УДК 629.113.012.81

Д.М. Ломако, канд. техн. наук,
И.К. Симаков

# РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПНЕВМАТИЧЕСКИХ РЕССОР БЕЗ ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ С ДВУМЯ УПРУГИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Из теории гидропневматических рессор известно, что они не обеспечивают изохронности колебаний подрессоренной массы при различных статических нагрузках как с применением регулятора высоты, так и без него. Для устранения этого недостатка разработаны и запатентованы различные схемы рессор, в том числе и гидропневматическая рессора без противодавления с двумя упругими элементами. Расчет таких рессор был рассмотрен в работе Б.М. Елисеева. Однако полученные им зависимости не позволяют однозначно определять необходимые параметры гидропневматической рессоры при заданных величинах, характеризующих колебательный процесс.

На рис. 1, а показана схема гидропневматической рессоры с двумя упругими элементами. Упрощенная характеристика такой рессоры показана на рис. 1, б. На участке ВС работает первый упругий элемент, а на участке ВА – совместно первый и второй. Точка $O'$ соответствует статической нагрузке негруженой машины, точка О – груженой. Перемещение поршня $\Delta x$ на участке $O'O$ соответствует изменению нагрузки от $G'$ до $G$. В случае регулируемой по высоте подвески величина $\Delta x$ однозначно определяет объем жидкости, необходимый для регулирования.

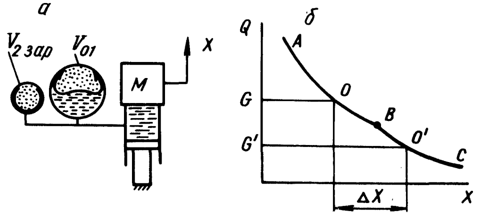



**Рис. 1. Гидропневматическая рессора с двумя упругими элементами (а); упрощенная характеристика рессоры (б).**

Выбор характеристики рессоры практически сводится к выбору точки В при заданных величинах частоты собственных колебаний $\omega_0$, коэффициента динамичности $k'_д$ для негруженой машины и коэффициента изменения нагрузки $\varepsilon$ $(0 < \varepsilon \leq 1)$ или нахождению компромиссного решения, удовлетворяющего, с одной стороны, требованиям плавности хода, а с другой – размерам цилиндра и упругих элементов. В обоих случаях целесообразно сохранение частоты собственных колебаний для груженой и негруженой машины или изменение ее должно быть незначительным.

Так как $\varepsilon = G'/G$, то при $G = G'_{max} = k'_{\partial}\, G$ получим

$$\varepsilon k'_{\partial} = 1\ , \tag{1}$$

где $G' = M\,g$ – сила, действующая на рессору в статическом состоянии для негруженой машины; $G' = M g$ – то же для груженой машины; $g$ – ускорение свободного падения.

Анализ выражения (1) показывает:

1. Если $\varepsilon k'_{\partial} < 1$, т.е. $G > k'_{\partial}\, G'$, то для множества $S_{\varepsilon}$ $(\varepsilon \in S_{\varepsilon})$ в $[0{,}2,\ 0{,}5]$, $\sup k'_{\partial}$ лежит в $[2,\ 5]$.

2. Если $\varepsilon k'_{\partial} > 1$, т.е. $G < k'_{\partial}\, G'$, то для множества $S_{\varepsilon}$ $(\varepsilon \in S_{\varepsilon})$ в $[0{,}5,\ 1]$ $\inf k'_{\partial}$ лежит в $[2,\ 1]$.

3. Если $\varepsilon k'_{\partial} = 1$, то для множества $S_{\varepsilon}$ $(\varepsilon \in S_{\varepsilon})$ в $[0{,}2,\ 1]$ $\inf k'_{\partial}$ лежит в $[5,\ 1]$. Этот частный случай в дальнейшем рассматривать не будем.

<u>Первый случай</u> – $\varepsilon k'_{\partial} < 1$.

Параметр $l_o$, характеризующий объем газа $V_o = l_o F$ в упругом элементе рессоры

$$l_o = \frac{\varkappa g}{\omega_o^2}\ , \tag{2}$$

где $\varkappa$ – показатель политропы.

Динамический ход сжатия для негруженой машины

$$x'_c = l_o\left(\frac{1}{\sqrt[\varkappa]{k'_{\partial}}} - 1\right)\ . \tag{3}$$

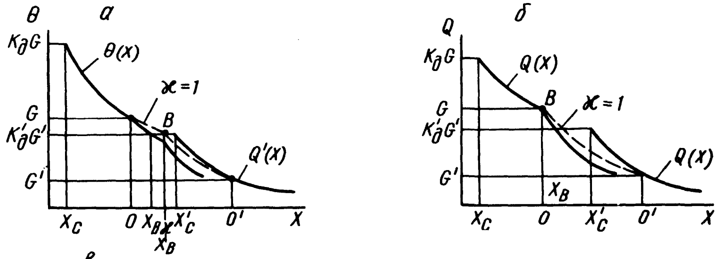
Формула справедлива и для вычисления динамического хода сжатия $x_c$ при заданном коэффициенте динамичности $k_{\partial}$.

Характеристика рессоры для негруженой машины

$$Q'_x = p'_o F\left(\frac{l_o}{l_o + x}\right)^{\varkappa}\ , \tag{4}$$

где $p'_o F = G'$; $p'_o$ – давление газа в упругом элементе при нагрузке $G'$.

Выберем sup $k'_\partial$ из интервала $[2, 5]$, обеспечивающее равенство $Q_x = k'_\partial G'$, точка B на рис. 2, а.



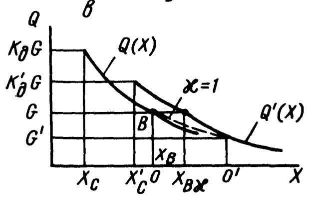




Рис. 2. Характеристика гидропневматической рессоры: а – включение 2-го упругого элемента при $Q_x = k'_\partial G'(G > k'_\partial G')$; б – то же при $Q_x = G, (G > k'_\partial G')$; в – то же при $Q_x = G, (G < k'_\partial G')$.

Изменение статической нагрузки от $G'$ до $G$ происходит обычно достаточно медленно, поэтому $\varkappa = 1$.

Объем газа в первом упругом элементе при $Q_x = k'_\partial G$

$$V_c = V_o / k'_\partial \quad . \tag{5}$$

Объем зарядки $V_{2\,зар}$ второго упругого элемента определяется из условия $V_o^{2\,зар} = V'_o$ при нагрузке $G = Mg$:

$$V_{2зар} = V_o \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon k'_\partial} \quad . \tag{6}$$

При этом давление зарядки $p_{2зар}$ равно максимальному давлению $p'_{max}$ в первом упругом элементе при нагрузке $k'_\partial G$.

Суммарный объем газа в точке B в первом и втором упругом элементе

$$V_B = V_o / \varepsilon k'_\partial \quad . \tag{7}$$

При увеличении нагрузки рессора сожмется на величину

$$\Delta x = l_o \left( \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon k'_\partial} \right) \quad . \tag{8}$$

Динамический ход сжатия $x_c$ для груженой машины определяется по формуле (3).

При ходе отбоя процесс расширения газа идет по политропе, поэтому $Q_x$ станет равной $k'_э G'$ не при перемещении поршня на величину $x_B$, а при перемещении его на величину

$$x_{B\varkappa} = l_o \left( \frac{1}{\sqrt[\varkappa]{\varepsilon k'_э}} - 1 \right) . \tag{9}$$

При достижении величины $x_B$ объем газа во втором упругом элементе станет равным $V_{2\,зар}$, а $Q_x$ будет зависеть только от объема газа в первом упругом элементе, равного $V'_c$.

Таким образом, характеристика рессоры для груженой машины

$$Q_x = G \left( \frac{l_o}{l_o + x} \right)^{\varkappa} \qquad \text{при } x_c \leq x \leq x_B ,$$

$$Q_x = Q_B \left( \frac{l_{oB}}{l_{oB} - x_B + x} \right)^{\varkappa} \qquad \text{при } x_B < x , \tag{10}$$

где $\quad Q_B = G \left( \dfrac{l_o}{l_o + x_B} \right)^{\varkappa}, \qquad l_{oB} = V'_c / F .$

Во втором варианте выберем значение $\varepsilon$ из $[0{,}2,\ 0{,}5]$, обеспечивающее соотношение $Q_x = G'/\varepsilon = G$ (точка B на рис. 2, б) причем $k'_э = \sup k'_э$.

При увеличении нагрузки от $G'$ до $G$ ($\varkappa = 1$) поршень рессоры переместится на величину $O'O$, равную

$$x_B = l_o (\varepsilon - 1) . \tag{11}$$

Объем газа в первом упругом элементе при $x_B$

$$V_c = V_o \, \varepsilon . \tag{12}$$

Объем и давление зарядки второго упругого элемента

$$V_{2\,зар} = V_o (1 - \varepsilon ) , \quad p_{2\,зар} = G/F . \tag{13}$$

Тогда характеристика рессоры груженой машины

$$Q_x = G \left( \frac{l_o}{l_o + x} \right)^{\varkappa} \qquad \text{при } x \leq 0 ,$$

$$Q_x = G\left(\frac{l_{oB}}{l_{oB} + x}\right)^{\varkappa} \qquad \text{при } x > 0 , \qquad (14)$$

где $V_{oB} = V_c^{\prime} / F$ .

Сравнивая первый и второй варианты, нетрудно заметить, что общая длина цилиндра во втором варианте будет короче за счет уменьшения величины перемещения поршня $x_B$ при изменении нагрузки от $G'$ до $G$.

Второй случай — $\varepsilon k_\partial' > 1$ .

Рассмотрим случай, когда $\varepsilon$ ( $\varepsilon \in S_\varepsilon$ ) в $[0,5,\ 1]$ принимает значение, обеспечивающее включение второго упругого элемента при нагрузке $G$ (точка B на рис. 2, в), причем $k_\partial' \geqq \inf k_\partial'$ .

При изменении нагрузки от $G'$ до $G$ поршень переместится на величину $O'O$, определяемую по формуле (11), объем газа в первом упругом элементе - по формуле (12), объем и давление зарядки второго упругого элемента - по формуле (13).

В динамике процесс сжатия газа идет по политропе, поэтому $Q_x = G$ не при перемещении поршня на величину $x_B$, а при перемещении на величину

$$x_{B\varkappa} = l_o\left(\frac{1}{\sqrt[\varkappa]{G/G'}} - 1\right) . \qquad (15)$$

В этом случае суммарный объем газа в первом и втором упругом элементах

$$V_{o\varkappa} = V_{2\,зар} + V_o + \left| x_{B\varkappa} \right| F . \qquad (16)$$

Величина перемещения поршня в цилиндре при изменении нагрузки от $G$ до $k_\partial' \ G'$

$$x_{k\partial} = l_{o\varkappa}\left(\frac{1}{\sqrt[\varkappa]{\varepsilon k_\partial'}} - 1\right) , \qquad (17)$$

где $l_{o\varkappa} = V_{o\varkappa} / F$. Тогда динамический ход сжатия для негруженой машины

$$x_c' = x_{B\varkappa} + x'_{k\partial} . \qquad (18)$$

Характеристика рессоры для негруженой машины

$$Q_x = G'\left(\frac{l_o}{l_o + x}\right)^{\varkappa} \qquad \text{при } x_{B\varkappa} \leqq x ,$$

2*

$$Q_x = G\left(\frac{l_{oB}}{l_{oB} + x_{Bx} + x}\right)^{x} \text{ при } x_{Bx} > x \geq x_c'. \quad (19)$$

Динамический ход сжатия $x_c$ для груженой машины определяется по формуле (2), а характеристика рессоры для груженой машины

$$Q_x = G\left(\frac{l_o}{l_o + x}\right)^{x} \quad \text{при } 0 \geq x \geq x_c;$$

$$Q_x = G\left(\frac{l_{oB}}{l_{oB} + x}\right)^{x} \quad \text{при } 0 \geq x \geq x_c, \quad (20)$$

где $l_{oB} = V_c' / F$.

Полученные зависимости для расчета характеристик гидропневматической рессоры позволяют рассчитывать характеристики также и для других значений $Q_x$, отличных от рассмотренных в первом и втором случаях. Такая необходимость может возникнуть, если частота колебаний $\omega$ при амплитуде $x \approx \approx 0{,}5x_c$ будет отличаться от $\omega_o$ больше чем на 10 - 15%. В этом случае точку В включения в работу второго упругого элемента следует сдвигать в сторону точки $O'$.

УДК 629.118.68.073

Е.И. Белопол, В.М. Беляев, канд. техн. наук

## АВТОКОЛЕБАНИЯ ПЕРЕДНЕГО УПРАВЛЯЕМОГО КОЛЕСА МОТОЦИКЛА

При движении мотоцикла по дороге на переднем, управляемом колесе возможно самовозбуждение колебаний типа "шимми". Эти колебания состоят из поворота колес относительно оси рулевой колонки и из поперечных смещений. Явление "шимми" связано с конечной величиной жесткости шины и передней вилки.

Составим уравнения связей в системе дорога - колесо - вилка при качении колеса на основании теории Келдыша [1]. Положение рассматриваемой системы определяется четырьмя обобщенными координатами (рис. 1): углом $\psi$, углом $\theta$ и параметрами деформации шины $\xi$ и $\varphi$. Зависимый параметр