

История науки и техники

УДК 531.091: 621.833

Модели зубчатых передач с переменным передаточным отношением в коллекции МГТУ им. Н.Э. Баумана

В.Б. Тарабарин, З.И. Тарабарина

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

Model gears with variable ratios collected in Bauman Moscow State Technical University

V.B. Tarabarin, Z.I. Tarabarina

Bauman Moscow State Technical University, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation.



e-mail: waltar44@mail.ru, zintar@mail.ru

i Зубчатые передачи с переменным передаточным отношением известны давно. Они описаны еще в трудах Леонардо да Винчи и других механиков. В коллекции моделей зубчатых передач Редтенбахера, Рело, Шредера, Клер входило несколько механизмов с некруглыми зубчатыми колесами весьма разнообразными по форме. Потребность в подобных механизмах была всегда, но методы их изготовления и до настоящего времени сложны и трудоемки. В статье приведены исторические сведения о передачах с некруглыми колесами и примеры их современного применения. На учебных моделях из коллекции механизмов МГТУ им. Н.Э. Баумана рассмотрены кинематические характеристики таких передач, показана связь между передаточным числом и передаточным отношением, приведены методы определения центроид некруглых зубчатых колес и классификация передач с переменным передаточным отношением. Дано описание оригинальных зубчатых механизмов с переменным передаточным отношением, разработанных и исследованных сотрудниками и аспирантами кафедры «Теория механизмов и машин» МГТУ им. Н.Э. Баумана, приведены краткие теоретические сведения о них, история их разработки и изготовления.

Ключевые слова: модели механизмов, переменное передаточное отношение, зубчатые передачи.

i Gears with variable gear ratios have long been known. They are described in the works of Leonardo da Vinci and other mechanical engineers. The models of gears collected by Redtenbaher, Reuleaux, Schroeder, and Claire included several mechanisms with various non-circular forms of gears. Such mechanisms have always been in great demand. However, the methods for their manufacture are complicated and time-consuming up to the present day. The article contains historical information about gears with non-circular wheels and examples of their modern applications. Kinematic characteristics of such gears are considered using example models from the BMSTU collection of mechanisms. The relationship between the gear ratio and speed ratio is established. Methods for determining the centroids of non-circular gears and the classification of gears with variable gear ratios are presented. Original gear mechanisms with variable ratios developed and studied by

the scientists and students of the «Theory of Mechanisms and Machines» Department are presented. The history of their development and manufacturing is briefly described.

Keywords: models of mechanisms, variable gear ratio, gears.

Зубчатые передачи с переменным передаточным отношением давно вызывают интерес ученых и конструкторов. Многие инженеры пытались использовать их в различных машинах и приборах. Они нашли применение в текстильных и полиграфических машинах, прессах, цепных и инерционных транспортерах, приборах, счетчиках и других устройствах [1–3].

Первые схемы механизмов с переменным передаточным отношением встречаются в кодексе Леонардо да Винчи, в котором приведены и некруглые зубчатые колеса, и зубчатые колеса с разомкнутым винтовым контуром (рис. 1).

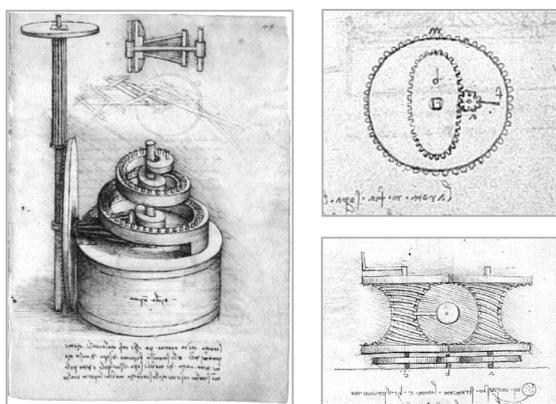


Рис. 1. Рисунки Леонардо да Винчи зубчатых передач с переменным передаточным отношением

Фердинанд Редтенбахер одним из первых начал широко использовать модели в преподавании. В изготовленных им моделях механизмов важное место занимали и модели зубчатых передач с некруглыми колесами (рис. 2) [4].

Подробно механизмы с некруглыми колесами описаны в работе [5]. В ней рассмотрены не только плоские механизмы с некруглыми колесами с внешним зацеплением, но и зубчатые передачи с внутренним зацеплением, конические и винтовые передачи. Приведены графические методы построения центроид некруглых колес и профилей их зубьев, а также представлены фотографии множества моделей механизмов с некруглыми колесами (рис. 3).

В настоящее время также проводятся исследования механических систем с некруглыми зубчатыми колесами, например, в лаборатории ЛАРМ Университета Кассино (Италия) [6, 7]. Экспериментальная установка для исследования механизма с некруглыми колесами приведена на рис. 4.

Цель работы — обзор раздела коллекции МГТУ им. Н.Э. Баумана, посвященного зубчатым механизмам с переменным передаточным отношением.

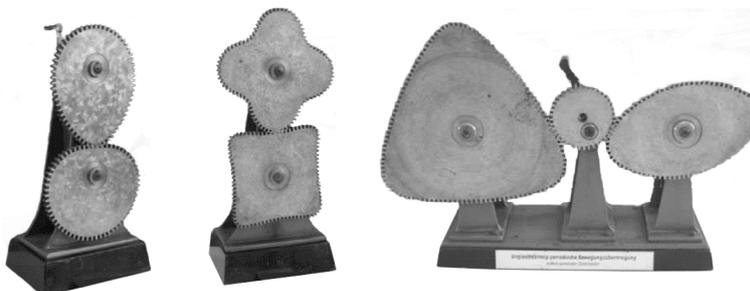


Рис. 2. Модели зубчатых передач с некруглыми колесами

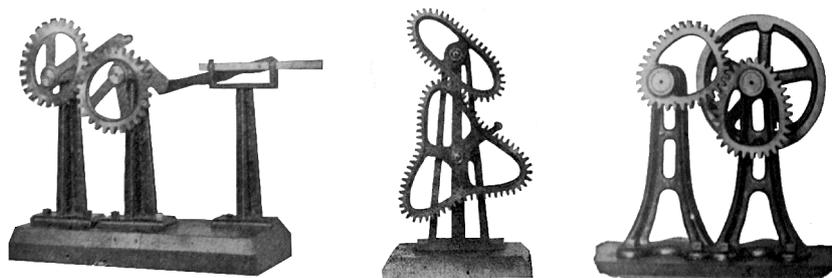


Рис. 3. Модели механизмов из книги Робинсона

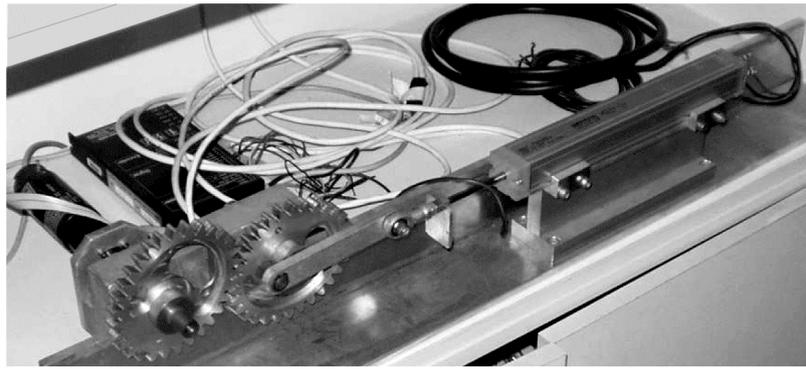


Рис. 4. Экспериментальная установка в ЛАРМ

Модели зубчатых передач с переменным передаточным отношением в коллекции МГТУ им. Н.Э. Баумана. В коллекции моделей МГТУ им. Н.Э. Баумана представлено восемь моделей зубчатых передач с переменным передаточным отношением, пять из них составлены из некруглых колес, три с круглыми колесами. Три модели были изготовлены во второй половине XIX века: две G01 и G02 — в мастерской Александра Клер во Франции, одна — в мастерской Шредера в Германии.

Модель G02 состоит из двух некруглых эллиптических зубчатых колес (рис. 5). Передаточное отношение этого механизма переменное (рис. 5, б), а передаточное число постоянное и равно единице. Следует отметить, что под передаточным отношением $u_{21}(\varphi_1)$ понимается производная функции положения выходного звена $\varphi_2(\varphi_1)$ по обобщенной координате — углу поворота входного звена φ_1 или отношение угловых скоростей звеньев:

$$u_{21}(\varphi_1) = \frac{d\varphi_2(\varphi_1)}{d\varphi_1} = \frac{\omega_2(\varphi_1)}{\omega_1} \neq \text{const.} \quad (1)$$

Передаточным числом i_{21} называется отношение чисел зубьев колес. В случае зубчатой передачи с переменным передаточным отно-

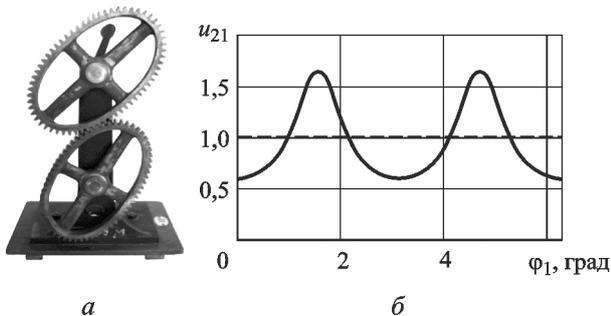


Рис. 5. Механизм с эллиптическими колесами G02 (а) и диаграмма его передаточного отношения и передаточного числа (б):

— — u_{21} ; - - - - u_{21cp}

шением оно равно среднеинтегральному значению передаточного отношения за цикл движения:

$$i_{21} = u_{21cp} = \frac{z_1}{z_2} = \int_0^{2\pi} u_{21}(\varphi_1) d\varphi_1 = \text{const.} \quad (2)$$

Принципиальное отличие передаточного отношения от передаточного числа состоит в том, что первое является отношением непрерывных величин, а второе — отношением дискретных (обычно целых). На рис. 5, б видно, что передаточное отношение механизма G02 переменное и циклическое, причем обеспечивает необходимое изменение скорости рабочего и холостого хода.

Отношение наибольшего передаточного отношения к наименьшему определяет коэффициент неравномерности вращения выходного звена. В одной паре зубчатых колес его значение, как правило, не превышает трех:

$$k_u = u_{21max} / u_{21min}. \quad (3)$$

Модель G01 отличается от модели G02 тем, что меньшее колесо z_1 в ней выполнено круглым. Оно закреплено на входном звене с эксцентриситетом e , который обеспечивает его непрерывное зацепление с эллиптическим зубчатым колесом z_2 .

У механизма G02 передаточное число $u_{21} = 1$ и цикл движения равен 2π . У механизма G01 (рис. 6) передаточное число $u_{21} = 0,5$ и цикл движения равен 4π .

Фотографии моделей механизма с некруглыми колесами приведены на рис. 7: модель из каталога Шредера [8] и модель из коллекции МГТУ им. Н.Э. Баумана. Последняя сохранилась до наших дней не полностью, от нее осталась стойка и одно из колес.

Рассмотренные модели свидетельствуют о том, что в XIX веке в курс «Прикладная механика» в ИМТУ (Императорское Московское

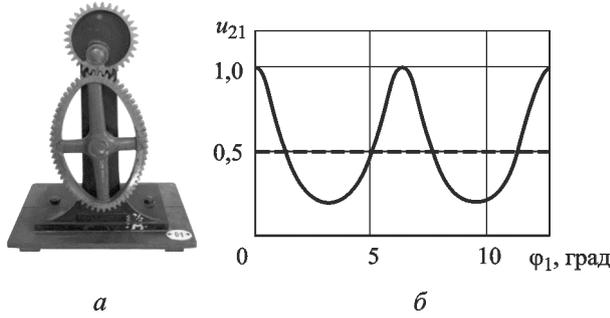


Рис. 6. Механизм с шестерней-эксцентриком и эллиптическим колесом G01 (а) и диаграмма его передаточного отношения и передаточного числа (б):
 — — u_{21} ; - - - - i_{21cp}

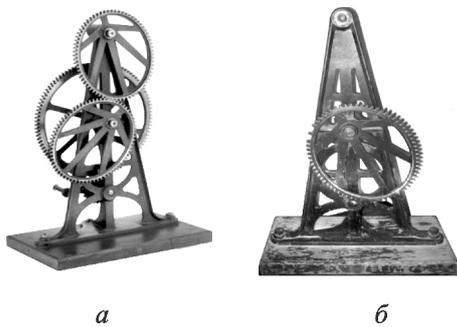


Рис. 7. Фото модели из каталога Шпредера (а) [9] и модель из коллекции МГТУ им. Н.Э. Баумана (б)

техническое училище) входил раздел по зубчатым передачам с некруглыми колесами.

Основные параметры зубчатых механизмов с переменным передаточным отношением. Для зубчатых передач, составленных из некруглых колес, основным геометрическим параметром является центроида. Центроиды — сопряженные кривые, которые в процессе зацепления профилей перекатываются без скольжения.

В зависимости от постановки задачи различают два способа определения центроид:

- 1) по функции положения ведомого колеса;
- 2) по закону изменения передаточного отношения.

Центроида каждого из колес представляет собой совокупность мгновенных центров вращения в системе координат, связанной с этим колесом.

Согласно основной теореме зацепления полюс зацепления (точка контакта центроид) всегда лежит на линии центров. В передачах с постоянным передаточным отношением полюс при движении не меняет своего положения. В передачах с переменным передаточным отношением полюс зацепления движется по линии центров, описывая биполоиду. Так как

межосевое расстояние a_w в передаче постоянно, то соотношение между радиусами центроид можно представить в следующем виде:

$$\rho_{w2}(\varphi_1) = a_w \mp \rho_{w1}(\varphi_1), \quad (4)$$

где a_w — межосевое расстояние; $\rho_{w1,2}(\varphi_1)$ — полярные радиус-векторы точек центроиды. Знак «-» соответствует внешнему зацеплению, «+» — внутреннему.

Учитывая формулу (4), запишем передаточное отношение в виде

$$u_{21}(\varphi_1) = \frac{\rho_{w1}(\varphi_1)}{\rho_{w2}(\varphi_1)} = \frac{a_w \mp \rho_{w1}(\varphi_1)}{\rho_{w2}(\varphi_1)}. \quad (5)$$

Здесь знак «-» соответствует внешнему зацеплению, «+» — внутреннему.

Выразив полярные радиусы через передаточное отношение, получим выражения для определения центроид:

$$\begin{aligned} \rho_{w1}(\varphi_1) &= \frac{a_w}{u_{21}(\varphi_1) \pm 1}; \\ \rho_{w2}(\varphi_1) &= \frac{u_{21}(\varphi_1) a_w}{u_{21}(\varphi_1) \pm 1}. \end{aligned} \quad (6)$$

Здесь знак «+» соответствует внешнему зацеплению, «-» — внутреннему.

Формулы (6) позволяют решить и прямую и обратную задачи: можно рассчитать размеры при заданном передаточном отношении; по заданным размерам можно найти передаточное отношение.

Передаточное отношение обычно выбирается так, чтобы у центроид отсутствовали особые точки, т. е. участки кривой с изломом. Выполнение этого условия необходимо для получения работоспособных зубьев.

Задача нахождения центроид некруглых зубчатых колес нетривиальна, так как на цент-

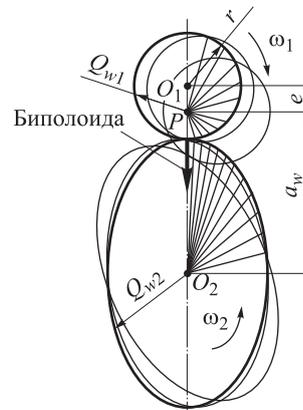


Рис. 8. Схема центроид некруглых зубчатых колес для механизма G02

роиды накладывае­тся много ограничений. Для определения центроид существуют различные методы [9].

В конце XIX века аналитическое решение для центроид фактически отсутствовало. Все расчеты велись либо графически, либо в первом приближении. Такой подход вносил определенные погрешности и усложнял производство зубчатых передач. Несмотря на это, в коллекции Шредера представлены достаточно сложные модели передач, составленные из некруглых зубчатых колес. Сложность этих моделей свидетельствует о высоком мастерстве европейских инженеров и механиков.

Аналитический расчет центроид при внешнем зацеплении одним из первых предложил М.А. Скудрин [1]. Он также разработал схему приспособления для обработки, которая состояла из двух кулачков и позволяла получить необходимое относительное движение центроид.

Как отмечено выше, большой вклад в теорию зубчатых передач внес Ф.Л. Литвин [9–11]. Он не только разработал теоретические основы зубчатого зацепления, но и описал схемы приспособлений для изготовления некруглых зубчатых колес. На его трудах основывается современная теория зубчатого зацепления.

Кроме центроиды, важным параметром зубчатой передачи является эволюта — одна из характеристик профилей зубьев. Эволютой называется геометрическое место центров кривизны эвольвенты. В общем случае эволюта некруглого колеса это кривая, форма которой зависит от центроиды и способа изготовления. В частном случае эволюта может быть окружностью, что имеет место при эвольвентных профилях круглого зубчатого колеса.

Передачи с переменным передаточным отношением по форме зубчатых колес подразделяются по двум признакам:

- с некруглыми колесами,
 - с круглыми колесами;
- по равенству шагов зубьев:
- с равным шагом;
 - с неравным шагом.

Изготовление некруглых зубчатых колес с равным и неравным шагом намного сложнее, чем круглых, поскольку зуборезные станки необходимо оснащать специальными приспособлениями. Использование метода обкатки при изготовлении колес требует точного расчета и реализации сложного относительного движения инструмента и заготовки. Так как при этом станочная центроида долбяка отлича-

ется от окружности, то шаг на нарезаемом колесе получается переменным.

Модели передач с переменным передаточным отношением, созданные аспирантами кафедры «Теория механизмов и машин» МВТУ им. Н.Э. Баумана. В середине XX века на кафедре МВТУ им. Н.Э. Баумана аспирантами под руководством профессоров Л.П. Смирнова и Л.Н. Решетова были проведены исследования различных видов зубчатых механизмов с переменным передаточным отношением. По результатам этих работ были изготовлены модели, которые сегодня хранятся в коллекции механизмов. Две модели, выполненные по результатам диссертации К.С. Тарханова [1], приведены на рис. 9. Для модели с внутренним зацеплением Тарханов рассчитал оптимальные центроиды, по которым можно нарезать работоспособные зубья:

- для колеса с внутренними зубьями

$$\rho_2(\varphi) = \frac{133,06}{1 - 0,278 \cos(2\varphi)}; \quad (7)$$

- для колеса с внешними зубьями

$$\rho_1(\varphi) = \frac{60,18}{1 - 0,5 \cos(0,5\varphi)}. \quad (8)$$

Основной задачей Тарханова была разработка методики расчета и технологии изготовления эвольвентных некруглых зубчатых колес с помощью стандартного долбяка. Созданные Тархановым модели были реальным подтверждением эффективности разработанного им метода расчета и технологии. Расчетные центроиды для моделей G03 и G04 изображены на рис. 10.

Две модели коллекции зубчатых передач малоизвестны. Одна из них создана сотрудником кафедры «Теория механизмов и машин» МВТУ им. Н.Э. Баумана Л.А. Малкиным в 1945 г. Он разработал зубчатые передачи, которые имели

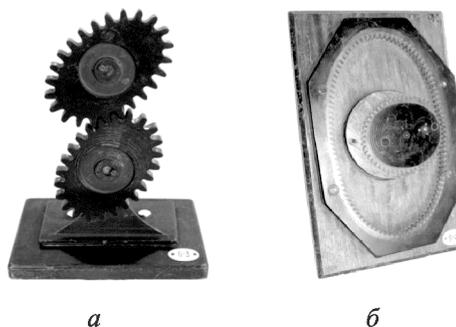


Рис. 9. Модели G03 (а) и G04 (б) передач с некруглыми колесами с внешним и внутренним зацеплением

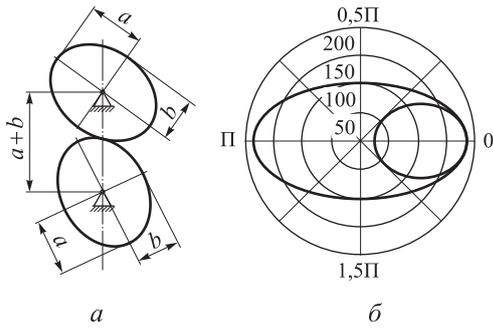


Рис. 10. Центроиды передач моделей G03 (а) и G04 (б)

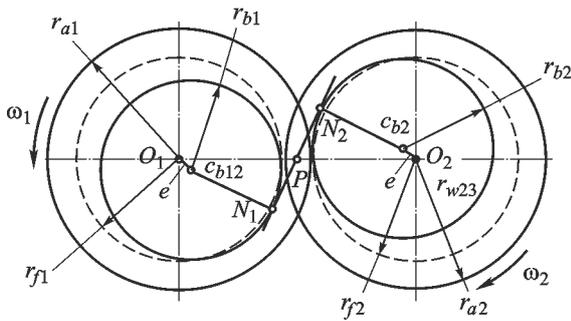
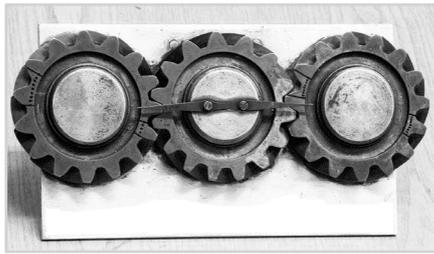


Рис. 11. Передача Малкина с круглыми колесами и с переменным передаточным отношением

круглые зубчатые колеса и обеспечивали переменное передаточное отношение [1]. Передача Малкина при одной паре колес дает небольшое изменение передаточного отношения. Это изменение можно увеличить, если использовать двухступенчатую передачу или передачу с промежуточным («паразитным») колесом. Модель такого механизма показана на рис. 11.

Модель зубчатой передачи, изображенная на рис. 12, была разработана и изготовлена Л.П. Полосатовым [1]. Эта передача заслуживает особого внимания. Она является разновидностью неэвольвентного зацепления, разработанного Я.С. Давыдовым. Шестерня в ней представляет собой обычное цилиндрическое зубчатое колесо. Зубья второго колеса выполнены на косом сечении конуса в виде зубчатого венца небольшой ширины. Закон изменения передаточного отношения в передаче определяется углом при вершине конуса, углом наклона косо́го сечения и расстоянием от вер-

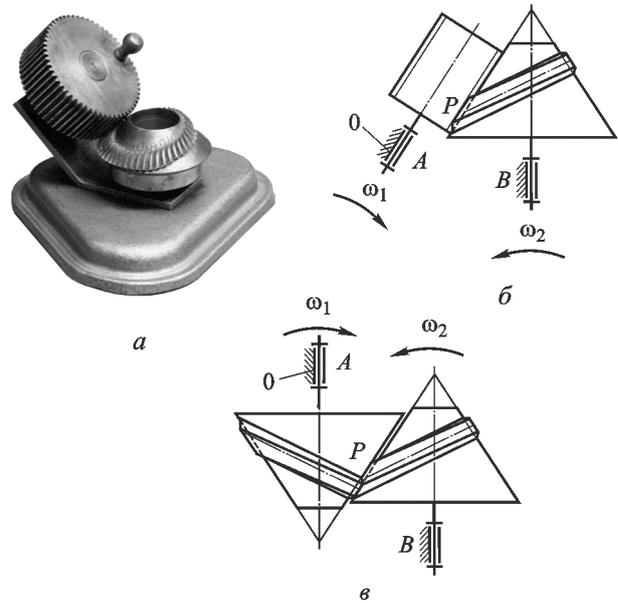


Рис. 12. Цилиндро-коническая зубчатая передача с переменным передаточным отношением (а) и ее схемы (б, в)

шины конуса до косо́го сечения. Обрабатывать коническое колесо можно на обычном зубодолбежном станке стандартным долбяком со специальным приспособлением, изменяющим скорости вращения инструмента и заготовки в зависимости от передаточного отношения в станочном зацеплении.

Используя два конических колеса можно получить цилиндрическую передачу с большим диапазоном изменения передаточного отношения (рис. 12, в).

Модель Н12 (рис. 13) является в коллекции одним из наиболее интересных механизмов с переменным передаточным отношением. Модель была разработана и исследована аспирантом Имре Секеем в его диссертации [1]. В аналитическом обзоре этой работы отмечается, что подобный механизм был изготовлен в Германии в середине XX века. Этот механизм, как и описанный выше (см. рис. 12), относится к неэвольвентным цилиндро-коническим передачам. Механизм модели Н12 состоит из входного звена 1, на котором нарезано 20 зубчатых цилиндро-конических сектора, зубчатой передачи z_3-z_4 , цилиндрического винтового кулачка 3 и выходного цилиндрического зубчатого колеса z_1 . Выходное колесо z_2 установлено на валу 2 на призматической шпонке и может совершать два движения: вращение вокруг своей оси и перемещение по валу 2 вдоль его оси. Осевое перемещение этого колеса по валу 2 обеспечивается толкателем винтового кулачкового механизма. При вращении звена 1 движение через

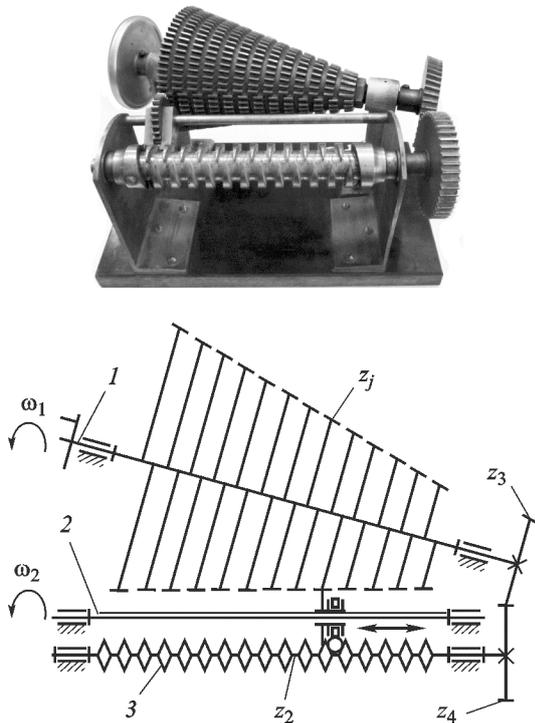


Рис. 13. Модель зубчатого механизма с циклически изменяющимся передаточным отношением:
1 — входное звено; 2 — вал; 3 — кулачок

пару колес z_3 – z_4 передается кулачку 3, толкатель которого перемещает выходное колесо вдоль зубчатых венцов звена 1. Колесо z_2 последовательно входит в зацепление с различными по числу зубьев секторами колеса z_1 . Передаточное отношение передачи z_1 – z_2 изменяется и скорость вращения колеса z_2 или увеличивается

(при приближении к секторам с большим числом зубьев) или уменьшается (при движении в обратном направлении). Механизм разрабатывался для применения в текстильных и сельскохозяйственных машинах.

В статье рассмотрены только механизмы из модели коллекции МГТУ им. Н.Э. Баумана и не охватывают всего многообразия зубчатых передач с переменным передаточным отношением. К сожалению, технология изготовления некруглых зубчатых колес и в настоящее время не позволяет получить передачи с высоким качеством зацепления и невысокой стоимостью изготовления, эти механизмы имеют весьма ограниченное применение в машино- и приборостроении. Часто в механизмах, в которых можно использовать зубчатые передачи с переменным передаточным отношением, применяют рычажные или кулачковые механизмы или их комбинации.

Модели передач с переменным передаточным отношением позволяют познакомиться студентам с относительно малоизвестным разделом механики машин, значительно расширяет их кругозор, повышают интерес к изучению инженерных дисциплин, к проблемам проектирования машин.

Составляющие данный раздел коллекции модели относятся к середине XIX — середине XX века — периоду наиболее интенсивного развития машиностроения и инженерного образования, поэтому все эти модели являются памятниками истории техники и истории инженерной мысли.

Литература

- [1] Golovin A., Tarabarin V. *Russian Model from the Mechanisms Collection of Bauman University*. Springer, 2008. 245 p.
- [2] Тарабарин В.Б., Тарабарина З.И. Модели из коллекции МГТУ им. Н.Э. Баумана как отражение истории развития теории зацепления. *Россия на рубеже веков: история и современность. Сб. науч. статей*. Курск, 2002, с. 260–263.
- [3] Tarabarin V., Michailov E. Models of the gears with variable transmission ratio in Collection of Bauman MSTU. *Proceedings «The 13th World Congress in MMS»*, Guanajuato, Mexico, 19–23 June 2011. ID: A21_435.
- [4] *Kinematic Models for Design. Digital Library. Cornell University College of Engineering*. URL: <http://kmoddl.library.cornell.edu/> (дата обращения 23 июня 2014).
- [5] Robinson S.W. *Principles of Mechanism a Treatise on the Modification of Motion by Means of the Elementary Combinations of Mechanism, Or of the Parts of MacHines 1838–1910*, BiblioBazaar, 2010. 354 p.
- [6] Ottaviano E., Ceccarelli M., Danieli G., Mundo D. Analysis of Non-Circular Gears and Cam-Follower Systems as Function Generators. *Mechanism and Machine Theory*, 2008, vol. 43, pp. 996–1008.
- [7] Ottaviano E., Mundo D., Lanni C., Danieli G., Tavolieri C., Fanghella P., Ceccarelli M. An Experimental Comparative Study on Non-Circular Gears and Cam Transmissions for a Blood Pumping System. *Proceedings of IDETC/CIE 2006, ASME 2006 International Design*

- Engineering Technical Conferences, & Computers and Information in Engineering Conference*, September 10–13, 2006, Philadelphia, Pennsylvania, USA, 2006. 10 p.
- [8] Francis C. Moon. *The Machines of Leonardo Da Vinci and Franz Reuleaux: Kinematics of Machines from the Renaissance to the 20th Century*. Springer, 2007. 416 p.
- [9] Litvin F.L., Fuentes-Aznar A., Gonzalez-Perez I., Hayasaka K. *Noncircular Gears: Design and Generation*. Cambridge University Press, 2014. 222 p.
- [10] Faydor L. Litvin. *Development of Gear Technology and Theory of Gearing*. University of Illinois at Chicago, Chicago, Illinois, 1997. 120 p.
- [11] Litvin F.L. *Theory of gearing*. NASA, Scientific and Technical Information Division, 1989. 470 p.

References

- [1] Golovin A., Tarabarin V. *Russian Model from the Mechanisms Collection of Bauman University*. Springer, 2008. 245 p.
- [2] Tarabarin V.B., Tarabarina Z.I. Modeli iz kollektzii MGTU im. N.E. Baumana kak otrazhenie istorii razvitiia teorii zatsepleniia [Models from the collection BMSTU as a reflection of the history of the theory of engagement]. *Rossia na rubezhe vekov: istoriia i sovremennost'*. *Sbornik nauchnykh statei* [Russia at the turn of the century: history and modernity. Collected articles]. Kursk, 2002, pp. 260–263.
- [3] Tarabarin V., Michailov E. Models of the gears with variable transmission ratio in Collection of Bauman MSTU. *Proceedings «The 13th World Congress in MMS»*, Guanajuato, Mexico, 19–23 June 2011. ID: A21_435.
- [4] *Kinematic Models for Design. Digital Library. Cornell University College of Engineering*. Available at: <http://kmoddl.library.cornell.edu/> (accessed 23 June 2014).
- [5] Robinson S.W. *Principles of Mechanism a Treatise on the Modification of Motion by Means of the Elementary Combinations of Mechanism, Or of the Parts of MacHines 1838–1910*, Biblio-Bazaar, 2010. 354 p.
- [6] Ottaviano E., Ceccarelli M., Danieli G., Mundo D. Analysis of Non-Circular Gears and Cam-Follower Systems as Function Generators. *Mechanism and Machine Theory*, 2008, vol. 43, pp. 996–1008.
- [7] Ottaviano E., Mundo D., Lanni C., Danieli G., Tavolieri C., Fanghella P., Ceccarelli M. An Experimental Comparative Study on Non-Circular Gears and Cam Transmissions for a Blood Pumping System. *Proceedings of IDETC/CIE 2006, ASME 2006 International Design Engineering Technical Conferences, & Computers and Information in Engineering Conference*, September 10–13, 2006, Philadelphia, Pennsylvania, USA, 2006. 10 p.
- [8] Francis C. Moon. *The Machines of Leonardo Da Vinci and Franz Reuleaux: Kinematics of Machines from the Renaissance to the 20th Century*. Springer, 2007. 416 p.
- [9] Litvin F. L., Fuentes-Aznar A., Gonzalez-Perez I., Hayasaka K. *Noncircular Gears: Design and Generation*. Cambridge University Press, 2014. 222 p.
- [10] Faydor L. Litvin. *Development of Gear Technology and Theory of Gearing*. University of Illinois at Chicago, Chicago, Illinois, 1997. 120 p.
- [11] Litvin F.L. *Theory of gearing*. NASA, Scientific and Technical Information Division, 1989. 470 p.

Статья поступила в редакцию 30.06.2014

Информация об авторах

ТАРАБАРИН Валентин Борисович (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, e-mail: waltar44@mail.ru).

ТАРАБАРИНА Зинаида Ивановна (Москва) — старший преподаватель кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: zintar@mail.ru).

Information about the authors

TARABARIN Valentin Borisovich (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, e-mail: waltar44@mail.ru).

TARABARINA Zinaida Ivanovna (Moscow) — Senior Lecturer 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: zintar@mail.ru).