

## ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ДВИЖЕНИЯ ПОРШНЯ ГИДРОПРИВОДА НОЖНИЧНОГО ПОДЪЕМНИКА

Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь

В стесненных складских помещениях, в многоэтажных гаражах и в многоуровневых производственных помещениях широко используются стационарные, передвижные и самоходные ножничные подъемники, в которых подъем и опускание рабочей площадки осуществляется шарнирно-рычажным антипараллелограмным механизмом, приводимым одним или несколькими гидроцилиндрами [1]. Как показал анализ существующих публикаций по грузоподъемной технике, в литературе отсутствует методика расчета динамики подъема таких приводов. Задачей работы является разработка методики динамического анализа движения гидропривода ножничного подъемника.

Предлагаемый шарнирно-рычажный механизм привода площадки представлен на рисунке 1. Он состоит из четырех секций антипараллелограммов 1 и 2, 3 и 4, 5 и 6, 7 и 8, образующих статически определимые структурные группы (группы Ассура). Вверху шарнирно присоединена поднимаемая площадка 9 с полезным грузом  $Q$ , а нижняя секция 1, 2 шарнирно соединена с рамой  $O$ .

Левые концы рычагов 2 и 7 снабжены роликами 10, которые скользят в направляющих 13. Для привода площадки 9 на раме шарнирно закреплен гидроцилиндр 12, который штоком 11 подымает в точке  $B$  первую нижнюю секцию механизма (рисунок 2). При размерах  $l_{AD} = l_{BC} = l_3 = l_4 = l_5 = l_6 = l_7 = l_8 = l$  и

$$l_{AS_1} = l_{CS_2} = l_{BS_3} = l_{CS_4} =$$

$$\dots = l_{MS_7} = l_{MS_8} = \frac{1}{2} l \text{ платформа } 9 \text{ под-}$$

нимается поступательно вверх под действием движущей силы  $F_D$  на поршне 11. Весь механизм привода 1, 2, 3, ..., 12 имеет одну степень свободы.

Для динамического анализа движения механизма по методике курса «Теория механизмов и машин» [2] составлена динамическая модель с поступательным звеном приведения (рисунок 2), в качестве которого принят поршень гидроцилиндра. Силовым параметром динамической модели является обобщенная (или приведенная) сила  $F_n$ , которую представим в виде:

$$F_n = F_n^\delta + F_n^p,$$

где  $F_n^\delta$  - приведенная движущая сила;

$F_n^c$  - приведенная сила сопротивления.

Инерционным параметром модели является обобщенная (приведенная) масса  $m_n$ . Обобщенной координатой  $q$  является линейное перемещение  $S_n$  поршня, т.е.  $q = S_n$ .

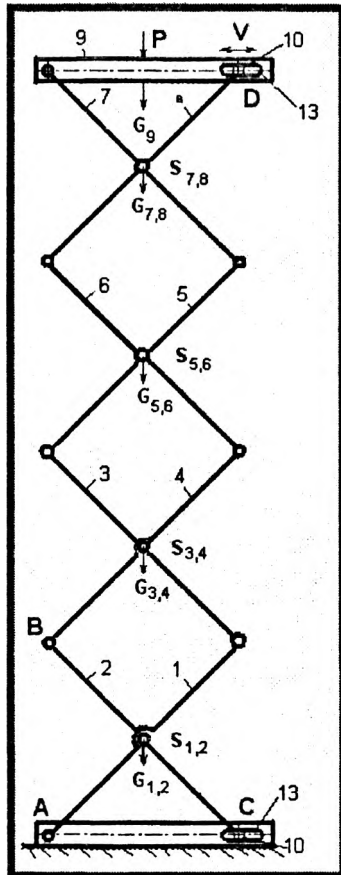


Рисунок 1. Механизм привода подъемной площадки, схема сил

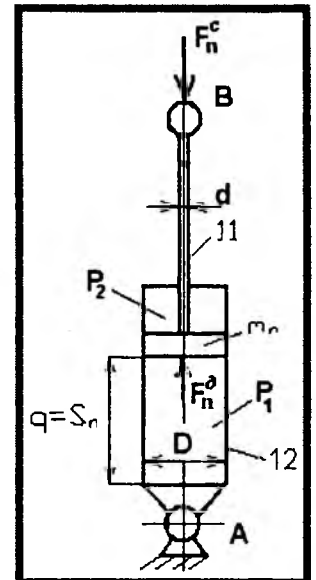


Рисунок 2. Динамическая расчетная модель

Из дифференциального уравнения Лагранжа второго рода для рассматриваемой модели с одной степенью свободы получим дифференциальное уравнение движения массы  $m_n$  поршня 11:

$$F_n = F_n^\delta + F_o^p = m_n \cdot \frac{d_2 S_n}{dt^2} + \frac{V_n^2}{2} \cdot \frac{dm_n}{dS} \quad (1)$$

Приведенная масса  $m_n$  выражается из равенства кинетических энергий  $T_i$ :

$$T_{nH} = \sum T_i = T_{H} + T_{1,2} + T_{3,4} + T_{5,6} + T_{7,8} + T_9,$$

$$\frac{m_n \cdot V_n^2}{2} = \frac{m \cdot V_H^2}{2} + \frac{m_{1,2} \cdot V_{S_{1,2}}^2}{2} + \frac{m_{3,4} \cdot V_{S_{3,4}}^2}{2} +$$

$$+ \frac{m_{5,6} \cdot V_{S_{5,6}}^2}{2} + \frac{m_{7,8} \cdot V_{S_{7,8}}^2}{2} + \frac{m_9 \cdot V_{S_9}^2}{2},$$

где  $V_{S_i}$  – скорости центров масс  $S_i$  звеньев;

$m_i$  – массы звеньев (моментами инерции  $J_{S_i}$  пренебрегаем).

Откуда  $m_n = m_H + m_{1,2} \cdot (U_{S_1})^2 + m_{3,4} \cdot (U_{S_4})^2 + m_{5,6} \cdot (U_{S_6})^2 + m_{7,8} \cdot (U_{S_8})^2 + (m_9 + m_Q) \cdot U_{9,H}^2$ ,

где  $U_{i,H} = \frac{dS_i}{dS_H}$  – передаточные функции (аналоги скоростей) центров масс  $S_i$  звеньев.

Для четырехсекционного привода шарнирно-рычажного механизма на рисунке 1 получено:

$$U_{S_2} = 0,5; U_{S_4} = 1,5; U_{S_6} = 2,5; U_{S_{7,8}} = 3,5; U_{S_{9,H}} = 4.$$

Тогда  $m_n = m_H + \frac{1}{4} \cdot m_{1,2} + 2,25 \cdot m_{3,4} + 6,25 \cdot m_{5,6} + 12,25 \cdot m_{7,8} + 16 \cdot (m_9 + m_Q)$ ;

При равных массах рычагов  $m_{1,2} = m_{3,4} = m_{5,6} = m_{7,8}$

$$m_n = m_H + 21 \cdot m_{1,2} + 16 \cdot (m_9 + m_Q) = const. \quad (2)$$

Поскольку  $m = const$ , то дифференциальное уравнение (1) принимает более простой вид:

$$F_n = F_n^\delta + F_o^p = m_n \cdot \frac{d_2 S_n}{dt^2} = m_n \cdot a_n, \quad (3)$$

где  $a_n = \frac{dV_n}{dt} = \frac{d_2 S_n}{dt^2}$  – линейное ускорение поршня 11.

Приведенная движущая сила на поршне гидроцилиндра:

$$F_n^\delta = P_1 \cdot S_1;$$

где  $P_1$  – избыточное давление в напорной полости гидроцилиндра.

Приведенную силу сопротивления  $F_n^c$  представим следующим образом:

$$F_n^c = F_{n,t} + F_t + P_2 \cdot (S_1 - S_\psi);$$

где  $F_{n,t}$  – приведенная сила технологического сопротивления;

$F_t$  – приведенная сила трения;

$P_2$  – давление в сливной полости гидроцилиндра;

$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ ,  $S_\psi = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$  – площадь поршня и штока соответственно.

Приведенную силу технологического сопротивления  $F_{n,t}^c$  определим из равенства элементарных работ  $dA_i$  от силы  $Q$  поднимаемого груза и сил веса  $G_i$  звеньев (см. рис. 1):

$$dA_{n,i} = F_{n,i}^c \cdot dS_i = \sum dA_i = (Q + G_9) \cdot dS_9 + \sum G_i \cdot dS_i ;$$

$$F_{n,i}^c = (Q + G_9) \cdot U_{S_9} + G_{1,2} \cdot U_{S_2} + G_{3,4} \cdot U_{S_4} + G_{5,6} \cdot U_{S_6} + G_{7,8} \cdot U_{S_8} .$$

При одинаковых силах веса  $G_{1,2} = G_{3,4} = G_{5,6} = G_{7,8}$ , получим

$$\begin{aligned} F_n^c &= 4 \cdot (Q + G_9) + \frac{1}{2} \cdot G_{1,2} + \frac{3}{2} \cdot G_{3,4} + \frac{5}{2} \cdot G_{5,6} + \frac{7}{2} \cdot G_{7,8} = \\ &= 4 \cdot (Q + G_9) + 8 \cdot G_{1,2} = const \end{aligned} \quad (4)$$

Предполагая движущую силу  $F_\delta > F_n^c$  на поршне постоянной, получим из уравнения (2) зависимость ускорения  $a_{n,p}$  поршня:

$$a_{n,p} = \frac{d_2 S}{dt^2} = \frac{F_n^\delta - F_n^c}{m_n} = \frac{F_n^\delta - 4 \cdot (Q + G_9) + 8 \cdot G_{1,2}}{m_{II} + 21 \cdot m_{1,2} + 16 \cdot (m_9 + m_Q)} = const. \quad (5)$$

Т.е. движение является равноускоренным с ускорением  $a_{n,p} = const$  на участке разгона со временем  $t_p$ , когда  $F_n^\delta > F_n^c$ . Далее подъем осуществляется с постоянной скоростью  $V_n = a_{n,p} \cdot t_p$  при  $F_n^\delta = F_n^c$  за время  $t_\lambda$ . И далее на участке торможения со временем  $t_T = t_p$  скорость  $V$  уменьшается от  $V_n$  до 0 при отрицательном ускорении  $a_{n,T} = -\frac{F_n^\delta - F_n^c}{m_n}$ . Полное время подъема  $t_n = t_p + t_\lambda + t_T$ .

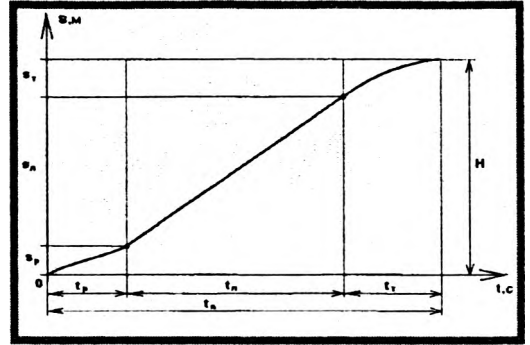


Рисунок 3. График перемещения штока поршня

При заданной высоте подъема площадки  $H$  и общем времени подъема  $t_n$  при условии  $t_p = t_T = k_p \cdot t_n$  запишем выражение перемещения:

$$H = S_n = S_p + S_\lambda + S_T \quad (6)$$

Так как при разгоне и торможении при законе постоянного ускорения  $S_p = S_T = \frac{a_{n,p} \cdot t_p^2}{2}$ , а на линейном участке при  $V_p = a \cdot t_p = const$ ,  $S_\lambda = V_p \cdot t_\lambda$ , то с учетом этого будем иметь:

$$H = 2 \cdot \frac{a_{n,p} \cdot t_p^2}{2} + a_{n,p} \cdot t_\lambda \cdot t_p = a_{n,p} \cdot k_p \cdot t_n (k_p \cdot t_n + (1 - 2 \cdot k_p) \cdot t_n) \quad (7)$$

Принимая коэффициент при разгоне  $k_p < 0.5$ , определим из (7) величину необходимого ускорения  $a_{n,p} = const$ , обеспечивающего заданные  $H$  и  $t_n$ :

$$a_{n,p} = \frac{H}{t_p^2 + t_p \cdot t_\lambda} = \frac{H}{k_p^2 \cdot t_n^2 + k_p \cdot t_n^2 \cdot (1 - 2 \cdot k_p)} = \frac{H}{k_p \cdot t_n^2 \cdot (1 - k_p)} \quad (8)$$

Далее из выражения (5) определяем движущую силу поршня гидроцилиндра:

$$F_n^\delta = F_n^c + a_{n,p} \cdot m_p$$

Для разрабатываемого подъемника при  $H = 4\mu$ ,  $t_n = 30c$ ,  $k_p = 0.2$  и  $Q = 10000H$  получено  $a_{n,p} = 0.0278\mu/\rho^2$ ,  $F_n^\delta = 24075H$ . По силе  $F_n^\delta$  и ходу  $h = 1\mu$  штока поршня впоследствии определяются параметры гидропривода по методике литературы [3]

Динамическая составляющая  $F_{dyn} = m_n \cdot a_{n,p} = 565H$  в данном варианте по сравнению со статической составляющей  $F_{n,T}^c = 23510H$  сравнительно невелика, что позволит в дальнейшем уменьшить время подъема площадки.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Барсов И.П. Строительные машины и оборудование. - М., Стройиздат., 1986. - 511с. 2. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов / К.В. Фролов, А.К. Мусатов и др.: Под ред. К.В. Фролова. - М.: Высшая школа, 1987. - 496с. 3. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука. гл. ред. физ.-мат. лит.. 1990. - 592с.

УДК 621.825.7.088.8

Бондаренко А.Г., Шпилевский В.И., Ефимцев В.С.

## ШИННО-ПНЕВМАТИЧЕСКАЯ МУФТА

Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь

Шинно-пневматическая муфта предназначена для передачи крутящего момента.

Позволяет регулировать величину передаваемого крутящего момента, допускает местное и дистанционное плавное включение и выключение во время работы, компенсирует значительные смещения валов, обладает высокими упругими и демпфирующими свойствами.

Рекомендуется для применения в буровых и судовых установках, экскаваторах, конвейерах, землеройных машинах, кузнечнопрессовом оборудовании, шахтных подъемниках: и т.д.

Основным элементом шинно-пневматической муфты (рисунок 1) является резинокордный баллон, непосредственно воспринимающий действие передаваемого окружного усилия. Баллон содержит эластичную резиновую камеру (1), предназначенную для обеспечения герметичности. Он армирован каркасом, состоящим из внутреннего (2) и наружного (3) слоев нитей, завулканизированных в резиновый массив, образованный наружным (4) и внутренним (5) протекторными кольцами. Каждая из нитей наружного слоя со стороны, прилегающей к внутреннему протекторному кольцу, выполнена по всей длине с замкнутыми петлями (6), охватывающими рифленые втулки (7) с разрезами (8), завулканизированные в тело внутреннего протекторного кольца. Во втулки вставлены штифты (9), на которых шарнирно закреплены фрикционные колодки (10) шинно-пневматической муфты.

При подаче давления внутрь герметичной камеры каркас деформируется, благодаря чему фрикционные колодки прижимаются к барабану (на рисунке не показан). При передаче баллоном крутящего момента окружное усилие передается через наружное протекторное кольцо каркасу, где воспринимается в основном продольными нитями. Нити за счет наличия петель передают окружное усилие втулкам и далее через вставленные в них штифты - фрикционным колодкам. При этом за счет наличия жесткой механической связи между каркасом и штифтами окружное усилие от каркаса передается непосредственно штифтам. Резина внутреннего протекторного кольца, раз-

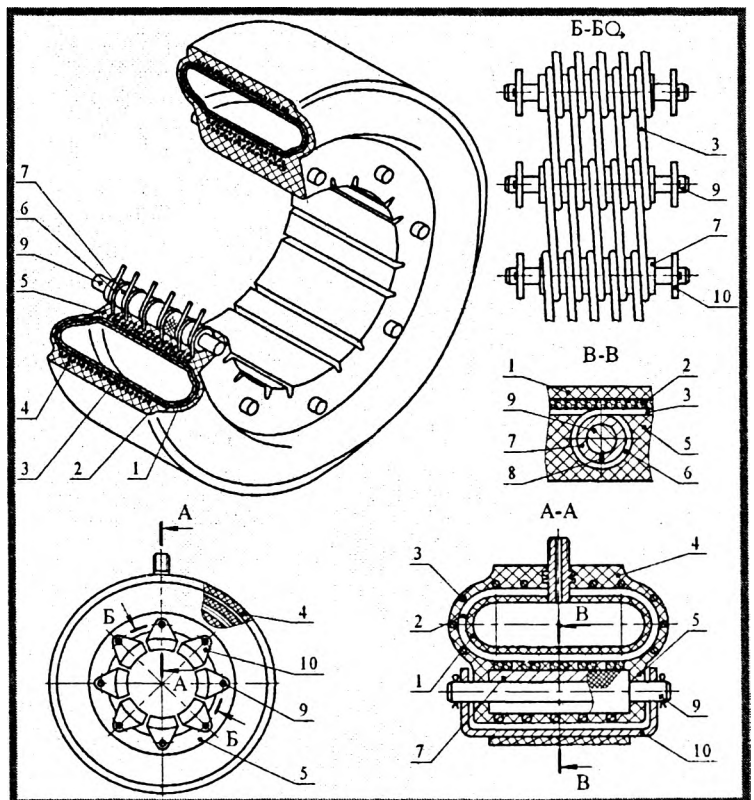


Рисунок 1 - Конструкция шинно-пневматической муфты