

Окончание табл.

| Деталь/ частота поверхности (П – пластина; Ц – цилиндр) | Максимальный коэффициент трения (страгивания) | Коэффициент трения (движения) |
|--|---|-------------------------------|
| Покрытие Хим.Окс.Прм – химическое оксидирование промасливание | | |
| П/1,6 – Ц/1,6 | 0,526 | 0,421 ± 0,0152 |
| П/1,6 – Ц/6,3 | 0,564 | 0,463 ± 0,0274 |
| П/6,3 – Ц/6,3 | 0,572 | 0,455 ± 0,0585 |
| Покрытие Тениферация | | |
| П/1,6 – Ц/1,6 | 0,158 | 0,134 ± 0,008 |
| П/1,6 – Ц/6,3 | 0,170 | 0,138 ± 0,011 |
| П/6,3 – Ц/6,3 | 0,255 | 0,17 ± 0,029 |
| Покрытие Хим.фос.прп.БФ-4 с нигрозином – химическое фосфатирование пропитанное БФ-4 с нигрозином | | |
| П/1,6 – Ц/1,6 | 0,270 | 0,107 ± 0,014 |
| П/1,6 – Ц/6,3 | 0,257 | 0,114 ± 0,018 |
| П/6,3 – Ц/6,3 | 0,223 | 0,117 ± 0,02 |
| Покрытие поверхности – азотирование | | |
| П/1,6 – Ц/1,6 | 0,251 | 0,207 ± 0,031 |
| П/1,6 – Ц/6,3 | 0,212 | 0,155 ± 0,022 |
| П/6,3 – Ц/6,3 | 0,291 | 0,151 ± 0,054 |

Результаты проведенного исследования свидетельствуют о том, что реальные значения коэффициентов трения, полученные экспериментально, существенно отличаются от табличных – на 10-30 %. Причинами таких расхождений являются: различные степени обработки, особенности структуры и поверхности. Следует отметить, что в механизмах редко используется сталь без покрытия, а потому для расчетов целесообразно использовать значения коэффициента трения исходя из чистоты обработки и вида покрытия поверхности.

Анализ результатов, приведенных в таблице, позволяет сделать ряд выводов. Наилучшие результаты получены для покрытий с химическим фосфатированием, пропитанным БФ-4 с нигрозином, однако на практике данное покрытие является низкоизносостойким: после непродолжительного использования

Получено 03.12.15

покрытие стирается полностью, и механизм работает без защитного покрытия. Поэтому наиболее целесообразным представляется использование покрытия Тениферации, обладающего высоким сопротивлением износу и не склонного к хрупкому разрушению при минимальном коэффициенте трения.

Библиографические ссылки

1. *Тарг С. М.* Краткий курс теоретической механики. – 17-е изд. – М.: Высш. шк., 2007. – 416 с.
2. *Крагельский И. В., Виноградова И. Э.* Коэффициенты трения: справ. пособие. – М.: Книга по требованию, 2013. – С. 228.
3. ГОСТ 2789–73. Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики.
4. ГОСТ 9.306–85. ЕСЗКС. Покрытия металлические и неметаллические неорганические. Обозначения.

УДК 621.833.6

М. Н. Каракулов, доктор технических наук, доцент, Воткинский филиал ИжГТУ имени М. Т. Калашникова
А. С. Мельников, Воткинский филиал ИжГТУ имени М. Т. Калашникова
А. Э. Саблин, студент, Воткинский филиал ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ МОДЕЛИРОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПЛУНЖЕРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Использование современных методов вычислений, реализованных в комплексах САД и САЕ, дает возможность проводить исследования различных характеристик проектируемых объектов, что позволяет менять конструкцию этих объектов без создания экспериментальных образцов, не прибегая к длительной и дорогостоящей процедуре натурных исследований [1–3].

Среди средств САЕ важное место занимают комплексы метода конечных элементов (МКЭ (FEA)), позволяющие проводить имитационное моделирование исследуемых элементов зацепления на основе подробного описания их геометрии, физики моделируемых процессов, свойств применяемых материалов, эксплуатационных характеристик, способов нагружения и иных указываемых пользователем ис-

ходных и начальных данных. Среди комплексов МКЭ можно указать такие продукты, как «Диана», ИСПА, ANSYS, COSMOS, MSC/NASTRAN, SAMSEF и др.

Система импорта данных геометрической модели в ANSYS позволяет использовать для ее создания широко распространенные средства CAD. Например, в ходе проведения данного исследования для создания твердотельной модели зацепления (в целях ее

дальнейшего импорта в САЕ-систему) были использованы средства системы КОМПАС-3D V10 [4]. С ее помощью были созданы модели зубчатого колеса точного плунжерного зацепления и двух вариантов колес приближенного зацепления (рис. 1). Необходимые геометрические размеры колес были получены в ходе проведения геометрического синтеза плунжерного зацепления с использованием методов, разработанных в [5, 6].

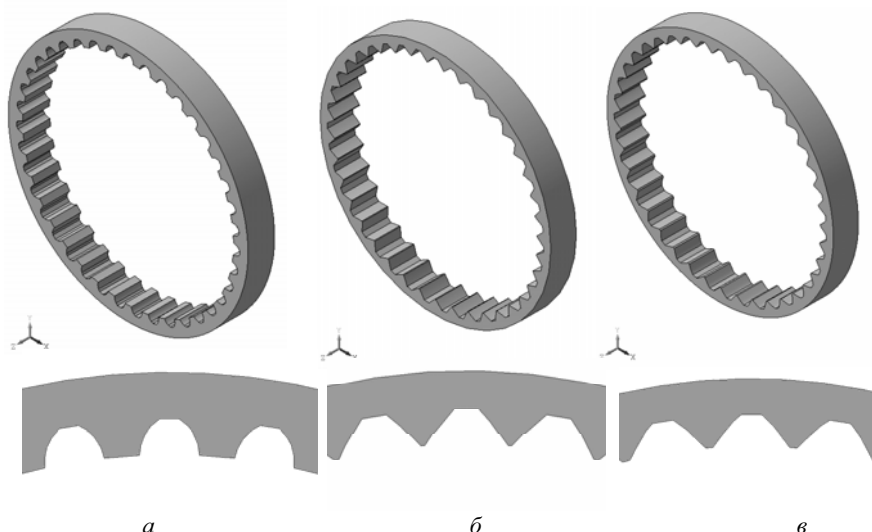


Рис. 1. Твердотельные модели зубчатых колес редуктора ПВР-2 и геометрия зуба: а – колесо точного зацепления ($\rho = 8$ мм, $B_{\text{пл}} = 8$ мм, $b = c = 5$ мм); б, в – колеса приближенного зацепления ($\rho = 8,5$ и 8 мм соответственно)

В ходе конечно-элементного анализа решалась объемная задача нагружения профиля зуба колеса точного и приближенного зацепления с приложенными на участках профиля распределенными нагрузками, предварительно вычисленными с применением методов, разработанных в рамках данной работы. Анализу подвергалось идеальное зацепление, т. е. монтажные погрешности и погрешности изготовления элементов зацепления не учитывались. Дискретизация модели проводилась наложением свободной сетки из элементов типа Structural Mass Solid Brick20node95 (рис. 2). Материал модели считался линейно-упругим с модулем упругости $E = 2,12 \cdot 10^{11}$ Па и $\mu = 0,3$. Для учета способа закрепления колеса в конструкции редуктора в узлах, лежащих на его цилиндрической установочной поверхности, были заданы нулевые перемещения по всем степеням свободы. Распределенная нагрузка моделировалась с помощью давления, приложенного нормально к площадке, расположенной на рабочей поверхности зуба.

Величина давления на площадку определялась исходя из величины нормальной силы и площади контакта.

Для плунжера решалась объемная задача нагружения его профиля. Для этого были созданы два варианта твердотельных моделей (на примере редуктора ПВР-2): плунжер с эвольвентным профилем и плунжер с круговым профилем рабочей поверхности (рис. 3).

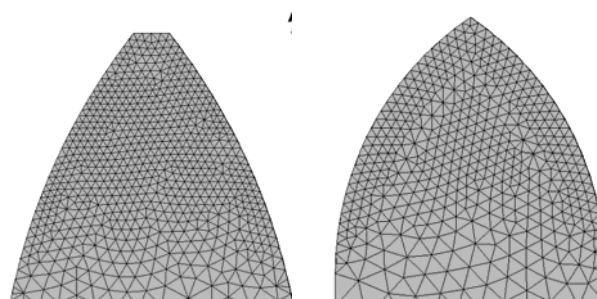


Рис. 2. Конечно-элементная модель плунжера ПВР-2

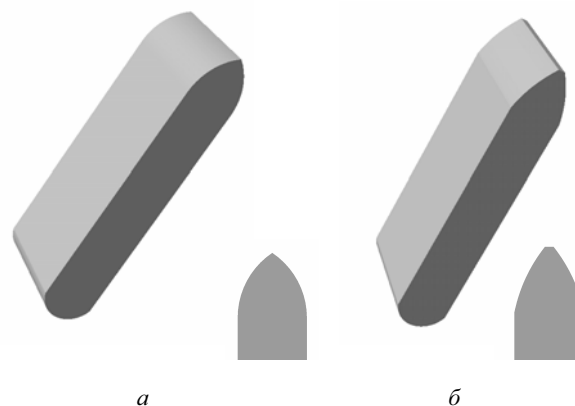


Рис. 3. Твердотельные модели плунжера редуктора ПВР-2 и геометрия его рабочей части: а – плунжер с круговым профилем; б – плунжер с эвольвентным профилем

Для учета способа закрепления плунжера в конструкции редуктора в узлах, лежащих на его направляющей поверхности, были заданы нулевые перемещения по всем степеням свободы. Распределенная нагрузка моделировалась с помощью давления, приложенного нормально к площадке, расположенной на рабочей поверхности профиля плунжера. Величина давления на площадку определялась исходя из величины нормальной силы и площади контакта. Анализ были подвержены следующие случаи нагружения зацепления:

- момент входа плунжера в зацепление в условиях однопарного контакта;
- момент, когда один плунжер еще находится в зацеплении, а следующий за ним уже входит в контакт, создавая двухпарное зацепление;
- момент, когда первый плунжер уже вышел из зацепления, а следующий за ним еще находится в контакте с зубом колеса, образуя однопарное зацепление.

Результаты проведенного моделирования для ПВР-2 при величине крутящего момента на выходном валу $T_{кр2} = 1000 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и параметрах зацеплений – точного зацепления с круговым профилем плунжера при $\rho = 8 \text{ мм}$, $B_{II} = 8 \text{ мм}$, $b = c = 5 \text{ мм}$; приближенно-

го зацепления с эвольвентным профилем плунжера при $m = 4 \text{ мм}$, $\alpha = 30^\circ$, $B_{II} = 8 \text{ мм}$ – представлены на рис. 4–8.

Проведенное моделирование позволило определить наиболее нагруженные места плунжера, чего невозможно было добиться с помощью разработанных методов. Как оказалось, наиболее опасным нагруженным местом плунжера является место контакта плунжера с кромкой паза сепаратора (рис. 9).

Очевидно, что с учетом технологических погрешностей, которые приводят к наличию зазора в паре плунжер – сепаратор, эта ситуация еще более ухудшается, так как контакт плунжера с краем паза сепаратора становится линейным, увеличивая контактные напряжения и вводя условия для возникновения заедания. Данные выводы были подтверждены натурными испытаниями редуктора. По результатам осмотра плунжеров было отмечено, что в месте плунжера, примыкающего к кромке паза сепаратора, отмечаются следы задира, а в некоторых случаях, как это отмечается автором [7], и заедание плунжера в пазу. Поэтому в целях уменьшения вероятности заедания в паре плунжер – сепаратор рекомендуется проводить проверку отсутствия заедания и для этого случая.

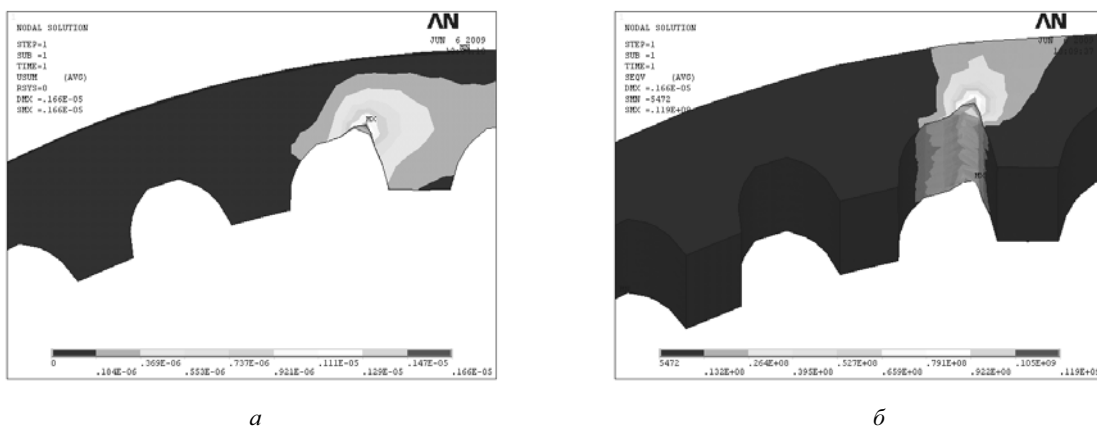


Рис. 4. Векторная сумма перемещений (а) и эквивалентные напряжения (б) в теле зуба колеса точного зацепления в условиях однопарного зацепления в момент выхода из контакта

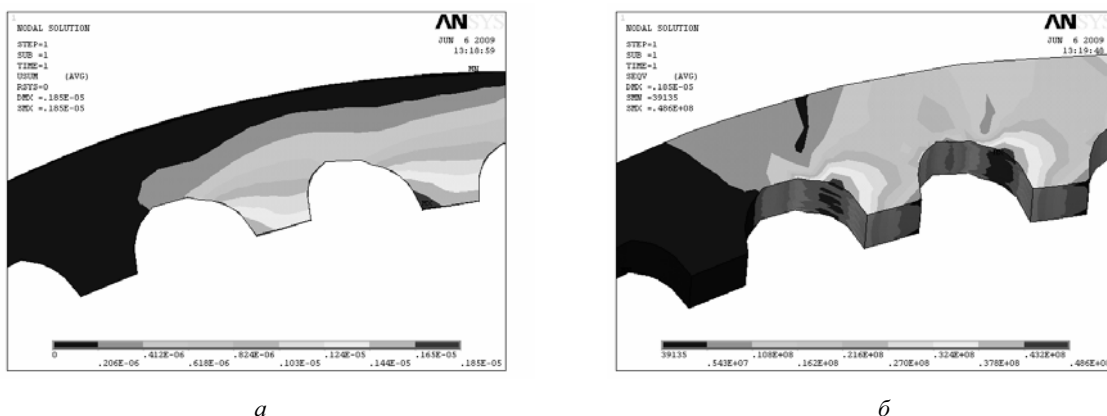


Рис. 5. Векторная сумма перемещений (а) и эквивалентные напряжения (б) в теле зуба колеса точного зацепления в условиях двухпарного зацепления

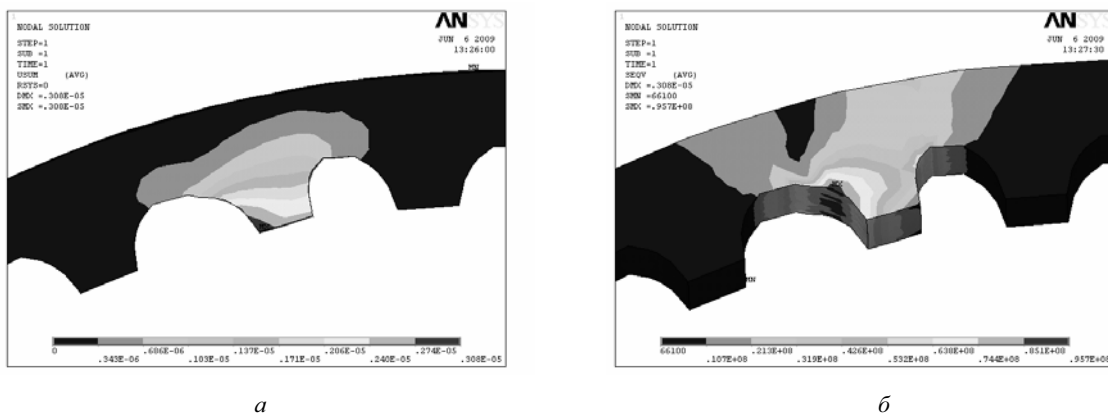


Рис. 6. Векторная сумма перемещений (а) и эквивалентные напряжения (б) в теле зуба колеса точного зацепления в условиях однопарного зацепления в момент входа в контакт

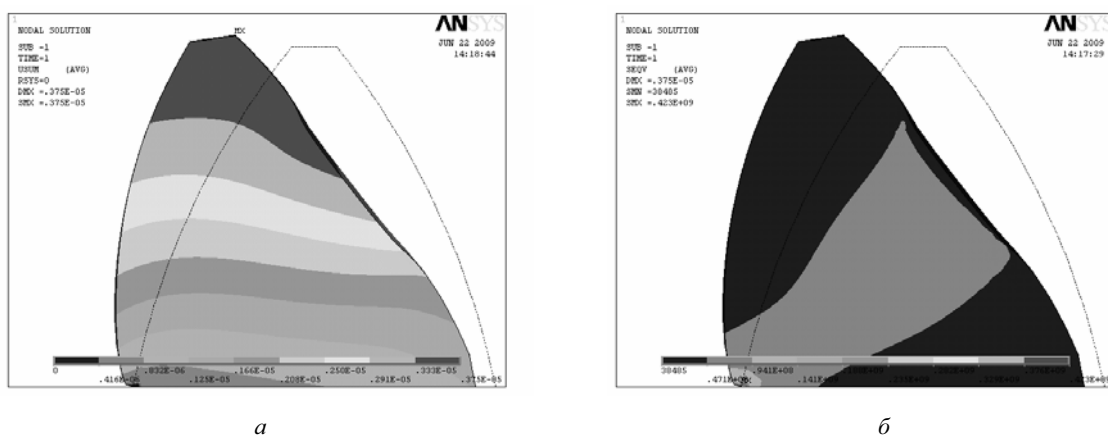


Рис. 7. Векторная сумма перемещений (а) и эквивалентные напряжения (б) в теле плунжера с эвольвентным профилем в условиях однопарного зацепления в момент входа в контакт

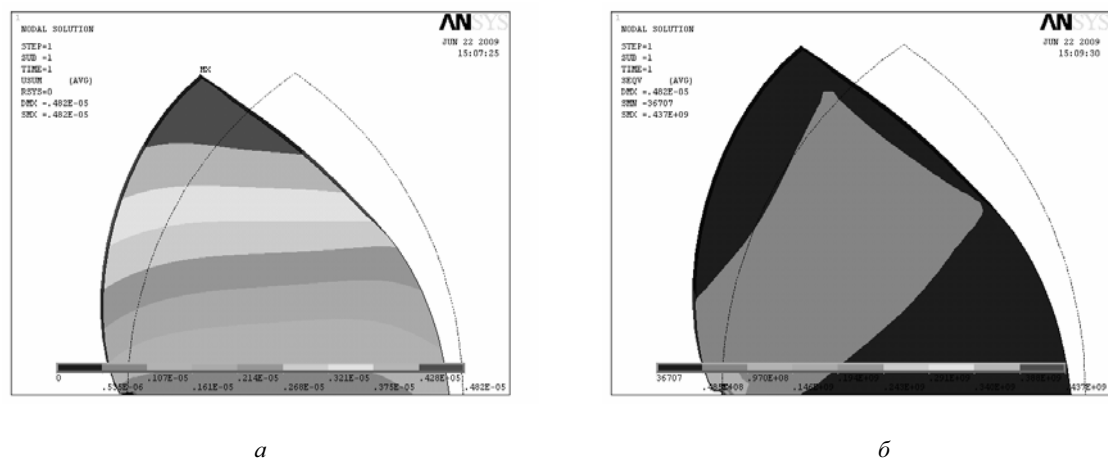


Рис. 8. Векторная сумма перемещений (а) и эквивалентные напряжения (б) в теле плунжера с круговым профилем в условиях однопарного зацепления в момент входа в контакт

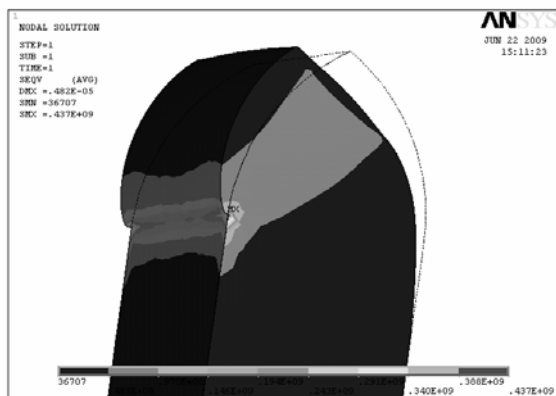


Рис. 9. Эквивалентные напряжения в теле плунжера с круговым профилем в условиях однопарного зацепления в момент входа в контакт

Библиографические ссылки

1. Chan Il Park. Multi-objective optimization of the tooth surface gears using the response surface method // Proceedings of JSME International Conference on Motion and Power Transmissions (MPT2009-Sendai). – No. 09-203. – 13 – 15.05.2009, Matsushima (Japan). – Pp. 10–14.

2. Designing conical gear drives in approximate line contact for power transmission / Shyi-Jeng Tsai [et al.] // Proceedings of JSME International Conference on Motion and Power Transmissions (MPT2009-Sendai). – No. 09-203. – 13 – 15.05.2009, Matsushima (Japan). – Pp. 58–63.

3. Advanced methods for automotive drivetrain system gear whine optimization / Takeshi Abe [et al.] // Proceedings of JSME International Conference on Motion and Power Transmissions (MPT2009-Sendai). – No. 09-203. – 13 – 15.05.2009, Matsushima (Japan). – Pp. 1–5.

4. Система трехмерного твердотельного моделирования КОМПАС-3D V10, продукт № 104, лицензия № 7, АО «Воткинский завод».

5. Каракулов М. Н. Синтез точного плунжерного зацепления // Проблемы машиностроения и надежности машин. Машиноведение. – 2009. – № 2.

6. Каракулов М. Н., Каракулова Е. В. Модификация геометрии плунжерного зацепления по условию снижения интенсивности заедания // Вестник машиностроения. – 2009. – № 11. – С. 7–9.

7. Калабин С. Ф. Исследование плунжерных планетарных передач : дис. ... канд. техн. наук. – Ижевск, 1966. – 147 с.

Получено 10.12.15

УДК 62-231.1

А. В. Романов, аспирант, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МЕХАТРОННОГО МОДУЛЯ НА БАЗЕ ВЕНТИЛЬНОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И РОЛИКО-ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Введение

Современное технологическое оборудование предъявляет повышенные требования к нагрузочной способности, жесткости и точности позиционирования исполнительных органов. Проведенный анализ [1, 2, 3, 4] показал, что данным требованиям максимально удовлетворяют линейные мехатронные модули движения на базе вентильных электродвигателей (ВЭД) и роliko-винтовых передач (РВП).

Вентильные электродвигатели обладают рядом неоспоримых преимуществ по сравнению с другими типами: устойчивостью к высоким перегрузкам, хорошими регулировочными свойствами, бесконтактностью, возможностью работы в тяжелых условиях эксплуатации, большим сроком службы и высокой надежностью [5, 6]. Роliko-винтовые передачи в последние десятилетия широко применяются в прецизионном оборудовании в силу ряда неоспоримых преимуществ, таких как высокая грузоподъемность, скорость вращения (до 3000 об/мин.), ускорения (7000 рад/сек.^2), хорошая повторяемость позиционирования и др. В отличие от передач типа винт – гайка качения роliko-винтовая пара может выдерживать

большие нагрузки в течение тысяч часов эксплуатации в самых жестких условиях. В связи с этим роliko-винтовая пара идеально подходит для ответственных применений с непрерывным режимом работы. Конструктивно роliko-винтовая пара состоит из винта и гайки (рис. 1), внутри которой по окружности расположены ролики, параллельные винту. Нагрузка передается от гайки к винту через все ролики одновременно [7, 8].

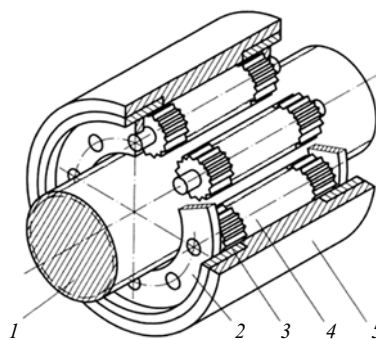


Рис. 1. Устройство роliko-винтовой передачи: 1 – многозаходный винт; 2 – сепаратор; 3 – втулка; 4 – однозаходный резьбовой ролик; 5 – многозаходная гайка