

УДК 543.8 + 541.13

## Гидропневматическая подвеска стабилизированной по горизонту грузовой платформы

Пильгунов В. Н.<sup>1</sup>, Ефремова К. Д.<sup>1,\*</sup>

\* [efremova.k.d@gmail.com](mailto:efremova.k.d@gmail.com)

<sup>1</sup>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

---

Исследована возможность создания гидропневматической подвески грузовой платформы, обеспечивающей пониженное значение угловых отклонений платформы от ее штатного горизонтального положения при смещении центра масс расположенного на ней груза от вертикальной оси платформы. Предложена гидравлическая схема подвески с перекрестным соединением поршневых и штоковых полостей гидроцилиндров и компенсацией дифференциальности гидроцилиндров посредством газожидкостных гидроаккумуляторов. Разработана математическая модель гидропневматической подвески и методика ее расчета. Проведена оценка влияния начального объема газовой полости гидроаккумуляторов, номинального давления питания гидравлической системы и дифференциальности гидроцилиндров на качество стабилизации платформы по горизонту. Даны рекомендации по оптимизации параметров гидропневматической подвески по критерию «жесткость подвески – качество стабилизации по горизонту».

**Ключевые слова:** гидропневматическая подвеска грузовой платформы, стабилизация грузовой платформы по горизонту, перекрестное соединение полостей пары гидроцилиндров, компенсация дифференциальности гидроцилиндров

---

### Введение

В тяжелой промышленности, строительной индустрии, космической технике и в военном деле часто приходится решать задачи, связанные с необходимостью удержания грузовой платформы на мягкой подвеске в ее штатном горизонтальном положении при смещении центра тяжести установленного на ней сосредоточенного груза относительно вертикальной оси платформы [1... 3]. Аналогичная задача возникает при установке на платформу рассредоточенного или добавленного груза, когда главный вектор сил тяжести оказывается смещенным относительно центра тяжести площади платформы. К подвеске могут быть предъявлены дополнительные требования по ее жесткости, чтобы не допустить

большие ударные нагрузки в переходных процессах [4, 5]. Использование для решения указанных выше задач сложных и дорогостоящих следящих систем оправдано лишь в случае необходимости выполнения жестких требований к допустимым отклонениям плоскости платформы от горизонта, например, при установке на платформу оптических наблюдательных или измерительных систем [6...8]. Пружинная или рессорная мягкая подвеска платформы не решает задачу её горизонтальной стабилизации. Копирующий пневмопривод [9], в условиях наложенного на него ограничения по уровню максимального допустимого давления сжатого воздуха в пневмосистемах значениями  $p = 0,8 \dots 1,0$  МПа, может решить задачу горизонтальной стабилизации лишь слабонагруженных платформ.

Целью предлагаемой работы является исследование возможности создания гидропневматической подвески грузовой платформы, которая могла бы обеспечивать ее приемлемую стабилизацию по горизонту при смещении центра масс груза относительно вертикальной оси платформы или ее дополнительном асимметричном нагружении. Размерности физических величин, приводимые в тексте статьи, указаны в системе СИ.

### Динамика нагруженной платформы

Конструктивная схема платформы прямоугольной формы на гидропневматической подвеске (в дальнейшем «подвеска») представлена на рис. 1.

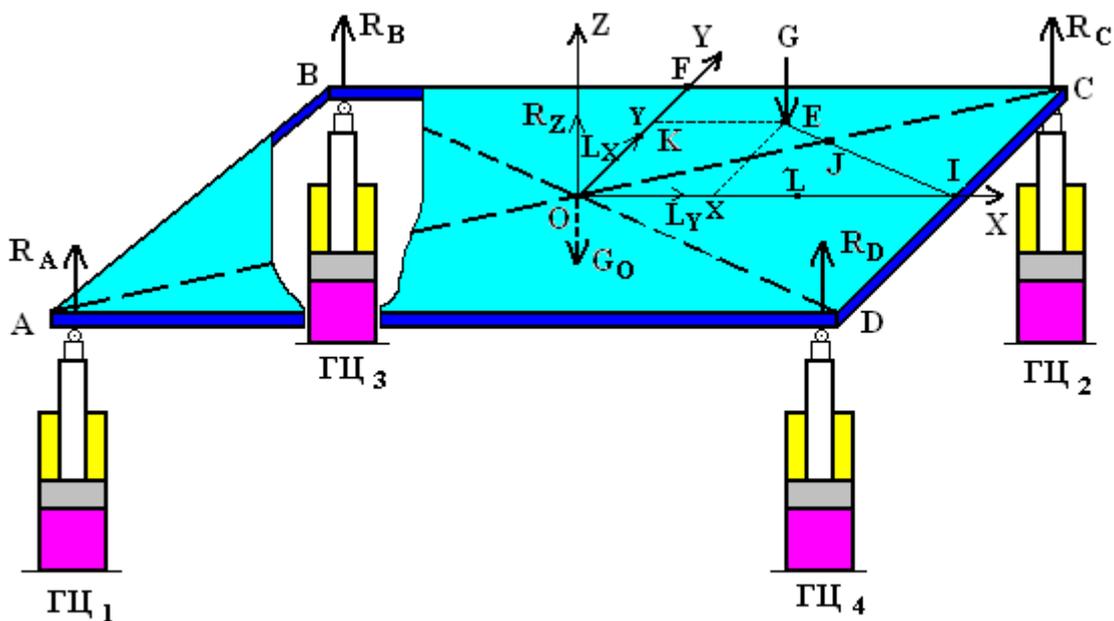


Рис. 1. Конструктивная схема грузовой платформы на гидропневматической подвеске.

Диагональные грузовые балки AC и BD платформы подвешены на дифференциальных гидроцилиндрах ГЦ1...ГЦ4 с перекрестным соединением их поршневых и штоковых

полостей (см. далее гидравлическую схему подвески). Предполагается, что сила тяжести  $G_0$  платформы приложена в точке пересечения диагоналей прямоугольника со сторонами  $AB = a$  и  $BC = b$ . При смещении центра тяжести груза  $G$  в произвольную точку  $E$  нагрузка на штоки гидроцилиндров подвески распределяется неравномерно, В соответствии с законами теоретической механики, произвольная система сил, приложенных к твердому телу, эквивалентна силе, равной главному вектору сил  $R$ , и паре сил с моментом, равным главному моменту  $L_0$  относительно произвольно выбранного центра – точки «О» [10] (в целях упрощения написания формул, символы векторов отсутствуют).

Условия равновесия тела определяются системой двух векторных уравнений:

$$\begin{cases} R = \Sigma F_k = 0 \\ L_0 = \Sigma M_0(F_k) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Система (1) двух векторных уравнений эквивалентна двум системам аналитических уравнений равновесия:

$$\begin{cases} R_x = \Sigma F_{kx} = 0; L_x = \Sigma M_x(F_k) = 0; \\ R_y = \Sigma F_{ky} = 0; L_y = \Sigma M_y(F_k) = 0; \\ R_z = \Sigma F_{kz} = 0; L_z = \Sigma M_z(F_k) = 0. \end{cases} \quad (2)$$

В системе сил, действующих на грузовую платформу, все силы параллельны между собой. В этом случае можно выбрать систему декартовых координат, в которой одна из осей параллельна направлению действия сил (ось  $OZ$  на рис.1). В принятой системе координат из шести уравнений системы (2) три выполняются тождественно. В этом случае система параллельных сил будет иметь только три условия равновесия четырех неизвестных усилий  $R_a, R_b, R_c$  и  $R_d$ , создаваемых штоками гидроцилиндров ГЦ 1...ГЦ 4:

$$R_z = \Sigma F_{kz} = 0, L_x = \Sigma M_x(F_k) = 0, L_y = \Sigma M_y(F_k) = 0. \quad (3)$$

При написании уравнений равновесия за положительный момент принимается момент, который направлен против движения часовой стрелки, если смотреть из точки начала координат в направлении осей  $OX$  и  $OY$  (рис. 1).

Если груз  $G$  смещается в первом квадранте плоскости  $OXY$  в произвольную точку  $E$  с координатами  $E = E(x, y)$ , то система уравнений (3) принимает вид:

$$R_z = R_a + R_b + R_c + R_d - G_0 - G = 0, \quad (4)$$

$$L_x = 0,5aR_a - 0,5aR_b - 0,5aR_c + 0,5aR_d + yG = 0, \quad (5)$$

$$L_y = -0,5bR_a - 0,5bR_b + 0,5bR_c + 0,5bR_d - xG = 0. \quad (6)$$

Выразим из уравнений (5) и (6) усилия  $R_a$  и приравняем их значения:

$$R_b + R_c - R_d - \frac{2Gy}{a} = -R_b + R_c + R_d - \frac{2Gx}{b},$$

откуда разность усилий, создаваемых штоками гидроцилиндров ГЦ 3 и ГЦ 4, равна

$$\Delta R_{db} = R_d - R_b = G \left( \frac{ax - by}{ab} \right). \quad (7)$$

Для получения уравнения связи между усилиями, создаваемыми штоками гидроцилиндров ГЦ 1 и ГЦ 2, подставим разность (7) в уравнение (5):

$$\Delta R_{ca} = R_c - R_a = G \left( \frac{ax+by}{ab} \right). \quad (8)$$

Влияние смещения груза относительно вертикальной оси платформы на разность усилий, создаваемых штоками гидроцилиндров, представлено в табл. 1.

Таблица 1.

Координаты точек	Точки в первом квадранте плоскости OXY						
	O	F	C	I	J	K	L
X	0	0	0,5b	0,5b	0,25b	0	0,25b
Y	0	0,5a	0,5a	0	0,25a	0,25a	0
$\Delta R_{ca}$	0	0,5G	G	0,5G	0,5G	0,25G	0,25G
$\Delta R_{db}$	0	-0,5G	0	0,5G	0	-0,25G	0,25G

### Динамика диагональной балки грузовой платформы

Платформа базируется на двух диагональных балках AC и BD, опирающихся на штоки гидроцилиндров ГЦ 1...ГЦ 4. Гидравлическая схема подвески представлена на рис.2.

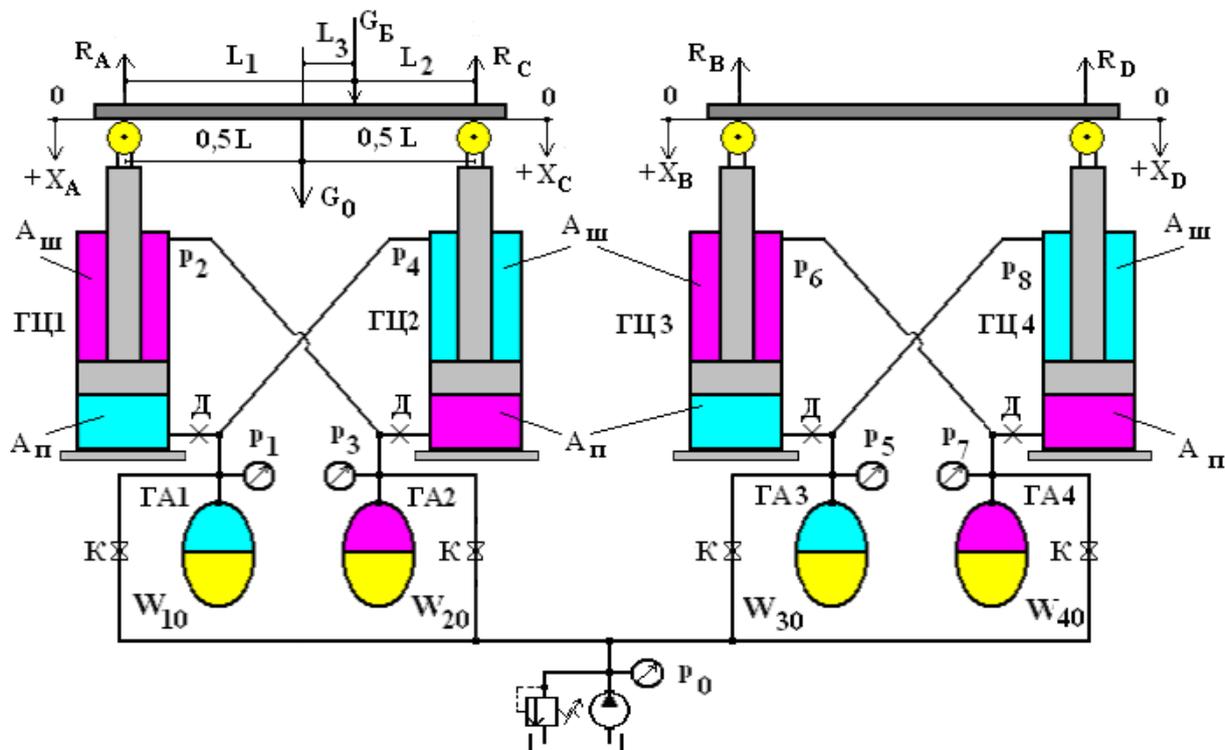


Рис.2. Гидравлическая схема гидропневматической подвески.

Поршневые и штоковые полости дифференциальных гидроцилиндров перекрестно соединены гидравлическими магистралями [11]. В целях компенсации разности объемов поршневой и штоковой полостей гидроцилиндров, обусловленной их дифференциальностью, в гидравлической системе подвески установлены гидроаккумуляторы ГА 1...ГА 4. Допустим, что при несмещенном относительно центра тяжести платформы грузе, поршни занимают позицию, соответствующую половине своего хода  $S$ . В этом случае суммарный объем рабочей жидкости, заполняющей объемы поршневой и штоковых полостей гидроцилиндров диагональной балки, вместе с объемом рабочей жидкости  $W_{ж}$ , заполняющей гидроаккумуляторы, составит:

$$W_{\Sigma} = 0,5S (A_{п} + A_{ш}) + W_{ж},$$

где  $A_{п}$  и  $A_{ш}$ , соответственно, рабочие площади поршня в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра. При герметичной системе этот объем сохраняется неизменным  $W_{\Sigma} = inv$ . Первоначальные объемы газовых полостей четырех гидроаккумуляторов принимаются равными  $W_{10} = W_{20} = W_{30} = W_{40} = W_0$ .

При разработке математической модели подвески исследуем работу диагональной балки АС [12]. Если центр тяжести груза, установленного на платформе, лежит на вертикальной оси платформы и  $L_3 = 0$ , то усилия, создаваемые штоками гидроцилиндров ГЦ 1 и ГЦ 2, равны и определяются соотношением:

$$R_a = R_c = 0,5(G_0 + G_6),$$

где  $G_6$  - доля нагрузки, приходящаяся на балку. С учетом равенств давлений  $p_1 = p_4$  и  $p_2 = p_3$ , условия равновесия гидроцилиндров, без учета сил трения, будут иметь вид [13]:

$$\text{- для ГЦ 1: } R_a + p_2 A_{ш} - p_1 A_{п} = 0; \quad (9)$$

$$\text{- для ГЦ 2: } R_c + p_1 A_{ш} - p_2 A_{п} = 0, \quad (10)$$

где  $A_{п} = 0,785 d_{п}^2$ ,  $A_{ш} = 0,785(d_{п}^2 - d_{ш}^2)$ ;  $d_{п}$  и  $d_{ш}$  - диаметры поршня и штока соответственно.

Совместное решение уравнений (9) и (10) определяет статическое равновесие поршней гидроцилиндров

$$p_1 (A_{п} + A_{ш}) = p_2 (A_{п} + A_{ш}),$$

или  $p_1 = p_2 = p_3 = p_4 = p_0$ , откуда

$$p_0 = \frac{0,5 (G_0 + G_6)}{(A_{п} - A_{ш})}, \quad (11)$$

где  $p_0$  - величина начального давления в полостях гидроцилиндров, предварительно настраиваемая переливным клапаном питающей установки по номинальным значениям силы тяжести платформы и установленного в центре тяжести платформы груза.

Необходимо отметить, что такой же уровень давления установится в газовых полостях  $W_{10}$  и  $W_{20}$  гидроаккумуляторов ГА 1 и ГА 2. Эти объемы, в общем случае, могут отличаться друг от друга, однако для нормальной работы подвески разница этих величин должна быть минимальной.

Рассмотрим условия равновесия балки, установленной на подвеске, при смещении груза на величину  $L_3 > 0$  в сторону конца С балки АС [14, 15], рис.2:

$$\Sigma R_z = 0: R_a + R_c - G_0 - G_6 = 0; R_a = G_0 + G_6 - R_c;$$

$$\Sigma M_0 = 0: -0,5R_a L + 0,5R_c L - G_6 L_3 = 0,$$

откуда

$$R_c = 0,5 (G_0 + G_6) + \frac{G_6 L_3}{L}; R_a = 0,5 (G_0 + G_6) - \frac{G_6 L_3}{L},$$

а разность сил  $\Delta R_{ca} = R_c - R_a$

$$\Delta R_{ca} = \frac{2 G_6 L_3}{L}. \quad (12)$$

Таким образом, штоки гидроцилиндров ГЦ 1 и ГЦ 2 будут создавать усилия:

$$R_c = 0,5(G_0 + G_6) + 0,5\Delta R_{ca} \text{ и } R_a = 0,5(G_0 + G_6) - 0,5\Delta R_{ca}.$$

Подставим значения  $R_c$  и  $R_a$  в уравнения равновесия гидроцилиндров (9) и (10):

$$0,5(G_0 + G_6) + 0,5\Delta R_{ca} + p_1 A_{ш} - p_2 A_{п} = 0, \quad (13)$$

$$0,5(G_0 + G_6) - 0,5\Delta R_{ca} + p_2 A_{ш} - p_1 A_{п} = 0. \quad (14)$$

Совместное решение уравнений (13), (14) определяет разность давлений в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндров ГЦ 1 и ГЦ 2:

$$p_2 - p_1 = \frac{\Delta R_{ca}}{(A_{п} + A_{ш})}.$$

Допустим, что  $p_1 = p_0 + \Delta p_1$  и  $p_2 = p_0 + \Delta p_2$ .

Равны ли эти приращения давлений по величине?

Преобразуем уравнения (13) и (14):

$$0,5(G_0 + G_6) + 0,5\Delta R_{ca} + (p_0 + \Delta p_1) A_{ш} - (p_0 + \Delta p_2) A_{п} = 0,$$

$$0,5(G_0 + G_6) - 0,5\Delta R_{ca} - (p_0 + \Delta p_1) A_{п} + (p_0 + \Delta p_2) A_{ш} = 0.$$

Суммируя полученные уравнения, получим равенство:

$$\Delta p_1 + \Delta p_2 = \frac{G_0 + G_6}{A_{п} - A_{ш}} - \frac{G_0 + G_6}{A_{п} - A_{ш}} = 0,$$

следовательно:  $\Delta p_2 = -\Delta p_1$ . Однако, при одинаковых знаках приращений ранее было получено равенство  $p_2 - p_1 = \Delta R_{ca} / (A_{п} + A_{ш})$ .

Тогда:

$$\Delta p_1 + \Delta p_1 = \frac{\Delta R_{ca}}{A_{п} + A_{ш}},$$

откуда абсолютные значения приращения давлений равны:

$$|\Delta p_1| = |\Delta p_2| = \frac{0,5\Delta R_{ca}}{A_{п} + A_{ш}} \quad (15)$$

Таким образом, при смещении центра тяжести груза относительно центра балки  $L_3 > 0$ , приращения давлений в полостях гидроцилиндров равны по модулю и противоположны по знакам  $\text{sign } \Delta p_1 = -\text{sign } \Delta p_2$ .

Проанализируем работу гидроаккумуляторов ГА 1 и ГА 2 при смещении центра тяжести груза относительно центра балки 0:

- поршень ГЦ 2, проседая под увеличенной на него нагрузкой на величину  $X_c$ , вытесняет из поршневой полости объем рабочей жидкости  $W_{п2} = A_{п}X_c$  и высвобождает в своей штоковой полости объем  $W_{ш2} = A_{ш}X_c$ ;

- поршень ГЦ 1, проседая на величину  $X_a$ , принимает в свою штоковую полость объем рабочей жидкости  $W_{ш1} = A_{ш}X_a$  и вытесняет из поршневой полости объем  $W_{п1} = A_{п}X_a$ .

Установим балансы объемов, рассмотрев два случая:

1. Возможно ли тождественное равенство просадок штоков гидроцилиндров  $X_a = X_c$ ?

В этом случае  $W_{п2} = A_{п}X_c$ ;  $W_{ш1} = A_{ш}X_a = A_{ш}X_c$ .

С учётом неравенств  $A_{п} > A_{ш}$ ,  $W_{п2} > W_{ш1}$ , разность объемов  $\Delta W_1 = W_{га2} = W_{п2} - W_{ш1}$  должна поступить в гидроаккумулятор ГА 2, уменьшая объем его газовой полости.

Уравнение состояния газа в изотермическом процессе [16, 17] будет иметь вид:

$$p_0 W_{20} = p_2 (W_{20} - W_{п2} + W_{ш1}), \text{ или:}$$

$$p_2 = \frac{p_0 W_{20}}{W_{20} - X_c(A_{п} - A_{ш})}.$$

Одновременно с этим, ГЦ 1 вытесняет объем рабочей жидкости  $W_{п1} = A_{п}X_a = A_{п}X_c$ , при этом ГЦ 2 может принять в свою штоковую полость объём  $W_{ш2} = A_{ш}X_c$ .

Следовательно, разность объемов  $\Delta W_2 = W_{га1} = W_{п1} - W_{ш2}$  должна поступить в ГА 1, уменьшая объём его газовой полости.

Уравнение состояния газа в изометрическом процессе для ГА1 будет иметь вид:

$$p_0 W_{10} = p_1 (W_{10} - W_{п1} + W_{ш2}) \text{ или } p_1 = \frac{p_0 W_{10}}{W_{10} - X_c(A_{п} - A_{ш})}.$$

При смещении центра тяжести груза относительно центра балки ранее были получены приращения давления  $\Delta p_1$  и  $\Delta p_2$  с разными знаками, следовательно, равенство  $X_a = X_c$  невозможно.

2. Рассмотрим случай, когда  $X_a < X_c$ .

Как и прежде,  $W_{п2} = A_{п}X_c$ ;  $W_{ш1} = A_{ш}X_a$  и  $W_{п2} > W_{ш1}$ .

Разность объемов  $\Delta W = W_{га2} = W_{п2} - W_{ш1}$  будет поступать в гидроаккумулятор ГА 2.

Уравнение состояния газа для ГА 2 имеет вид:

$$p_0 W_{20} = p_2 (W_{20} - A_{п}X_c + A_{ш}X_a) \text{ или } p_2 = \frac{p_0 W_{20}}{W_{20} - A_{п}X_c + A_{ш}X_a}.$$

Одновременно с этим, ГЦ 1 вытесняет объем рабочей жидкости  $W_{п1} = A_{п}X_a$ , при этом гидроцилиндр ГЦ 2 принимает в свою штоковую полость объем  $W_{ш2} = A_{ш}X_c$ . С учетом того, что в поршневой полости ГЦ 1 давление  $p_1$  уменьшилось, а в гидроаккумуляторе сохранилось на прежнем уровне  $p_0$ , часть рабочей жидкости должна вытесниться из гидроаккумулятора ГА 1 и поступить в штоковую полость гидроцилиндра ГЦ 2.

Таким образом, в штоковую полость гидроцилиндра ГЦ 2 будет поступать суммарный объем рабочей жидкости  $W_{2ш} = A_{ш}X_c = A_{п}X_a + W_{га1}$ , или  $W_{га1} = A_{ш}X_c - A_{п}X_a$ .

Объем газовой полости гидроаккумулятора ГА 1 увеличится, а уравнение состояния газа в его газовой полости будет иметь вид:

$$p_0 W_{10} = p_1 (W_{10} - A_{ш} X_c + A_{п} X_a) \text{ или } p_1 = \frac{p_0 W_{10}}{W_{10} - A_{ш} X_c + A_{п} X_a}.$$

В этом случае, при равенстве начальных объемов газовых полостей  $W_{10} = W_{20} = W_0$  гидроаккумуляторов ГА 1 и ГА 2, уравнения состояния газа будут иметь вид:

$$p_0 W_0 = p_1 (W_0 - A_{ш} X_c + A_{п} X_a), \quad (16)$$

$$p_0 W_0 = p_2 (W_0 - A_{п} X_c + A_{ш} X_a). \quad (17)$$

Выразим из уравнения (16) просадку штока  $X_a$  гидроцилиндра ГЦ 1:

$$X_a = \frac{W_0 \Delta p}{A_{п} (p_0 - \Delta p)} + \frac{X_c A_{ш}}{A_{п}} \quad (18)$$

и после подстановки выражения  $X_a$  в уравнение (17) получим зависимость, определяющую просадку штока  $X_c$  гидроцилиндра ГЦ 2:

$$X_c = \frac{W_0 \Delta p A_{п}}{(p_0 + \Delta p)(A_{п}^2 - A_{ш}^2)} + \frac{W_0 \Delta p A_{ш}}{(p_0 - \Delta p)(A_{п}^2 - A_{ш}^2)}. \quad (19)$$

В уравнениях (18) и (19) приращение давлений  $\Delta p$  определяется в соответствии с равенством (15).

## Исследование математической модели гидропневматической подвески диагональной балки

### А. Основные расчётные соотношения.

А.1: Начальное давление в полостях гидроцилиндров (11):

$$p_0 = \frac{0,5 (G_0 + G_6)}{A_{п} - A_{ш}}.$$

А.2: Абсолютное приращение давления в полостях гидроцилиндров (15):

$$\Delta p = \frac{0,5 \Delta R_{ca}}{A_{п} + A_{ш}}.$$

А.3: Разность усилий создаваемая штоками гидроцилиндров ГЦ 1 и ГЦ 2 составит (12)

$$\Delta R_{ca} = \frac{2G_6 L_3}{L}.$$

А.4: Параметры гидроцилиндров ГЦ 1 ... ГЦ 4:

- рабочая площадь поршня в поршневой полости гидроцилиндра:  $A_{п} = 0,785 d_{п}^2$ ;
- рабочая площадь поршня в штоковой полости гидроцилиндра:  $A_{ш} = 0,785 (d_{п}^2 - d_{ш}^2)$ .

А.5: Просадка нагруженного конца С диагональной балки АС (19):

$$X_c = \frac{W_0 \Delta p A_{п}}{(p_0 + \Delta p)(A_{п}^2 - A_{ш}^2)} + \frac{W_0 \Delta p A_{ш}}{(p_0 - \Delta p)(A_{п}^2 - A_{ш}^2)}.$$

А.6: Просадка разгруженного конца А диагональной балки АС (18):

$$X_a = \frac{W_0 \Delta p}{A_n(p_0 - \Delta p)} + \frac{X_c A_{ш}}{A_n}$$

**Б. Диагональная балка большой грузоподъёмности:**

- длина балки  $L = 2$  м;
- сила тяжести балки  $G_0 = 0,5 \cdot 10^4$  Н;
- сила тяжести установленного на балку груза  $G_6 = 5 \cdot 10^4$  Н;
- номинальное начальное давление в гидросистеме подвески  $p_0 =$  МПа;
- объем газовой полости гидроаккумуляторов  $W_0 = 2 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>.

1) Необходимые геометрические размеры гидродцилиндров ГЦ 1 ... ГЦ 4:

$$A_n - A_{ш} = \frac{0,5(G_0 + G_6)}{p_0} = \frac{0,5 \cdot 5,5 \cdot 10^4}{10 \cdot 10^6} = 2,75 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3.$$

Принимаем дифференциальность гидроцилиндра:  $D = A_n/A_{ш} = 1,3$ .

Связь между рабочими площадями поршня:  $A_{ш} = 0,77A_n$ .

Разность рабочих площадей поршня:

$$A_n - A_{ш} = (1 - 0,77)A_n = 2,75 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3,$$

откуда  $A_n = 4,35 \cdot 2,75 \cdot 10^{-3} = 12 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$  и  $d_n = 0,123$  м.

Из стандартного ряда диаметров выбираем  $d_n = 0,120$  м = 120 мм.

Площадь поршня в штоковой полости гидроцилиндра:  $A_{ш} = 0,77A_n = 9,24 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$ ;

откуда

$$d_{ш}^2 = d_n^2 - 1,274A_{ш} = 0,0144 - 1,274 \cdot 9,24 \cdot 10^{-3} = 0,0026 \text{ м}^2, \text{ или } d_{ш} = 0,051 \text{ м}.$$

Из стандартного ряда диаметров выбираем  $d_{ш} = 0,050$  м = 50 мм.

Уточненные рабочие площади поршня:  $A_n = 11,3 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$ ;  $A_{ш} = 0,77A_n = 8,7 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$ .

Начальное давление в гидросистеме подвески с учетом разности  $A_n - A_{ш} = 2,6 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$ :

$$p_0 = \frac{0,5(G_0 + G_6)}{A_n - A_{ш}} = 0,5 \cdot 5,5 \cdot 10^4 \cdot 0,385 \cdot 10^3 = 10,6 \cdot 10^6, \text{ Па}$$

2) Рассмотрим максимальное значение смещения центра тяжести груза на край С балки АС :  $L_3 = 0,5L$ .

Разность усилий, создаваемых штоками гидроцилиндров ГЦ 1 и ГЦ 2:

$$\Delta R_{ca} = 2G_6L_3/L = G_6 = 5 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Сумма рабочих площадей поршня:  $A_n + A_{ш} = 20 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$  и  $1/(A_n + A_{ш}) = 0,05 \cdot 10^3, \text{ м}^{-2}$ .

Приращение давлений:

$$\Delta p = \frac{0,5\Delta R_{ca}}{A_n + A_{ш}} = 0,5 \cdot 5 \cdot 10^4 \cdot 0,05 \cdot 10^3 = 1,25 \cdot 10^6, \text{ Па}.$$

3) Просадки штоков гидроцилиндров ГЦ 1 и ГЦ 2 с учетом значения разности квадратов рабочих площадей поршней  $A_n^2 - A_{ш}^2 = 52 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^4$ :

$$X_a = 0,093 \text{ м} = 93 \text{ мм}, X_c = 0,09 \text{ м} = 90 \text{ мм};$$

- 4) Разность просадок штоков этих гидроцилиндров:  $\Delta X_{ac} = X_a - X_c = 3 \text{ мм}$ .  
 5) Угол наклона балки AC по отношению к горизонту:  $\arctg \alpha = \Delta X_{ac} / L = 0,0015$ ;  $\alpha \approx 0$ .

### **В. Влияние начального значения объема газовой полости гидроаккумулятора на просадку штоков гидроцилиндров.**

В рассмотренном примере (п. Б) для  $W_0 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  были получены величины просадок штоков гидроцилиндров ГЦ 1 и ГЦ 2:

$$X_a = 93 \text{ мм}, X_c = 90 \text{ мм}; \Delta X_{ac} = 3 \text{ мм}.$$

Для  $W_0 = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  просадки штоков гидроцилиндров принимают значения:

$$X_a = 186 \text{ мм}, X_c = 181 \text{ мм}; \Delta X_{ac} = 5 \text{ мм}.$$

Для  $W_0 = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  просадки штоков гидроцилиндров принимают значения:

$$X_a = 47 \text{ мм}, X_c = 45,3 \text{ мм}; \Delta X_{ac} = 1,7 \text{ мм}.$$

#### **Выводы:**

1. Объем газовой полости гидроаккумулятора существенно влияет на величину просадок штоков гидроцилиндров.
2. Увеличение емкости газовой полости гидроаккумулятора делает подвеску более мягкой без существенного увеличения разности просадок  $\Delta X_{ac}$ .

### **Г. Влияние начального давления в полостях гидроцилиндров на просадку штоков.**

В рассмотренном примере (п. Б) для  $W_0 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  и  $p_0 = 10 \text{ МПа}$  были получены величины просадок штоков гидроцилиндров ГЦ 1 и ГЦ 2:

$$X_a = 93 \text{ мм}; X_c = 90 \text{ мм}; \Delta X_{ac} = 3 \text{ мм}.$$

Г1. Увеличим начальное давление в 2 раза до уровня  $p_0 = 20 \text{ МПа}$ .

При прежних значениях  $G_0 = 0,5 \cdot 10^4 \text{ Н}$ ;  $G_6 = 5 \cdot 10^4 \text{ Н}$  и  $D = 1,3$  геометрические параметры гидроцилиндров станут равными:

$$A_{\text{п}} - A_{\text{ш}} = 1,375 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; d_{\text{п}} = 90 \text{ мм}; d_{\text{ш}} = 40 \text{ мм}.$$

Просадки штоков гидроцилиндров примут значения  $X_a = 387 \text{ мм}$ ;  $X_c = 348 \text{ мм}$ ;  $\Delta X_{ac} = 39 \text{ мм}$ .

Г2. Уменьшим начальное давление в 2 раза до уровня  $p_0 = 5 \text{ МПа}$ .

Геометрические параметры гидроцилиндров станут равными:

$$A_{\text{п}} - A_{\text{ш}} = 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; d_{\text{п}} = 174 \text{ мм}; d_{\text{ш}} = 85 \text{ мм}.$$

Просадки штоков гидроцилиндров примут значения  $X_a = 44,5 \text{ мм}$ ;  $X_c = 44 \text{ мм}$ ;  $\Delta X_{ac} = 0,5 \text{ мм}$ .

#### **Выводы:**

1. Повышение начального давления в 2 раза уменьшает диаметр поршня в 1,36 раза, при этом просадка штоков возрастает в 4 раза.

2. Понижение начального давления в 2 раза увеличивает диаметр поршня в 1,4раза, при этом просадка штоков уменьшается в 2 раза.

3. Повышение начального давления уменьшает габариты гидроцилиндров, при этом существенно снижается жёсткость подвески.

#### **Д. Влияние дифференциальности D на просадку штоков гидроцилиндров.**

В рассмотренном примере (п. Б.) для дифференциальности гидроцилиндров  $D = 1,3$  были получены величины просадок штоков:

$$X_a = 93 \text{ мм}; X_c = 90 \text{ мм}; \Delta X_{ac} = 3 \text{ мм}.$$

Для дифференциальности  $D = 2$  (параметры гидроцилиндра, позволяющие на схемном уровне получить равенство скоростей прямого и обратного ходов поршня) геометрические параметры гидроцилиндров будут равны:

$$A_{\text{п}} - A_{\text{ш}} = 2,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; d_{\text{п}} = 84 \text{ мм}; d_{\text{ш}} = 60 \text{ мм}.$$

Просадки штоков примут значения:  $X_a = 263 \text{ мм}; X_c = 214 \text{ мм}; \Delta X_{ac} = 49 \text{ мм}.$

#### **Выводы:**

1. Увеличение дифференциальности гидроцилиндра в 1,5 раза уменьшает диаметр поршня в 1,4 раза, при этом просадка штоков возрастает в 2,4 раза.

2. Увеличение дифференциальности гидроцилиндров уменьшает габариты гидроцилиндров, при этом существенно снижается жесткость подвески и значительно (в 15 раз) увеличивается разность просадок концов балки.

#### **Е. Влияние смещения центра тяжести груза на просадку штоков гидроцилиндров.**

В рассмотренном примере (п. Б.) для  $W_0 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$  и  $L_3 = 0,5L$  были получены величины просадок штоков гидроцилиндров ГЦ1 и ГЦ2:

$$X_a = 93 \text{ мм}; X_c = 90 \text{ мм}; \Delta X_{ac} = 3 \text{ мм}.$$

Уменьшим величину смещения груза до значения  $L_3 = 0,25L$ .

Просадки штоков примут значения:  $X_a = 42 \text{ мм}; X_c = 41 \text{ мм}; \Delta X_{ac} = 1 \text{ мм}.$

#### **Вывод:**

Снижение величины смещения груза в 2 раза уменьшает просадку штоков гидроцилиндра в 2,4 раза.

#### **Ж. Влияние дополнительного несмещённого груза на просадку штоков гидроцилиндров.**

Ж 1. Увеличим на 20% номинальное значение силы тяжести груза без его смещения относительно центра тяжести платформы:

$$G_6 = 1,2 \cdot 5 \cdot 10^4 = 6 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

Абсолютное приращение давлений составит величину:

$$\Delta p = \frac{0,5\Delta G_6}{A_n - A_{ш}} = 1,8 \cdot 10^6, \text{ Па},$$

при этом просадки штоков гидроцилиндров ГЦ 1 и ГЦ 2 станут равными  $X_a = X_c = 110$  мм.

Ж 2. Уменьшим на 20% номинальное значение силы тяжести груза без его смещения относительно центра тяжести платформы:

$$G_6 = 0,8 \cdot 5 \cdot 10^4 = 4 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Абсолютное значение приращения давления будет иметь прежнее значение

$$\Delta p = 1,8 \cdot 10^6, \text{ Па.}$$

Просадка штоков гидроцилиндров ГЦ 1 и ГЦ 2, при этом, изменит знак и станет равной:

$$X_c = X_a = -159 \text{ мм.}$$

Потребный ход поршня с учетом возможных изменений нагрузки от ее номинального значения будет равен  $S = 110 + 159 = 269$  мм. В этом случае целесообразно выбрать гидроцилиндр с рабочим ходом  $S = 300$  мм.

#### **Вывод:**

Длина рабочего хода гидроцилиндров подвески должна выбираться с учётом просадок штоков при отклонениях силы тяжести несмещённого груза от её номинального значения.

## **Исследование математической модели гидропневматической подвески платформы**

Грузовая платформа представляет собой металлоконструкцию, состоящую из двух жестко связанных между собой грузовых диагональных балок AC и BD (рис.1).

Гидропневматическая подвеска является двухканальной гидравлической системой, в которой исполнительные гидродвигатели отрабатывают единый алгоритм управления по нагрузке.

Как ведут себя балки при смещении центра тяжести нагрузки относительно центра тяжести площади платформы?

Как было показано выше, каждая балка воспринимает половину силы тяжести платформы  $G_0$  и долю нагрузки  $G_6$ , определяемую позицией центра тяжести груза на плоскости XOY выбранной декартовой системы координат. Работа подвески определяется разностью развиваемых гидроцилиндрами усилий  $\Delta R_{ac} = R_a - R_c$  и  $\Delta R_{bd} = R_b - R_d$ , величины которых зависят от координат центра тяжести груза (табл.1).

Рассмотрим совместную согласованную работу двух диагональных балок AC и BD подвески.

#### **Исходные данные для расчёта:**

- Сила тяжести платформы, приложенная в ее геометрическом центре:  $G_0 = 1 \cdot 10^4$  Н.
- Номинальная сила тяжести установленного на платформу груза:  $G = 10 \cdot 10^4$  Н.
- Допустимый диапазон изменения величины нагрузки:  $\Delta G = \pm 0,2G$ .
- Номинальное давление в гидросистеме подвески:  $p_0 = 10 \cdot 10^6$  Па.

### Методика расчёта.

Геометрические размеры гидроцилиндров ГЦ 1 ... ГЦ 4 подвески:

$$A_{\text{п}} - A_{\text{ш}} = 0,25(G_0 + G) / p_0 = 0,25 \cdot 11 \cdot 10^4 / 10 \cdot 10^6 = 2,75 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2;$$

Дифференциальность (принимается альтернативно):  $D = A_{\text{п}}/A_{\text{ш}} = 1,3$ .

Соотношение площадей:  $A_{\text{ш}} = 0,77A_{\text{п}}$ .

Площадь поршневой полости гидроцилиндров:

$$A_{\text{п}} = 4,35 \cdot 2,75 \cdot 10^{-3} = 12 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2, \text{ откуда } d_{\text{п}} = 0,123 \text{ м.}$$

Из стандартного ряда диаметров выбираем  $d_{\text{п}} = 0,120 \text{ м} = 120 \text{ мм}$ .

Рабочая площадь поршня в штоковой полости гидроцилиндров:

$$A_{\text{ш}} = 0,77A_{\text{п}} = 9,24 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2;$$

или

$$d_{\text{ш}}^2 = d_{\text{п}}^2 - 1,274A_{\text{ш}} = 0,0144 - 1,274 \cdot 9,24 \cdot 10^{-3} = 0,0026 \text{ м}^2; d_{\text{ш}} = 0,051 \text{ м.}$$

Из стандартного ряда диаметров выбираем  $d_{\text{ш}} = 0,051 \text{ м} = 50 \text{ мм}$ .

Уточнённые рабочие площади поршней:  $A_{\text{п}} = 11,3 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$ ;  $A_{\text{ш}} = 0,77A_{\text{п}} = 8,7 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$ .

Разность рабочих площадей поршней:  $A_{\text{п}} - A_{\text{ш}} = 2,6 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2$ .

Начальное давление в гидросистеме подвески при номинальной нагрузке:

$$p_0 = \frac{0,5(G_0 + G_6)}{A_{\text{п}} - A_{\text{ш}}} = 0,5 \cdot 5,5 \cdot 10^4 \cdot 0,385 \cdot 10^3 = 10,6 \cdot 10^6, \text{ Па}.$$

Вспомогательные расчетные параметры гидроцилиндров:

$$A_{\text{п}} + A_{\text{ш}} = 20 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^2; 1/(A_{\text{п}} + A_{\text{ш}}) = 0,05 \cdot 10^3, \text{ м}^{-2}; A_{\text{п}}^2 - A_{\text{ш}}^2 = 52 \cdot 10^{-6}.$$

Рассмотрим смещение нагрузки в точку I (рис. 1). Начальный объем газовой полости гидроаккумуляторов:  $W_0 = 2 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3$ .

В соответствии с табл. 1 для точки I:  $X = 0,5b$ ;  $Y = 0$ ;  $\Delta R_{\text{ca}} = 0,5G = 5 \cdot 10^4, \text{ Н}$ ;  $\Delta R_{\text{db}} = 0,5G = 5 \cdot 10^4, \text{ Н}$ .

Абсолютные значения приращения давлений:

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = \frac{0,5 \cdot \Delta R_{\text{ca}}}{A_{\text{п}} + A_{\text{ш}}} = \frac{0,5 \cdot 5 \cdot 10^4}{20 \cdot 10^{-3}} = 1,25 \cdot 10^6, \text{ Па}.$$

Давления в полостях гидроцилиндров ГЦ 1 и ГЦ 3 после смещения нагрузки:

$$p_1 = (10,6 - 1,25) \cdot 10^6 = 9,35 \cdot 10^6, \text{ Па};$$

$$p_2 = (10,6 + 1,25) \cdot 10^6 = 11,85 \cdot 10^6, \text{ Па}.$$

$$p_5 = (10,6 - 1,25) \cdot 10^6 = 9,35 \cdot 10^6, \text{ Па};$$

$$p_6 = (10,6 + 1,25) \cdot 10^6 = 11,85 \cdot 10^6, \text{ Па}.$$

Просадки балок AC и BD (18, 19):

$$X_a = 0,093 \text{ м} = 93 \text{ мм}; X_c = 0,09 \text{ м} = 90 \text{ мм}; \Delta X_{\text{ac}} = 0,003 \text{ м} = 3 \text{ мм}.$$

$$X_b = 0,093 \text{ м} = 93 \text{ мм}; X_d = 0,09 \text{ м} = 90 \text{ мм}; \Delta X_{\text{bd}} = 0,003 \text{ м} = 3 \text{ мм}.$$

Просадка центра тяжести платформ:  $X_0 = 0,5(X_a + X_c) = 91,5 \text{ мм}$ .

**Примечание:** просадка разгруженного конца балок больше на 3 мм.

Рассмотрим смещение нагрузки в точку F (рис. 1).

В соответствии с табл. 1 для точки F:

$$X = 0; Y = 0,5a; \Delta R_{ca} = 0,5G = 5 \cdot 10^4, \text{ Н}; \Delta R_{db} = -0,5G = -5 \cdot 10^4, \text{ Н}.$$

Просадки концов балок AC и BD (18, 19):

$$X_a = 0,093 \text{ м} = 93 \text{ мм}; X_c = 0,09 \text{ м} = 90 \text{ мм}; \Delta X_{ac} = 0,003 \text{ м} = 3 \text{ мм}.$$

$$X_b = 0,093 \text{ м} = 93 \text{ мм}; X_d = 0,09 \text{ м} = 90 \text{ мм}; \Delta X_{db} = 0,003 \text{ м} = 3 \text{ мм}.$$

Просадка центра тяжести платформы:  $X_0 = 0,5(X_a + X_c) = 91,5 \text{ мм}$ .

Рассмотрим смещение нагрузки в точку C (рис.1).

В соответствии с табл. 1 для точки C:

$$X = 0,5b; Y = 0,5a; \Delta R_{ca} = G = 10 \cdot 10^4, \text{ Н}; \Delta R_{db} = 0.$$

Абсолютные значения приращения давлений:

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = \frac{0,5\Delta R_{ca}}{A_n + A_{ш}} = \frac{0,5 \cdot 10 \cdot 10^4}{20 \cdot 10^{-3}} = 2,50 \cdot 10^6, \text{ Па}.$$

Давления в полостях гидроцилиндра ГЦ 1 после смещения нагрузки:

$$p_1 = (10,6 - 2,50) \cdot 10^6 = 8,10 \cdot 10^6, \text{ Па};$$

$$p_2 = (10,6 + 1,25) \cdot 10^6 = 13,10 \cdot 10^6, \text{ Па}.$$

Просадка балки AC:

$$X_a = 0,198 \text{ м} = 198 \text{ мм}; X_c = 0,186 \text{ м} = 186 \text{ мм}; \Delta X_{ac} = 0,012 \text{ м} = 12 \text{ мм}.$$

Просадка центра тяжести платформы:  $X_0 = 0,5(X_a + X_c) = 192 \text{ мм}$ .

Действительное значение просадок  $X_a$  и  $X_c$  может оказаться меньше, вследствие разгружающего действия балки BD.

Как поведёт себя **балка BD** при просадке балки AC?

Предположим, что платформа опустится на половину расчетной просадки центра платформы  $X_0$ . В гидроаккумуляторы ГА 3 и ГА 4 будут поступать объемы рабочей жидкости, равные

$$W_{газ} = W_{га4} = 0,5 \cdot X_0(A_n - A_{ш}) = 0,096 \cdot 2,6 \cdot 10^{-3} = 0,25 \cdot 10^{-3}, \text{ м}^3.$$

В соответствии с уравнением состояния газа давление в поршневых полостях гидроцилиндров ГЦ 3 и ГЦ 4 повысится:

$$p_0 W_0 = p_5 (W_0 - W_{газ}),$$

или

$$p_5 = \frac{p_0 W_0}{W_0 - W_{газ}} = 12,11 \cdot 10^6, \text{ Па}.$$

Суммарное противодействующее усилие балки BD, направленное в сторону, противоположную действию нагрузки G, будет приложено в центре тяжести платформы и равно:

$$G_{bd} = 2p_5(A_n - A_{ш}) = 2 \cdot 12,11 \cdot 10^6 \cdot 2,6 \cdot 10^{-3} = 6,29 \cdot 10^4, \text{ Н}.$$

Уравнение равновесия балки примет вид:

$$R_a + R_c + G_{bd} - G_0 - G = 0; R_a + R_c = (11 - 6,29) \cdot 10^4 = 4,71 \cdot 10^4, \text{ Н}.$$

Запишем уравнение моментов сил относительно левого конца балки AC (рис. 2):

$$\sum M_A : -0,25G_0 \cdot 0,5L - GL + G_{bd} \cdot 0,5L + R_c L = 0,$$

откуда  $R_c = 7 \cdot 10^4$ , Н.

Запишем уравнение моментов сил относительно правого конца балки АС:

$$\Sigma M_C : -R_a L - G_{bd} \cdot 0,5L + 0,25G_0 \cdot 0,5L = 0,$$

откуда  $R_a = -3 \cdot 10^4$ , Н.

В начальный момент выравнивания позиции платформы усилия, развиваемые штоками ГЦ 1 и ГЦ 2, были равны:

$$R_a = 0,25 G_0 = 0,25 \cdot 1 \cdot 10^4 = 0,25 \cdot 10^4, \text{ Н};$$

$$R_c = 0,25G_0 + G = 0,25 \cdot 1 \cdot 10^4 + 10 \cdot 10^4 = 10,25 \cdot 10^4, \text{ Н}.$$

Изменения усилий, развиваемых штоками гидроцилиндров ГЦ 1 и ГЦ 2 после окончания переходного процесса:

$$\Delta R_a = (0,25 - 3) \cdot 10^4 = -2,75 \cdot 10^4, \text{ Н};$$

$$\Delta R_c = (10,25 - 7) \cdot 10^4 = 3,25 \cdot 10^4, \text{ Н}.$$

Разность усилий, развиваемых штоками гидроцилиндров, может оказаться равной:

$$\Delta R_{ac} = (3,25 + 2,75) \cdot 10^4 = 6 \cdot 10^4, \text{ Н}.$$

Приращение давления составит:

$$\Delta p = \frac{0,5\Delta R_{ca}}{A_{п} + A_{ш}} = \frac{0,5 \cdot 6 \cdot 10^4}{20 \cdot 10^{-3}} = 1,50 \cdot 10^6, \text{ Па}.$$

Давления в полостях гидроцилиндров после смещения нагрузки будут равны:

$$p_1 = (10,6 - 1,50) \cdot 10^6 = 9,10 \cdot 10^6, \text{ Па};$$

$$p_2 = (10,6 + 1,50) \cdot 10^6 = 12,10 \cdot 10^6, \text{ Па}.$$

Просадки концов балки АС составят:

$$X_a = 0,112 \text{ м} = 112 \text{ мм}; X_c = 0,109 \text{ м} = 109 \text{ мм}; \Delta X_{ac} = 0,003 \text{ м} = 3 \text{ мм}.$$

Первоначально были получены величины просадок балки  $X_c = 186$  мм;  $X_a = 198$  мм.

Рассмотрим смещение нагрузки в точку К.

В соответствии с табл. 1 для точки К:

$$X = 0; Y = 0,25a; \Delta R_{ca} = 0,25G = 2,5 \cdot 10^4, \text{ Н}; \Delta R_{db} = -0,25G = -2,5 \cdot 10^4, \text{ Н}.$$

Очевидно, что  $\Delta R_{bd} = -\Delta R_{db} = 2,5 \cdot 10^4$ , Н.

**Балка АС:**

Приращения давлений:

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = \frac{0,5\Delta R_{ca}}{A_{п} + A_{ш}} = \frac{0,5 \cdot 2,5 \cdot 10^4}{20 \cdot 10^{-3}} = 0,625 \cdot 10^6, \text{ Па}.$$

Давления в полостях гидроцилиндра ГЦ 1 после смещения нагрузки:

$$p_1 = (10,6 - 0,625) \cdot 10^6 = 9,97 \cdot 10^6, \text{ Па};$$

$$p_2 = (10,6 + 0,625) \cdot 10^6 = 11,22 \cdot 10^6, \text{ Па}.$$

Просадки концов балки АС будут равны:

$$X_a = 0,112 \text{ м} = 112 \text{ мм}; X_c = 0,045 \text{ м} = 45 \text{ мм}; \Delta X_{ac} = 0,001 \text{ м} = 1 \text{ мм}.$$

Просадка центра тяжести платформы:

$$X_0 = 0,5(X_a + X_c) = 45,5 \text{ мм.}$$

### **Балка BD:**

Приращения давлений:

$$\Delta p_5 = \Delta p_6 = \frac{0,5\Delta R_{bd}}{A_n + A_{ш}} = \frac{0,5 \cdot 2,5 \cdot 10^4}{20 \cdot 10^{-3}} = 0,625 \cdot 10^6, \text{ Па.}$$

Просадки концов балки BD будут равны:

$$X_b = 0,045 \text{ м} = 45 \text{ мм}; X_d = 0,046 \text{ м} = 46 \text{ мм}; \Delta X_{bd} = 0,001 \text{ м} = 1 \text{ мм.}$$

Рассмотрим смещение нагрузки в точку J.

В соответствии с табл. 1 для точки J:

$$X = 0,25b; Y = 0,25a; \Delta R_{ca} = 0,5G = 5 \cdot 10^4, \text{ Н}; \Delta R_{db} = 0.$$

Просадки концов балки AC соответствует режиму смещения груза в точку I:

$$X_a = 0,093 \text{ м} = 93 \text{ мм}; X_c = 0,09 \text{ м} = 90 \text{ мм}; \Delta X_{ac} = 0,003 \text{ м} = 3 \text{ мм.}$$

Действительное смещение концов балки AC может оказаться меньше расчетной величины, вследствие поддерживающего усилия со стороны балки BD (см. рассуждения для случая смещения груза в точку C).

## **Выводы по результатам работы**

1. Показана возможность создания мягкой гидропневматической подвески грузовой платформы на базе дифференциальных гидроцилиндров и гидроаккумуляторов.
2. Гидропневматическая подвеска может обеспечить высокую точность горизонтальной стабилизации платформы при смещении груза относительно центра тяжести площади платформы.
3. Разработанная математическая модель гидропневматической подвески служит основой методики инженерного расчета параметров подвески и их оптимизацию.
4. Проведённое исследование влияния начального объема газовой полости гидроаккумулятора, номинального давления в гидравлической системе и дифференциальности гидроцилиндров на величину отклонения платформы от ее первоначальной горизонтальной позиции, показало возможность достижения высокой точности стабилизации по горизонту при смещении центра тяжести груза относительно вертикальной оси платформы.
5. Жесткость гидропневматической подвески, определяемая выбранными параметрами гидравлической системы, мало влияет на качество стабилизации платформы по горизонту.

## **Список литературы**

1. Жеглов Л.Ф. Автоматические системы подрессоривания: учебное пособие. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 48 с.
2. Масси П. Активные (регулируемые) подвески. пер. с англ. // Сб. перев. М.: ВАБТВ, 1979, С. 12-17.

3. Depres K., Martens K., Ramon H. Comfortimprovementbypassive and semi-active hydropneumatic suspension using global optimization technique // American control conference. USA: Auchorage, 2002.
4. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное подрессоривание высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. 184 с.
5. Смирнов А.А. Математическое моделирование пневмогидравлических устройств систем подрессоривания транспортных средств: дис. ... канд. техн. наук. М., 1999. 179 с.
6. El Demerdash S.M., Crolla D.A. Hydropneumatic slow-active suspension with preview control // Vehicle System Dynamics. 1996. Vol. 25. Iss.5, pp. 369-386. DOI: [10.1080/00423119608968972](https://doi.org/10.1080/00423119608968972)
7. Giliomee C.L., Els P.S. Semi-active hydropneumatic spring and damper system // Journal of Terramechanics. 1998. Vol. 35. Iss. 2. P. 109-117.
8. Schuman A.R., Anderson R.J. Optimal control of an active antiroll suspension for an off road utility vehicle using interconnected hydragas suspension units // Vehicle System Dynamics. 2002. Vol. 37. Helf Suppl., P. 145-156
9. Пильгунов В.Н., Ефремова К.Д. Копирующий пневмопривод // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. №4 (16). DOI: 10.18698/2308-6033-2013-4-686
10. Дубинин В. В., Ильин М. М., Колесников К. С. и др. Курс теоретической механики: учебник для вузов / Под общ. ред. К.С. Колесникова. М. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 735 с.
11. Bauer W. *Hydropneumatisch Federungssysteme*. Berlin Heidelberg New York: Springer-Verlag, 2008. 218 p.
12. Ефремова К.Д., Пильгунов В.Н. Гидропневматическая подвеска горизонтальной балки грузовой платформы // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. 2014. №6. С. 73-84.
13. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б.. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов / 2-е издание, перераб. М.: Высшая школа, 1991. 367 с.
14. Moreau X., Nouillant C., Oustaloup A. Global and local suspension controls applied to vehicle braking on roads // ECC. Europ.Control Conf., 2001. P. 3642-3647.
15. Waller R., Naf W. Hydropneumatisches Querfeder – und Dampfungssystem fur Schienenfahrzeuge // O + P. Olhydraulik und Pneumatik. 1997.41. Nr.10, S. 740-742.
16. Нагорный В.С., Денисов А.А. Устройства автоматики гидро-и пневмосистем: учебное пособие для техн. вузов. М.: Высшая школа, 1991. 367 с.
17. Дмитриев В.И., Градецкий В.Г. Основы пневмоавтоматики. М.: Машиностроение, 1973. 360 с.

## A Hydro-pneumatic Suspension of the Horizontally Balanced Loading Platform

V.N. Pil'gunov<sup>1</sup>, K.D. Efremova<sup>1,\*</sup>

[\\*efremova.k.d@gmail.com](mailto:efremova.k.d@gmail.com)

<sup>1</sup>Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

---

**Keywords:** hydro-pneumatic loading platform suspension, platform's horizontal stabilization, cross-pipe connection between chambers of the cylinders, cylinder's difference compensation

---

The subject of research is the horizontally balanced loading platform on soft suspension.

Deviation from the horizontal direction of the platform can be caused by:

- Displacement of the gravity centre of main unit load placed on it from the vertical axis of the platform;
- Displacement of the mass centre of the load dispersed on the platform plane from its vertical axis;
- Adding a load which gravity centre does not coincide with the gravity centre of the main load.

In specific cases the use of complex and expensive tracking systems of high accuracy to balance loading platforms horizontally can be justified, e.g. when mounting the optical measuring or observation systems on a platform.

The aim is to assess the possibility to use the soft hydro-pneumatic suspension with a low power supply unit to provide horizontal balance of platform.

The paper offers a soft hydro-pneumatic suspension design of the rectangular loading platform based on four differential hydraulic cylinders to be the supports for two diagonal beams of the platform.

The head and rod ends of each pair of the beam hydro-cylinders are cross-pipe connected, and to compensate for a difference between the volumes of head and rod ends of cylinders because of their differentiability, there are hydraulic bag-type accumulators installed in the hydraulic suspension system.

The research technique involves the development of a mathematical model of the loading platform hydro-pneumatic suspension followed by its approbation using numerical methods. The paper presents algorithms of engineering analysis of parameters and structural dimensions of hydraulic suspension components.

In order to assess the adequacy of the developed mathematical model of a hydro-pneumatic suspension the paper studies the effect of the following factors on the quality of the platform stabilization in the horizon:

- initial volume values of the gas chamber of hydraulic accumulators;
- pressure level of initial pressurization of hydraulic accumulators with nitrogen;
- differentiability degree of the suspension cylinders;
- value of the gravity centre displacement with respect to the vertical axis of platform;
- additional loading of the platform by the load undisplaced with respect to the vertical axis of platform.

In the context of calculating a hydro-pneumatic suspension of the platform loading diagonal beam of 2 m length, weighing 500 kg, with a load of 5,000 kg was shown that at the greatest displacement of the load gravity centre to the edge of the beam a deviation of the beam relative to the horizon is one angular degree, at most.

The work deals with creating the soft stabilized platform suspensions for stationary systems and mobile units.

As a result, a developed mathematical model allows the following:

- to show the theoretical possibility to create a soft hydro-pneumatic suspension of the loading platform based on four differential hydro-cylinders and four hydraulic accumulators to provide an acceptable accuracy of the loading platform balance in the horizon when the mass centre of the load placed on it is displaced with respect to the vertical axis of the platform;
- to find that the initial stiffness of the hydro-pneumatic suspension, defined by parameters of its hydraulic system, has little effect on the quality of the platform balance in the horizon.

## References

1. Zheglov L.F. *Avtomaticheskie sistemy podressorivaniya* [Auto cushioning system]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2001. 48 p. (in Russian).
2. Massi P. *Aktivnye (reguliruemye) podveski* [Active (adjustable) suspension]. Moscow, VABTV, 1979, pp. 12-17. (in Russian).
3. Depres K., Martens K., Ramon H. Comfortimprovementbypassive and semi-active hydropneumatic suspension using global optimization technique. *American control conference*. USA, Anchorage, 2002.
4. Kotiev G.O., Sarach E.B. *Kompleksnoe podressorivanie vysokopodvizhnykh dvukhzvennykh gusenichnykh mashin* [Complex cushioning of highly mobile two-element caterpillar machines]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2010, 184 p. (in Russian).
5. Smirnov A.A. *Matematicheskoe modelirovanie pnevmogidravlicheskih ustroystv sistem podressorivaniya transportnykh sredstv. Kand. diss.* [Mathematical modeling of hydro-pneumatic devices of the suspension systems of vehicles. Cand. diss.]. Moscow, 1999, 179 p. (in Russian).
6. El Demerdash S.M., Crolla D.A. Hydropneumatic slow-active suspension with preview control. *Vehicle System Dynamics*. 1996, Vol. 25, Iss.5, pp. 369-386. DOI: [10.1080/00423119608968972](https://doi.org/10.1080/00423119608968972)

7. Giliomee C.L., Els P.S. Semi-active hydropneumatic spring and damper system. *Journal of Terramechanics*, 1998, Vol. 35, Iss. 2, pp. 109-117.
8. Schuman A.R., Anderson R.J. Optimal control of an active antiroll suspension for an off road utility vehicle using interconnected hydra-gas suspension units. *17th IAVSD symposium "The dynamics of vehicles on roads and on tracks"*. Lyngby, Denmark, August 20–24, 2001. Supplement to *J. Vehicle System Dynamics*, 2002, vol. 37, pp. 145–156.
9. Pil'gunov V.N., Efremova K.D. Copying actuator. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii = Engineering Journal: Science and Innovation*, 2013, no.4. (in Russian). DOI: 10.18698/2308-6033-2013-4-686
10. Dubinin V. V., Il'in M. M., Kolesnikov K. S., ed. *Kurs teoreticheskoi mekhaniki* [The course of theoretical mechanics]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2000, 735 p. (in Russian).
11. Bauer W. *Hydropneumatisch Federungssysteme*. Berlin Heidelberg New York, Springer-Verlag, 2008, 218 p. (in German).
12. Efremova K.D., Pilgunov V.N. An Hydro-Pneumatic Suspension for a Horizontal Balance Beam of the Loading Platform. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie = Herald of the Bauman MSTU. Ser. Mechanical Engineering*, 2014, no.6, pp.73-84. (in Russian).
13. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B.. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody*. [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Vysshaya shkola, 1991. 367 p. (in Russian).
14. Moreau X., Nouillant C., Oustaloup A. Global and local suspension controls applied to vehicle braking on roads. *ECC. Europ.Control Conf.*, 2001. pp. 3642-3647.
15. Waller R., Naf W. Hydropneumatisches Querfeder – und Dämpfungssystem für Schienenfahrzeuge. *O + P. Olhydraulik und Pneumatik*, 1997, No.41, iss.10, pp. 740-742. (in German).
16. Nagornyi V.S., Denisov A.A. *Ustroistva avtomatiki gidro-i pnevmosistem* [Automation of hydraulic and pneumatic systems]. Moscow, Vysshaya shkola, 1991, 367 c. (in Russian).
17. Dmitriev V.I., Gradetskii V.G. *Osnovy pnevmoavtomatiki* [Fundamentals of pneumatic automation], Moscow, Mashinostroenie Publ., 1973, 360 p. (in Russian).