

расходе сжатого воздуха, приходящемся на единицу внешней нагрузки, АСО может входить в режим неустойчивой работы (автоколебаний), характеризующимся вертикальными колебаниями небольшой частоты (в зависимости от массы груза от нескольких герц до нескольких десятков герц) или высокочастотными колебаниями диафрагмы, сопровождающимися резким светящим звуком. Перегрузка, возникающая на этих режимах, может разрушить не только конструкцию самого устройства, но и транспортируемое изделие.

Несмотря на отмеченные недостатки, в настоящее время АСО находят достаточно широкое применение в различных отраслях промышленности в качестве внутрицеховых транспортных средств.

### **Выводы**

Анализ систематизации конвейеров на воздушной подушке выявил наличие большого разнообразия КВП, дальнейшее развитие которых позволит получить новые типы конструкций и схем, неизвестных в настоящее время. Из приведенной систематизации устройств на ВП установлено, что использование той или другой схемы образования ВП объясняется соответствием возможностей, которые может обеспечить данная схема, эксплуатационным требованиям, предъявляемым к определенному устройству.

### **ЛИТЕРАТУРА**

1. Адасинский С.А. Транспортные машины на воздушной подушке. Наука. 1964. – 300 с.
2. Шойхет Б.М. Воздушная подушка в промышленном транспорте. М., Знание, 1970, 46 с.
3. Дворяников В.Г., Сорокин Э.А. Внутрицеховой транспорт на воздушной подушке. М., Машиностроение, 1989, 88 с.

### **УДК 621.01**

**Омаров Тамерлан Ильясович – к.т.н., доцент (Алматы, КазНТУ)**

### **ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ ОДНОМАССОВОЙ СИСТЕМЫ В СТРУКТУРЕ ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА**

Движение транспортных средств сопровождается колебаниями подрессоренных элементов экипажа. Это происходит в результате взаимодействия ходовой части машины с путевыми устройствами. При наезде колеса на единичную неровность пути упругие элементы подвески запасают потенциальную энергию, которая, после схода колеса с неровности преобразуется в кинетическую энергию колебаний подрессоренных масс. В этом случае происходят свободные колебания механической системы, которые быстро затухают при наличии гасителей колебаний (амортизаторов). Многочисленные неровности путевых устройств вызывают вынужденные колебания подрессоренных масс. Вынужденные колебания рельсового подвижного состава происходят по причине переменной жесткости рельсового пути. При расположении колеса посередине пролета между шпалами жесткость рельса принимает наименьшее значение, а при нахождении колеса на уровне опоры (шпалы) жесткость будет максимальной [1]. Жесткости рельсов по колесам представляются в этом случае периодическими функциями.

Рассмотрим движение одномассовой подрессоренной системы по путевым неровностям (рисунок 1). Обобщая перечисленные выше неровности пути, будем считать, что дорожный профиль аппроксимируется синусоидой [2]:

$$z = h \sin pt,$$

где  $h$  – половина высоты синусоидальной неровности.

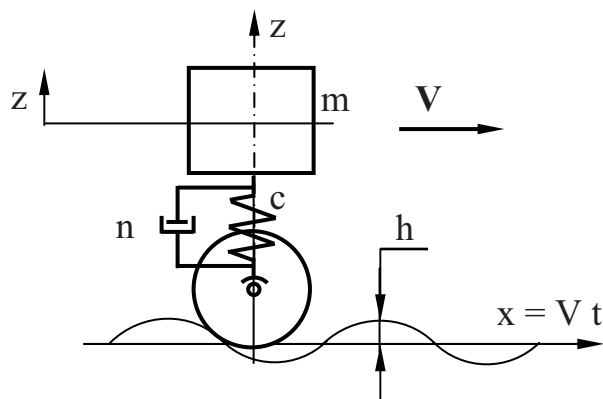


Рисунок 1. Одномассовая колебательная система

Дорожные неровности при движении машины оказывают воздействие на колесо. Это воздействие передается на упругий элемент, формируя возмущающую силу:

$$Q = c \cdot h \sin pt.$$

Здесь  $c$  – жесткость упругого элемента подвески.

На массу  $m$ , кроме возмущающей, действуют еще восстанавливающая сила

$$F_1 = -c z_1$$

и сила диссипативного сопротивления  $Q^R = n \frac{dz}{dt} = n \dot{z}$ .

Дифференциальное уравнение колебаний массы  $m$  под действием этих трех сил запишется в виде:

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} + n \frac{dz}{dt} + cz = c \cdot h \sin pt$$

или

$$\frac{d^2 z}{dt^2} + 2b \frac{dz}{dt} + k^2 z = k^2 h \sin pt, \quad (1)$$

где  $2b = \frac{n}{m}$ ,  $k^2 = \frac{c}{m}$ ;  $b$  – коэффициент затухания,  $k$  – круговая частота свободных колебаний,  $p$  – круговая частота вынужденных колебаний.

Общее решение дифференциального уравнения (1) при  $k \neq p$  и  $k > b$  имеет вид

$$z^* = ae^{-bt} \sin(\sqrt{k^2 - b^2} t + \beta) + \frac{k^2 h}{\sqrt{(k^2 - p^2)^2 + 4b^2 p^2}} \sin(pt - \varepsilon). \quad (2)$$

Первое слагаемое решения (2) характеризует собственные колебания, которые с течением времени затухают, о чем свидетельствует отрицательный показатель степени. Существенное влияние на движение подвижного состава оказывают собственно вынужденные колебания, происходящие согласно уравнению:

$$z = \frac{k^2 h}{\sqrt{(k^2 - p^2)^2 + 4b^2 p^2}} \sin(pt - \varepsilon). \quad (3)$$

Фаза вынужденных колебаний  $(pt - \varepsilon)$  отстает от фазы возмущающей силы  $pt$  на величину  $\varepsilon$ , называемую сдвигом фазы и определяемую по формуле  $\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{2bp}{k^2 - b^2}$ .

Величина  $\varepsilon$  зависит от таких параметров, как  $p, k$  – соответственно частот вынужденных и свободных колебаний и от коэффициента затухания  $b$ , а также от соотношений между ними.

Амплитуда вынужденных колебаний

$$A = \frac{k^2 h}{\sqrt{(k^2 - p^2)^2 + 4b^2 p^2}}. \quad (4)$$

Из этой формулы следует, что большему значению коэффициента затухания  $b$  соответствует меньшее значение величины амплитуды вынужденных колебаний.

Для установления зависимости амплитуды вынужденных колебаний  $A$  от частоты изменения возмущающей силы  $p$  воспользуемся коэффициентом динамичности  $\eta$ , представляющем собой отношение амплитуды  $A$  к статическому отклонению  $A_0 = h$  массы  $m$  под действием постоянной силы равной по модулю  $H = c h$

$$\eta = \frac{A}{A_0} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{p}{k}\right)^2\right]^2 + 4\left(\frac{b}{k}\right)^2 \left(\frac{p}{k}\right)^2}}. \quad (5)$$

$\eta$

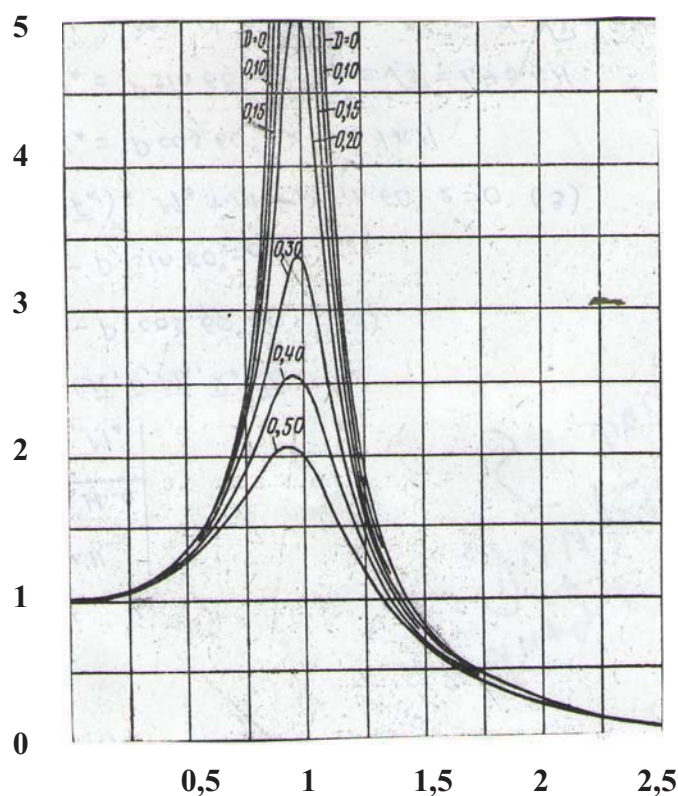


Рисунок 2. Зависимость коэффициента динамичности  $\eta$  от соотношения частот  $\frac{p}{k}$

На рисунке 2 приведены графики зависимости коэффициента динамичности  $\eta$  от соотношения  $\frac{p}{k}$  при разных значениях соотношения  $D = \frac{b}{k}$ . По данной диаграмме можно выявлять резонансные зоны. При отсутствии сопротивления ( $b = 0$  и  $p = k$ ) кривая графика претерпевает разрыв, когда  $D = 0$ . При наличии сопротивления амплитуда  $A$ , определенная по формуле (4) при  $p = k$  имеет конечную величину  $A = \frac{k h}{2b}$ .

Используя дифференциальное исчисление можно найти то значение частоты вынужденных колебаний  $p$ , при котором амплитуда  $A$  будет максимальной, а следовательно, выражение в знаменателе под корнем формулы (4) – минимально. Для этого следует взять производную по параметру  $p$  от подкоренного выражения (4)

$$\frac{d}{dp} \left[ (k^2 - p^2)^2 + 4b^2 p^2 \right]$$

и приравнять ее нулю

$$-p(k^2 - p^2) + 2b^2 p = 0.$$

Корни этого уравнения:  $p_1 = 0; \quad p_2 = \sqrt{k^2 - 2b^2}.$

При  $p_1 = 0$ ; амплитуда  $A = A_0 = h$ .

После подстановки значения  $p_2 = \sqrt{k^2 - 2b^2}$  в формулу (4) можно получить максимальное значение амплитуды при определенном сопротивлении  $b$ :

$$A_{\max} = \frac{k^2 h}{2b \sqrt{(k^2 - b^2)}}.$$

При малых значениях  $b$  величина  $\sqrt{k^2 - 2b^2}$  очень близка к величине  $k$ . Для примера, при  $b = 0,05 k$   $\sqrt{k^2 - 2b^2} = 0,9975 k$  [3]. Максимальная амплитуда в этом случае  $A_{\max} = 10,014 A_0$ .

Следовательно, при малых значениях коэффициента затухания  $b$ , когда частота вынужденных колебаний  $p = \sqrt{k^2 - 2b^2}$ , происходит резкое увеличение амплитуды колебаний, что крайне нежелательно для подвижного состава. Напротив, при увеличении коэффициента  $b$  значение максимальной амплитуды уменьшается, что наблюдается на графиках рисунка 2.

### Выводы

Данное исследование позволяет анализировать вертикальные колебания кузова скоростных транспортных средств, определяющих их устойчивость при движении. Особую актуальность вопросы исследования устойчивости движения транспортных средств приобретают, в связи с вводом в эксплуатацию таких скоростных систем, как «Сапсан» и «Невский экспресс», производимых в России, поездов фирмы «Eurostar» (Англия, Франция) и самый скоростной экспресс (предполагаемая скорость до 350 км/час), введенный в эксплуатацию в Китае.

Очевидно, что при проектировании системы упругого подвешивания транспортных средств, отвечающих необходимым критериям устойчивости, следует учитывать

указанные параметры для обеспечения хороших ходовых качеств и длительной безаварийной работы подвижного состава.

ЛИТЕРАТУРА

1. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. М., Наука, 1991, 240 с.
2. Ефремов И.С., Гушо-Малков Б.П. Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта. М., Стройиздат, 1990, 480 с.
3. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. С-Пб., Лань, 2009, 736 с.

УДК 621.658.011.541.011.56

Еренчинов Данияр Кагазбекович – к.т.н. (Алматы, АО «ДАСУ»)

**ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА ВОЗДУХА ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПОЛУАВТОМАТА Д7**

Актуальность разработки нового способа чистовой обработки пробок шаровых кранов обусловлена низкой производительностью существующих методов [1]. Технология нового способа финишной обработки пробок шаровых кранов реализована на станке-полуавтомате Д7. Сферические пробки со сквозными отверстиями, пазами под шпindel, обкатываются между двумя дисками. На нижнем неподвижном диске равномерно расположены пробки. Верхний вращающийся диск самоустанавливается и прижимается к пробкам пневмосистемой. В связи с важностью пневмосистемы как основного элемента станка-полуавтомата проведены работы по исследованию пневмопривода.

Целью данной работы является исследование характеристик регулятора расхода воздуха.

Пневмосистема собирается из стандартной пневмоаппаратуры, за исключением регулятора расхода, который конструируется после определения рациональных размеров и параметров на основании результатов динамических исследований.

Расчетная схема регулятора расхода воздуха представлена на рисунке 1.

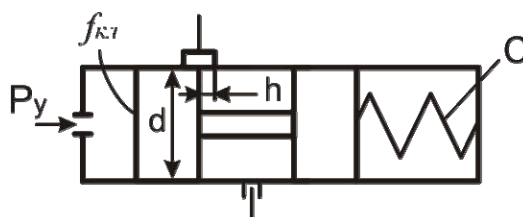


Рисунок 1. Расчетная схема регулятора расхода воздуха

При выводе математической модели регулятора расхода воздуха учитываем: инерционные силы, вязкое трение, составляющую пневмоцилиндрической силы и усилие пружины.

Тогда дифференцируемое уравнение движения клапана регулятора расхода воздуха, составленное на основании принципа Д'Аламбера, имеет вид:

$$m \frac{d^2 h}{dt^2} + \mathcal{G} \frac{dh}{dt} + (K_r + C)h = P_y f_{кл}, \quad (1)$$