

## ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЛИНЕЙНОЙ ВАНТОВОЙ СЕКЦИИ ПОДВЕСНОГО КАНАТНОГО КОНВЕЙЕРА ТИПА ROPESON®

В.И. Галкин<sup>1</sup>, М.О. Доблер<sup>1</sup>, В.П. Дьяченко<sup>1</sup>

<sup>1</sup> НИТУ «МИСиС», Москва, Россия, e-mail: Vgalkin07@rambler.ru

**Аннотация:** В последние годы в горной промышленности России и за рубежом увеличилось количество конвейерных систем с применением ленточных конвейеров большой длины и производительности, используемых на поверхности карьера для транспортирования полезного ископаемого до склада или обогатительной фабрики. Альтернативным решением применения традиционных ленточных конвейеров может быть установка подвесного канатного конвейера типа Ropeson, обладающего следующими преимуществами: меньшим погонным весом металлоконструкции става; возможностью проектирования трассы конвейера на местности с различными препятствиями; уменьшением примерно в 4 раза потребляемой мощности привода конвейера. Первые два преимущества связаны с конструктивными особенностями вантовой системы подвесного канатного става конвейера, позволяющими в отдельных случаях устанавливать опорные вышки для канатов на расстоянии до 1100 м. Представлено описание конструкции линейной секции подвесного канатного конвейера типа Ropeson, включающей в себя трехпоясную вантовую систему, состоящую из двух верхних несущих канатов и четырех направляющих канатов, по которым движутся ходовые ролики грузовой и порожней ветви конвейера. Решена задача по определению параметров вантовой системы и уточнению условий реализации минимального погонного веса и натяжения ее канатов, а также по распределению нагрузок от веса ленты, груза, лежащего на ней, веса ходовых роликов между поясами вантовой системы, обеспечивающему надежное прилегание канатов к кронштейнам опорных рам для случаев работы загруженного конвейера и порожнего. Получены аналитические выражения для определения необходимых значений коэффициентов надежности прилегания направляющих канатов к кронштейнам опорных рам, при различных загрузках конвейерной ленты, а также выражения для определения погонных весов всех канатов и натяжений в них.

**Ключевые слова:** подвесной конвейер, опорные рамы, опорные канаты, несущие канаты, ванты, став, опорные вышки, ходовые ролики, натяжения канатов, погонный вес.

**Для цитирования:** Галкин В. И., Доблер М. О., Дьяченко В. П. Обоснование конструктивных параметров линейной вантовой секции подвесного канатного конвейера типа Ropeson® // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2023. – № 11. – С. 115–127. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2023\_11\_0\_115.

---

## Justification of design factors for linear cable-stayed section of overhead wire rope conveyor of RopeCon® type

V.I. Galkin<sup>1</sup>, M.O. Dobler<sup>1</sup>, V.P. Dyachenko<sup>1</sup>

<sup>1</sup> National University of Science and Technology «MISIS», Moscow, Russia,  
e-mail: Vgalkin07@rambler.ru

---

**Abstract:** The mining industry of late years both in Russia and abroad has increased the number of long and high-duty belt conveyors employed in open pit mines to convey minerals to warehouses or processing plants. An alternative to the customary belt conveyors can be overhead wire rope conveyor RopeCon, which possesses some important advantages: smaller weight per unit length of the conveying line; designability of the conveyor line on a rough terrain; 4 times lower power intake of the conveyor drive. The former two advantages are connected with the design features of the cable-stayed structure of the overhead wire rope conveyor, which sometimes enable setting up cable support towers at a spacing up to 1100 m. The article describes a linear section of the overhead wire rope conveyor RopeCon, which includes a three-strand cable-stayed system composed of two upper load-bearing cables and four guide ropes for travelling rollers of loaded and empty branches of the conveyor. The problem connected with the determination of the cable-stayed system parameters and distribution of loading generated by the belt weight, cargo on the belt and by the weight of the travelling rollers between the strands of the cable-stayed system to ensure firm adherence between the cables and arms of the main frames is solved as a case-study of the loaded and empty conveyor. The analytical expressions are obtained to find the required safety factors for the reliable adherence between the cables and arms of the main frames at different loads of the conveyor belts, and to determine the weights per unit lengths of all cables and their tensions.

**Key words:** overhead wire rope conveyor, main frames, support cables, cable-stayed spans, conveyor line, support towers, travelling rollers, cable tension, weight per unit length.

**For citation:** Galkin V. I., Dobler M. O., Dyachenko V. P. Justification of design factors for linear cable-stayed section of overhead wire rope conveyor of RopeCon® type. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2023;(11):115-127. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2023\_11\_0\_115.

---

### Введение

Роль транспортных систем, используемых при добыче полезных ископаемых и вскрыши, особенно при применении циклично-поточной технологии (ЦПТ), значительна и очень важна. Применение традиционных или специальных типов ленточных конвейеров в качестве подъемных или магистральных (на поверхности карьера) в горнодобывающей отрасли России постоянно расширяется — это Михайловский, Лебединский и Оленегорский ГОКи, АО «Карельский окатыш». Все перечисленные конвейер-

ные системы обладают одинаковыми недостатками — высокой металлоемкостью става и энергоемкостью процесса транспортирования, что отрицательно влияет на стоимость конвейера и на затраты по его эксплуатации.

Решение обозначенных проблем возможно с применением подвесного канатного конвейера типа RopeCon, канатный став которого состоит из шести канатов, опирающихся на опорные вышки, которые, в отдельных случаях, могут быть установлены с интервалом до 1100 м, что уменьшает металлоемкость става на

60% и позволяет преодолевать преграды вдоль трассы конвейера. Кроме того, принцип перемещения насыпного груза, находящегося на ленте конвейера, основан на движении ленты с закрепленными на ней ходовыми роликами по четырем параллельно натянутым канатам, что уменьшает примерно в 4 раза коэффициент сопротивления движению, в сравнении с лентой, движущейся по стационарным роликоопорам в случае традиционного ленточного конвейера. Это приводит к уменьшению потребления электроэнергии конвейером в указанное количество раз и сокращению затрат при эксплуатации его привода [1]. Подробное описание и принцип работы данного типа конвейера приведены в статье [2].

Ввиду инновационных конструктивных решений рассматриваемого конвейера RopeCon и недостаточной информации от его разработчика и производителя, представленной в публикациях [3–7], нами разработана теория расчета подвесной канатной системы става конвейера, представленной как висячая вантовая 3-поясная система [8, 9]. При этом выбор модели провеса канатов между опорными вышками произведен на основании статьи [10]. Сформулированы принципы определения нагрузок [11–14], действующих на канаты линейной секции

вантовой системы конвейера, исходя из обеспечения достаточной надежности прилегания канатов к кронштейнам опорных рам, а также даны рекомендуемые значения коэффициентов передачи нагрузки через опорные рамы на несущие канаты. Разработанная теория позволила определить основные конструктивные параметры вантовой системы рассматриваемого конвейера.

### Методы определения конструктивных параметров вантовой системы подвесного канатного конвейера

На рис. 1 представлена линейная секция подвесного канатного конвейера типа RopeCon, включающая в себя трехпоясную вантовую систему, состоящую из двух верхних несущих канатов 1, двух направляющих канатов 3, по которым движутся ходовые ролики 4 грузовой ветви, и двух направляющих канатов 5, по которым движутся ролики 7 порожней ветви конвейера. Все шесть канатов объединены между собой с помощью опорных рам 2, жестко закрепленных на верхних несущих канатах 1. Направляющие канаты 3 грузовой ветви и порожней ветви 6 связаны с опорными рамами 2 при помощи поддерживающих кронштейнов 5, не имеющих жестких фиксаторов направляющих канатов 3 и 6,

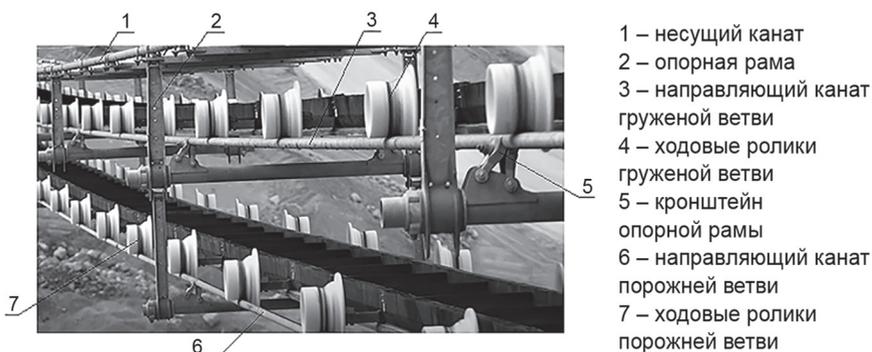


Рис. 1. Линейная секция подвесного вантового ленточного конвейера типа RopeCon:

Fig. 1. Linear section of a suspended cable-stayed belt conveyor of the RopeCon type

соответственно грузовой и порожней ветвей конвейера.

Для расчета основных конструктивных параметров вантовой системы подвесного ленточного конвейера необходимо определить: параметры кривой провеса канатов в пролете между опорными вышками; распределение натяжений между канатами всех поясов; погонный вес несущих и направляющих канатов 1, 3, 6, в зависимости от их типов и диаметров; рациональное расстояние между опорными рамами 2, выполняющими функцию вантов.

В работе [10] нами показано, что с достаточно высокой точностью кривую провеса канатов при малых стрелках провеса можно считать линией постоянной кривизны, то есть отрезком дуги окружности радиуса  $R$ , также представлено соотношение между максимальным провесом (стрелкой провеса)  $f_{max}$ , длиной хорды кривой провеса  $L$  и радиусом  $R$ :

$$f_{max} = L^2 / 8R.$$

Специалисты ЦНИИСК им. В.А. Кучеренко, рассматривая ограничения на стрелу провеса канатов в пролете между опорными конструкциями, считают [8], что для обеспечения необходимой поперечной жесткости вантовой системы величина  $f_{max}$  должна составлять не более  $(1/8 \div 1/12)L$ . С учетом этого получаем  $R \geq (1,0 - 1,5)L$ . Согласно работе [15], угол максимального перегиба каната  $\alpha$  на опорных вышках должен быть не более  $(0,08 \div 0,20)$  радиан, однако при очень больших пролетах его величина допускается до 0,33. Эти требования исходят из долговечности канатов, поэтому следует принимать

$$f_{max} / L \leq \alpha / 4.$$

У всех этих требований есть общее значение, которое и можно рекомендовать:  $R = 1,5L$ .

При этом важным теоретическим вопросом является анализ условий реали-

зации минимального погонного веса и натяжения канатов вантовой системы в целом [16 – 19].

В работе [10] было установлено, что натяжение в канатах вантовой системы в значительной степени зависит от их погонного веса, но в то же время известно, что максимально допустимое натяжение канатов прямо пропорционально их погонному весу (коэффициент пропорциональности называют разрывной длиной каната). Указанные два факта отражены в двух следующих системах уравнений [10]:

$$\left. \begin{aligned} KT_H &= \{q_H + [q_{\Pi} + 1/2(q_n + q_{ок})]k_1 + \\ &+ [q_{ГР} + 1/2(q_r + q_n + q_{ок})]k_2\} \times \\ &\times \cos\beta_0, \\ KT_{ГР} &= [q_{ГР} + 1/2(q_r + q_n + q_{ок})] \times \\ &\times (1 - k_2) \times \cos\beta_0, \\ KT_{\Pi} &= [q_{\Pi} + 1/2(q_n + q_{ок})] \times \\ &\times (1 - k_1) \times \cos\beta_0 \}. \end{aligned} \right\} (1)$$

$$\left. \begin{aligned} T_H &= q_H (\lambda_p \times C_H - h_{max}), \\ T_{ГР} &= q_{ГР} (\lambda_p \times C_{ГР} - h_{max}), \\ T_{\Pi} &= q_{\Pi} (\lambda_p \times C_{\Pi} - h_{max}). \end{aligned} \right\}, (2)$$

где  $K = 1/R$  – кривизна линии провеса канатов,  $1/м$ ;  $T_H$ ,  $T_{ГР}$ , и  $T_{\Pi}$  – натяжения, соответственно несущего каната и направляющих канатов грузовой и порожней ветвей конвейера, Н;  $q_H$ ,  $q_{ГР}$  и  $q_{\Pi}$  – погонные веса, соответственно несущего каната и направляющих канатов грузовой и порожней ветвей, Н/м;  $\lambda_p$  – разрывная длина канатов, м;  $q_r$  – погонный вес груза, Н/м;  $q_n$  – погонный вес ленты, Н/м;  $q_{ок}$  – погонный вес ходовых роликов, Н/м;  $C_H$ ,  $C_{ГР}$  и  $C_{\Pi}$  – коэффициенты использования разрывной прочности канатов;  $h_{max}$  – максимальная высота подъема трассы конвейера, м;  $k_i$  – коэффициенты, отражающие долю нагрузок, передаваемую через опорные рамы на

несущие канаты порожней и грузовой ветвей конвейера,  $\beta_0$  – угол наклона трассы конвейера, град.

Как показано нами в работе [10], вес опорных рам играет незначительную роль в нагрузке на вантовую систему и его можно не учитывать.

В сравнении с работой [10], нами добавлены коэффициенты использования разрывной прочности канатов  $C_H, C_{ГР}$  и  $C_П$ , так как предполагается возможность регулирования связей между параметрами «погонный вес канатов – распределение натяжений канатов» для минимизации их суммарной стоимости. При наличии таких связей необходимость полного использования допустимого разрывного усилия выбранных канатов с определенным погонным весом не является очевидной. Кроме того, соотношение натяжений  $T_i$  и погонного веса канатов  $q_i$  также определяется с учетом коэффициентов надежности прилегания канатов к кронштейнам опорных рам  $K_1$  и  $K_2$ , соответственно на порожней и грузовой ветвях конвейера [10]. Причем имеют место соотношения  $k_1 = 1 - 1/K_1$ ,  $k_2 = 1 - 1/K_2$ .

Все перечисленные пять коэффициентов требуют обоснования. Необходимо отметить, что в работе [10] коэффициенты  $K_1 = K_2 = n_H$  соответствуют нормативному значению коэффициента надежности прилегания канатов к опорным рамкам вантовой системы. Ниже нами показано, что этого равенства не должно быть.

В качестве первого критерия для выбора упомянутых коэффициентов принимаем минимальный суммарный погонный вес всех канатов, так как стоимость 1 т каната одной марки примерно одинакова для всех имеющихся диаметров (большинство фирм продают канаты на вес) [11]. Во-вторых, предполагаем, что все канаты относятся к одной марке (хотя и имеют различные диамет-

ры), т.е. имеют одинаковую разрывную длину  $\lambda_p$ .

Подставим правые части соответствующих уравнений из системы (2) в уравнения системы (1) и получим:

$$\left. \begin{aligned} &Kq_H\lambda_p \times C_H - h_{\max} = q_H \times \cos\beta_0 + \\ &+ Kq_П\lambda_p \times C_П - h_{\max}K_1k_1 + \\ &+ Kq_{ГР}(\lambda_p \times C_{ГР} - h_{\max})K_2k_2 \\ &Kq_{ГР}(\lambda_p \times C_{ГР} - h_{\max})K_2 = \\ &= [q_{ГР} + 1/2(q_{ГР} + q_{ок})] \times \cos\beta_0, \\ &Kq_П(\lambda_p \times C_П - h_{\max})K_1 = \\ &= [q_П + 1/2(q_П + q_{ок})] \times \cos\beta_0. \end{aligned} \right\} (3)$$

Поскольку ранее в системе уравнений (2) были приведены значения минимальных натяжений канатов  $T_i$ , которые при дальнейшем анализе различных режимов эксплуатации вантовой системы будем считать фиксированными, обозначим их как постоянные веса грузов натяжных устройств соответствующих ветвей става конвейера:

$$\left. \begin{aligned} T_H &= q_H(\lambda_p \times C_H - h_{\max}) = \\ &= P_0 = \text{const}, \\ T_{ГР} &= q_{ГР}(\lambda_p \times C_{ГР} - h_{\max}) = \\ &= P_2 = \text{const}, \\ T_П &= q_П(\lambda_p \times C_П - h_{\max}) = \\ &= P_1 = \text{const}. \end{aligned} \right\} (4)$$

где  $P_0$  – вес груза натяжного устройства направляющих канатов, Н;  $P_1$  – вес груза натяжного устройства канатов порожней ветви, Н;  $P_2$  – вес груза натяжного устройства канатов грузовой ветви, Н.

Для удобства вычислений примем обозначения:

$$\left. \begin{aligned} (\lambda_p \times C_H - h_{\max}) &= \lambda_0, \\ (\lambda_p \times C_{ГР} - h_{\max}) &= \lambda_2, \\ (\lambda_p \times C_П - h_{\max}) &= \lambda_1. \end{aligned} \right\} (5)$$

$$[1/2(q_П + q_{ок})] = A, \quad (6)$$

$$[1/2 (q_r + q_n + q_{ок})] = B. \quad (7)$$

С учетом новых обозначений, принятых в уравнениях (5) – (7), запишем уравнения (3) в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} Kq_H \lambda_0 &= q_H \times \cos\beta_0 + Kq_{\Pi} \lambda_1 K_1 k_1 + Kq_{ГР} \lambda_2 K_2 k_2, \\ Kq_{ГР} \lambda_2 K_2 &= [(q_{ГР} + B)] \times \cos\beta_0, \\ Kq_{\Pi} \lambda_1 K_1 &= [(q_{\Pi} + A)] \times \cos\beta_0. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

После приведения подобных членов в уравнениях (8) получим

$$\left. \begin{aligned} q_H (K\lambda_0 - \cos\beta_0) &= Kq_{\Pi} \lambda_1 (K_1 - 1) + Kq_{ГР} \lambda_2 (K_2 - 1), \\ q_{ГР} (K\lambda_2 K_2 - \cos\beta_0) &= B \cos\beta_0, \\ q_{\Pi} (K\lambda_1 K_1 - \cos\beta_0) &= A \cos\beta_0. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Выполняя подстановку второго и третьего уравнений системы (9) в первое уравнение, получаем три независимых уравнения для веса несущих канатов  $q_H$  гружевой и порожней ветвей конвейера:

$$\begin{aligned} q_H &= \frac{1}{(K\lambda_0 - \cos\beta_0)} \cdot \left[ \frac{K\lambda_1}{(K\lambda_1 K_1 - \cos\beta_0)} A \cos\beta_0 (K_1 - 1) \right] + \\ &+ \frac{1}{(K\lambda_0 - \cos\beta_0)} \cdot \left[ \frac{K\lambda_2}{(K\lambda_2 K_2 - \cos\beta_0)} B \cos\beta_0 (K_2 - 1) \right]; \\ q_{ГР} &= \frac{1}{(K\lambda_2 K_2 - \cos\beta_0)} B \cos\beta_0; \\ q_{\Pi} &= \frac{1}{(K\lambda_1 K_1 - \cos\beta_0)} A \cos\beta_0. \end{aligned} \quad (10)$$

С учетом полученных в уравнениях (10) значений  $q_{ГР}$  и  $q_{\Pi}$  перепишем первое уравнение из системы (9) в следующем виде:

$$\begin{aligned} q_H &= \frac{K\lambda_1 (K_1 - 1)}{(K\lambda_0 - \cos\beta_0)} \cdot \left[ \frac{1}{(K\lambda_1 K_1 - \cos\beta_0)} A \cos\beta_0 \right] + \\ &+ \frac{K\lambda_2 (K_2 - 1)}{(K\lambda_0 - \cos\beta_0)} \cdot \left[ \frac{1}{(K\lambda_2 K_2 - \cos\beta_0)} B \cos\beta_0 \right]. \end{aligned}$$

Тогда суммарный погонный вес канатов  $q_{\Sigma}$  можно записать в виде

$$\begin{aligned} q_{\Sigma} = (q_H + q_{\Pi} + q_{ГР}) &= \left[ \frac{K\lambda_1 (K_1 - 1)}{(K\lambda_0 - \cos\beta_0)} + 1 \right] \left[ \frac{1}{(K\lambda_1 K_1 - \cos\beta_0)} A \cos\beta_0 \right] + \\ &+ \left[ \frac{K\lambda_2 (K_2 - 1)}{(K\lambda_0 - \cos\beta_0)} + 1 \right] \left[ \frac{1}{(K\lambda_2 K_2 - \cos\beta_0)} B \cos\beta_0 \right]. \end{aligned}$$

После упрощения предыдущего равенства получаем

$$q_{\Sigma} = \frac{A \cos\beta_0}{(K\lambda_0 - \cos\beta_0)} \left[ \frac{K(\lambda_0 - \lambda_1)}{(K\lambda_1 K_1 - \cos\beta_0)} + 1 \right] + \frac{B \cos\beta_0}{(K\lambda_0 - \cos\beta_0)} \left[ \frac{K(\lambda_0 - \lambda_2)}{(K\lambda_2 K_2 - \cos\beta_0)} + 1 \right]. \quad (11)$$

В уравнении (11) введем следующие обозначения:  $K\lambda_1 = x$ ,  $K\lambda_2 = y$ ,  $K\lambda_0 = z$ , и вычислим частные производные от  $q_\Sigma$  по  $x$ ,  $y$ ,  $z$ :

$$\begin{aligned} \frac{\partial q_\Sigma}{\partial x} &= \frac{A \cos \beta_0}{(z - \cos \beta_0)} \times \frac{-zK_1 + \cos \beta_0}{(xK_1 - \cos \beta_0)^2}; \\ \frac{\partial q_\Sigma}{\partial y} &= \frac{B \cos \beta_0}{(z - \cos \beta_0)} \times \frac{-zK_2 + \cos \beta_0}{(yK_2 - \cos \beta_0)^2}; \\ \frac{\partial q_\Sigma}{\partial z} &= \left[ \frac{1}{(xK_1 - \cos \beta_0)} A \cos \beta_0 \right] \times \\ &\times \frac{-x(K_1 - 1)}{(z - \cos \beta_0)^2} + \left[ \frac{1}{(yK_2 - \cos \beta_0)} B \cos \beta_0 \right] \times \\ &\times \frac{-y(K_2 - 1)}{(z - \cos \beta_0)^2} \end{aligned}$$

Мы получили три производные, которые при всех значениях параметров  $x$ ,  $y$ ,  $z$  отрицательные и не могут быть равны нулю, поэтому необходимые условия экстремума не соблюдаются при допустимых значениях переменных, а наименьшее значение суммарного погонного веса канатов конвейера  $q_{\Sigma \min}$  (Н/м) будет иметь место на границе области допустимых значений:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_0 &= (\lambda_p - h_{\max}), \\ \lambda_2 &= (\lambda_p - h_{\max}), \\ \lambda_1 &= (\lambda_p - h_{\max}). \end{aligned} \right\}$$

При этом минимальное значение суммарного погонного веса канатов не зависит от коэффициентов надежности прилегания канатов к опорным рамам вантовой системы  $K_1$  и  $K_2$ , и будет равно

$$\begin{aligned} q_{\Sigma \min} &= \frac{A \cos \beta_0}{(K\lambda_0 - \cos \beta_0)} + \frac{B \cos \beta_0}{(K\lambda_0 - \cos \beta_0)} = \\ &= \frac{(A+B) \cos \beta_0}{(K\lambda_0 - \cos \beta_0)} \end{aligned} \quad (12)$$

С учетом формулы (12) суммарное натяжение канатов вантовой системы одной стороны конвейера будет равно

$$T_\Sigma = \lambda_0 \frac{(A+B) \cos \beta_0}{(K\lambda_0 - \cos \beta_0)}. \quad (13)$$

Эти значения будем считать зафиксированными при принятой кривизне линии провеса канатов  $K = 1/R$  [13] (которую будем задавать в дальнейшем при полностью загруженной ленте конвейера).

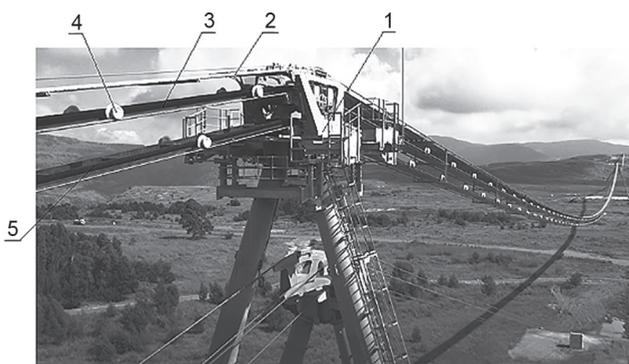
Таким образом, суммарный вес канатов вантовой системы конвейера (а значит и их стоимость) прямо пропорционален суммарному весу движущихся частей обеих его ветвей и транспортируемого груза. При этом он зависит только от угла наклона трассы конвейера  $\beta_0$  и кривизны провеса канатов  $K$  в пролете между опорными вышками.

Следует отметить, что величины коэффициентов  $K$ ,  $K_1$  и  $K_2$  должны быть проверены по условиям надежного прилегания несущих канатов к кронштейнам опорных рам (см. рис. 1). Проверка величин вышеупомянутых коэффициентов должна быть выполнена для двух случаев работы конвейера: при наличии груза на ленте конвейера и его отсутствии. Именно они определяют необходимое распределение полученных ранее значений суммарного веса  $q_\Sigma$  и натяжений между несущими и направляющими канатами вантовой системы.

### Обоснование рационального распределения суммарной нагрузки на вантовую систему и натяжений между несущими и направляющими канатами

При дальнейшем анализе уравнений (10), предполагаем, что  $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_0$  и что радиус кривизны провеса канатов в пролете между опорными вышками  $R$  (рис. 2) в десятки раз меньше их разрывной длины  $\lambda_p$  (оценки этих параметров представлены в работе [10]), а потому  $K\lambda_0 K_i \gg \cos \beta_0$ , при  $i = 1; 2$ .

С учетом этого с большой степенью точности можно считать, что



- 1 – опорная вышка
- 2 – несущие канаты
- 3 – груженная ветвь
- 4 – ходовые ролики
- 5 – порожняя ветвь

Рис. 2. Линейный став и опорная вышка конвейера RopeCon

Fig. 2. Linear stand and support tower of the RopeCon conveyor

$$q_H = \frac{1}{K\lambda_0} \left[ \frac{1}{K_1} A \cos \beta_0 (K_1 - 1) \right] + \frac{1}{K\lambda_0} \left[ \frac{1}{K_2} B \cos \beta_0 (K_2 - 1) \right] \quad (14)$$

$$q_{ГР} = \frac{1}{K\lambda_0 K_2} B \cos \beta_0; \quad q_{П} = \frac{1}{K\lambda_0 K_1} A \cos \beta_0.$$

В соответствии с уравнением (4), веса грузов натяжных устройств канатов груженой и порожней ветвей конвейера должны быть постоянными при всех режимах работы конвейера и располагаться в самой нижней точке его трассы:

$$P_0 = \frac{1}{K} \left[ \frac{1}{K_1} A \cos \beta_0 (K_1 - 1) \right] + \frac{1}{K} \left[ \frac{1}{K_2} B \cos \beta_0 (K_2 - 1) \right]; \quad (15)$$

$$P_1 = \frac{1}{KK_1} A \cos \beta_0; \quad P_2 = \frac{1}{KK_2} B \cos \beta_0.$$

Заметим, что такое приближение возможно лишь при ненулевой нагрузке на вантовую систему става конвейера. При этом меньший из коэффициентов  $K_1$  и  $K_2$  должен быть равен или больше нормативного значения коэффициента надежности прилегания канатов к опорным рамам вантовой системы  $n_H$  [14].

Для случая, когда конвейерная лента груженой ветви порожняя ( $B = A$ ), при

том же весе грузов натяжных устройств, коэффициенты надежности прилегания канатов станут другими, как и кривизна  $K$  – пролета става между опорами. Обозначим все эти величины в режиме отсутствия груза на ленте теми же буквами, как это было написано ранее, но со штрихом:  $K'_1, K'_2, K'$ . Тогда для режима отсутствия груза на ленте конвейера из (15) получаем для двух последних уравнений:

$$P_2 = \frac{1}{K'K'_2} A \cos \beta_0 = \frac{1}{KK_2} B \cos \beta_0 = const \quad (16)$$

$$P_1 = \frac{1}{K'K'_1} A \cos \beta_0 = \frac{1}{KK_1} B \cos \beta_0 = const \quad (17)$$

Поделив левые и правые части этих уравнений друг на друга и сократив одинаковые величины, получаем

$$K'_1 / K'_2 = (K_1 / K_2) (B / A). \quad (18)$$

В качестве третьего уравнения для простоты выражений возьмем уравнение (12) при  $K\lambda_0 \gg \cos \beta_0$ :

$$q_\Sigma = (A + B) / K = 2A / K' = const. \quad (19)$$

Из уравнения (19) видно, насколько уменьшается кривизна линии провеса вантовой системы при отсутствии груза на конвейере в сравнении со случаем загруженного конвейера (уравнение (12)). При этом коэффициент надежности при-

легания канатов к башмакам опорных вышек грузовой ветви  $K_2$  уменьшится, а коэффициент надежности прилегания канатов порожней ветви  $K_1$  увеличится, что следует из выражения (18). Следовательно, при расчете параметров вантовой системы нужно принимать величины коэффициентов надежности прилегания канатов к башмакам опорных вышек  $K_1$  и  $K_2$  различными при разных загрузках конвейера, чтобы наименьший из них всегда был больше нормативного значения  $n_H$ . Это означает, что при загруженной конвейерной ленте  $K_1 = n_H$ , а при незагруженной —  $K_2' = n_H$ .

Выражая из равенства в уравнении (19) кривизну  $K$  и подставляя полученное выражение в уравнение (17), получим

$$K_1' = K_1 (A + B) / 2A ; \quad (20)$$

при этом  $K_2' = K_1 = n_H$ .

Отсюда следует, что при расчетах натяжения  $T_i$  и погонного веса канатов  $q_i$  по приведенным ранее формулам нужно принимать величину  $K_1 = n_H$ , а величину  $K_2$  — определять на основании уравнения (16) как

$$K_2 = n_H 2B / (A + B). \quad (21)$$

Отметим, что полученные выражения зависят только от соотношения  $B/A$

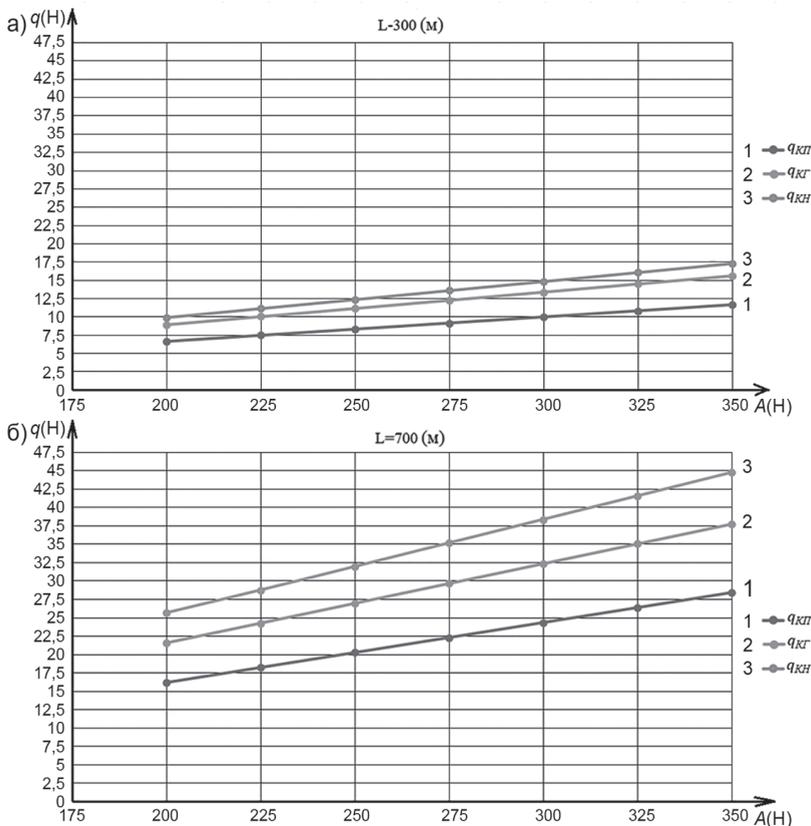


Рис. 3. Зависимости погонного веса отдельных канатов  $q(H)$  от погонного веса порожней ветви конвейера  $A(H)$ , приходящегося на одну сторону конвейера, при различной длине пролетов между опорными вышками  $L$ : 300 м (а); 700 м (б)

Fig. 3. The dependence of the linear weight of individual ropes  $q(H)$  on the linear weight of the empty branch of the conveyor  $A(H)$ , falling on one side of the conveyor, with different lengths of spans between the support towers  $L$ : 300 m (a); 700 m (b)

(см. уравнения (6) и (7)). Например, при нормативном значении коэффициента надежности прилегания канатов  $n_H = 1,4$  [15] и при соотношении погонного веса загруженного и незагруженного конвейера  $B/A = 1,7$  при расчетах натяжения и погонного веса канатов нужно принимать величину  $K_1 = 1,4$ , а величину  $K_2 = 1,4 \times 1,26 = 1,77$ . При этом на незагруженном конвейере  $K_2$  уменьшится до 1,4, а  $K_1$  увеличится до  $1,4 \times 1,35 = 1,89$ . В обоих режимах работы конвейера будет соблюдено условие надежного прилегания всех канатов к кронштейнам опорных рам.

Таким образом, с учетом уравнений (10), (12) и (19), необходимые веса всех канатов можно определять по формулам для случая загруженной верхней ветви конвейера:

$$\begin{aligned} q_{\Sigma} &= \frac{(A+B)\cos\beta_0}{(K\lambda_0 - \cos\beta_0)}, \\ q_H &= q_{\Sigma} - q_{ГР} - q_{П}, \\ q_{ГР} &= \frac{1}{(K\lambda_0 K_2 - \cos\beta_0)} B \cos\beta_0, \\ q_{П} &= \frac{1}{(K\lambda_0 K_1 - \cos\beta_0)} A \cos\beta_0, \end{aligned} \quad (22)$$

где  $K_1 = n_H$ ,  $K_2 = n_H 2B / (A + B)$ .

Натяжения канатов  $T_H$ ,  $T_{ГР}$  и  $T_{П}$  получаются из уравнений (22) умножением соответствующих весов канатов на величину  $\lambda_0$ .

На рис. 3 приведены графики зависимости веса канатов от веса верхней ветви конвейера  $A$  и от длины пролета между опорными вышками  $L$ , которая обычно варьируется от 300 до 700 м, при соотношении  $B/A = 1,7$ , при  $\lambda_0 = 10\,000$  м,  $\cos\beta_0 = 1$  (горизонтальный участок);  $K_1 = 1,4$ ;  $K_2 = 1,76$ . При этом учтено, что, по данным различных источников, погонный вес порожней ветви конвейера составляет 400–700 Н/м. Согласно рекомендациям, изложенным нами выше, радиус кривизны кривой провеса кана-

тов принят  $R = 1/K = 1,5L$ , где  $L$  — длина пролета между опорными вышками.

При этом для расчета использовались уравнения следующего вида:

$$\begin{aligned} q_{ГР} &= \frac{1,7}{\left(\frac{\lambda}{1,5L} K_2 - \cos\beta_0\right)} A \cos\beta_0, \\ q_{П} &= \frac{1}{\left(\frac{\lambda}{1,5L} K_1 - \cos\beta_0\right)} A \cos\beta_0, \\ q_H &= \frac{2,7 A \cos\beta_0}{\left(\frac{\lambda}{1,5L} - \cos\beta_0\right)} - q_{П} - q_{ГР}. \end{aligned}$$

Из приведенных графиков видно, что при рекомендованном значении коэффициента надежности прилегания канатов  $n_H$ , равном 1,4, распределение погонного веса и натяжения между канатами в процентах от суммарного значения не зависит от длины пролетов между опорными вышками  $L$  и составляет  $q_{кп} = 26\%$ ,  $q_{кг} = 35\%$ ,  $q_{кн} = 39\%$  при соотношении  $B/A = 1,7$ . Согласно формулам (20), в диапазоне изменения соотношения  $B/A$  от 1 до 2 доля  $q_{кн}$  в суммарном натяжении канатов изменяется в диапазоне от 56% до 34%.

### Заключение

На основании выполненного анализа конструктивных параметров става вантовой системы ленточного конвейера можно сделать следующие выводы:

- минимальное значение суммарного натяжения всех канатов вантовой системы  $T_{\Sigma}$  не зависит от коэффициентов распределения нагрузок, передаваемых через опорные рамы, и коэффициентов надежности прилегания направляющих канатов к кронштейнам опорных рам  $K_1$  и  $K_2$  вантовой системы на грузовой и порожней ветвях конвейера. При этом оно зависит только от угла наклона трассы конвейера  $\beta_0$ , величины кривизны линии

провеса канатов  $K$  в пролете между опорными вышками и величины  $\lambda_0$ , учитывающей разрывную длину каната и максимальную высоту подъема всей трассы конвейера;

- минимальный суммарный вес канатов вантовой системы конвейера  $q_{\Sigma\min}$  (а значит, и минимальная стоимость) прямо пропорционален суммарному весу подвижных частей обеих его ветвей и транспортируемого груза и зависит, кроме того, только от угла наклона трассы конвейера и принятой стрелы провеса канатов в пролете между опорными вышками;

- при расчете параметров вантовой системы на грузовой и порожней ветвях конвейера полученные величины расчетных коэффициентов надежности прилегания направляющих канатов к крон-

штейнам опорных рам  $K_i$  конвейера рекомендуется принимать различными, чтобы при изменяющихся погонных нагрузках на ленту величина наименьшего из них всегда была не менее установленного нормативного значения;

- получены аналитические выражения для определения коэффициентов надежности прилегания направляющих канатов к кронштейнам опорных рам (обозначения) при различных загрузках конвейерной ленты, а также выражения для погонных весов всех канатов и их натяжений;

- на выбор расстояний между опорными рамами вантовой системы и ходовыми роликами ленты конвейера действующие на них нагрузки не влияют. На них оказывают влияние дополнительные ограничения, которые необходимо определять и обосновывать отдельно.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Галкин В. И. Новый тип ленточных конвейеров RopeCon®, реальность и перспективы. Анализ конструктивных и эксплуатационных параметров специальных ленточных конвейеров с подвеской на канатах // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2019. – № 6. – С. 136–146. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-06-0-136-146.

2. Neradilova N., Stolarik J. RopeCon – progressive transportation system for continuous raw materials transportation / 17th International Multidisciplinary Scientific Geoconference SGEM 2017. Albena, Bulgaria. 2017, pp. 789 – 796. DOI: 10.5593/sgem2017/13/S03.100.

3. Семенкин А. В. Обзор применения крутонаклонных конвейеров в качестве карьерного и магистрального транспорта // Проблемы недропользования. – 2020. – № 2. – С. 25 – 36. DOI: 10.25635/2313-1586.2020.02.025.

4. Diethardt P., Kessler F., Stoschka M. Calculation of the drive power for RopeCon systems // Schüttgut. 2004, vol. 10, no. 4, pp. 288 – 293.

5. Кромер Х. Подвесная система транспортировки сырья для цементного завода в Судане // Цемент и его применение. – 2014. – № 3. – С. 54–56.

6. Fedorko G., Molnár V., Kopas M. Calculation and simulation model of a system RopeCon // TEM Journal. 2018, vol. 7, no. 3, pp. 480 – 487. DOI: 10.18421/TEM73-02.

7. Pillichshammer C., Trieb H., Flebbe H. RopeCon – the new road conveyor belt // Schüttgut. 2003, vol. 9, no. 2, pp. 108 – 111.

8. Еремеев П. Г., Ведяков И. И., Киселев Д. Б. Пособие по проектированию висячих (вантовых) конструкций. – М.: АО «НИЦ «Строительство» – ЦНИИСК им. В.А. Кучеренко, 2020. – С. 148.

9. Jian Q., Liang Q., Jun C., Jiancheng W., Ming J., Chunhua H. Analysis of the working cable system of single-span circulating ropeway // MATEC Web of Conferences. 2017, vol. 136, article 02003. DOI: 10.1051/matecconf/201713602003.

10. Галкин В. И., Доблер М. О. Обоснование параметров вантовой системы ленточного конвейера на подвесных канатах типа RopeCon // Горный журнал. – 2022. – № 9. – С. 72 – 77. DOI: 10.17580/gzh.2022.09.12.

11. Воронцов А. Н., Волоховский В. Ю. Оценка прочности и ресурса канатов вантовых систем / *Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред: Материалы XXVII Международного симпозиума им. А.Г. Горшкова.* — М.: ООО «ТРП», 2021. — С. 66–68.

12. Лагерев А. В., Таричко В. И., Лагерев И. А. Определение оптимальных параметров грузовых подвесных канатных дорог с различной проектной производительностью // *Известия ТулГУ. Технические науки.* — 2019. — № 10. — С. 443–451.

13. Миркин Д. Р. Введение в механику гибкой нити. — М.: Наука, 1980. — 240 с.

14. Аверченко Г. А., Васильев К. А., Рудакова Е. А. Регулирование усилий в балочно-вантовых системах // *Инновационные транспортные системы и технологии.* — 2021. — Т. 7. — № 4. — С. 5–13. DOI: 10.17816/transsyst2021745-13.

15. Дукельский А. И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. — М.–Л.: Машиностроение, 1966. — 484 с.

16. Шумейко В. И., Карамышева А. А. Обеспечение жесткости большепролетных вантовых систем / *Актуальные проблемы науки и техники* — 2019: Материалы национальной научно-практической конференции. — Ростов-на-Дону: ДонГТУ, 2019. — С. 789–791.

17. Цыпкина В. В., Иванова В. П., Исамухамедов Д. Н. Обобщенная математическая модель подвесной канатной дороги, обеспечивающая повышение энергоэффективности // *Universum: технические науки.* — 2021. — № 6-4(87). — С. 90–98. DOI: 10.32743/UniTech.2021.87.6.12004.

18. Земсков А. Н., Оверин А. А., Бехер А. В. Вторая жизнь грузовых подвесных канатных дорог в горнодобывающей промышленности России и средней Азии // *Горный информационно-аналитический бюллетень.* — 2019. — № 3. — С. 175–183. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-03-0-175-183.

19. Кирсанов М. Н. Статический расчет вантовой системы // *Известия МГТУ МАМИ.* — 2013. — № 3(17). — С. 89–93. **МИАБ**

## REFERENCES

1. Galkin V. I. New RopeCon® belt conveyors, actuality and prospects. Design and operating parameters of special ropeway belt conveyors. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2019, no. 6, pp. 136–146. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-06-0-136-146.

2. Neradilova N., Stolarik J. RopeCon — progressive transportation system for continuous raw materials transportation. *17th International Multidisciplinary Scientific Geoconference SGEM 2017.* Albena, Bulgaria. 2017, pp. 789–796. DOI: 10.5593/sgem2017/13/S03.100.

3. Semenkin A. V. Review of the use of steep-slope conveyors as quarry and mainline transport. *Problems of Subsoil Use.* 2020, no. 2, pp. 25–36. [In Russ]. DOI: 10.25635/2313-1586.2020.02.025.

4. Diethardt P., Kessler F., Stoschka M. Calculation of the drive power for RopeCon systems. *Schüttgut.* 2004, vol. 10, no. 4, pp. 288–293.

5. Kromer H. Suspended system of transportation of raw materials for a cement plant in Sudan. *Cement and its Applications.* 2014, no. 3, pp. 54–56. [In Russ].

6. Fedorko G., Molnár V., Kopas M. Calculation and simulation model of a system RopeCon. *TEM Journal.* 2018, vol. 7, no. 3, pp. 480–487. DOI: 10.18421/TEM73-02.

7. Pílllichshammer C., Trieb H., Flebbe H. RopeCon — the new road conveyor belt. *Schüttgut.* 2003, vol. 9, no. 2, pp. 108–111.

8. Ereemeev P. G., Vedyakov I. I., Kiselev D. B. *Posobie po proektirovaniyu visyachikh (vantovykh) konstruksiy* [Manual for the design of hanging (cable-stayed) structures], Moscow, 2020, pp. 148.

9. Jian Q., Liang Q., Jun C., Jiancheng W., Ming J., Chunhua H. Analysis of the working cable system of single-span circulating ropeway. *MATEC Web of Conferences.* 2017, vol. 136, article 02003. DOI: 10.1051/mateconf/201713602003.

10. Galkin V. I., Dobler M. O. Substantiation of the parameters of the cable-stayed conveyor belt system on RopeCon type suspended ropes. *Gornyi Zhurnal.* 2022, no. 9, pp. 72–77. [In Russ]. DOI: 10.17580/gzh.2022.09.12.

11. Vorontsov A. N., Volokhovskiy V. Yu. Assessment of the strength and resource of ropes of cable-stayed systems. *Dinamicheskie i tekhnologicheskie problemy mekhaniki konstruksiy i sploshnykh sred: Materialy XXVII Mezhdunarodnogo simpoziuma im. A.G. Gorshkova* [Dynamic and technological problems of mechanics of structures and continuous media: Materials of XXVII International Symposium named after A.G. Gorshkov], Moscow, 2021, pp. 66 – 68. [In Russ].

12. Lagerev A. V., Tarichko V. I., Lagerev I. A. Determination of optimal parameters of cargo suspended cable cars with different design performance. *News of the Tula state university. Technical sciences*. 2019, no. 10, pp. 443 – 451. [In Russ].

13. Mirkin D. R. *Vvedenie v mekhaniku gibkoy niti* [Introduction to the mechanics of flexible thread], Moscow, Nauka, 1980, 240 p.

14. Averchenko G. A., Vasiliev K. A., Rudakova E. A. Regulation of efforts in beam-cable systems. *Modern Transportation Systems and Technologies*. 2021, vol. 7, no. 4, pp. 5 – 13. [In Russ]. DOI: 10.17816/transsyst2021745-13.

15. Dukel'skiy A. I. *Podvesnye kanatnye dorogi i kabel'nye krany* [Suspended cable cars and cable cranes], Moscow-Leningrad, Mashinostroenie, 1966, 484 p.

16. Shumeyko V. I., Karamysheva A. A. Ensuring the rigidity of large-span cable-stayed systems. *Aktual'nye problemy nauki i tekhniki – 2019: Materialy natsional'noy nauchno-prakticheskoy konferentsii* [Actual problems of science and technology – 2019: Proceedings of the National Scientific and Practical Conference], Rostov-na-Donu, DonGTU, 2019, pp. 789 – 791. [In Russ].

17. Tsyapkina V. V., Ivanova V. P., Isamukhamedov D. N. Generalized mathematical model of a suspended cable car providing energy efficiency improvement. *Universum: technical sciences*. 2021, no. 6-4(87), pp. 90 – 98. [In Russ]. DOI: 10.32743/UniTech.2021.87.6.12004.

18. Zemskov A. N., Overin A. A., Bekher A. V. Second life for aerial ropeways in mining in Russia and in Central Asia. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2019, no. 3, pp. 175 – 183. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-03-0-175-183.

19. Kirsanov M. N. Static calculation of a cable-stayed system. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2013, no. 3(17), pp. 89 – 93. [In Russ].

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Галкин Владимир Иванович<sup>1</sup> — д-р техн. наук,  
профессор, e-mail: Vgalkin07@rambler.ru,

Доблер Максим Олегович<sup>1</sup> — ассистент, e-mail: m.dobler@yandex.ru,

Дьяченко Вячеслав Петрович<sup>1</sup> — канд. техн. наук,  
доцент, e-mail: viach.dyachenko@yandex.ru,

<sup>1</sup> НИТУ «МИСиС».

**Для контактов:** Галкин В.И., e-mail: Vgalkin07@rambler.ru.

## INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

V.I. Galkin<sup>1</sup>, Dr. Sci. (Eng.), Professor,  
e-mail: Vgalkin07@rambler.ru,

M.O. Dobler<sup>1</sup>, Assistant,  
e-mail: m.dobler@yandex.ru,

V.P. Dyachenko<sup>1</sup>, Cand. Sci. (Eng.), Assistant Professor,  
e-mail: viach.dyachenko@yandex.ru,

<sup>1</sup> National University of Science and Technology «MISIS»,  
119049, Moscow, Russia.

**Corresponding author:** V.I. Galkin, e-mail: Vgalkin07@rambler.ru.

Получена редакцией 31.05.2023; получена после рецензии 07.08.2023; принята к печати 10.10.2023.  
Received by the editors 31.05.2023; received after the review 07.08.2023; accepted for printing 10.10.2023.