

УДК 531.1; 531.66; 004.942

В.К. Манжосов, Т.Е. Петрова

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВОГО МЕХАНИЗМА ПРИ НЕИДЕАЛЬНЫХ СВЯЗЯХ<sup>1</sup>

**Манжосов Владимир Кузьмич**, доктор технических наук, профессор, окончил машиностроительный факультет Фрунзенского политехнического института. Заведующий кафедрой «Теоретическая и прикладная механика» Ульяновского государственного технического университета. Имеет статьи, монографии, изобретения в области динамики машин, моделирования процессов удара. [e-mail: v.manjosov@ulstu.ru].

**Петрова Татьяна Евгеньевна**, аспирант кафедры «Теоретическая и прикладная механика» УлГТУ, окончила строительный факультет УлГТУ. Имеет статьи в области моделирования процессов движения механизмов. [e-mail: tpm@ulstu.ru].

### Аннотация

Рассматривается модель движения плоского кривошипно-коромыслового механизма. Анализируется условие существования кривошипа, определяемое теоремой Грасгофа. При неидеальных связях условие существования кривошипа, определяемое теоремой Грасгофа, требует ввода дополнительных условий, определяющих минимально допустимое значение угла передачи движения от шатуна к коромыслу.

Разработан программный продукт для моделирования процесса движения кривошипно-коромыслового механизма, графического и числового воспроизведения параметров движения в процессе моделирования. Управление расстоянием между опорами коромысла и кривошипа позволяет достичь границ зоны существования кривошипно-коромыслового механизма для изменения структуры механизма и реализации других технологических задач.

Механизмы переменной структуры на базе рассмотренной схемы были применены при создании адаптивного виброударного механизма межпланетной станции «Луна 24». Исследования таких механизмов перспективны при дальнейшем развитии таких программ.

Ключевые слова: передача движения, кривошипно-коромысловый механизм, теорема Грасгофа, условие существования кривошипа, угол давления, угол передачи движения, неидеальные связи, моделирование движения механизма.

## MODELING CRANK-AND-ROCKER MECHANISM MOTION WITH FRICTIONAL CONSTRAINTS

**Vladimir Kuzmich Manzhosov**, Doctor of Engineering, Professor; graduated from the Machine Building Faculty of Frunze Polytechnic Institute; Head of the Department of Theoretical and Applied Mechanics at Ulyanovsk State Technical University; an author of articles, monograph, and inventions in the field of dynamics of machines, modeling of shock processes. e-mail: v.manjosov@ulstu.ru.

**Tatiana Evgenyevna Petrova**, Post-Graduate Student; graduated from the Building Faculty of Ulyanovsk State Technical University; an author of articles in the field of mechanism motion process modeling.

### Abstract

The model of flat crank-and-rocker mechanism motion is considered in the article. The crank existence condition defined in Grashof's theorem is analyzed. With frictional constraints, this condition requires additional terms that define the minimum permissible value of the angle of motion transformation from the connecting rod to the rocker.

The software of modeling the crank-and-rocker mechanism motion, graphical and numerical reproduction of motion parameters in the modeling process was developed. The control of the length between rocker and crank supports allows to reach the bounds of crank-and-rocker mechanism existence zone to change the mechanism structure and to realize the alternative technological mechanisms.

The graded structure mechanisms on the basis of the discussed algorithm were applied during the development of adaptive vibroimpact mechanism of the interplanetary station 'Luna-24'. The researches of such mechanisms are perspective in terms of further development of corresponding programs.

Key words: motion transmission, crank-and-rocker mechanism, Grashof's theorem, crank existence condition, contact angle, angle of motion transmission, frictional constraints, mechanism motion modeling.

<sup>1</sup> Работа выполнена в рамках государственного задания № 2014/ 232 Минобрнауки России и при поддержке гранта РФФИ № 15-01-08599.

**ВВЕДЕНИЕ**

Одна из проблем, возникающих при создании стержневых механизмов, связана с анализом особых положений, приводящих, как правило, к нарушению их функционирования, изменению структуры и прочим нежелательным явлениям [1]. Одним из таких механизмов является кривошипно-коромысловый механизм, схема которого представлена на рисунке 1.

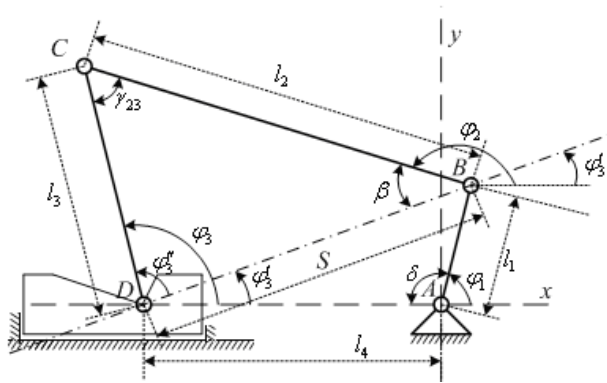


Рис. 1. Положение звеньев и углы кривошипно-коромыслового механизма

На схеме расстояние между точками  $B$  и  $D$  обозначено как  $S$ ; угол  $DAB$  обозначен как  $\delta = \pi - \varphi_1$ ;  $\varphi_1$  – угол, определяющий положение кривошипа;  $\varphi_2$  – угол, определяющий положение шатуна; угол  $DBC$  обозначен как  $\beta$ ;  $\varphi_3$  – угол, определяющий положение коромысла ( $\varphi_3 = \varphi'_3 + \varphi''_3$ ); угол  $DCB$  обозначен как  $\gamma_{23}$ .

Механизм имеет одну степень свободы. Предполагается, что закон движения кривошипа задан:  $\varphi_1 = \varphi_1(t)$ . При известных значениях длины кривошипа  $l_1$ , длины шатуна  $l_2$ , длины коромысла  $l_3$  и расстояния  $AD = l_4$  могут быть определены функциональные зависимости  $\varphi_2 = \varphi_2(\varphi_1, l_1, l_2, l_3, l_4)$ ,  $\varphi_3 = \varphi_3(\varphi_1, l_1, l_2, l_3, l_4)$ ,  $\gamma_{23} = \gamma_{23}(\varphi_1, l_1, l_2, l_3, l_4)$ . Линейные размеры  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_3$  и  $l_4$  должны быть таковы, чтобы обеспечивалось функционирование механизма. Эффективный их выбор может быть осуществлен при моделировании процесса движения механизма.

Если управлять подвижностью опоры коромысла, то данная схема реализует возможность изменения структуры механизма и другие законы движения ведомого звена без разрывов кинематической связи. Появляется возможность реализации другой технологической задачи.

Механизмы переменной структуры на базе рассмотренной схемы кривошипно-коромыслового механизма были применены при создании адаптивных ударных систем межпланетной станции «Луна 24». Такие механизмы перспективны для использования при разработке адаптивных автоматических систем различного технологического назначения.

**1 ПАРАМЕТРЫ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ СУЩЕСТВОВАНИЕ МЕХАНИЗМА**

Для схемы на рисунке 1 значения  $S$ ,  $\delta$ ,  $\varphi'_3$ ,  $\varphi''_3$ ,  $\varphi_3$ ,  $\beta$ ,  $\varphi_2$ ,  $\gamma_{23}$  определяются как

$$S = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos \delta}, \quad \delta = \pi - \varphi_1,$$

$$\varphi'_3 = \arcsin\left(\frac{l_1}{S} \sin \delta\right), \quad \varphi''_3 = \arccos\frac{S^2 + l_3^2 - l_2^2}{2Sl_3},$$

$$\varphi_3 = \varphi'_3 + \varphi''_3, \quad \beta = \arcsin\left(\frac{l_3}{l_2} \sin \varphi''_3\right),$$

$$\varphi_2 = \pi + \varphi'_3 - \beta, \quad \gamma_{23} = \arccos\frac{l_3^2 + l_2^2 - S^2}{2l_3l_2}.$$

Угловые и линейные скорости (с учетом, что при изменении структуры механизма величина  $l_4$  может быть переменной) можно найти из выражений:

$$\dot{\delta} = -\dot{\varphi}_1, \quad \dot{l}_4 = dl_4 / dt,$$

$$\dot{S} = \frac{l_4 \cdot \dot{l}_4 - l_1 \cos \delta \cdot \dot{l}_4 + l_1 \cdot l_4 \sin \delta \cdot \dot{\delta}}{S},$$

$$\dot{\varphi}'_3 = \frac{l_1 \cos \delta \cdot \dot{\delta} - \sin \varphi'_3 \cdot \dot{S}}{S \cdot \cos \varphi'_3},$$

$$\dot{\varphi}''_3 = \frac{l_3 \cdot \cos \varphi''_3 \cdot \dot{S} - S \cdot \dot{S}}{S \cdot l_3 \sin \varphi''_3},$$

$$\dot{\varphi}_3 = \dot{\varphi}'_3 + \dot{\varphi}''_3 =$$

$$= \frac{l_1 \cos \delta \cdot \dot{\delta} - \sin \varphi'_3 \cdot \dot{S}}{S \cdot \cos \varphi'_3} + \frac{l_3 \cdot \cos \varphi''_3 \cdot \dot{S} - S \cdot \dot{S}}{S \cdot l_3 \sin \varphi''_3},$$

$$\dot{\beta} = \frac{l_3 \cdot \cos \varphi''_3 \cdot \dot{\varphi}''_3}{l_2 \cdot \cos \beta},$$

$$\dot{\varphi}_2 = \dot{\varphi}'_3 - \dot{\beta} =$$

$$= \frac{l_1 \cos \delta \cdot \dot{\delta} - \sin \varphi'_3 \cdot \dot{S}}{S \cdot \cos \varphi'_3} - \frac{l_3 \cdot \cos \varphi''_3 \cdot \dot{\varphi}''_3}{l_2 \cdot \cos \beta},$$

$$v_B = \dot{\varphi}_1 \cdot l_1,$$

$$v_C = \dot{\varphi}_3 \cdot l_3 =$$

$$= \frac{l_1 \cos \delta \cdot \dot{\delta} - \sin \varphi'_3 \cdot \dot{S}}{S \cdot \cos \varphi'_3} \cdot l_3 + \frac{l_3 \cdot \cos \varphi''_3 \cdot \dot{S} - S \cdot \dot{S}}{S \cdot l_3 \sin \varphi''_3} \cdot l_3.$$

Соотношение между размерами  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_3$  и  $l_4$  должно обеспечивать условие существования кривошипа, определяемое теоремой Грасгофа [2]:

$$l_4 + l_1 < l_3 + l_2, \quad l_1 + l_2 < l_3 + l_4. \quad (1)$$

Из первого неравенства следует, что расстояние  $AD = l_4$  между опорами кривошипа и коромысла не может превышать величины  $(l_2 - l_1) + l_3$ .

Из второго неравенства (1) следует, что расстояние  $AD = l_4$  между опорами кривошипа и коромысла должно превышать величину  $(l_2 + l_1) - l_3$ .

Какие ограничения могут быть наложены на размеры звеньев механизма? Если обратиться к схеме механизма

на рисунке 2, где штриховой линией обозначена траектория точки В кривошипа, то естественными становятся ограничения на положение точек D и C, которые должны находиться вне круга с радиусом  $l_1$  и центром в точке A. Тогда вполне очевидны неравенства:  $l_2 > 2l_1$ ,  $l_4 > l_1$ .

Из неравенств (1) следует, что линейный размер  $l_4$  находится в диапазоне

$$(l_2 + l_1) - l_3 < l_4 < (l_2 - l_1) + l_3. \quad (2)$$

Из неравенства (2) следует, что

$$(l_2 + l_1) - l_3 < (l_2 - l_1) + l_3.$$

Если к обеим частям неравенства прибавить величину  $(l_3 - l_2 + l_1)$ , то получим

$$(l_3 - l_2 + l_1) + (l_2 + l_1) - l_3 < < (l_2 - l_1) + l_3 + (l_3 - l_2 + l_1), \quad 2l_1 < 2l_3,$$

откуда следует, что длина коромысла  $l_3 > l_1$ .

Таким образом, для функционирования кривошипно-коромыслового механизма необходимо, чтобы

$$l_2 > 2l_1, l_3 > l_1, l_4 > l_1. \quad (3)$$

Для неравенства (2) от размерных величин  $l_1, l_2, l_3$  и  $l_4$  можно перейти к относительным, разделив все части неравенства (2) на  $l_1$ :

$$(\tilde{l}_2 + 1) - \tilde{l}_3 < \tilde{l}_4 < (\tilde{l}_2 - 1) + \tilde{l}_3, \quad (4)$$

где  $\tilde{l}_1 = l_1 / l_1 = 1$ ,  $\tilde{l}_2 = l_2 / l_1 > 2$ ,  $\tilde{l}_3 = l_3 / l_1 > 1$ ,  $\tilde{l}_4 = l_4 / l_1 > 1$ .

Для длины коромысла  $\tilde{l}_3$  ограничение снизу определяется из (3) неравенством  $\tilde{l}_3 > 1$ . Для определения ограничения сверху обратимся к неравенству (4), преобразовав его к виду

$$\tilde{l}_2 - \tilde{l}_3 < \tilde{l}_4 - 1 < (\tilde{l}_2 - 2) + \tilde{l}_3. \quad (5)$$

Так как из (3)  $\tilde{l}_4 > 1$ , то  $\tilde{l}_4 - 1 > 0$  и левую часть неравенства (5) сверху ограничим значением  $\tilde{l}_2 - \tilde{l}_3 \approx 0$ . В этом случае величина  $\tilde{l}_3$  будет находиться в диапазоне  $1 < \tilde{l}_3 \leq \tilde{l}_2$ .

Из неравенства (4) можно найти минимальное или максимальное значения  $\tilde{l}_4$ , а также диапазон изменения

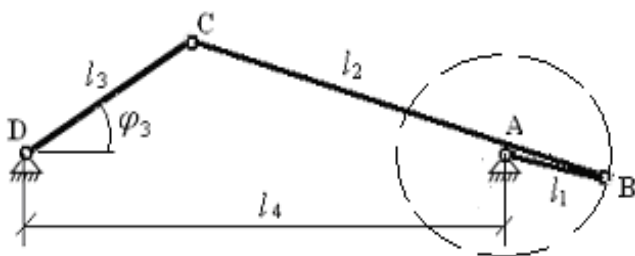


Рис. 2. Положение звеньев механизма при  $\varphi_3 = (\varphi_3)_{min}$

параметра  $\tilde{l}_4$ :  $(\tilde{l}_4)_{max} - (\tilde{l}_4)_{min}$ , при которых обеспечивается функционирование кривошипно-коромыслового механизма.

$$(\tilde{l}_4)_{min} = (\tilde{l}_2 + 1) - \tilde{l}_3 + (\Delta\tilde{l}_4)_{min},$$

$$(\tilde{l}_4)_{max} = (\tilde{l}_2 - 1) + \tilde{l}_3 - (\Delta\tilde{l}_4)_{max}, \quad (6)$$

$$(\tilde{l}_4)_{max} - (\tilde{l}_4)_{min} = 2(\tilde{l}_3 - 1) - [(\Delta\tilde{l}_4)_{max} + (\Delta\tilde{l}_4)_{min}], \quad (7)$$

где  $(\Delta\tilde{l}_4)_{min}$  – величина, определяющая насколько значение  $(\tilde{l}_2 + 1) - \tilde{l}_3$  меньше  $(\Delta\tilde{l}_4)_{min}$ ;  $(\Delta\tilde{l}_4)_{max}$  – величина, определяющая насколько значение  $(\tilde{l}_2 - 1) + \tilde{l}_3$  больше  $(\Delta\tilde{l}_4)_{max}$ .

На рисунке 3 приведены диаграммы, определяющие значения  $(\Delta\tilde{l}_4)_{min}$  и  $(\Delta\tilde{l}_4)_{max}$  ( $(\Delta\tilde{l}_4)_{min} = (\Delta\tilde{l}_4)_{max} = 0,05$ ) при изменении длины  $\tilde{l}_3$  в диапазоне  $1,05 \leq \tilde{l}_3 \leq \tilde{l}_2 (\tilde{l}_2 = 4,0)$ .

Осветленная область на рисунке 3 – это область существования кривошипно-коромыслового механизма при принятых параметрах ( $\tilde{l}_2 = 4, \Delta\tilde{l}_4 = 0,05$ ), а разница ординат  $(\Delta\tilde{l}_4)_{max}$  и  $(\Delta\tilde{l}_4)_{min}$  определяет возможный диапазон изменения расстояния между опорами кривошипа и коромысла для фиксированного значения  $\tilde{l}_3$ .

## 2 ПЕРЕДАЧА ДВИЖЕНИЯ КОРОМЫСЛУ ПРИ НЕИДЕАЛЬНЫХ СВЯЗЯХ

Передача движения коромыслу DC осуществляется через шатун BC (рис. 4).

Если предположить, что шатун в процессе движения испытывает деформации растяжения или сжатия (пренебрегаем деформацией изгиба), то сила  $N_{23}$ , толкающая или тянущая коромысло, направлена вдоль шатуна. Вектор этой силы расположен к оси x либо под углом  $\varphi_2$  (толкающая сила, рис. 4а), либо под углом  $\varphi_2 - \pi$  (тянущая сила, рис. 4б). Угол  $\alpha$  – угол давления, угол  $\gamma$  – угол передачи движения,  $\gamma_{23} = \varphi_2 - \varphi_3$  – угол между коромыслом и шатуном.

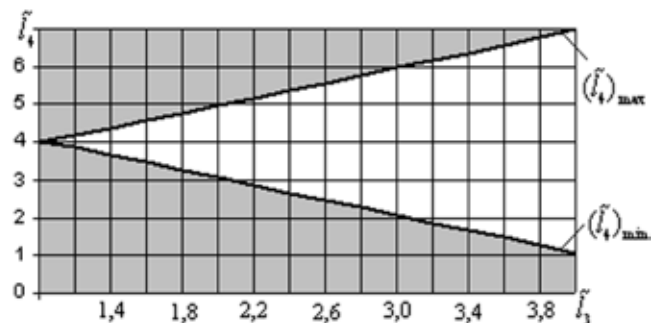


Рис. 3. Диаграммы, определяющие значения  $(\Delta\tilde{l}_4)_{min}$  и  $(\Delta\tilde{l}_4)_{max}$  при изменении длины  $\tilde{l}_3$  и  $\tilde{l}_2 = 4$

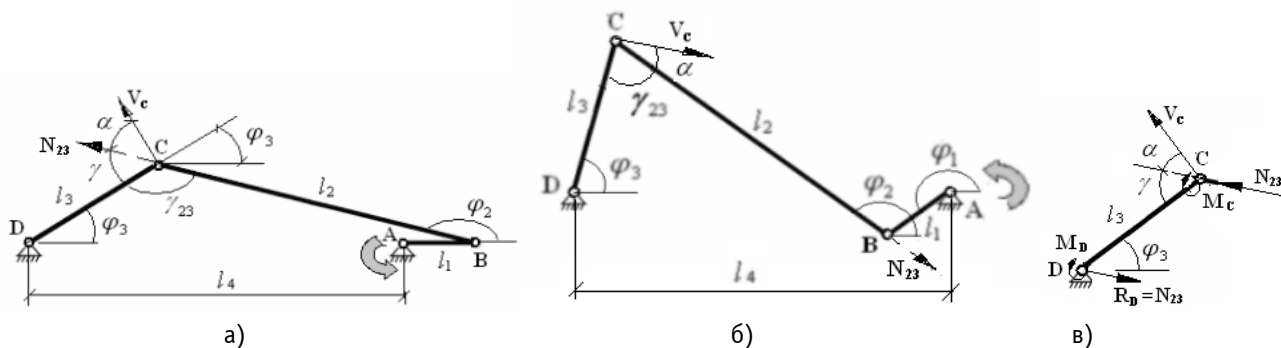


Рис. 4. Схемы передачи движения от кривошипа к коромыслу: а) шатун толкает коромысло; б) шатун тянет коромысло; в) схема сил, действующих на коромысло

На рисунке 4в представлена схема сил, действующих на коромысло (пренебрегаем силой тяжести и силами инерции): сила  $N_{23}$ , толкающая коромысло, направленная вдоль шатуна; моменты сил трения  $M_C = f_C \cdot N_{23} \cdot r_C$  и  $M_D = f_D \cdot N_{23} \cdot r_D$  в шарнирах  $C$  и  $D$  ( $f_C$  и  $f_D$  – коэффициенты трения скольжения в шарнирах  $C$  и  $D$ ;  $r_C$  и  $r_D$  – радиусы шарниров  $C$  и  $D$ ).

Движение коромысла будет обеспечено, если соблюдаются неравенства [3]:

$$\begin{aligned} N_{23} \sin \gamma \cdot l_3 &\geq M_C + M_D, \\ \sin \gamma &\geq f_C \cdot r_C / l_3 + f_D \cdot r_D / l_3, \\ \gamma &\geq \arcsin(f_C \cdot r_C / l_3 + f_D \cdot r_D / l_3), \\ \gamma &\geq \arcsin f_p, \quad f_p = f_C \cdot r_C / l_3 + f_D \cdot r_D / l_3, \\ \gamma_{min} &= \arcsin f_p \end{aligned} \quad (8)$$

где  $f_p$  – приведенный коэффициент трения.

При неидеальных связях существование кривошипа, определяемое теоремой Грасгофа, требует дополнительных условий, определяющих возможность передачи движения от шатуна к коромыслу.

Для движения коромысла необходимо, чтобы угол передачи движения от шатуна к коромыслу  $\gamma$  был бы больше минимального  $\gamma_{min}$ . Причем

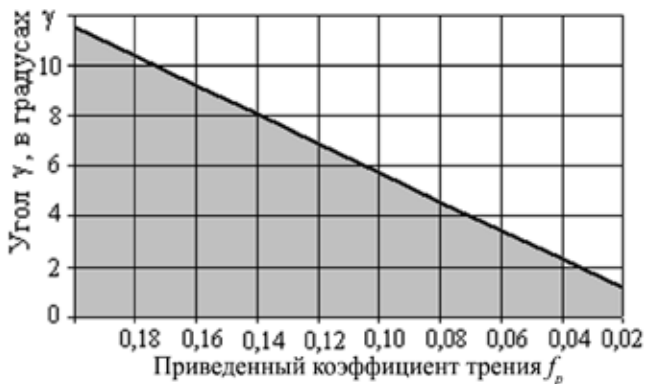


Рис. 5. Диаграмма  $\gamma_{min} = \arcsin f_p$ , разделяющая области значений углов  $\gamma$  на зоны, обеспечивающие и не обеспечивающие передачу движения от шатуна коромыслу

$$\begin{aligned} \gamma &= \begin{cases} \gamma_{23}, & \text{если } \cos \gamma_{23} > 0, \quad \gamma_{23} < \pi/2, \\ \pi - \gamma_{23}, & \text{если } \cos \gamma_{23} < 0, \quad \gamma_{23} > \pi/2, \end{cases} \\ \cos \gamma_{23} &= \frac{(l_3^2 + l_2^2) - (l_1^2 + l_4^2) - 2l_1 l_4 \cos \varphi_1}{2l_3 l_2}. \end{aligned} \quad (9)$$

На рисунке 5 приведена диаграмма  $\gamma_{min} = \arcsin f_p$ , разделяющая две области значений углов передачи движения: затененная область, когда  $\gamma < \arcsin f_p$  и передача движения от шатуна к коромыслу невозможна; осветленная область, когда  $\gamma > \arcsin f_p$  и обеспечивается передача движения от шатуна к коромыслу.

Таким образом, неравенства (1), определяющие условие существования кривошипа по теореме Грасгофа, при неидеальных связях должны быть дополнены неравенствами (8).

### 3 РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

В таблице 1 приведены значения угла передачи движения  $\gamma$  от шатуна к коромыслу в зависимости от угла  $\varphi_1$  при различных значениях  $\tilde{l}_4$  ( $\tilde{l}_4 \in (4,8; 4,85; 4,9; 4,95; 4,995)$ ) и значениях  $\tilde{l}_2 = 4,5$ ;  $\tilde{l}_3 = 1,5$ .

Наименьшие значения угол передачи движения  $\gamma$  от шатуна к коромыслу принимает в положениях кривошипа, когда угол  $\varphi_1$  близок к значениям  $0 \pm \pi i$ ,  $i = 1, 2, 3$ .

На рисунке 6 приведены диаграммы углов  $\gamma_{23}$  и  $\gamma$  в зависимости от угла  $\varphi_1$  при различных значениях  $\tilde{l}_4$  ( $\tilde{l}_4 \in (4,8; 4,85; 4,9; 4,95; 4,995)$ ) и значениях  $\tilde{l}_2 = 4,5$ ;  $\tilde{l}_3 = 1,5$ .

Из рисунка 6 видно, что угол  $\gamma$  имеет минимальные значения при  $\varphi_1 \approx 0^\circ$  и  $360^\circ$ . Причем, чем ближе значение  $\tilde{l}_4$  к  $(\tilde{l}_4)_{max} = 4,995$ , тем меньше значение  $\gamma \rightarrow 0$ . Если минимальный угол передачи движения  $\gamma_{min}$  будет ограничен величиной  $\gamma_{min} < 0,2$  рад (в градусах это соответствует величине 11,46), то при  $\tilde{l}_4 = 4,995$  угол  $\gamma$  становится меньше  $\gamma_{min}$  (затененная зона на рисунке 6) и передача движения коромыслу будет невозможна.

Таблица 1

Угол передачи движения  $\gamma$  в зависимости от угла  $\phi_1$

| Угол $\phi_1$ |          | Угол передачи движения $\gamma$ , рад; $\tilde{l}_2 = 4,5; \tilde{l}_3 = 1,5$ |                      |                     |                      |                       |
|---------------|----------|---|----------------------|---------------------|----------------------|-----------------------|
| в град        | в рад    | $\tilde{l}_4 = 4,8$   | $\tilde{l}_4 = 4,85$ | $\tilde{l}_4 = 4,9$ | $\tilde{l}_4 = 4,95$ | $\tilde{l}_4 = 4,995$ |
| 0             | 0,0      | 0,598674  | 0,517372             | 0,421431            | 0,297036             | 0,092704              |
| 30            | 0,523333 | 0,750869  | 0,686961             | 0,617005            | 0,538638             | 0,457366              |
| 60            | 1,046667 | 1,079962  | 1,034711             | 0,987770            | 0,938874             | 0,892922              |
| 90            | 1,57     | 1,454310  | 1,418244             | 1,381601            | 1,344321             | 1,31017               |
| 120           | 2,093333 | 1,327578  | 1,360466             | 1,393500            | 1,426714             | 1,456788              |
| 150           | 2,616667 | 1,045703  | 1,079280             | 1,112677            | 1,145939             | 1,175795              |
| 180           | 3,14     | 0,930995  | 0,965868             | 1,000360            | 1,034536             | 1,065072              |
| 210           | 3,663333 | 1,044394  | 1,077982             | 1,111388            | 1,144657             | 1,174518              |
| 240           | 4,186667 | 1,325557  | 1,358439             | 1,391465            | 1,424670             | 1,454733              |
| 270           | 4,71     | 1,456591  | 1,420559             | 1,383954            | 1,346717             | 1,312608              |
| 300           | 5,233333 | 1,082185  | 1,037015             | 0,990166            | 0,941378             | 0,895538              |
| 330           | 5,756667 | 0,752529  | 0,688765             | 0,619001            | 0,540910             | 0,460025              |
| 360           | 6,28     | 0,598680  | 0,517379             | 0,421440            | 0,297049             | 0,092743              |

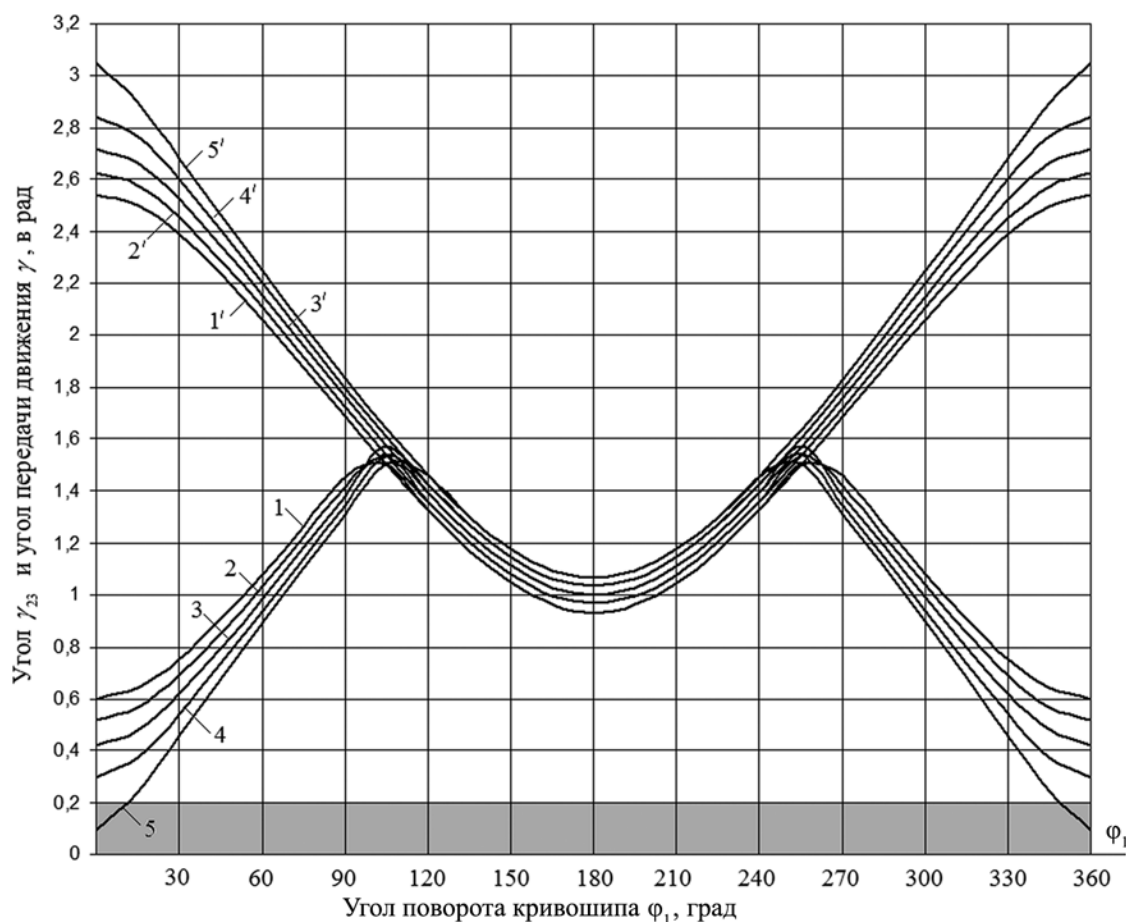


Рис. 6. Диаграммы угла  $\gamma_{23}$  (диаграммы 1', 2', 3', 4', 5') и угла  $\gamma$  (диаграммы 1, 2, 3, 4, 5) в зависимости от угла  $\phi_1$  при  $\tilde{l}_2 = 4,5; \tilde{l}_3 = 1,5$  и различных значениях  $\tilde{l}_4$ : 1, 1' -  $\tilde{l}_4 = 4,8$ ; 2, 2' -  $\tilde{l}_4 = 4,85$ ; 3, 3' -  $\tilde{l}_4 = 4,9$ ; 4, 4' -  $\tilde{l}_4 = 4,95$ ; 5, 5' -  $\tilde{l}_4 = 4,995$

Разработан программный продукт, обеспечивающий моделирование процесса движения рассматриваемой механической системы, графическое и числовое воспроизведение параметров движения в процессе моделирования. Общий вид интерфейса программного продукта представлен на рисунке 7.

На панели имеются окна для ввода параметров механизма:  $l_1, l_2, l_3$  и  $l_4$ , начального положения кривошипа (угла  $\varphi_1$ ), угловой скорости вращения кривошипа  $\omega$ , угла  $\gamma_{min}$ .

Настройки позволяют отображать траектории характерных точек, направление их скоростей, воспроизводить на экране в процессе моделирования диаграммы движения звеньев механизма. Расчетная схема адаптируется к вводимым исходным данным.

Активируя курсором клавиши «Применить» и «Запустить», исследователь определяет возможность использования введенных исходных данных для программного расчета процесса движения механизма и анимационного воспроизведения процесса движения с изображением траекторий характерных точек, а также скоростей этих точек.

Если вводимые параметры не обеспечивают выполнение условий функционирования механизма, то на экране монитора появляется предупреждение об этой ситуации, дающее возможность ввести необходимые коррективы в исходные данные.

Если возникает необходимость фиксации параметров движения при интересующем пользователя положении механизма, курсором на панели управления активируется клавиша «Остановить». Движение механизма прекращается, фиксируется траектория движения, цифровые значения параметров движения.

В окне, где в анимационном режиме в процессе моделирования воспроизводятся различные положения звеньев механизма, с помощью курсора можно управлять межпорным расстоянием  $l_4$  с автоматической корректировкой его цифрового значения в окне ввода исходных данных.

Как только угол передачи движения от шатуна коромыслу станет меньше минимального значения, существование кривошипно-коромыслового механизма невозможно. Однако при подвижной опоре коромысла становится возможным переход от структуры кривошипно-коромыслового механизма к структуре кривошипно-ползунного механизма и его дальнейшее функционирование как кривошипно-ползунного механизма. Подобное изменение структуры механизма для реализации различных технологических задач описано в работах [4–6]. Схема кривошипно-коромыслового механизма с изменяющейся структурой была применена при создании адаптивной ударной системы межпланетной станции «Луна 24».

На рисунке 8 представлены последовательные положения звеньев механизма при моделировании его движе-

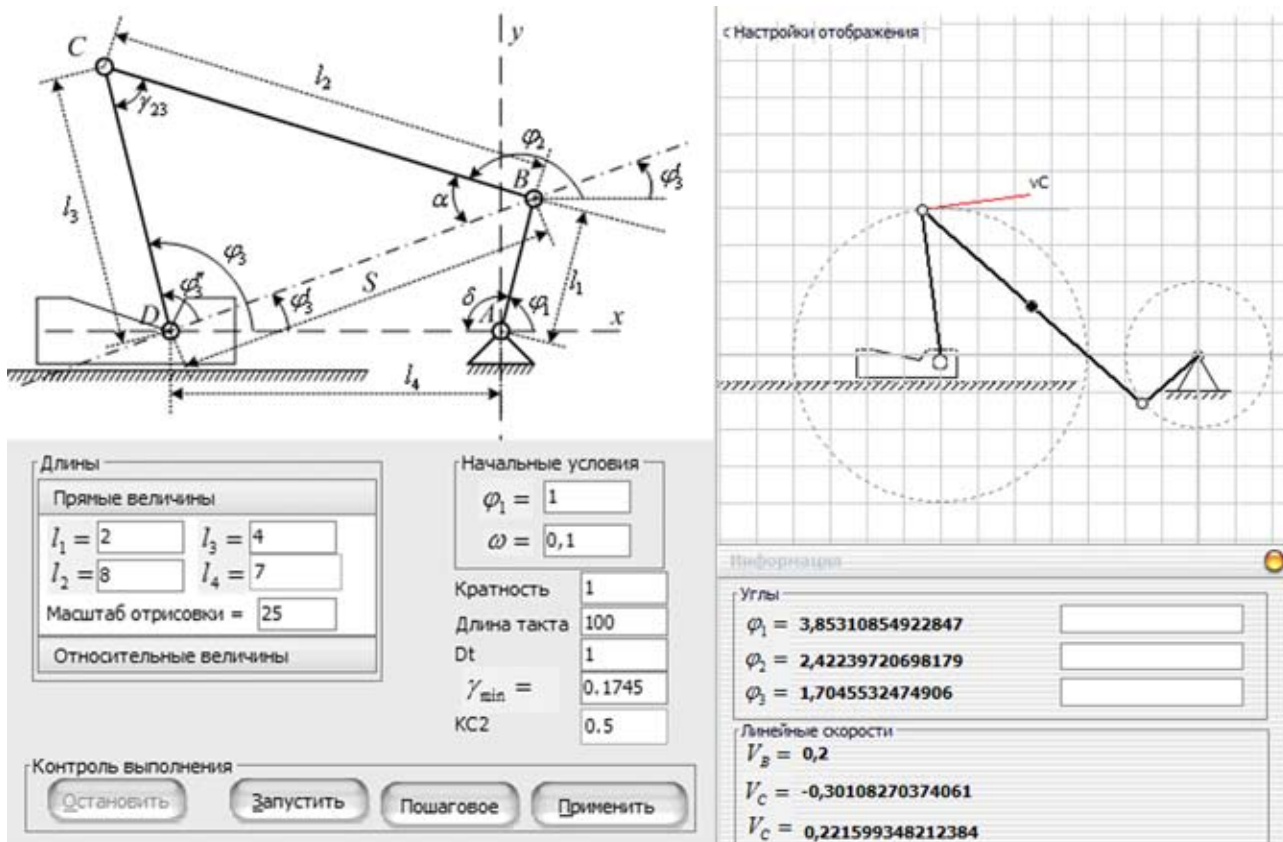


Рис. 7. Общий вид интерфейса программного продукта для расчета параметров движения кривошипно-коромыслового механизма

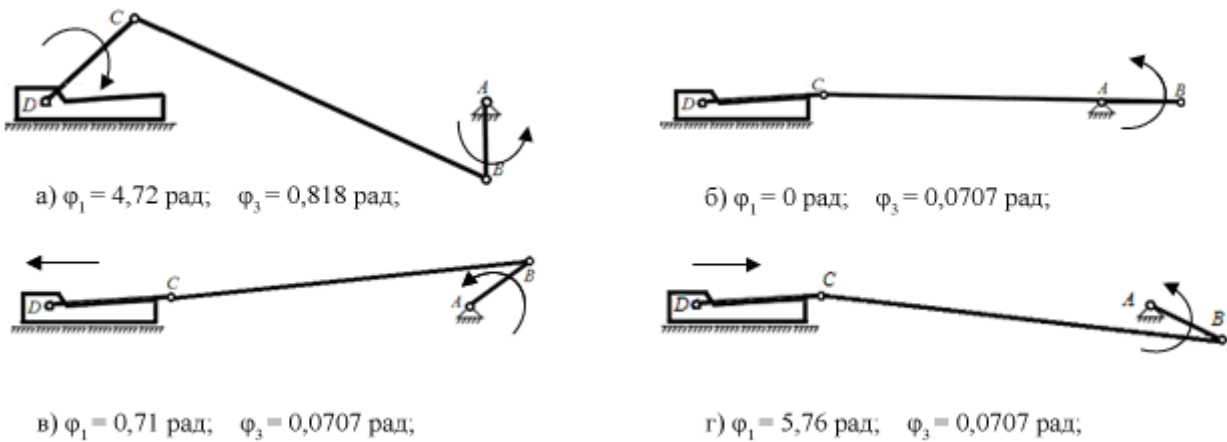


Рис. 8. Последовательные положения звеньев механизма при моделировании его движения с параметрами  $\tilde{l}_1 = 1$ ;  $\tilde{l}_2 = 4,5$ ;  $\tilde{l}_3 = 1,5$ ;  $\tilde{l}_4 = 4,995$

ния с параметрами  $\tilde{l}_1 = 1$ ;  $\tilde{l}_2 = 4,5$ ;  $\tilde{l}_3 = 1,5$ ;  $\tilde{l}_4 = 4,995$ .  
 Параметры механизма таковы, что механизм выходит из зоны существования кривошипно-коромыслового механизма. Он попадает в зону бифуркации, когда возможен переход от структуры кривошипно-коромыслового механизма к структуре кривошипно-ползунного механизма, если опору коромысла выполнить в виде ползуна и обеспечить возможность перемещения этого звена и управления этим движением.

**Выводы**

1. Соотношение между размерами звеньев  $l_1, l_2, l_3$  и  $l_4$  в кривошипно-коромысловом механизме ( $l_1 + l_2 < l_3 + l_4$ ;  $l_4 + l_1 < l_3 + l_2$ ), обеспечивающее условие существования кривошипа по теореме Грасгофа, является достаточным лишь при идеальных связях.
2. Для функционирования кривошипно-коромыслового механизма необходимо, чтобы  $\tilde{l}_1 = 1, \tilde{l}_2 > 2\tilde{l}_1, 1,05\tilde{l}_1 \leq \tilde{l}_3 \leq \tilde{l}_2, \tilde{l}_4 > \tilde{l}_1$ .
3. При неидеальных связях условие существования кривошипа требует дополнительных условий, определяющих возможность передачи движения от шатуна к коромыслу.
4. Движение коромысла будет обеспечено, если неравенства (1) дополнены неравенствами (2) и угол передачи движения от шатуна к коромыслу (угол  $\gamma$ ) будет равен величине, определяемой как  $\gamma > \arcsin f_p$ , где приведенный коэффициент трения  $f_p = f_c \cdot r_c / l_3 + f_D \cdot r_D / l_3$ .
5. Минимальное или максимальное значения  $\tilde{l}_4$  а также диапазон изменения параметра  $\tilde{l}_4: (\tilde{l}_4)_{max} - (\tilde{l}_4)_{min}$ , при которых обеспечивается функционирование кривошипно-коромыслового механизма, равны

$$(\tilde{l}_4)_{min} = (\tilde{l}_2 + 1) - \tilde{l}_3 + (\Delta\tilde{l}_4)_{min},$$

$$(\tilde{l}_4)_{max} = (\tilde{l}_2 - 1) + \tilde{l}_3 - (\Delta\tilde{l}_4)_{max},$$

$$(\tilde{l}_4)_{max} - (\tilde{l}_4)_{min} = 2(\tilde{l}_3 - 1) - [(\Delta\tilde{l}_4)_{max} + (\Delta\tilde{l}_4)_{min}],$$

6. Разработан программный продукт, обеспечивающий моделирование процесса движения рассматриваемой механической системы, графическое и числовое воспроизведение параметров движения в процессе моделирования.
7. Если опору коромысла выполнить в виде ползуна и обеспечить возможность перемещения этого звена, то можно использовать зону бифуркации для изменения структуры механизма и реализации другой технологической задачи.
8. Механизмы с изменяющейся структурой перспективны для применения при разработке адаптивных автоматических систем различного технологического назначения.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Пожбелко В.И. Возникновение переменной (изменяемой) структуры и области особых положений механизма с учетом зазоров и вырождения кинематических пар // Вестник ЮургУ. – 2010. – № 29. – С. 13–20.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
3. Манжосов В.К., Петрова Т.Е. Условия передачи движения в кривошипно-коромысловом механизме при неидеальных связях // Машиноведение. – Бишкек: «Илим», Национальная Академия наук Кыргызской Республики, 2014. – Вып. 9. – С. 22–27.
4. Алимов О.Д., Манжосов В.К., Филипповский В.П. Механические импульсные генераторы с шарнирно-рычажным захватывающим устройством. – Фрунзе: Илим, 1975. – 148 с.
5. Абдраимов С., Джуматаев М.С. Шарнирно-рычажные механизмы переменной структуры. – Бишкек: Илим, 1993. – 177 с.
6. Алмаатов М.З. Новая концепция синтеза плоских рычажных механизмов. – Бишкек: Текник, 2005. – 150 с.

## REFERENCES

1. Pozhbelko V. I. Vozniknovenie peremennoi (izmeniaemoi) struktury i oblasti osobykh polozhenii mekhanizma s uchetom zazorov i vyrozhdeniia kinematicheskikh par [Generation Variable (Changeable) Structure and District Particular Configurations of the Mechanism with Chinks and Generation of the Kinematic Pairs]. *Vestnik Yuzhno-Ural'skogo gos. universiteta* [Bulletin of the South Ural State University], 2010, no. 29, pp. 13–20.
2. Artobolevskiy I.I. *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of Mechanisms and Machines]. Moscow, Nauka Publ., 1988. 640 p.
3. Manzhosov V.K., Petrova T.E. Usloviia peredachi dvizheniia v krivoshipno-koromyslovom mekhanizme pri neidealnykh svyaziakh [Driving Conditions in Crank-Rocking Linkage with Frictional Constraint]. *Mashinovedenie* [Machine Science], Iss. 9, Bishkek, Ilim Publ., National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic, 2014, pp. 22–27.
4. Alimov O.D., Manzhosov V.K., Filippovskiy V.P. *Mekhanicheskie impulsnye generatory s sharnirno-rychazhnym zakhvatyvaiushchim ustroystvom* [Mechanical Impulse Generators with Rocking-Linkage Gripping Device]. Frunze, Ilim Publ., 1975. 148 p.
5. Abdraimov S., Dzhumataev M. S. *Sharnirno-rychazhnye mekhanizmy peremennoi struktury* [Rocking-Linkage Mechanisms of Variable Structure]. Bishkek, Ilim Publ., 1993. 177 p.
6. Almatov M.Z. *Novaia kontseptsiiia sinteza ploskikh rychazhnykh mekhanizmov* [A New Conception in the Field of Plain Linkage Mechanism Synthesis]. Bishkek, Teknik Publ., 2005. 150 p.