



**ТИМОФЕЕВ**  
Геннадий Алексеевич  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

**TIMOFEEV**  
Gennadiy Alekseevich  
(Moscow, Russian Federation,  
Bauman Moscow State  
Technical University)



**КУЗЕНКОВ**  
Владимир Васильевич  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

**KUZENKOV**  
Vladimir Vasil'evich  
(Moscow, Russian Federation,  
Bauman Moscow State  
Technical University)

## Новые подходы к исследованию динамики инерционных конвейеров

**Г.А. Тимофеев, В.В. Кузенков**

*В настоящее время не существует простых инженерных методов расчета производительности инерционных конвейеров. Для решения этих задач предлагается два подхода к исследованию динамики инерционных конвейеров в установившемся режиме. Для решения практических задач по определению кинематических параметров конвейера, позволяющих судить о его производительности, энергозатратах на перемещение груза, действующих на груз усилиях при транспортировании и других эксплуатационных характеристиках, необходима методика динамического расчета движения груза по конвейеру. Разработке данной методики и посвящена статья. В работе применяется метод профессора Н.И. Мерцалова, но без использования понятия механической системы переменной массы. Студенты и молодые инженеры (особенно в МГТУ им. Н.Э. Баумана) успешно используют этот метод в учебном процессе и на практике при проектировании машин непрерывного транспорта.*

*Результаты исследований расширяют знания читателей о машинах непрерывного транспорта, показывают особенности их работы.*

**Ключевые слова:** машина непрерывного транспорта, инерционный конвейер, метод Н.И. Мерцалова, кинематические и динамические характеристики, производительность.

## New approaches to the study of the dynamics of inertia conveyors

**G.A. Timofeev, V.V. Kuzenkov**

*Currently, there are no simple engineering techniques for calculating the performance of inertia conveyors. In this paper, two approaches to the study of the dynamics of inertia conveyors in the steady state are proposed. When solving practical problems, it is necessary to determine kinematic parameters of a conveyor to estimate its performance, energy consumption while transporting goods, forces acting on a cargo during its transportation, and other operational characteristics. To do this, a technique of the dynamic analysis of the cargo transportation by a conveyor is required. In this paper, the method proposed by Prof. N.I. Mertsalov is used to develop such a technique for a mechanical system with invariant mass. Students and young engineers use this method successfully at Bauman Moscow State Technical University when designing inertia conveyors. The results of research extend our knowledge about operation features of continuous transport machines.*

**Keywords:** continuous transport machines, inertia conveyor, N.I. Mertsalov method, kinematic and dynamic characteristics, performance.

**В** настоящее время исследованиями по созданию конвейерных систем нового поколения и совершенствованием традиционных технологий транспортирования грузов занимаются как зарубежные (KNAPP,

SIAT, Blume, Librawerk, Velteko и др.) так и отечественные компании (ЗАО «Стеклопак», «Сибирская машиностроительная компания», ООО «Поток-ТМ», «Проект Инвест» и др.).

В большом многообразии конвейеров особое место занимают конвейеры, предназначенные для транспортирования штучных и насыпных грузов [1–9]. Среди них особо выделяют инерционные конвейеры, на которых грузы перемещаются за счет бигармонического характера движения желоба.

В предлагаемой статье исследовано динамическое движение инерционного конвейера, рассмотренного в работе [1]. В этой же работе приведен инженерный метод расчета параметров движения одномассных механических систем по методу профессора Н.И. Мерцалова, к которым можно отнести и инерционный конвейер [2, 3].

По желобу инерционного конвейера груз перемещается циклически. В каждом цикле установившегося режима желоб совершает одно возвратно-поступательное движение, возвращаясь каждый раз в свое исходное положение. При этом груз смещается вперед относительно желоба на некоторое расстояние, которое в конечном счете, определяет скорость его движения по желобу и производительность конвейера.

Кинематические характеристики для одного цикла установившегося режима в зависимости от угла поворота приводного кривошипного вала приведены на рис. 1. В цикле движения груза можно выделить три этапа. На первом этапе (интервал  $0 - k$ ) груз перемещается с увеличивающейся скоростью вместе с желобом, на котором удерживается действующей между ними силой трения покоя. В конце интервала ускорение желоба меняет знак и он начинает тормозиться. Когда отрицательное ускорение желоба достигает критического значения (точка  $k$ ), сила трения не может удержать груз от проскальзывания относительно желоба. Начинается второй этап движения груза (интервал  $k - p$ ). На этом этапе его скорость становится больше скорости желоба. Далее под действием силы трения скольжения значения скоростей груза и желоба постепенно сближаются, в точке  $p$  они вновь сравниваются и начинается третий этап движения (интервал  $p - 2\pi$ ). Если при этом ускорение желоба по модулю меньше

критического, груз перестает скользить относительно желоба и параметры его движения опять совпадают с параметрами движения желоба. Результатом этого взаимодействия груза и желоба является положительное перемещение груза при возвращении желоба в исходное положение.

Следует отметить, что в соответствии с методом профессора Н.И. Мерцалова при расчете кинетической энергии звеньев второй группы, к которой относится желоб инерционного конвейера, полагается постоянство угловой скорости звена приведения или, другими словами, равенство нулю углового ускорения звена приведения. Это позволяет, в свою очередь, при расчете ускорения звеньев второй группы также не учитывать ускорение звена приведения и, таким образом, считать известными параметры движения желоба еще до решения задачи об истинном законе движения звена приведения. Погрешность получающаяся при этом находится в рамках ошибок, допускаемых при применении метода Н.И. Мерцалова, и снижается с уменьшением неравномерности хода. Таким образом, задача сводится к расчету необходимого момента инерции звеньев первой группы, обеспечивающей необходимую величину неравномерности хода.

Учитывая изложенное выше, можно определить перемещение, скорость и ускорение желоба и груза путем кинематического расчета механизма привода инерционного конвейера. Для примера, рассмотренного в работе [1], цикловые графики указанных параметров приведены на рис. 1.

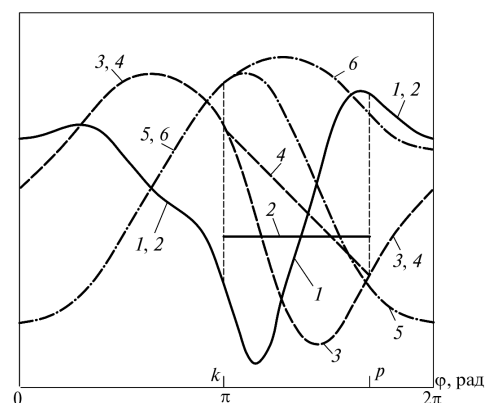


Рис. 1. Кинематические диаграммы инерционного конвейера:

1 — ускорение желоба; 2 — ускорение груза; 3 — скорость желоба; 4 — скорость груза; 5 — перемещение желоба; 6 — перемещение груза

**Первый подход.** Этот подход расчета основывается на следующем допущении. Масса груза приписывается некоторому фиктивному звену механизма, движение которого совпадает с движением груза. Это позволяет при расчете использовать обычные методы расчета механизмов со звеньями постоянной массы. Ниже приведены результаты расчетов для механизма, рассмотренного в работе [1].

**Приведение масс.** Приведенный момент инерции второй группы звеньев  $J_{II}^{пр}$  рассчитывают с учетом масс груза  $m_g$  и желоба  $m_{ж}$ . Массами и моментами инерции остальных звеньев пренебрегают ввиду их малости:

$$J_{II}^{пр}(\varphi) = J_{ж}^{пр}(\varphi) + J_{г}^{пр}(\varphi); \quad (1)$$

$$J_{ж}^{пр}(\varphi) = m_{ж} v_{qж}^2(\varphi); \quad (2)$$

$$J_{г}^{пр}(\varphi) = m_{г} v_{qг}^2(\varphi). \quad (3)$$

Аналоги скоростей груза и желоба связаны со скоростями уравнениями

$$v_{qж} = v_{ж} / \omega_{1cp}; \quad (4)$$

$$v_{qг} = v_{г} / \omega_{1cp}; \quad (5)$$

Соответствующие зависимости, построенные по формулам (1)–(5), приведены на рис. 2.

Отметим, что на интервале  $k$ – $p$  скольжения груза по желобу зависимость приведенного момента инерции груза  $J_{г}^{пр}(\varphi)$  представляет собой параболу, так как аналог скорости груза  $v_{qг}(\varphi)$  на этом интервале изменяется по линейному закону.

**Приведение сил.** При расчете приведенного момента сил сопротивления учитываются сила трения  $F_{т.ж.с}$ , действующая на желоб со стороны стойки, сила трения  $F_{т.ж.г}$ , действующая на желоб со стороны груза, и сила трения  $F_{т.г.ж}$ , действующая на груз со стороны желоба:

$$M_{сопр}^{пр}(\varphi) = M_{т.ж.с}^{пр}(\varphi) + M_{т.ж.г}^{пр}(\varphi) + M_{т.г.ж}^{пр}(\varphi); \quad (6)$$

$$M_{т.ж.с}^{пр}(\varphi) = F_{т.ж.с}(\varphi) v_{qж}(\varphi); \quad (7)$$

$$M_{т.ж.г}^{пр}(\varphi) = F_{т.ж.г}(\varphi) v_{qж}(\varphi); \quad (8)$$

$$M_{т.г.ж}^{пр}(\varphi) = F_{т.г.ж}(\varphi) v_{qг}(\varphi). \quad (9)$$

Приведенные моменты сил трения, рассчитанные по формулам (7) и (9), могут иметь как положительный, так и отрицательный знак. Отметим, что при отсутствии скольжения груза по

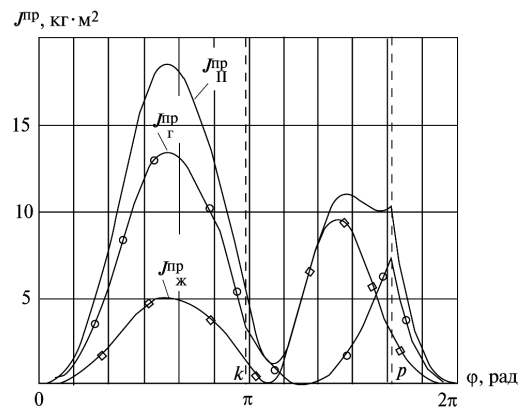


Рис. 2. Цикловые графики приведенных моментов инерции желоба и груза и суммарный приведенный момент второй группы звеньев

желобу сила трения  $F_{т.ж.г}$ , действующая на желоб со стороны груза, и сила трения  $F_{т.г.ж}$ , действующая на груз со стороны желоба, равны по значению и противоположны по направлению, а скорости точек приложения этих сил одинаковы. Поэтому сумма приведенных моментов этих сил равна нулю и их можно не учитывать:

$$M_{т.ж.г}^{пр}(\varphi) + M_{т.г.ж}^{пр}(\varphi) = 0. \quad (10)$$

При скольжении груза по желобу скорости точек приложения указанных сил различны, следовательно, необходимо учитывать приведенные моменты этих сил, так как их сумма не равна нулю:

$$M_{т.ж.г}^{пр}(\varphi) + M_{т.г.ж}^{пр}(\varphi) \neq 0. \quad (11)$$

Целесообразно рассчитывать сразу сумму указанных моментов, которая всегда отрицательна:

$$M_{т.г}^{пр} = M_{т.ж.г}^{пр}(\varphi) + M_{т.г.ж}^{пр}(\varphi). \quad (12)$$

Для определения суммы моментов сил трения  $M_{т.г}^{пр}$  при скольжении груза по желобу можно воспользоваться формулой

$$M_{т.г}^{пр} = -|F_{т.ж.г}| |v_{qж} - v_{qг}|, \quad (13)$$

где  $|F_{т.ж.г}| = |F_{т.г.ж}| = m_{г} g f_{т.ж.г}$  — модуль силы трения скольжения, действующей на желоб со стороны груза.

Аналогично рассчитывается приведенный момент силы трения  $F_{т.ж.с}$ , действующей на желоб со стороны стойки:

$$M_{т.ж.с}^{пр} = -|F_{т.ж.с}| |v_{г.ж}| \quad (14)$$

Здесь  $|F_{т.ж.с}| = (m_{ж} + m_{г})g f_{ж.с}$  — модуль силы трения скольжения, действующей на желоб со стороны стойки.

Зависимости, рассчитанные по формулам (7) — (14), приведены на рис. 3.

*Расчет работ и кинетических энергий.* Работы сил сопротивления за цикл установившегося движения можно рассчитать двумя способами:

1) путем интегрирования момента сил сопротивления по углу поворота звена приведения

$$A_{сопр}^{II} = \int_0^{2\pi} M_{сопр}^{пр} d\varphi; \quad (15)$$

2) как работу сил трения за цикл:

$$A_{сопр}^{II} = A_{т}^{II} = -|F_{т.ж.г}| 2H - |F_{т.ж.г}| s_{г.ж}, \quad (16)$$

где  $s_{г.ж}$  — разность перемещений груза и желоба в конце цикла (за счет проскальзывания груза по желобу);  $H$  — ход желоба.

В выражении (14) учтена работа только сил трения скольжения, так как суммарная работа сил трения покоя всегда равна нулю.

Приведенный момент движущих сил

$$M_{дв}^{пр} = -A_{сопр}^{II} / 2\pi. \quad (17)$$

Приведенный суммарный момент

$$M_{\Sigma}^{пр}(\varphi) = M_{дв}^{пр} + M_{сопр}^{пр}(\varphi). \quad (18)$$

Работа приведенного суммарного момента

$$A_{\Sigma}(\varphi) = \int_0^{2\pi} M_{\Sigma}^{пр}(\varphi) d\varphi. \quad (19)$$

Кинетическая энергия второй группы звеньев [10]

$$T_{II} = \frac{J_{II}^{пр} \omega_{1cp}^2}{2}. \quad (20)$$

Изменение кинетической энергии первой группы звеньев

$$\Delta T_I(\varphi) = A_{\Sigma}(\varphi) - T_{II}(\varphi). \quad (21)$$

Необходимый момент инерции первой группы звеньев

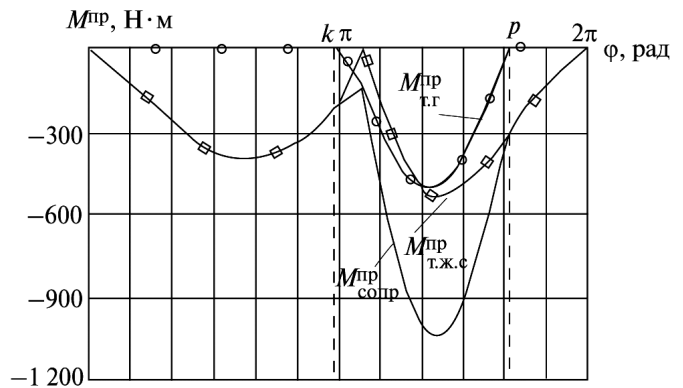


Рис. 3. Цикловые графики приведенных моментов сопротивления от сил: трения между грузом и желобом  $M_{т.г}^{пр}$ ; трения между желобом и стойкой  $M_{т.ж.с}^{пр}$ ; сумма указанных моментов  $M_{сопр}^{пр}$

$$J_I^{пр} = (\Delta T_I)_{нб} / (\omega_{1cp}^2 \delta). \quad (22)$$

Здесь  $(\Delta T_I)_{нб}$  — наибольшее изменение кинетической энергии первой группы звеньев. Соответствующие зависимости приведены на рис. 4.

**Второй подход.** Этот подход расчета основывается на следующем допущении. Поскольку закон движения груза известен, можно рассчитать силу инерции, действующую на груз. Проекция этой силы на направление плоскости скольжения груза относительно желоба равна силе трения, действующей на желоб со стороны груза. Масса груза при этом в дальнейших расчетах не учитывается, что позволяет при расчете использовать обычные методы расчета механизмов со звеньями постоянной массы. Ниже приведены результаты расчетов для механизма, рассмотренного в работе [1].

Проекция силы, действующей на желоб со стороны груза, на направление, перпендикулярное плоскости скольжения,

$$F_{N.г.ж} = G_{г} = m_{г} g. \quad (23)$$

Проекция силы, действующей на желоб со стороны груза, на направление, параллельное плоскости скольжения,

$$F_{т.г.ж} = m_{г} a_{г} = m_{г} a_{qг} \omega_{1cp}^2. \quad (24)$$

*Приведение масс.* Приведенный момент инерции второй группы звеньев рассчитывается с учетом только массы желоба. Массами остальных звеньев пренебрегают ввиду их малости:

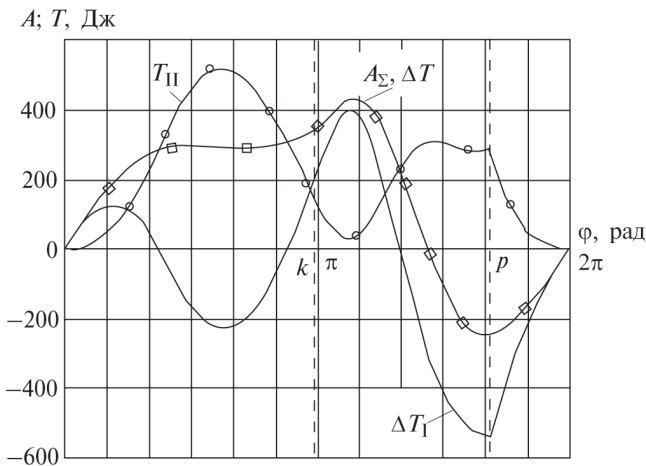


Рис. 4. Цикловые графики работы  $A_{\Sigma}$ , кинетической энергии второй группы звеньев  $T_{II}$  и изменения кинетической энергии первой группы звеньев  $\Delta T_I$

$$J_{II}^{np}(\varphi) = J_{ж}^{np}(\varphi) = m_{ж} v_{qж}^2(\varphi). \quad (25)$$

Соответствующий график, построенный по формуле (25), показан на рис. 5.

**Приведение сил.** Приведенный момент сил сопротивления рассчитывается с учетом сил трения  $F_{т.ж.с}$  и  $F_{т.ж.г}$ , действующих на желоб со стороны стойки и со стороны груза:

$$M_{сопр}^{np}(\varphi) = M_{т.ж.с}^{np}(\varphi) + M_{т.ж.г}^{np}(\varphi); \quad (26)$$

$$M_{т.ж.с}^{np}(\varphi) = F_{т.ж.с}(\varphi) v_{qж}(\varphi); \quad (27)$$

$$M_{т.ж.г}^{np}(\varphi) = F_{т.ж.г}(\varphi) v_{qж}(\varphi). \quad (28)$$

При наличии скольжения силы трения между желобом и стойкой определяются коэффициентом  $f_{ж.с}$  трения скольжения и направлены против относительной скорости:

$$F_{ж.с}(\varphi) = -(m_{ж} + m_{г}) g f_{ж.с} \operatorname{sgn}(v_{qж}(\varphi)). \quad (29)$$

Сила трения, действующая на желоб со стороны груза, рассчитывается не только при скольжении, но и при отсутствии скольжения груза по желобу. Поэтому целесообразно использовать формулу, справедливую для обоих случаев [10]:

$$F_{т.ж.г}(\varphi) = -F_{т.г}(\varphi) = -m_{г} a_{т.г}(\varphi) \omega_{1cp}^2. \quad (30)$$

Соответствующие зависимости приведены на рис. 6.

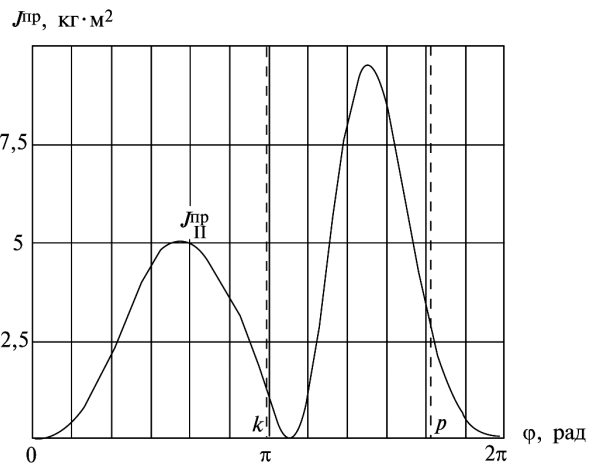


Рис. 5. Цикловой график приведенного момента инерции второй группы звеньев  $J_{II}^{np}$

**Расчет работ и кинетических энергий.** Расчет работы сил сопротивления, приведенного момента движущих сил, работ и кинетических энергий полностью аналогичен соответствующему расчету в первом методе. Результаты расчета представлены на рис. 7.

Отметим, что работы, определенные по уравнению (15) в первом и втором методе, одинаковы, хотя выражения для  $M_{сопр}^{np}(\varphi)$  и  $J_{II}^{np}(\varphi)$  в этих методах разные. Это обусловлено следующим. Закон движения механизма можно определить по уравнению движения в форме теоремы об изменении кинетической энергии (энергетическая форма):

$$T - T_{нач} = A_{\Sigma}. \quad (31)$$

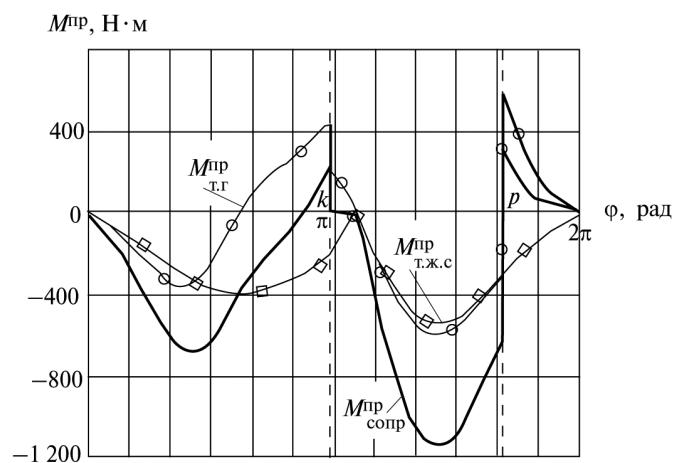


Рис. 6. Цикловые графики приведенных моментов сопротивления от сил: трения между грузом и желобом  $M_{т.г}^{np}$ ; трения между желобом и стойкой  $M_{т.ж.с}^{np}$ ; сумма указанных моментов  $M_{сопр}^{np}$

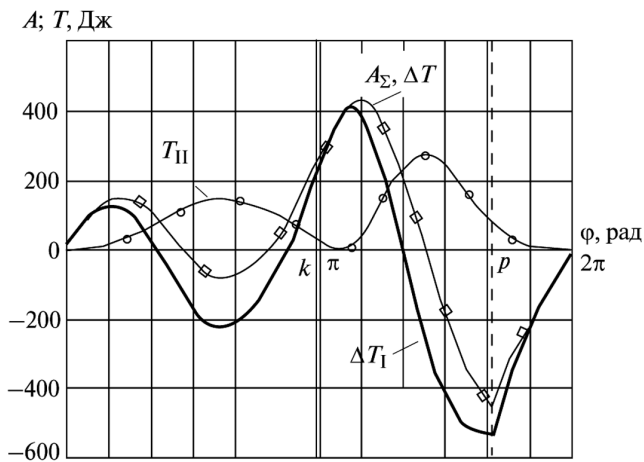


Рис. 7. Цикловые графики работы  $A_{\Sigma}$ , кинетической энергии второй группы звеньев  $T_{II}$  и изменения кинетической энергии первой группы звеньев  $\Delta T_I$

В первом методе приведенный момент инерции второй группы звеньев имеет составляющую, обусловленную массой груза

$$J_{\Gamma}^{np} = m_{\Gamma} v_{q\Gamma}^2, \quad (32)$$

которая вносит в левую часть уравнения движения (31) дополнительную кинетическую энергию

$$T_{\Gamma} = \frac{J_{\Gamma}^{np} \omega_1^2}{2}. \quad (33)$$

В правой части уравнения движения (31) в первом методе учитываются работы следующих сил и моментов:

- силы трения, действующей на желоб со стороны стойки  $F_{т.ж.с}$ ;
- силы трения, действующей на желоб со стороны груза  $F_{т.ж.г}$ ;
- силы трения, действующей на груз со стороны желоба  $F_{т.г.ж}$ ;
- движущего момента  $M_{дв}^{np}$ .

Выделим в правой части уравнения движения (31) составляющую работы силы трения  $F_{т.г.ж}$ . Уравнение движения в первом методе можно представить в следующем виде:

$$T_{ж} - T_{ж.нач} + T_{\Gamma} - T_{\Gamma.нач} = A_{ж} + A_{\Gamma} + A_{дв}, \quad (34)$$

где  $T_{ж}$  — кинетическая энергия механизма без учета груза;  $T_{\Gamma}$  — кинетическая энергия груза;  $T_{\Gamma.нач}$ ,  $T_{ж.нач}$  — начальные значения кинетической энергии;  $A_{ж}$  — работа сил сопротивления без учета работы силы трения  $F_{т.г.ж}$ , действующей

щей на груз со стороны желоба;  $A_{\Gamma}$  — работа силы трения, действующей на груз со стороны желоба;  $A_{дв}$  — работа движущего момента.

При использовании второго метода в уравнении движения будут отсутствовать слагаемые  $T_{\Gamma}$  и  $A_{\Gamma}$ , так как масса груза не входит в рассматриваемую систему:

$$T_{ж} - T_{ж.нач} = A_{ж} + A_{дв}. \quad (35)$$

Покажем, что уравнения (34) и (35) эквивалентны. Выразим кинетическую энергию  $T_{\Gamma}$  через массу груза  $m_{\Gamma}$ :

$$T_{\Gamma} = \frac{J_{\Gamma}^{np} \omega_1^2}{2} = \frac{m_{\Gamma} v_{q\Gamma}^2}{2}. \quad (36)$$

Составим выражение для расчета  $A_{\Gamma}$ , предварительно записав выражение силы  $F_{т.г.ж}$ . В формировании  $A_{\Gamma}$  участвует сила трения движения либо сила трения покоя, действующая на груз. В соответствии с формулой (24)

$$F_{т.г.ж} = m_{\Gamma} a_{\Gamma} = m_{\Gamma} a_{q\Gamma} \omega_1^2. \quad (37)$$

При расчете работы силы трения силу  $F_{т.г.ж}$  в уравнении (37) заменяем ее приведенным моментом  $M_{т.ж}^{np}$ :

$$M_{т.ж}^{np} = F_{т.г.ж} v_{q\Gamma}. \quad (38)$$

Работа приведенного момента сил сопротивления, действующих на груз,

$$\begin{aligned} A_{\Gamma} &= \int M_{т.ж}^{np} d\varphi = \int F_{т.г.ж} v_{q\Gamma} d\varphi = \int m_{\Gamma} a_{q\Gamma} \omega_1^2 v_{q\Gamma} d\varphi = \\ &= m_{\Gamma} \omega_1^2 \int a_{q\Gamma} v_{q\Gamma} d\varphi = m_{\Gamma} \omega_1^2 \int v_{q\Gamma} d(v_{q\Gamma}) = \\ &= m_{\Gamma} \omega_1^2 \frac{v_{q\Gamma}^2}{2} - m_{\Gamma} \omega_1^2 \frac{v_{q\Gamma.нач}^2}{2} = \frac{m_{\Gamma} v_{q\Gamma}^2}{2} - T_{нач}. \end{aligned} \quad (39)$$

Таким образом, в любой момент времени  $T_{\Gamma} - T_{нач} = A_{\Gamma}$  и уравнения (34) и (35) тождественны.

Расчет приведенного момента инерции первой группы звеньев аналогичен расчету, выполненному по первому методу.

#### Литература

- [1] Кузенков В.В., Тимофеев Г.А., Фурсяк Ф.И. Динамика инерционных транспортеров. *Подъемно-транспортное дело*, 2010, № 3, с. 2–4.
- [2] Фролов К.В., ред. *Теория механизмов и машин*. Москва, Высшая школа, 1987, 495 с.

[3] Тимофеев Г.А., ред. *Теория механизмов и машин*. Курсовое проектирование. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012, 169 с.

[4] Зенков Р.Л., Ивашков И.Н., Колобов Л.Н. *Машины непрерывного транспорта*. Москва, Машиностроение, 1980, 304 с.

[5] Плавинский В.И., ред. *Машины непрерывного транспорта*. Москва, Машиностроение, 1969, 719 с.

[6] Лускань О.А., Кутейкин В.И. Анализ приводов инерционных роликовых конвейеров для транспортирования штучных грузов. *Изв. ТулГУ. Подъемно-транспортные машины и оборудование*, 2009, вып. 2, ч. 1, с. 39–43.

[7] Лускань О.А. *Теоретические основы перемещения грузов импульсными конвейерами*. Саратов, Саратов. гос. техн. ун-т, 2010, 99 с.

[8] Крюков А.С., Лускань О.А. Современные транспортные системы с инерционным приводом. Проблемы прочности и надежности строительных и машиностроительных конструкций. *Межвузовский сб. науч. тр. СГТУ*. Саратов, СГТУ, 2005, с. 313–316.

[9] Лускань О.А. Реализация исследований параметров движения грузов на импульсном тележечном конвейере в инженерном расчете. *Вестник СГТУ*, 2011, вып. 2(56), с. 52–57.

[10] Тимофеев Г.А., Кузенков В.В., Барышникова О.О. *Решение задач динамики для инерционных транспортеров*. В 2 ч. Ч. 1. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003, 84 с.

## References

[1] Kuzenkov V.V., Timofeev G.A., Fursiak F.I. Dinamika inertsiionnykh transporterov [The dynamics of inertial conveyors]. *Pod'emno-transportnoe delo* [Handling the case]. 2010, no. 3, pp. 2–4.

[2] *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of Mechanisms and Machines]. Ed. Frolov K.V. Moscow, Vysshiaia shkola publ., 1987. 495 p.

[3] *Teoriia mekhanizmov i mashin. Kursovoe proektirovanie* [Theory of mechanisms and machines. Course design]. Ed. Timofeev G.A. Moscow, Bauman Press, 2012. 169 p.

[4] Zenkov R.L., Ivashkov I.N., Kolobov L.N. *Mashiny nepreryvnogo transporta* [Machines of the continuous transport]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1980. 304 p.

[5] *Mashiny nepreryvnogo transporta* [Machines of the continuous transport]. Ed. Plavinskii V.I. Moscow, Mashinostroenie publ., 1969. 719 p.

[6] Luskan' O.A., Kuteikin V.I. Analiz privodov inertsiionnykh rolikovykh konveierov dlia transportirovaniia shtuchnykh грузов [Analysis of the inertial drive roller conveyors for transportation of general cargo]. *Izvestiia TulGU. Seriia: Pod'emno-transportnye mashiny i oborudovanie* [Proceedings of the TSU. Series: Hoisting Machinery] 2009, issue 2, pt. 1, pp. 39–43.

[7] Luskan' O.A. *Teoreticheskie osnovy peremeshcheniia грузов impul'snymi konveierami* [Theoretical basis of the movement of goods pulse conveyors]. Saratov, SSTU publ., 2010. 99 p.

[8] Kriukov A.S., Luskan' O.A. *Sovremennye transportnye sistemy s inertsiionnym privodom* [Modern transport system with inertial drive]. *Problemy prochnosti i nadezhnosti stroitel'nykh i mashinostroitel'nykh konstrukttsii. Mezhvuzovskii sbornik nauchnykh trudov SGTU* [The problems of durability and reliability of construction and engineering designs. Interuniversity collection of scientific papers SSTU]. Saratov, SSTU publ., 2005, pp. 313–316.

[9] Luskan' O.A. Realizatsiia issledovaniia parametrov dvizheniia грузов na impul'snom telezhechnom konveiere v inzhenernom raschete [The implementation of research settings cargo movement at the pulse Trolley line in engineering calculation]. *Vestnik SGTU* [Bulletin SSTU]. 2011, issue 2(56), pp. 52–57.

[10] Timofeev G.A., Kuzenkov V.V., Baryshnikova O.O. *Reshenie zadach dinamiki dlia inertsiionnykh transporterov. V 2 ch. Ch. 1* [The solution for the problems of the dynamics of inertial conveyors. In 2 pt. Pt. 1]. Moscow, Bauman Press, 2003. 84 p.

Статья поступила в редакцию 28.08.2013

## Информация об авторах

**ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич** (Москва) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

**КУЗЕНКОВ Владимир Васильевич** (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

## Information about the authors

**TIMOFEEV Gennadiy Alekseevich** (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of «Theory of Mechanisms and Machines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: timga@bmstu.ru).

**KUZENKOV Vladimir Vasil'evich** (Moscow) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Theory of Mechanisms and Machines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).