

# МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПОДЪЕМА ПЛОЩАДКИ НОЖНИЧНОГО ПОДЪЕМНИКА

Астахов Э.И., Гарах В.А., Макаров А.Д.

Белорусский национальный технический университет, Минск

*The algorithm of modelling of dynamics of movement ножничного the lift with four sections swivels parallelograms on dynamic model with a forward part of reduction as which the piston of the hydrocylinder is accepted is resulted. For the law of constant acceleration calculation of parameters for maintenance of smooth dispersal and braking is resulted at rise of a working platform.*

Для подъема и опускания грузов в стесненных производственных условиях используются ножничные подъемники, в которых привод рабочей площадки осуществляется одним или несколькими гидроцилиндрами через шарнирно-рычажный антипараллелограммный механизм. Анализ публикаций по грузоподъемной технике показал, что в существующей литературе [1], [2] отсутствует методика расчета динамики подъема таких приводов. Задачей работы является разработка методики и алгоритма моделирования динамики подъема ножничного подъемника.

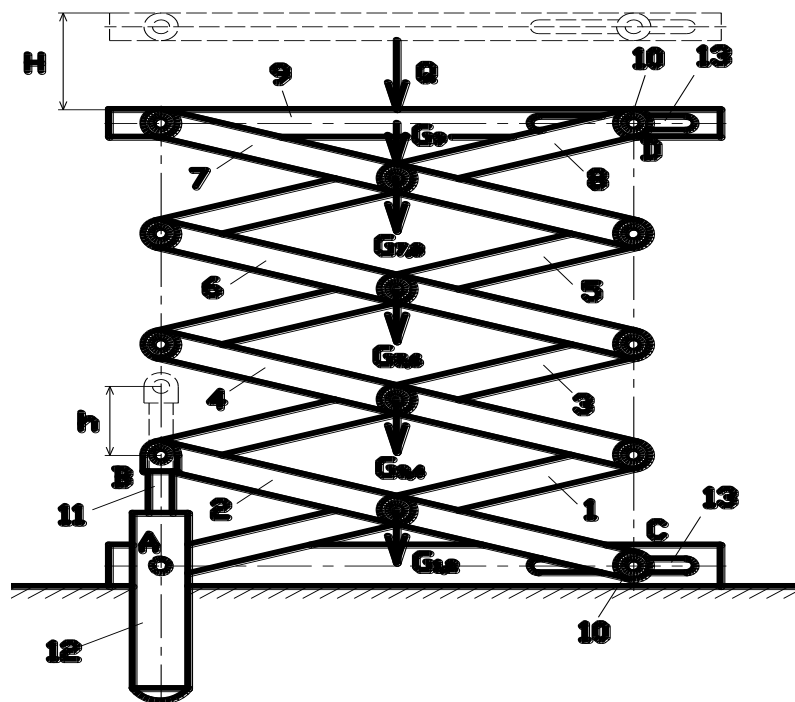


Рис. 1. Шарнирно-рычажный механизм привода ножничного подъемника

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  $l_{AS_1} = l_{CS_2} = l_{BS_3} = l_{CS_4} = \dots = l_{NS_7} = l_{MS_8} = \frac{1}{2}l$  платформа 9 поднимается поступательно но вверх под действием движущей силы  $F_a$  на поршне 11. Весь механизм привода 1, 2, 3, ..., 13 имеет одну степень свободы.

Для динамического анализа движения механизма по методике курса «Теория механизмов и машин» [3] составлена динамическая модель с поступательным звеном приведения (рисунок 2), в качестве которого принят поршень гидроцилиндра.

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

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

$$F_n = F_n^a + F_n^b = m_n \cdot \frac{d^2 S_n}{dt^2} + \frac{V_n^2}{2} \cdot \frac{dm_n}{dS} \quad (1)$$

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

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

$$\frac{m_n \cdot V_n^2}{2} = \frac{m \cdot V_{II}^2}{2} + \frac{m_{1,2} \cdot V_{S_{1,2}}^2}{2} + \frac{m_{3,4} \cdot V_{S_{3,4}}^2}{2} + \frac{m_{5,6} \cdot V_{S_{5,6}}^2}{2} + \frac{m_{7,8} \cdot V_{S_{7,8}}^2}{2} + \frac{m_9 \cdot V_{S_9}^2}{2},$$

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

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

Откуда

$$m_n = m_{II} + m_{1,2} \cdot (U_{S_2})^2 + m_{3,4} \cdot (U_{S_4})^2 + m_{5,6} \cdot (U_{S_6})^2 + m_{7,8} \cdot (U_{S_8})^2 + (m_9 + m_Q) \cdot U_{9,II}^2,$$

где  $U_{i,II} = \frac{dS_i}{dS_{II}}$  – передаточные функции (аналоги скоростей) центров масс

$S_i$  звеньев.

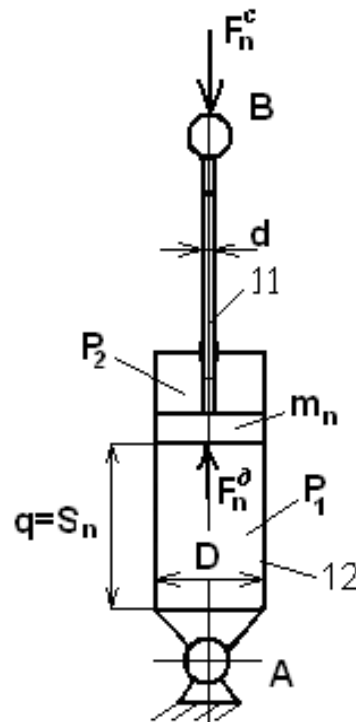


Рис. 2. Динамическая расчетная модель

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

$$U_{S_2} = 0,5; U_{S_4} = 1,5; U_{S_6} = 2,5; U_{S_{7,8}} = 3,5; U_{S_{9,11}} = 4.$$

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

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

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

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

$$F_n = F_n^{\ddot{a}} + F_i^{\ddot{n}} = m_n \cdot \frac{d_2^2 S_n}{dt^2} = m_n \cdot a_n \quad (3),$$

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

Силовым параметром динамической модели является обобщенная (или приведенная) сила  $F_n$ , которую представим в виде:

$$F_n = F_n^{\ddot{a}} + F_i^{\ddot{n}},$$

где  $F_n^{\ddot{a}}$  – приведенная движущая сила;

$F_i^{\ddot{n}}$  – приведенная сила сопротивления.

Приведенная движущая сила на поршне гидроцилиндра:

$$F_n^{\ddot{a}} = P_1 \cdot S_1;$$

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

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

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

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

$F_t$  – приведенная сила трения;

$P_2$  – давление в сливной полости гидроцилиндра;

$S_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$ ,  $S_\theta = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$  – 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):

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

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

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

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

$$= 4 \cdot (Q + G_9) + 8 \cdot G_{1,2} = const. \quad (4)$$

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

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

Т.е. движение является равноускоренным с ускорением  $a_{n,p} = const$  на участке разгона со временем  $t_p$ , когда  $F_n^{\ddot{a}} > F_n^c$ . Далее подъем осуществляется с постоянной скоростью  $V_n = a_{n,p} \cdot t_p$  при  $F_n^{\ddot{a}} = F_n^c$  за время  $t_{\bar{e}}$ . Далее на участке торможения со временем  $t_{\dot{O}} = t_p$ , скорость  $V$  уменьшается от  $V_n$  до 0 при отрицательном ускорении  $a_{n,T} = -\frac{F_n^{\ddot{a}} - F_n^c}{m_n}$ . Полное время подъема  $t_n = t_p + t_{\bar{e}} + t_{\dot{O}}$  (рисунки 3).

При заданной высоте подъема площадки  $H$  и общем времени подъема  $t_n$  при условии  $t_p = t_{\dot{O}} = k_p \cdot t_n$  запишем выражение перемещения:

$$H = S_n = S_p + S_{\bar{e}} + S_T. \quad (6)$$

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  $V_p = a \cdot t_p = const$ ,  $S_{\bar{e}} = V_p \cdot t_{\bar{e}}$ , то с учетом этого будем иметь:

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

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

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

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

$$F_n^{\ddot{a}} = F_n^c + a_{n,p} \cdot m_p.$$

Для разрабатываемого подъемника при  $H = 4 \text{ м}$ ,  $t_n = 30 \text{ с}$ ,  $k_p = 0.2$  и  $Q = 10000 \text{ Н}$  получено  $a_{n,p} = 0.417 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$ ,  $F_n^{\ddot{a}} = 65481 \text{ Н}$ . По силе  $F_n^{\ddot{a}}$  и ходу  $h = 1 \text{ м}$  штока поршня впоследствии определяются параметры гидропривода по методике литературы [4]

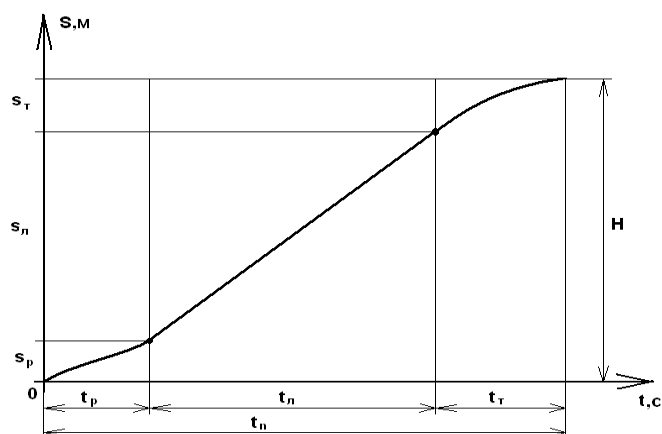


Рис. 3. График перемещения штока поршня

Динамическая составляющая  $F_{\text{дв}} = m_n \cdot a_{n,p} = 417H$  в данном варианте по сравнению со статической составляющей  $F_{n,T}^c = 65064H$  сравнительно невелика, что позволит в дальнейшем уменьшить время подъема площадки.

### Литература

1. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. 6 – издание, перераб. – М.: Высш.шк., 1985. – 520с.
2. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин. Изд-ие второе. – М. – Киев, Машгиз, 1962. – 267с.
3. 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.
4. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука. гл. ред. физ.-мат. лит.. 1990. – 592с.