая расчетная схема; б) структурная схема базовой системы (неподвижная система координат); в) структурная схема системы в относительных координатах ( $y_1 = y - z$ ); г) расчетная схема базовой системы с дополнительными упругими и диссипативными звеньями; д) структурная схема системы в абсолютных координатах ( $y$ ); е) структурная схема системы в относительных координатах ( $y_1 = y - z$ )



**Рис. 8.** Расчетные схемы базовой виброзащитной системы с дополнительными связями (или типовыми элементами): а) шарнирно-рычажный механизм; б) рычаг первого рода; в) зубчатая передача

Приведенные на рис. 8а, б, в расчетные схемы рассматривались в работах [1, 2], в которых показано, что в математическом виде свойства дополнительных связей (или механизмов) интерпретируются типовым звеном, реализующим функции дифференцирующего звена второго порядка. Дальнейшее усложнение дополнительных связей, вводимых в базовую схему, приводит к структурам, которые имеют передаточные функции в виде дробно-рациональных выражений, что позволяет даже в простых моделях отображать сложные динамические взаимодействия реальных технических объектов с пространственной метрикой.

#### Заключение

Если в системе поступательного движения объекта защиты массоинерционный элемент можно представить в виде материальной точки, то в системе вращательного движения объект защиты обладает моментом инерции, то есть имеет «пространственную» метрику.

Для твердого тела, совершающего движение в плоскости, можно выделить (в отличие от системы поступательного типа) две характерные точки. Во-первых, имеется неподвижная точка (рис. 4), вокруг которой тело совершает колебательное движение. Во-вторых, у твердого тела имеется также и центр тяжести. Названные точки не всегда совпадают, что формирует определенные особенности движения. Идеализированное движение твердого тела с неподвижной точкой вращения можно представить в виде материальной точки, присоединенной к одному концу невесомого жесткого стержня. Второй конец этого стержня (рис. 4) крепится в неподвижной точке. Такое соединение образует кинематическую вращательную пару V класса, тогда как при поступательном движении подобного рода соединение объекта со стойкой имеет вид поступательной кинематической пары V класса. Движение системы может быть описано с использованием угловой координаты  $\varphi$ , а также с помощью координат прямолинейного вертикального движения  $y$  и  $y_1$ , как это было рассмотрено ранее. На рис. 6 можно выделить опорные поверхности, с которыми контактируют упругие или другие типовые элементы. Особенность вращательного типа движения заключается в возможности формирования дополнительного кинематического возмущения через движение точки вращения твердого тела.

Поскольку характерной особенностью системы является наличие невесомого жесткого стержня или рычага, имеющего пространственные размеры, то в такой системе существенное значение приобретают координаты точек закрепления типовых элементов. Такие особенности формируют динамические взаимодействия, зависящие от геометрических параметров. Существенную роль приобретает и форма рычага, что предопределяет расположение элементов не только с одной стороны, но и с двух сторон точки вращения, а это обеспечивает при суммировании силовых факторов возможности взаимной компенсации. Различными будут и передаточные функции систем в угловых и линейных координатах.

Наиболее важным обстоятельством является то, что виброзащитная система вращательного типа (или механическая колебательная система) в качестве характерного признака предполагает наличие рычага или

рычажного механизма. Учет таких факторов не отрицает аналогии между двумя видами виброзащитных систем, но акцентирует внимание на существовании особенностей. Во всяком случае, полная аналогия должна предполагать возможности проявления в системах поступательного типа подобных эффектов. Кроме того, отличие систем вращательного типа заключается в учете взаимного расположения центра тяжести и центра вращения. Такое обстоятельство приводит к тому, что твердое тело в плоском движении относительно неподвижной точки может быть представлено в виде двух материальных точек, расположенных на невесомом жестком стержне с центром вращения между выделенными материальными точками.

Таким образом, вопросы приводимости систем одного вида к другому (поступательного движения к вращательному и наоборот) требуют внимания к особенностям систем, проявление которых связано с проявлениями рычажных связей, присущих данному виду движений.

#### Литература

1. Белокобыльский С.В., Елисеев С.В., Кашуба В.Б. Прикладные задачи структурной теории виброзащитных систем. СПб.: Политехника. 2013. 374 с.
2. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П. Мехатронные подходы в задачах динамики механических колебательных систем. Новосибирск: Наука. 2011. 394 с.
3. Брысин А.Н., Синев А.В. Новые подходы в решении задач виброизоляции // Проблемы машиностроения и автоматизации. № 3. 2008. С. 74-83.
4. Израилович М.А., Аракчеев А.В. Активное гашение фрикционных автоколебаний с использованием силового воздействия // Проблемы машиностроения и автоматизации. № 1. 2006. С.75-80.
5. Кирюхин А.В., Тихонов В.А., Чистяков В.Г., Яблонский В.В. Активная виброзащита – назначение, принципы, состояние. Активная виброзащита и виброизоляция трубопроводов и экспериментальные исследования // Проблемы машиностроения и автоматизации. № 4. С.102-110.
6. Елисеев С.В., Ермошенко Ю.В. Сочленение звеньев в динамике механических колебательных систем. Иркутск: ИрГУПС. 2012. 155 с.
7. Елисеев С.В., Паршута Е.А., Большаков Р.С. Передаточные функции механической колебательной системы. Возможности оценки приведенной жесткости // Международный журнал фундаментальных и прикладных исследований. 2013. № 1. С. 11-18.
8. Белокобыльский С.В., Елисеев С.В., Кашуба В.Б. Математическое моделирование в механических колебательных системах. Мехатронные подходы. // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2011. № 3. С. 70-78.

#### References

1. Belokobyl'sky S.V., Eliseev S.V., Kashuba V.B. The applied problems of structural theory of vibration protection systems. SPb.: Politekhnik, 2013. 374 s.
2. Eliseev S.V., Reznik Yu.N., Khomenko A.P. Mechatronic approaches in the dynamics of mechanical vibratory systems. Novosibirsk: Nauka. 2011. 394 s.
3. Brysin A.N., Sinev A.V. New approaches in solving the problems of vibration isolation systems // Problemy mashinostroyeniya i avtomatizatsii. № 3. 2008. S. 74-83.
4. Izrailovich M.A., Arakcheev A.V. Active frictional damping using the force impact // Problemy mashinostroyeniya i avtomatizatsii. № 1. 2006. S. 75-80.
5. Kiryukhin A.V., Tikhonov V.A., Chistyakov V.G., Yablonsky V.V. Active vibration protection - purpose, principles, state. Active vibration protection and vibration insulation of pipelines and experimental study // Problemy mashinostroyeniya i avtomatizatsii. № 4. S. 102-110.

6. Eliseev S.V., Ermoshenko Yu.V. Links coupling in the dynamics of mechanical oscillatory systems. Irkutsk: IrGUPS. 2012. 155 s.

7. Eliseev S.V., Parshuta E.A., Bol'shakov R.S. Transfer functions of a mechanical oscillatory system. The possibility of assessing reduced

rigidity // Mezhdunarodny zhurnal fundamental'nykh i prikladnykh issledovaniy. 2013. № 1. S. 11-18.

8. Belokobyl'sky S.V., Eliseev S.V., Kashuba V.B. Mathematical modeling in mechanical vibratory systems. Mechatronic approaches // Problemy mashinostroyeniya i avtomatizatsii. 2011. № 3. S. 70-78.

УДК 621.646.1

## Определение требуемых силовых воздействий для обеспечения герметичности в трубопроводной арматуре на высокие параметры

В.К. Погодин<sup>1, 2, a</sup>, Н.А. Верхозин<sup>1, b</sup>, П.М. Огар<sup>2, c</sup>, В.А.Тарасов<sup>2, d</sup>

<sup>1</sup>ОАО «ИркутскНИИХиммаш», ул. Академика Курчатова 3, Иркутск, Россия

<sup>2</sup>Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

<sup>a</sup>vkpogodin@yandex.ru, <sup>b</sup>verhozin@himmash.irk.ru, <sup>c</sup>ogar@brstu.ru, <sup>d</sup>tv-post@yandex.ru

Статья поступила 14.05. 2013, принята 2.08.2013

*Приведены результаты экспериментальных исследований герметичности затворов трубопроводной арматуры для оборудования высокого давления. Целью исследований являлось сравнение полученных результатов с расчетными значениями усилий герметизации согласно отраслевым нормативным документам. Указано, что все испытательные уплотнительные соединения, нагруженные расчетной силой герметизации  $N$ , имеют утечку, превышающую допустимую. Для уплотнительных соединений с плоскими поверхностями характерно снижение высот микронеровностей в зоне контакта. Для уплотнительных соединений с коническими поверхностями изменение микрорельефа происходит в два этапа: вначале высота микронеровностей уменьшается, затем, за счет проскальзывания под действием нагрузок и наличия схватывания, образуются задиры, и высота микронеровностей увеличивается. Показано, что для обеспечения заданной герметичности необходимо увеличение усилий герметизации. Поэтому возникает необходимость уточнения расчетных зависимостей «усилие герметизации – утечка».*

**Ключевые слова:** затвор, уплотнительное соединение, герметичность, утечка, усилие герметизации, высокое давление.

## Evaluation of the required force impact on high parameters to ensure the valves sealability

V.K. Pogodin<sup>1, 2, a</sup>, N.A. Verkhozin<sup>1, b</sup>, P.M. Ogar<sup>2, c</sup>, V.A. Tarasov<sup>2, d</sup>

<sup>1</sup>JSC Irkutsk Research and Design Institute of Chemical and Petrochemical Engineering, 3 Academician Kurchatov st., Irkutsk, Russia

<sup>2</sup>Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, Russia

<sup>a</sup>vkpogodin@yandex.ru, <sup>b</sup>verhozin@himmash.irk.ru, <sup>c</sup>ogar@brstu.ru, <sup>d</sup>tv-post@yandex.ru

Received 14.05.2013, accepted 2.08.2013

*The results of experimental research into the high-pressure equipment valves sealability have been produced. The research objective was to compare the obtained results and the design values of sealing pressure provided by the normative documents. It has been stated that all the experimental joints loaded with the design sealing force  $N$  have some leakage that exceeds the permissible one. The flat-type sealing joints are characterized by reduction of the microasperity height at the contact area. The microrelief change for the cone-type sealing joints takes place in two stages: at first, the height of microasperities goes down and then, due to the sliding motion under the action of loads and seizure, the scorings are formed that results in the increase of the microasperities height. It has been demonstrated that to ensure the designated sealability, it is necessary to increase sealing pressure. Therefore, there is need to specify the "sealing pressure-leakage" rated dependences.*

**Keywords:** valve, sealing joint, sealability, leakage, sealing pressure, high pressure.

**Введение.** В условиях рыночной экономики при производстве запорной трубопроводной арматуры важным фактором является конкурентоспособность выпускаемой продукции. Особую актуальность приоб-

ретают вопросы надежности и безопасной эксплуатации оборудования, что во многом определяется работоспособностью затворов, входящих в их конструкцию. Современные требования к оптимальному проектиро-