

## Силовой анализ исполнительного механизма конвейера прерывистого движения

А.А. Приходько

Кубанский государственный технологический университет, ул. Московская, 2, Краснодар, Россия

sannic92@gmail.com

<https://orcid.org/0000-0002-3885-8235>

Статья поступила 30.09.2021, принята 27.10.2021

*Конвейеры являются одним из важных компонентов транспортных систем и используются практически во всех отраслях машиностроения. Расчет и конструирование механической части привода конвейера представляют достаточно известной и широко исследованной задачей, особенно в том частном случае, когда скорость движения конвейерной ленты постоянна. Вместе с тем, на многих технологических линиях требуется остановка ленты конвейера с целью проведения различных операций над продуктом, и эта задача может быть решена с использованием механизмов прерывистого движения. Применяемые в настоящий момент механизмы постоянной структуры с односторонней связью и механизмы переменной структуры отличаются значительными нагрузками на детали из-за ударов, наблюдаемых в начале или конце фазы движения. Использование в качестве исполнительного механизма конвейера планетарной передачи эллиптическими зубчатыми колесами позволяет реализовать прерывистое движение выходного вала, при этом данный вид движения осуществляется без размыкания кинематической цепи. В настоящей работе представлен алгоритм силового анализа предложенной планетарной передачи. Построены расчетные схемы звеньев механизма, в соответствии с принципом Д'Аламбера составлены и решены уравнения кинетостатического равновесия. Определены значения сил реакций в кинематических парах и уравновешивающего момента, а также построены графики функций усилий и момента от угла поворота входного вала. Полученные зависимости позволяют оценить максимальные нагрузки в подшипниках и зубчатых зацеплениях, уточнить расчет и конструирование будущей машины.*

**Ключевые слова:** движение с остановками; эллиптические зубчатые колеса; планетарная передача; силовой анализ; моделирование механического привода.

## Force analysis of intermittent-motion conveyor actuator

A.A. Prikhodko

Kuban State Technological University; 2, Moskovskaya St., Krasnodar, Russia

sannic92@gmail.com

<https://orcid.org/0000-0002-3885-8235>

Received 30.09.2021, accepted 27.10.2021

*Conveyors are one of the important components of transport systems and are used in almost all branches of mechanical engineering. Designing a conveyor drive is currently a fairly well-known and widely studied issue, especially in the case when the conveyor belt moves constantly. At the same time many production lines require stopping the conveyor belt for various operations on the product, and this problem can be solved by intermittent motion mechanisms. Currently existing mechanisms of constant structure with one-way connection (ratchet, anchor mechanisms) and mechanisms of variable structure (Maltese mechanisms, star gears, mutilated gears) are characterized by heavy loads on the parts due to shocks that are observed at the beginning or end of the movement phase. The use of a planetary mechanism with elliptical gear wheels in the conveyor drive system makes it possible to provide the output shaft intermittent motion during the input shaft rotational motion, while the intermittent movement is carried out without rupture of the kinematic chain. Paper presents an algorithm for the force analysis of the proposed planetary gear. The design schemes of the mechanism links have been constructed in accordance with the D'Alembert principle, the equations of kinetostatic equilibrium have been drawn up and solved. The reactions in the kinematic pairs and the balancing moment on the input shaft of the mechanism are determined, and graphs of their functions on the input shaft rotation angle are plotted. The resulting dependencies allow us to estimate the maximum loads in bearings and gearing, to clarify the calculation and design of the future machine.*

**Keywords:** intermittent motion; elliptical gears; planetary gear; force analysis; mechanical drive simulation.

**Введение.** Транспортные конструкции, состоящие из конвейеров и их систем, широко используются в различных сферах промышленности — механической, горнодобывающей, энергетической, нефтеперерабатывающей, пищевой и ряда других [1–3]. Благодаря высокой нагрузочной способности и возможности транс-

портировки продукта на значительные расстояния получили широкое распространение ленточные конвейеры. Как известно, лента является наиболее слабым звеном такого устройства, поэтому большое количество работ посвящено прочностным расчетам ленты [4; 5], а также диагностике ленточных конвейеров с использо-

ванием роботов и компьютерного зрения [6; 7].

С целью рационального проектирования и эксплуатации конвейеров большое внимание исследователей также должно быть уделено другим элементам привода — подшипникам [8], коробкам передач [9], шкивам [10]. Расчет и конструирование механической части привода конвейера представляется достаточно известной и широко исследованной задачей, особенно в том частном случае, когда скорость движения конвейерной ленты постоянна [11]. Вместе с тем, на многих технологических линиях требуется остановка ленты конвейера с целью проведения различных операций над продуктом, и эта задача может быть решена с использованием механизмов прерывистого движения.

Механизмы прерывистого движения реализуют остановки выходного звена требуемой продолжительности, при этом угловая скорость входного звена постоянна [12; 13]. Механическая система «электродвигатель – привод – рабочий орган (например, шкив конвейера)» имеет рациональную конструкцию, так как двигатель работает в наиболее экономичном постоянном режиме, а КПД механической трансмиссии высокий. Наиболее известным типом механической передачи для осуществления движения с остановками выходного звена является мальтийский механизм. Несмотря на значительные исследования и модернизацию конструкции, мальтийский механизм обладает существенным недостатком. Прерывистое движение осуществляется за счет соединения кинематической цепи в начале фазы движения и ее разрыва в конце, в результате чего возникают удары звеньев механизма.

В последние годы исследователи уделяют значительное внимание синтезу и анализу механических передач некруглыми зубчатыми колесами как наиболее эффективному методу реализации нелинейной передаточной функции [14]. Данный вид механических преобразователей также позволяет реализовать прерывистое движение без размыкания кинематической цепи. Некруглые колеса могут иметь различную форму, но наиболее распространены эллиптические [15; 16]. В основном это связано с обширными исследованиями их геометрии и кинематики [17; 18], решением различных задач их изготовления [19].

*Целью настоящей работы* является силовой анализ механизма прерывистого движения на базе планетарной передачи с эллиптическими зубчатыми колесами, работающего в составе привода конвейера. Несмотря на то, что методы кинестатического анализа цилиндрических зубчатых колес хорошо известны и развиты, применение этих методов к некруглым зубчатым колесам является интересной и актуальной научной задачей. Отличительной особенностью рассматриваемых механизмов является то, что моменты сил реакций в зубчатых зацеплениях относительно осей вращения не являются постоянными, так как радиус зацепления (плечо момента) и угол касательной к центроиде некруглого колеса (проекция сил на координатные оси) зависят от положений звеньев механизма. В результате силового анализа определяют функции всех сил в кинематических парах механизма, которые необходимы при расчете подшипников и зубчатых колес на этапе проектирования.

**Описание схемы исполнительного механизма и постановка задачи.** Объектом исследования в настоящей работе является привод конвейера (рис. 1), упрощенная схема которого содержит электродвигатель 1, планетарный механизм прерывистого движения 2 и ведущий шкив конвейера 3. В рассматриваемой схеме вал электродвигателя соединен с входным валом исполнительного механизма, а ось ведущего шкива расположена на выходном валу.

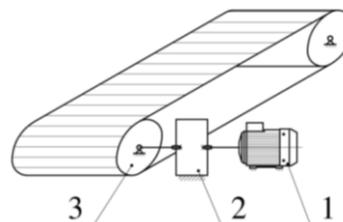


Рис. 1. Схема привода конвейера

Прерывистое движение шкива конвейера осуществляется посредством преобразования равномерного вращательного движения входного вала в движение с остановками выходного вала. Конструкция исполнительного механизма, реализующего такое преобразование (рис. 2), подробно рассмотрена в работе [20].

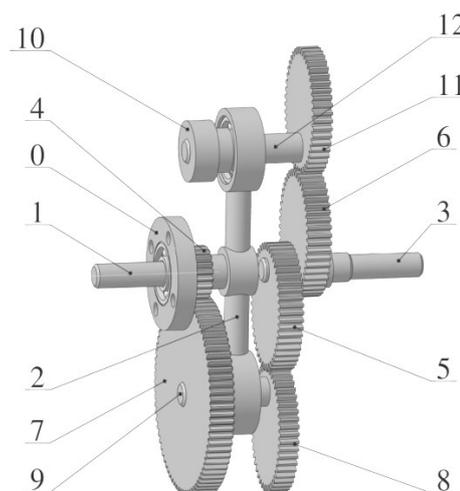


Рис. 2. Планетарный механизм прерывистого движения

Двигатель сообщает входному валу 1 вместе с валом 2 вращательное движение, благодаря чему сателлит, состоящий из цилиндрического зубчатого колеса 7, вала 9 и эллиптического зубчатого колеса 8, обкатывается по зафиксированному на стойке 0 неподвижному зубчатому колесу 4. Эллиптическое колесо 8 приводит в движение эллиптические колеса 5, 6 и выходной вал 3. В момент равенства передаточных отношений пары эллиптических и пары цилиндрических колес выходной вал 3 останавливается. Далее угловая скорость выходного вала увеличивается до максимального значения, затем опять уменьшается до нуля, что приводит к прерывистому движению выходного вала. Второй сателлит включает противовес 10, эллиптическую шестерню 11, вал 12 и выполняет функцию уравнивания механизма. Прерывистое движение сообщает

ся ведущему шкиву, приводящему в движение конвейерную ленту и ведомый шкив. Так как выходной вал преобразователя движения совершает вращение с остановками, то груз на конвейерной ленте будет двигаться поступательно, с остановками.

В качестве примера исследован конвейер со следующими параметрами исполнительного механизма (номера звеньев соответствуют рис. 2):  $m_1 = 0.01$  кг;  $m_2 = 0.2$  кг;  $I_3 = 30.4$  г·см<sup>2</sup>,  $m_3 = 0.01$  кг;  $I_5 = I_6 = 627$  г·см<sup>2</sup>,  $m_5 = m_6 = 0.1$  кг;  $m_7 = 0.39$  кг;  $m_8 = m_{11} = 0.09$  кг;  $m_9 = 0.04$  кг;  $m_{10} = 0.38$  кг;  $m_{12} = 0.05$  кг;  $I_{po} = 1\,500$  г·см<sup>2</sup>,  $m_{po} = 0.58$  кг (рабочий орган);  $R_4 = 10$  мм,  $R_7 = 40$  мм;  $a = 25$  мм (большая полуось делительного эллипса),  $e = 0.6$  (эксцентриситет делителя эллипса). Скорость вращения вала двигателя и, соответственно, входного вала механизма  $\omega_1 = 157$  рад/с ( $n_1 = 1\,500$  об./мин).

Положения, скорости и ускорения звеньев механизма и их центров масс известны из проведенного ранее кинематического анализа механизма [21]. В настоящей работе принято допущение, что силы трения в кинематических парах незначительны и приравнены к нулю.

**Силовой анализ планетарного механизма с эллиптическими зубчатыми колесами.** С целью определения последовательности проведения силового анализа и очередности определения реакций в кинематических парах рассмотрим структурную схему механизма (рис. 3).

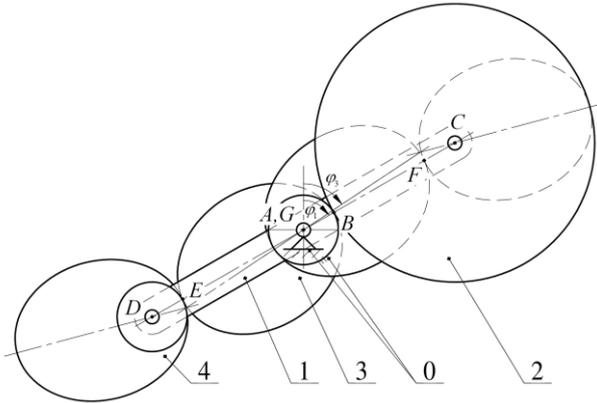


Рис. 3. Структурная схема исследуемого механизма

Проведенный ранее структурный анализ показал, что предлагаемая передача (рис. 3) состоит из стойки 0, трехвершинных звеньев 1, 2, 3, двухвершинного звена 4, одноподвижных кинематических пар A, C, D, G и двухподвижных кинематических пар B, E, F. Анализ рис. 2 и 3 показывает следующее: звено 1 состоит из входного вала 1 и водила 2; звено 2 состоит из цилиндрического колеса 7, эллиптического колеса 8 и вала сателлита 9; звено 3 состоит из выходного вала 3, эллиптических колес 5 и 6; звено 4 состоит из противовеса 10, эллиптического колеса 11 и вала второго сателлита 12.

Так как планетарный механизм является «плоским», примем, что все кинематические пары лежат в одной плоскости. В исследуемой механической системе необходимо составить по три уравнения на каждое из четырех звеньев. Количество неизвестных реакций в кинематических парах 12, таким образом, задача статически определима.

Силовой анализ проведем последовательно для каждого звена. Приложим к звену 4 действующие на него внешние силы и моменты, а также силы и моменты сил инерции (рис. 4).

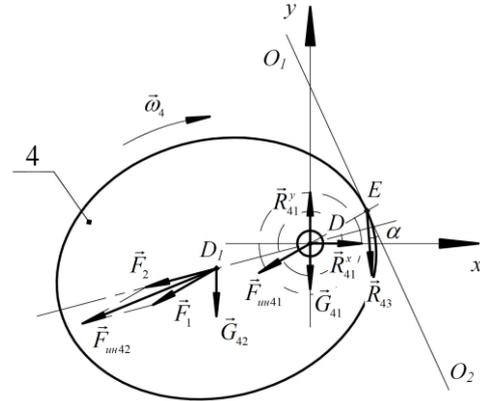


Рис. 4. Схема равновесия звена 4

Звено 4 движется плоскопараллельно, мгновенным центром скоростей является точка на солнечном колесе, противоположная точке B. Так как применение маховика снижает колебания, скорости входного вала, водила и сателлитов незначительны, примем  $\omega_1 = const$ ,  $\omega_2 = const$  и  $\omega_4 = const$ .

На звено 4 действуют следующие силы: реакция  $\vec{R}_{41}$  в кинематической паре D, которая определяется через проекции на координатные оси; реакция  $\vec{R}_{43}$  в кинематической паре E, а также силы тяжести и инерции, приложенные к центрам масс.

Линии  $O_1O_2$ ,  $O_3O_4$  (рис. 4, 6) являются касательными к эллипсам, параллельны и расположены под углом  $\gamma$  к оси  $Ox_2$ , который определяется через уравнение касательной [22]:

$$\gamma = \arctg\left(-\frac{x_0}{y_0} \cdot \frac{b^2}{a^2}\right), \quad (1)$$

где  $x_0 = FG \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_3)$ ;  $y_0 = FG \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_3) - OG$  — координаты точки F в плоскости  $Ox_2y_2$ ; a и b — полуоси эллипса;  $OG = c$  — фокальное расстояние.

Реакция  $\vec{R}_{43}$  направлена под углом  $\alpha$  к касательной  $O_1O_2$  и образует с осью x угол  $\Theta = \gamma - \varphi_3 \pm \alpha$ , при этом знак перед углом  $\alpha$  определяется тем, какая сторона зуба участвует в зацеплении.

С целью нахождения сил тяжести и инерции звено 4 рассмотрим как сумму двух тел: тело 4.1 (противовес 10 и вал 12), в котором силы  $\vec{G}_{41}$  и  $\vec{F}_{ин41}$  приложены к точке D, и тело 4.2 (эллиптическое колесо 11), в котором силы  $\vec{G}_{42}$  и  $\vec{F}_{ин42}$  приложены к точке D1.

Ускорения точек D и D1 определим следующим образом. Так как  $\varepsilon_1 = 0$ , то  $a_D = a_D^n = \omega_1^2 \cdot AD$ . Приняв за полюс точку D, получим  $\vec{a}_{D1} = \vec{a}_D + \vec{a}_{D1D}$ , где

$a_{D_1D} = a_{D_1D}^n = \omega_2^n \cdot D_1D$  — ускорение точки  $D_1$  вокруг полюса  $D$ .

Силы инерции  $\vec{F}_{ин41}$  и  $\vec{F}_{ин42}$  определяются:

$$\begin{aligned} \vec{F}_{ин41} &= m_{41} \cdot \vec{a}_D, \\ \vec{F}_{ин42} &= m_{42} \cdot \vec{a}_{D_1} = m_{42} \cdot \vec{a}_D + m_{42} \cdot \vec{a}_{D_1D}. \end{aligned}$$

Введем обозначения  $\vec{F}_1 = m_{42} \cdot \vec{a}_D$ ,  $\vec{F}_2 = m_{42} \cdot \vec{a}_{D_1D}$  (рис. 4) и запишем уравнения кинестатического равновесия — суммы проекций сил на оси  $x$  и  $y$ , и сумма моментов сил относительно  $D$ :

$$R_{41}^x - (F_{ин41} + F_1) \cdot \sin \varphi_1 - F_2 \sin n\varphi_1 - R_{43} \cdot \cos \Theta = 0; \quad (2)$$

$$\begin{aligned} R_{41}^y - (F_{ин41} + F_1) \cdot \cos \varphi_1 - F_2 \times \\ \times \cos n\varphi_1 - G_4 - R_{43} \cdot \sin \Theta = 0; \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} F_1 \cdot DD_1 \cdot (\cos \varphi_1 \cdot \sin n\varphi_1 - \sin \varphi_1 \cdot \cos n\varphi_1) + G_{42} \cdot DD_1 \times \\ \times \sin n\varphi_1 + R_{43} \cdot DE \cdot (\cos \Theta \cdot \cos \varphi_1 - \sin \Theta \cdot \sin \varphi_1) = 0, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $n = 1 + \frac{R_1}{R_2}$ . Решая уравнение (4), определим реакцию  $\vec{R}_{43}$ , затем из (2), (3) определим реакции  $\vec{R}_{41}^x$  и  $\vec{R}_{41}^y$ . На рис. 5 представлены графики функций  $\vec{R}_{41}^x(\varphi_1)$ ,  $\vec{R}_{41}^y(\varphi_1)$  и  $\vec{R}_{43}(\varphi_1)$ .

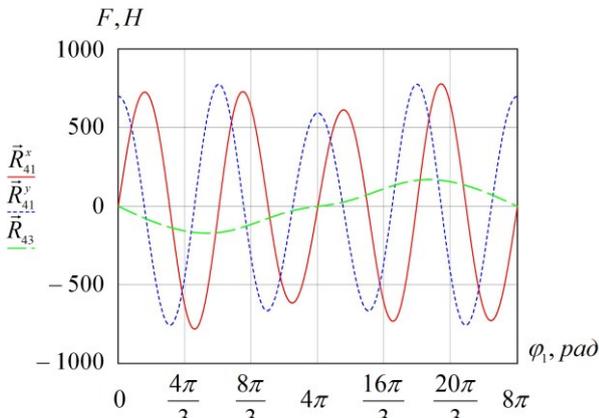


Рис. 5. Графики функций  $\vec{R}_{41}^x(\varphi_1)$ ,  $\vec{R}_{41}^y(\varphi_1)$  и  $\vec{R}_{43}(\varphi_1)$

Рассмотрим равновесие звена 3 (рис. 6). Звено совершает вращательное движение с остановками и подвергается воздействию следующих сил: реакция  $\vec{R}_{30}$  во вращательной кинематической паре  $G$ , которая определяется через проекции на координатные оси; реакции  $\vec{R}_{32}$  и  $\vec{R}_{34}$  в кинематических парах  $F$  и  $E$ , составляющие угол  $\alpha$  с прямыми  $O_3O_4$  и  $O_1O_2$ ; сила тяжести  $\vec{G}_3$ ; приложенные к центрам масс эллиптических колес силы инерции  $\vec{F}_{ин3}^n$  и  $\vec{F}_{ин3}^r$ ; момент сопротивления  $\vec{M}_c$  и момент сил инерции  $\vec{M}_{ин3}$ .

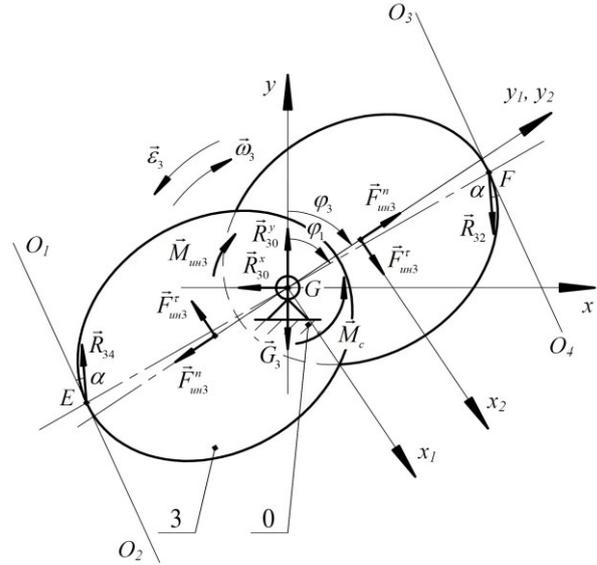


Рис. 6. Схема равновесия звена 3

Уравнения кинестатического равновесия звена 3 представлены следующим образом:

$$R_{30}^x + R_{43} \cdot \cos \Theta - R_{32} \cdot \cos \Theta = 0; \quad (5)$$

$$R_{30}^y + R_{43} \cdot \sin \Theta - R_{32} \cdot \sin \Theta - G_3 = 0; \quad (6)$$

$$\begin{aligned} M_c - M_{ин3} - 2F_{ин3}^r c - R_{32} \cdot FG \cdot (\cos \Theta \cdot \cos \varphi_1 - \sin \Theta \times \\ \times \sin \varphi_1) + R_{34} \cdot FG \cdot (\cos \Theta \cdot \cos \varphi_1 - \sin \Theta \cdot \sin \varphi_1) = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Решая уравнение (7), определим реакцию  $\vec{R}_{32}$ , затем из (5), (6) определим реакции  $\vec{R}_{30}^x$  и  $\vec{R}_{30}^y$ . На рис. 7 представлены графики функций  $\vec{R}_{30}^x(\varphi_1)$ ,  $\vec{R}_{30}^y(\varphi_1)$  и  $\vec{R}_{32}(\varphi_1)$ .

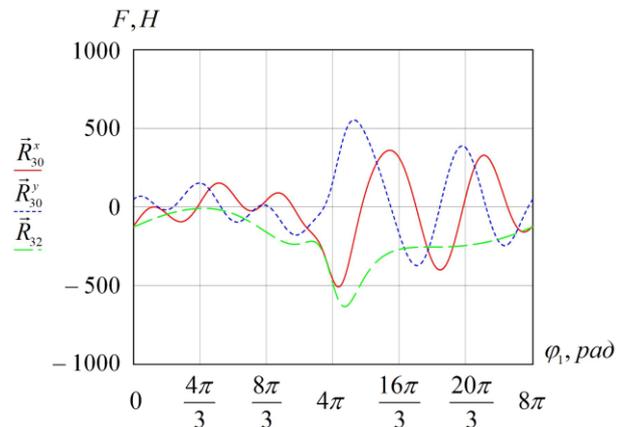


Рис. 7. Графики функций  $\vec{R}_{30}^x(\varphi_1)$ ,  $\vec{R}_{30}^y(\varphi_1)$  и  $\vec{R}_{32}(\varphi_1)$

Рассмотрим равновесие звена 2, совершающего плоское движение, МЦС — точка  $B$ . Звено находится под действием следующих сил (рис. 8): реакция  $\vec{R}_{21}$  во вращательной кинематической паре  $C$ , которая определяется через проекции на координатные оси; реакция  $\vec{R}_{20}$  в кинематической паре  $B$ ; реакция  $\vec{R}_{23}$  в кинемати

ческой паре  $F$ , противоположная вектору  $\vec{R}_{32}$ , а также силы тяжести и инерции, приложенные в центре масс.

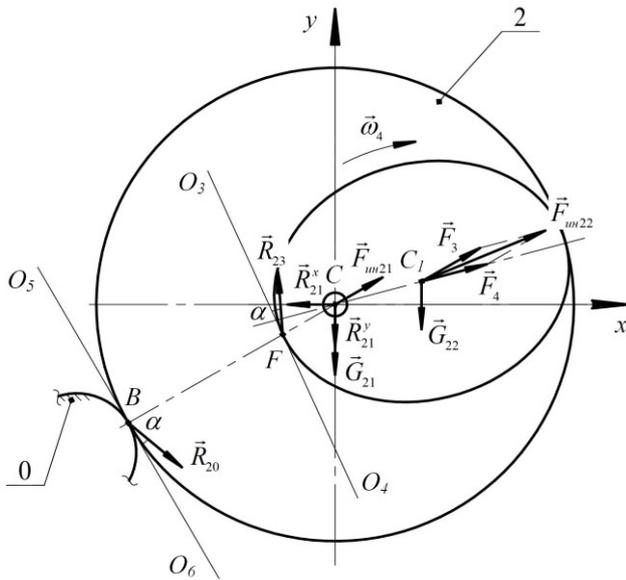


Рис. 8. Схема равновесия звена 2

Реакция  $\vec{R}_{20}$  направлена под углом  $\alpha$  к касательной  $O_5O_6$  и, таким образом, с осью  $x$  составляет угол  $\psi = -\varphi_1 \pm \alpha$ .

Звено 2 по аналогии со звеном 4 рассматривается как сумма двух тел: тело 2.1 (колесо 7 и вал 9), сила инерции которого  $\vec{F}_{un21}$  приложена к точке  $C$ , и тело 2.2 (эллиптическое колесо 8), сила инерции которого  $\vec{F}_{un22}$  приложена к точке  $C_1$ .

Запишем уравнения кинестатического равновесия звена 2:

$$R_{21}^x + (F_{un21} + F_3) \cdot \sin \varphi_1 + F_4 \sin n\varphi_1 + R_{23} \cdot \cos \Theta + R_{20} \cdot \cos \psi = 0 \quad (8)$$

$$R_{21}^y + (F_{un21} + F_3) \cdot \cos \varphi_1 + F_4 \cos n\varphi_1 + R_{23} \cdot \sin \Theta + R_{20} \cdot \sin \psi - G_2 = 0 \quad (9)$$

$$F_1 \cdot CC_1 \cdot (\cos \varphi_1 \cdot \sin n\varphi_1 - \sin \varphi_1 \cdot \cos n\varphi_1) - G_{22} \times CC_1 \cdot \sin n\varphi_1 + R_{23} \cdot FC \cdot (\cos \Theta \cdot \cos \varphi_1 - \sin \Theta \cdot \sin \varphi_1) + R_{20} \cdot BC \cdot (\cos \psi \cdot \cos \varphi_1 - \sin \psi \cdot \sin \varphi_1) = 0 \quad (10)$$

Решая уравнение (10), определим реакцию  $\vec{R}_{20}$ , затем из (8), (9) определим реакции  $\vec{R}_{21}^x$  и  $\vec{R}_{21}^y$ . На рис. 9 представлены графики функций  $\vec{R}_{21}^x(\varphi_1)$ ,  $\vec{R}_{21}^y(\varphi_1)$  и  $\vec{R}_{20}(\varphi_1)$ .

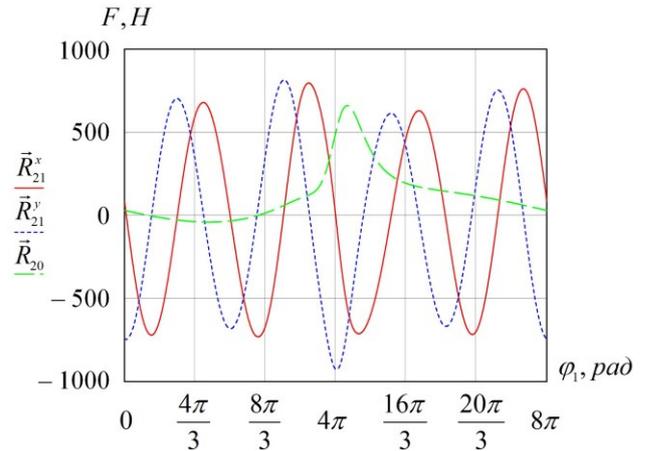


Рис. 9. Графики функций  $\vec{R}_{21}^x(\varphi_1)$ ,  $\vec{R}_{21}^y(\varphi_1)$  и  $\vec{R}_{20}(\varphi_1)$

Звено 1 совершает вращательное движение и находится под действием следующих сил и моментов (рис. 10): реакция  $\vec{R}_{10}$  во вращательной кинематической паре  $A$ , которая определяется через проекции на координатные оси; реакции  $\vec{R}_{12}$  и  $\vec{R}_{14}$  в кинематических парах  $C$  и  $D$ , направленные противоположно векторам  $\vec{R}_{21}$  и  $\vec{R}_{41}$ ; сила тяжести  $\vec{G}_1$ ; уравновешивающий момент  $\vec{M}_y$ .

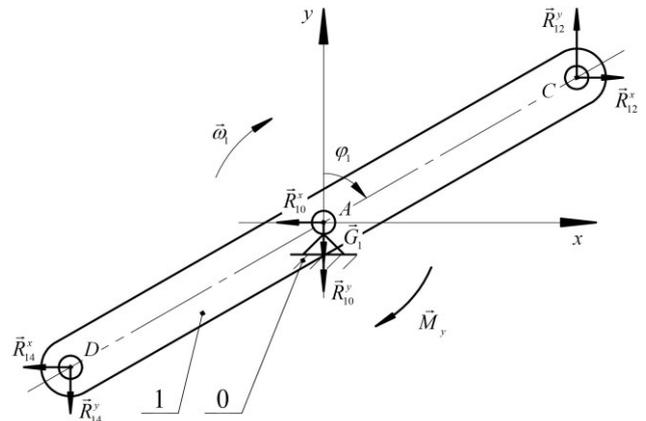


Рис. 10. Схема равновесия звена 1

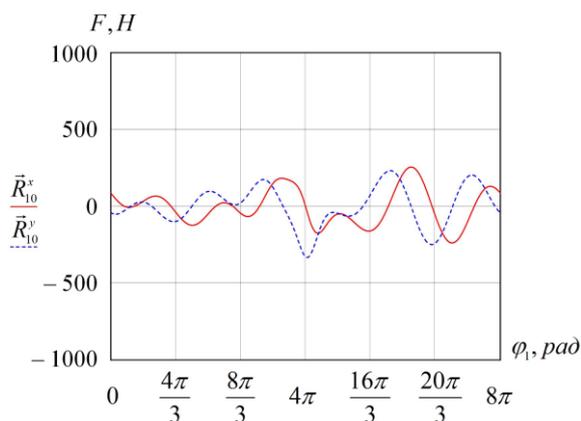
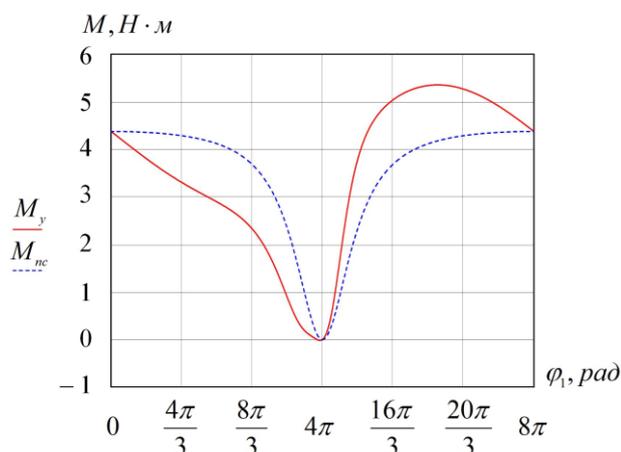
Запишем уравнения кинестатического равновесия звена 1:

$$R_{10}^x + R_{14}^x + R_{12}^x = 0; \quad (11)$$

$$R_{10}^y + R_{14}^y + R_{12}^y + G_1 = 0; \quad (12)$$

$$M_y + AC \cdot (R_{12}^x \cos \varphi_1 - R_{12}^y \sin \varphi_1) - AD \cdot (R_{14}^x \cos \varphi_1 - R_{14}^y \sin \varphi_1) = 0 \quad (13)$$

Решая уравнения (11)–(13), получим функции  $\vec{R}_{10}^x(\varphi_1)$ ,  $\vec{R}_{10}^y(\varphi_1)$  (рис. 11) и  $\vec{M}_y(\varphi_1)$  (рис. 12).

Рис. 11. Графики функций  $\bar{R}_{10}^x(\varphi_1)$  и  $\bar{R}_{10}^y(\varphi_1)$ Рис. 12. Графики функций  $\bar{M}_y(\varphi_1)$  и  $\bar{M}_{nc}(\varphi_1)$ 

Анализ полученных графиков реакций в кинематических парах механизма показывает, что нагрузка на зубчатые передачи и подшипники возрастает в момент остановки выходного звена, при этом подшипник на входном валу механизма испытывает наименьшие значения усилий. Анализ графиков (рис. 12) уравновешивающего момента  $\bar{M}_y(\varphi_1)$  и приведенного к входному валу момента сопротивления  $\bar{M}_{nc}(\varphi_1)$ , а также проведенные расчеты показали, что работы движущего момента и момента сил сопротивления равны.

**Заключение.** В результате силового анализа получены и проанализированы уравнения кинестатического равновесия звеньев привода конвейера прерывистого движения, включающего в себя двухсателлитный планетарный механизм с эллиптическими зубчатыми колесами. Рассчитаны и приведены графики функций усилий в кинематических парах механизма и уравновешивающего момента от угла поворота входного вала. Предложенный алгоритм и уравнения силового анализа могут быть реализованы для других конструктивных и режимных параметров конвейера и исполнительного механизма, что позволит подбирать наиболее рациональные режимы работы будущей машины, упростить ее расчет и проектирование.

*Исследование проведено в рамках стипендии президента РФ (СП-2763.2019.1).*

#### Литература

1. Дмитриев В.Г., Галкин В.И. Структурная модель надежности ленточного конвейера // Горный информ.-аналитический бюллетень. 1999. № 3. С. 1-3.
2. Ремизович Ю.В. Совершенствование теории ленточного конвейера // Омский науч. вестн. 2004. № 2. С. 92-93.
3. Friso D. Conveyor-belt dryers with tangential flow for food drying: Development of drying Odes useful to design and process adjustment // Inventions. 2021. V. 6. P. 1-12.
4. Zimroz R., Krol R. Failure analysis of belt conveyor systems for condition monitoring purposes // Mining Science. 2009. V. 128. P. 255-270.
5. Andrejiova M., Grincova A., Marasova D. Monitoring dynamic loading of conveyor belts by measuring local peak impact forces // Measurement. 2020. V. 158. P. 1-10.
6. Skoczylas A., Stefaniak P., Anufriiev S., Jachnik B. Belt conveyors rollers diagnostics based on acoustic signal collected using autonomous legged inspection robot // Applied Sciences. 2021. V. 11. P. 1-13.
7. Gao Y., Qiao T., Zhang H., Yang Y., Pang Y., Wei H. A contactless measuring speed system of belt conveyor based on machine vision and machine learning // Measurement. 2019. V. 139. P. 127-133.
8. Wodecki J., Zdunek R., Wyomańska A., Zimroz R. Local fault detection of rolling element bearing components by spectrogram clustering with semi-binary NMF // Diagnostyka. 2017. V. 18. P. 3-8.
9. Wodecki J., Michalak A., Zimroz R., Wyłomanska A. Separation of multiple local-damage-related components from vibration data using nonnegative matrix factorization and multi-channel data fusion // Mechanical Systems and Signal Processing. 2020. V. 145. P. 1-15.
10. Gładysiewicz L., Król R., Kisielewski W. Measurements of loads on belt conveyor idlers operated in real conditions // Measurement. 2019. V. 134. P. 336-344.
11. Сергеев А.А. Расчет силовых параметров привода ленточного конвейера // Наука, техника и образование. 2017. № 2. С. 56-59.
12. Харжевский В.А. Синтез рычажных механизмов с выходом выходного звена с использованием точек распрямления пятого порядка // Вестн. ГГТУ им П.О. Сухого. 2016. № 4. С. 21-27.
13. Тимофеев Г.А., Барбашов Н.Н., Цибровский А.Н. Проектирование механизма прерывистого движения на базе волновой зубчатой передачи с генератором волн внутреннего деформирования // Вестн. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2016. № 2. С. 113-124.
14. Lin C., Xia X., Li P. Geometric design and kinematics analysis of coplanar double internal meshing non-circular planetary gear train // Advances in Mechanical Engineering. 2018. V. 10. P. 1-12.
15. Karpov O., Nosko P., Fil P., Nosko O., Olofsson U. Prevention of resonance oscillations in gear mechanisms using non-circular gears // Mechanism and Machine Theory. 2017. V. 114. P. 1-10.
16. Gao N., Meesap C., Wang S., Zhang D. Parametric vibrations and instabilities of an elliptical gear pair // Journal of Vibration and Control. 2020. V. 26. P. 1721-1734.

17. Prikhodko A.A. Structural and kinematic analysis of a stirred tank planetary drive // *Matec Web of Conferences*. 2018. V. 226. P. 01012.
18. Приходько А.А., Смелягин А.И. Создание и исследование планетарных механизмов прерывистого движения с эллиптическими зубчатыми колесами // *Вестн. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*. 2019. № 6. С. 77-88.
19. Zheng F., Hua L., Han X., Li B., Chen D. Linkage model and manufacturing process of shaping non-circular gears // *Mechanism and Machine Theory*. 2016. V. 96. P. 192-212.
20. Приходько А.А. Анализ функций положения планетарного механизма прерывистого движения с эллиптическими зубчатыми колесами // *СТИН*. 2020. № 10. С. 14-16.
21. Prikhodko A.A. Dynamic analysis of intermittent-motion conveyor actuator // *Actuators*. 2021. V. 10. № 8. P. 1-12.
22. Приходько А.А. Силовой анализ планетарного механизма возвратно-вращательного движения с эллиптическими зубчатыми колесами // *Вестн. машиностроения*. 2021. № 2. С. 14-18.
9. Wodecki J., Michalak A., Zimroz R., Wyłomanska A. Separation of multiple local-damage-related components from vibration data using nonnegative matrix factorization and multi-channel data fusion // *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2020. V. 145. P. 1-15.
10. Gładysiewicz L., Król R., Kisielewski W. Measurements of loads on belt conveyor idlers operated in real conditions // *Measurement*. 2019. V. 134. P. 336-344.
11. Sergeev A.A. Calculation of the power parameters of the belt conveyor drive // *Science, technology and education*. 2017. № 2. P. 56-59.
12. Harzhevskij V.A. Synthesis of linkage mechanisms with output link dwell using fifth-order extension points // *Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov*. 2016. № 4. P. 21-27.
13. Timofeev G.A., Barbashov N.N., Cibrovskij A.N. Designing the intermittent motion mechanism on the basis of wave gear with the internal deformation waves generator // *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*. 2016. № 2. P. 113-124.
14. Lin C., Xia X., Li P. Geometric design and kinematics analysis of coplanar double internal meshing non-circular planetary gear train // *Advances in Mechanical Engineering*. 2018. V. 10. P. 1-12.
15. Karpov O., Nosko P., Fil P., Nosko O., Olofsson U. Prevention of resonance oscillations in gear mechanisms using non-circular gears // *Mechanism and Machine Theory*. 2017. V. 114. P. 1-10.
16. Gao N., Meesap C., Wang S., Zhang D. Parametric vibrations and instabilities of an elliptical gear pair // *Journal of Vibration and Control*. 2020. V. 26. P. 1721-1734.
17. Prikhodko A.A. Structural and kinematic analysis of a stirred tank planetary drive // *Matec Web of Conferences*. 2018. V. 226. P. 01012.
18. Prihod'ko A.A., Smelyagin A.I. Creation and research of planetary mechanisms of intermittent motion with elliptical gears // *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Mechanical Engineering*. 2019. № 6. P. 77-88.
19. Zheng F., Hua L., Han X., Li B., Chen D. Linkage model and manufacturing process of shaping non-circular gears // *Mechanism and Machine Theory*. 2016. V. 96. P. 192-212.
20. Prihod'ko A.A. Intermittent-motion planetary mechanism with elliptical gears // *Russian Engineering Research (STIN)*. 2020. № 10. P. 14-16.
21. Prikhodko A.A. Dynamic analysis of intermittent-motion conveyor actuator // *Actuators*. 2021. V. 10. № 8. P. 1-12.
22. Prihod'ko A.A. Force analysis of reciprocating rotary planetary mechanism with elliptical gears // *Russian Engineering Research*. 2021. № 2. P. 14-18.

### *References*

1. Dmitriev V.G., Galkin V.I. Structural model of the belt conveyor reliability // *Mining Informational and Analytical Bulletin (scientific and technical journal)*. 1999. № 3. P. 1-3.
2. Remizovich YU.V. Improving the theory of the belt conveyor // *Omsk Scientific Bulletin*. 2004. № 2. P. 92-93.
3. Friso D. Conveyor-belt dryers with tangential flow for food drying: Development of drying Odes useful to design and process adjustment // *Inventions*. 2021. V. 6. P. 1-12.
4. Zimroz R., Krol R. Failure analysis of belt conveyor systems for condition monitoring purposes // *Mining Science*. 2009. V. 128. P. 255-270.
5. Andrejiova M., Grincova A., Marasova D. Monitoring dynamic loading of conveyor belts by measuring local peak impact forces // *Measurement*. 2020. V. 158. P. 1-10.
6. Skoczylas A., Stefaniak P., Anufriiev S., Jachnik B. Belt conveyors rollers diagnostics based on acoustic signal collected using autonomous legged inspection robot // *Applied Sciences*. 2021. V. 11. P. 1-13.
7. Gao Y., Qiao T., Zhang H., Yang Y., Pang Y., Wei H. A contactless measuring speed system of belt conveyor based on machine vision and machine learning // *Measurement*. 2019. V. 139. P. 127-133.
8. Wodecki J., Zdunek R., Wyomańska A., Zimroz R. Local fault detection of rolling element bearing components by spectrogram clustering with semi-binary NMF // *Diagnostyka*. 2017. V. 18. P. 3-8.