

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 $m_p = 500\text{êã}$ и массах рычагов $m_1 = \dots = m_8 = 32\text{êã}$ при времени подъема $t_n = 30\text{с}$ 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 $F_{ин}$ 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.

Кинематическая схема шарнирно-рычажного механизма исследуемого подъемника показана на рис. 1.

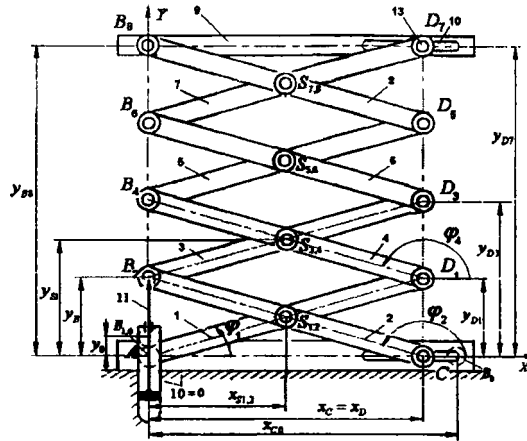


Рис. 1. Кинематическая схема рычажного механизма ножничного подъемника

Он состоит из четырех секций антипараллелограммов (ножниц) 1 и 2, 3 и 4, 5 и 6, 7 и 8 образующая статически определимые структурные группы (группы Ассура). Сверху к рычагам 7 и 8 шарнирно подсоединена поднимаемая площадка 9, а нижняя секция рычагов 1 и 2 соединена с неподвижной рамой (стойкой). Привод механизма осуществляется поршнем 11 неподвижного гидроцилиндра 10 в шарнире B_2 , шарнир А неподвижный и соединяет стойку О с рычагом 1. Левые концы рычагов 2 и 7 цилиндрическими штифтами 12 образуют высшие пары скольжения С и D_7 в прямолинейных направляющих 13. Рычаги 1 и 2, 3 и 4, 5 и 6, 7 и 8 шарнирно соединены в точках S_i центров масс.

Число подвижных звеньев механизма $n = 10$ (8 одинаковых рычагов $1 \div 8$, площадка 9, поршень со штоком 11). Кинематические пары механизма: вращательные одноподвижные А, $B_{2,3}$, B_4 , B_6 , B_8 , $S_{1,2}$, $S_{3,4}$, $S_{5,6}$, $S_{7,8}$, D_1 , D_3 , D_5 , $B_{10,2}$; поступательная одноподвижная $A_{10,11}$; высшие пары скольжения $B_{2,0}$, $D_{7,9}$, т.е. число низших одноподвижных пар $P_n = 14$, число высших пар двухподвижных пар $P_2 = 2$. Для плоского механизма по формуле П.Л. Чебышева получим степень свободы $W = 3n - 2P_n - P_2 = 3 \cdot 10 - 2 \cdot 14 - 2 = 0$. $W = 0$ показывает, что в механизме 1 избыточная связь – звено 11 с поступательной парой $A_{10,11}$.

Так как размеры механизма удовлетворяют условию $l_1 = l_2 = \dots = l_8 = l$ и $l_{AS_1} = l_{BS_2} = \dots = l_{BS_3} = l_{BS_8} = 0.5l$, то точки В двигаются по вертикальной прямой, поэтому с точки зрения структуры геометрическая связь звеньев 10 и 11 не нужна и вместо нее можно ввести силовую связь (сила $F_{11} = F_d$ в точке B_2). Тогда $n = 9$, $P_n = 12$, $P_2 = 2$ и $W = 3 \cdot 9 - 2 \cdot 12 - 2 = 1$, т.е. достаточно одной обобщенной независимой координаты $q = y_{B_2}$ точки B_2 для определения движения всех остальных звеньев механизма. Тогда цепь звеньев $1 \div 9$ разделяется на структурные нулевые цепи (группы Ассура): входная группа 2-го класса (1, 2) с высшей парой С и силовой связи F_d , три шарнирные группы 2-го класса 1-го вида (3 и 4), (5 и 6), (7 и 8), группа 9 – 2-го класса с высшей парой D_7 . Эти группы показаны в работе [6] данного сборника на рисунках 2, 3, 4. Весь механизм 2-го класса и его формула строения будет следующей:

$$I(0 = 10, 11) \rightarrow II(1, 2) \rightarrow III(3, 4) \rightarrow III(5, 6) \rightarrow III(7, 8) \rightarrow II(9).$$

Таким образом, обобщенной координатой q входного звена 11 с точкой B_2 механизма данной схеме на рис. 1 будет координата y_{B_2} , зависящая от перемещения S_B поршня

$y_{B_2} = y_0 + S_B$, где y_0 – минимальная координата точки B_2 в сложенном нижнем положении механизма, когда шарнир B_2 касается своим наружным размером d неподвижного шарнира A стойки, $y_0 \approx d$.

Соответственно (при указанных размерах $l_1 = l_2 = \dots = l_8 = l$ и $l_{AS_1} = l_{BS_2} = \dots = l_{BS_8} = l_{BS_8} = 0,5l$) для первой нижней структурной группы звеньев 1 и 2:

$$y_{D_1} = y_{B_2}; \quad y_{S_1} = y_{S_1} = 0,5y_{B_2}; \quad x_{S_1} = x_{S_2} = x_{S_1} = 0,5l \cdot \cos \varphi_1; \quad x_C = x_{D_1} = l \cdot \cos \varphi_1.$$

Угловые координаты звеньев:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= \arcsin(y_{B_2} / l); & \varphi_2 &= 180^\circ - \varphi_1; \\ \varphi_3 &= \varphi_5 = \varphi_7 = \varphi_1; & \varphi_4 &= \varphi_6 = \varphi_8 = \varphi_1; \\ x_C &= x_{D_1} = l \cdot \cos \varphi_1; & x_{S_1} &= x_{S_2} = x_{S_1} = 0,5l \cdot \cos \varphi_1. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Точки D_1 и $S_{1,2}$ движутся по дуге окружностей радиусами l и $0,5l$ с центром B_2 . Во второй структурной группе звеньев 3 и 4 точки D_3 и $S_{3,4}$ движутся по сложным траекториям, получаемым в виде поступательного переносного движения точки B_2 и относительного вращательного движения вокруг B_2 по радиусам окружностей l и $0,5l$.

$$\left. \begin{aligned} y_{B_4} &= 2y_{B_1} = 2(y_0 + S_B); & y_{S_3} &= y_{S_4} = y_{S_{1,2}} + 2y_{S_1} = 1,5y_{B_2}; \\ \varphi_3 &= \varphi_1 = \arcsin(y_{B_2} / l); & \varphi_4 &= 180^\circ - \varphi_1; \\ x_{D_3} &= x_{D_1} = l \cdot \cos \varphi_1; & x_{S_3} &= x_{S_4} = 0,5l \cdot \cos \varphi_1. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Аналогично для структурной группы звеньев 5 и 6:

$$\left. \begin{aligned} y_{B_6} &= 3y_{B_1} = 3(y_0 + S_B); & y_{S_5} &= y_{S_6} = y_{S_3} + 2y_{S_1} = 2,5y_{B_2}; \\ \varphi_5 &= \varphi_1 = \arcsin(y_{B_2} / l); & \varphi_6 &= 180^\circ - \varphi_1; \\ x_{D_5} &= x_{D_1} = l \cdot \cos \varphi_1; & x_{S_5} &= x_{S_6} = 0,5l \cdot \cos \varphi_1. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Для группы звеньев 7 и 8:

$$\left. \begin{aligned} y_{B_8} &= 4y_{B_2} = 4(y_0 + S_B); & Y_{S_7} &= Y_{S_8} = Y_{S_5} + 2Y_{S_1} = 3,5Y_{B_2}; \\ \varphi_7 &= \varphi_1 = \arcsin(y_{B_2} / l); & \varphi_8 &= 180^\circ - \varphi_1; \\ x_{D_7} &= x_{D_1} = l \cdot \cos \varphi_1; & X_{S_7} &= X_{S_8} = 0,5l \cdot \cos \varphi_1. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Обобщая полученные выражения координат для любой из i -ых секций (групп Ассур) такого антипараллелограммного механизма, получим:

$$\left. \begin{aligned} y_{B_{2i}} &= i \cdot y_{B_2} = i \cdot (y_0 + S_B); & y_{S_i} &= y_{S_{i+1}} = y_{S_{i-1}} + 2y_{S_1} = (i - 0,5)y_{B_2}; \\ \varphi_i &= \varphi_1 = \arcsin(y_{B_2} / l); & \varphi_{2i} &= 180^\circ - \varphi_1; \\ x_{D_{2i-1}} &= x_{D_1} = l \cdot \cos \varphi_1; & x_{S_i} &= x_{S_{i+1}} = 0,5l \cdot \cos \varphi_1; \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где $i = 1, 2, \dots, N$; N – число секций (групп Ассур) механизма.

Дифференцируя полученные выражения (1) координат по времени t , получим формулы для скоростей точек и звеньев:

- для первой нижней группы:

$$\left. \begin{aligned}
 V_{B_2} = V_{B_2}^Y = \frac{dY_{B_2}}{dt} = \frac{dS_B}{dt} = V_{11} = V_{D_1}^Y \\
 \text{где } V_{11} \text{ — заданная скорость поршня гидроцилиндра 11 входного звена;} \\
 V_{S_1}^Y = V_{S_2}^Y = 0,5V_{11}; \quad V_C = V_{D_1}^X = -l \cdot \omega_1 \cdot \sin \varphi_1 = -V_{11} \cdot \operatorname{tg} \varphi_1; \\
 V_{S_1}^X = V_{S_2}^X = 0,5V_{11} \cdot \operatorname{tg} \varphi_1; \quad \omega_1 = -\omega_2 = \frac{V_{11}}{l \cos \varphi_1};
 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

- для любой группы под номером i :

$$\left. \begin{aligned}
 V_{B_i} = i \cdot V_{11}; \quad V_{S_i}^X = V_{S_{i+1}}^X = 0,5V_{11} \cdot \operatorname{tg} \varphi_1; \\
 V_{D_i}^X = -l \cdot \omega \cdot \cos \varphi_1; \quad V_{S_i}^Y = V_{S_{i+1}}^Y = (i - 0,5)V_{11}; \\
 \omega_i = -\omega_{i+1} = \frac{V_{11}}{l \cdot \cos \varphi_1}.
 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

После вторичного дифференцирования уравнений (6), (7) по времени t получим формулы для определения ускорений точек и звеньев в начале подъема:

- для первой i -группы:

$$a_{B_2} = a_{B_2}^Y = \frac{dV_{B_2}}{dt} = \frac{dV_{11}}{dt} = a_{11} = a_{D_1}^Y;$$

где a_{11} — заданное ускорение ведущего поршня;

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_1 = -\varepsilon_2 = \frac{a_{11}}{l \cdot \cos \varphi_1} + \frac{V_{11}^2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_1}{l^2 \cdot \cos^2 \varphi_1}; \quad a_C = a_{D_1}^X = -l(\varepsilon_1 \cdot \sin \varphi_1 + \omega_1^2 \cdot \cos \varphi_1); \\
 a_{S_1}^X = a_{S_2}^X = 0,5a_{D_1}^X; \quad a_{S_1}^Y = a_{S_2}^Y = 0,5a_{11};
 \end{aligned}$$

- для любой i -группы:

$$\begin{aligned}
 a_{B_i} = a_{D_i}^Y = i \cdot a_{11}; \quad a_{D_i}^X = a_{D_{i+1}}^X = -l(\varepsilon_1 \cdot \sin \varphi_1 + \omega_1^2 \cdot \cos \varphi_1); \\
 a_{S_i}^X = a_{S_{i+1}}^X = 0,5a_{D_i}^X; \quad a_{S_i}^Y = a_{S_{i+1}}^Y = (i - 0,5)a_{11}; \quad \varepsilon_i = -\varepsilon_{i+1} = \varepsilon_1.
 \end{aligned}$$

Таким образом, каждая i -ая группа является множителем координат, скоростей и ускорений ведущей точки В 1-ой нижней группы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александров, М.П. Подъемно-транспортные машины. 6-е изд., перераб. — М.: Высшая школа, 1985. — 520с. 2. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин. — М. — Киев: Машгиз, 1962. — 267с. 3. Современные подъемники: [Сборник]. — М.: Знание, 1983. — 63с. 4. 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. 5. 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, — Минск: Технопринт, 2009, с.313-317. 6. Гарах В.А., Астахов Э.И. Определение реакций и анализ нагруженности рычажного механизма ножничного подъемника // В сб. «Машиностроение». Вып. 25. — Минск: БНТУ, 2009, с.