

В результате проведенных исследований можно сделать вывод, что все изученные параметры по степени их влияния на управляемость автопоезда можно расположить в следующей последовательности: база прицепа, свес тягово-сцепного устройства, свес дышла. Выбор этих параметров следует производить с учетом динамических характеристик автомобиля и прицепа.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Выгонный А.Г., Титович А.И., Ведерчик А.В. К вопросу управляемости автопоезда большой грузоподъемности при прямолинейном движении. – Автомобильная промышленность, 1977, № 10, с. 21–23.

УДК 629.113.012.83

С.С.ЖУРАВЛЕВ, канд.техн.наук (ММИ)

### **МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА УГЛОВ КРЕНА АВТОМОБИЛЕЙ С НЕЛИНЕЙНОЙ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ ПОДВЕСКИ ПРИ УСТАНОВИВШЕМСЯ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИ**

Большегрузные автомобили-самосвалы особенно в груженом состоянии имеют высоко расположенный центр тяжести, вследствие чего возникает опасность больших углов крена подрессоренных масс и опрокидывания автомобиля во время его криволинейного движения. Кроме того, несимметричное расположение груза в кузове автомобиля относительно его продольной плоскости вызывает дополнительные силы, способствующие опрокидыванию автомобиля на повороте [1].

Устойчивость автомобиля к боковому опрокидыванию зависит от параметров системы подрессоривания, общей компоновки автомобиля, а также от скорости его движения, радиуса поворота и других эксплуатационных условий. В известной мере при проектировании подвесок уже predeterminedены их компоновочные данные и условия эксплуатации. Устойчивость автомобиля достигается за счет правильного выбора конструктивных параметров подвески, которая должна обеспечивать ему достаточную плавность хода.

В данной работе рассматривается двухосный автомобиль-самосвал типа БелАЗ с передней и задней зависимой гидропневматическими подвесками. Для восприятия боковых сил, которые передаются от подрессоренных масс к неподдресоренным, использованы поперечные штанги. Задняя подвеска выполнена в виде рычага с определенным передаточным отношением. При выводе уравнений математической модели предполагалось, что положение центров крена подрессоренных масс передней и задней подвесок известны. Центр крена подвески в процессе крена автомобиля смещается в сторону упругого элемента с большей мгновенной жесткостью. Характеристика шин линейна, и крен подрессоренных масс автомобиля происходит относительно оси крена, проходящей через мгновенные центры крена передней и задней подвесок.

На рис. 1 представлена расчетная схема зависимой подвески с поперечной штангой. Из рисунка следует, что восстанавливающий момент от упругих элементов подвески  $i$ -й оси, действующий на подрессоренные массы, равен

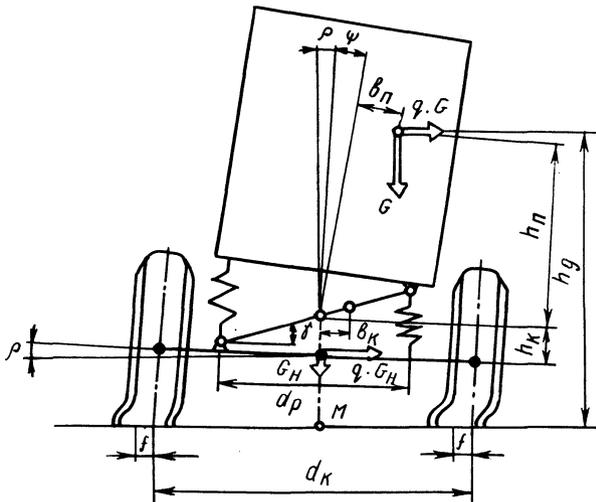


Рис. 1. Расчетная схема подвески.

$$M_{ri} = [b_{\pi i} + h_{\pi i} (\rho_i + \psi_i)] G_i + q G_i h_{\pi i} \pm M_T, \quad (1)$$

где  $i = 1, 2$  — номера осей ( $i = 1$  — передняя ось;  $i = 2$  — задняя ось);  $b_{\pi i}$  — смещение центра тяжести поддресоренных масс относительно продольной вертикальной плоскости вследствие несимметричности расположения груза в кузове;  $h_{\pi i}$  — расстояние от центра тяжести поддресоренных масс до центра крена подвески;  $\rho_i$ ;  $\psi_i$  — угол крена неподдресоренных масс относительно опорной поверхности и поддресоренных масс относительно неподдресоренных;  $q$  — относительное боковое ускорение автомобиля;  $G_i$  — поддресоренные массы, приходящиеся на ось;  $M_T$  — момент, вызывающий скручивание рамы автомобиля в процессе крена (знак минус принят для передней подвески, а знак плюс — для задней).

Восстанавливающий момент шин  $i$ -й оси равен

$$\rho_i c_{\rho i} = \rho_i r_{\text{д}} G_{\text{ни}} + \rho_i (r_{\text{д}} + h_{\text{ки}}) G_i + q G_{\text{ни}} r_{\text{д}} + q (r_{\text{д}} + h_{\text{ки}} - \rho_i b_{\text{ки}}) G_i + M_{ri}, \quad (2)$$

где  $c_{\rho i} = \frac{d_{\text{ки}}^2}{2} z_i c_{\text{ш}}$  — приведенная жесткость шин;  $r_{\text{д}}$  — динамический радиус качения колеса;  $b_{\text{ки}}$  — смещение центра крена поддресоренных масс вследствие несимметричности упругих характеристик подвески;  $G_{\text{ни}}$  — неподдресоренные массы;  $d_{\text{ки}}$  — колея колес;  $z_i$  — число шин на одной стороне оси;  $c_{\text{ш}}$  — нормальная жесткость одной шины;  $h_{\text{ки}}$  — расстояние от центра крена подвески до оси колеса.

При известных углах крена поддресоренных и неподдресоренных масс угол закрутки рамы определяется выражением

$$\epsilon = \rho_1 + \psi_1 - \rho_2 - \psi_2.$$

С учетом угловой жесткости рамы  $c_e$

$$M_T = (\rho_1 + \psi_1 - \rho_2 - \psi_2)c_e . \quad (3)$$

Относительный ход подвески  $\delta_{сж}$  для сжимающегося упругого элемента вычисляется по следующему уравнению:

$$\frac{M_{ri}}{d_{pi}} = \frac{G_{0i}}{1 - \kappa_{0i}} \left( \frac{1}{1 + \delta(n_i) - \delta_{сжi}} + \kappa_{0i} \mu_{0i} \frac{1}{\mu_{0i} - \delta(n_i) + \delta_{сжi}} \right) - n_i G_{0i} . \quad (4)$$

Относительный ход отбоя  $\delta_{от}$  подвески для растягивающегося упругого момента выводится из уравнения

$$- \frac{M_{ri}}{d_{pi}} = \frac{G_{0i}}{1 - \kappa_{0i}} \left( \frac{1}{1 + \delta(n_i) - \delta_{отi}} + \frac{\kappa_{0i} \mu_{0i}}{\mu_{0i} - \delta(n_i) + \delta_{отi}} \right) - n_i G_{0i} , \quad (5)$$

где  $G_{0i}$  — подпрессоренные массы, приходящиеся на один цилиндр гидропневматической подвески снаряженного автомобиля;  $\delta_{сжi} = \frac{\Delta_{сжi}}{l_{0i}}$  и  $\delta_{отi} = \frac{\Delta_{отi}}{l_{0i}}$  — относительные ходы подвески для наружного (сжимающегося) и внутреннего (растягивающегося) гидропневматических упругих элементов в процессе крена подпрессоренных масс относительно неподпрессоренных;  $l_{0i}$  — приведенный столб газа в рабочей полости гидропневматического упругого элемента снаряженного автомобиля;  $n_i$  — кратность изменения нагрузки на упругий элемент;  $\delta(n_i)$  — относительный статический прогиб подвески автомобиля, вызванный его загрузкой;  $\kappa_{0i}$  и  $\mu_{0i}$  — безразмерные коэффициенты, характеризующие параметры гидропневматического упругого элемента подвески снаряженного автомобиля [2].

Между ходами сжатия  $\Delta_{сжi}$ , отбоя  $\Delta_{отi}$  подвески и углом крена подпрессоренных масс относительно неподпрессоренных существует следующая взаимосвязь:

$$\psi_i = \frac{\Delta_{сжi} - \Delta_{отi}}{d_{pi}} . \quad (6)$$

В выражениях (4) и (5) принята упругая характеристика гидропневматической подвески с противодавлением. Из этих уравнений легко можно получить характеристику подвески без противодавления, приняв  $\kappa_{0i} = 0$ .

Решая совместно уравнения (1)–(6), получим следующую систему нелинейных алгебраических уравнений для двухосного автомобиля с гидропневматической подвеской:

$$\begin{aligned} & [b_{п1} + h_{п1}(\rho_1 + \psi_1)]G_1 + qh_{п1}G_1 - (\rho_1 + \psi_1 - \rho_2 - \psi_2)c_e - \\ & - \frac{d_{p1}G_{01}}{1 - \kappa_{01}} \left( \frac{l_{01}}{l_{01} + \delta(n_1)l_{01} - \Delta_{сж1}} - \frac{\kappa_{01}\mu_{01}l_{01}}{\mu_{01}l_{01} - \delta(n_1)l_{01} + \Delta_{сж1}} \right) + \end{aligned}$$

$$+ d_{p1} n_1 G_{01} = 0; \quad (7)$$

$$\begin{aligned} & [b_{п2} + h_{п2} (\rho_2 + \psi_2)] G_2 + qh_{п2} G_2 + (\rho_1 + \psi_1 - \rho_2 - \psi_2) c_\epsilon - \\ & - \frac{d_{p2} G_{02}}{1 - \kappa_{02}} \left( \frac{l_{02}}{l_{02} + \delta(n_2) l_{02} - \Delta_{сж2}} - \frac{\kappa_{02} \mu_{02} l_{02}}{\mu_{02} l_{02} - \delta(n_2) l_{02} + \Delta_{сж2}} \right) + \\ & + d_{p2} n_2 G_{02} = 0; \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} & - [b_{п1} + h_{п1} (\rho_1 + \psi_1)] G_1 - qh_{п1} G_1 + (\rho_1 + \psi_1 - \rho_2 - \psi_2) c_\epsilon - \\ & - \frac{d_{p1} G_{01}}{1 - \kappa_{01}} \left( \frac{l_{01}}{l_{01} + \delta(n_1) l_{01} - \Delta_{от1}} - \frac{\kappa_{01} \mu_{01}}{\mu_{01} l_{01} - \delta(n_1) l_{01} + \Delta_{от1}} \right) + \\ & + d_{p1} n_1 G_{01} = 0; \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} & - [b_{п2} + h_{п2} (\rho_2 + \psi_2)] G_2 - qh_{п2} G_2 - (\rho_1 + \psi_1 - \rho_2 - \psi_2) c_\epsilon - \\ & - \frac{d_{p2} G_{02}}{1 - \kappa_{02}} \left( \frac{l_{02}}{l_{02} + \delta(n_2) l_{02} - \Delta_{от2}} - \frac{\kappa_{02} \mu_{02}}{\mu_{02} l_{02} - \delta(n_2) l_{02} + \Delta_{от2}} \right) + \\ & + d_{p2} n_2 G_{02} = 0; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\psi_1 d_{p1} - \Delta_{сж1} + \Delta_{от1} = 0; \quad (11)$$

$$\psi_2 d_{p2} - \Delta_{сж2} + \Delta_{от2} = 0; \quad (12)$$

$$\begin{aligned} & \rho_1 c_{\rho 1} - \rho_1 r_{д} G_{н1} - \rho_1 (r_{д} + h_{к1}) G_1 - qG_{н1} r_{д} - q(r_{д} + h_{к1} - \\ & - \rho_1 b_{к1}) G_1 - [b_{п1} + h_{п1} (\rho_1 + \psi_1)] G_1 - qh_{п1} G_1 + (\rho_1 + \psi_1 - \\ & - \rho_2 - \psi_2) c_\epsilon = 0; \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} & \rho_2 C_{\rho 2} - \rho_2 r_{д} G_{н2} - \rho_2 (r_{д} + h_{к2}) G_2 - qG_{н2} r_{д} - q(r_{д} + h_{к2} - \\ & - \rho_2 b_{к2}) G_2 - [b_{п2} + h_{п2} (\rho_2 + \psi_2)] G_2 - qh_{п2} G_2 - (\rho_1 + \psi_1 - \\ & - \rho_2 - \psi_2) c_\epsilon = 0. \end{aligned} \quad (14)$$

В полученной системе, состоящей из восьми уравнений, имеется восемь неизвестных: углы крена поддресоренных и неподдресоренных масс и ход цилиндров передней и задней подвесок. Эти параметры характеризуют крен автомобиля.

У многих большегрузных автомобилей, особенно с гидропневматическими упругими элементами без противоаварийного, на ходе отбоя гидропневматических цилиндров устанавливаются гидравлические ограничители хода или в виде резиновых буферов. При определенных углах крена поддресоренных масс

растяжение гидропневматических цилиндров может ограничиваться упругим буфером. В этом случае изменяется уравнение упругой характеристики подвески на ходе отбоя. На рис. 2 представлена форма упругой характеристики гидропневматической подвески без противодействия с упругим буфером на ходе отбоя. При известных значениях перемещения  $\Delta_{от}^{max}$  (когда вступает в работу буфер) и жесткости буфера  $c_i$  уравнение упругой характеристики подвески на этом участке примет вид

$$Q_i(\Delta_{отi}) = Q_i(\Delta_{отi}^{max}) + c_i(\Delta_{отi} - \Delta_{отi}^{max}),$$

где  $Q_i(\Delta_{отi}^{max})$  — упругая сила гидропневматического цилиндра, при которой вступает в работу буфер.

В случае, когда при крене кузова достигается упор на ходе отбоя передней или задней подвески, уравнения (9) и (10) в системе уравнений (7)–(14) примут вид

$$- [b_{п1} + h_{п1}(\rho_1 + \psi_1)]G_1 - qh_{п1}G_1 + (\rho_1 + \psi_1 - \rho_2 - \psi_2)c_e - d_{п1}[Q_1(\Delta_{от1}^{max}) + c_1(\Delta_{от1} - \Delta_{от1}^{max})] = 0; \quad (15)$$

$$- [b_{п2} + h_{п2}(\rho_2 + \psi_2)]G_2 - qh_{п2}G_2 - (\rho_1 + \psi_1 - \rho_2 - \psi_2)c_e - d_{п2}[Q_2(\Delta_{от2}^{max}) + c_2(\Delta_{от2} - \Delta_{от2}^{max})] = 0. \quad (16)$$

Система уравнений (7)–(14) для различных значений боковых ускорений решалась на ЭВМ ЕС-1022 с помощью стандартной подпрограммы. При достижении упора на ходе отбоя передней или задней подвески уравнения (9) и (10) в системе заменялись уравнениями (15) и (16). В результате решения были получены следующие искомые значения: угол крена неподрессоренных масс передней и задней подвесок относительно дороги; ход гидропневматических цилиндров подвески; углы крена поддрессоренных масс передней и задней частей автомобиля относительно неподрессоренных.

Разработанная модель является универсальной. Она дает возможность исследовать углы крена снаряженного и груженого автомобиля, снабженного гидропневматическими зависимыми и независимыми подвесками с противодействием и без противодействия, с учетом и без учета изменения положения центра крена передней и задней подвесок, а также в зависимости от асимметричности расположения груза в кузове. Если в выражениях для упругой характеристики подвески принять значение кратности  $n$  соотношения нагрузок на упругий элемент подвески в груженом и снаряженном состояниях автомо-

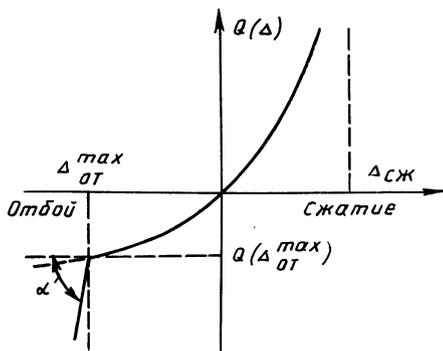


Рис. 2. Упругая характеристика гидропневматической подвески с буфером на ходе отбоя.

бия равным 1, то относительный статический прогиб подвески  $\delta(n)$  равен нулю, и упругая характеристика подвески соответствует снаряженному автомобилю.

Исходные данные автомобиля имели следующие значения:

$$\begin{aligned}
 b_{n1} &= 0; \quad b_{n2} = 0; \quad h_{n1} = 1,37 \text{ м}; \quad h_{n2} = 1,55 \text{ м}; \quad l_{01} = 0,14 \text{ м}; \\
 l_{02} &= 0,12 \text{ м}; \quad h_{k1} = -0,025 \text{ м}; \quad h_{k2} = 0,5 \text{ м}; \quad b_{k1} = 0; \quad b_{k2} = 0; \\
 \Delta_{от1}^{\max} &= -0,16 \text{ м}; \quad \Delta_{от2}^{\max} = -0,145 \text{ м}; \quad \kappa_{01} = 0; \quad \kappa_{02} = 0; \quad \mu_{01} = \infty; \\
 \mu_{02} &= \infty; \quad \delta(n_1) = -0,454; \quad \delta(n_2) = -0,788; \quad n_1 = 1,83; \quad n_2 = 4,73; \\
 c_1 &= 5 \cdot 10^{10} \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad c_2 = 5 \cdot 10^{10} \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad c_{ш} = 21 \cdot 10^5 \text{ Н/м}; \quad G_1 = 226,63 \text{ кН}; \\
 G_2 &= 440,16 \text{ кН}; \quad c_e = 7 \cdot 10^8 \text{ м/рад}; \quad G_{01} = 618,7 \text{ кН}; \quad G_{02} = 380,9 \text{ кН}; \\
 G_{n1} &= 302,0 \text{ кН}; \quad G_{n2} = 640,0 \text{ кН}.
 \end{aligned}$$

На рис. 3 представлены результаты расчета углов крена относительно опорной поверхности поддресоренных и неподдресоренных масс груженого автомобиля-самосвала БелАЗ грузоподъемностью 450 кН с передней и задней независимыми гидропневматическими подвесками без противодействия при различных значениях относительных боковых ускорений. В диапазоне относительных боковых ускорений  $(0,2-0,25)g$  наблюдается снижение углов крена в 1,6–2 раза. Если же рессорную и колесную колеи задней оси автомобиля увеличить на 0,5 м, не изменяя при этом рессорную и колесную колеи передней оси, то в названном диапазоне боковых ускорений получим в 2–3 раза большее уменьшение углов крена, по сравнению с нормальной колеей. Следовательно, увеличение колесной, и особенно рессорной, колеи задней оси автомобиля при проектировании зависимых гидропневматических подвесок является более эффективным средством снижения углов крена автомобиля, по сравнению с увеличением в таких же пределах рессорной колеи передней оси.

Каждая кривая, изображенная на рис. 3, отличается одним из трех характерных участков изменения угла крена поддресоренных масс относительно дороги. На первом участке в диапазоне боковых ускорений  $g$   $(0-0,18)$  наблюдается равномерное нарастание угла крена. Второй участок характеризуется резким нарастанием угла крена при незначительном увеличении бокового ускорения. Он соответствует прохождению равнодействующей боковой силы и силы от поддресоренных масс вблизи оси опрокидывания. Если бы на ходе отбоя не вступал в работу буфер, то поддресоренная масса опрокинулась бы вокруг указанной оси.

На третьем участке отмечается незначительное линейное изменение угла крена до момента потери контакта внутреннего колеса одной из осей с опорной поверхностью. Этот участок кривой соответствует условию, когда окончательно выбран ход отбоя одного из цилиндров подвески и дальнейший крен происходит за счет деформации шин одной из осей автомобиля.

Как правило, первым вступает в работу буфер на ходе отбоя той оси, подвеска которой имеет меньший ход отбоя, или же при равных ходах отбоя — большую рессорную колею. Следовательно, максимальную устойчивость к бо-

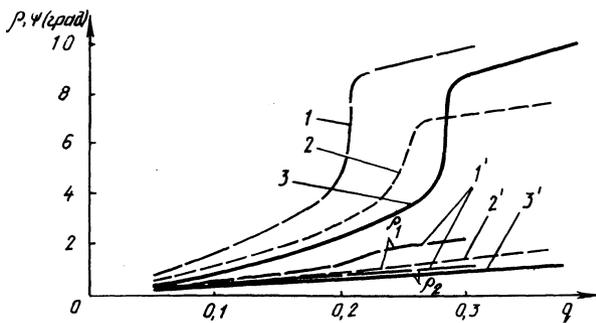


Рис. 3. Зависимость углов крена поддресоренных и неподдресоренных масс автомобиля от относительных боковых ускорений: штрих-пунктирная линия — нормальная колея; пунктирная — расширенная передняя колея; сплошная — расширенная задняя колея; 1, 2, 3 — крен поддресоренных масс; 1', 2', 3' — крен неподдресоренных масс.

ковому опрокидыванию будет иметь автомобиль, у которого оба буфера вступают в работу одновременно. Это возможно при следующем соотношении ходов отбоя подвески и рессорной колеи:

$$\frac{d_{p1}}{d_{p2}} = \frac{\Delta_{от1}^{max}}{\Delta_{от2}^{max}} \quad (17)$$

Как видно из рис. 3, для гидропневматических подвесок без противодействия момент вступления в работу буфера на ходе отбоя также играет большую роль для ограничения угла крена автомобиля относительно дороги. Желательно, чтобы ограничители хода отбоя вступали в работу не только одновременно, но и с минимально возможными боковыми ускорениями. Для этого при проектировании подвесок необходимо обеспечивать по возможности минимальные ходы отбоя подвески. Очевидно, для груженого и снаряженного состояний большинства реальных грузовых автомобилей невозможно выполнить соотношение (17). Поэтому в первую очередь необходимо обеспечивать указанное соотношение для груженого автомобиля, поскольку согласно расчетам углы крена поддресоренных масс снаряженного автомобиля в 2—2,5 раза меньше, чем груженого.

Из этого рисунка также следует, что для указанного автомобиля максимальные углы крена балок осей по отношению к дороге достигают  $2^\circ$  и с увеличением колесной и рессорной колеи имеют тенденцию к снижению. Если основным фактором снижения углов крена поддресоренных масс автомобиля является рессорная колея передней и задней подвесок, то колесная колея незначительно влияет на крен поддресоренных масс. В то же время ширина колеи оказывает основное влияние на момент потери устойчивости автомобиля. Так, из рассматриваемого рисунка следует, что при увеличении на 0,5 м колесной колеи передней оси отрыв переднего колеса от дороги происходит уже при боковом ускорении  $0,39g$ . Вместе с тем автомобиль с нормальной колеей теряет контакт с дорогой при боковых ускорениях  $0,3g$ .

## ЛИТЕРАТУРА

1. R o m p e K. Die Kippgrenze von Doppeldesks. – Omnibussen, – VDI, HEFT 214, 1971, S. 28.
2. S h u r a w l e w S., S p r i n g e r H. Zur Berechnung der Eigenfrequenzen hydro-pneumatisch gefederter Fahrzeuge. – Automobil-Industrie, 1978, №2, S. 54–61.

УДК 629.113–073.445.62

Б.Л.КУЛАКОВСКИЙ, канд.техн.наук (БПИ)

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВЕДЕНИЯ ЖИДКОСТИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ВЯЗКОСТИ В МОДЕЛИ АВТОМОБИЛЬНОЙ ЦИСТЕРНЫ

Движение автомобильной цистерны по различным траекториям, а также ускорение и замедление этого движения сопровождаются перемещением жидкости во внутренней полости емкости, ухудшая ее устойчивость. На практике широко применяются автоцистерны для перевозок жидких грузов различной вязкости (битум, дизельное топливо, пенообразователь, жидкие удобрения и т.д.). Физические свойства этих грузов влияют на значение опрокидывающего момента. В связи с этим становится актуальной задача исследования физической сущности поведения жидкости в модели цистерны.

Установлено, что с точки зрения устойчивости по опрокидыванию наиболее неблагоприятные условия движения автоцистерны создаются на траектории "переставка" и при резонансных колебаниях жидкости в сосуде. С целью

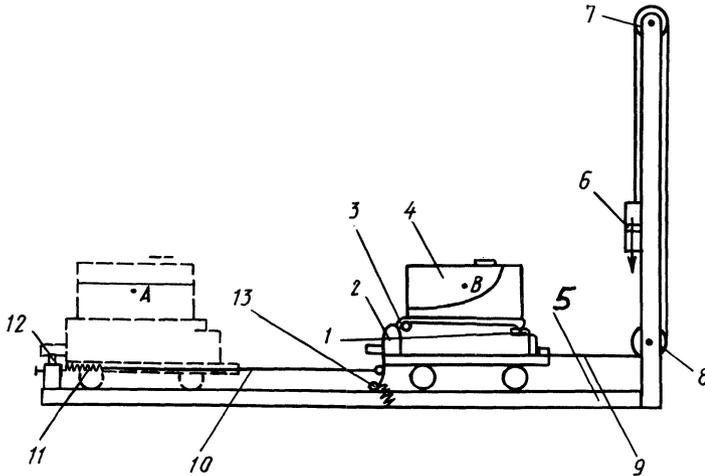


Рис. 1. Схема экспериментальной установки для исследования поведения жидкости в модели цистерны:

- 1 – тензоэлемент балочный;
- 2 – стойка;
- 3 – шарнир;
- 4 – модель цистерны;
- 5 – направляющие;
- 6 – сменный груз;
- 7, 8 – блоки;
- 9, 10 – тросы;
- 11 – пружина;
- 12 – стопор;
- 13 – фиксатор.