

Научная статья

УДК 621.837.7

DOI 10.46845/1997-3071-2022-65-81-94

Способ определения реакций в парах одноподвижного механизма технологической машины

Наталья Александровна Серeda¹, Сергей Васильевич Федоров²

^{1,2}Калининградский государственный технический университет, Калининград,
Россия

¹natalya.sereda@klgtu.ru, <http://orcid.org/0000-0001-7173-4408>

²fedorov@klgtu.ru, <http://orcid.org/0000-0001-6963-7120>

Аннотация. Выполнен анализ графоаналитического и аналитических методов определения реакций в кинематических парах одноподвижных механизмов. Графоаналитический отличается наглядностью, его применение предполагает многократное воспроизведение ряда действий. Аналитические методы основаны на составлении уравнений равновесия для отдельного звена или для структурной группы механизма. Они применяются, как правило, для оценки влияния силы полезного сопротивления и изменения угла передачи движения на значения реакций в парах одноподвижных механизмов. Чтобы оценить влияние сил тяжести звеньев и изменение угла передачи движения на значения сил в парах одноподвижного механизма, разработан способ определения реакций в таких парах, практическое применение которого предполагает синхронное использование программ AutoCAD и Mathcad. Отличие способа от известного графоаналитического метода заключается в следующем. Для структурной группы Л. В. Ассура не строится многоугольник сил, непосредственно на ней измеряются углы. Так, получают значения углов между линиями действия сил тяжести шатуна, коромысла и направлением тангенциальных составляющих реакций в парах кривошип-шатун и коромысло-стойка соответственно. Применительно к структурной группе М. З. Коловского строят треугольник сил и устанавливают значение угла между линией действия силы тяжести кривошипа и направлением полной реакции в паре кривошип-шатун. Полные реакции в парах одноподвижного механизма максимальны в положении, когда угол передачи движения минимален. В этом положении механизма кривошип продолжает линию центров. Реакция в паре шатун-коромысло, в отличие от сил в других парах, возрастает как при увеличении угла передачи движения, так и при его снижении.

Ключевые слова: графоаналитический метод, аналитический метод, реакция, кинематическая пара, одноподвижный механизм, угол передачи движения, силы тяжести звеньев

Для цитирования: Серeda Н. А., Федоров С. В. Способ определения реакций в парах одноподвижного механизма технологической машины // Известия КГТУ. 2022. № 65. С. 81–94.

Original article

Method for determining reactions in pairs of single-moving mechanisms of a technological machine

Natalya A. Sereda¹, Sergey V. Fedorov²

^{1,2}Kaliningrad State Technical University, Kaliningrad, Russia

¹natalya.sereda@klgtu.ru, <http://orcid.org/0000-0001-7173-4408>

²fedorov@klgtu.ru, <http://orcid.org/0000-0001-6963-7120>

Abstract. Analysis of graphoanalytical and analytical methods for determining reactions in kinematic pairs of single-moving mechanisms has been carried out. The graphoanalytic method is characterized by clarity. Its application involves repeated reproduction of a number of actions. Analytical methods are based on the compilation of equilibrium equations for a single link or for a structural group of the mechanism. These methods are used, as a rule, to assess the effect of the useful resistance force and the change in the transmission angle on the values of reactions in pairs of single-moving mechanisms. In order to evaluate the effects of the gravity forces of the links and the variation of the transmission angle on the values of forces in pairs of a single-moving mechanism, a method for determining reactions in such pairs has been developed. The practical application of the method involves the synchronous use of AutoCAD and Mathcad programs. The difference between the method and the well-known graphoanalytic method is as follows. A polygon of forces is not constructed for the L.V. Assur structural group, angles are measured directly on this group. So, the angles between the lines of gravity of the connecting rod, rocker arm and the direction of the tangential components of the reactions in the crank-connecting rod and rocker-rack pairs are measured, respectively. In relation to the structural group of M. Z. Kolovsky, a triangle of forces is constructed and the value of the angle between the line of gravity of the crank and the direction of the full reaction in the crank-connecting rod pair is set. The total reactions in pairs of a single-moving mechanism are maximal in the position when the transmission angle is minimal. In this position of the mechanism, the crank continues the line of centers. The reaction in the connecting rod-rocker pair, unlike the forces in other pairs, increases both with an increase in the transmission angle and with its decrease.

Keywords: graphoanalytical method, analytical method, reaction, kinematic pair, single-moving mechanism, angle of transmission, gravity of links

For citation: Sereda N. A., Fedorov S.V. Method for determining reactions in pairs of single-moving mechanisms of a technological machine. *Izvestiya KGTU = KSTU News*. 2022;(65):81–94. (In Russ.).

ВВЕДЕНИЕ

В книге [1] описан графоаналитический метод определения реакций в кинематических парах на примере одноподвижных кривошипно-коромысловых механизмов. Определение упомянутых реакций в парах названных механизмов в соответствии с этим методом составляет следующую последовательность действий:

1) проводят структурный анализ кривошипно-коромыслового механизма, выделяют его структурные группы и строят структурный граф механизма (рис. 1) [2];

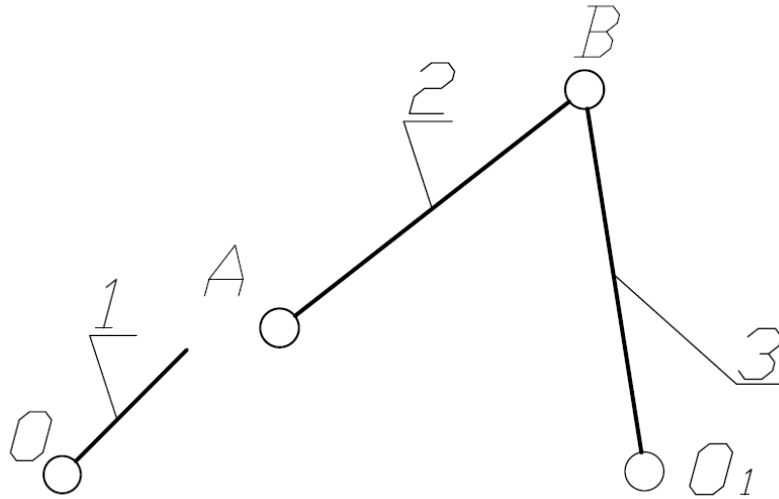


Рис. 1. Структурные группы одноподвижного механизма:
а – группа М. З. Коловского: 1 – кривошип; б – группа Л. В. Ассура:
2 – шатун; 3 – коромысло

Fig. 1. Structural groups of a single-moving mechanism:
а – M. Z. Kolovsky's group: 1 – crank; б – L. V. Assur's group:
2 – connecting rod; 3 – rocker arm

2) отсоединяют двухзвенную структурную группу Л. В. Ассура с нулевой подвижностью. В парах A и O_1 прикладывают нормальную и тангенциальную составляющие реакций;

3) записывают векторное уравнение равновесия структурной группы Л. В. Ассура с нулевой подвижностью;

4) составляют два уравнения: суммы моментов всех сил относительно точки B , действующих на звенья 2 и 3 в отдельности;

5) решают эти уравнения относительно тангенциальных компонентов реакций в парах A и O_1 . Находят числовые значения этих реакций;

6) определяют нормальные составляющие в парах A и O_1 , а затем полные реакции в них. Для этого решают графически векторное уравнение равновесия структурной группы Л. В. Ассура с нулевой подвижностью. При этом используется прием построения плана (многоугольника) сил в масштабе M . Проводя манипуляции с построенным планом сил, устанавливают значение полной реакции в паре B ;

7) к однозвенной одноподвижной структурной группе М. З. Коловского прикладывают в точке A установленную ранее полную реакцию, действующую в паре кривошип-шатун, а также искомую реакцию в паре O ;

8) составляют векторное уравнение равновесия структурной группы М. З. Коловского. Это уравнение решается графически путем построения плана (треугольника) сил в выбранном масштабе M_F ;

9) выполняя манипуляции с построенным планом сил, устанавливают значение полной реакции в паре O .

Таким образом, для определения реакций в парах одноподвижного кривошипно-коромыслового механизма нужно выполнить ряд расчетов и графических построений для отдельно взятого его положения. В целом графоаналитический метод определения реакций в парах отличается, с одной стороны, наглядностью, с другой – трудоемкостью.

Известны аналитические методы определения реакций в механизмах [3], а именно: векторный и погруппный; подходы, связанные с применением принципа возможных перемещений и размыканием кинематических цепей.

Векторный метод [3] определения реакций в парах механизмов позволяет записать ряд уравнений равновесия. Процесс составления названных уравнений выполняется для каждого звена в отдельности.

Подход, связанный с применением принципа возможных перемещений [3, 4], позволяет установить не только значения реакций в кинематических парах механизма, но и определить уравнивающий момент. Названный метод применяется как для одноподвижных рычажных (например, кривошипно-коромысловых, ползуновых и кулисных), так и для многоподвижных механизмов. Опишем применение этого подхода для определения уравнивающего момента. В этом случае искомый уравнивающий момент на входном звене есть произведение модуля силы полезного сопротивления, действующей на выходном звене, на первую производную функции положения механизма.

Применительно к одноподвижным механизмам использование принципа возможных перемещений для определения реакций в парах позволяет установить значения этих реакций, а также дать рекомендации по проектированию схемы такого механизма с учетом угла передачи движения. Применение принципа возможных перемещений для определения реакций предполагает следующую последовательность действий:

- одноподвижный механизм освобождается от одной связи, в результате чего возникает новое возможное перемещение;
- действие связи заменяют реакцией;
- упомянутую реакцию включают в состав активных сил;
- составляют уравнение работы всех активных сил на новом возможном перемещении и приравнивают это уравнение к нулю;
- определяют значение искомой реакции из составленного уравнения.

Метод размыкания кинематических цепей [3] используется для установления реакций в парах одноподвижных и многоподвижных механизмов. Описана последовательность действий при применении названного метода для определения реакций в одноподвижном кривошипно-кулисном механизме. Условно размыкают кинематическую цепь в той паре, где хотят определить реакцию. Составляют три уравнения равновесия, а именно:

- сумма всех сил, действующих на звено, кинематическая пара которого разомкнута;
- суммы моментов всех сил относительно двух других точек, например, A и O . Кинематические пары в этих точках не размыкались.

Решая составленные уравнения равновесия, находят реакцию в разомкнутой паре и уравнивающий момент, действующий на входное звено.

Погруппный метод [3] определения реакций в парах и уравнивающего момента на входном звене предполагает применение метода размыкания кинематических цепей для структурной группы механизма последнего структурного слоя, а затем последующих слоев. При использовании названного метода проводят определенную последовательность действий:

- из схемы механизма выделяют структурную группу последнего слоя;
- действие разомкнутых кинематических пар заменяют реакциями;
- составляют уравнения равновесия всех активных сил, приложенных к рассматриваемой структурной группе механизма;
- определяют реакции в парах, которые оказались разомкнутыми;
- переходят к составлению уравнений равновесия и определению реакций для последующих структурных групп механизма.

Перечисленные аналитические методы определения реакций в парах, а также уравнивающего момента на входном звене, позволяют увидеть влияние силы полезного сопротивления и угла передачи движения на значения сил в парах как одноподвижных (кривошипно-коромысловых, ползунных и кулисных), так и многоподвижных механизмов.

В статье предпринята попытка оценить влияние сил тяжести звеньев и угла передачи движения на значения реакций в парах кривошипно-коромыслового механизма семейства ККМ-1. Такой механизм относится к одноподвижным. При этом угол передачи движения введем в план (многоугольник) сил, и покажем определение реакций в парах названного механизма с применением программ AutoCAD и Mathcad [3, 4 – 7].

В литературе [8 – 10] приведены алгоритмы определения реакций в парах рычажных механизмов без учета и с учетом трения, а также рассмотрены аспекты динамического анализа механизмов.

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО РАЗРАБОТКЕ СПОСОБА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕАКЦИЙ В ПАРАХ ОДНОПОДВИЖНОГО МЕХАНИЗМА

Исходными параметрами при определении реакций в парах одноподвижного механизма являются: длины звеньев, значения сил тяжести звеньев, параметры, устанавливаемые по построенной в масштабе 1:1 кинематической схеме механизма непосредственно в процессе расчета.

Рассмотрим процесс разработки способа определения реакций в парах на примере кривошипно-коромыслового механизма. Этот механизм находится в текущем положении, когда кривошип расположен под углом 90° к линии центров (рис. 2, а).

Отметим, что на первоначальном этапе выполняют последовательность действий, связанную с построением плана (многоугольника) сил в масштабе M .

1. Отдельно вырисовывают структурную группу Л. В. Ассура одноподвижного механизма в масштабе 1:1 и прикладывают к ней активные и силы и реакции, действующие в парах A и O_1 (рис. 2, б). Кинематические пары A и O_1 представляют собой шарниры вращения. В качестве активных сил взяты только силы тя-

жести звеньев, приложенные в их центрах тяжести. Так, в расчете присутствуют силы тяжести шатуна G_2 и коромысла G_3 . Условно числовые значения упомянутых сил приняты равными: $G_2 = G_3 = 1$ Н.

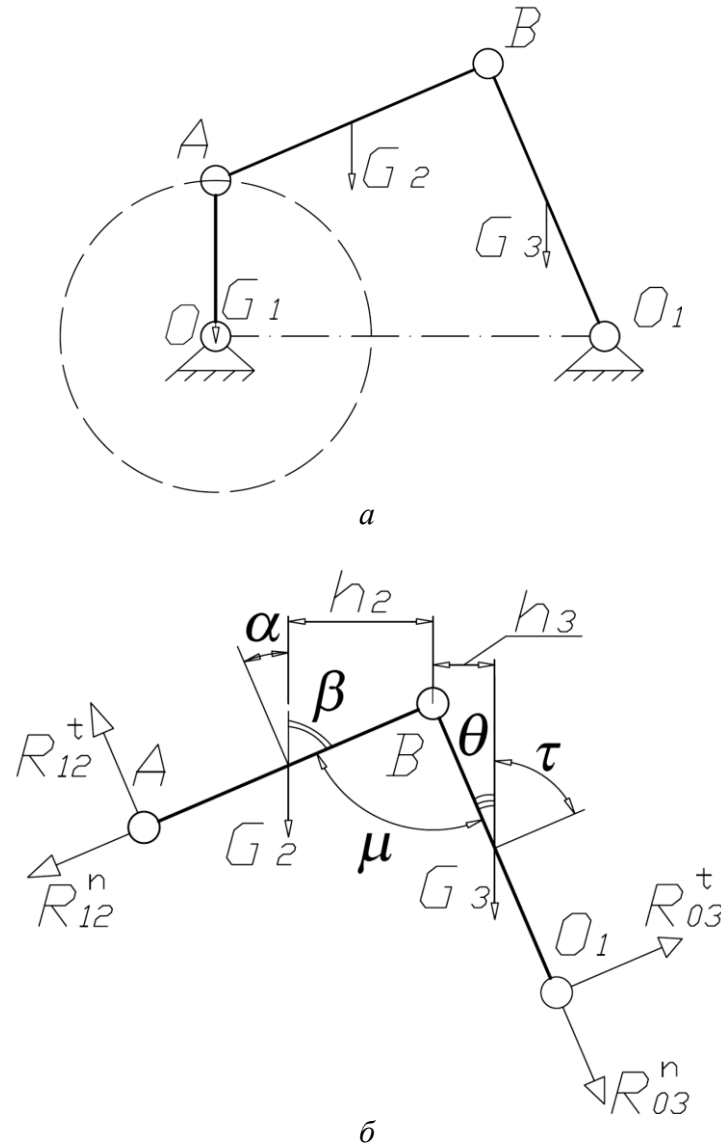


Рис. 2. Текущее положение механизма и структурная группа Л. В. Ассура
Fig. 2. Current position of the mechanism and the structural group of L. V. Assur

2. Реакции, действующие в шарнирах вращения A и O_1 , раскладывают на нормальную и тангенциальную составляющие, последние отмечены на рис. 2, б.

3. После этого устанавливают значения плеч h_2 и h_3 сил тяжести G_2 и G_3 путем измерений, выполненных на структурной группе Л. В. Ассура (рис. 2, б).

4. Принимают числовые значения отрезков $[cd]$ и $[ed]$, изображающих силы тяжести G_2 и G_3 на плане сил, соответственно по 50 мм.

$$[cd] = [ed] = 50 \text{ мм.}$$

5. Масштаб плана сил определяют по формуле

$$M = \frac{G_2}{[cd]} = \frac{1}{50} = 0,02 \text{ Н/мм.}$$

6. Тангенциальные компоненты реакций в парах A и O_1 устанавливают из уравнений равновесия. Для этого составляют последовательно суммы моментов всех сил, действующих на звенья 2 и 3 в отдельности относительно точки B .

Формулы для определения упомянутых реакций в шарнирах A и O_1 известны [1] и имеют вид

$$R_{12}^t = \frac{G_2 \cdot h_2}{l_2} \text{ и } R_{12}^t = \frac{G_3 \cdot h_3}{l_3}. \quad (1)$$

7. Длины отрезков $[cb]$ и $[ef]$, изображающих тангенциальные составляющие реакций в парах A и O_1 на плане сил, назначают по известным формулам [1]

$$[cb] = \frac{R_{12}^t}{M} \text{ и } [ef] = \frac{R_{03}^t}{M}. \quad (2)$$

8. Выстраивают многоугольник сил в масштабе M . Для этого применяют известное векторное уравнение [1], записанное для структурной группы Л. В. Ассура в целом (рис. 3):

$$\underline{\underline{R_{12}^n}} + \underline{\underline{R_{12}^t}} + \underline{\underline{G_2}} + \underline{\underline{G_3}} + \underline{\underline{R_{03}^t}} + \underline{\underline{R_{03}^n}} = 0,$$

$$\underline{\underline{[ab]}} \dots \underline{\underline{[cb]}} \dots \underline{\underline{[cd]}} \dots \underline{\underline{[ed]}} \dots \underline{\underline{[ef]}} \dots \underline{\underline{[fa]}} = 0.$$

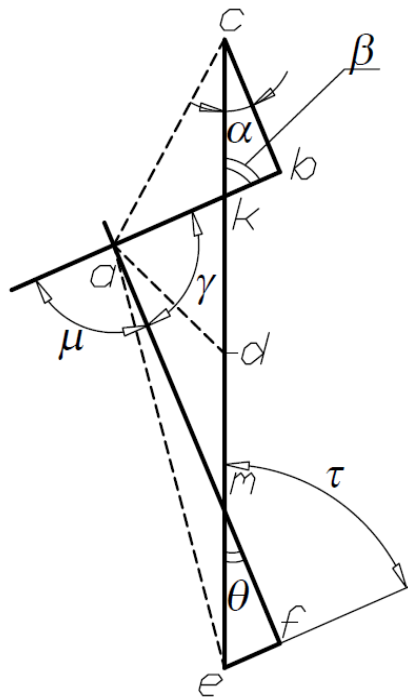


Рис. 3. Многоугольник сил для структурной группы Л. В. Ассура
Fig. 3. Polygon of forces for L. V. Assur's structural group

Анализируя план сил на рис. 3, получим следующие теоретические положения:

1) угол α – угол, образуемый направлением тангенциальной составляющей реакции в шарнире вращения A и линией действия силы тяжести G_2 . Последняя упомянутая сила воздействует на шатун. Угол α изменяется в зависимости от положения одноподвижного механизма;

2) угол β дополняет угол α до 90° . Параметры α и β являются углами одного прямоугольного треугольника cbk на плане сил;

3) угол τ – угол между направлением тангенциальной составляющей реакции в шарнире вращения O_1 и линией действия силы тяжести G_3 . Названная сила воздействует на коромысло. Угол τ изменяется в зависимости от положения одноподвижного механизма;

4) угол θ дополняет угол τ до 90° . Параметры τ и θ являются углами одного прямоугольного треугольника mfe на плане сил;

5) угол $\gamma = \angle kam$ – угол, дополняющий угол передачи движения до 180° ;

6) внешний угол по отношению к параметру γ является углом передачи движения μ .

Значения углов α , β , τ , θ , γ и μ можно установить без построения плана сил в масштабе M . Для этого достаточно выстроить положение механизма и определить упомянутые углы на структурной группе Л.В. Ассура (см. рис. 2, б). Это можно сделать с применением графических программ AutoCAD, Компас, соблюдая необходимую точность.

9. Находят значения искоемых длин отрезков многоугольника сил. Расчет проводят по выведенным формулам, представленным ниже.

– Длину отрезка $[bk]$ устанавливают по формуле

$$[bk] = \frac{[cb] \cdot \sin(\alpha)}{\sin(\beta)}. \quad (3)$$

– Отрезок $[ck]$ составит

$$[ck] = \sqrt{[cb]^2 + [bk]^2}. \quad (4)$$

– Длина отрезка $[kd]$ равна

$$[kd] = [cd] - [ck]. \quad (5)$$

– Длину отрезка $[mf]$ определяют по формуле

$$[mf] = \frac{[ef] \cdot \sin(\tau)}{\sin(\theta)}. \quad (6)$$

– Отрезок $[me]$ составит

$$[me] = \sqrt{[ef]^2 + [mf]^2}. \quad (7)$$

– Длина отрезка $[md]$ равна

$$[md] = [ed] - [me]. \quad (8)$$

– Длину отрезка $[mk]$ устанавливают по формуле

$$[mk] = [kd] + [md]. \quad (9)$$

– Длина отрезка $[ak]$ определяется как:

$$[ak] = \frac{[mk] \cdot \sin(\theta)}{\sin(\gamma)}. \quad (10)$$

– Отрезок $[ab]$ составит

$$[ab] = [bk] + [ak]. \quad (11)$$

– Отрезок $[am]$ равен

$$[am] = \sqrt{[ak]^2 + [mk]^2 - 2 \cdot [ak] \cdot [mk] \cdot \cos(\beta)}. \quad (12)$$

– Длину отрезка $[af]$ определяют по формуле

$$[af] = [mf] + [am]. \quad (13)$$

– Устанавливают длины отрезков $[ae]$, $[ac]$ и $[ad]$ следующим образом

$$[ae] = \sqrt{[ef]^2 + [af]^2}; \quad (14)$$

$$[ac] = \sqrt{[cb]^2 + [ab]^2}; \quad (15)$$

$$[ad] = \sqrt{[md]^2 + [am]^2 - 2 \cdot [md] \cdot [am] \cdot \cos(\theta)}. \quad (16)$$

10. Находят нормальные составляющие и полные реакции в парах A и O_1 по известным формулам [1].

$$R_{03}^n = [af] \cdot M; R_{12}^n = [ab] \cdot M; R_{03} = [ae] \cdot M;$$

$$R_{12} = [ac] \cdot M; R_{23} = [ad] \cdot M.$$

11. Для установления числового значения реакции в шарнире O проводят построения и расчеты в следующей последовательности:

а) вырисовывают в масштабе 1:1 структурную группу М. З. Коловского одноподвижного механизма, находящегося в текущем положении;

б) в центре тяжести кривошипа, снятого со стойки, прикладывают силу G_1 , равную 0,5 Н;

в) строят треугольник сил в масштабе M для структурной группы М. З. Коловского. Для этого отрезок $[ac]$, изображающий полную реакцию в паре A , переносят параллельно самому себе в удобную область на листе программы AutoCAD. Из точки a откладывают вертикально вниз отрезок $[aj]$. Длина этого отрезка по расчету составляет 25 мм. Соединяют точки j и c ;

г) измеряют углы κ и ψ , указанные на рис. 4. Длину отрезка $[jc]$ можно определить по выведенной формуле

$$[jc] = \sqrt{[ac]^2 + [aj]^2 - 2 \cdot [ac] \cdot [aj] \cdot \cos(\psi)}. \quad (17)$$

Числовое значение реакции R_{01} в шарнире O получают посредством умножения отрезка $[jc]$ на масштаб M .

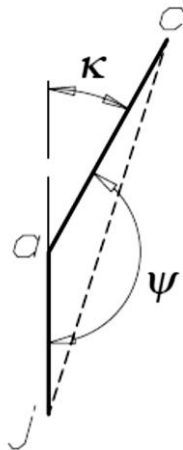


Рис. 4. Треугольник сил для структурной группы М. З. Коловского
Fig. 4. Triangle of forces for M. Z. Kolovsky's structural group

Выведенные формулы (3) – (17) позволяют определять реакции в парах A , B , O_1 и O от действия сил тяжести звеньев аналитическим методом с минимальным количеством графических построений. В этом случае необходимо построить структурную группу Л. В. Ассура, приложить к ней активные силы и реакции в парах, установить числовые значения углов α , β , τ , θ , γ и μ , а также значения плеч сил тяжести звеньев.

Структурная группа Л. В. Ассура с приложенными активными силами и реакциями вырисовывается отдельно для каждого исследуемого положения механизма. Объем графических построений треугольника сил для группы М. З. Коловского значительно меньше, чем для группы Л. В. Ассура.

2. ПРАКТИЧЕСКИЙ РЕЗУЛЬТАТ РАЗРАБОТКИ СПОСОБА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕАКЦИЙ В ПАРАХ ОДНОПОДВИЖНОГО МЕХАНИЗМА

Известный графоаналитический метод определения реакций в парах одноподвижного механизма трансформируется в способ, предполагающий использование программ AutoCAD и Mathcad и включающий ряд действий:

1. Формирование исходных параметров для расчета: ввод значений сил тяжести звеньев; длин шатуна и коромысла; определение плеч h_2 и h_3 сил тяжести звеньев (программа AutoCAD); ввод значений отрезков, изображающих силы тяжести звеньев на плане сил; определение масштаба плана сил, тангенциальных составляющих реакций в парах A и O_1 , а также длин отрезков, изображающих упомянутые реакции на плане сил.

2. Измерение углов α , β , τ , θ , γ и μ непосредственно на структурной группе Л. В. Ассура механизма, находящегося в текущем положении (программа AutoCAD).

3. Расчет длин отрезков многоугольника сил без его построения по выведенным формулам (3) – (17), используя листы программы Mathcad.

4. Установление реакций в парах A , B и O_1 по известным формулам.

5. Построение треугольника сил в масштабе M , приложенных к структурной группе М. 3. Коловского. Измерение углов κ и ψ (см. рис. 4).

6. Ввод значения силы тяжести G_1 кривошипа и определение длины отрезка $[aj]$ по формуле (17), которым изображена эта сила на плане сил.

7. Установление значения реакции R_{01} в паре O .

На рис. 5 представлены результаты расчета реакций в парах одноподвижного механизма. Анализируя полученные данные, можем сформулировать ряд выводов.

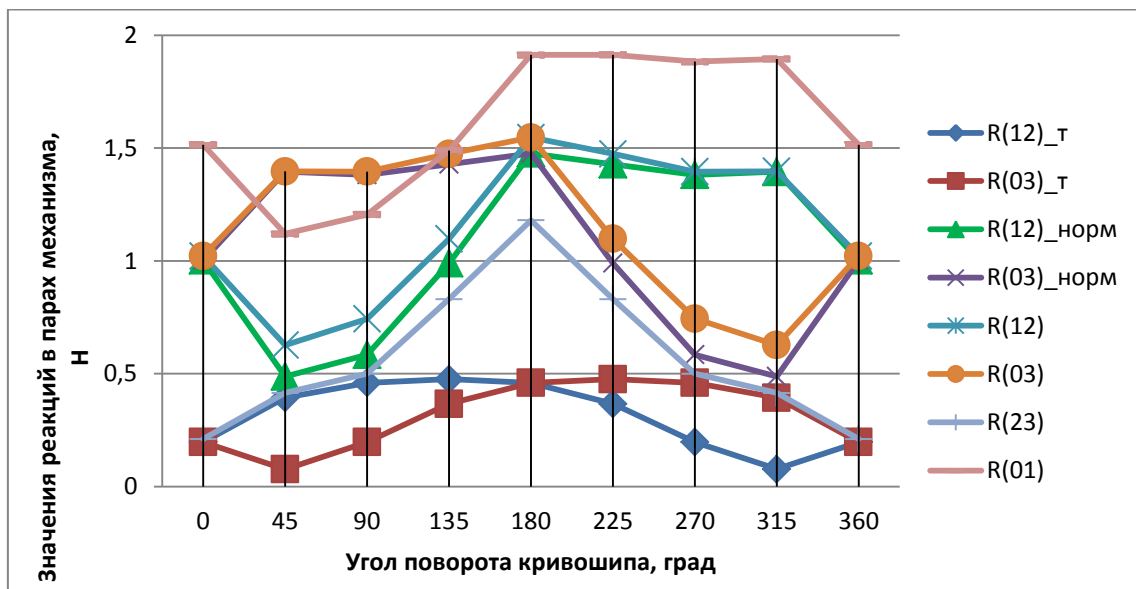


Рис. 5. Характер изменения реакций в парах одноподвижного механизма
Fig. 5. Behavior of reactions in pairs of a single-moving mechanism

На плане сил (рис. 3) реакция R_{12}^r расположена напротив угла β . Этот угол в интервале цикла работы одноподвижного механизма возрастает до положения механизма, при котором угол поворота кривошипа равен 135° , далее интенсивно снижается по достижении названного угла 315° , затем несколько повышается. Характер изменения реакции R_{12}^r аналогичен углу β . Эта реакция увеличивается в начале цикла работы механизма, остается приблизительно постоянной при изменении угла поворота кривошипа от 90 до 180° , а затем снижается. Реакция достигает минимума при угле поворота кривошипа 315° .

Реакция R_{03}^r на плане сил размещена напротив угла θ . Характеры изменения углов β и θ противоположны друг другу. Так, угол θ в начале цикла работы одноподвижного механизма снижается до минимального значения (при угле поворота кривошипа 45°), затем возрастает до максимума, наблюдаемого при упомянутом угле 225° , далее параметр θ начинает интенсивно снижаться. Характеры изменения реакции R_{03}^r и угла θ идентичны друг другу. Упомянутая реакция дости-

гает минимума при угле поворота кривошипа 45° и становится максимальной при угле 225° .

Характеры изменения полной реакции R_{12} и нормальной составляющей силы R_{12}^n в паре A одинаковы. Обе реакции в начале цикла работы механизма снижаются до минимума (угол поворота кривошипа равен 45°), затем возрастают до максимума (угол поворота кривошипа равен 180°) и далее снижаются. В положении механизма, когда угол поворота кривошипа 180° , угол передачи движения минимален.

Изменение полной реакции R_{03} и нормальной составляющей силы R_{03}^n в паре O_1 идентично друг другу. Обе реакции возрастают до максимумов, наблюдаемых при угле поворота кривошипа 180° , и снижаются до минимумов при угле 315° , а затем несколько возрастают.

Полная реакция R_{01} в паре O снижается до минимального значения (угол поворота кривошипа 45°), повышается до максимума и остается приблизительно постоянной (при изменении угла от 180 до 315°), потом снижается. Полная реакция R_{23} в паре B минимальна в начале и в конце цикла работы одноподвижного механизма, максимальна в положении этого механизма, когда кривошип продолжает линию центров (угол поворота кривошипа 180°).

Все полные реакции R_{12} , R_{03} , R_{23} и R_{01} по достижении механизмом положения, при котором кривошип продолжает линию центров (угол поворота кривошипа 180°), максимальны. Значения реакции R_{01} больше заданных параметров сил тяжести звеньев в 1,9 раза, сил R_{12} и R_{03} – в 1,5 раза, а реакции R_{23} – примерно в 1,2 раза.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Полные реакции в парах одноподвижного механизма максимальны в его положении, когда угол передачи движения минимален. Такое положение у механизма коромыслового типа наблюдается, когда кривошип продолжает линию центров.

Увеличение значений угла передачи движения приводит к снижению реакций R_{12} , R_{12}^n , R_{03}^r , и R_{01} , повышению сил R_{03} , R_{03}^n и R_{12}^r . Уменьшение угла передачи движения до минимума способствует повышению реакций R_{12} , R_{12}^n , R_{23} , R_{01} и R_{03}^r , а также сохранению приблизительно-постоянных значений у сил R_{12}^r , R_{03} и R_{03}^n . Реакция R_{23} возрастает как при увеличении угла передачи движения, так и при его уменьшении.

Список источников

1. Артоболевский С. И. Теория механизмов и машин. Москва: Высшая школа, 1968. 366 с.
2. Andrienko P. A., Evgrafov A. N., Kozlikin D. P., Semenov Yu. A., Semenova N. S. Graph-Based Structural Analysis of Kinetic Art Mechanisms on the Example of a Moving Horse Mechanism. Mechanism and Machine Science. 2022. 108 MMS. P. 141–149.
3. Теория механизмов и машин / М. З. Коловский [и др.]. Москва: Изд. центр «Академия», 2013. 560 с.
4. Мацюк И. Н., Шляхов Э. М. Принцип возможных перемещений в исследовании механизмов // Теория механизмов и машин. 2014. Т. 12. № 1 (23). С. 51–58.
5. Семенов Ю. А., Семенова Н. С. Динамический анализ механизмов // Теория механизмов и машин. 2015. Т. 13. № 4 (28). С. 29–34.
6. Семенов Ю. А., Семенова Н. С. Силовой расчет механизма с учетом сил трения // Теория механизмов и машин. 2016. Т. 14. № 3 (31). С. 135–144.
7. Анализ влияния длин звеньев шатуна и коромысла на функцию положения плоского четырехзвенного механизма / А. Д. Джураев, Ш. Х. Мадрахимов, М. А. Мансурова, З. М. Умарова // Теория механизмов и машин. 2016. Т. 14. № 1 (29). С. 21–29.
8. Evgrafov A. N., Petrov G. N., Evgrafov S. A. Algorithm of Determining Reactions in Hinge Joints of Linkage Mechanisms with Non-ideal Kinematic Pairs / Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2021. P. 71–79.
9. Beitelshmidt M., Dresig H. Machinendynamic. Aufgaben und Beispiele. Berlin. Heidelberg: Springer, 2015. S. 407.
10. Vulfson I. I. Dynamics of cyclic machines. Series: Foundations of Engineering Mechanics. Springer Verlag, 2015. P. 390.

References

1. Artobolevskiy S. I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1968, 366 p.
2. Graph-Based Structural Analysis of Kinetic Art Mechanisms on the Example of a Moving Horse Mechanism. Mechanism and Machine Science. 2022. 108 MMS. P. 141–149.
3. Kolovskiy M. Z. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Publishing Center "Academy", 2013, 560 p.
4. Matsyuk I. N. Printsip vozmozhnykh peremeshcheniy v issledovanii mekhanizmov [A principle of possible displacements in the study of mechanisms]. *Teoriya mekhanizmov i mashin*, 2014, no. 1 (23), pp. 51–58.
5. Semenov Yu. A. Dinamicheskii analiz mekhanizmov [Dynamic analysis of mechanisms]. *Teoriya mekhanizmov i mashin*, 2015, no. 4 (28), pp. 29–34.
6. Semenov Yu. A. Silovoy raschet mekhanizma s uchetom sil treniya [Force calculation of the mechanism taking into account friction forces]. *Teoriya mekhanizmov i mashin*, 2016, no. 3 (31), pp. 135–144.

7. Dzhuraev A. D. Analiz vliyaniya dlin zven'ev shatuna i koromysla na funktsiyu polozheniya ploskogo chetyrekhzvennogo mekhanizma [Analysis of the influence of the lengths of the connecting rod and rocker arm links on the position function of the flat four-link mechanism]. *Teoriya mekhanizmov i mashin*, 2016, no. 1 (29), pp. 21–29.

8. Evgrafov A. N., Petrov G. N., Evgrafov S. A. Algorithm of Determining Reactions in Hinge Joints of Linkage Mechanisms with Non-ideal Kinematic Pairs (2021), *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2021. pp. 71–79.

9. Beitelshmidt M., Dresig H. *Machinendynamic. Aufgaben und Beispiele*. Berlin. Heidelberg: Springer. 2015. 407 p.

10. Vul'fson I. I. Dynamics of cyclic machines. Series: Foundations of Engineering Mechanics. Springer Verlag. 2015. 390 p.

Информация об авторах

Н. А. Середа – кандидат технических наук, доцент кафедры теории механизмов и машин и деталей машин

С. В. Федоров – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой теории механизмов и машин и деталей машин

Information about the authors

N. A. Sereda – PhD in Engineering, Associate Professor of the Department of Theory of Mechanisms and Machines and Machine Parts

S. V. Fedorov – Doctor of Engineering, Professor, Head of the Department of Theory of Mechanisms and Machines and Machine Parts

Статья поступила в редакцию 13.01.2022; одобрена после рецензирования 10.03.2022; принята к публикации 23.03.2022.

The article was submitted 13.01.2022; approved after reviewing 10.03.2022; accepted for publication 23.03.2022.