

УДК 621.83.06

Определение КПД передач с составными промежуточными телами качения

М.Е. Лустенков

ГУВПО «Белорусско-Российский университет», 212000, Могилев, Республика Беларусь, пр. Мира, 43.

Determining the efficiency of transmissions with jointed intermediate rolling bodies

M.E. Lustenkov

Belarusian-Russian University, Mira ave., 43, 212000, Mogilev, Republic of Belarus.

 e-mail: lustenkov@yandex.ru

i В настоящее время создание новой и энергоэффективной редукторной техники для работы в пространствах с ограниченными радиальными размерами очень актуально. В статье исследованы механические передачи с промежуточными телами качения, имеющие малые радиальные габариты и высокую нагрузочную способность. Предложена конструкция редукторного механизма с составными роликами и кулачками, позволяющая заменить скольжение в контактирующих парах качением, благодаря чему снижаются потери мощности. Использование составных кулачков обеспечивает возможность регулировки зацепления и компенсацию износа рабочих поверхностей. Исследована структура этих механизмов. Разработана методика теоретического определения КПД редукторов с составными роликами и приведенного коэффициента трения с учетом структуры потерь мощности в передаче. Результаты исследований позволяют оценить эффективность редукторных узлов с промежуточными телами качения на стадии проектирования и определить их рациональные геометрические параметры.

Ключевые слова: передача, редуктор, промежуточные тела качения, составные ролики, составные кулачки.

i The development of new energy efficient gear-operated equipment intended to work in spaces with limited radial dimensions is very important. The article investigates mechanical transmissions with intermediate rolling bodies having small radial dimensions and high load capacity. A design of the gear mechanism with jointed rollers and cams is proposed. In this design, sliding contact pairs are replaced with rolling contact pairs to reduce power losses. Using jointed cams provides the controlled engagement and reduced wear of work surfaces. These mechanisms are studied in detail. A technique for determining the theoretical efficiency of a gearbox with jointed rollers and the reduced coefficient of friction is developed. The technique takes into account the structure of the power losses in the transmission. The results of research make it possible to estimate the efficiency of the gear units with intermediate rolling bodies at the design stage and determine their reasonable geometric parameters.

Keywords: gear, gearbox, intermediate rolling bodies, jointed rollers, jointed cams.

Мировой объем производства промышленных редукторов и мотор-редукторов, начиная с 2008 г. постоянно растет, и в 2010 г. оценивался в 8,06 млрд долл. По прогнозам аналитиков к 2017 г. рынок Европы составит свыше 4,7 млрд долл. [1]. В условиях существующей конкуренции создавать новые производства

редукторной техники оправдано, если предлагаемая продукция имеет неоспоримые преимущества и (или) специфику применения, неучтенную другими разработчиками.

Специфика применения редукторов обусловлена часто возникающей необходимостью выбора меха-

нической передачи для передачи значительных мощностей (с редуцированием скорости и увеличением крутящих моментов) в ограниченных радиальных размерах, например: редукторы буровой техники; устройства, работающие в скважинах и трубах; механизмы манипуляторов, трансмиссий автомобилей, патронов, гайковертов и т. д.

В настоящее время разработчики новой техники все чаще обращают внимание на класс передач с промежуточными телами качения (ППТК) [2]. Эти механизмы компактны, обладают низкой энергоемкостью и высокой нагрузочной способностью, так как передача нагрузки осуществляется одновременно по множеству потоков.

Цель работы — разработка методики теоретического определения КПД одной из групп механизмов данного класса для оценки энергоэффективности привода и обоснования оптимальных геометрических параметров деталей ППТК.

Структура и принцип работы передачи. К настоящему времени разработано множество разновидностей ППТК [3], в которых беговые дорожки расположены на разных поверхностях, в том числе сферических [4], конических и др. Наибольшее применение нашли передачи эксцентрикового типа, однако они имеют увеличенные радиальные габариты. Передачи, в которых траектории движения центров масс тел качения расположены на цилиндрической поверхности, менее изучены. Известно, что исследования в этом направлении проводятся в Южной Корее [5], Японии [6] и Румынии [7]. Основы теории проектирования и расчета таких передач изложены в работах [8, 9], однако в них исследуются механизмы с телами качения в виде шариков [5–9]. Использование шариков снижает нагрузочную способность передач вследствие малой длины контактных линий и увеличенных расклинивающих усилий. В работе [10] рассмотрены роликовые передачи, но они имеют низкий КПД из-за большого скольжения в контактирующих парах.

В работе [2] предложен редукторный механизм, позволяющий снизить потери мощности, благодаря замене скольжения качением. Передача этого механизма состоит из трех коаксиально расположенных основных деталей (рис. 1). Ведущим валом, как правило, является цилиндрический внутренний кулачок 1 с беговой дорожкой, образованной двумя торцевыми кулачками. Сепаратор 2 имеет сквозные пазы, равномерно расположенные на его поверхности. Наружный цилиндрический кулачок 3, закрепляемый в корпусе, также состоит из двух деталей, образующих замкнутую периодическую дорожку. По беговым дорожкам внутреннего и наружного кулачков, а также вдоль осевых пазов сепаратора перемещаются тела качения (ролики) 4.

Внутренний, наружный кулачки и сепаратор образуют трехзвенный механизм, кинематические параметры которого аналогичны параметрам зубчатой планетарной передачи, спроектированной по схеме 2К-Н. Одно из звеньев механизма является ведущим, другое — ведомым, а третье — остановленным (стойка).

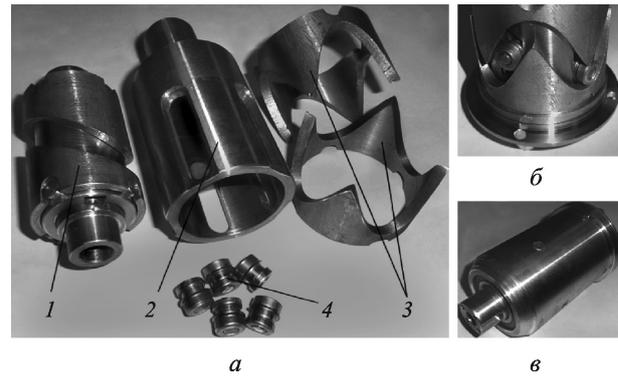


Рис. 1. Основные детали ППТК (а), редуцирующий узел (б) и редуктор в сборе (в):

1 — ведущий вал (внутренний кулачок); 2 — ведомый вал (сепаратор); 3 — составляющие наружного кулачка; 4 — составные ролики

Передаточное отношение i и частоты вращения звеньев в зависимости от используемой кинематической схемы могут быть определены из формулы Виллиса:

$$(\omega_1 - \omega_2)/(\omega_3 - \omega_2) = -Z_3/Z_1,$$

где $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ — угловые скорости звеньев 1, 2 и 3 соответственно; Z_1 и Z_3 — числа периодов периодических беговых дорожек соответственно внутреннего и наружного кулачков.

Тела качения в предложенной передаче выполнены в виде составных роликов. Составной ролик содержит стержень и две втулки, установленные с возможностью вращения относительно стержня. Каждая из трех составляющих ролика в процессе работы передачи контактирует с соответствующей рабочей поверхностью одного из трех основных звеньев ППТК. Таким образом, трение скольжения заменяется сопротивлением качению, сопровождаемым на порядок более низкими энергетическими потерями. Применение цилиндрических кулачков, состоящих из нескольких деталей, позволяет производить регулировку зацепления и компенсировать износ рабочих поверхностей кулачков постепенным перемещением одного из них вдоль оси передачи с помощью специального механизма регулировки.

Определение потерь мощности и КПД передачи со сплошными роликами. В работе [2] установлено, что средний КПД ППТК может быть определен по формуле, полученной на основе использования теории винтовой пары:

$$\eta_{12}^{(3)} = \frac{M_2 \omega_2}{M_1 \omega_1} = \frac{1}{i_{12}^{(3)}} \frac{\cos \varphi \sin(\alpha_{1m} + \alpha_{3m})}{\sin(\alpha_{1m} + \varphi) \cos(\alpha_{3m} - 2\varphi)}. \quad (1)$$

Здесь M_1 и M_2 — крутящие моменты на ведущем и ведомом валах соответственно; $i_{12}^{(3)}$ — передаточное отношение ППТК при передаче мощности от ведущего вала 1 к ведомому валу 2 и остановленном звене 3 (см. рис. 1, а),

$$i_{12}^{(3)} = Z_3/Z_1 + 1;$$

$\alpha_{1(3)m}$ — среднее значение углов подъема однопериодной (многопериодной) беговой дорожки; α_{jm} — среднее значение однопериодной беговой дорожки,

$$\alpha_{jm} = \arctg(2Z_j A / (\pi R)),$$

где A — амплитуда периодических беговых дорожек; R — радиус окружности образующей цилиндрической поверхности, на которой располагаются центры масс тел качения; j — индекс, обозначающий принадлежность параметров внутреннему (1) или наружному (3) кулачкам; φ — угол трения, $\varphi = \arctg(f')$, f' — приведенный коэффициент трения.

Однако в формуле (1) и полученных выражениях для определения КПД других кинематических схем ППТК [2] не учитывается структура потерь мощности. В общем случае потери мощности L в контактирующих парах передачи можно определить как сумму потерь мощности на трение скольжения L_{sk} и сопротивление качению L_c :

$$L = L_{sk} + L_c = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m F_{skji} v_{skji} + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m M_{cji} \omega_{ei} = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m f N_{ji} v_{skji} + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \delta N_{ji} \omega_{ei}. \quad (2)$$

Здесь F_{skji} — сила трения скольжения в контакте, $F_{skji} = f N_{ji}$; M_{cji} — момент сопротивления качению в контакте, $M_{cji} = \delta N_{ji}$; N_{ji} — силы (реакции), действующие на i -е тело качения со стороны j -го звена ППТК; f и δ — коэффициенты трения скольжения и трения качения соответственно; m — число основных звеньев в передаче, без учета тел качения ($m = 3$); n — число тел качения, $n = Z_1 + Z_3$; ω_{ei} — угловая скорость ролика относительно собственной оси; v_{skji} — скорость скольжения в контакте i -го тела качения и j -го звена ППТК.

Из системы уравнений кинетостатического равновесия получены выражения для определения средних значений сил в передаче N_1 и N_3 (действующие в контактах тела качения на звенья 1 и 3 соответственно) для рассматриваемой кинематической схемы, позволяющие проводить анализ прочности деталей ППТК, оценивать КПД и обосновывать их параметры [11]:

$$N_1 = N_2 \left(\frac{\cos \alpha_{3m} + f' \sin \alpha_{3m}}{\sin \alpha_{3m} - f' \cos \alpha_{3m}} - f' \right) \left/ \left[\cos \alpha_{1m} - f' \sin \alpha_{1m} + \frac{\sin \alpha_{1m} + f \cos \alpha_{1m}}{\sin \alpha_{3m} - f' \cos \alpha_{3m}} (\cos \alpha_{3m} + f' \sin \alpha_{3m}) \right] \right. \quad (3)$$

$$N_3 = \frac{N_2 - N_1 (\sin \alpha_{1m} + f \cos \alpha_{1m})}{\sin \alpha_{3m} - f \cos \alpha_{3m}}. \quad (4)$$

Реакция N_2 при проектном расчете считается заданной:

$$N_2 = M_2 / (R n K_p K_n),$$

где K_p — коэффициент, учитывающий геометрические параметры беговой дорожки и наличие участков, где тела качения не передают нагрузку, $K_p \approx 0,7 \dots 0,9$; K_n — коэффициент неравномерности распределения

нагрузки по потокам. Зависит от точности изготовления деталей, в среднем $K_n \approx 0,8$.

Разработана методика определения средней угловой скорости тела качения ω_e в его движении относительно собственной оси на основе метода условной остановки центра масс тела качения и переносе составляющих скорости этого центра в точки контакта с обратным знаком. Средняя угловая скорость определялась как среднее арифметическое угловых скоростей, сообщаемых телу со стороны других контактирующих с ним тел, при этом каждый контакт рассматривался независимо от других.

Получены выражения для определения мгновенных значений угловой скорости ω_e для роликовых ППТК для шести возможных кинематических схем (КС) передач в зависимости от угловой скорости ведущего звена, геометрических параметров передачи (радиуса тела качения r_s) и передаточного отношения $i_{io}^{(s)}$ (s — остановленное, i — ведущее, o — ведомое звенья ППТК). Движение ролика рассматривалось как плоскопараллельное. Было принято допущение о постоянстве диаметра ролика по его длине.

Выражения для определения относительной угловой скорости тела качения:

$$\text{КС №1 } \omega_e = \frac{\omega_1 R}{3r_s} \left[\mp \sin |\alpha_3| / \sin (\pi - |\alpha_1| - |\alpha_3|) \pm \text{tg} |\alpha_3| / i_{12}^{(3)} \mp \left(i_{12}^{(3)} \cos |\alpha_3| \right)^{-1} \right];$$

$$\text{КС №2 } \omega_e = \frac{\omega_1 R}{3r_s} \left[\mp 1 / \cos |\alpha_1| \mp \left(i_{13}^{(2)} \cos |\alpha_3| \right)^{-1} \pm \text{tg} |\alpha_1| \right];$$

$$\text{КС №3 } \omega_e = \frac{\omega_2 R}{3r_s} \left(\mp \cos |\alpha_1| / i_{21}^{(3)} \mp \text{tg} |\alpha_3| \pm 1 / \cos |\alpha_3| \right);$$

$$\text{КС №4 } \omega_e = \frac{\omega_2 R}{3r_s} \left(\pm \cos |\alpha_3| / i_{23}^{(1)} \pm \text{tg} |\alpha_1| \mp 1 / \cos |\alpha_1| \right);$$

$$\text{КС №5 } \omega_e = \frac{\omega_3 R}{3r_s} \left[\pm 1 / \cos |\alpha_3| \pm \left(i_{31}^{(2)} \cos |\alpha_1| \right)^{-1} \mp \text{tg} |\alpha_3| \right];$$

$$\text{КС №6 } \omega_e = \frac{\omega_3 R}{3r_s} \left[\mp \sin |\alpha_1| / \sin (\pi - |\alpha_1| - |\alpha_3|) \pm \text{tg} |\alpha_1| / i_{32}^{(1)} \mp \left(i_{32}^{(1)} \cos |\alpha_1| \right)^{-1} \right].$$

Для определения средних значений относительных угловых скоростей в приведенные выражения необходимо подставлять средние значения углов подъема беговых дорожек, приняв любую из двух возможных схем контакта ролика при движении вдоль пазов сепаратора (верхние либо нижние знаки перед слагаемыми) вследствие их равнозначности.

Скорости скольжения v_{skj} определяются по формуле

$$v_{skj} = |v_{rj}| \pm |\omega_e| r_s,$$

где v_{rj} — проекция относительной скорости движения тела качения и j -го звена на прямую, перпендикулярную к нормали к поверхностям контактирующих деталей в точке контакта. Знак «+» принимается в случае, когда перенесенная в точку контакта скорость $\omega_e r_s$ сов-

падает по направлению со скоростью v_{rj} , перенесенной в ту же точку, знак «-» — в противном случае [11].

Определение КПД передачи с составными роликами и приведенного коэффициента трения. С учетом разработки новой конструкции передачи (см. рис. 1) изменится структура потерь мощности и формула (2) будет скорректирована.

В конструкцию составного ролика входит стержень и втулки, каждая из которых может вращаться относительно стержня. Предположим, что диаметр отверстия в j -й втулке (диаметр ступени стержня) d_{soj} равен половине наружного диаметра соответствующей втулки d_{sj} , т. е. $r_{soj} = 0,5r_{sj}$. В этом случае можно предположить, что на линиях контакта ролика с беговой дорожкой будут располагаться мгновенные центры скоростей. При этом втулки могут осуществлять качение без проскальзывания по поверхностям кулачков и сепаратора. Тогда в выражении (2) будут отсутствовать потери мощности на скольжение L_{sk} . Однако в этом случае к потерям мощности на сопротивление качению добавятся потери на трение между поверхностями стержня и втулок L_{in} . Тогда формула (2) и ее составляющие примут следующий вид:

$$L = L_c + L_{in}; \quad L_c = \delta n \sum_{j=1}^m (N_j |\omega_{ejn}|);$$

$$L_{in} = fn \sum_{j=1}^m (N_j r_{soj} |\omega_{oj}|). \quad (5)$$

Здесь ω_{oj} — угловая скорость вращения втулки ролика относительно его стержня.

Поскольку стержень связан с одной из втулок, внутреннее трение в этой втулке учитываться не будет, а в контакте двух других втулок со стержнем ролика будут учитываться относительные угловые скорости с учетом знака:

$$\omega_{oj} = |\omega_{ejn} - \omega_{est}|, \quad (6)$$

где ω_{est} — относительная угловая скорость звена (втулки), соединенного со стержнем, принимаемая равной ω_{e1n} , ω_{e2n} или ω_{e3n} соответственно. Тогда КПД передачи

$$\eta = \frac{M_2 \omega_2}{M_2 \omega_2 + n \left[\delta \sum_{j=1}^m (N_j |\omega_{ejn}|) + f \sum_{j=1}^m (N_j r_{soj} \omega_{oj}) \right]}. \quad (7)$$

Выражение (7) позволяет определить КПД с более высокой степенью точности, чем выражение (1), так как в нем учитываются угловые скорости втулок и структура потерь мощности.

Проанализируем численно выражения (2) и (6) для передачи со следующими параметрами: $A = 10$ мм, $Z_1 = 1$, $Z_3 = 4$, $n = i_{12}^{(3)} = 5$, передаваемый крутящий момент $M_2 = 200$ Н·м, частота вращения ведущего вала $n_1 = 200$ мин⁻¹, коэффициенты трения были приняты: $f = 0,1$ и $\delta = 1 \cdot 10^{-5}$ м. При расчете использовались следующие допущения: диаметры всех втулок принимались равными $\delta_s = 12$ мм, диаметры отверстий во втулках (диаметры стержней) составляли 50 %

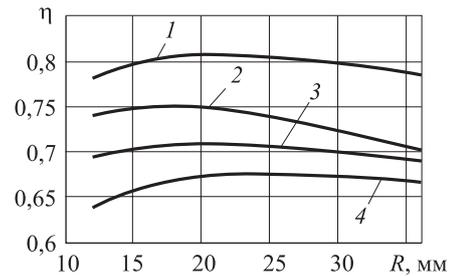


Рис. 2. Зависимость теоретического (среднего) КПД передачи от радиуса R :

1, 2, 3 — составные ролики, стержень ролика связан с втулкой, контактирующей с наружным кулачком, сепаратором и внутренним кулачком соответственно; 4 — цельные ролики

наружных диаметров втулок. Допущением в математических моделях (2) и (6) является принятое равенство радиусов окружностей, на которых расположены середины линий контакта элементов роликов с основными звеньями передачи.

Результаты вычислений КПД при изменении радиуса R (углов подъема беговых дорожек) показаны на рис. 2. При увеличении радиуса R или амплитуды A при прочих неизменных параметрах передачи углы подъема также увеличиваются. Как видно на рис. 2 указанные геометрические параметры имеют оптимальные значения, причем этот оптимум сдвигается в сторону больших значений углов подъема беговых дорожек при использовании составных роликов. На основе анализа представленных графических зависимостей можно определить наиболее рациональную конструкцию роликов. Очевидно, что в рассматриваемых моделях КПД ППТК не зависит от передаваемого крутящего момента и частот вращения валов. Эти функциональные зависимости необходимо устанавливать экспериментально [12].

Зависимость (1) для определения КПД в передаче и выражения для других кинематических схем, приведенные в [2], позволяют определить среднее значение КПД на начальных этапах проектирования ППТК. В указанных формулах используется приведенный коэффициент трения f' , который должен учитывать потери на скольжение и качение. Подстановка в формулы (1), (3) и (4) вместо f' значений коэффициентов трения скольжения приведет к занижению КПД для конструкций ППТК с составными роликами. Необходимо определить приведенный коэффициент трения (сопротивления движению) f' , учитывающий потери на качение втулок по поверхностям основных элементов передачи и скольжение между стержнем ролика и втулками. Для этого приравняем потери на скольжение L_{sk} и суммарные потери в зацеплении с составными роликами ($L_c + L_{in}$) и выразим из полученного уравнения коэффициент трения скольжения, обозначив его f' . После преобразований получим

$$f' = \left[\delta \sum_{j=1}^m (N_j |\omega_{ejn}|) + f \sum_{j=1}^m (N_j r_{soj} \omega_{oj}) \right] / \sum_{j=1}^m N_j v_{skj}. \quad (8)$$

Численные подстановки значений параметров в формулу (8) показали, что при справочных значениях коэффициентов трения для стальных деталей ($f = 0,1$ и $\delta = 1 \cdot 10^{-5}$ м), указанных выше геометрических и кинематических параметрах ППТК ($R = 20$ мм) приведенный коэффициент трения (сопротивления движению) $f' = 0,07$. Расчеты также показали, что приведенный коэффициент трения монотонно увеличивается при уменьшении углов подъема беговых дорожек.

Выводы

1. На основе разработанной математической модели установлено, что КПД исследуемой передачи с составными роликами выше КПД ППТК с цельными роликами на 5...22 % в зависимости от конструкции ролика. Наиболее целесообразно проектировать стержень

ролика, соединенный с втулкой, контактирующей с беговой дорожкой наружного кулачка, что способствует повышению КПД, в среднем, на 20 %. Наименьший эффект по снижению энергетических потерь дает соединение стержня ролика с втулкой, контактирующей с беговой дорожкой внутреннего кулачка.

2. Установлена структура потерь мощности в исследуемой передаче. Расчеты показали, что при использовании цельных роликов потери на сопротивление качению составляют 1...2 % общих потерь мощности и зависят от значений коэффициентов трения. Для повышения КПД передачи следует уменьшать диаметр стержня ролика, однако при этом необходимо проводить расчеты прочности элементов составных роликов, так как при уменьшении диаметра стержневых элементов возрастают напряжения среза и напряжения смятия в контакте с втулками.

Литература

- [1] *Industrial Gearbox and Gear Motors: European Manufacturers Are Challenged by Intense Competition and Low Margins. Finds Frost & Sullivan.*
URL <http://www.frost.com/prod/servlet/press-release-print.pag?docid=262010347> (дата обращения 14 января 2013).
- [2] Лустенков М.Е. *Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизации потерь мощности.* Могилев, Бел.-Рос. ун-т, 2010. 274 с.
- [3] Становской В.В., Ремнева Т.А., Казакивичус С.М. Передачи со свободными телами качения, обзор патентной литературы. *Прогрессивные зубчатые передачи. Сб. науч. тр.* Новоуральск, Изд. НГТИ, 2003, с. 61–94.
- [4] Lustenkov M.E. Planetary Ball Transmissions: Strength Calculations. *Russian Engineering Research*, 2010, vol. 30, no. 9, pp. 862–866.
- [5] Nam W.K., Shin J.W., Oh S.H. Design of thin plate-type speed reducers using balls for robots. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2013, no. 27, pp. 519–524.
- [6] Terada H., Masuda T., Yoshida S. Motion Analysis of a Reciprocating Motion Type Ball Reducer. *Proc. 12th IFTOMM World Congress. Besançon*, June 18–21, 2007, pp. 414–418.
- [7] Bara M. Designing Aspects Of Cylindrical Transmission. *American Society of Mechanical Engineers Conference Proceedings*. 5–10 November 2006, Chicago, Illinois, 2006. pp. 75–81.
- [8] Лустенков М.Е., Макаревич Д.М. *Планетарные шариковые передачи цилиндрического типа.* Могилев, Бел.-Рос. ун-т, 2005. 123 с.
- [9] Игнатищев Р.М. Эстафета молодым — sin+шарики редуктор. Могилев, МОУТ им. С. Соболя, 2011. 28 с.
- [10] Пашкевич М.Ф., Пашкевич В.М., Пашкевич А.М., Чертков С.В. *Планетарные кулачково-плунжерные передачи. Проектирование, контроль и диагностика.* Могилев, Белорус.-Рос. ун-т, 2003. 221 с.
- [11] Лустенков М.Е., Комар В.Л., Машин Ю.В., Фитцова Е.С. Исследование кинематики и определение КПД передач с промежуточными телами качения. *Горная механика и машиностроение*, 2013, № 2, с. 77–89.
- [12] Лустенков М.Е., Прудников А.П. Испытания передач с промежуточными телами качения. *Техника в сельском хозяйстве*, 2010, № 5, с. 32–33.

References

- [1] *Industrial Gearbox and Gear Motors: European Manufacturers Are Challenged by Intense Competition and Low Margins. Finds Frost & Sullivan.*
Available at: <http://www.frost.com/prod/servlet/press-release-print.pag?docid=262010347> (accessed 14 January 2013).
- [2] Lustenkov M.E. *Peredachi s promezhutochnymi telami kachenii: opredelenie i minimizatsii poter' moshchnosti* [Transmissions with intermediate rolling elements]. Mogilev, Belarusian-Russian University publ., 2010. 274 p.
- [3] Stanovskoi V.V., Remneva T.A., Kazakiavichus S.M. *Peredachi so svobodnymi telami kachenii, obzor patentnoi literatury* [Transmission with free rolling bodies review the patent literature]. *Progressivnye zubchatye peredachi: sbornik nauchnykh trudov* [Progressive gears: collection of scientific papers]. Novoural'sk, NGTI publ., 2003, pp. 61–94.

- [4] Lustenkov M.E. Planetary Ball Transmissions: Strength Calculations. *Russian Engineering Research*, 2010, vol. 30, no. 9, pp. 862–866.
- [5] Nam W.K., Shin J.W., Oh S.H. Design of thin plate-type speed reducers using balls for robots. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2013, no. 27, pp. 519–524.
- [6] Terada H., Masuda T., Yoshida S. Motion Analysis of a Reciprocating Motion Type Ball Reducer. *Proceedings 12th IFToMM World Congress. Besançon*, June 18–21, 2007, pp. 414–418.
- [7] Bara M. Designing Aspects of Cylindrical Transmission. *American Society of Mechanical Engineers Conference Proceedings*. 5–10 November, 2006. Chicago, Illinois, 2006, pp. 75–81.
- [8] Lustenkov M.E., Makarevich D.M. *Planetarnye sharikovye peredachi tsilindricheskogo tipa* [Planetary ball transfer cylinder type]. Mogilev, Belarusian-Russian University publ., 2005. 123 p.
- [9] Ignatishchev R.M. *Estafeta molodym — sin+shariki reduktor* [Relay young — sin + balls gear]. Mogilev, MOUT im. S. Sobolia publ., 2011. 28 p.
- [10] Pashkevich M.F., Pashkevich V.M., Pashkevich A.M., Chertkov S.V. *Planetarnye kulachkovo-plunzhernye peredachi. Proektirovanie, kontrol' i diagnostika* [Planetary cam-plunger transmission. Designing, testing and diagnostics]. Mogilev, Belarusian-Russian University publ., 2003. 221 p.
- [11] Lustenkov M.E., Komar V.L., Mashin Iu.V., Fittsova E.S. Issledovanie kinematiki i opredelenie KPD peredach s promezhutochnymi telami kachenii [The study of kinematics and determination of the efficiency of transmission intermediate rolling bodies]. *Gornaia mekhanika i mashinostroenie* [Mechanics and Mining Engineering]. 2013, no. 2, pp. 77–89.
- [12] Lustenkov M.E., Prudnikov A.P. Ispytaniia peredach s promezhutochnymi telami kachenii [TEST-forward rolling elements]. *Tekhnika v sel'skom khoziaistve* [Technology in Agriculture]. 2010, no. 5, pp. 32–33.

Статья поступила в редакцию 13.03.2014

Информация об авторе

ЛУСТЕНКОВ Михаил Евгеньевич (Могилев) — кандидат технических наук, доцент, первый проректор ГУВПО «Белорусско-Российский университет» (212000, Могилев, Республика Беларусь, пр. Мира, 43, e-mail: lustenkov@yandex.ru).

Information about the author

LUSTENKOV Mikhail Evgen'evich (Mogilev) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor, First Vice-Rector. Belarusian-Russian University (BRU, Mira ave., 43, 212000, Mogilev, Republic of Belarus, e-mail: lustenkov@yandex.ru).



В Издательстве МГТУ им. Н.Э. Баумана
вышло в свет учебное пособие

«Методы принятия решений в системах организационного управления»

авторов В.М. Постникова, В.М. Черненко.

Рассмотрены основные понятия, методы и подходы, определяющие процесс принятия управленческого решения. Изложены методы принятия решений в условиях определенности и неопределенности, метод анализа иерархий, логико-интуитивные методы, а также коллективные методы принятия решения. Приведены примеры для быстрого усвоения теоретического материала и его дальнейшего использования при выполнении домашних заданий, курсовых и дипломных проектов, а также при решении конкретных задач производственной деятельности.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru