



# МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ КОМПОНЕНТЫ

УДК 621.83.06

А.В. КУЦЕПОЛЕНКО

начальник бюро по научной работе отраслевой лаборатории лифтового машиностроения научно-технического центра<sup>1</sup>  
аспирант кафедры «Основы проектирования машин»<sup>2</sup>

E-mail: bn\_ntc@liftmach.by

<sup>1</sup>ОАО «Могилевлифтмаш», г. Могилев, Республика Беларусь

<sup>2</sup>Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 26.09.2024.

## ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ШАРНИРНОГО МЕХАНИЗМА ЦЕНТРОБЕЖНОГО ОГРАНИЧИТЕЛЯ СКОРОСТИ ЛИФТА С ДВУМЯ ВЫХОДНЫМИ ЗВЕНЬЯМИ

*В статье обращено внимание на появление новых перспективных конструкций центробежных ограничителей скорости двухстороннего действия с горизонтальным расположением осей их устройств, контролирующих превышение скорости, например конструкция ограничителя скорости Vega производства фирмы Dynatech с горизонтальным положением оси его центробежного устройства, контролирующего превышение скорости, и встречным расположением его рабочих органов. Представлена структурная схема разработанного на ОАО «Могилевлифтмаш» аналогичного ограничителя скорости, отличающегося коллинеарным расположением шкива, и его центробежного механизма. Акцентировано внимание на отсутствие в свободной печати методики проектирования и расчета вышеуказанных ограничителей скорости со встречным расположением рабочих органов. Проведен анализ структурной схемы и обращено внимание на ее несимметричность. Выполнен геометрический анализ шарнирного кривошипно-коромыслового механизма ограничителя скорости с двумя выходными звеньями (коромыслами), связанными шатунами с общим входным звеном (кривошипом). Установлены зависимости перемещения выходных звеньев от угла поворота входного звена для обеих частей механизма и подтверждено их различие. Для исследуемого ограничителя скорости с конкретными размерами звеньев механизма определена фактическая асинхронность перемещения выходных звеньев. Обращено внимание на необходимость обеспечить инвариантность срабатывания ограничителя скорости двухстороннего действия независимо от направления вращения его шкива. Показано, что несинхронность перемещения рабочих органов может привести к частичной потере функциональности ограничителя скорости и, соответственно, трансформации двухстороннего ограничителя в односторонний. Сформулирована задача целесообразности подбора возможных вариантов оптимального сочетания размеров звеньев механизма для снижения асинхронности перемещения его выходных звеньев и обеспечения возможности использования исследуемой структурной схемы в прецизионных механизмах, в частности, в центробежном ограничителе скорости лифта двухстороннего действия.*

**Ключевые слова:** двухсторонний центробежный ограничитель скорости лифта, кривошипно-коромысловый механизм с двумя выходными звеньями

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-4-69-61-69>

**Введение.** Основным механизмом, обеспечивающим работу ограничителя скорости и его технические характеристики (скорость и точность

срабатывания, чувствительность к скорости вращения шкива ограничителя), является устройство, контролирующее превышение скорости переме-

щения кабины лифта (далее — УКПС) [1]. Конструкции этих устройств разнообразны и зависят от типа ограничителя скорости (инерционный или центробежный), от направления действия ограничителя скорости (одностороннего или двухстороннего действия), а также от положения оси УКПС (вертикальное или горизонтальное). Устройства, контролирующие превышение скорости центробежных ограничителей скорости одностороннего действия, хорошо изучены [1]. Однако в последнее время появились современные конструкции центробежных ограничителей скорости двухстороннего действия с горизонтальным расположением осей их устройств, контролирующих превышение скорости и с новыми конструктивными особенностями, например ограничитель Vega фирмы Dynatech [3, 4]. На ОАО «Могилевлифтмаш» был разработан аналогичный центробежный ограничитель скорости двухстороннего действия с коллинеарным расположением шкива и УКПС и встречным направлением его рабочих органов [5–8, 9]. В свободной печати методики расчета вышеуказанных ограничителей отсутствуют. Поэтому в работе [10] была составлена кинематическая схема устройства, контролирующего превышение скорости разработанного [6] ограничителя (рисунок 1), и проведен геометрический анализ ее правой части. При этом, несмотря на объемную структуру устройства, контролирующего превышение скорости разработанного ограничителя, при которой выходные звенья расположены с одной стороны шкива, а входное звено с шатунами — с другой. Для упрощения его структурная схема была составлена без учета фактической сложности [11] механизма.

Неподвижная система отсчета  $x_0Oy_0$  связана со стойкой (корпусом ограничителя), а подвижная система отсчета  $xOy$  — со шкивом. Система имеет две степени свободы, положение любой точки механизма определяется двумя обобщенными координатами:  $\varphi_1$  — угол поворота кривошипа относительно оси шкива;  $\varphi_2$  — угол поворота шкива относительно неподвижной стойки (корпуса ограничителя скорости).

В качестве исходных данных были заданы: радиус расположения упоров ограничителя скорости  $R$ ; длины звеньев  $A_1A_2 = 2 \cdot OA_1$ ,  $A_1B_1 = A_2B_2$ ,  $O_1B_1 = O_2B_2$ ; координаты расположения опор  $O_1(xO_1, yO_1)$  и  $O_2(xO_2, yO_2)$  в подвижной системе отсчета, размеры  $B_1K_1 = B_2K_2$ ,  $K_1E_1 = K_2E_2$ .

Левая и правая части механизма имеют схожую структуру, а механизм в целом подобен симметричному механизму, приведенному в работе А.А. Балахниной [12]. Поэтому было принято допущение, что положение звеньев обеих частей механизма может описываться одинаковыми зависимостями [10]. Соответственно был проведен геометрический анализ только правой части (рисунок 2) и установлена зависимость угла поворо-

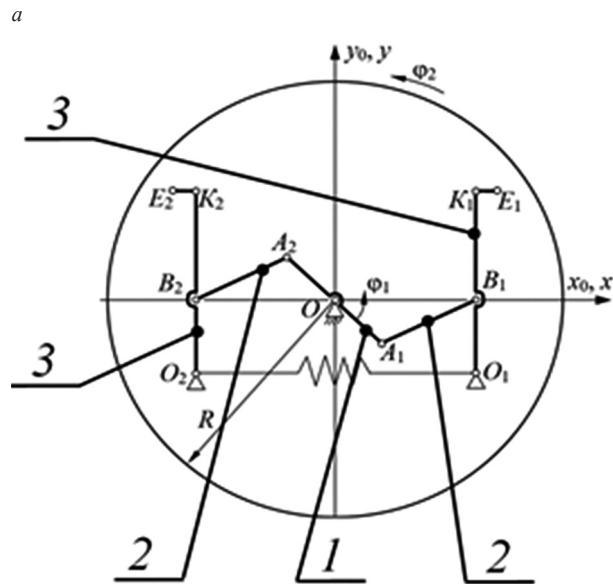
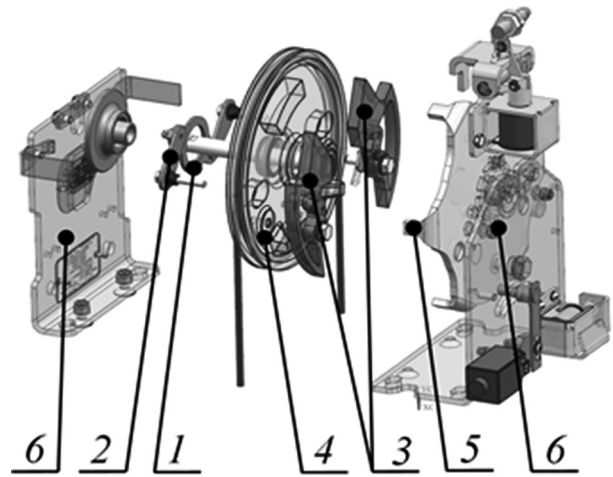


Рисунок 1 — 3D-модель ограничителя скорости разработки ОАО «Могилевлифтмаш» (а) и кинематическая схема его центробежного механизма, контролирующего превышение скорости (б): 1 — коромысло (входное звено); 2 — шатуны; 3 — рабочие органы (выходные звенья); 4 — шкив; 5 — упор на корпусе ограничителя; 6 — корпус ограничителя скорости  
 Figure 1 — 3D model of the speed limiter developed by JSC “Mogilevliftmash” (a) and kinematic diagram of its centrifugal mechanism controlling the overspeed (b): 1 — rocker (input link); 2 — connecting rods; 3 — working bodies (output links); 4 — pulley; 5 — stop on the limiter body; 6 — speed limiter body

та правого выходного звена  $\gamma$  от угла поворота  $\varphi_1$  входного звена:

$$\gamma = \arccos \left( \frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 - l_0^2 - l_{1(2)}^2 + 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi_1 - \beta)}{2 \cdot l_{3(2)} \cdot \sqrt{l_0^2 + l_{1(2)}^2} - 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi_1 - \beta)} \right) + \arctg \left( \frac{-l_{1(2)} \cdot \sin(\varphi_1 - \beta)}{-l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi_1 - \beta) + l_0} \right) + \alpha, \quad (1)$$

где  $l_0$  — расстояние между центрами  $O_1$  и  $O_2$ ;  $\beta$  — угол, определяющий начальное положение входного звена (кривошипа) относительно системы координат  $x'Oy'$ :

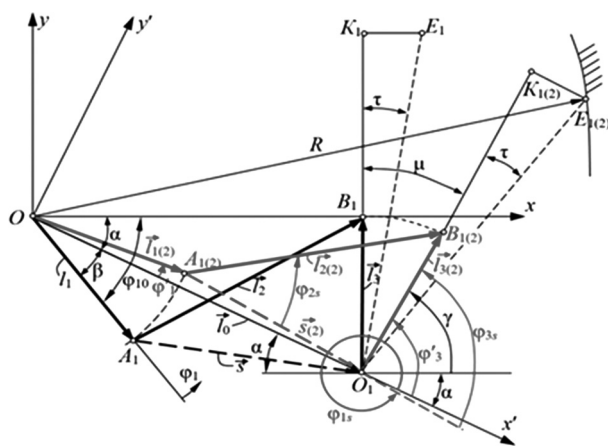


Рисунок 2 — Геометрический анализ правой части ограничителя скорости ОАО «Могилевлифтмаш»  
 Figure 2 — Geometric analysis of the right part of the speed limiter of JSC “Mogilevliftmash”

$$l_0 = OO_1 = \sqrt{x_{O1}^2 + y_{O1}^2}; \quad (2)$$

$$\beta = \varphi_{10} - \alpha. \quad (3)$$

Угол, определяющий начальное положение входного звена (кривошипа) относительно системы координат  $xOy$ :

$$\varphi_{10} = \arccos\left(\frac{l_1^2 + x_{O1}^2 - l_2^2}{2 \cdot l_1 \cdot x_{O1}}\right). \quad (4)$$

Угол, определяющий положение системы координат  $x'Oy'$  относительно системы координат  $xOy$  (положение центра  $O_1$  относительно центра  $O$ ):

$$\alpha = \arctg\left(\frac{y_{O1}}{x_{O1}}\right). \quad (5)$$

Однако, внимательно анализируя исследуемый механизм ограничителя скорости, отметим, что он синтезирован параллельным соединением групп Ассура к ведущему звену [13]. Причем, рассмотрев левую и правую части механизма по отдельности, замечаем, что они являются двумя возможными положениями одной и той же монтажной схемы. При этом, несмотря на то, что левая и правая части механизма схожи (отзеркалив левую часть относительно осей  $Oy_0$  и  $Ox_0$  получим правую часть [14]), данный механизм не является симметричным, как механизм, представленный в работе А.А. Балахнины [12].

При этом в работе В.Э. Еремьянца [15] рассмотрен шарнирный четырехзвенный механизм инструмента отбойного молотка в его разных положениях, два из которых фактически представляют собой левую и правую части исследуемого центробежного механизма ограничителя скорости. Там же определено, что:

- функции перемещения выходных звеньев для обоих положений механизма могут описываться одним выражением, но при этом начальные положения входного звена не могут быть одинаковыми [15];

- в случае одинакового начального расположения входного звена перемещение выходных звеньев для обоих положений механизма будут описываться хоть и схожими, но все же различными функциями [15].

Однако в работе В.Э. Еремьянца [15] эти два положения механизма рассматривались последовательно, т. е. при вращении входного звена (кривошипа) механизм последовательно переходил из одного положения в другое. В качестве начального положения входного звена принималось особое положение звеньев, когда все шарниры лежат на одной прямой.

В механизме же исследуемого ограничителя скорости левая и правая его части жестко связаны между собой общим входным звеном (параллельное соединение), поэтому их движение рассматривается одновременно. Причем для левой части механизма передаточное число положительное (входное и выходное звенья вращаются в одну сторону), а для правой части — отрицательное (входное и выходное звенья вращаются в противоположные стороны) [16]. Кроме того, начальное положение входного звена определяется ненулевым углом по отношению к оси, проходящей через ось вращения входного и выходного звена, что соответствует вертикальному положению выходных звеньев.

Поэтому можно предположить, что в исследуемом рычажном механизме ограничителя скорости функции перемещения выходных звеньев для левой и правой частей механизма также будут описываться разными выражениями. Однако, в отличие от выражений, описывающих перемещение инструмента отбойного молотка при двух разных последовательных положениях его механизма [15], можно предположить, что из-за разного знака передаточного отношения для левой и правой части механизма ограничителя скорости аргументы в арккосинусе и в арктангенсе (формула (1)) для каждой из частей механизма будут отличаться.

Для реализации инвариантности срабатывания ограничителя скорости, т. е. обеспечения одинаковой точности срабатывания, независимо от направления вращения шкива, важно обеспечить синхронность перемещения рабочих органов [5]. Опережение раскрытия одного из них будет приводить к тому, что он будет контактировать своей тыльной «нерабочей» поверхностью с упором, опережая второй рабочий орган, который при данном направлении вращения шкива должен был войти в зацепление с упором. Даже небольшая несинхронность перемещения рабочих органов существенно затруднит настройку ограничителя на одинаковый диапазон скорости срабатывания в обоих направлениях движения кабины лифта и может даже привести к тому, что ограничитель скорости будет выполнять свою функцию только для одного из направлений вращения шкива.

Для определения возможности использования данной схемы [10] при проектировании двухсторонних ограничителей скорости, а также для других прецизионных механизмов необходимо определить, является ли перемещение выходных звеньев синхронным. Для этого по аналогии с работами [10, 15], используя методики геометрического анализа шарнирного четырехзвенника [18, 19] и применяя метод Зиновьева (метод диагоналей), выполним геометрический анализ левой части механизма и сравним функции перемещения выходных звеньев для обеих частей.

Определим зависимость геометрических параметров левой части механизма в подвижной системе отсчета  $x_{1Left}Oy$ , связанной со шкивом (рисунок 3). Заданными являются: радиус расположения упоров  $R$ ; длины звеньев  $OA_{1Left}, A_{1Left}B_{1Left}, O_{1Left}B_{1Left}$ ; размеры  $B_{1(2)Left}K_{1(2)Left} = B_{1Left}K_{1Left}, K_{1(2)Left}E_{1(2)Left} = K_{1Left}E_{1Left}$ ; координаты расположения опоры  $O_{1Left}(xO_2, yO_2)$  в подвижной системе отсчета, причем  $xO_2 = xO_1, yO_2 = yO_1$ . Введем обозначения:  $l_1 = l_{1(2)} = OA_{1Left}; l_2 = l_{2(2)} = A_{1Left}B_{1Left}; l_3 = O_{1Left}B_{1Left}$ .

Вершинами  $E_{1Left}$  и  $E_{2Left}$  обозначена крайняя точка левого выходного звена (кривошипа) в его начальном ( $E_{1Left}$ ) и конечном ( $E_{2Left}$ ) положениях.

В начальном положении выходное звено расположено вертикально, поэтому:

$$l_3 = O_{1Left}B_{1Left} = |yO_2|; \quad (6)$$

$$OO_{1Left} = OO_1 = l_0 = \sqrt{xO_2^2 + yO_2^2} = \sqrt{xO_1^2 + yO_1^2}. \quad (7)$$

Угол  $\varphi_{10}$ , определяющий начальное положение входного звена (кривошипа) относительно системы координат  $x_{1Left}Oy$ , найдем по теореме косинусов:

$$\varphi_{10} = \arccos\left(\frac{l_1^2 + xO_1^2 - l_2^2}{2 \cdot l_1 \cdot xO_1}\right). \quad (8)$$

Рассмотрим новую систему отсчета  $x'_{1Left}Oy'_{1Left}$ , ось абсцисс которой проходит через центры шар-

ниров входного и выходного звеньев, т. е. через отрезок  $OO_{1Left}$  [19]. Угол  $\alpha$ , определяющий положение системы координат  $x'_{1Left}Oy'_{1Left}$  относительно системы координат  $x_{1Left}Oy$ :

$$\alpha = \arctg\left(\frac{yO_2}{xO_2}\right) = \arctg\left(\frac{yO_1}{xO_1}\right). \quad (9)$$

Заметим, что углы  $\alpha$  и  $\varphi_{10}$  имеют одинаковое значение для левой и правой частей механизма. А вот угол  $\beta$  для правой части механизма определялся разницей углов  $\varphi_{10}$  и  $\alpha$ , а для левой части угол  $\beta_{Left}$  является суммой этих углов:

$$\beta_{Left} = \varphi_{10} + \alpha = 2 \cdot \varphi_{10} - \beta = \beta + 2 \cdot \alpha. \quad (10)$$

Рассмотрим четырехзвенник  $l_0l_1l_2l_3$  в произвольном, отличном от начального, положении  $l_0'l_{1(2)}l_{2(2)}l_{3(2)}$  при повороте входного звена на произвольный угол  $\varphi_1$ . В обозначениях векторов в этом случае добавляем индекс (2), в обозначениях точек — индекс «(2)Left», а в обозначениях углов — индекс «''». Положительным направлением угла  $\varphi_1''$  считаем направление хода часовой стрелки. Составим уравнения проекций векторного контура  $OA_{1(2)Left}O_{1Left}$  на оси  $Ox'_{1Left}$  и  $Oy'_{1Left}$ , из которых выразим угол  $\varphi_{1s}''$  и модуль вектора  $S_{(2)Left}$ , который также можно определить по теореме косинусов:

$$l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi_1'') + S_{(2)Left} \cdot \cos(360^\circ - \varphi_{1s}'') = l_0; \quad (11)$$

$$l_{1(2)} \cdot \sin(\varphi_1'') - S_{(2)Left} \cdot \sin(360^\circ - \varphi_{1s}'') = 0; \quad (12)$$

$$\varphi_{1s}'' = 360^\circ - \arctg\left(\frac{l_{1(2)} \cdot \sin(\varphi_1'')}{-l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi_1'') + l_0}\right); \quad (13)$$

$$S_{(2)Left} = l_{1(2)} \cdot \frac{\sin(\varphi_1'')}{\sin(360^\circ - \varphi_{1s}'')} = \sqrt{l_0^2 + l_{1(2)}^2 - 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi_1'')}. \quad (14)$$

Рассмотрим контур  $A_{1(2)Left}B_{1(2)Left}O_{1(2)Left}$ . По теореме косинусов имеем:

$$l_{2(2)}^2 = l_{3(2)}^2 + S_{(2)Left}^2 - 2 \cdot l_{3(2)} \cdot S_{(2)Left} \times \cos(180^\circ - \varphi_{3s}''); \quad (15)$$

$$l_{3(2)}^2 = l_{2(2)}^2 + S_{(2)Left}^2 - 2 \cdot l_{2(2)} \cdot S_{(2)Left} \cdot \cos(\varphi_{2s}''); \quad (16)$$

$$\varphi_{2s}'' = \arccos\left(\frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 + S_{(2)Left}^2}{2 \cdot l_{2(2)} \cdot S_{(2)Left}}\right); \quad (17)$$

$$\varphi_{3s}'' = 180^\circ - \arccos\left(\frac{l_{3(2)}^2 + S_{(2)Left}^2 - l_{2(2)}^2}{2 \cdot l_{3(2)} \cdot S_{(2)Left}}\right) = \arccos\left(\frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 - S_{(2)Left}^2}{2 \cdot l_{3(2)} \cdot S_{(2)Left}}\right), \quad (18)$$

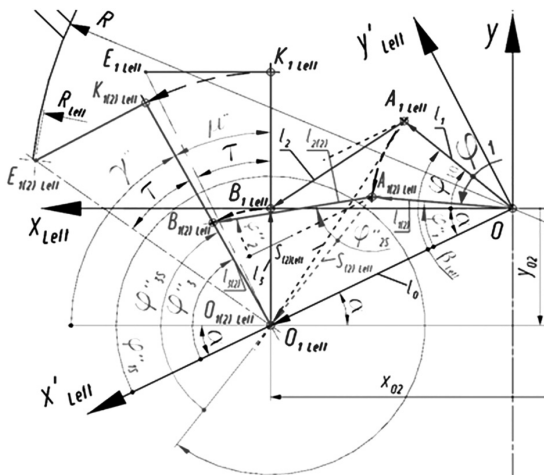


Рисунок 3 — Кинематическая схема левой части ограничителя конструкции ОАО «Могилевлифтмаш»  
Figure 3 — Kinematic diagram of the left part of the limiter designed by JSC “Mogilevliftmash”



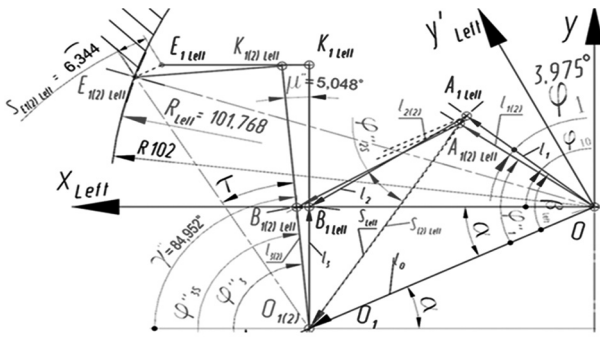


Рисунок 4 — Проверка результатов расчетов в системе Siemens NX  
Figure 4 — Verification of calculation results in Siemens NX system

где  $\varphi''_{2s}, \varphi''_{3s}$  — углы, образуемые векторами  $l_{2(2)}$  и  $l_{3(2)}$  и вектором  $S_{(2)Left}$  соответственно.

С учетом построений на рисунке 4 имеем зависимости:

$$\varphi''_{2s} = \varphi''_{2s} - (360^\circ - \varphi''_{1s}) = \varphi''_{2s} + \varphi''_{1s} - 360^\circ; \quad (19)$$

$$\varphi''_{3s} = \varphi''_{3s} - (360^\circ - \varphi''_{1s}) = \varphi''_{3s} + \varphi''_{1s} - 360^\circ. \quad (20)$$

Искомые углы  $\varphi''_2$  и  $\varphi''_3$  выразим из формул (19) и (20) с учетом подстановки формул (13), (17) и (18), причем с заменой  $S_{(2)Left}$  на выражение (14):

$$\varphi''_2 = \arccos \left( \frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 + l_0^2 + l_{1(2)}^2 - 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi''_1)}{2 \cdot l_{2(2)} \cdot \sqrt{l_0^2 + l_{1(2)}^2 - 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi''_1)}} \right) - \arctg \left( \frac{l_{1(2)} \cdot \sin(\varphi''_1)}{-l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi''_1) + l_0} \right); \quad (21)$$

$$\varphi''_3 = \arccos \left( \frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 - l_0^2 - l_{1(2)}^2 + 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi''_1)}{2 \cdot l_{3(2)} \cdot \sqrt{l_0^2 + l_{1(2)}^2 - 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi''_1)}} \right) - \arctg \left( \frac{l_{1(2)} \cdot \sin(\varphi''_1)}{-l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi''_1) + l_0} \right). \quad (22)$$

Угол поворота левого выходного звена:

$$\gamma'' = \varphi''_3 - \alpha. \quad (23)$$

Принимая за начальное положение кулисы, связанное с отрезком  $OA_{1Left}$ , в выражение (22) вместо угла  $\varphi''_1$  необходимо подставлять выражение  $\beta_{Left} - \varphi_1$ :

$$\gamma'' = \arccos \left( \frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 - l_0^2 - l_{1(2)}^2 + 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos(\beta_{Left} - \varphi_1)}{2 \cdot l_{3(2)} \cdot \sqrt{l_0^2 + l_{1(2)}^2 - 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos(\beta_{Left} - \varphi_1)}} \right) - \arctg \left( \frac{l_{1(2)} \cdot \sin(\beta_{Left} - \varphi_1)}{-l_{1(2)} \cdot \cos(\beta_{Left} - \varphi_1) + l_0} \right) - \alpha. \quad (24)$$

Угол  $\beta_{Left}$  для левой части механизма не равен углу  $\beta$  для правой части механизма, поэтому необходимо для каждой из частей механизма выразить зависимость углов  $\gamma$  и  $\gamma''$  только от одной общей переменной — от общего угла поворота входного

звена  $\varphi_1$ , выразив  $\beta_{Left}$  и  $\beta$  через общие для обеих частей механизма углы  $\alpha$  и  $\varphi_{10}$ :

$$\gamma'' = \arccos \left( \frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 - l_0^2 - l_{1(2)}^2 + 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos((\varphi_1 - \varphi_{10}) - \alpha)}{2 \cdot l_{3(2)} \cdot \sqrt{l_0^2 + l_{1(2)}^2 - 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos((\varphi_1 - \varphi_{10}) - \alpha)}} \right) + \arctg \left( \frac{l_{1(2)} \cdot \sin((\varphi_1 - \varphi_{10}) - \alpha)}{-l_{1(2)} \cdot \cos((\varphi_1 - \varphi_{10}) - \alpha) + l_0} \right) - \alpha. \quad (25)$$

Анализируя рисунок 3, отметим, что угол  $\mu$  наклона шатуна относительно оси ординат системы координат  $xOy$  при его перемещении в направлении упоров равен:

$$\mu'' = \gamma'' - \gamma''(\varphi_1), \quad (26)$$

где  $\gamma''_0 = f(\varphi_1 = 0)$  — угол, определяющий начальное положение правого выходного звена относительно оси абсцисс системы координат  $xOy$ , при  $\varphi_1 = 0^\circ$ .

Высоту орбиты, на которую поднимется крайняя точка выходного звена при его повороте, можно определить по теореме косинусов для треугольника  $OO_{1Left}E_{1(2)Left}$ :

$$R_{Left}^2 = OO_{1Left}^2 + O_{1Left}E_{1(2)Left}^2 - 2 \cdot OO_{1Left} \cdot O_{1Left}E_{1(2)Left} \cdot \cos(\pi - (|\alpha| + \gamma_{lim} - \tau)), \quad (27)$$

где

$$\tau = \arctg \left( \frac{K_{1(2)Left}E_{1(2)Left}}{O_{1Left}K_{1(2)Left}} \right) = \arctg \left( \frac{K_{1Left}E_{1Left}}{O_{1Left}K_{1Left}} \right). \quad (28)$$

Зависимость длины траектории  $S_{E_{12Left}}$  крайней точки  $E_{1(2)Left}$  левого выходного звена от угла поворота входного звена  $\varphi_1$ :

$$S_{E_{12Left}} = O_{1Left}E_{1(2)Left} \cdot \mu''. \quad (29)$$

Сведем формулы, описывающие перемещение звеньев обеих частей механизма, в таблицу, исправив формулу (1), так как знак « $\leftarrow$ » перед углом  $\alpha$  был утерян, ведь правильно  $\gamma = \varphi'_3 - \alpha$ , при этом заменим угол  $\beta$  на выражение (3):

$$\gamma = \arccos \left( \frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 - l_0^2 - l_{1(2)}^2 + 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos((\varphi_1 - \varphi_{10}) + \alpha)}{2 \cdot l_{3(2)} \cdot \sqrt{l_0^2 + l_{1(2)}^2 - 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos((\varphi_1 - \varphi_{10}) + \alpha)}} \right) - \arctg \left( \frac{l_{1(2)} \cdot \sin((\varphi_1 - \varphi_{10}) + \alpha)}{-l_{1(2)} \cdot \cos((\varphi_1 - \varphi_{10}) + \alpha) + l_0} \right) - \alpha. \quad (30)$$

**Определение предельных значений углов поворота звеньев.** Анализируя формулы, отражающие зависимость углов  $\gamma$  и  $\gamma''$  от угла поворота входного звена  $\varphi_1$  (см. таблицу, строки 9 и 10), отметим:

- функции перемещения выходных звеньев для левой и правой частей описываются разными выражениями, а выходные звенья движутся асинхронно;

Таблица — Сравнение зависимостей перемещения звеньев левой и правой частей УКПС ограничителя скорости  
Table — Comparison of the displacement dependences of the links of the left and right parts of the speed limiter's device controlling the overspeed

Параметр		Левая часть механизма (" Left)	Правая часть механизма (')
1	$\beta_{Left}, \beta$	$\varphi_{10} + \alpha$	$\varphi_{10} - \alpha$
		$\beta_{Left} = 2 \cdot \varphi_{10} - \beta = \beta + 2\alpha$	
2	$\varphi''_1, \varphi'_1$	$\beta_{Left} - \varphi_1$	$\varphi_1 - \beta$
		$-((\varphi_1 - \varphi_{10}) - \alpha)$	$((\varphi_1 - \varphi_{10}) + \alpha)$
		$\varphi''_1 = 2\alpha - \varphi'_1$	
3	$\varphi''_{1s}, \varphi'_{1s}$	$360^\circ - \arctg\left(\frac{l_{1(2)} \cdot \sin(\varphi''_1)}{-l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi''_1) + l_0}\right)$	$360^\circ - \arctg\left(\frac{l_{1(2)} \cdot \sin(\varphi'_1)}{-l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi'_1) + l_0}\right)$
4	$S_{(2)Left}, S_{(2)}$	$-l_{1(2)} \cdot \frac{\sin(\varphi''_1)}{\sin(\varphi''_{1s})}$	$-l_{1(2)} \cdot \frac{\sin(\varphi'_1)}{\sin(\varphi'_{1s})}$
5	$\varphi''_{2s}, \varphi'_{2s}$	$\arccos\left(\frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 + S_{(2)Left}^2}{2 \cdot l_{2(2)} \cdot S_{(2)Left}}\right)$	$\arccos\left(\frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 + S_{(2)}^2}{2 \cdot l_{2(2)} \cdot S_{(2)}}\right)$
6	$\varphi''_{3s}, \varphi'_{3s}$	$\arccos\left(\frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 - S_{(2)Left}^2}{2 \cdot l_{3(2)} \cdot S_{(2)Left}}\right)$	$\arccos\left(\frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 - S_{(2)}^2}{2 \cdot l_{3(2)} \cdot S_{(2)}}\right)$
7	$\varphi''_{3s}, \varphi'_{3s}$	$\varphi''_{3s} + \varphi'_{1s} - 360^\circ$	$\varphi'_{3s} + \varphi'_{1s} - 360^\circ$
8	$\gamma'', \gamma$	$\varphi''_{3s} - \alpha$	$\varphi'_{3s} - \alpha$
9	$\gamma''$	$\arccos\left(\frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 - l_0^2 - l_{1(2)}^2 + 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos((\varphi_1 - \varphi_{10}) - \alpha)}{2 \cdot l_{3(2)} \cdot \sqrt{l_0^2 + l_{1(2)}^2 - 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos((\varphi_1 - \varphi_{10}) - \alpha)}}\right) + \arctg\left(\frac{l_{1(2)} \cdot \sin((\varphi_1 - \varphi_{10}) - \alpha)}{-l_{1(2)} \cdot \cos((\varphi_1 - \varphi_{10}) - \alpha) + l_0}\right) - \alpha$	
10	$\gamma$	$\arccos\left(\frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 - l_0^2 - l_{1(2)}^2 + 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos((\varphi_1 - \varphi_{10}) + \alpha)}{2 \cdot l_{3(2)} \cdot \sqrt{l_0^2 + l_{1(2)}^2 - 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos((\varphi_1 - \varphi_{10}) + \alpha)}}\right) - \arctg\left(\frac{l_{1(2)} \cdot \sin((\varphi_1 - \varphi_{10}) + \alpha)}{-l_{1(2)} \cdot \cos((\varphi_1 - \varphi_{10}) + \alpha) + l_0}\right) - \alpha$	

- предположение о том, что аргументы в арккосинусе и арктангенсе для левой и правой частей механизма отличаются, верно (формулы (25) и (30)).

Определим фактическую несинхронность выходных звеньев исследуемого шарнирного механизма ограничителя скорости в момент выхода крайней точки опережающего выходного звена на радиус расположения упоров.

Исследуемый механизм ограничителя скорости обладает конкретными параметрами:  $A_1A_2 = 70$  мм,  $OA_{1Left} = OA_2 = 35$  мм,  $A_1B_1 = A_2B_2 = 40$  мм,  $O_1B_1 = O_2B_2 = 30$  мм,  $x_{O1} = 60$  мм,  $y_{O1} = -30$  мм,  $x_{O2} = -60$  мм,  $y_{O2} = -30$  мм,  $B_1K_1 = B_2K_2 = 35$  мм,  $O_1K_1 = 65$  мм,  $K_1E_1 = K_2E_2 = 31$  мм. Радиус внутренней поверхности упора, расположенного на корпусе ограничителя скорости,  $R = 102$  мм.

Для нахождения предельного значения угла  $\gamma_{lim}$ , на который должно повернуться правое выходное звено, чтобы появилась возможность контакта его крайней точки  $E_{1(2)}$  с упором, был рассмотрен треугольник  $OO_1E_{1(2)}$  (см. рисунок 2), у которого вершина  $E_{1(2)}$  расположена на радиусе  $R = 102$  мм:

$$\gamma_{lim} = \pi - \alpha + \tau - \arccos\left(\frac{R^2 - OO_1^2 - O_1E_{1(2)}^2}{2 \cdot OO_1 \cdot O_1E_{1(2)}}\right). \quad (31)$$

Максимальное значение угла  $\mu$  наклона шатуна при его перемещении из вертикального положения в направлении упоров вплоть до заклинивания определялось в работе [10] по формуле:

$$\begin{aligned} \mu_{lim} &= \frac{\pi}{2} - \gamma_{lim} = \\ &= \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{R^2 - OO_1^2 - O_1E_1^2}{2 \cdot OO_1 \cdot O_1E_1}\right) + |\alpha| - \tau. \end{aligned} \quad (32)$$

Для исследуемого механизма расчетное значение угла поворота правого выходного звена  $\gamma_{lim} = 1,478$  рад =  $84,671^\circ$ , а угол  $\mu_{lim} = 0,093$  рад =  $5,329^\circ$ , что соответствует результату, полученному ранее в работе [10]. Решая уравнение (30), определяем соответствующий угол поворота входного звена (кривошипа)  $\varphi_{lim} = 0,06937$  рад =  $3,975^\circ$ . Отметим, что округление значения угла в радианах до значения 0,069 приводит к искажению результата в градусах:  $0,069$  рад =  $3,953^\circ$ . Крайняя точка  $E_{1(2)}$  правого выходного звена поднимется на радиус  $R = 102$  мм, а длина ее траектории составит  $S_{E_{12Right}} = O_1E_1 \cdot \mu_{lim} = 6,698$  мм.

По формулам (25) и (26), учитывая, что  $\gamma''_0 = \pi/2$ , определим, на какие углы  $\gamma''_{lim}$  и  $\mu''_{lim}$  повернется ле-

вое выходное звено при повороте входного звена на рассчитанный угол  $\varphi_{lim} = 3,975^\circ$ :  $\gamma''_{lim} = 84,952^\circ$ ;  $\mu''_{lim} = 5,048^\circ$ . По формуле (27) определим высоту орбиты крайней точки левого выходного звена:  $R_{Left} = 101,768$  мм. Длину траектории левого выходного звена определяем по формуле (29):  $S_{E_{12}Left} = 6,344$  мм.

Используя функцию Find, определим в Mathcad значение угла поворота входного звена, при котором левое выходное звено также повернется на угол  $\gamma_{lim} = 84,671^\circ$ , а крайняя точка  $E_{1(2)Left}$  левого выходного звена тоже поднимется на радиус  $R_{Left} = 102$  мм. В этом случае входное звено должно довернуться до угла  $\varphi_{lim} = 4,211^\circ$ . Рассчитанные результаты подтверждаются в системе Siemens NX (рисунок 4).

Зависимости от угла поворота входного звена  $\varphi_1$ , углов поворота левого и правого выходных звеньев  $\gamma''$ ,  $\gamma$ ,  $\mu''$  и  $\mu$  показаны на рисунках 5 и 6, а зависимость радиусов  $R_{Right}$  и  $R_{Left}$ , на которые поднимаются соответственно крайние точки правого  $E_{1(2)}$  и левого  $E_{1(2)Left}$  выходных звеньев, показана на рисунке 7.

**Заключение.** Проведен геометрический анализ центробежного ограничителя скорости лифта

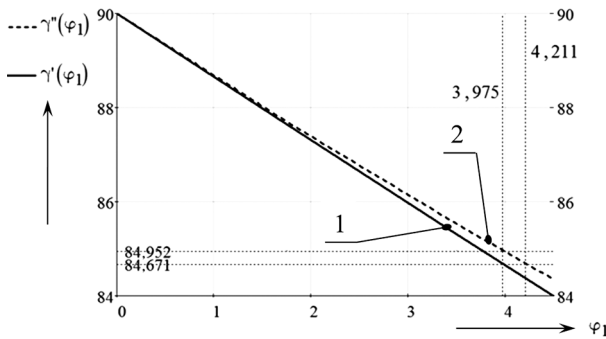


Рисунок 5 — Зависимость угла поворота правого и левого выходного звена  $\gamma$  и  $\gamma''$  от угла поворота входного звена механизма  $\varphi_1$ : 1 — угол поворота правого выходного звена; 2 — угол поворота левого выходного звена

Figure 5 — Dependence of the rotation angle of the right and left output link  $\gamma$  and  $\gamma''$  on the rotation angle of the input link of the mechanism  $\varphi_1$ : 1 — rotation angle of the right output link; 2 — rotation angle of the left output link

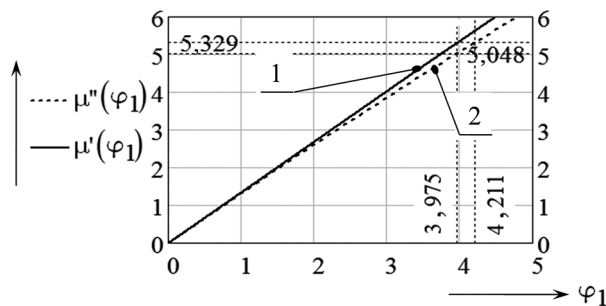


Рисунок 6 — Зависимость угла поворота правого и левого выходного звена  $\mu$  и  $\mu''$  от угла поворота входного звена механизма  $\varphi_1$ : 1 — угол поворота правого выходного звена; 2 — угол поворота левого выходного звена

Figure 6 — Dependence of the rotation angle of the right and left output link  $\mu$  and  $\mu''$  on the rotation angle of the input link of the mechanism  $\varphi_1$ : 1 — rotation angle of the right output link; 2 — rotation angle of the left output link

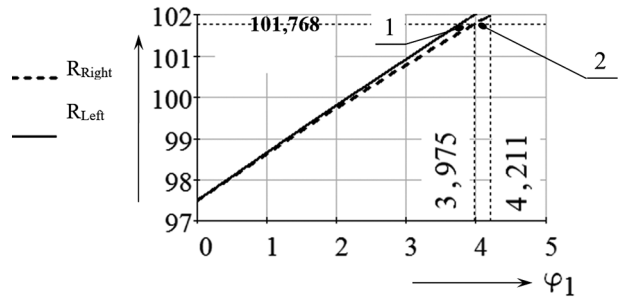


Рисунок 7 — Отличие радиусов  $R_{Right}$  и  $R_{Left}$  крайних точек правого и левого выходных звеньев: 1 — радиус крайней точки правого выходного звена; 2 — радиус крайней точки левого выходного звена

Figure 7 — Difference between the radii  $R_{Right}$  and  $R_{Left}$  of the extreme points of the right and left output links: 1 — radius of the extreme point of the right output link; 2 — radius of the extreme point of the left output link

двухстороннего действия со встречным направлением выходных звеньев (рабочих органов), связанных между собой входным звеном и парой шатунов. Выявлена асинхронность перемещения левого и правого выходных звеньев (см. рисунки 5–7).

Определено, что для разработанной конструкции ограничителя контакт правого рабочего органа с упорами происходит при его повороте на угол  $84,67^\circ$  (дополнительный угол равен  $5,33^\circ$ ), при этом входное звено (кривошип) поворачивается из начального положения на  $3,975^\circ$ . Радиус, на который поднимается крайняя точка правого выходного звена, для контакта с упорами равен  $102$  мм, а длина траектории, которую она при этом проходит, равна  $6,7$  мм.

В то же время левое выходное звено повернется на угол  $84,95^\circ$ , его крайняя точка выйдет на радиус  $101,77$  мм, а длина ее траектории составит  $6,34$  мм. Расчет был автоматизирован с помощью программного пакета математического анализа Mathcad и подтвержден результатами моделирования в системе Siemens NX.

Для обеих частей механизма установлены зависимости углов поворота выходных звеньев и радиусов, на которые поднимаются их крайние точки от угла поворота входного звена (см. таблицу).

Полученные зависимости позволяют:

- определить характер функции зависимости асинхронности движения выходных звеньев для конкретного сочетания размеров звеньев исследуемого механизма;
- определить области и знак ее монотонности (убывание или возрастание асинхронности);
- оценить и проанализировать влияние на величину асинхронности перемещения выходных звеньев, размеров любого из звеньев механизма или координат расположения шарниров рабочих органов относительно оси шкива; на этапе проекторочного расчета прогнозировать степень асинхронности механизма или задавать ее величину и на основе этого рассчитать варианты сочетаний размеров звеньев центробежного механизма для

конкретного проектируемого ограничителя скорости с заданными радиусом расположения упоров и размером стойки (шкива);  
- используя дифференцирование, перейти к кинематическим зависимостям выходных звеньев механизма от входного звена.

### Список литературы

1. Лифты: учебник для студ. вузов, обучающихся по спец.: «Механизация и автоматизация строительства» и «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» / Г.Г. Архангельский, Д.П. Волков, Э.А. Горбунов [и др.]; под общ. ред. Д.П. Волкова. — М.: Изд-во Ассоц. строит. вузов, 2010. — 576 с.
2. Витчук, П.В. Методика расчета лифтового ограничителя скорости с инерционным роликом / П.В. Витчук, Д.Г. Мокин // Вестник МГСУ. — 2016. — № 7. — С. 134–141.
3. Speed limiting device for elevators: pat. ES 1046934U / М.М. Francisco de Asis. — Publ. date: 01.02.2001.
4. Speed limiting system for lifting devices: pat. US 2007007499A1 / М.М. Francisco de Asis. — Publ. date: 11.01.2007.
5. Разработка центробежного двухстороннего ограничителя скорости лифта и оптимизация его выходных характеристик на основании анализа влияния сил трения в звеньях механизма / А.В. Куцепенко, М.Э. Подымако, К.Н. Князев [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]. — Минск, 2021. — Вып. 10. — С. 107–115.
6. Двухсторонний ограничитель скорости лифта: полез. модель ВУ 12899 / А.В. Куцепенко, М.Э. Подымако, С.А. Дондик, Г.С. Сеницын, К.Н. Князев. — Оpubl. 30.06.2022.
7. Куцепенко, А.В. Разработка конструкции заклинивающих элементов ограничителя скорости лифта двухстороннего действия / А.В. Куцепенко, М.Э. Подымако, Е.С. Лустенкова // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 21–22 апр. 2022 г. / Бел.-Рос. ун-т; редкол.: М.Е. Лустенков (гл. ред.) [и др.]. — Могилев, 2022. — С. 86.
8. Куцепенко, А.В. Современные направления развития конструкций центробежных ограничителей скорости лифтов / А.В. Куцепенко, М.Э. Подымако, Е.С. Лустенкова // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 20–21 апр. 2023 г. / Бел.-Рос. ун-т; редкол.: М.Е. Лустенков (гл. ред.) [и др.]. — Могилев, 2023. — С. 86–87.
9. Куцепенко, А.В. Современные средства обеспечения безопасности во время движения кабины лифта вверх и при ее остановке в этажной площадке / А.В. Куцепенко, А.И. Антоневич, Д.В. Непша // Наука и техника. — 2023. — Т. 22, № 6. — С. 460–469. — DOI: <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2023-22-6-460-469>.
10. Лустенков, М.Е. Геометрический анализ центробежного ограничителя скорости лифта со встречным расположением заклинивающих элементов / М.Е. Лустенков, А.В. Куцепенко // Вестник Белорусско-Российского университета. — 2024. — № 2(83). — С. 47–55. — DOI: <https://doi.org/10.24412/2077-8481-2024-2-47-55>.
11. Гудимова, Л.Н. Проблема слоистости плоских шарнирных рычажных механизмов / Л.Н. Гудимова, Л.Т. Дворников, Н.С. Большаков // Известия Томского политехнического ун-та. — 2009. — Т. 314, № 2. — С. 35–39.
12. Балахнина, А.А. Прикладная механика. Теория механизмов и машин: электрон. учеб. пособие [Электронный ресурс] / А.А. Балахнина. — Тольятти: Изд-во ТГУ, 2015. — 1 электрон. опт. диск.
13. Гуринов, В.В. Механика: учеб. для вузов / В.В. Гуринов, В.М. Замятин, А.М. Попов. — Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2010. — 581 с.
14. Киселев, В.М. О классификациях плоских шарнирных четырехзвенных механизмов, основанных на соотношении длин их звеньев. Часть 1 / В.М. Киселев // Проблемы современной науки и образования. — 2019. — № 6(139). — С. 19–32.
15. Еремьянц, В.Э. Построение и анализ динамических моделей механизмов. Ч. 5. Динамические модели машин с плоскими шарнирно-рычажными механизмами: учеб.-методич. пособие / В.Э. Еремьянц. — Бишкек: Изд-во КРСУ, 2007. — 56 с.
16. ТММ. Синтез и кинематический анализ рычажных механизмов / сост. П.А. Галкин. — Тамбов: Изд-во ГОУ ВПО ТГТУ, 2010. — 32 с.
17. Артоболевский, И.И. Механизмы в современной технике: справ. пособие для инженеров, конструкторов и изобретателей: в 7 т. Т. I. Элементы механизмов. Простейшие рычажные и шарнирно-рычажные механизмы / И.И. Артоболевский. — 2-е изд., перераб. — М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1979. — 496 с.
18. Тимофеев, Г.А. Теория механизмов и механика машин: учеб. для вузов / Г.А. Тимофеев [и др.]; под ред. Г.А. Тимофеева. — 9-е изд., испр. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2022. — 566 с.
19. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин: учеб. для вузов / И.И. Артоболевский. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. — 640 с.

### KUTSEPOLENKO Alexander V.

Head of the Scientific Work Bureau of the Lift Machine Building Industry Laboratory of the Scientific and Technical Centre<sup>1</sup>  
Postgraduate student of the Department “Machine Design Fundamentals”<sup>2</sup>

E-mail: [bn\\_ntc@liftmach.by](mailto:bn_ntc@liftmach.by)

<sup>1</sup>JSC “Mogilevliftmash”, Mogilev, Republic of Belarus

<sup>2</sup>Belarusian-Russian University, Minsk, Republic of Belarus

Received September 26, 2024.

## GEOMETRICAL ANALYSIS OF THE HINGE MECHANISM OF A CENTRIFUGAL LIFT SPEED LIMITER WITH TWO OUTPUT LINKS

*The article draws attention to the emergence of new promising designs of double-acting centrifugal speed limiters with a horizontal position of the axes of their devices controlling the excess speed, for example, the design of the speed limiter Vega, manufactured by Dynatech, with a horizontal position of the axis of its centrifugal device controlling the overspeed and the counter arrangement of its working bodies. The structural scheme of a similar speed limiter developed at JSC “Mogilevliftmash” is presented, which differs by collinear arrangement of the pulley and its centrifugal mechanism. The attention is paid to the absence in*



the free press of the design and calculation methodology of the above-mentioned speed limiters with the counter arrangement of the working bodies. The structural scheme is analyzed and attention is drawn to its asymmetry. The geometrical analysis of the articulated crank-and-rocker mechanism of the speed limiter with two output links (rocker arms) connected by connecting rods with a common input link (crank) is carried out. The dependences of the displacement of the output links on the angle of rotation of the input link are established for both parts of the mechanism, and their difference is confirmed. For the investigated speed limiter with specific dimensions of the mechanism links, the actual asynchrony of the displacement of the output links is determined. Attention is drawn to the necessity to ensure invariance of operation of the double-acting speed limiter regardless of the direction of rotation of its pulley. It is shown that non-synchronous movement of working bodies can lead to partial loss of functionality of the speed limiter and, accordingly, transformation of the double-sided limiter into a single-acting one. The problem of expediency of selection of possible variants of optimum combination of sizes of links of the mechanism is formulated for reduction of movement asynchrony of its output links and possibility of using the investigated structural scheme in precision mechanisms, in particular, in the double-acting centrifugal lift speed limiter.

**Keywords:** double-acting centrifugal lift speed limiter; crank-and-rocker mechanism with two output links

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2024-4-69-61-69>

## References

1. Arkhangel'skiy G.G., et al. *Lifty* [Lifts]. Moscow, Assotsiatsiya stroitelnykh vuzov Publ., 2010. 576 p. (in Russ.).
2. Vitshuk P.V., Mokin D.G. Metodika rascheta liftovoogo ogranichitelya skorosti s inertsiionnym rolikom [Method of calculation of the elevator speed limiter with the inertial roller]. *Vestnik MGSU*, 2016, no. 7, pp. 134–141 (in Russ.).
3. Francisco de Asis M.M. *Speed limiting device for elevators*. Patent ES, no. ES1046934U, 2001.
4. Francisco de Asis M.M. *Speed limiting system for lifting devices*. Patent US, no. US2007007499A1, 2007.
5. Kutsepolenko A.V., Podymako M.E., Kniazeu K.N., Sinit'syn H.S., Dalimaev V.A. Razrabotka tsentrobezhnogo dvukhstoronnego ogranichitelya skorosti lifta i optimizatsiya ego vykhodnykh kharakteristik na osnovanii analiza vliyaniya sil treniya v zvenyakh mekhanizma [Development of centrifugal bidirectional overspeed governors of elevator and optimization of its output characteristics based on the analysis of the influence of friction forces in the mechanism links]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya*, 2021, iss. 10, pp. 107–115 (in Russ.).
6. Kutsepolenko A.V., Podymako M.E., Dondik S.A., Sinit'syn G.S., Knyazev K.N. *Dvukhstoronniy ogranichitel skorosti lifta* [Double-acting lift speed limiter]. Utility model patent BY, no. 12 899, 2022 (in Russ.).
7. Kutsepolenko A.V., Podymako M.E., Lustenkova E.S. Razrabotka konstrukt'sii zaklinivayushchikh elementov ogranichitelya skorosti lifta dvukhstoronnego deystviya [Development of design of jamming elements of double-acting lift speed limiter]. *Materialy Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii "Materialy, oborudovanie i resursosberegayushchie tekhnologii"* [Proc. International scientific and technical conference "Materials, equipment and resource-saving technologies"]. Mogilev, 2022, p. 86 (in Russ.).
8. Kutsepolenko A.V., Podymako M.E., Lustenkova E.S. Sovremennye napravleniya razvitiya konstrukt'siy tsentrobezhnykh ogranichiteley skorosti liftoy [Modern directions of development of designs of centrifugal lift speed limiters]. *Materialy Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii "Materialy, oborudovanie i resursosberegayushchie tekhnologii"* [Proc. International scientific and technical conference "Materials, equipment and resource-saving technologies"]. Mogilev, 2023, pp. 86–87 (in Russ.).
9. Kutsepolenko A.V., Antonevich A.I., Nepsha D.V. Sovremennye sredstva obespecheniya bezopasnosti vo vremya dvizheniya kabiny lifta vverkh i pri ee ostanovke v etazhnoy ploshchadke [Modern means of ensuring safety during the upward movement of the elevator car and when it stops in the floor area]. *Science & technique*, 2023, vol. 22, no. 6, pp. 460–469. DOI: <https://doi.org/10.21122/2227-1031-2023-22-6-460-469> (in Russ.).
10. Lustenkov M. E., Kutsepolenko A.V. Geometricheskii analiz tsentrobezhnogo ogranichitelya skorosti lifta so vstrechnym raspolozheniem zaklinivayushchikh elementov [Geometrical analysis of a centrifugal overspeed governor with counter arrangement]. *Vestnik Belorussko-Rossiyskogo universiteta*, 2024, no. 2(83), pp. 47–55. DOI: <https://doi.org/10.24412/2077-8481-2024-2-47-55> (in Russ.).
11. Gudimova L.N., Dvornikov L.T., Bolshakov N.S. Problema sloynosti ploskikh sharnirnykh rychazhnykh mekhanizmov [Layerability problem of planar articulated lever arm mechanisms]. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 2009, vol. 314, no. 2, pp. 35–39 (in Russ.).
12. Balakhnina A.A. *Prikladnaya mekhanika. Teoriya mekhanizmov i mashin* [Applied mechanics. Theory of mechanisms and machines]. Tolyatti, Tolyatinskiy gosudarstvennyy universitet Publ., 2015. (in Russ.).
13. Gurin V.V., Zamyatin V.M., Popov A.M. *Mekhanika* [Mechanics]. Tomsk, Tomskiy politekhnicheskii universitet Publ., 2010. 581 p. (in Russ.).
14. Kiselev V.M. O klassifikatsiyakh ploskikh sharnirnykh chetyrekhvennykh mekhanizmov, osnovannykh na sootnoshenii dlin ikh zvenev. Chast 1 [On classifications plane four-bar linkage hinged, based on the ratio of the lengths of their links. Part 1]. *Problems of modern science and education*, 2019, no. 6(139), pp. 19–32 (in Russ.).
15. Eremyants V.E. *Postroenie i analiz dinamicheskikh modeley mekhanizmov. Ch. 5. Dinamicheskie modeli mashin s ploskimi sharnirno-rychazhnymi mekhanizmami* [Construction and analysis of dynamic models of mechanisms. Part 5. Dynamic models of machines with flat hinge-lever mechanisms]. Bishkek, Kyrgyzsko-Rossiyskiy slavyanskiy universitet Publ., 2007. 56 p. (in Russ.).
16. Galkin P.A. *TMM. Sintez i kinematicheskii analiz rychazhnykh mekhanizmov* [Theory of mechanisms and machines. Synthesis and kinematic analysis of lever mechanisms]. Tambov, GOU VPO TGTU Publ., 2010. 32 p. (in Russ.).
17. Artobolevskiy I.I. *Mekhanizmy v sovremennoy tekhnike. T. I. Elementy mekhanizmov. Prosteyskiye rychazhnyye i sharnirno-rychazhnyye mekhanizmy* [Mechanisms in modern technology. Vol. I. Elements of mechanisms. The simplest lever and hinge-lever mechanisms]. Moscow, Nauka. Glavnaya redaktsiya fiziko-matematicheskoy literatury Publ., 1979. 496 p. (in Russ.).
18. Timofeev G.A. *Teoriya mekhanizmov i mekhanika mashin* [Theory of mechanisms and mechanics of machines]. Moscow, MGTU im. N.E. Bauman Publ., 2022. 566 p. (in Russ.).
19. Artobolevskiy I.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Nauka. Glavnaya redaktsiya fiziko-matematicheskoy literatury Publ., 1988. 640 p. (in Russ.).