

МЕХАТРОНИКА ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ВИБРОЗАЩИТНЫХ СИСТЕМ

Рассматриваются принципы построения виброзащитных систем для защиты человека-оператора на транспорте. Развиваются мехатронные подходы к построению математических моделей систем в виде структурных схем эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления. Предлагается методика оценки динамических свойств виброзащитных систем.

Ключевые слова: виброзащитные системы оператора, вибрации машин, динамические модели, передаточные функции, динамика пневматических систем.

Одним из наиболее развитых направлений использования управляемых пневматических виброзащитных систем является создание систем защиты кресла человека-оператора. Известны практические разработки, нашедшие применение на железнодорожном транспорте, в автомобилях, строительно-дорожных машинах и др. [1, 2]. В качестве исполнительных механизмов в разное время применялись поршневые, мембранные пневматические приводы, на проточных камерах, что позволило получить необходимые сведения о возможностях решения задач виброзащиты и виброизоляции объектов.

В частности, достаточно широкое распространение в управляемых системах получили пневмобаллоны, используемые в рессорном подвешивании локомотивов и при защите рабочих мест машинистов. Дополнительные, или демпферные камеры в пневмобаллонах, как показали теоретические исследования и эксперименты, оказались удобным способом введения в системы эффектов самонастройки, поскольку суммарная жесткость таких пневмобаллонов зависит от частоты внешнего возмущения. В определенном смысле, пневматические системы с пневмобаллонами можно выделить в особый класс управляемых пневматических систем виброзащиты (ПВЗС), в которых работу подсистем стабилизации относительного положения объекта защиты можно рассматривать отдельно, учитывая то обстоятельство, что длительность пе-

реходного процесса стабилизации более чем на порядок отличается от периода основных частот внешних возмущений.

Характеристика конструктивных элементов системы подвески. В конкретных конструкторско-технических разработках пневматических виброзащитных систем, которые выполнялись в разное время в Брянском транспортном институте, Омском институте инженеров железнодорожного транспорта, ВНИИЖТе [1, 3, 4, 5, 6, 7 и др.], использовались серийно выполненные пневматические баллонные элементы И-08, И-09. Эти элементы пневматики состоят из рабочей камеры, демпферной камеры и быстросменного дросселя жиклерного типа 3. Следует отметить, что отношение объема V_d демпферной камеры к объему V_0 рабочей камеры принималось равным четырем ($V_d = 4V_0$), поскольку при данном соотношении указанных параметров обеспечивается реализация пневматической виброзащитной системой (ПВЗС) максимального уровня демпфирования [1].

І. Конструктивные и принципиальные схемы двух вариантов пневматических подвесок сиденья машиниста локомотива, использовавшихся на практике, приведены на рис. 1, 2. Пневматические подвески состоят из двух основных частей: пневматической и механической. Пневматическая часть состоит из рабочей камеры 1, выполненной на базе РКО модели И-08, демпферной камеры 2 и трубопровода

* - автор, с которым следует вести переписку.

3, соединяющего рабочую 1 и демпферную 2 камеры. Трубопровод 3 снабжен штуцером, быстросменным дросселем 4 жиклерного типа (пневматическая подвеска по первому варианту). Механическая часть подвески содержит неподвижную 5 и подвижную 6 скобы, соединенные между собой параллелограммными рычагами 7 и 8, оси которых помещены в шарикоподшипниковые опоры 9. Рабочая камера 1 расположена удлиненными концами нижних рычагов 8 и неподвижной скобой 5. Подушка кресла 10 крепится к подвижной скобе 6. Такое выполнение механической части подвески позволяет практически исключить силу сухого трения в опорах 9 и обеспечивает требуемую жесткость конструктивных связей, обеспечивающих отсутствие резонансов в изолируемом частотном диапазоне. Длины плеч l_1 и l_2 нижнего рычага 8 имеют следующие размеры: $l_1 = 0,07$ м; $l_2 = 0,20$ м. Передаточное отношение параллелограммного механизма $i = 2,87$. Данное передаточное отношение обеспечивает максимальный ход подвижной скобы 6, равный $\pm 0,07$ м. С целью автоматического поддержания рычагов 7 и 8 в горизонтальном положении независимо от массы оператора, сидящего на подушке кресла 10, пневмоподвеска снабжена позиционером 11. Позиционер 11 содержит входной дроссель 12 и впускной клапан 13, соединенные с источником питания (воздушной магистралью локомотива), выходной дроссель 14, соединенный с рабочей ка-

мерой 1, и выпускной клапан 15, рычаг-толкатель 16, взаимодействующий одним плечом l_3 с клапанами 13 и 15, другим плечом l_4 – шарнирно связанный с подвижной скобой 6 [1].

При колебаниях пневмоподвески, например, на ходе сжатия, когда подвижная скоба перемещается вниз, рабочая камера 1 деформируется, и сжатый воздух из последней перетекает через трубопровод 3 и межкамерный дроссель 4 в демпферную камеру 2. На ходе отбоя воздух из демпферной камеры 2 возвращается в рабочую камеру 1 в обратном направлении. Упругая сила в пневмоподвеске создается за счет деформации наполненной воздухом рабочей камеры 1. Сила неупругого сопротивления создается в подвеске за счет перетекания воздуха из рабочей камеры 1 в демпферную камеру 2 через дроссель 4. Общий вид описанной пневматической системы виброизоляции сиденья машиниста локомотива показан на рис. 1.

II. Конструкция пневматической подвески по второму варианту (рис. 2) отличается от конструкции по первому варианту, приведенному на рис. 4, тем, что она снабжена дополнительным двуплечим рычагом 17, который одним плечом l_5 шарнирно связан с подвижной скобой 6, средней частью шарнирно связан с основанием 18 кресла, а на другом плече l_6 (свободном) содержит прикрепленный к нему инерционный элемент 19.

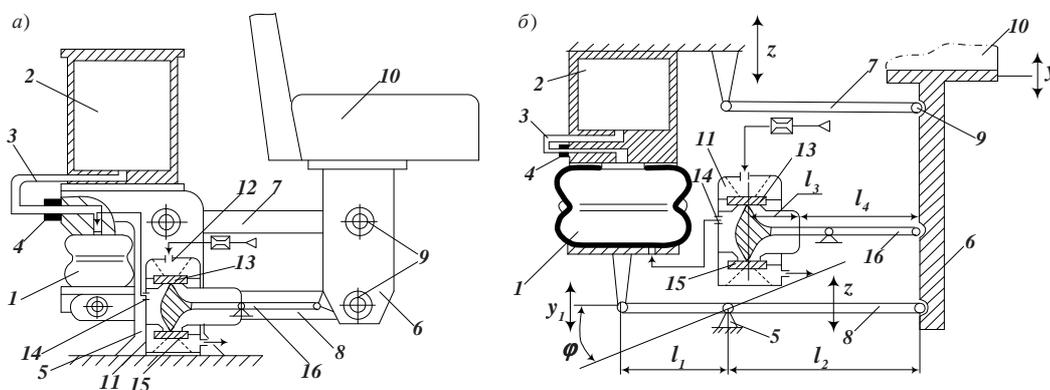


Рис. 1. Пневматическая подвеска сиденья машиниста с межкамерным дросселем жиклерного типа: а) конструктивная схема; б) принципиальная схема [1].

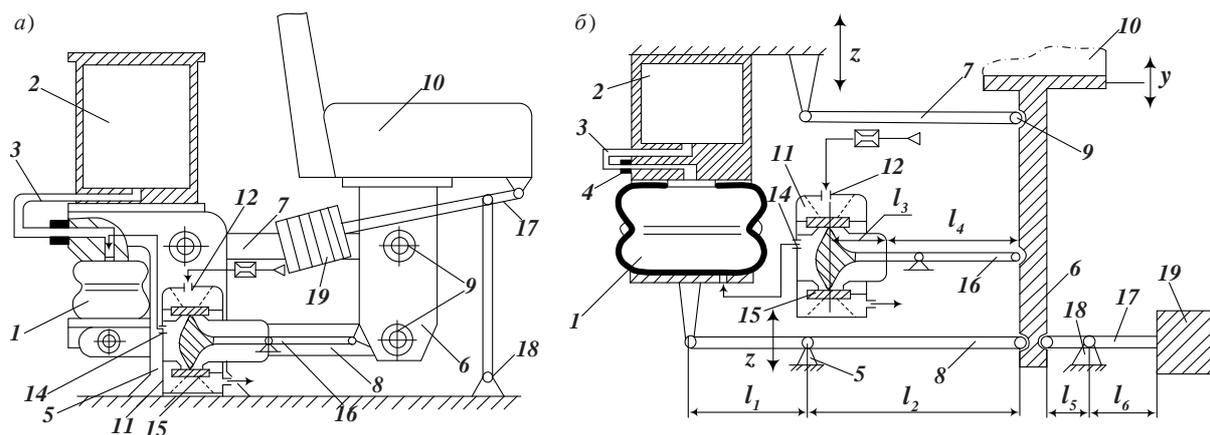


Рис. 2. Пневматическая подвеска сиденья машиниста с дроселирующим устройством жиклерного типа, инерционным элементом и механизмом преобразования движения: а) конструктивная схема; б) принципиальная схема [1]

Данную подвеску в дальнейшем будем называть – пневмоподвеска с устройством преобразования движения (УПД) [8]. Особенностью пневматической подвески с УПД является то, что она обеспечивает работу в режиме динамического гашения, то есть реализует заметное снижение колебаний объекта на частоте, определяемой параметрами устройств преобразования движения (УПД).

Расчетные схемы и математические модели пневмомеханических систем защиты оператора. Расчетная схема подвески, приведенной на рис. 1, может быть представлена, как показано на рис. 3 или на рис. 4. На упрощенной расчетной схеме (рис. 4): длины l_1 и l_2 рычажного механизма отражают конструктивные параметры подвески кресла машиниста; M – масса защищаемого объекта (определяется массой машиниста и приведенной массой конструкции, которая вовлекается в относительное движение); m – приведенная масса упругой камеры и части подвески; k_{np} – приведенный коэффициент жесткости пневмобаллона, передаточная функция которого как элемента пневмомеханической системы определяется через W_0 . В свою очередь, W_0 представляет собой структуру, состоящую из

элементарного набора звеньев колебательных систем. Детализация представлений в этом делается автором далее.

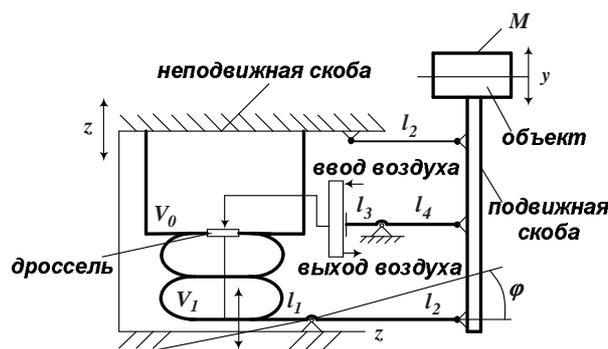


Рис. 3. Расчетная схема системы пневматической подвески кресла, где y – колебания объекта; M – масса объекта; z – колебания основания.

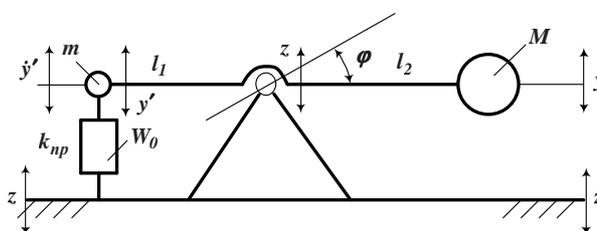


Рис. 4. Упрощенная расчетная схема.

Разработка математической модели системы. Кинетическая энергия системы определяется выражением:

$$T = \frac{1}{2} M \dot{y}^2 + \frac{1}{2} m (\dot{y}')^2, \quad (1)$$

где $y = \phi l_2 + z$; ϕ – угол поворота подвижной скобы; z – смещение пола кабины или кинематическое возмущение; $y' = -\phi l_1 + z$; $\dot{y}_1 = \phi l_2$ – скорость движения объекта в относительной системе координат. Можно полагать, что объект M , а также m участвуют в двух движениях: y и y' – формируются поворотом рычагов на угол ϕ , и, вместе с тем, осуществляется переносное движение z . Скорость перемещения объекта в абсолютном движении, таким образом, представляет собой сумму относительного и переносного движений.

Потенциальная энергия системы определяется деформациями упругих элементов. При всей сложности пневматической системы будем полагать, что суммарная упругость подвески может быть представлена через k_{np} . Тогда можно записать выражения для потенциальной энергии системы

$$\Pi = \frac{1}{2} k_{np} y_1^2 \left(\frac{l_1}{l_2} \right)^2, \quad (2)$$

где

$$\begin{aligned} y' &= -y_1' + z = -y_1 i + z = \\ &= -(y - z) i + z = -y i + z(1 + i), \\ y' &= z(1 + i) - i y, \quad y_1 = (y - z), \quad i = l_1 / l_2, \\ y_1' &= y_1 i. \end{aligned}$$

Используя формализм Лагранжа, получим дифференциальное уравнение движения относительно положения статического равновесия

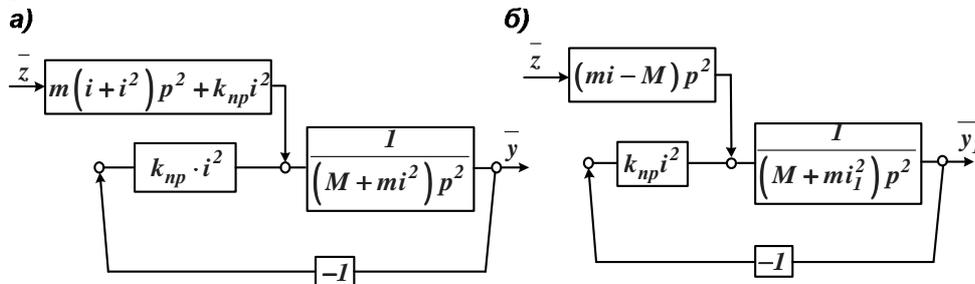


Рис. 5. Структурные схемы ПВЭС: а) в системе координат y ; б) в системе координат y_1 .

$$\ddot{y} (M + mi^2) + k_{np} i^2 y = \ddot{z} (1 + i) i m + k_{np} i^2 z. \quad (3)$$

Однако в относительной системе координат (y_1) дифференциальное уравнение движения примет иной вид. Найдем выражения для кинетической и потенциальной энергий:

$$T = \frac{1}{2} M (\dot{y}_1 + \dot{z})^2 + \frac{1}{2} m (\dot{z} - i \dot{y}_1)^2, \quad (4)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} k_{np} i^2 y_1^2 = \frac{1}{2} k_{np} (y_1')^2 \quad (5)$$

и получим дифференциальное уравнение движения

$$\ddot{y}_1 (M + mi^2) + k_{np} i^2 y_1 = \ddot{z} (mi - M). \quad (6)$$

Отметим, что в разных системах координат дифференциальные уравнения движения имеют разный вид – (3) и (6). Таким образом, в системе координат y (движение относительно абсолютно неподвижной системы координат) передаточная функция «объект защиты – основание» имеет вид:

$$W_1 = \frac{\bar{y}}{\bar{z}} = \frac{k_{np} i^2 + m(i + i^2) p^2}{(M + mi^2) p^2 + k_{np} i^2}. \quad (7)$$

При выборе системы координат y_1 (движение относительно основания) получим, соответственно,

$$W_2 = \frac{\bar{y}_1}{\bar{z}} = \frac{(mi - M) p^2}{(mi^2 + M) p^2 + k_{np} i^2}. \quad (8)$$

Структурные схемы эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления (САУ) представлены на рис. 5а, 5б.

Что касается определения значений k_{np} , то было бы смысл принять во внимание некоторые обстоятельства.

I. Анализ структурной схемы предполагает некоторую детализацию представлений об упругом блоке, который состоит из двух элементов объемами V_1 и V_0 , соединенных дросселем. Между объемами существует некоторое соотношение $V_0 = aV_1$, где a может принимать значения от 1 до 10. На практике чаще всего выбирают $a = 4 \div 6$. В дальнейших расчетах примем, что $V_0 = 4V_1$.

В соответствии с [1], пневматические элементы, в случае достаточно свободного (нестесненного) воздухообмена, работают как одно целое, и их упругие свойства можно определить через последовательное соединение упругих элементов, соответственно, с коэффициентами жесткости k_0 и k_1 . По мере нарастания стесненности воздухообмена (уменьшения диаметра дросселя) характер взаимодействия элементов изменяется. В предельном случае, когда элементы разъединены, будет работать только пневмобаллон с жесткостью k_1 (объем воздуха V_1), демпфирующая камера объемом V_0 при этом отключается.

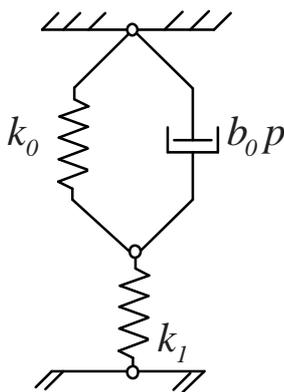


Рис. 6. Структура упругого блока, как последовательного соединения элементов пневмобаллона.

Изменение сечения дросселя, как было показано в ряде работ [3, 4, 6, 7], меняет демпфирующие свойства упругого пневматического блока, с чем можно согласиться, поскольку проталкивание через

малое отверстие рабочего газа связано с преобразованием механической энергии относительного движения в теплоту. Вместе с тем, не лишены основания предположения и о том, что впрыскивание сжатого воздуха в дополнительную (демпферную) камеру носит «факельный» характер, и упругие свойства реакции будут формироваться не всем объемом демпферной камеры V_0 , а лишь некоторой ее частью [9]. Из таких предположений следует, что при разных проходных сечениях дросселя со стороны демпферной камеры будет задействована в последовательном соединении упругостей лишь некоторая часть V_0 . При закрытом дросселе – $V_0 = 0$; при дросселе с большим или достаточно большим сечением в случае свободного воздухообмена упругость в последовательном соединении формируется с использованием всего объема V_0 . В промежуточных позициях доля общего объема V_0 будет занимать промежуточное значение.

Физические особенности процессов истечения воздуха в воздухообмене «сжатие – отход» нуждаются в детальном рассмотрении, что, возможно, потребует учета волновых эффектов, а также иных проявлений энергетических взаимодействий между полостями с объемами V_1 и V_0 [10].

II. Для оценки общих свойств взаимодействия автором предлагается упругие свойства блока в целом оценить через значения параметров соединения звеньев расширенного элементного набора колебательных систем, как показано на рис. 6.

В этом случае передаточная функция блока (обобщенная пружина) принимает вид

$$W_0 = \frac{(k_0 + b_0 p) k_1}{k_0 + b_0 p + k_1}. \quad (9)$$

При $p \rightarrow 0$, то есть в низкочастотной области, $W_0 \rightarrow \frac{k_0 k_1}{k_0 + k_1}$; при $p \rightarrow \infty$, соот-

ветственно, $W_0 \rightarrow k_1$. В общем виде зависимость приведенного коэффициента жесткости от ω можно записать

$$|W_0| = |k_{пр}| = A(\omega) = \sqrt{\frac{(k_0 k_1)^2 + (b_0 k_1 \omega)^2}{(k_0 + k_1)^2 + (b_0 \omega)^2}}. \quad (10)$$

На рис. 7 представлен график зависимости коэффициента приведенной жесткости обобщенной пружины от частоты. Вместе с тем, жесткость пневмобаллона состоит из нескольких компонентов. Будем полагать, что

$$k_1 = k_1^I + k_1^{II}, \quad (11)$$

где k_1^I – коэффициент жесткости оболочки пневмобаллона; k_1^{II} – коэффициент жесткости, определяемый объемом воздуха. В свою очередь, демпферная камера формирует упругость, определяемую объемом воздуха V_0 , точнее, его частью, зависящей от сечения дросселя. Будем иметь в виду, что в системе возможно существование конструктивного трения (внутренних сил сопротивления оболочек), что предполагает возможность введения демпфирующих сил параллельно элементу $k_{пр}$. Поэтому на разных частотах и при разных дросселях значения динамической жесткости упругого блока будут разными, однако форма описания, предложенная выражением (7), отражает основные особенности взаимодействия упругой системы. Роль параметра b_0 двоякая. С одной стороны, b_0 характеризует степень рассеивания энергии колебаний. С другой стороны, величина b_0 определяет скорость перехода жесткости от одного значения к другому (рис. 7).

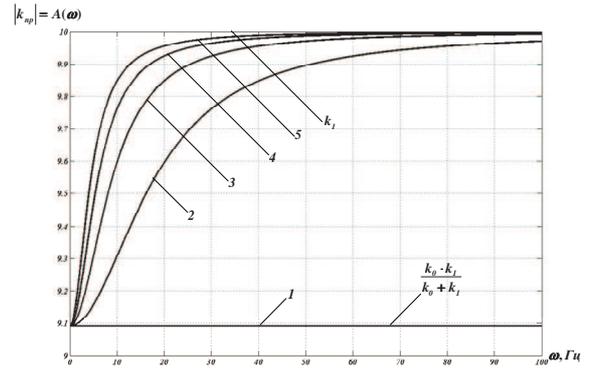


Рис. 7. Графики зависимостей упругости пневматического блока от частоты при разных значениях дроссельного сечения (кривая 1 соответствует $b_1 = 0$, кривые 2, 3, 4, 5 соответствуют значениям $b_5 > b_4 > b_3 > b_2$).

Оценка динамических свойств пневматических виброзащитных систем. Введем (9) в (3), тогда получим, что

$$W_1 = \frac{y}{z} = \frac{i^2 (k_0 + b_0 p) k_1 + m(i + i^2) p^2}{(m i^2 + M) p^2 + i^2 \frac{(k_0 + b_0 p) k_1}{k_0 + b_0 p + k_1}} = \frac{i^2 k_0 k_1 + i^2 k_1 b_0 p + p^2 [m(i + i^2)(k_0 + k_1)] + b_0 m(i + i^2) p^3}{(m i^2 + M) b_0 p^3 + (M + m i^2) p^2 (k_0 + k_1) + i^2 k_1 b_0 p + i^2 k_1 k_0}. \quad (12)$$

Сделав некоторые преобразования, найдем выражение для амплитудно-частотной характеристики. Ее физический смысл заключается в том, что она представляет собой зависимость отношения модуля коэффициента передачи амплитуды основания (или пола кабины) к амплитуде колебания сиденья от частоты:

$$A_1(\omega) = \frac{\sqrt{\left\{ i^2 k_0 k_1 - \omega^2 [m(i + i^2)(k_0 + k_1)] \right\}^2 + \left\{ i^2 k_1 k_0 - \omega^2 [(M + m i^2)(k_1 + k_0)] \right\}^2}}{\sqrt{\left\{ \omega [i^2 k_1 b_0 - \omega^2 b_0 m(i + i^2)] \right\}^2 + \left\{ \omega [i^2 k_1 b_0 - \omega^2 b_0 (m i^2 + M)] \right\}^2}}. \quad (13)$$

Предварительное изучение (13) показывает, что при $\omega = 0$ – $A_1(0) = 1$, а при

$$\omega = \infty - A_1(\infty) = \frac{m(i + i^2)}{M + m i^2}.$$

На высоких частотах пневматическая подвеска «запирается». Последнее является в достаточ-

ной степени очевидным при анализе экспериментальных АЧХ в диапазонах внешних воздействий до 20 Гц. Полагая b_0 малыми, можно сделать на предварительном этапе предположение о существовании двух провалов в АЧХ, рассматривая «обнуление» при определенных частотах вещественных и мнимых частей числителя (7):

$$\omega_{1\text{дин}}^2 = \frac{i^2 k_1 k_0}{m(i+i^2)(k_0+k_1)}, \quad (14)$$

$$\omega_{2\text{дин}}^2 = \frac{i^2 k_1}{m(i+i^2)}. \quad (15)$$

Аналогично можно получить предварительные оценки двух возможных частот, при которых могут появляться на АЧХ резонансные пики:

$$\omega_{1\text{соб}}^2 = \frac{i^2 k_1 k_0}{(M+mi^2)(k_1+k_0)}, \quad (16)$$

$$\omega_{2\text{соб}}^2 = \frac{i^2 k_1}{(M+mi^2)}. \quad (17)$$

Сопоставляя (14) ÷ (17), произведем ранжирование частот:

$$\omega_{1\text{соб}}^2 < \omega_{1\text{дин}}^2 < \omega_{2\text{соб}}^2 < \omega_{2\text{дин}}^2, \quad (18)$$

что позволяет определить возможную форму АЧХ (рис. 8).

Наличие в системе подвески двухкамерного пневмобаллона при построении АЧХ формирует плавный переход в зоне

разности частот собственных колебаний, что подтверждается экспериментом и расчетами [11].

Если полагать, что $b_0 = 0$, то в системе будет наблюдаться режим динамического гашения на частоте, определяемой выражением (14). Частота собственных колебаний будет определяться, в свою очередь, выражением (16). В обоих случаях присутствует член $\frac{k_1 k_0}{k_1 + k_0}$, который соот-

ветствует жесткости двух пружин k_1 и k_0 , соединенных последовательно. Введем понятие коэффициента формы системы, равного отношению частот динамического гашения и собственных колебаний

$$R = \frac{\omega_{1\text{дин}}^2}{\omega_{1\text{соб}}^2} = \frac{i^2 k_1 k_0 (M + mi^2)(k_1 + k_0)}{m(i+i^2)(k_1+k_0)i^2 k_1 k_0} = \frac{(M + mi^2)}{m(i+i^2)}. \quad (19)$$

Обратим внимание на то, что R является величиной, обратной уровню «запирания» системы. Можно показать, что R изменяется в пределах $0 < R < \infty$; при $i = \frac{M}{m}$ значение R будет равно 1 –

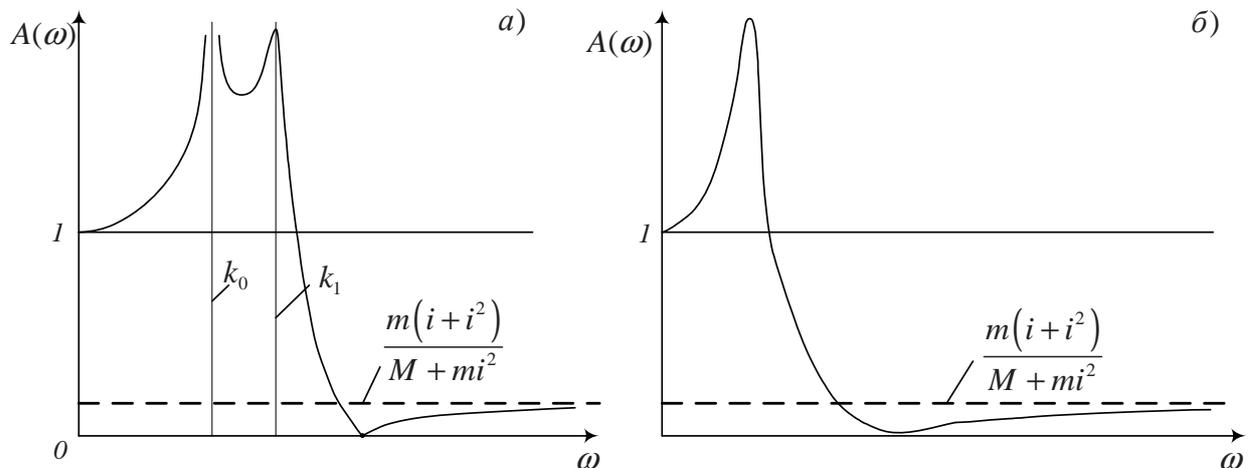


Рис. 8. АЧХ системы при параметрах далеких от критических значений жесткостей (а) и при близких значениях жесткостей (б).

$$R = \frac{\left(M + m \frac{M^2}{m^2} \right)}{m \left(\frac{M}{m} + \frac{M^2}{m^2} \right)} = 1.$$

Если $i < \frac{M}{m}$, то значение R будет возрастать, а уровень величины «запирания» системы на высоких частотах будет уменьшаться. Если $i = 0$, то режим динамического гашения не реализуется.

Во всем диапазоне $0 < i < \frac{M}{m}$ частота динамического гашения будет больше частоты собственных колебаний. По мере уменьшения i частота режима динамического гашения будет возрастать и сдвигаться вправо, а АЧХ будет принимать форму АЧХ обычной системы с одной степенью свободы. Однако при $i = \frac{M}{m}$ система «запирается», а ее АЧХ принимает вид прямой, выходящей из точки $A(\omega) = 1$ и идущей параллельно оси частот. В этом случае $R = 1$, частота динамического гашения равняется частоте собственных колебаний. Если $i > \frac{M}{m}$, то происходит смещение частоты динамического гашения влево, а режим динамического гашения реализуется на частоте, меньшей, чем частота собственных колебаний. В области высоких частот происходит «запирание», но величина этого «запирания» будет при $A(\omega) > 1$. Изменится и форма АЧХ. На рис. 9 показана «динамика» изменения форм АЧХ.

Таким образом, варианты подвесок сиденья машиниста могут иметь принципиально разные динамические свойства в зависимости от выбора параметров системы. При выборе $i \ll 1$ (например, $i = 0,3$) частота динамического гашения может уходить вправо в области частот больше, чем на 10-15 Гц. Поэтому описанные выше процессы, по-видимому, не привлекли внимание экспериментаторов, хотя вид АЧХ подтверждает эффекты

«запирания» на высоких частотах. Учет сил трения сглаживает характерные формы, присущие динамическому гашению, что делает АЧХ очень похожими на АЧХ обычных систем.

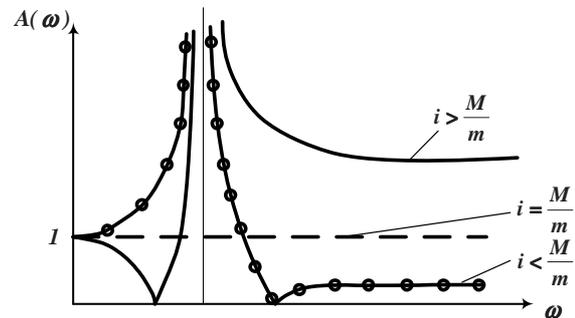


Рис. 9. Виды АЧХ при различных соотношениях параметров (по варианту рис. 1).

Для сравнительного анализа примем значения ряда параметров:

$k_1 = ak_0$, $k_0 = 10000$ Н/м, $M = 100$ кг, $m = 30$ кг, $i = 0,33$, $i^2 \approx 0,1$, $b_0 = 10000$, 40000 , 70000 Нсек/м, ω изменяется от 0 до 200 1/сек (0 ÷ 30-35Гц). Пределы изменения жесткости $k_0 = 10000, 20000, 30000$ Н/м, масса m в пределах 10, 20, 40кг, $a = 2, 3, 4$. На рис. 9 ÷ 13 построены семейства АЧХ, из анализа которых можно определить характер влияния тех или иных параметров.

При изменении соотношений объемов рабочей и демпферной камер увеличивается разница между граничными значениями жесткостей пневмобаллона. На рис. 10а показано семейство АЧХ при $M = 100$, $i = 0,33$, $k_0 = 10000$, $m = 20$, $b_0 = 10000$; $a = 2, 3, 4$ (кривые 1, 2, 3 соответственно); на рис. 10б – при прочих равных параметрах, $k_0 = 20000$, $m = 40$. Отметим, что с увеличением параметра a происходит сдвиг резонансных пиков влево. С ростом частот в системе наблюдаются режимы динамического гашения с выходом на «запирание» при больших значениях ω . Увеличение массы m делает процессы (рис. 10б) более рельефными, при этом амплитуда резонансных пиков уменьшается. При увеличении a , то

есть расширению границ изменения жесткости, амплитуда резонансных пиков на АЧХ увеличивается по мере движения к низшей частоте границы. Увеличение жесткости k_0 , как показано на рис. 11а, сдвигает АЧХ вправо и уменьшает резонансные пики. При больших значениях m влияние на величины резонансных пиков выражено слабее, однако АЧХ существенно раздвигаются по оси частот (рис. 11б). Характерным является в этом плане рис. 11в.

Соотношение между массами m и M играет заметную роль, так как эти параметры определяют частоты динамического гашения и уровень «запирания» на высоких частотах. На рис. 12а показано семейство АЧХ при $M = 100$, $i = 0,33$, $a = 2$, $b_0 = 10000$, $k_0 = 10000$; $m = 10, 20, 40$. Увеличение k_0 приводит к

снижению величин резонансных пиков АЧХ (рис. 10б). Влияние b_0 имеет нелинейный характер, поскольку при увеличении b_0 будут возрастать амплитуды при резонансе (рис. 12в). Влияние b_0 в целом изучалось при различных наборах параметров (рис. 13а). При прочих фиксированных значениях параметров b_0 приводит к снижению уровня резонансных явлений, хотя при некоторых комбинациях значений параметров наблюдается рост колебаний, а не ожидаемое уменьшение амплитуд. На рис. 13б показано, что значение АЧХ при $m = 40$ могут достигать величин порядка 10-12, тогда как на рис. 12 резонансные значения имеют меньшие величины.

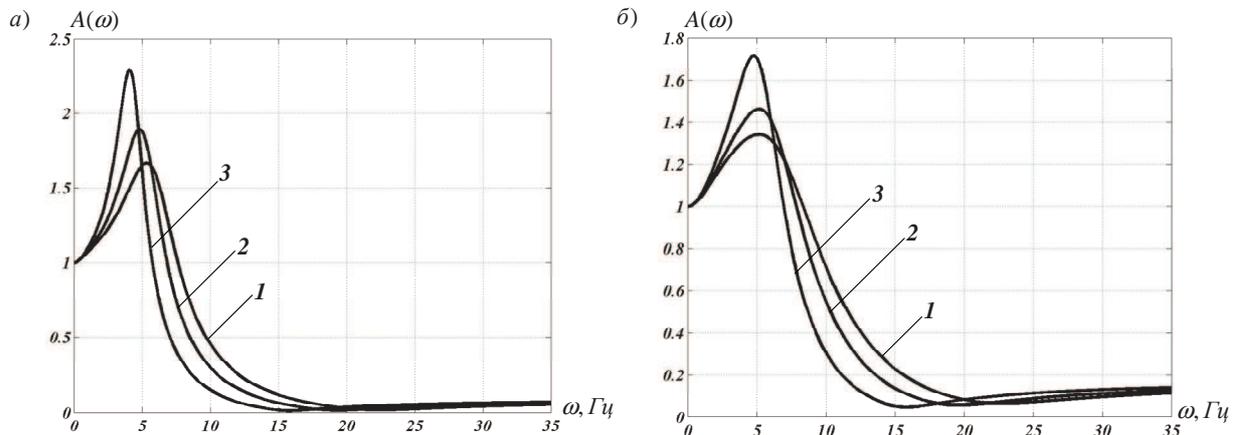


Рис. 10. Амплитудно-частотные характеристики системы при различных значениях параметров: а) $M = 100$, $i = 0,33$, $k_0 = 10000$, $m = 20$, $b_0 = 10000$; б) $M = 100$, $i = 0,33$, $k_0 = 20000$, $m = 40$, $b_0 = 10000$; (кривая 1 – $a = 2$, кривая 2 – $a = 3$, кривая 3 – $a = 4$).

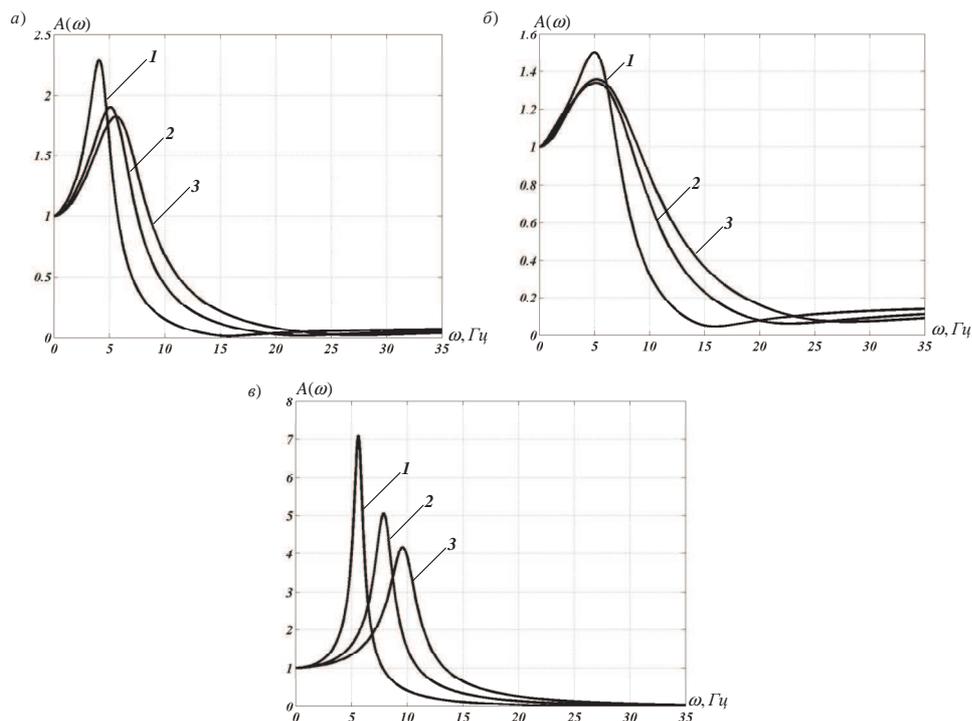


Рис. 11. Амплитудно-частотные характеристики системы при различных значениях жесткости демпферной камеры: а) $M = 100$, $i = 0,33$, $a = 2$, $m = 20$, $b_0 = 10000$; б) $M = 100$, $i = 0,33$, $a = 4$, $m = 40$, $b_0 = 10000$; в) $M = 100$, $i = 0,33$, $a = 3$, $m = 10$, $b_0 = 40000$ (кривая 1 – $k_0 = 10000$, кривая 2 – $k_0 = 20000$, кривая 3 – $k_0 = 30000$).

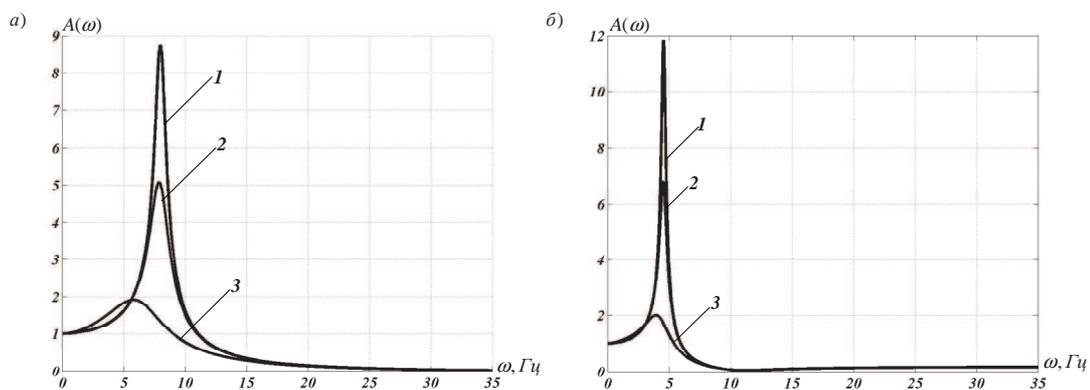


Рис. 12. Амплитудно-частотные характеристики системы при различных значениях сопротивления в дросселе b_0 : а) $M = 100$, $i = 0,33$, $a = 2$, $m = 10$, $k_0 = 30000$; б) $M = 100$, $i = 0,33$, $a = 2$, $m = 40$, $k_0 = 10000$ (кривая 1 – $b_0 = 10000$, кривая 2 – $b_0 = 40000$, кривая 3 – $b_0 = 70000$).

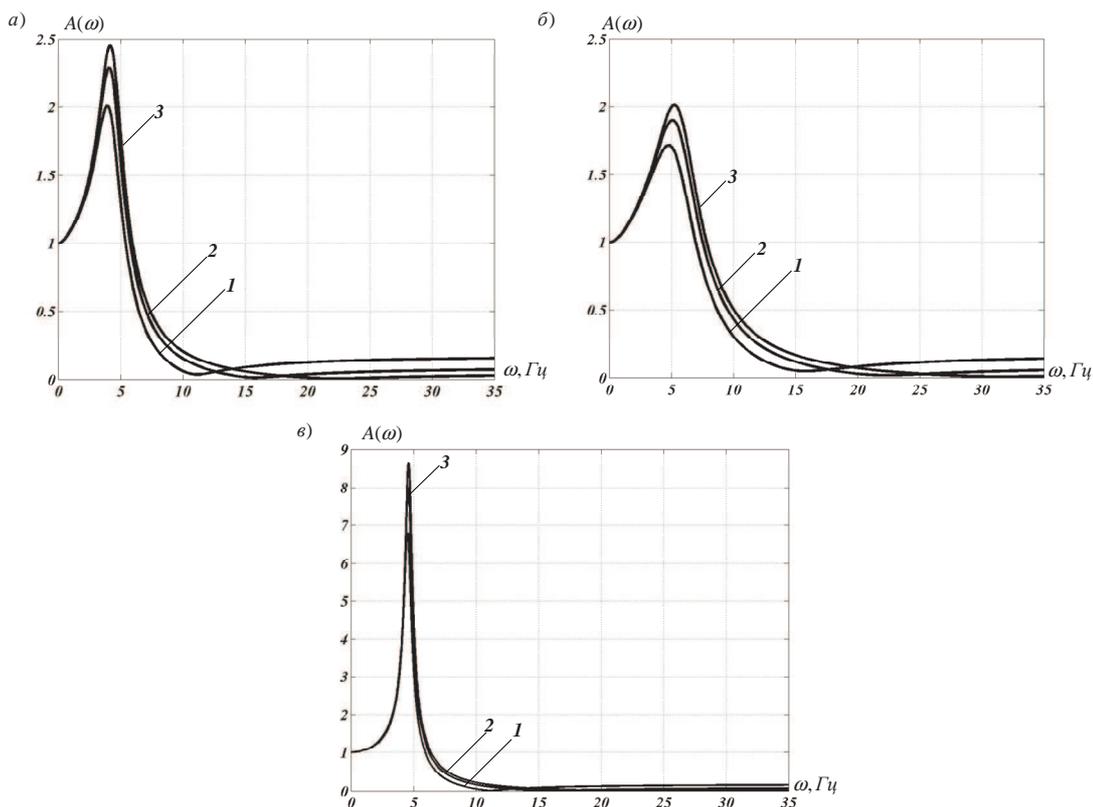


Рис. 13. Амплитудно-частотные характеристики системы при различных значениях приведенной массы пневмоэлемента m : а) $M = 100$, $i = 0,33$, $a = 2$, $b_0 = 10000$, $k_0 = 10000$; б) $M = 100$, $i = 0,33$, $a = 2$, $b_0 = 10000$, $k_0 = 20000$; в) $M = 100$, $i = 0,33$, $a = 2$, $b_0 = 40000$, $k_0 = 10000$ (кривая 1 – $m = 10$, кривая 2 – $m = 20$, кривая 3 – $m = 40$).

Дальнейшее развитие в конструировании системы подвески может быть определено по пути введения в конструкцию сил вязкого сопротивления, например, установкой гидравлического демпфера или путем введения, параллельно пневмобаллону с жесткостью k_{np} , устройства с преобразованием движения Lp^2 . Хотя рычажные связи и обеспечивают участие элемента массой m как устройства с преобразованием движения, введение Lp^2 может оказаться удобным способом поднастройки параметров подвески. Расчетная схема такой «модернизированной» подвески приведена на рис. 14.

Передаточные функции системы имеют вид

$$W_1 = \frac{\bar{y}}{z} = \frac{(k_{np} + bp + Lp^2)i^2 + m(i + i^2)p^2}{(M + Li^2 + mi^2)p^2 + i^2bp + k_{np}i^2}, \quad (20)$$

$$W_2 = \frac{\bar{y}}{z} = \frac{(mi - M)p^2}{(M + Li^2 + mi^2)p^2 + i^2bp + k_{np}i^2}, \quad (21)$$

где $b = 2nM$, $n = 0, 0.1, 0.2, 0.3$.

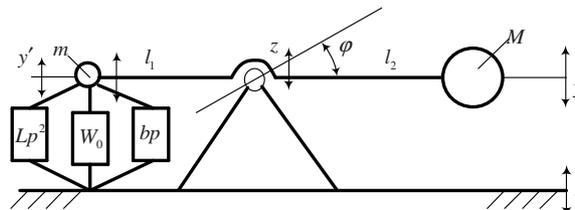


Рис. 14. Расчетная схема модернизированной системы защиты

В расширенной форме передаточные функции системы (рис. 14) принимают вид:

$$W_1 = \frac{\bar{y}}{z} = \frac{\left(\frac{(k_0 + b_0 p)k_1}{k_0 + b_0 p + k_1} + bp + Lp^2 \right) i^2 + m(i + i^2) p^2}{(M + Li^2 + mi^2) p^2 + i^2 bp + \frac{(k_0 + b_0 p)k_1}{k_0 + b_0 p + k_1} i^2}. \quad (22)$$

Если развернуть $k_{пр}$, то из (22), можно получить выражение АЧХ:

$$A_2(\omega) = \sqrt{\frac{B_1^2 + B_2^2}{B_3^2 + B_4^2}}, \quad (23)$$

где

$$B_1 = i^2 k_0 k_1 - \omega^2 \left[i^2 b b_0 + i^2 L(k_1 + k_0) + m(i + i^2)(k_1 + k_0) \right], \quad (24)$$

$$B_2 = \omega \left[i^2 b_0 k_1 + i^2 b(k_0 + k_1) - \omega^2 \left[i^2 L b_0 + m(i + i^2) b_0 \right] \right], \quad (25)$$

$$B_3 = i^2 k_0 k_1 - \omega^2 \left[(M + mi^2 + Li^2) \times \right. \\ \left. \times (k_1 + k_0) + i^2 b b_0 \right], \quad (26)$$

$$B_4 = \omega \left[i^2 (k_1 + k_0) b + i^2 b_0 k_1 - \right. \\ \left. - (M + mi^2 + Li^2) b_0 \omega^2 \right]. \quad (27)$$

Для предварительной оценки вида АЧХ можно найти значения частот, при которых будут равны нулю вещественные и мнимые части передаточной функции (19). Частоты, при которых могут иметь место «провалы» АЧХ, можно отнести к проявлениям режимов динамического гашения:

$$\omega_{1дин}^2 = \frac{i^2 k_0 k_1}{i^2 b b_0 + i^2 L(k_1 + k_0) + m(i + i^2)(k_1 + k_0)}, \quad (28)$$

$$\omega_{2дин}^2 = \frac{i^2 b_0 k_1 + i^2 b(k_0 + k_1)}{i^2 L b_0 + m(i + i^2) b_0}. \quad (29)$$

Соответственно, частоты, на которых могут проявляться резонансные «пики» АЧХ, определяются

$$\omega_{1соб}^2 = \frac{i^2 k_0 k_1}{(M + mi^2 + Li^2)(k_1 + k_0) + i^2 b b_0}, \quad (30)$$

$$\omega_{2соб}^2 = \frac{i^2 (k_0 + k_1) b + i^2 b_0 k_1}{(M + mi^2 + Li^2) b_0}. \quad (31)$$

Сопоставляя (28) ÷ (31) с (14) ÷ (17), можно сделать вывод о том, что учет сил сопротивления (bp) и свойств УПД (Lp^2) приводит к сдвигу влево всех значений частот, соответствующих провалам и пикам АЧХ, то есть соответствующие частоты принимают меньшие значения, что подтверждается экспериментально [11]. Изменяется и величина коэффициента передачи амплитуды колебаний при высоких частотах. Последнее определяется выражением

$$A_2(\infty) = \frac{i^2 L + m(i + i^2)}{(M + mi^2 + Li^2)}. \quad (32)$$

Из (32) следует, в частности, что при введении в подвеску УПД, как отдельного элемента (например, несамотормозящийся винтовой механизм), появляются возможности для настройки системы. Для изучения и оценки влияния УПД построены АЧХ (рис. 14) при: $n = 0, 0.1, 0.2, 0.3$ и значениях $b_0 = 10000$, $k_0 = 10000$, $a = 4$, $M = 100$, $i = 0,33$, $L = m = 10$ и $\omega = 0 \div 35$ Гц.

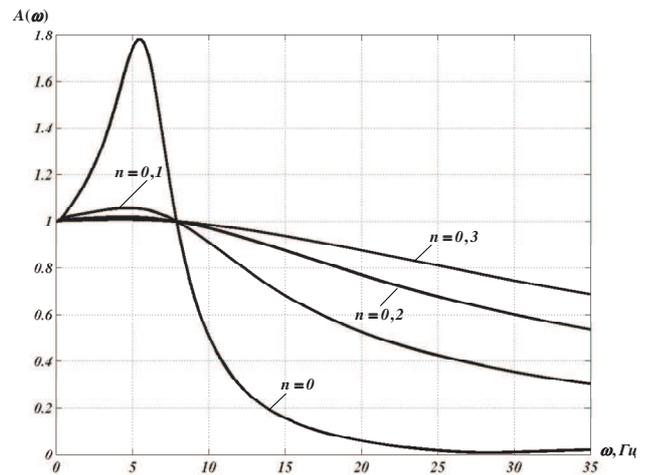


Рис. 14. АЧХ модернизированной системы, приведенной на рис. 4.18, при $n = 0, 0.1, 0.2, 0.3$ и значениях $b_0 = 10000$, $k_0 = 10000$, $a = 4$, $M = 100$, $i = 0,33$, $L = m = 10$

Из анализа АЧХ можно сделать некоторые выводы. Учет изменений b проявляется, как более значительный фактор, чем изменение b_0 , связанные с работой пневмобаллона, в котором увеличение b_0 способствует более быстрому переходу от жесткости $\frac{k_1 k_0}{k_1 + k_0}$ к жесткости k_1 , определяемой свойствами воздуха в рабочей камере. Таким образом, рассмотренные пневматические элементы в системах защиты человека-оператора обладают определенными свойствами самонастройки в зависимости от частоты внешнего воздействия. Динамические свойства такого устройства моделируются блоком элементарных звеньев в соответствии со структурной схемой на рис. 5. Что касается динамических свойств пневматических подвесок в целом, то их свойства в значительной степени определяются инерционными взаимодействиями, которые привносятся устройствами для преобразования движения. Предлагаемые подходы, основанные на структурных интерпретациях механических колебательных систем [12], позволяют выбирать рациональные направления в повышении эффективности виброзащитных систем.

Литература

1. Андрейчиков А. В. Разработка пневматических систем виброизоляции сиденья машиниста локомотива с использованием автоматизированных методов поискового конструирования : дис. ... канд. техн. наук. Брянск, 1984. 295 с.
2. Говердовский В. Н. Развитие теории и методов проектирования машин с системами инфранизкочастотной виброзащиты : автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Новосибирск, 2006 42 с.
3. Галанин В. А., Петренко А. М. Анализ изохордных характеристик пневморессор // Изв. вузов. Машиностроение. 1975. № 6. С. 20–53.
4. Гольдштейн И. А. Колебания экипажа высокоскоростного наземного транспорта с электрическим подвесом и пневморессорами : автореф. дис. ... канд. техн. наук. М., 1982. 18 с.
5. Пахомов М. П., Буйнова Н. П., Савушкин С. С. Конкретный вариант применения пневмоподвешивания на электровозе ВЛ 60 // Взаимодействие подвижного состава и пути, динамика локомотивов : науч. тр. / Ом. ин-т инж. ж.-д. трансп. Омск, 1972. Вып. 140. С. 43 – 48.
6. Подчуфаров Б. М. Современное состояние и некоторые перспективы развития теории пневматических (газовых) сервомеханизмов // Пневматические приводы и системы управления : сб. ст. 1987. С. 37 – 46.
7. Применение воздушных рессор на тележках подвижного состава Японских железных дорог. Kuniedo Masaharu. Die Erfahrungen mit luftgefederten Drehgestellen bei den Japanischen staatsbahnen (INR) (INR Experience with air – spring – Truck). Deutsch Eisenbahntechn, 1967. № 2. P. 84 – 88.
8. Елисеев С. В., Волков Л. Н., Кухаренко В. П. Динамика механических систем с дополнительными связями. Новосибирск : Наука, Сиб. отд-ие, 1990. 214 с.
9. Лобачев Н. А. Пневматическая система опор и связи кузова тепловоза с тележками : дис. ... канд. техн. наук. Коломна, 1983. 190 с.
10. Галиев И. И. Исследование волновых процессов в газовой среде пневматического виброзащитного средства методами теории сплошной среды // Тезисы докладов научно-технической конференции / Ом. ин-т инж. ж.-д. трансп. Омск, 1980. С. 53 – 58.
11. Логунов А. С. Динамика пневматических элементов и устройств для преобразования движения в системах вибрационной защиты объектов : дис. канд. техн. наук. Иркутск, 2009. 195 с.
12. Аверьянов Г. С., Зубарев А. В., Хамитов Р. Н. Динамика колебательной системы с управляемыми виброзащитными устройствами // Вестн. машиностроения. 2008. № 6. С. 27 – 30.