

DOI: 10.24412/2077-8481-2024-2-47-55

УДК 621.83.06

М. Е. ЛУСТЕНКОВ¹, *д-р техн. наук, проф.*

А. В. КУЦЕПОЛЕНКО^{1,2}

¹Белорусско-Российский университет (Могилев, Беларусь)

²ОАО «Могилевлифтмаш» (Могилев, Беларусь)

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ОГРАНИЧИТЕЛЯ СКОРОСТИ ЛИФТА СО ВСТРЕЧНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ ЗАКЛИНИВАЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Аннотация

Повышение точности срабатывания ограничителя скорости лифта снижает травмоопасность при посадке лифта на ловители. Проведен геометрический анализ центробежного ограничителя скорости лифта двухстороннего действия со встречным расположением заклинивающих элементов. Приведена конструкция ограничителя, разработана его математическая модель. Установлены зависимости углов поворота звеньев, позволяющие выполнить кинематический и силовой анализы, а также провести оптимизацию геометрических параметров механизма по различным критериям.

Ключевые слова:

ограничитель скорости лифта, система безопасности лифта, кривошипно-коромысловый механизм, центробежный регулятор скорости.

Для цитирования:

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.

Введение

Ограничитель скорости является важным элементом системы безопасности лифта и предназначен для приведения в действие механизма включения ловителей при превышении допустимой скорости движения кабины или противовеса [1, с. 6].

Растущая конкуренция в лифто-строительной отрасли приводит к тому, что производители современных лифтов стремятся уменьшить дискомфорт пассажиров и исключить нанесение вреда их здоровью при возникновении аварийных ситуаций. Например, с целью снизить величину ускорения торможения кабины лифта при посадке ее на ловители современные лифты оснащаются ловителями плавного действия [2, 3]. Кроме того, следует обратить внимание на величину скорости перемещения ка-

бины лифта, при которой начинается процесс ее торможения ловителями. Ее значение определяется настройкой ограничителя скорости. При этом скорость срабатывания ограничителя скорости может иметь любое значение в диапазоне скоростей, допустимом ГОСТом, – от минимального до максимального значения. Например, для номинальной скорости перемещения лифта $v = 1$ м/с скорость срабатывания должна находиться в диапазоне от 1,15 до 1,5 м/с [4, с. 55]. Таким образом, значение скорости перемещения кабины лифта, при которой начинается ее торможение, может отличаться вплоть до 35 % от номинальной скорости лифта.

Поэтому повышение точности срабатывания ограничителя скорости даже внутри диапазона скоростей, допустимого ГОСТ 33984.1–2016, становится актуальной задачей. Решение этой зада-

чи позволит настраивать ограничитель скорости на нижний предел допустимого диапазона скоростей срабатывания и начинать процесс торможения кабины лифта при минимальной допустимой скорости. Это, соответственно, снизит нагрузки на пассажиров, а также на лифтовое оборудование (направляющие лифта и др.), возникающие при торможении лифта ловителями.

На ОАО «Могилевлифтмаш» разработана конструкция центробежного ограничителя двухстороннего действия с горизонтальной осью вращения устройства, контролирующего превышение скорости [5–8; 9, с. 465–466]. При критическом увеличении скорости

вращения шкива шарнирно закрепленные на нем заклинивающие элементы (далее – клинья) под действием центробежных сил инерции раскрываются – поворачиваются и удаляются от оси вращения шкива. Когда рабочие поверхности клиньев выходят на орбиту срабатывания, происходит их контакт с упорами корпуса, что приводит к заклиниванию шкива и срабатыванию ловителей. Для синхронизации их перемещения клинья связаны между собой рычажным механизмом, состоящим из коромысла и закрепленных на нем двух шатунов, каждый из которых соединен с одним из клиньев (рис. 1).

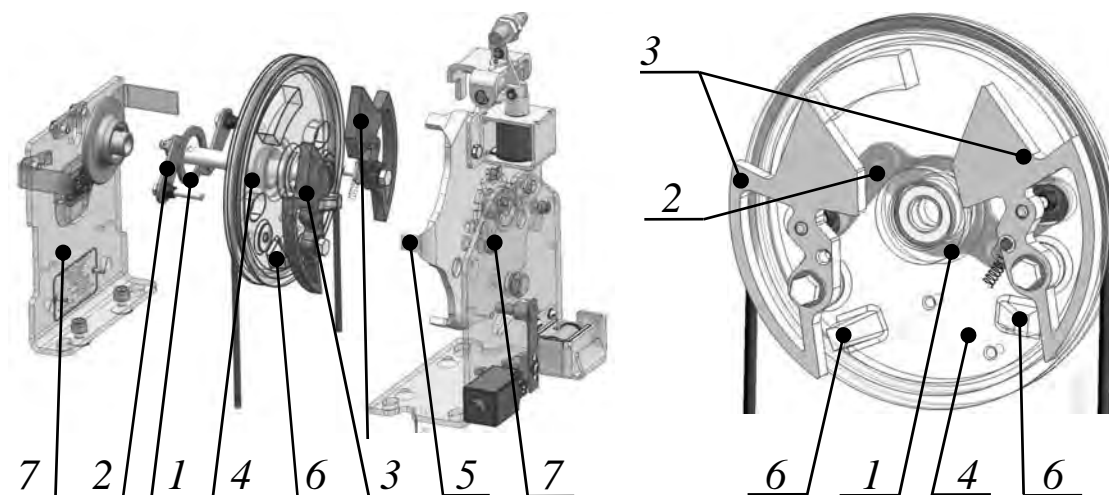


Рис. 1. 3D-модель ограничителя скорости разработки ОАО «Могилевлифтмаш» и его центробежного механизма, контролирующего превышение скорости: 1 – коромысло; 2 – шатуны; 3 – клинья; 4 – шкив; 5 – упор на корпусе ограничителя; 6 – упор на шкиве; 7 – корпус ограничителя скорости

В [10, с. 164–167] представлена методика расчета ограничителя с горизонтальной осью вращения центробежного устройства, контролирующего превышение скорости, однако особенностью ограничителя скорости разработки ОАО «Могилевлифтмаш» является встречное расположение клиньев и многозвенный шарнирный механизм, синхронизирующий их движение. Соотношение массо-геометрических пара-

метров звеньев этого механизма между собой и по отношению к клиньям требует тщательного анализа и изучения с целью оптимизировать работу ограничителя скорости и повысить его точность срабатывания.

Задачей данного исследования являлось установление зависимостей углов поворота звеньев и определение их предельных значений при срабатывании ограничителя скорости.

Геометрический анализ ограничителя скорости

Компьютерная модель ограничителя скорости разработки ОАО «Могилевлифтмаш» показана на рис. 1, а его эскиз – на рис. 2.

При вращении шкива с определенными значениями угловой скорости из-за действия сил инерции клинья раскрываются и входят в контакт с упора-

ми, установленными на корпусе, а также с упорами, расположенными на внутренней поверхности шкива, что приводит к блокировке его вращения.

В задачи исследований входило определение угла поворота коромысла, обеспечивающего срабатывание ограничителя скорости при заданных геометрических параметрах звеньев рычажного механизма.

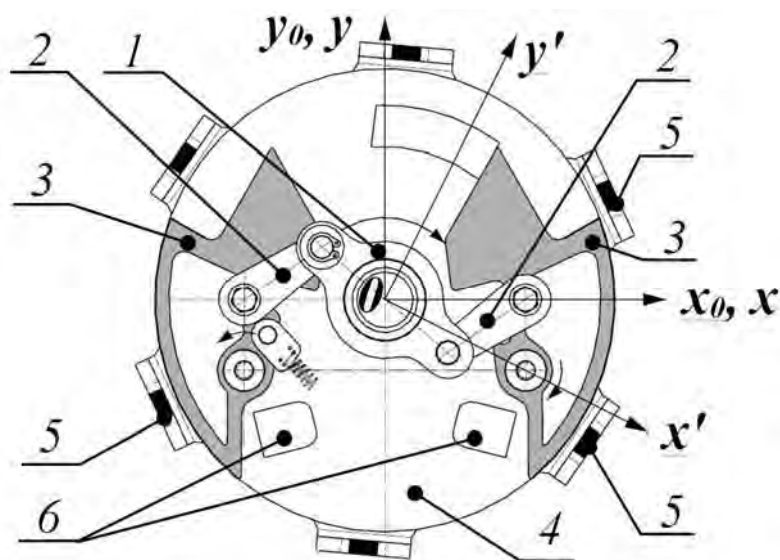


Рис. 2. Эскиз ограничителя скорости разработки ОАО «Могилевлифтмаш» и его центробежного механизма, контролирующего превышение скорости: 1 – коромысло; 2 – шатуны; 3 – клинья; 4 – шкив; 5 – упор на корпусе ограничителя; 6 – упор на шкиве

Рассмотрим кинематическую схему ограничителя (рис. 3). Точками E_1 и E_2 обозначены точки контакта заклинивающих элементов и шкива. Свяжем неподвижную систему отсчета x_0Oy_0 со стойкой, а подвижную систему отсчета xOy – со шкивом. Система имеет две степени свободы. Положение любой точки механизма определяется двумя обобщенными координатами: φ_1 – угол поворота кривошипа относительно оси шкива; φ_2 – угол поворота кривошипа относительно неподвижной оси.

Исследуем зависимость геометрических параметров в подвижной системе отсчета, связанной со шкивом. Заданными являются: радиус внутренней

поверхности упора на корпусе R ; длины звеньев A_1A_2 , $A_1B_1 = A_2B_2$, $O_1B_1 = O_2B_2$; координаты расположения опор O_1 (x_{01} , y_{01}) и O_2 (x_{02} , y_{02}) в подвижной системе отсчета; размеры $B_1K_1 = B_2K_2$, $K_1E_1 = K_2E_2$.

Левая и правая части механизма имеют схожую структурную схему – каждая из частей представляет собой кривошипно-коромысловый механизм с общим кривошипом. Отметим, что если отобразить левую часть механизма симметрично относительно оси Oy_0 , то получим четырехзвенник, зеркальный правой части [11, с. 26]. Поэтому в связи со схожестью кинематических зависимостей рассмотрим половину схемы (рис. 4). В начальном положении

два шатуна расположены вертикально.
 Введем обозначения: $l_1 = 0,5 \cdot A_1A_2$,

$$l_2 = A_1B_1, l_3 = |y_{O1}|.$$

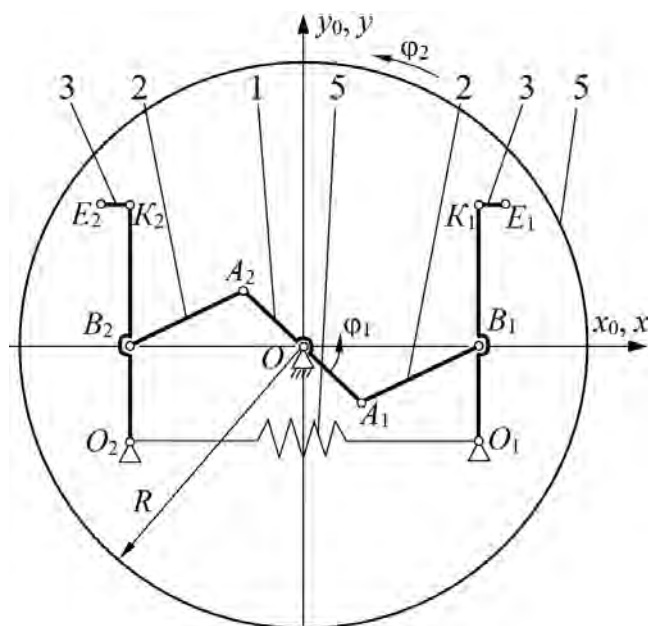


Рис. 3. Кинематическая схема двухстороннего ограничителя скорости конструкции ОАО «Могилевлифтмаш»: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – коромысло; 4 – упругая связь; 5 – шкив

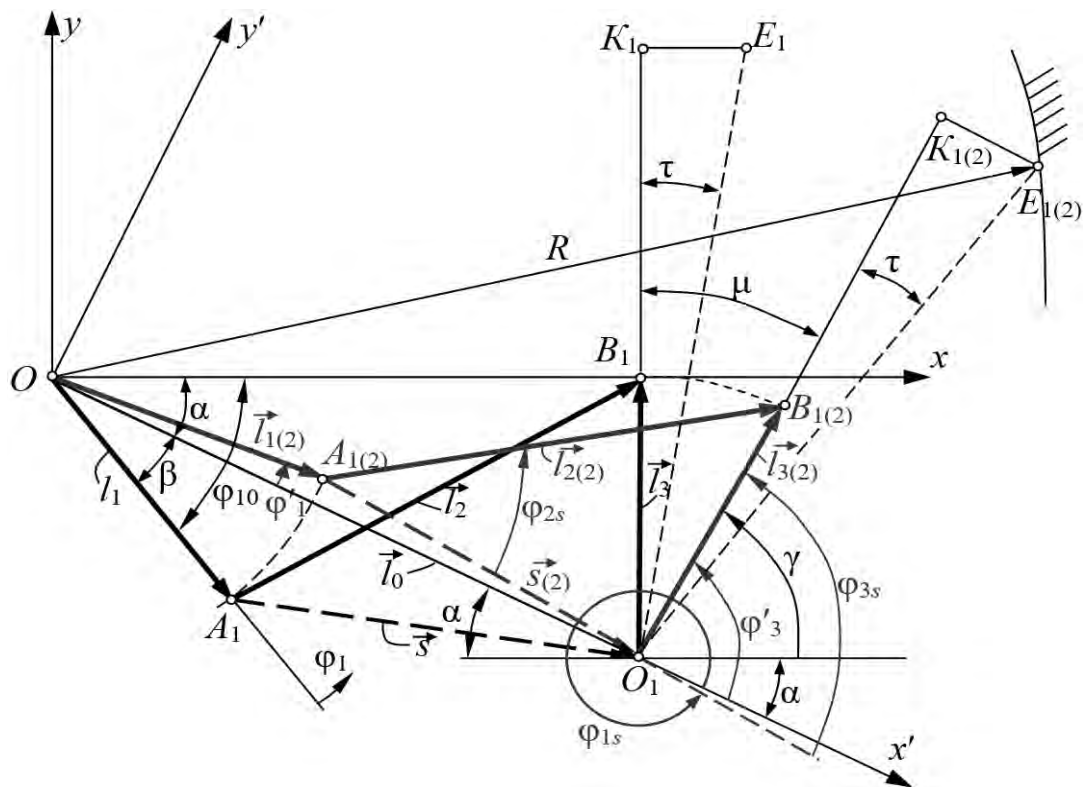


Рис. 4. К исследованию зависимости геометрических параметров ограничителя в подвижной системе отсчета

Расстояние между центрами

$$OO_1 = l_0 = \sqrt{x_{O1}^2 + y_{O1}^2}. \quad (1)$$

Угол, определяющий положение центра O_1 относительно центра O ,

$$\alpha = \operatorname{arctg}\left(\frac{y_{O1}}{x_{O1}}\right). \quad (2)$$

Угол, определяющий начальное положение коромысла,

$$\varphi_{10} = \arccos\left(\frac{l_1^2 + x_{O1}^2 - l_2^2}{2 \cdot l_1 \cdot x_{O1}}\right). \quad (3)$$

Разницу углов обозначим углом β :

$$\beta = \varphi_{10} - \alpha. \quad (4)$$

Рассмотрим новую систему отсчета $x'Oy'$, ось абсцисс которой проходит через отрезок OO_1 . Для определенности положения четырехзвенника $l_0l_1l_2l_3$ рассмотрим его в новом начальном положении, в котором звено 1 совпадает с осью Ox_1 [12]. В обозначениях точек и векторов, в этом случае, добавляем индекс «(2)», а в обозначениях углов – индекс «'». Угол φ'_1 отсчитывается в положительном направлении от нуля, против хода часовой стрелки. Рассмотрим векторный контур $OA_{1(2)}O_1$.

$$\vec{l}_{1(2)} + \vec{s}_{(2)} = \vec{l}_0. \quad (5)$$

Проекция этого уравнения на оси Ox и Oy

$$l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi'_1) + s_{(2)} \cdot \cos(\varphi'_1) = l_0; \quad (6)$$

$$l_{1(2)} \cdot \sin(\varphi'_1) + s_{(2)} \cdot \sin(\varphi'_1) = 0. \quad (7)$$

Из проекций можно получить угол φ'_s :

$$\varphi'_s = \operatorname{arctg}\left(\frac{-l_{1(2)} \cdot \sin(\varphi'_1)}{-l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi'_1) + l_0}\right). \quad (8)$$

Модуль вектора

$$s_{(2)} = -l_{1(2)} \cdot \frac{\sin(\varphi'_1)}{\sin(\varphi'_s)}. \quad (9)$$

С другой стороны, модуль вектора $s_{(2)}$ можно определить через известные длины звеньев и угол φ'_1 :

$$s_{(2)} = \sqrt{l_0^2 + l_{1(2)}^2 - 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi'_1)}. \quad (10)$$

Рассмотрим контур $A_{1(2)}B_{1(2)}O_1$. По теореме косинусов имеем зависимости

$$l_{2(2)}^2 = l_{3(2)}^2 + s_{(2)}^2 + 2 \cdot l_{3(2)} \cdot \cos(\varphi'_{3s}); \quad (11)$$

$$l_{3(2)}^2 = l_{2(2)}^2 + s_{(2)}^2 - 2 \cdot l_{2(2)} \cdot \cos(\varphi'_{2s}), \quad (12)$$

где φ'_{2s} , φ'_{3s} – углы, образуемые векторами $l_{2(2)}$ и $l_{3(2)}$ и вектором $s_{(2)}$ соответственно.

Вышеуказанные углы определяются, согласно выражениям (11) и (12), как

$$\varphi'_{2s} = \arccos\left(\frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 + s_{(2)}^2}{2 \cdot l_{2(2)} \cdot s_{(2)}}\right); \quad (13)$$

$$\varphi'_{3s} = \arccos\left(\frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 - s_{(2)}^2}{2 \cdot l_{3(2)} \cdot s_{(2)}}\right). \quad (14)$$

С учетом построений на рис. 3 имеем зависимости

$$\varphi'_2 = \varphi'_{2s} + \varphi'_s; \quad (15)$$

$$\varphi'_3 = \varphi'_{3s} + \varphi'_s. \quad (16)$$

Искомый угол φ'_3 , как функция угла поворота φ'_1 и геометрических параметров механизма, определится из

формулы (16) с учетом подстановки последней $s_{(2)}$ на выражение (10):
 формул (8) и (14), причем с заменой в

$$\varphi'_3 = \arccos \left(\frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 - l_0^2 - l_{1(2)}^2 + 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi'_1)}{2 \cdot l_{3(2)} \cdot \sqrt{l_0^2 + l_{1(2)}^2} - 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi'_1)} \right) + \operatorname{arctg} \left(\frac{-l_{1(2)} \cdot \sin(\varphi'_1)}{-l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi'_1) + l_0} \right). \quad (17)$$

Рассуждая аналогично, из формулы (15) получим

$$\varphi'_2 = \arccos \left(\frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 + l_0^2 + l_{1(2)}^2 - 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi'_1)}{2 \cdot l_{3(2)} \cdot \sqrt{l_0^2 + l_{1(2)}^2} - 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi'_1)} \right) + \operatorname{arctg} \left(\frac{-l_{1(2)} \cdot \sin(\varphi'_1)}{-l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi'_1) + l_0} \right). \quad (18)$$

Угол поворота шатуна γ (см. рис. 3) определится следующим образом:

$$\gamma = \varphi'_3 - \alpha. \quad (19)$$

Принимая за начальное положение

кулисы положение, связанное с отрезком OA_1 , в выражение (17) вместо угла φ'_1 необходимо подставлять выражение $\varphi_1 - \beta$. Таким образом, зависимость угла γ от угла φ_1 будет представлена в виде

$$\gamma = \arccos \left(\frac{l_{2(2)}^2 - l_{3(2)}^2 - l_0^2 - l_{1(2)}^2 + 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi_1 - \beta)}{2 \cdot l_{3(2)} \cdot \sqrt{l_0^2 + l_{1(2)}^2} - 2 \cdot l_0 \cdot l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi_1 - \beta)} \right) + \operatorname{arctg} \left(\frac{-l_{1(2)} \cdot \sin(\varphi_1 - \beta_1)}{-l_{1(2)} \cdot \cos(\varphi_1 - \beta_1) + l_0} \right) + \alpha. \quad (20)$$

Определение предельных значений углов поворота звеньев

Примем следующие параметры механизма: длины звеньев $A_1A_2 = 70$ мм, $OA_1 = OA_2 = 35$ мм, $A_1B_1 = A_2B_2 = 40$ мм, $O_1B_1 = O_2B_2 = 30$ мм; координаты расположения опор $x_{O1} = 60$ мм, $y_{O1} = -30$ мм, $x_{O2} = -60$ мм, $y_{O2} = -30$ мм; конструктивные размеры шатунов $B_1K_1 = B_2K_2 = 35$ мм, $O_1K_1 = 65$ мм, $K_1E_1 = K_2E_2 = 31$ мм; радиус внутренней поверхнос-

ти упора на корпусе ограничителя скорости $R = 102$ мм.

Изменение угла γ от угла поворота кулисы φ_1 показано на рис. 5.

Предельное значение угла γ_{lim} , при котором произойдет контакт клиньев и упоров, также находится из теоремы косинусов при рассмотрении треугольника $OO_1E_{1(2)}$ (см. рис. 3), предположив, что в данном положении точки E_1 происходит заклинивание.

$$R^2 = OO_1^2 + O_1E_{1(2)}^2 - 2 \cdot OO_1 \cdot O_1E_{1(2)} \cdot \cos(\pi - (|\alpha| + \gamma_{\text{lim}} - \tau)), \quad (21)$$

где угол τ определяется конструкцией клиньев (шатунов): $\tau = \operatorname{arctg}(K_1E_1/O_1K_1)$.

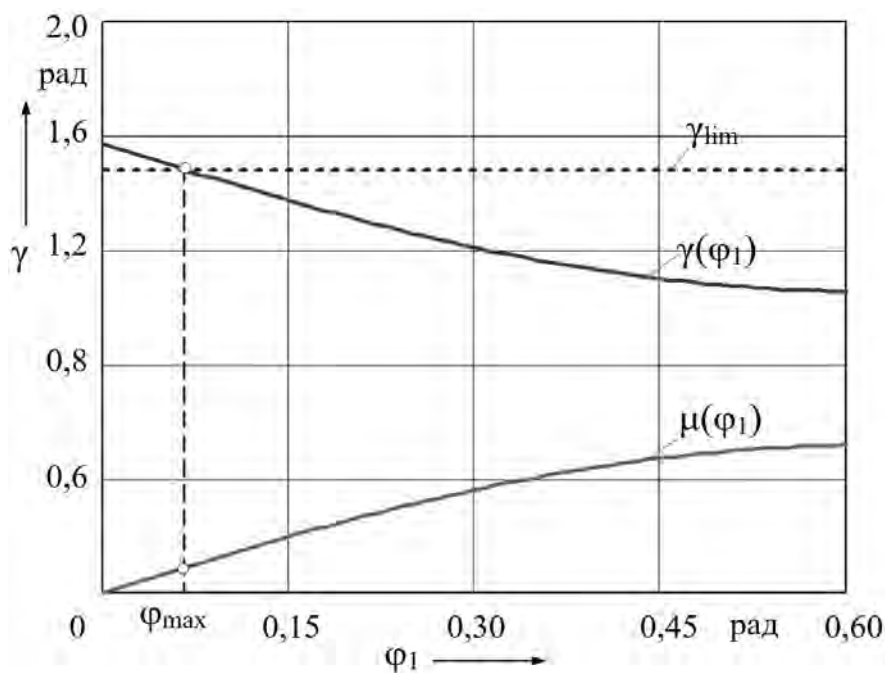


Рис. 5. Зависимость углов γ и μ от угла φ_1

Угол наклона шатуна при его перемещении из вертикального положения в направлении упоров $\mu = \pi/2 - \gamma$. Его максимальное значение при заклинивании упоров

$$\mu_{\max} = \frac{\pi}{2} - \gamma_{\lim} =$$

$$= \frac{\pi}{2} - \arccos\left(\frac{R^2 - OO_1^2 - O_1E_1^2}{2 \cdot OO_1 \cdot O_1E_1}\right) + |\alpha| - \tau. \quad (22)$$

При указанных значениях геометрических параметров угол $\mu_{\max} = 0,093$ рад = $5,329^\circ$. Это значение достигается при угле поворота кривошипа $\varphi_{1\max} = 0,069$ рад = $3,953^\circ$. Длина траектории точки E_1 составила $O_1E_1 \cdot \mu_{\max} = 6,698$ мм.

Компьютерное моделирование в системе Siemens NX показало близкие результаты (рис. 6): $\varphi_{1\max} = 40^\circ - 36,144^\circ = 3,856^\circ$, $\mu_{\max} = 0,22^\circ + 4,957^\circ = 5,177^\circ$, $O_1E_1 \cdot \mu_{\max} = 6,51$ мм.

Незначительное отличие обусловлено тем, что в реальном механизме ко-

ромысло O_1K_1 в начальном положении отстоит от вертикали на угол $0,219^\circ$, соответственно, размеры звеньев B_1K_1 , B_2K_2 , K_1E_1 и K_2E_2 для удобства расчетов были округлены относительно реальных размеров механизма.

Заключение

На основе разработанной математической модели проведен геометрический анализ центробежного ограничителя скорости лифта двухстороннего действия со встречным направлением клиньев, связанных между собой коромыслом и парой шатунов. Установлены зависимости углов поворота звеньев, позволяющие выполнить кинематический и силовой анализы, а также провести оптимизацию геометрических параметров механизма по различным критериям. Расчет был автоматизирован с помощью программного пакета математического анализа Mathcad. Определено, что для разработанной конструкции ограничителя контакт клиньев с упорами происходит при повороте кривошипа

из начального положения на $3,95^\circ$, угол, на который поворачивается шатун, составляет $5,33^\circ$, длина траектории точки

контакта равна $6,7$ мм. Данные цифры подтверждаются результатами моделирования в системе Siemens NX.

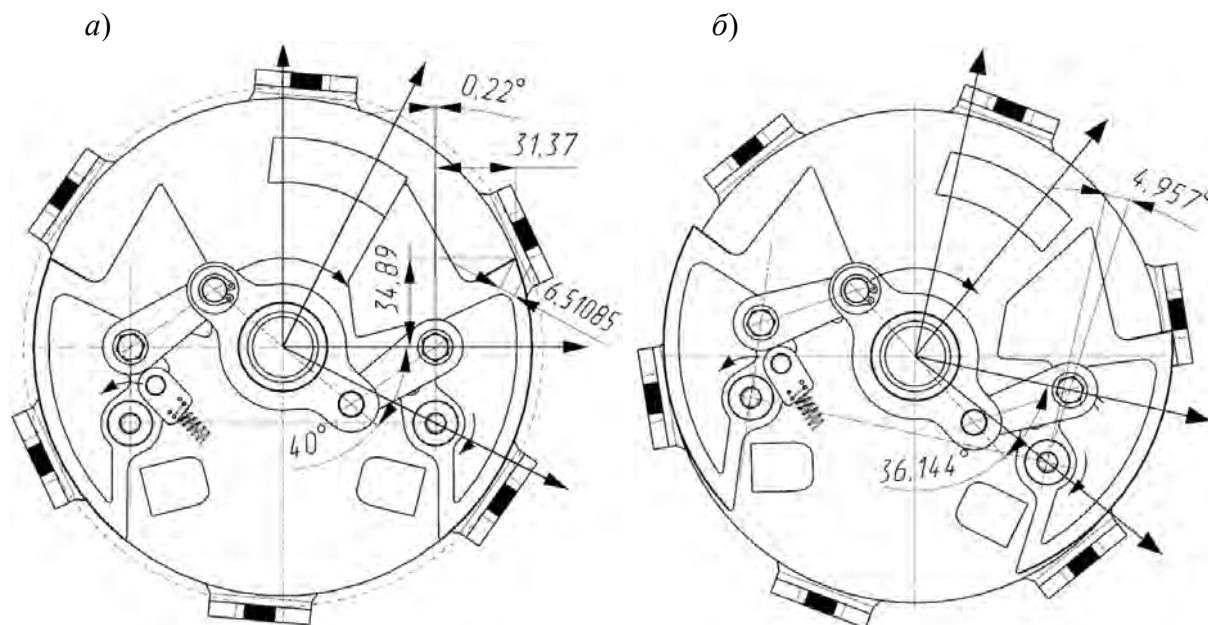


Рис. 6. Определение в системе Siemens NX предельного значения угла поворота клина, при котором возможен его контакт с упором на корпусе ограничителя: *а* – в начальном положении; *б* – в момент заклинивания

Необходимо отметить незначительные значения углов поворота, на которые может оказывать влияние точность изготовления и установки звеньев ограничителя. Возможность оптимизации параметров, даже при установленном ограничении на радиальные габариты механизма ($R = 102 \text{ мм} = \text{const}$), доказывает, что при уменьшении высоты шатунов $O_1K_1 = O_2K_2$ на 10 мм

(с 65 до 55 мм), при прочих неизменных параметрах, длина траектории точек контакта возрастает практически вдвое (с $6,7$ до $11,3 \text{ мм}$). Увеличиваются также и углы поворотов до срабатывания механизма: у кривошипа (с $3,95^\circ$ до $7,79^\circ$) и шатунов (с $5,33^\circ$ до $10,25^\circ$). Соответственно, повысится точность срабатывания.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. **ГОСТ 33605–2015.** Лифты. Термины и определения. – Введ. 10.12.2015. – Москва: Стандартинформ, 2016. – 20 с.
2. **Витчук, П. В.** Зависимость ускорения замедления кабины лифта от параметров клина ловителя / П. В. Витчук, А. А. Шубин, Д. В. Потапов // Изв. Тул. гос. ун-та. Технические науки. – 2013. – № 7-1. – С. 171–177.
3. **Magiera, T.** Analysis and Assessment of Dynamic Response to Passengers During Lift Emergency Braking / T. Magiera, P. Kułaga, K. Wójcik // Advances in Science and Technology Research Journal. – 2017. – № 11 (3). – P. 164–171.
4. **ГОСТ 33984.1–2016.** Лифты. Общие требования безопасности к устройству и установке. Лифты для транспортирования людей или людей и грузов = Lifts. General safety requirements for the construction

and installation. Lifts for the transport of persons and persons and goods. – Взамен ГОСТ Р 53780–2010; введ. 22.11.2016. – Москва: Стандартинформ, 2017. – 156 с.

5. Разработка центробежного двухстороннего ограничителя скорости лифта и оптимизация его выходных характеристик на основании анализа влияния сил трения в звеньях механизма / А. В. Куцеполенко [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения. – 2021. – Т. 10. – С. 107–115.

6. Двухсторонний ограничитель скорости лифта: полез. модель ВУ 12899 / А. В. Куцеполенко, М. Э. Подымако, С. А. Дондик, Г. С. Сеницын, К. Н. Князев. – Опубл. 30.06.2022.

7. **Куцеполенко, А. В.** Разработка конструкции заклинивающих элементов ограничителя скорости лифта двухстороннего действия / А. В. Куцеполенко, М. Э. Подымако, Е. С. Лустенкова // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 21–22 апр. 2022 г. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2022. – С. 86.

8. **Куцеполенко, А. В.** Современные направления развития конструкций центробежных ограничителей скорости лифтов / А. В. Куцеполенко, М. Э. Подымако, Е. С. Лустенкова // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы Междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 20–21 апр. 2023 г. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2023. – С. 86–87.

9. **Куцеполенко, А. В.** Современные средства обеспечения безопасности во время движения кабины лифта вверх и при ее остановке в этажной площадке / А. В. Куцеполенко, А. И. Антонец, Д. В. Непша // Наука и техника. – 2023. – № 6. – С. 460–469.

10. Лифты: учебник для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальностям «Механизация и автоматизация строительства» и «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» / Г. Г. Архангельский [и др.]; под общ. ред. Д. П. Волкова. – Москва: Ассоц. строит. вузов, 2010. – 576 с.

11. **Киселев, В. М.** О классификациях плоских шарнирных четырехзвенных механизмов, основанных на соотношении длин их звеньев: в 2 ч. / В. М. Киселев // Проблемы современной науки и образования. – 2019. – № 6 (139). – Ч. 1. – С. 19–32.

12. **Артоболевский, И. И.** Теория механизмов и машин: учебник для вузов / И. И. Артоболевский. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Наука; Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.

Статья сдана в редакцию 18 марта 2024 года

Контакты:

lustenkov@yandex.by (Лустенков Михаил Евгеньевич);

bn_ntc@liftmach.by (Куцеполенко Александр Владимирович).

M. E. LUSTENKOV, A. V. KUTSEPOLENKO

GEOMETRICAL ANALYSIS OF A CENTRIFUGAL OVERSPEED GOVERNOR WITH COUNTER ARRANGEMENT OF JAMMING ELEMENTS

Abstract

The increase in the operation accuracy of an elevator overspeed governor reduces injury hazards when the elevator lands on the safety catches. The paper presents a geometrical analysis of the centrifugal two-way elevator overspeed governor with counter arrangement of jamming elements. The design of the overspeed governor and its mathematical model are given. Dependencies of angles of rotation of elevator links have been established, which makes it possible to perform kinematic and force analyses, and to optimize the geometrical parameters of the mechanism according to various criteria.

Keywords:

elevator overspeed governor, lift safety system, crank mechanism, centrifugal speed controller.

For citation:

Lustenkov, M. E. Geometrical analysis of a centrifugal overspeed governor with counter arrangement of jamming elements / M. E. Lustenkov, A. V. Kutsepolekno // Belarusian-Russian University Bulletin. – 2024. – № 2 (83). – P. 47–55.