

физическому смыслу входящих в него коэффициентов за тем исключением, что он относится не к отдельному конструктивному элементу, а к трехслойной панели целиком.

Выводы

В работе предложена методика, включающая порядок действий и расчетные зависимости, которая гарантированно позволяет улучшать весовые или стоимостные характеристики несущей трехслойной панели основания или крыши автобусного кузова по сравнению с базовым вариантом. Также обеспечивается возможность итоговой проверки выбранной комбинации материалов на эффективность. Все предложенные сравнительные коэффициенты эффективности имеют количественный характер, что позволяет на ранних этапах проектирования прогнозировать изменение весовых или стоимостных характеристик конструкции при использовании новых материалов.

Литература

1. Воронков О.В., Песков В.И., Хорычев А.А. Новое в конструкции и проектировании автобусных кузовов. — Н. Новгород: НГТУ, 2009. — 186 с.
2. Лепешкин И.А., Ершов М.Ю. Перспективы применения сэндвич панелей из вспененного алюминия в автомобилестроении. [Текст] // Известия МГТУ "МАМИ". — Москва, 2010. — № 1(9) — с.136-147

Кинестатическое исследование подъемного механизма

к.т.н. доц. Гебель Е.С., Журсенбаев Б.И., Сарбасов А.Т.
БГОУ ВПО «ОмГТУ», ДПП «ИММ им. У.А. Джолдасбекова», Атырауский инженерно-гуманитарный институт
8-3812-65-21-76, Gebel_es@mail.ru

Аннотация. В статье разработан векторно-матричный метод определения движущей силы и сил реакции в кинематических парах многозвенного рычажного механизма с изменяемым замкнутым контуром, который позволяет получить аналитические выражения искомых параметров в явном виде. Проведено кинестатическое исследование синтезированного подъемного механизма, по результатам которого сделаны рекомендации по выбору гидроцилиндра.

Ключевые слова: подъемный механизм, кинестатический анализ, векторно-матричный метод.

Строительная отрасль современной промышленности развивается особенно бурно, что влечет за собой создание новых технологий, материалов и передовую технику. Внутренние малярные, штукатурные работы, отделка фасадов, монтаж систем вентиляции, отопления, газоснабжения выполняются на уровне выше человеческого роста и, следовательно, требуют использования вспомогательного строительного оборудования, которое представляет собой малярные помосты.

Современные помосты из современных материалов заводского производства позволяют регулировать уровень высоты подъема рабочей площадки, имеют небольшой вес и могут складываться до размеров обычной стремянки. Кроме того, устройства могут быть оборудованы выдвигаемыми секциями, откидными площадками и дополнительными средствами увеличения опоры.

В работе [1] синтезирован многозвенный рычажный механизм подъемника с изменяемым замкнутым контуром (рисунок 1) по заданному закону движения выходного звена и определены его метрические параметры. В настоящей работе поставлена цель выполнить кинестатический анализ, т.е. определить движущую силу и силы реакций исследуемой схемы механизма, результаты которого в дальнейшем будут использоваться в расчетах на прочность элементов кинематических пар и звеньев механизма, жесткость, долговечность и т.д.

Статический расчет учитывает действие движущей силы, силы полезных и вредных сопротивлений, а также силы тяжести. Метод, используемый в работе, основан на принципе Даламбера, который применительно к рычажным механизмам без учета сил инерции можно

сформулировать следующим образом, если ко всем внешним силам, действующим на систему звеньев, добавить уравновешивающую силу, тогда под действием всех этих сил система звеньев может условно считаться находящейся в равновесии. При статическом расчете кинематическая цепь механизма разбивается на группы Ассура, которые являются статически определенными. Расчет ведется путем последовательного рассмотрения условий равновесия отдельно каждой группы начиная с наиболее удаленной от ведущего звена. Условие равновесия группы рассматривается без учета силы трения, таким образом, составляющие силы реакции во вращательной паре представляются направленными по звену (нормальная реакция) и перпендикулярно звену (тангенциальная реакция), и приложены они в центре шарнира.

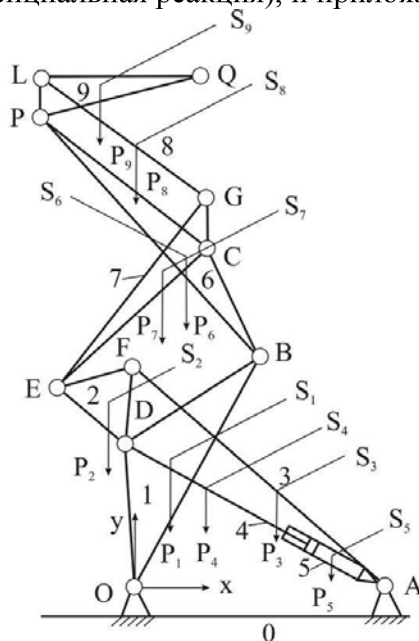


Рисунок 1 – Кинематическая схема подъемного механизма

Силы и моменты, действующие на i -ое звено подъемника (рисунок 1), приведем к главному вектору \bar{P}_i и главному моменту \bar{M}_i , приложенным в точке приведения S_i .

На основании принципа виртуальных перемещений [2] запишем уравнение:

$$P_D^{DB} = -\frac{1}{V_D} \cdot \sum_{i=1}^9 \bar{Q}_i^T \cdot \bar{V}_i, \quad (1)$$

где: P_D^{DB} – движущая сила, приложенная в точке D штока гидроцилиндра; V_D – скорость точки D ; \bar{Q}_i^T и \bar{V}_i вектора составляющих главного вектора \bar{P}_i и главного момента \bar{M}_i i -го звена, равные:

$$\bar{Q}_i = \begin{bmatrix} P_i^X \\ P_i^Y \\ M_i \end{bmatrix}, \quad \bar{V}_i = \begin{bmatrix} V_i^X \\ V_i^Y \\ \omega_i \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Если приложить уравновешивающую силу $P_D^{VP} = -P_D^{DB}$ в точку D штока гидроцилиндра, то исследуемый механизм будет находиться в равновесии.

Запишем структурную формулу механизма, выбрав в качестве условного ведущего звена треугольный контур ODB (рисунок 1), тем самым, понизив класс рассматриваемого механизма, а следовательно, и значительно упростив решение задачи кинетостатического анализа:

$$\begin{array}{l} \nearrow \text{II (6, 7)} \rightarrow \text{II (8, 9)} \\ \text{I (1)} \rightarrow \text{II (2, 3)} \\ \searrow \text{II (4, 5)} \end{array} \quad (3)$$

Последовательность определения сил реакций в шарнирах подъемника соответствует следующему порядку рассмотрения диад (8, 9), (6, 7), (2, 3), (4, 5) и условного ведущего звена I.

1. Кинестатический анализ диады II (8, 9)

На звенья GL и PLQ действуют силы реакции R_{78} , R_{89} и R_{96} , а также учитывается их вес P_8 и P_9 соответственно. Уравнения равновесия диады II (8,9) представляют собой систему матричных уравнений вида:

$$\begin{cases} \bar{R}_{96} = [H_9] \cdot \bar{Q}_9 + [L_{89}] \cdot \bar{R}_{89}, \\ \bar{R}_{89} = [H_8] \cdot \bar{Q}_8 + [L_{78}] \cdot \bar{R}_{78}. \end{cases} \quad (4)$$

Квадратные матрицы H_8 , H_9 и L_{78} , L_{89} учитывают направление действия сил и моментов M_8 и M_9 в принятой системе координат xOy запишем систему (4) как:

$$\begin{bmatrix} R_{96}^X \\ R_{96}^Y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_P - Y_{S9} & X_{S9} - X_P & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_9^X \\ P_9^Y \\ M_9 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_P - Y_L & X_L - X_P & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{89}^X \\ R_{89}^Y \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} R_{89}^X \\ R_{89}^Y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_L - Y_{S8} & X_{S8} - X_L & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_8^X \\ P_8^Y \\ M_8 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_L - Y_G & X_G - X_L & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{78}^X \\ R_{78}^Y \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (6)$$

После преобразования матричные уравнения (5) и (6) сводятся к уравнению вида:

$$[A] \cdot \bar{X} = \bar{B}, \quad (7)$$

где: матрица коэффициентов:

$$[A] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Y_L - Y_P & X_P - X_L & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Y_G - Y_L & X_L - X_G \end{bmatrix}, \quad (8)$$

вектор искомых параметров:

$$\bar{X} = [R_{96}^X, R_{96}^Y, R_{89}^X, R_{89}^Y, R_{78}^X, R_{78}^Y]^T, \quad (9)$$

матрица свободных членов:

$$\bar{B} = \begin{bmatrix} P_9^X \\ P_9^Y \\ (Y_P - Y_{S9})P_9^X + (X_{S9} - X_P)P_9^Y + M_9 \\ P_8^X \\ P_8^Y \\ (Y_L - Y_{S8})P_8^X + (X_{S8} - X_L)P_8^Y + M_8 \end{bmatrix}, \quad (10)$$

Составляющие сил реакции R_{78} , R_{89} и R_{96} в кинематических парах 8 и 9 определим как:

$$\bar{X} = [A]^{-1} \cdot \bar{B}. \quad (11)$$

2. Кинестатический анализ диады II (6, 7)

На треугольные звенья BPC и EGC действуют силы реакции R_{67} , R_{69} , R_{87} , R_{72} и R_{16} , а также их вес P_6 и P_7 соответственно. Аналогично сформируем матричные уравнения равновесия диады II (6,7):

$$\begin{cases} \bar{R}_{72} = [H_7] \cdot \bar{Q}_7 + [L_{87}] \cdot \bar{R}_{87} + [L_{67}] \cdot \bar{R}_{67}, \\ \bar{R}_{67} = [H_6] \cdot \bar{Q}_6 + [L_{16}] \cdot \bar{R}_{16} + [L_{96}] \cdot \bar{R}_{69}. \end{cases} \quad (12)$$

Квадратные матрицы H_6 , H_7 , L_{87} , L_{67} , L_{16} и L_{96} учитывают направление действия сил и моментов M_6 и M_7 в принятой системе координат xOy :

$$\begin{bmatrix} R_{72}^X \\ R_{72}^Y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_E - Y_{S7} & X_{S7} - X_E & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_7^X \\ P_7^Y \\ M_7 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_E - Y_G & X_G - X_E & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{87}^X \\ R_{87}^Y \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_E - Y_G & X_G - X_E & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{67}^X \\ R_{67}^Y \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (13)$$

$$\begin{bmatrix} R_{67}^X \\ R_{67}^Y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_C - Y_{S6} & X_{S6} - X_C & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_6^X \\ P_6^Y \\ M_6 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_C - Y_B & X_B - X_C & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{16}^X \\ R_{16}^Y \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_C - Y_P & X_P - X_C & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{96}^X \\ R_{96}^Y \\ 0 \end{bmatrix}.$$

С учетом ранее рассчитанных значений для R_{78} и условия, что $R_{87} = -R_{78}$, искомыми параметрами составляющих сил реакций $\bar{X} = [R_{72}^X, R_{72}^Y, R_{67}^X, R_{67}^Y, R_{16}^X, R_{16}^Y]^T$ найдем из зависимости аналогичной (11), где матрица $[A]$ и вектора \bar{B} равны:

$$[A] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Y_C - Y_E & X_E - X_C & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Y_B - Y_C & X_C - X_B & 0 \end{bmatrix}, \quad (14)$$

$$\bar{B} = \begin{bmatrix} P_7^X + R_{87}^X \\ P_7^Y + R_{87}^Y \\ (Y_E - Y_{S7})P_7^X + (X_{S7} - X_E)P_7^Y + M_7 + (Y_E - Y_G)R_{87}^X + (X_G - X_E)R_{87}^Y \\ P_6^X + R_{96}^X \\ P_6^Y + R_{96}^Y \\ (Y_C - Y_{S6})P_6^X + (X_{S6} - X_C)P_6^Y + M_6 + (Y_C - Y_P)R_{96}^X + (X_P - X_C)R_{96}^Y \end{bmatrix}. \quad (15)$$

3. Кинестатический анализ диады II (2, 3)

На звенья DEF и FA действуют силы реакции R_{21} , R_{72} , R_{32} и R_{03} , а также их вес P_2 и P_3 соответственно. Уравнения равновесия диады II (2,3) для шарниров D и F запишем в матричном виде:

$$\begin{cases} \bar{R}_{21} = [H_2] \cdot \bar{Q}_2 + [L_{72}] \cdot \bar{R}_{72} + [L_{32}] \cdot \bar{R}_{32}, \\ \bar{R}_{32} = [H_3] \cdot \bar{Q}_3 + [L_{03}] \cdot \bar{R}_{03}. \end{cases} \quad (16)$$

Раскроем матрицы H_2 , H_3 и L_{72} , L_{32} , L_{03} и приведем систему к виду:

$$\begin{bmatrix} R_{21}^X \\ R_{21}^Y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_D - Y_{S2} & X_{S2} - X_D & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_2^X \\ P_2^Y \\ M_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_D - Y_F & X_F - X_D & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{72}^X \\ R_{72}^Y \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_D - Y_F & X_F - X_D & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{32}^X \\ R_{32}^Y \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (17)$$

$$\begin{bmatrix} R_{32}^X \\ R_{32}^Y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_F - Y_{S3} & X_{S3} - X_F & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_3^X \\ P_3^Y \\ M_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_F - Y_A & X_A - X_F & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{03}^X \\ R_{03}^Y \\ 0 \end{bmatrix}$$

Решение для вектора неизвестных параметров $\bar{X} = [R_{21}^X, R_{21}^Y, R_{32}^X, R_{32}^Y, R_{03}^X, R_{03}^Y]^T$ матричных уравнений (17) получим аналогично (11), где:

$$[A] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & Y_F - Y_D & X_D - X_F & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Y_A - Y_F & X_F - X_A \end{bmatrix}, \quad (18)$$

$$\bar{B} = \begin{bmatrix} P_2^X + R_{72}^X \\ P_2^Y + R_{72}^Y \\ (Y_D - Y_{S2})P_2^X + (X_{S2} - X_D)P_2^Y + M_2 + (Y_D - Y_E)R_{72}^X + (X_E - X_D)R_{72}^Y \\ P_3^X \\ P_3^Y \\ (Y_F - Y_{S3})P_3^X + (X_{S3} - X_F)P_3^Y + M_3 \end{bmatrix}. \quad (19)$$

4. Кинестатический анализ диады II (4, 5)

На звено DA , состоящее из штока и гидроцилиндра, действуют силы реакции \bar{R}_{41} , \bar{R}_{54} , \bar{R}_{50} и \bar{R}_{45} , а также их вес \bar{P}_4 и \bar{P}_5 и уравновешивающая сила \bar{R}_{VP4} . Матричные уравнения равновесия диады II (4, 5):

$$\begin{cases} \bar{R}_{41} = [H_4] \cdot \bar{Q}_4 + \bar{R}_{54} + \bar{P}_{VP4}, \\ \bar{R}_{50} = [H_5] \cdot \bar{Q}_5 + \bar{R}_{45}. \end{cases} \quad (20)$$

Преобразуем зависимости системы (20) к виду:

$$\begin{bmatrix} R_{41}^X \\ R_{41}^Y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_D - Y_{S4} & X_{S4} - X_D & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_4^X \\ P_4^Y \\ M_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} R_{54}^X \\ R_{54}^Y \\ M_{54}^D \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} P_{VP4}^X \\ P_{VP4}^Y \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (21)$$

$$\begin{bmatrix} R_{50}^X \\ R_{50}^Y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y_A - Y_{S5} & X_{S5} - X_A & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} P_5^X \\ P_5^Y \\ M_5 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} R_{45}^X \\ R_{45}^Y \\ M_{45}^A \end{bmatrix}. \quad (22)$$

В принятой (рисунок 1) системе координат xOy для исследуемого подъемного механизма изменение угла φ_{AD} при вершине A с осью Ox характеризует поворот условного входного звена 1 вокруг опорного шарнира O . Поскольку направление действия силы реакции \bar{R}_{54} перпендикулярно оси диады (4, 5), то величины составляющих искомой силы будут рав-

ны:

$$R_{54}^X = R_{54} \sin \varphi_{AD}, \quad R_{54}^Y = -R_{54} \cos \varphi_{AD}.$$

Момент в точке A определим из следующей зависимости:

$$M_{45}^A = M_{54}^D - R_{54} \cdot l_{AD}. \quad (23)$$

Проекция уравновешивающей силы $\overrightarrow{R_{VP_4}}$ рассчитаем как:

$$P_{VP_4}^X = -P_{VP_4} \cos \varphi_{AD}, \quad P_{VP_4}^Y = -P_{VP_4} \sin \varphi_{AD}.$$

С учетом уравнения (21) найдем выражение для движущего момента M_{54}^D :

$$M_{54}^D = -[(Y_D - Y_{S4})P_4^X + (X_{S4} - X_D)P_4^Y + M_4]. \quad (24)$$

Определим из формул (22) и (23) реакцию $\overrightarrow{R_{54}}$ на штоке гидроцилиндра:

$$R_{54} = \frac{1}{l_{AD}} [(Y_A - Y_{S5})P_5^X + (X_{S5} - X_A)P_5^Y + M_5 + M_{54}^D]. \quad (25)$$

Неизвестные составляющие сил реакций $\overrightarrow{R_{41}}$ и $\overrightarrow{R_{50}}$ в шарнирах D и A соответственно вычислим следующим образом:

$$\begin{bmatrix} R_{41}^X \\ R_{41}^Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_4^X \\ P_4^Y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \sin \varphi_{AD} & -\cos \varphi_{AD} \\ -\cos \varphi_{AD} & -\sin \varphi_{AD} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_{54} \\ P_{VP_4} \end{bmatrix}, \quad (26)$$

$$\begin{bmatrix} R_{50}^X \\ R_{50}^Y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} P_5^X \\ P_5^Y \end{bmatrix} + R_{45} \begin{bmatrix} -\sin \varphi_{AD} \\ \cos \varphi_{AD} \end{bmatrix}. \quad (27)$$

Кинестатический анализ описанного в работе [1] многозвенного рычажного механизма с изменяемым замкнутым контуром, обеспечивающего плоско-параллельное перемещение выходного звена, выполнен при следующих принятых значениях весов звеньев $P_1 = 30$ кг., $P_2 = 13$ кг., $P_3 = 16$ кг., $P_4 = 5$ кг., $P_5 = 5$ кг., $P_6 = 22$ кг., $P_7 = 20$ кг., $P_8 = 20$ кг., $P_9 = 300$ кг (с учетом веса площадки и полезной нагрузки). Полученные значения проекций сил реакций в кинематических парах и уравновешивающей силы приведены на рисунках 2 и 3 для параметров синтеза исследуемого подъемного механизма.

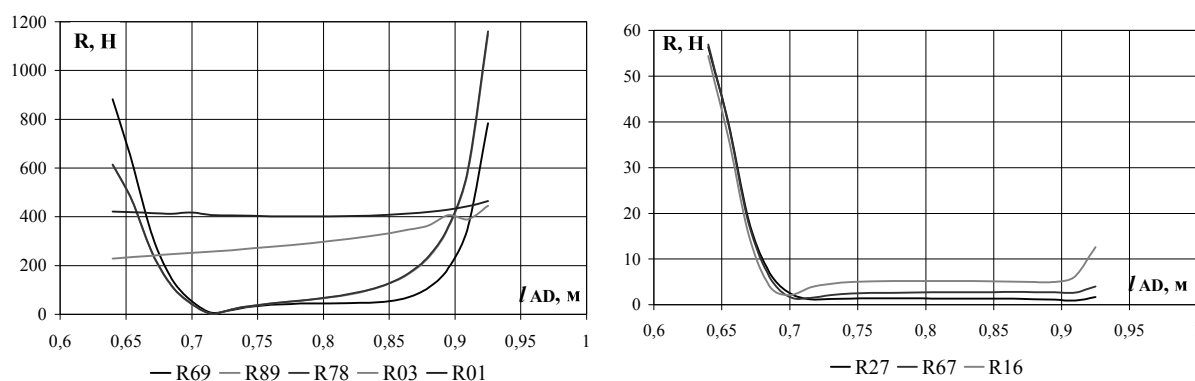


Рисунок 2 – Диаграммы изменения модулей сил реакций в точках P, L, G, A, O, E, C и B звеньев подъемного механизма

Полученные результаты кинестатического анализа позволяют считать, что метрические параметры синтезированного в работе [1] рычажного механизма с изменяемым замкнутым контуром обеспечивают передачу сил без резких динамических нагрузок.

Максимальное значение уравновешивающей силы равно 677,057 Н, приложенной в точке D треугольного звена ODP , следовательно, для перемещения рабочей площадки подъемного механизма на заданную высоту 2 м в качестве двигателя, приводящего в движение подъемный механизм, будет использован гидроцилиндр с номинальной мощностью на прямом ходе 7КПа и рабочим ходом штока 300 мм.

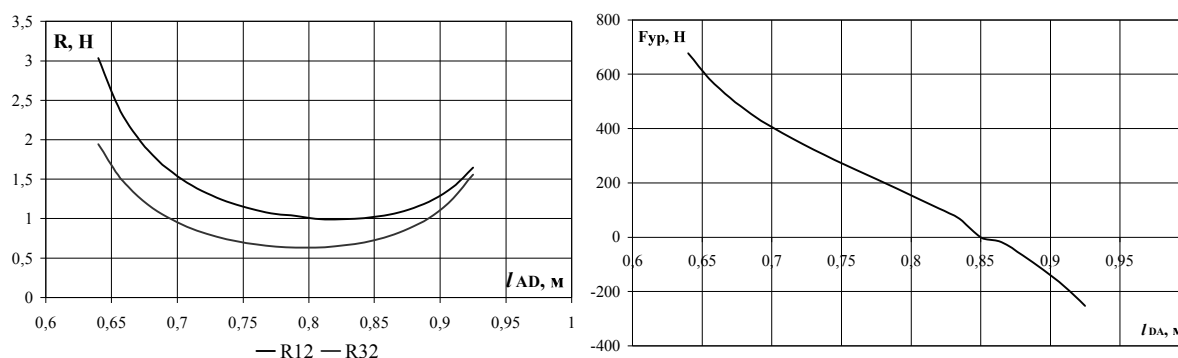


Рисунок 3 – Диаграммы изменения модулей сил реакций в точках D и F звеньев плоского рычажного механизма и уравновешивающей силы

Литература

1. Журсенбаев Б.И. Проектирование подъемника для работ на высоте / Б.И. Журсенбаев, Е.С. Гебель, А. Сарбасов // Материалы VI Международной научно-технической конференции «Проблемы исследования и проектирования машин». – Пенза, 2010. – с. 29 - 31.
2. Джолдасбеков У.А. Теория механизмов высоких классов. / У.А. Джолдасбеков. – Алматы: Гылым, 2001. – 427 с.

Комплексная автоматизация автозаправочных станций

Головкова Е.О., д.т.н. проф. Софиев А.Э.

ООО «Газпромнефть-центр», Университет машиностроения
(495) 981-33-63 (*6249), golovkova.eo@gmail.com, (499) 267-16-04, asofiev@yandex.ru

Аннотация. В статье рассмотрены существующие системы автоматизации автозаправочных станций, указаны основные недостатки существующих систем, предложен вариант комплексной автоматизации автозаправочных станций с внедрением системы на АЗС «Газпромнефть-центр».

Ключевые слова: автозаправочная станция, комплексная автоматизация, система управления, технология, интегрирование систем

История АЗС

История АЗС как специализированных «топливных» магазинов началась с 1907 года, когда в Сिएтле компанией Standard Oil of California (сейчас ChevronTexaco) была открыта первая АЗС.

Первые станции были разношерстными лачугами с бочками с топливом и ручными насосами. Однако владельцы таких АЗС быстро поняли, что для дальнейшего развития бизнеса без стандартизации и маркетинга уже не выиграть нарастающую конкурентную борьбу, поэтому уже с начала двадцатых годов на АЗС стали активно внедряться единые корпоративные стандарты оформления станций с помощью ярких и запоминающихся логотипов владельцев и единых сервисов [1] (рисунок 1).



Рисунок 1 – История и развитие АЗС