

## ПОВЫШЕНИЕ КРИТЕРИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ИСПОЛНЕНИЯ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА

*Лукьянов А.С., Дмитриева Л.А., Стариков А.И., Шевнина О.И.*

*Московский политехнический университет, г. Москва*

**Ключевые слова:** зубчатая передача, редуктор, колесо, шестерня, критерий технического уровня.

**Аннотация.** Статья посвящена разработке нового одноступенчатого многопоточного зубчатого редуктора с повышенным критерием технического уровня. Предлагаемая работа будет полезна для проектировщиков механических приводов с зубчатыми передачами, т.к. освещает способы повышения их характеристик.

## INCREASING THE CRITERION OF THE TECHNICAL LEVEL OF PERFORMANCE OF A SINGLE-STAGE CYLINDRICAL GEARBOX

*Lukyanov A.S., Dmitrieva L.A., Starikov A.I., Shevnina O.I.*

*Moscow Polytechnic University, Moscow*

**Keywords:** gear drive, gearbox, wheel, gear, technical level criterion.

**Abstract.** The article is devoted to the development of a new single-stage multithreaded gear reducer with an increased criterion of technical level. The proposed work will be useful for designers of mechanical drives with gears, because it highlights ways to improve their characteristics.

В редукторах наиболее распространены зубчатые передачи с внешним зацеплением (рис. 1, а). Однако зачастую в цилиндрических редукторах используют передачи и с внутренним зацеплением, т.е. одно колесо находится внутри другого и зацепляется за зубья, расположенные на внутренней поверхности второго колеса (рис. 1, б).

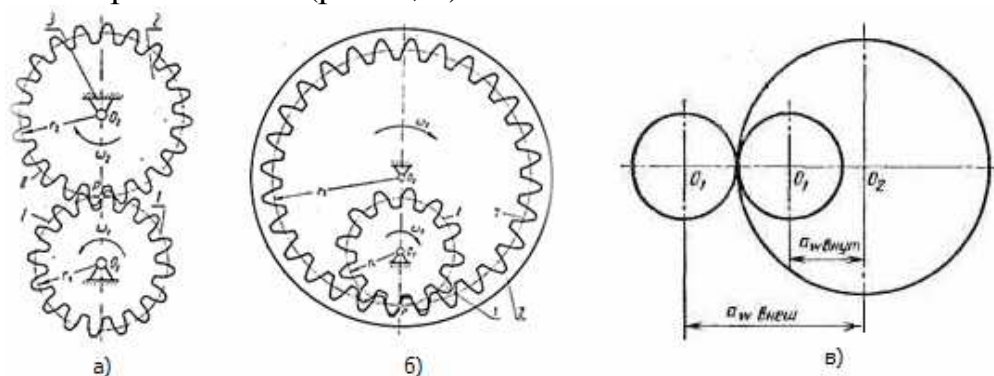


Рис. 1. Передача с внешним и внутренним зацеплением

Зубья у зубчатых колес внутреннего зацепления нарезают на внутренней цилиндрической поверхности заготовки, и они имеют вогнутые профили. Передачи с внутренним зацеплением во много раз меньше скользят по рабочей поверхности зубьев, т.к. чаще всего контактируют вогнутая и выпуклая поверхности зубьев. Кроме того, относительная скорость зубьев друг относительно друга равна разности абсолютных скоростей движения зубьев.

Обычно в передаче внутреннего зацепления ведущим элементом является шестерня внешнего зацепления, которая устанавливается внутри колеса с внутренними зубьями, благодаря чему, по сравнению с передачей внешнего зацепления, значительно сокращается межосевое расстояние и передача получается более компактной (рис. 1, в). Межосевое расстояние передачи внешнего зацепления примерно в 2,4 раза больше, чем у передачи внутреннего зацепления. Кроме того, вогнутый профиль зубьев колеса внутреннего зацепления сопрягается с выпуклым профилем зубьев шестерни внешнего зацепления, в результате чего срок службы и прочность передачи внутреннего зацепления выше, чем у передачи внешнего зацепления.

Благодаря указанным преимуществам передачи внутреннего зацепления нашли широкое применение в самолетах, трансмиссиях легковых автомобилей, редукторах, сложных планетарных механизмах, шлицевых соединениях и т.д. [1]

Ещё одно преимущество передачи с внутренним зацеплением – это создание одноступенчатого многопоточного редуктора. Для внешнего зацепления возможен только двухпоточный редуктор с двумя одинаковыми паразитными колёсами (рис. 2). Для внутреннего зацепления число потоков зависит от количества паразитных колёс, способных разместиться внутри ведомого колеса (рис. 2). Из рисунка 2 видно, что габариты левого редуктора будут значительно больше габаритов правого редуктора.

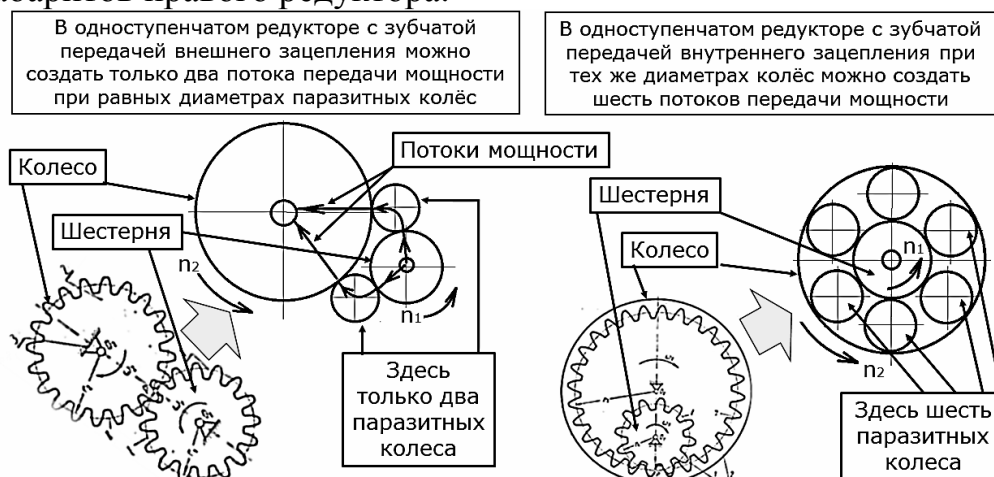
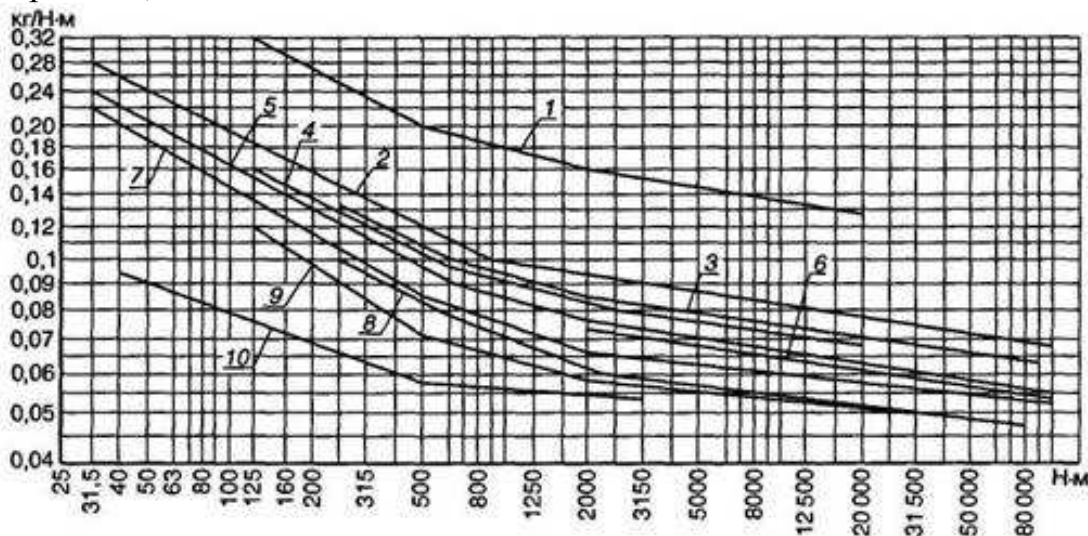


Рис. 2. Многопоточные одноступенчатые зубчатые редуктора с внешним и внутренним зацеплением

Несмотря на преимущества передач с внутренним зацеплением, они имеют меньшее распространение, чем передачи с наружным зацеплением. Причина этого лежит в сложности исполнения таких передач, а также в том, что из-за консольного крепления колеса не удаётся обеспечить необходимую жёсткость валов.

Для сравнения технического уровня редукторов существует общий критерий редуктора, равный отношению массы редуктора к допускаемому моменту на его тихоходном валу (рис. 3). Эта величина зависит от многих факторов: от величины упрочнения поверхности зубьев, компоновки корпуса редуктора, материалов и др. Наилучшим показателем технического уровня  $K_{my}$  исполнения при  $T_2=315\text{Нм}$  обладают волновые редуктора (рис. 3, кривая 10,  $K_{my}=0,063\text{кг/Нм}$ ), т.е. 63 грамма массы редуктора приходится на передачу крутящего момента  $T_2=1\text{Нм}$ . У зубчатых одноступенчатых редукторов этот показатель  $K_{my}=0,095\text{кг/Нм}$  (рис.3, кривая 8) и

снижается только у одноступенчатых планетарных редукторов до  $K_{my}=0,085\text{кг/Нм}$  (рис. 3, кривая 9) [2].



- 1 - конический ( $u=1\dots2,8$ ); 2 - коническо-цилиндрический двухступенчатый, червячный одноступенчатый универсальный ( $a_w=100\text{ мм}$ ); 3 - коническо-цилиндрический трехступенчатый, червячно-цилиндрический и цилиндрическо-червячный двухступенчатый, цилиндрический трехступенчатый с несимметричной схемой; 4 - конический ( $u=3,15\dots5$ ); 5 - цилиндрический двухступенчатый с несимметричной схемой, червячный и глобоидный одноступенчатый, червячный двухступенчатый; 6 - цилиндрический трехступенчатый с симметричной схемой; 7 - цилиндрический, двухступенчатый с симметричной схемой, цилиндрический соосный двухступенчатый, планетарный двухступенчатый;
- 8 - цилиндрический одноступенчатый; цилиндрический двухступенчатый с несимметричной схемой ( $a_w=400\text{ мм}$ ); 9 - планетарный одноступенчатый ( $u=3,15\dots12,5$ ), планетарный одноступенчатый ( $u=50\dots300$ ); 10 - волновой

Рис. 3. График зависимости относительной массы редукторов от крутящего момента на выходном валу

При одинаковом упрочнении поверхности зубьев увеличение общего критерия технического уровня редуктора возможно только за счёт разработки новых схем его компоновки, что с конструкторской точки зрения представляет сложную задачу.

Основными схемами компоновки редуктора с внутренним зацеплением является планетарная и простая цилиндрическая (рис. 4, а и б) схема. Похожую схему имеет и волновой редуктор (рис. 4, в).

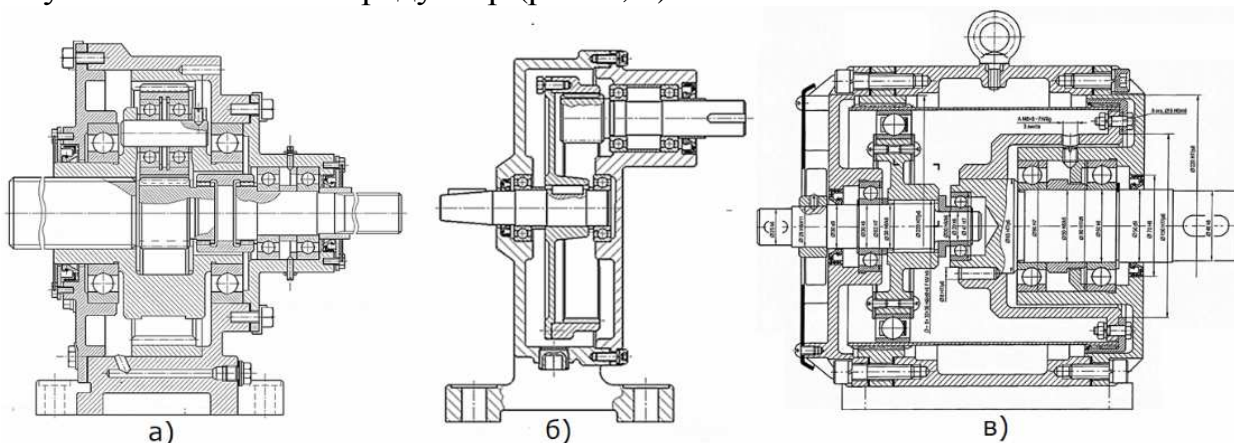


Рис. 4. Планетарная (а) простая (б) схемы редуктора с внутренним зацеплением и схема волнового (в) редуктора

Взяв указанные схемы за прототип, нами была предпринята попытка разработки новой схемы компоновки, позволяющей достичь высокого значения критерия технического уровня.

В современном приводе масса корпуса и крышек подшипников составляют две трети от массы всего редуктора. Перекомпоновка корпуса и крышек и использование нескольких потоков передачи крутящего момента позволит значительно увеличить общий критерий редуктора в данном классе. Прделанная конструкторская работа выразилась в проекте одноступенчатого многопоточного зубчатого редуктора [3].

Корпус разработанного редуктора разделён на две части (рис. 5). Первая часть корпуса как у всех редукторов остаётся снаружи и служит для крепления последних к неподвижному основанию с помощью лап или фланца мотор-редуктора. Вторая часть жёстко соединена с первой и сосредоточена внутри ведомого колеса с внутренним зацеплением, как в схеме волнового редуктора. Для увеличения числа потоков в передаче между шестерней и ведомым колесом использованы три паразитных шестерни (рис. 5). Такая компоновка позволила обеспечить соосность входного и выходного вала редуктора. Отсутствие стенок корпуса и крышек подшипника позволило резко уменьшить массу редуктора без уменьшения жёсткости его опор ПК. Теперь опоры не охватывают подшипник качения, а подшипник качения охватывает опоры, т.е. в разработанном редукторе неподвижно внутреннее кольцо ПК, а вращается наружное кольцо вместе с ведомым колесом (коэф. вращения у такого ПК в расчёте равен  $V=1,2$ ). Из-за отсутствия стенок у второй части корпуса вращающееся колесо передачи становится открытым для окружающего пространства, а герметичность внутреннего пространства для зубчатого зацепления обеспечено за счёт применения с одной стороны фланцевой манжеты, а с другой – самой ступицы самого колеса, выполненной в виде крышки подшипника. В разработанной конструкции (рис. 5) ведомое колесо выполняет несколько функций важных деталей редуктора, а именно – самого колеса с внутренним зубчатым венцом, крышки подшипника и конца выходного вала.

Новая компоновка позволила получить малые габариты и массу редуктора, что улучшило критерий технического уровня до значения  $K_{my}=0,076\text{кг/Нм}$ , а этот критерий уже лучше, чем у планетарной передачи.

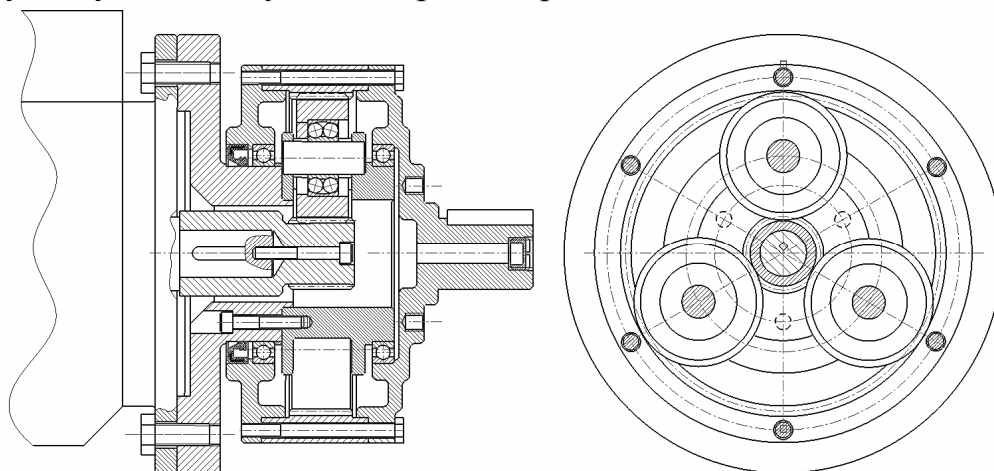


Рис. 5. Одноступенчатый многопоточный зубчатый редуктор

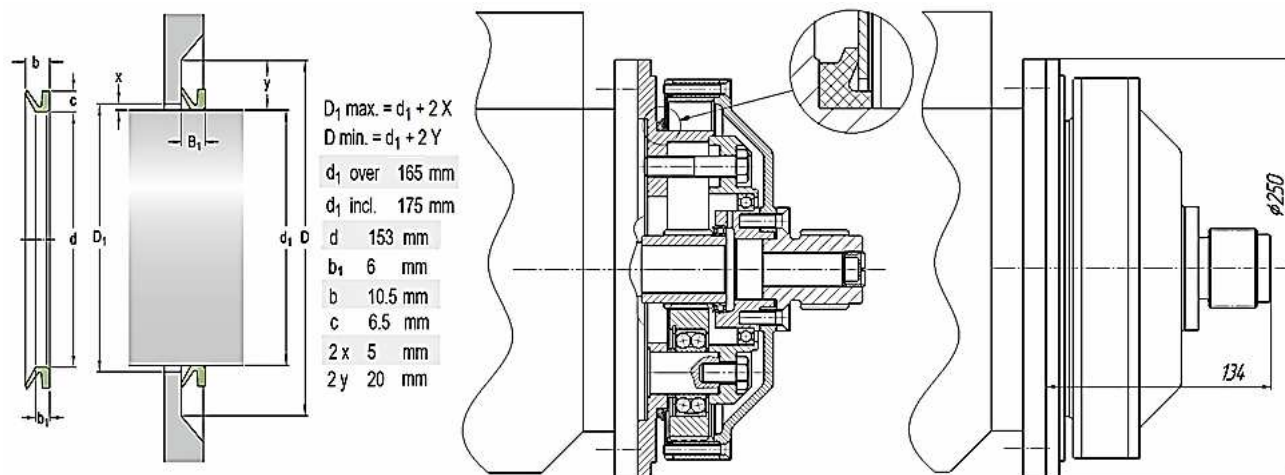


Рис. 6. Усовершенствованный одноступенчатый многопоточный зубчатый редуктор

Дальнейшая конструкторская проработка позволила усовершенствовать одноступенчатый трёхпоточный зубчатый редуктор (рис. 6). Применение новой специальной манжеты, выпускаемой одной из зарубежных фирм (рис. 6), позволило изменить форму и размер некоторых деталей редуктора, что уменьшило его осевые габаритные размеры и уменьшить консольные нагрузки на валы. Всё это значительно снизило массу редуктора. Критерий технического уровня усовершенствованного редуктора составил  $K_{mv}=0,057\text{кг/Нм}$ , а это даже выше критерия волнового редуктора.

#### Список литературы

1. Справочник по электрическим машинам / под общ. ред. И.П. Копылова, Б.К. Клокова. – В. 2-х т. – 1988.
2. Лукьянов А.С., Стариков А.И. К вопросу повышения эффективности расчёта зубчатых и червячных передач // Известия МГТУ «МАМИ». – 2013. – Т. 2. – №4(18). – С. 417-420.
3. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – Калининград: Янтар. сказ., 2002. – 454 с.

#### Сведения об авторах:

*Лукьянов Александр Сергеевич* – к.т.н., доцент, доцент кафедры «Техническая механика», Московский Политех, г. Москва;

*Дмитриева Людмила Александровна* – старший преподаватель кафедры «Техническая механика», Московский Политех, г. Москва;

*Стариков Алексей Игоревич* – инженер, Московская область;

*Шевнина Оксана Игоревна* – студентка, Московский Политех, г.Москва.