Таким образом, усовершенствованный полный параллелограмм Уатта имеет вполне корректное кинематическое разрешение. Решение этой задачи от поршня А к кривошипу О<sub>2</sub>Н оказывается более сложным, однако оно существует, т.к. имеется доказательство обратного решения от  $O_3H$ .

Список литературы
1. Конфедератов И.Я. Джемс Уатт-изобретатель паровой машины. М.: Изд-во «Наука», 1969. с. 162-182.
2. Патент №2532109 РФ, МПК F16H 21/34. Полный параллело-

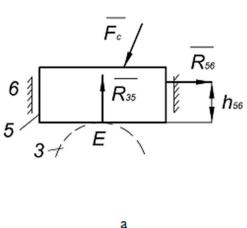
грамм Уатта с дополнительным шатуном Дворников Л.Т., Ковалёва М.П. №2013105983; приоритет от 12.02.2013; опубл. 3.09.2014, Бюл.

## КИНЕТОСТАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА С ПЕРЕКАТЫВАЮЩИМСЯ РЫЧАГОМ, ВЫПОЛНЕННЫМ С ДВУМЯ ВЫСШИМИ КИНЕМАТИЧЕСКИМИ ПАРАМИ

Максимова Е.Н.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнеик, Россия, maksimovaen06@mail.ru

Широкое применение в технике имеют прессовые машины, а так же газо- и гидрораспределительные механизмы, использующие эффект перекатывающихся рычагов. Важной особенностью таких машин и механизмов является использование в них высших кинематических пар р4, позволяющих как вращение, так и поступательное относительное движение звеньев. На рис. 1 представлен механизм, перекатывающийся рычаг которого входит в соединение с другими звеньями посредством двух высших кинематических пар. Механизм защищен патентом на изобретение № 2514322 [1].



 $Puc.\ 2.\ K$  силовому анализу a — выходного звена; b — трехзвенной группы (2,3 и 4)

Составив векторное уравнение  $\sum_{r=0}^{\infty} \overline{F} = 0$  определим реакции  $R_{56}$  и  $R_{35}$ . Плечо  $h_{56}$  найдем из условия  $\sum_{i} M(E) = 0$ . Далее выделяем трехзвенную группу нулевой подвижности (2, 3 и 4, рис. 2, b). Из уравнения определяем реакцию Rt 23. На пересечении перпендикуляра  $\overline{R_{23}^r}$  к  $\sum_{s=0}^{M(B)=0}$  и линии действия  $\overline{R_{63}}$  найдем особую точку N, принадлежащую звену 3. Далее, соединив N с F, восстановим перпендикуляр к линии FN и зададим направление  $\overline{\mathbb{A}_{34}^q}$ . Из уравнения  $\sum_{n=0}^{\infty} M(N) = 0$  определим реакцию  $\mathbb{R}^t_{34}$ . Зададим направление реакции  $\overline{R_{34}^f}$  перпендикулярно звену 4 и найдем величину  $R_{34}^f$  из уравнения  $\sum_{sense} M(G) = 0$ . После чего, из условия  $\sum_{\text{seens}} \overline{F} = 0$  определим  $\overline{R}_{64}$  Реакции  $R_{23}^n$  и  $R_{63}$  найдем из векторного уравнения  $\sum_{\text{seens}} \overline{F} = 0$ . Таким образом, рассмотренный механизм имет полную кинетостатическую разрешимость.

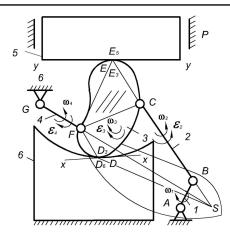
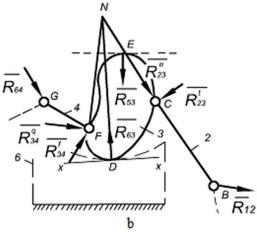


Рис. 1. Механизм с перекатывающимся рычагом, выполненным с двумя высшими кинематическими парами

В состав механизма входят кривошип 1, шатун 2, перекатывающийся рычаг 3, коромысло 4, ползун 5 и стойка 6. Он собран в пять вращательных (А, В, С, F, G), одну поступательную Р и две высшие кинематические пары (D, E). Полное кинематическое исследование механизма было изложено в статье [2]. Обратимся к общему алгоритму его кинетостатического исследования. Выделим группу нулевой подвижности - выходное звено 5 (рис. 2, а). Так как механизм создан для преодоления сопротивления обрабатываемого объекта (прессовый механизм), на звено 5 действует сила, направленная под углом.



Список литературы
1. Пат. 2514322, С1 RU, МПК F16H 21/16. Механизм с перекатывающимся рычагом/ Дворников Л. Т., Максимова Е.Н. № 2012155035; заяв. 18.12.2012. Опубл. 27.04.2014, Бюл. № 12. 4 с.; 1 ил.
2. Дворников Л.Т., Максимова Е.Н. Кинематическое исследова-

ние механизма с перекатывающимся рычагом, выполненным с двумя высшими кинематическими парами / Дворников Л.Т., Максимова Е.Н. // Вестник КузГТУ. 2014. №5. С. 76-79.

## КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ ЗВЕНОМ

Махринская К.О., Гудимова Л.Н.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, Россия, kika120891@mail.ru

В работе [1] обоснована принципиально новая структурная схема кривошипно-ползунного механизма, в которой шатун 2 соединяется с ползуном 4 через дополнительно введенное звено 3 (рис. 1), при этом геометрическая ось шарнира, соединяющего дополнительное звено с ползуном, совмещена с центром сферической пары, соединяющей шатун с дополнительным звеном. Такой механизм становится квазиплоским.

Под квазиплоским будем понимать механизм, кинематические пары в котором располагаются в пространстве, дозволяющем звеньям совершать сложные движения, близкие к плоским, на этом основании считаем, что при кинетостатическом исследовании такого механизма можно применять методику силового расчета, используемую для плоских систем. Покажем определение реакций в кинематических парах механизма в положении, приведенном на рис. 1.

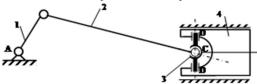


Рис. 1. Квазиплоский кривошипно-ползунный механизм

Выделим квазиплоскую структурную группу нулевой подвижности с действующими на нее внешними силами, приложенными в соответствующих точках (рис. 2), заменяя связи в кинематических парах В и С их реакциями.

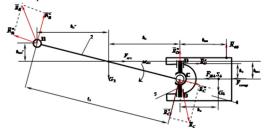


Рис. 2. Силовой анализ квазиплоской группы звеньев 2-4

Составим для звена 2 уравнение суммы моментов относительно точки С

$$\sum_{sd2} M_{C}(F) = -R_{B}^{t} \cdot l_{2} + G_{2} \cdot h_{2} \cdot \mu_{l} - F_{H2} \cdot h_{H2} \cdot \mu_{l} - M_{H2} = 0,$$

$${\rm R}_{\rm B}^{\,\sharp} = \frac{G_2 \cdot h_2 \cdot \mu_1 - F_{H2} \cdot h_{H4} \cdot \mu_1 - M_{H2}}{{\rm 1}_2} \,. \label{eq:RB}$$

Далее, из условия равновесия сил, приложенных к группе звеньев 2-4,

$$\sum_{\underline{s}\underline{s}\underline{2},\underline{4}} \overline{F} = \underline{\overline{K}}_{\underline{B}}^{\underline{s}} + \underline{\overline{G}}_{\underline{2}} + \underline{\overline{F}}_{\underline{H}\underline{2}} + \underline{\overline{G}}_{\underline{4}} + \underline{\overline{F}}_{\underline{H}\underline{4}} + \underline{\overline{F}}_{\underline{conp}} + \underline{\overline{K}}_{\underline{40}} + \underline{\overline{K}}_{\underline{B}}^{\underline{n}} = 0 \quad (2)$$

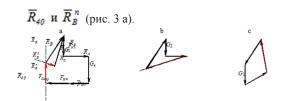


Рис. 3. План сил: а) для группы звеньев 2-4; b) для звена 2; c) для ведущего звена

После этого становится возможным найти реакцию в точке  $C(\overline{R}_C)$  из условия равновесия сил, действующих на звено 2 (рис. 3, b).

$$\sum_{\mathbf{3d2}} \overline{F} = \underline{\overline{R}}_{\underline{B}} + \underline{\overline{G}}_{\underline{2}} + \underline{\overline{F}}_{\underline{H2}} + \underline{\overline{R}}_{\underline{C}}. \tag{3}$$
 Рассмотрим теперь дополнительное звено 3 (рис.

Рассмотрим теперь дополнительное звено 3 (рис. 4). Составим для него условие равновесия сил, действующих по осям X и Y и сумму моментов относительно точки C.

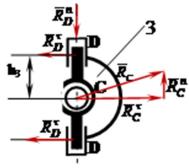


Рис. 4. Силовой анализ дополнительного звена

$$\sum_{\infty,3} \overline{F}_X = \overline{R}_C^{\tau} - \overline{R}_D^{\tau} - \overline{R}_D^{\tau} = 0, \quad R_D^{\tau} = \frac{R_C^{\tau}}{2},$$

$$\sum_{\infty,3} \overline{F}_Y = \overline{R}_D^n - \overline{R}_C^n = 0, \quad R_D^n = R_C^n,$$
(4)

Плечо приложения силы  $R_{40}$ , определится из уравнения суммы моментов сил относительно точки C для звена 4

$$\sum_{s=4} M_{C}(F) = R_{D}^{r} \cdot h_{3} \cdot \mu_{l} - G_{4} \cdot h_{4} \cdot \mu_{l} - R_{40} \cdot h_{40} \cdot \mu_{l} = 0, \quad (5)$$

$$h_{40} = \frac{R_{D}^{r} \cdot h_{3} \cdot \mu_{l} - G_{4} \cdot h_{4} \cdot \mu_{l}}{R_{40} \cdot \mu_{l}}.$$

Для нахождения реакции в точке A (рис. 5) составим уравнение суммы сил для звена 1 (рис. 3, с). Для определения уравновешивающего момента составим сумму моментов относительно точки В

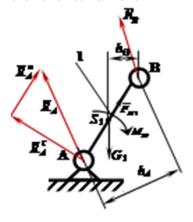


Рис. 5. Силовой анализ ведущего звена

$$\begin{split} &\sum_{\mathbf{x}:1} \overline{F} = \underline{R}_{\mathcal{B}} + \underline{\overline{G}}_{l} + \underline{\overline{F}}_{\mathcal{B}} + \underline{\overline{R}}_{\mathcal{A}} = 0, \\ &\sum_{\mathbf{x}:1} M_{\mathcal{B}}(F) = -R_{\mathcal{A}} \cdot h_{\mathcal{A}} \cdot \mu_{l} + G_{1} \cdot h_{G} \cdot \mu_{l} - M_{yp} = 0, \quad M_{yp} = G_{1} \cdot h_{G} \cdot \mu_{l} - R_{\mathcal{A}} \cdot h_{\mathcal{A}} \cdot \mu_{l}. \end{split}$$

Таким образом, кривошипно-ползунный механизм в квазиплоском исполнении оказывается вполне кинетостатически разрешимым.

(1)

Список литературы
1. Махринская К.О., Гудимова Л.Н. К вопросу о создании механизмов безизбыточных связей// Успехи современного естествознания. 2014. № 8. С. 148-149.

## СОЗДАНИЕ КАТАЛОГА ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ БОЙКОВ УДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Молчанов В.В., Жуков И.А

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, Россия, hochupajero@mail.ru

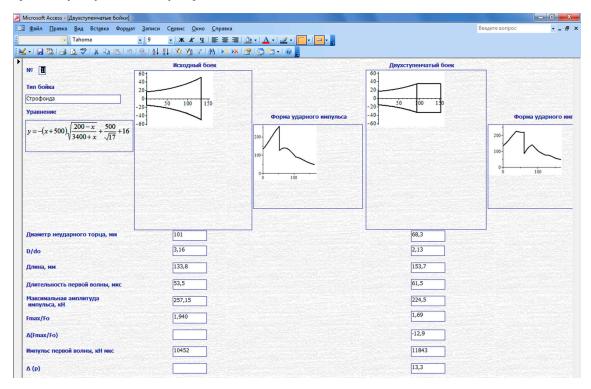
Отыскание рациональных форм бойков ударных систем позволяет добиться не только увеличения производительности разрушения обрабатываемых объектов, но и приводит к уменьшению уровня напряжений в отраженных волнах, а тем самым, следовательно, уменьшает динамическое воздействие на волноводы и на машины, приводящие в движение ударники. Наиболее простым с точки зрения геометрической формы является двухступенчатый боёк, ударяющая ступень (11) которого задается из условия обеспечения необходимой формы ударного импульса, а поршневая (12) выполняется цилиндрической. При соблюдении отношения длин ступеней ударника  $l_1/l_2 \le 1,618$ , соответствующего правилу «золотого сечения», центр тяжести бойка будет находиться в цилиндрической поршневой части, обеспечивая тем самым устойчивое положение бойка в корпусе механизма.

С целью определения наиболее рациональных форм проведено исследование [1] процесса формирования упругих волн деформации при ударе по цилиндрическому полубесконечныму стержню постоянного

поперечного сечения двухступенчатыми бойками, в которых образующая ударяющей ступени выполнена по следующим линиям: прямая, гипербола, парабола квадратичная, парабола кубическая, синусоида, тангенсоида, политропа квадратичная, политропа кубическая, экспонента, строфоида, циссоида Диокла, верзьера Аньези, конхоида Никомеда, цепная линия. Найденные решения положены в основу базы данных «Каталог двухступенчатых бойков ударных механизмов» [2]. Всего в базе данных содержатся 15 различных форм двухступенчатых бойков и генерируемые ими импульсы. База данных содержит информацию о размерах бойков и о параметрах ударных импульсов с указанием уникальности. В качестве примера на рисунке приведен фрагмент базы данных, содержащий описание бойка с образующей боковой поверхности в виле строфоилы.

Анализ найденных форм ударных импульсов показал, что для всех видов характерно следующее:

- форма первой волны ударного импульса за время, соответствующее времени прохождения волны по удвоенной длине ударяющей части бойка, обуславливается лишь геометрией ударяющей ступени, что подтверждается совпадением на этом участке с формой импульса, генерируемого соответствующим одноступенчатым бойком;
- форма первой волны ударного импульса за время, соответствующее времени прохождения волны по поршневой цилиндрической части бойка, обуславливается одновременно геометрией и ударяющей, и поршневой ступеней бойка.



Проведенные исследования позволили сделать вывод, что выполнение двухступенчатых бойков, длины ударной и цилиндрической поршневой частей которых подбираются по правилу «золотого сечения», возможно для всех форм бойков, т.к. при этом уменьшается их габаритный диаметральный размер и энергия импульса однозначно возрастает, но для некоторых бойков это не оправданно в связи с уменьшением максимального значения амплитуды более чем не 10%.

Работа выполнена при государственной поддержке грантом Президента Российской Федерации МК-854.2014.1.

## Список литературы

- 1. Zhukov I.A. Rational designing two-stage anvil blocks of impact mechanisms / I.A. Zhukov, V.V. Molchanov // Advanced Materials Research. 2014. Vol. 1040. P. 699-702.
- 2. Свидетельство БД №2014621447. Каталог двухступенчатых бойков ударных механизмов / Молчанов В.В., Жуков И.А. (РФ) - №2014621155; поступление 27.08.2014; зарегистр. 15.10.2014.