

Рис. 2

## ЛИТЕРАТУРА

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1988. – 640 с.

УДК 621.01:531.3:681.3+621.876

Гарах В.А., Астахов Э.И.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ И АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА НОЖНИЧНОГО ПОДЪЕМНИКА

Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь

Схема шарнирно-рычажного механизма ножничного подъемника для подъема и опускания крупногабаритных грузов показана на рис. 1 в работе [1] данного сборника. В связи с отсутствием в существующей технической литературе методик расчета шарнирно-рычажных механизмов привода ножничных подъемников в работах [2] и [3] авторами разработана методика динамического анализа движения грузовой площадки на подъеме.

В работе [1] показаны особенности структуры и кинематики такого шарнирно-рычажного механизма ножничного подъемника. Задачей данной работы является разработка методики динамического силового расчета этого механизма и анализ нагруженности его звеньев и шарниров на стадии разгона при подъеме.

Схема внешних сил рассматриваемого механизма показана на рис. 1.

Основными внешними статическими нагрузками являются сила полезного сопротивления  $Q$  поднимаемого груза и силы веса  $G_i$ , приложенные в центрах масс  $S_i$  рычагов, массой  $m_i$ :  $G_i = m_i \cdot g$ , где  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ . В точке  $B_1$ , движущейся поступательно, приложена движущая уравновешивающая сила  $F_d$ .

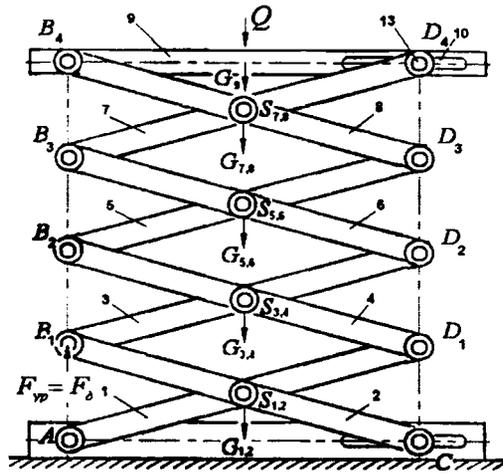


Рис. 1. Схема внешних сил механизма ножничного подъемника

Динамический силовой расчет при разгоне на подъеме сведен по классической теории механизмов и машин к кинестатическому, приложив к  $i$ -ым звеньям проекции векторов  $\overline{F_{ui}}$  сил инерции в центрах масс  $S_i$  и моменты сил инерции  $\overline{M_{ui}} = (1, 2, 3, \dots, 10)$ :

$$F_{ui}^x = -m_i \cdot a_{si}^x, \quad F_{ui}^y = -m_i \cdot a_{si}^y, \quad M_{ui} = -J_{si} \cdot \varepsilon_i,$$

где  $a_{si}^x, a_{si}^y$  (определены в работе [1]) - проекции линейных ускорений центров  $S_i$ ;

$J_{si}$  - осевые моменты инерции звеньев относительно центров масс  $S_i$ ;

$\varepsilon_i$  (определены в работе [1]) - угловые ускорения  $i$ -ых звеньев.

Так как силовой расчет механизмов проводится по статически определимым цепям (по группам Ассура), начиная от последней, то выделим цепь звена 9 с шарниром  $B_8$  и высшей парой  $D_7$  (рис. 2) с внешними силами  $Q, G_9, F_{u9}^y$ . Реакции  $R_{B8} = R_{9,8} = \overline{R_{9,8}^x} + \overline{R_{9,8}^y}$  и  $R_{D7} = R_{9,7}^x$  определим из уравнений статического равновесия на оси  $X$  и  $Y$ :

$$\left. \begin{aligned} \sum X_9 &= 0 \Rightarrow R_{9,8}^x = 0, \\ \sum Y_9 &= 0 \\ \sum M_{B8}(F_{u9}) & \end{aligned} \right\} \Rightarrow R_{9,8}^y = 0,5 \cdot (Q + G_9 + F_{u9}^y); \quad R_{D7} = 0,5 \cdot (Q + G_9 + F_{u9}^y). \quad (1)$$

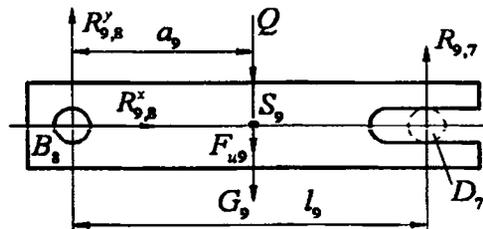


Рис. 2. Схема проекций сил и реакций звена 9 в начале подъема

Затем рассматриваем верхнюю структурную группу из звеньев (7, 8), которая является типовой, по аналогии с которой рассчитываются структурные группы (5, 6) и (4, 3). Обобщая

их, покажем структурную группу из звеньев  $(i, j)$  на рис. 3 с силами веса  $G_{ij} = G_i + G_j = 2G_i$  в центрах масс  $S_{ij}$ ; известными реакциями  $R_{i,i+1}$  и  $R_{j,j+1}$  в верхних точках  $B_i$  и  $D_j$ ; силами инерции  $F_{uij}$  в  $S_{ij}$ ; противоположными моментами сил инерции  $M_{ui}$  и  $M_{uj}$ ; неизвестными реакциями  $R'$  и  $R''$  в нижних точках  $B_{i-1}$  и  $D_{j-1}$  и внутренней реакцией  $R_{i,j}$  во внутреннем шарнире  $S_{ij}$ . Из уравнений статического равновесия сил группы определяются проекции неизвестных реакций.

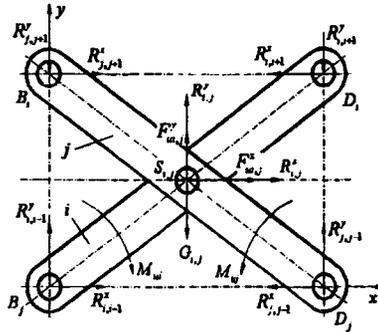


Рис. 3. Схема проекций и реакций типовой группы  $(i, j)$

Уравнения статического равновесия типовой группы  $(i, j)$ :

$$\left. \begin{aligned} R_{i,i-1}^x + F_{uij}^x + R_{i,i+1}^x + R_{j,j-1}^x + R_{i,i+1}^x &= 0; & R_{i,i-1}^y + F_{uij}^y + R_{i,i+1}^y - G_{ij} + R_{j,j-1}^y + R_{i,i+1}^y &= 0; \\ R_{i,i-1}^x + F_{ui}^x + R_{i,i}^x + R_{i,i+1}^x &= 0; & R_{i,i-1}^y + F_{ui}^y - G_i + R_{i,i}^y + R_{i,i+1}^y &= 0; \\ R_{i,i-1}^x \cdot l_y + R_{i,i-1}^y \cdot l_x + M_{ui} - R_{i,i+1}^x \cdot l_y + R_{i,i+1}^y \cdot l_x &= 0; \\ R_{j,j-1}^x \cdot l_y + R_{j,j-1}^y \cdot l_x + M_{uj} - R_{j,j+1}^x \cdot l_y + R_{j,j+1}^y \cdot l_x &= 0. \end{aligned} \right\} (2)$$

Система шести уравнений с шестью неизвестными  $R_{i,i-1}^x, R_{i,i-1}^y, R_{j,j-1}^x, R_{j,j-1}^y, F_{ui}^x, F_{ui}^y$  решается методом Гаусса, откуда определяются полные реакции:

$$R_{i,i-1} = \sqrt{(R_{i,i-1}^x)^2 + (R_{i,i-1}^y)^2}; \quad R_{j,j-1} = \sqrt{(R_{j,j-1}^x)^2 + (R_{j,j-1}^y)^2}; \quad R_{i,j} = \sqrt{(R_{i,j}^x)^2 + (R_{i,j}^y)^2}. \quad (3)$$

Такая процедура расчетов повторяется три раза по числу типовых групп (7 и 8), (6 и 5), (3 и 4). В конце рассчитывается нижняя группа звеньев 1, 2 (рис. 4),

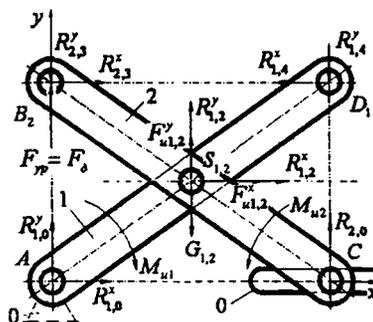


Рис. 4. Схема проекций сил и реакций

в которой в высшей паре  $C$  нормальная реакция  $R_{2,0}$  известна направлением, а во враща-

тельной паре В со стороны поршня гидроцилиндра приложена уравновешивающая вертикальная сила  $F_{ур}$ .

Неизвестные  $R_{1,0}^x, R_{1,0}^y, R_{2,0}, R_{1,2}^x, R_{1,2}^y, F_{\omega\omega}$ , определяются из аналогичной (2) системы уравнений методом Гаусса.

На основании полученных выражений реакций составлена программа силового расчета и рассчитаны на компьютере реакции во всех шарнирах для предложенного варианта привода на рисунке 1. При заданной нагрузке поднимаемого груза  $Q = 10000H$ , массе площадки  $m_p = 500\text{ê}\tilde{a}$  и массах рычагов  $m_1 = \dots = m_8 = 32\text{ê}\tilde{a}$  при времени подъема  $t_n = 30c$  и высоте подъема площадки  $H = 5,6\text{ì}$  получены следующие величины реакций:

$$\begin{aligned}R_{9,8} &= 7464H, \quad R_{9,7} = 7605H, \\R_{7,6} &= R_{8,7} = 261500H, \quad R_{5,8} = 261750H, \quad R_{6,3} = R_{4,5} = 544000H, \quad R_{6,5} = 805000H, \\R_{4,3} &= 1345000H, \quad R_{4,2} = R_{3,1} = 801250H, \quad R_{1,2} = 804300H, \\R_{2,0} &= 95366H, \quad R_{1,0} = 55300H, \quad F_y = F_d = 60464H.\end{aligned}$$

Величины сил инерции  $F_{ui}$  в данном варианте подъемника по сравнению с реакциями  $R_{ij}$  очень незначительны и ими можно пренебречь, т.е. динамический расчет сводится фактически к статическому.

Направления максимальных реакций близки к горизонтальным и превышают заданную нагрузку  $Q$  в 134,5 раза. Для уменьшения реакций заказчику предложено оптимизировать схему и точку приложения движущей силы  $F_d$ .

## ЛИТЕРАТУРА

1. Астахов Э.И., Гарах В.А. Особенности структуры и кинематики шарнирно-рычажного механизма ножничного подъемника // В сб. «Машиностроение», вып. 25, Минск: БНТУ, 2009.
2. Астахов Э.И., Гарах В.А., Макаров А.Д. Динамический анализ движения поршня гидропривода ножничного подъемника // В сб. «Машиностроение», вып. 24, Минск: БНТУ, 2008, с. 34-37.
3. Астахов Э.И., Гарах В.А., Макаров А.Д. Моделирование динамики подъема площадки ножничного подъемника // Теоретическая и прикладная механика. Межведомственный сб. научн.-метод. раб. Вып. 24. БНТУ– Минск: Технопринт, 2009, с.313-317.

УДК 621.01:531.3 + 621.876

*Астахов Э.И., Гарах В.А.*

## ОСОБЕННОСТИ СТРУКТУРЫ И КИНЕМАТИКИ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА НОЖНИЧНОГО ПОДЪЕМНИКА

*Белорусский национальный технический университет  
Минск, Беларусь*

Для разработки конструкторской документации одного из вариантов ножничного подъемника необходимо сделать анализ структуры, кинематики и динамической нагруженности звеньев и шарниров антипараллелограммного рычажного механизма. Анализ публикаций по грузоподъемной технике показал, что в существующей литературе [1, 2, 3] отсутствует анализ и методика расчетов ножничных механизмов. Ранее в работах [4], [5] авторами была разработана методика динамического анализа движения при подъеме площадки под действием заданной движущей силы гидроцилиндра. Задачей данной работы является анализ структуры и кинематики шарнирно-рычажного механизма одного из вариантов ножничного подъемника для последующего анализа динамической нагруженности его звеньев и шарниров.