

# Расчет и конструирование машин

УДК 519.711.2


DOI 10.18698/0536-1044-2016-7-3-10

## Сравнение методов проектирования планетарных редукторов с использованием ЭВМ

**И.В. Леонов**

МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

## The Comparison of Methods of Computer-Based Design of Planetary Reduction Gears

**I.V. Leonov**BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1 e-mail: ivleonov@bmstu.ru

**i** Проектирование планетарных передач (ПП) является более сложной задачей, чем разработка передачи с неподвижными осями, поэтому в учебной литературе приведено множество программ для их расчета на ЭВМ. Для сравнения различных методов проектирования планетарных передач с использованием ЭВМ выбрана схема двухрядного планетарного редуктора как одна из самых трудоемких для расчета вследствие значительного превышения числа неизвестных (чисел зубьев) над заданными условиями проектирования. В качестве исходных данных обычно используют передаточное отношение и число сателлитов, обеспечивающих увеличение передаваемой мощности и статическую уравновешенность конструкции. Задача проектирования планетарных передач является многокритериальной и сопровождается значительным числом кинематических ограничений, накладываемых на числа зубьев колес. Самой негативной особенностью для расчета на ЭВМ является округление частного от деления целых чисел зубьев, которое может оказаться дробным, до целого числа. Поэтому использование ЭВМ при проектировании планетарных передач имеет свои особенности. Планетарные передачи применяют более двух тысяч лет, но до сих пор не разработан универсальный метод их проектирования, позволяющий как минимизировать время конструкторской подготовки редукторов, так и оптимизировать их эксплуатационные свойства и технологические качества. В связи с этим проведено сравнение нескольких принципиально различных программ проектирования планетарных передач с использованием ЭВМ с целью определения удобства применения, возможностей достижения оптимального решения по критерию габаритных размеров, оценки его устойчивости и точности.

**Ключевые слова:** планетарный редуктор, выбор чисел зубьев, передаточное отношение, критерий габаритных размеров, расчет на ЭВМ, погрешность расчета.

**i** Planetary gears have been widely used due to their advantages compared to other types of gears with regards to compact structure, relatively small dimensions and efficient metal consumption. These advantages can be realized only when the optimal scheme and number of teeth of the planetary gears are chosen. However, designing planetary gears is a more complex task than designing gears with stationary axes, hence the abundance of computer

programs recommended for designing planetary gears in the literature. To compare computer-based methods of designing planetary gears, a scheme of double-row planetary reduction gear is chosen. It is considered as one of the most time consuming schemes to calculate due to the significantly higher number of unknowns over the pre-set design conditions. Usually, the transmission ratio and the number of satellites whose quantity provides the increase in the transferred power and static balance of the construction, are taken as the design assignment for the reduction gear. When the transmission ratios of the double-row planetary reduction gears are the same, their dimensions may be different depending on the distribution of the transmission ratios in the two rows of meshing and the arrested planet carrier. Designing planetary gears is a multi-criteria task; it is associated with a considerable number of kinematic constraints with regards to the number of teeth. A particularly frustrating thing for computer-based calculations is rounding the quotient of whole numbers of teeth, which may happen to be a fractional number, to a whole number. A discrepancy between the actual transmission ratio and the pre-set one occurs. This error is insignificant for power transmissions but can lead to incorrect calculations when performing the assemblability test for reduction gears. That is why computer-based design of planetary gears specifically requires obtaining the solution in whole numbers. The dimensions and the discrepancy between the actual and the pre-set transmission ratios are chosen as the criterion of optimality when designing planetary gears, even though the latter may be insignificant when designing power transmissions. Despite the fact that planetary gears have been used for more than two thousand years, a universal designing method that would allow minimizing design time and optimizing performance characteristics and manufacturing qualities, still does not exist. In this article the author compares several fundamentally different computer-based programs for designing planetary gears with the aim of determining their usability, possibility of obtaining optimal solutions with regards to dimensions, and assessing their consistency and accuracy.

**Keywords:** planetary reduction gear, choice of the number of teeth, transmission ratio, dimensions criterion, computer-based calculation, computational error.

Планетарные передачи (ПП) получили широкое распространение благодаря удобству компоновки, высокой нагрузочной способности и сравнительно малым габаритным размерам и металлоемкости. Однако эти преимущества перед другими силовыми передачами могут быть реализованы только при оптимальном выборе

кинематической схемы и чисел зубьев колес ПП [1–3].

Проектировать планетарные передачи значительно сложнее, чем передачи с неподвижными осями, поэтому в учебной литературе приведено множество программ для ЭВМ, которые можно использовать при расчете ПП

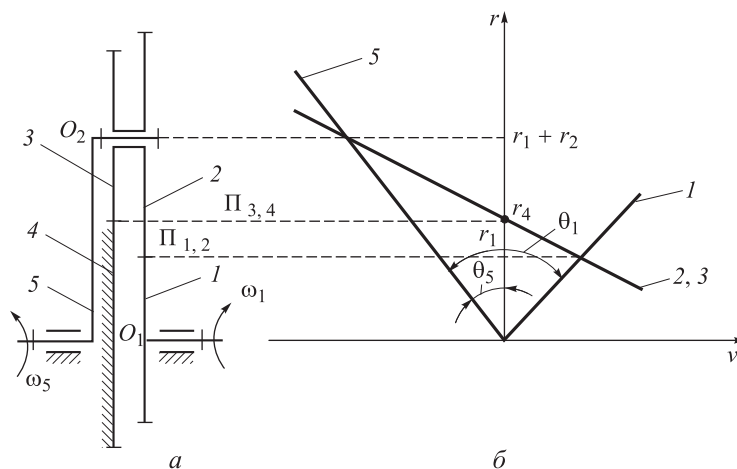


Рис. 1. Схема двухрядного планетарного редуктора с двумя внешними зацеплениями (а) и план скорости (б):

1 — солнечное колесо; 2, 3 — сателлиты первого и второго ряда зацеплений; 4 — неподвижное центральное колесо; 5 — водило

различных типов [4–7]. Применение ЭВМ при проектировании ПП значительно ускоряет этот процесс, но вносит в него существенные особенности, связанные с тем, что числа зубьев колес должны иметь целые значения.

Цель работы — сравнение различных методов проектирования ПП с использованием ЭВМ и выбор наилучшего из них.

Для сопоставления этих методов был выбран редко применяемый в общем машиностроении двухрядный планетарный редуктор с двумя внешними зацеплениями (рис. 1), расчет которого является одним из самых трудоемких. Актуальность его использования в механизмах рекуперации энергии транспортных машин связана с необходимостью изменения знака передаточного отношения (ПО) с положительного на отрицательный при рекуперации и с конструктивными особенностями механизмов последней. Такими исследованиями занимается профессор МГТУ им. Н.Э. Баумана Н.К. Куликов [7–9].

В качестве исходных данных на проектирование планетарного редуктора можно использовать различные технико-экономические показатели, к наиболее важным из которых относятся [5–7]:

- заданное ПО;
- число сателлитов, обеспечивающих статическую уравновешенность конструкции и снижение габаритных размеров;
- допустимое отклонение фактического ПО от заданного. Причем для силовых передач отклонение от заданного ПО в допустимых пределах является возможным, а для кинематических передач — невозможным.

Проектирование планетарного редуктора сопровождается рядом кинематических ограничений на выбор его параметров. Одним из них является условие соосности двух рядов зацеплений колес, которое не включают в задание на проектирование, но его выполнение является принципиально необходимым. На параметры зубчатых колес накладываются такие ограничения, как смещение инструмента при изготовлении, минимальное число зубьев из условия подреза зуба и заклинивания, поэтому при проектировании необходима проверка их выполнения.

Самой негативной особенностью для расчета на ЭВМ является округление частного от деления целых чисел зубьев, которое может быть дробным, до целого числа. При этом возникает

отличие фактического ПО от заданного, а в дальнейшем эта погрешность, не имеющая большого практического значения для силовых передач, может привести к неверному расчету при проверке условия сборки редуктора. Поэтому вследствие необходимости получения чисел зубьев в целых числах использование ЭВМ при проектировании ПП имеет свои особенности.

В качестве критериев оптимальности при расчете чисел зубьев обычно выбирают радикальные габаритные размеры и погрешность фактического ПО по сравнению с заданным, хотя последняя может и не иметь большого значения при проектировании силовых передач. При одинаковых общих ПО двухрядных планетарных редукторов их габаритные размеры могут быть различными в зависимости от распределения ПО в двух рядах зацеплений при остановленном водиле. Основной методикой проектирования планетарной зубчатой передачи является определение числа зубьев колес с помощью способа сомножителей [10, 11], применение которого с использованием программ расчета на ЭВМ рассмотрено в работах [4–6]. ПО двухрядного планетарного редуктора с двумя внешними зацеплениями выражают через четыре неизвестных числа зубьев, являющихся искомыми при проектировании с использованием ЭВМ [3–5]:

$$u_{1b} = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}, \quad (1)$$

где  $z_1, \dots, z_4$  — числа зубьев колес.

Отсюда следует, что бесчисленное множество вариантов чисел зубьев, удовлетворяющих заданному ПО, можно найти из соотношения

$$\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = 1 - u_{1b}. \quad (2)$$

Подобранные из соотношения (1) числа зубьев колес также должны удовлетворять условиям соосности, соседства и сборки [4–6]. Уравнение соосности для передач с колесами, нарезанными без смещения инструмента, при равных модулях в обоих рядах внешних зацеплений имеет вид

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4. \quad (3)$$

Для одновременного удовлетворения условий (3) и (2) числа зубьев каждого из зубчатых колес произведения сомножителей представляют в виде [4–6]

$$z_1 = qA; \quad z_2 = qB; \quad z_3 = qC; \quad z_4 = qD, \quad (4)$$

где  $q$  — общий множитель.

После преобразования и подстановки выражения (3) для чисел зубьев в соотношение (1) получают классическое уравнение для выбора множителей  $A, B, C, D$ , дающее бесчисленное множество вариантов и никак не связанное с критерием габаритных размеров редуктора.

Определив случайным образом комбинацию множителей  $A, B, C, D$ , находят возможное число зубьев колес, удовлетворяющих условию сборки, по выражению [4–6]

$$z_1 \frac{u_{1b}}{k} (1 + kn) = N, \quad (5)$$

где  $u_{1b} = 1/u_{b1}$  — фактическое ПО, получаемое по выражению (1), которое при некоторых вариантах расчета может иметь дробное значение;  $n, N$  — любые целые числа;  $k$  — заданное число сателлитов.

Поскольку при расчете может быть получено бесчисленное множество вариантов чисел зубьев, не отражающих критериев качества редуктора, использование способа сомножителей представляется затруднительным ввиду необходимости анализа большого количества вариантов по нескольким критериям [11, 12]. Таким образом, определение оптимальных расчетных значений чисел зубьев колес даже с применением программ для ЭВМ при использовании способа сомножителей затруднено и способ требует совершенствования. Проведенный анализ программ расчета ПП [4–7] позволяет разделить их на два класса, имеющих следующие особенности:

1) последовательный расчет критериев качества передач и условий выполнения ограничений проводят в широком диапазоне ПО с исключением из результатов вычислений заведомо неудачных вариантов комбинаций во всем возможном пространстве неизвестных параметров проектирования. Многоцикличный расчет (в том числе и заведомо неоптимальных параметров передачи) обеспечивают вариацией целых значений чисел зубьев с анализом нескольких сотен тысяч вариантов и выдачей для последующего расчета вручную многочисленных вариантов проектировочных решений [4, 5];

2) расчет искомых параметров передач и их критериев качества выполняют в ограниченном требуемой точностью диапазоне заданного ПО способом сомножителей. При этом снижается

число вариантов просмотренных комбинаций оптимального решения и появляется возможность направленного поиска связанных между собой комбинаций чисел зубьев колес в выбранном направлении. Эффективность создания программ второго класса расчета ПП зависит от предварительно накопленной информации об области оптимальных решений по отдельным критериям оптимальности [2, 5, 6].

Проведенный анализ программ расчета ПП на ЭВМ не позволяет выявить решающее преимущество программ того или иного класса, но дает возможность предположить, что для оптимизации расчета по многочисленным критериям оптимальности следует применять программы второго класса. Этот вывод сделан на основании того, что при расчете вручную уже накоплен значительный опыт, результаты которого опубликованы в работах [2, 5, 13]. Применение программ второго класса может быть предпочтительным в учебном процессе, так как в отличие от программ первого класса, опирающихся на случайный поиск оптимального решения, они позволяют учитывать причины изменения критериев оптимальности при поиске по определенным направлениям изменения конструктивных параметров.

Рассматриваемый метод проектирования ПП с использованием программ второго класса является производным от классического расчета вручную способом сомножителей, в котором число вариантов решения ограничивают путем выделения перспективной области соответствующего множества пониженных значений одного из главных критериев проектирования — габаритных размеров. Идея возможности выделения перспективной области множества решений возникает при рассмотрении плана скоростей двухрядного планетарного редуктора с двумя внешними зацеплениями (см. рис. 1, б), где 1 — закон распределения скоростей солнечного колеса; 2, 3 — закон распределения скоростей сателлитов; 5 — закон распределения скоростей водила. Заданное при проектировании ПО соответствует отношению тангенсов наклона лучей 1 и 5 плана скоростей

$$u_{15} = \omega_1 / \omega_5 = \operatorname{tg} \theta_1 / \operatorname{tg} \theta_5,$$

где  $\theta_1, \theta_5$  и  $\omega_1, \omega_5$  — соответственно углы наклона лучей законов распределения скоростей и угловые скорости солнечного колеса и водила.

Рассмотрение закона распределения скоростей сателлитов (см. рис 1, б, прямая 2, 3) пока-

зывает, что угол наклона луча, пропорциональный его угловой скорости  $\omega_2 = \omega_3$ , предопределяет габаритные размеры планетарного механизма при заданном ПО  $u_{15}$ . Судя по точкам пересечения лучей законов распределения скоростей, увеличение скоростей сателлитов и уменьшение угла наклона луча 2, 3 вызывает снижение радиусов колес 4 и 1, т. е. уменьшение габаритных размеров планетарной зубчатой передачи. В свою очередь, скорость вращения сателлитов 2 и 3 определяется взаимным положением полюсов зацепления  $\Pi_{1,2}$  и  $\Pi_{3,4}$  в двух рядах зацеплений зубчатых колес планетарного редуктора. Сближение этих полюсов способствует снижению габаритных размеров и определяется близостью размеров колес в двух рядах зацеплений редуктора.

Проведенный анализ плана скоростей двухрядного планетарного редуктора с двумя внешними зацеплениями позволяет сделать вывод, что область его уменьшенных радиальных габаритных размеров образуется путем сближения чисел зубьев, определяющих размеры зубчатых колес в двух рядах зацеплений, и, возможно, путем приближения чисел зубьев к минимально возможному из условия подреза и сборки редуктора с многочисленными сателлитами. Область уменьшенных радиальных габаритных размеров редуктора при расчете оценивают безразмерным критерием  $G$  габаритных размеров, определяемым по формуле [12, 14]

$$G = \min(z_1 + 2z_2; z_4 + 2z_3).$$

Критерий  $G$  не является фактическим размером передачи и используется только для сравнения вариантов расчета редуктора. Чем больше значение этого параметра, тем больше размер передачи. Безразмерный критерий радиальных габаритов передач не зависит от модуля  $m$ , который в дальнейшем определяют из условий прочности [13].

Другим безразмерным минимизируемым критерием качества является относительная погрешность расчета фактического ПО [10, 14]

$$\epsilon_p = \left| \frac{u - u^*}{u} \right|,$$

где  $u$  — заданное ПО;  $u^*$  — фактическое ПО, определяемое по выражению (1).

В целях упрощения расчета двух выбранных критериев с использованием способа множителей можно представить постоянными отно-

шения чисел зубьев отдельных колес. Например, при расчете по уравнению (2) можно принять постоянным отношение

$$z_4/z_3 = 1.$$

Для выполнения условия соосности можно назначить число зубьев колес одного из рядов как среднее арифметическое чисел зубьев другого ряда. Тем самым осуществляется оптимизация по критерию минимизации размеров:

$$z_3 = z_4 = (z_2 + z_1)/2.$$

Изменение критерия  $G$  габаритных размеров при допущении равных чисел зубьев колес 3 и 4 в зависимости от заданного ПО  $u_{1b} = 1/u_{b1}$  представлено кривой 2 на рис. 2.

Другим вариантом «среза» многопараметрического пространства возможных решений по способу множителей является метод выравнивания ПО в двух рядах зацеплений, которое автоматически делает выполненным условие соосности (3)

$$z_4/z_3 = z_2/z_1.$$

Изменение критерия  $G$  габаритных размеров при этом допущении представлено кривой 4 на рис. 2.

Интересная программа расчета на ЭВМ приведена в работе [6], в которой для сокращения множества рассматриваемых решений по способу множителей предложено связать между собой числа зубьев колес 2 и 3 линейной зависимостью

$$\lambda = z_2/z_3.$$

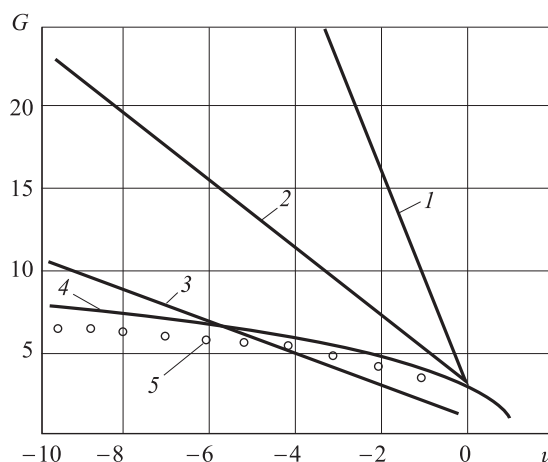


Рис. 2. Зависимость критерия  $G$  радиальных габаритных размеров планетарного редуктора от ПО  $u$  при различных вариантах расчета

В этой программе [6] поиск решения проводят при заданном числе зубьев центрального колеса  $z_1$ , удовлетворяющем условию сборки конструкции с многочисленными сателлитами (5). Поскольку все числа зубьев должны быть выражены целыми числами, в программе расчета для ЭВМ последнее условие контролируется специальным оператором [6]. В программе расчета предусмотрена также проверка ограничений по условию соседства и условий подреза и заклинивания колес. При невыполнении хотя бы одного из условий расчет новых чисел зубьев центрального колеса  $z_1$  и других колес с проверкой ограничений продолжается. Изменение критерия  $G$  габаритных размеров при этом допущении представлено кривой 1 на рис. 2.

На рис. 2 приведены расчетные зависимости критерия радиальных габаритных размеров планетарных редукторов от ПО, полученные с помощью нескольких программ ЭВМ второго класса. Расчет проведен для силовых передач, в которых за счет допустимых отклонений ПО габаритные размеры и стоимость механической обработки могут быть иногда снижены в два и более раз за счет уменьшения точности воспроизведения заданного ПО. При проведении вычислений варьировалось расчетное ПО  $u_{1b}$  и определялись соотношения чисел зубьев колес, удовлетворяющие заданному  $u_{1b}$  и условиям отсутствия подреза зубьев, а также сборки и соседства [4–6]. Для сравнения на рис. 2 приведены зависимости  $G = f(u)$ , рассчитанные для однорядной передачи (кривая 3) и по программе первого класса (точки 5). Анализ расчетных зависимостей показал, что по критерию габаритных размеров планетарный редуктор, спроектированный с применением программ второго класса с выравниванием ПО в двух рядах зацеплений (кривая 4), не уступает тому, что рассчитан методом оптимизации по программе первого класса (точки 5).

На рис. 3 приведена зависимость относительной погрешности  $\varepsilon_p$  фактического ПО планетарного редуктора с выравниванием ПО в двух рядах зацеплений от ПО  $u$  (кривая 1). Для удобства на график наложена зависимость критерия  $G$  радиальных габаритных размеров двухрядного планетарного редуктора от ПО (кривая 2). Зависимость относительной погрешности фактического ПО  $u$  (кривая 1) по программе второго класса имеет колебательный характер и выходит за пределы допустимой погрешности, равной 5 %, в диапазоне изменения ПО от  $-1$  до  $+1$ . Попытка расчета аналогичной зависимости для программы первого класса не удалась из-за того, что поиск оптимального решения проведен методом случайного поиска и в диапазоне ПО от  $-1$  до  $+1$  расчет не дает никаких вариантов решения.

Колебательный характер относительной погрешности фактического ПО можно объяснить тем, что расчет по программе второго класса проведен с округлением дробного числа зубьев до целого. В диапазоне изменения ПО от  $-1$  до  $+1$  все числа зубьев близки к минимальному значению и погрешность достаточно велика. По мере роста модуля ПО округляемые числа зубьев колес увеличиваются, за счет чего и происходит снижение относительной погрешности. Причем при некоторых вариантах расчета чисел зубьев погрешность снижается до нуля, что обеспечивает точное решение при равенстве заданного и фактического передаточных отношений.

Преимуществом программ расчета на ЭВМ второго класса является то, что поиск оптимального решения проводят в перспективной зоне возможных решений, где можно предсказать зависимости изменения критериев качества, в то время как по программам первого класса решения получают в случайной последовательности. Благодаря использованию в расчете по программам второго класса только двух выбираемых коэффициентов между числами зубьев, связанных линейно, все возможные варианты конструкции передачи, рассчитанные указанным способом, будут линейно зависимы между собой, т. е. оптимальной с конструктор-

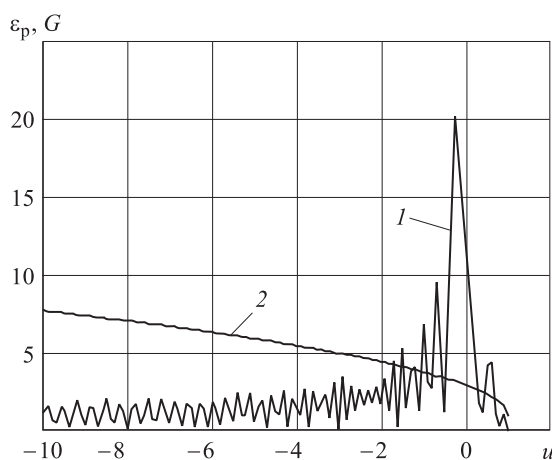


Рис. 3. Зависимость относительной погрешности ПО  $\varepsilon_p$  (1) и критерия  $G$  радиальных габаритных размеров двухрядного планетарного редуктора (2) от фактического ПО  $u$

ской и технологической точек зрения будет такая конструкция, для которой тройка чисел зубьев будет взаимно простой [13, 14].

## Выводы

1. Двухрядный планетарный редуктор с двумя внешними зацеплениями может реализовывать как положительное, так и отрицательное, ПО. При близости к нулю ПО от солнечного колеса к водилу его обратное ПО от водила к солнечному колесу может быть очень высоким, а КПД редуктора — низким, при этом погрешность расчета также превышает допустимое значение, равное 5 %.

2. При одинаковых ПО к водилу двухрядных планетарных редукторов габаритные раз-

меры могут быть различными в зависимости от ПО в рядах зацеплений при остановленном водиле. Наименьшие габаритные размеры двухрядные планетарные редукторы имеют при равных ПО в рядах зацеплений при остановленном водиле.

3. На основании предложенного нового метода проектирования ПП на кафедре «Теория механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана создана лабораторная работа, которая позволяет студентам провести сравнение расчетов редукторов при различных задаваемых ПО и оценку критериев их качества на ЭВМ, а путем экспериментальной сборки редуктора, выполненного по оптимальному варианту, убедиться в верности и преимуществе нового метода проектирования.

## Литература

- [1] Крайнев А.Ф. *Проектирование зубчатых механизмов*. Москва, ВНИИ механизации лесного хозяйства, 1971. 206 с.
- [2] Кудрявцев В.Н. *Планетарные передачи*. Ленинград, Машиностроение, 1966. 308 с.
- [3] Волков Д.П., Крайнев А.Ф. *Планетарные, волновые и комбинированные передачи строительных и дорожных машин*. Москва, Машиностроение, 1968. 306 с.
- [4] Тимофеев Г.А., Умнов Н.В. *Теория механизмов и машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 154 с.
- [5] Попов С.А., Фролов К.В., ред. *Курсовое проектирование по ТММ и механике машин*. Москва, Высшая школа, 1999. 351 с.
- [6] Белоконев И.М. *Механика машин. Расчеты с применением ЭЦВМ*. Киев, Вища школа, 1978. 232 с.
- [7] Radzevich S.P. *Gear Cutting Tools: Fundamentals of Design and Computation*. Florida, CRC Press, Boca Raton, 2010. 786 p.
- [8] Леонов И.В. *Способ управления механизмом рекуперации энергии торможения и устройство для его осуществления*. Пат. № 2457380 Российская Федерация, опубл. 27.07.2012, бюл. № 21.
- [9] Барбашов Н.Н., Леонов И.В. *Устройство рекуперации энергии торможения машины*. Пат. 2438884 Российская Федерация, опубл. 10.01.2012, бюл. № 17.
- [10] Леонов И.В., Леонов Д.И. *Теория механизмов и машин*. Москва, Высшее образование, 2015. 239 с.
- [11] Volkov I.K. Identifiability conditions of mathematical models of evolutionary processes according to the results of discrete indirect measurements of the state vector. *Izvestiya Rossiiskoi akademii nauk. Teoriya i sistemy upravleniya*, 1994, no. 6, pp. 55–72.
- [12] Дальский А.М., ред. *Справочник технолога-машиностроителя*. В 2 т. Т. 2. Москва, Машиностроение, 2003. 944 с.
- [13] Ряховский О.А., ред. *Детали машин*. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 544 с.
- [14] Адамчук В.В. *Организация и нормирование труда*. Москва, Финстатинформ, 1999. 301 с.

## References

- [1] Krainev A.F. *Proektirovanie zubchatykh mekhanizmov* [Design of gear units]. Moscow, VNIИ mekhanizatsii lesnogo khoziaistva publ., 1971. 206 p.

- [2] Kudriavtsev V.N. *Planetarnye peredachi* [Planetary transmission]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1966. 308 p.
- [3] Volkov D.P., Krainev A.F. *Planetarnye, volnovye i kombinirovannye peredachi stroitel'nykh i dorozhnykh mashin* [Planetary, wave and combined transmission of building and road machines]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1968. 306 p.
- [4] Timofeev G.A., Umnov N.V. *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Bauman Press, 2010. 154 p.
- [5] *Kursovoe proektirovanie po TMM i mekhanike mashin* [Course design at TMM machines and mechanics]. Ed. Popov S.A., Frolov K.V. Moscow, Vysshaia shkola publ., 1999. 351 p.
- [6] Belokonev I.M. *Mekhanika mashin. Raschety s primeneniem ETsVM* [Mechanics of machines. Using computer calculations]. Kiev, Vishcha shkola publ., 1978. 232 p.
- [7] Radzevich S.P. *Gear Cutting Tools: Fundamentals of Design and Computation*. Florida, CRC Press, Boca Raton, 2010. 786 p.
- [8] Leonov I.V. *Sposob upravleniia mekhanizmom rekuperatsii energii tormozheniia i ustroistvo dlia ego osushchestvleniia* [Control method mechanism brake energy regeneration and the device for its realization]. Patent RF, no. 2457380, 2012.
- [9] Barbashov N.N., Leonov I.V. *Ustroistvo rekuperatsii energii tormozheniia mashiny* [The device recovery of braking energy machine]. Patent RF, no. 2438884, 2012.
- [10] Leonov I.V., Leonov D.I. *Teoriia mekhanizmov i mashin* [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, Vysshee obrazovanie publ., 2015. 239 p.
- [11] Volkov I.K. Identifiability conditions of mathematical models of evolutionary processes according to the results of discrete indirect measurements of the state vector. *Journal of Computer and Systems Sciences International*, 1994, no. 6, pp. 55–72.
- [12] *Spravochnik tekhnologa-mashinostroitelia* [Directory technologist-machinist]. Ed. Dal'skii A.M. In 2 vol. Vol. 2. Moscow, Mashinostroenie publ., 2003. 944 p.
- [13] *Detali mashin* [Machine parts]. Ed. Riakhovskii O.A. Moscow, Bauman Press, 2007. 520 p.
- [14] Adamchuk V.V. *Organizatsiia i normirovanie truda* [The organization and regulation of labor]. Moscow, Finstatinform publ., 1999. 301 p.

Статья поступила в редакцию 01.04.2016

## Информация об авторе

ЛЕОНОВ Игорь Владимирович (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: ivleonov@bmstu.ru).

## Information about the author

LEONOV Igor Vladimirovich (Moscow) — Doctor of Science (Eng.), Professor, Theory of Mechanisms and Machines Department. Bauman Moscow State Technical University (105005, Moscow, Russian Federation, 2<sup>nd</sup> Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: ivleonov@bmstu.ru).