

## ИННОВАЦИОННЫЕ ПРОЕКТЫ

УДК 621.833.6

С. С. ПРОКШИН

ОПЫТ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ИЗГОТОВЛЕНИЯ  
МАЛОГАБАРИТНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРОВ

Рассмотрены основные требования, критерии работоспособности, расчета и проектирования, а также показан опыт практического изготовления и конкретного применения малогабаритных редукторов, имеющих ряд отличительных особенностей, обеспечивающих их высокие технические свойства. Малогабаритный планетарный редуктор; степень нагруженности; передаточное отношение

Малогабаритные редукторы с высокой степенью нагруженности и большим передаточным отношением широко применяются в электроприводе агрегатов авиационной техники, в приборостроении, механизированном инструменте и в других областях машиностроения. Современные жесткие требования к изделиям указанного класса продиктованы рынком, поскольку трансмиссии современных машин, инструмента и приборов оказывают влияние на конечный результат, в значительной степени определяя эргономические, массовые, кинематические и другие их характеристики, обуславливая конкурентоспособность продукции. В предлагаемой работе рассмотрены основные требования, критерии работоспособности, расчета и проектирования, а также показан опыт практического изготовления и конкретного применения малогабаритных редукторов, имеющих ряд отличительных особенностей, обеспечивающих их высокие технические свойства.

Рассматриваемую область можно представить в виде схемы, показывающей номенклатуру малогабаритных передач общего назначения, и выделить изделия, к которым предъявляются специфические требования. Отметим, что термин «малогабаритные» не вполне конкретен и требует дополнительных пояснений. По нашему мнению, к указанной области относятся одно- и многоступенчатые передачи, в состав которых включены зубчатые колеса с конструктивными габаритами не более 70 мм в диаметре и образующие в принципе любую кинематическую цепь с изменяемым или постоянным передаточным отношением и требуемым числом степеней свободы.

Схема, характеризующая рассматриваемую область, представлена на рис. 1. Из воз-

можного ряда нами выделены малогабаритные планетарные многоступенчатые передачи с высокой степенью нагруженности и другими свойствами, в том числе и особыми условиями эксплуатации.

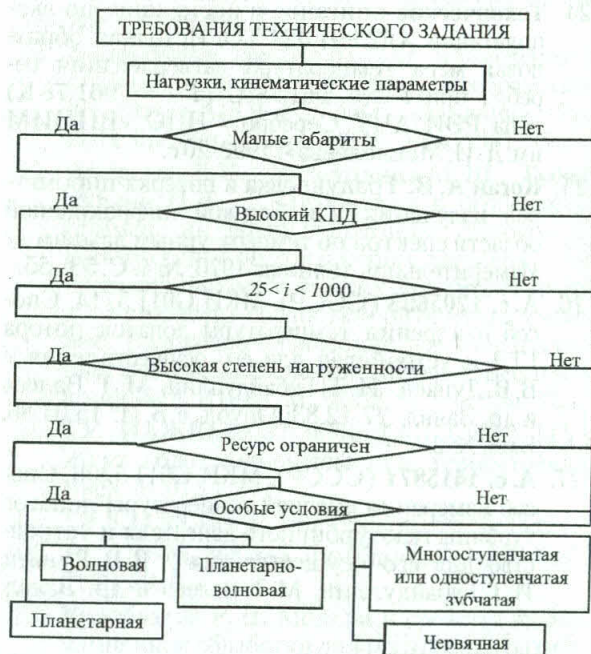


Рис. 1

Опыт эксплуатации изделий, включающих малогабаритные зубчатые передачи, показывает существенные отличия, характеризующие их работоспособность в сравнении с общепринятыми критериями работоспособности обычных зубчатых передач, содержащих зубчатые колеса с модулем  $m$  более 1 мм, которым свойственны изгибные поломки зубьев, усталостное выкрашивание рабочих поверхностей и другие виды повреждений [9].



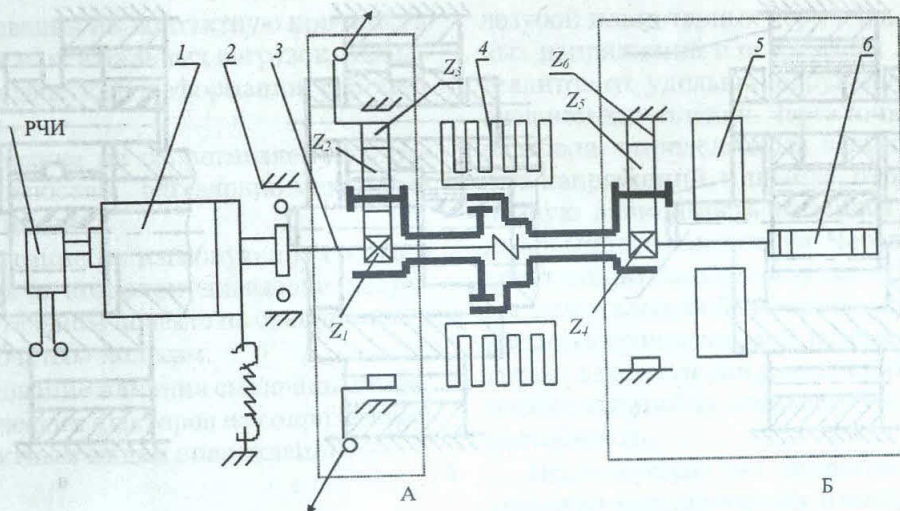


Рис. 2

Для малогабаритных колес характерно изнашивание [10] — интегральная характеристика, определяющая изменение размеров и формы зубьев. В обычной практике для малогабаритных редукторов используются мелкозубные колеса, геометрия которых определена исходным контуром ГОСТ 9587-81 и которые выполнены с модулем от 0,1 до 0,9 мм, для которых минимальное повреждение питтингом резко ухудшило бы геометрию зубьев и провоцировало бы изгибные поломки, являющиеся решающей причиной выхода из строя. Однако в реальной эксплуатации повреждение питтингом практически не встречается, поскольку уровень контактных напряжений относительно низок и появлению питтинга препятствует изнашивание, возникающее в условиях полужидкостного и граничного трения [3]. Продукты износа имеют близкую к сферической форму и выносятся смазочным материалом из зоны трения после дополнительного пластического деформирования на пути эвакуации. В работах [2, 3] содержатся рекомендации по прогнозированию изнашивания, определяющие ресурс передачи на стадии проектирования, ограниченные, однако, довольно узкой областью применения. Расчеты по этим зависимостям не учитывают появления концентраторов напряжений у основания зубьев вследствие изнашивания и не гарантируют отсутствия изгибных поломок зубьев.

До последнего времени в малогабаритных передачах редко использовались колеса с минимальными числами зубьев. В работах [4, 8] приводятся расчетные методы для геометрического синтеза прямозубых эвольвентных

передач с числом зубьев  $Z_1 = 3 \dots 5$  и более и показано, что такие передачи могут иметь коэффициент перекрытия  $\epsilon > 1$ , однако кинематика таких передач характерна большими скоростями скольжения  $V_s$  и большими относительными скольжениями, что должно определять относительно большую мощность трения и соответственно низкий КПД зацепления. Привлекательной оказывается повышенная изгибная прочность зубьев, однако она может быть полностью реализована при условии, что факторы контактного взаимодействия не являются лимитирующими. Это обстоятельство привело к формулированию задач по выявлению критериев работоспособности для передач с малозубыми колесами, которые могут быть выполнены в соответствии с исходным контуром ГОСТ 13755-81 и соответствовать рассматриваемому классу.

Задачи экспериментального исследования сформулированы с целью выявления особенностей малогабаритных передач с малозубыми колесами по сравнению с равными по габаритам традиционными передачами. Для решения этих задач использованы три разновидности экспериментальной установки, допускающие одновременное испытание шести (а в пределе и двенадцати) зацеплений с большими удельными нагрузками и в широком кинематическом диапазоне. Схема экспериментальной установки приведена на рис. 2.

Корпус скоростного электродвигателя 1 размещен в подшипнике 2, а его вал 3 связан с колесами  $Z_1$  и  $Z_4$ , которые входят в зацепление с сателлитами  $Z_2$  и  $Z_5$ , взаимодействующими с коронами  $Z_6$  и  $Z_3$ , причем последняя связана с дифференциальным нагружателем,



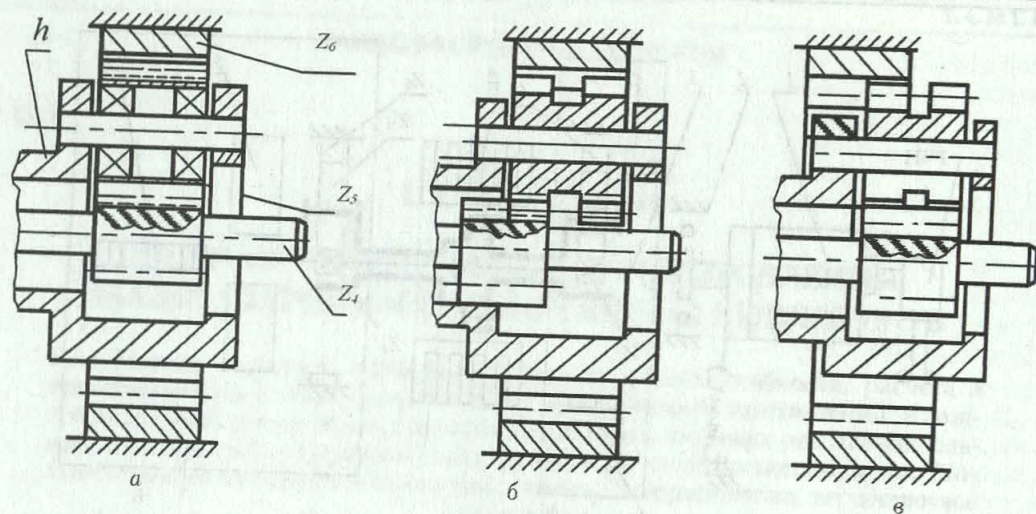


Рис. 3

а корона  $Z_6$  жестко установлена в корпус. Сателлиты в зоне нагрузителя (зона А) установлены на водиле  $H$ , общем для всех сателлитов и проходящем через радиатор 4, за которым образована зона Б — место для размещения испытуемой передачи. Установка оборудована разработанным нами ртутным двухканальным токосъемником 6 типа РТС-18, допускающим надежную передачу на регистратор электрического сигнала с термопар, размещенных на вращающихся деталях при частоте вращения до 18000 1/мин. Кроме того, для проведения опыта при повышенной температуре установка может быть укомплектована электронагревателем 5 мощностью 0,4 кВт. В экспериментах также использовались микротвердомер ПМТ 3 и другая аппаратура. Используются три варианта установки по рис. 1 со следующими особенностями:

- базовая, скоростная установка, с частотой вращения колес до 18000 мин<sup>-1</sup>;
- установка, оснащенная мотор-редуктором с частотой вращения до 3600 мин<sup>-1</sup>;
- установка с удаленной на 500 мм зоной испытаний Б.

Во всех вариантах уровень фрикционных потерь фиксировался по реактивному моменту на корпусе двигателя 1, установленного в подшипниках 2, связанного с корпусом упругой связью.

Возможности эксперимента дополнительно расширены применением различных схем установки опытных образцов сателлитов, показанных на рис. 3, а–в.

Еще большие возможности реализованы за счет применения опытных образцов с зубьями различной длины, выполненными на

общем зубчатом венце, поскольку в одинаковых условиях испытаний удельная нагрузка на зубья одного венца различна.

На рис. 4 показана конструкция опытного образца с зубьями различной длины. На развертке делительного цилиндра колеса обозначены зубья с длинами  $b_1, b_2, b_3$ .

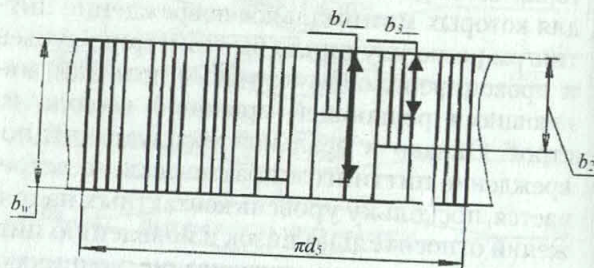


Рис. 4

Кинематические и динамические характеристики применяемого оборудования существенно перекрывают диапазон реально встречающихся нагрузок и скоростей. К примеру, окружные скорости во внешнем зацеплении превышали 10 м/с, а контактные напряжения в тех же условиях (по Герцу) — 2800 МПа.

Комплекс оборудования и регистрирующей аппаратуры обеспечил выполнение экспериментов по выявлению возможных видов контактных и объемных разрушений зубьев, характерных для передачи, составленных из колес с минимальными числами зубьев по следующим критериям:

- 1) исследования на контактную выносливость;



2) исследования на контактную прочность при действии максимальных нагрузок, вызывающих пластические деформации рабочей поверхности;

3) исследование на сопротивляемость рабочих поверхностей адгезивно-механическому изнашиванию;

4) исследование на изгибную прочность и выносливость в широком диапазоне нагрузок в сравнительном аспекте по отношению к обычным зубчатым колесам;

5) исследование влияния смазочной среды и технологических факторов на сопротивляемость контактным видам повреждений.

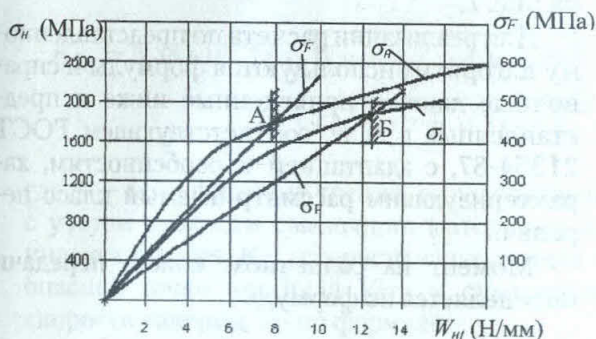


Рис. 5

Исследования по пп. 1 и 4, проведенные на опытных образцах планетарных передач с равными конструктивными габаритами по схеме  $2kh$  с числами зубьев  $Z_4 = 7$ ,  $Z_5 = 13$ ,  $Z_6 = 32$  при  $m = 1,75$  мм, а также  $z_4 = -13$ ,  $z_5 = 23$ ,  $z_6 = 59$  с  $m = 1$  мм, при нагрузках, меняющихся по одинаковому закону и при фиксированной, относительно небольшой, частоте вращения, дали результаты, приведенные в виде обобщенной диаграммы на рис. 5. Здесь показаны зависимости контактных напряжений во внешних зацеплениях обычной и ма-

лозубой планетарных передач, а также изгибных напряжений в основаниях зубьев их сателлитов от удельной окружной нагрузки во внешнем зацеплении. Через точку А проходят парабола, определяющая величину контактных напряжений, и прямая, отражающая линейную зависимость изгибных напряжений для обычного зацепления. Через точку Б проходят линии, характеризующие те же величины для малозубой передачи. Диаграмма показывает существенный резерв удельной нагрузки в зацеплении для малозубой передачи, определяющий ее повышенную нагрузочную способность.

Исследования на сопротивляемость адгезивно-механическому изнашиванию (п. 3) проведены при фиксированной нагрузке в зацеплении, одинаковой для обеих передач со ступенчатым изменением частоты вращения. В зубьях колес  $Z_4$  в приповерхностной зоне на глубине примерно  $0,4 \dots 0,5$  мм размещалась хромель-капелевая термопара, создающая электрический сигнал, воспринимаемый посредством токосъемника регистрирующей аппаратурой с записью на двухкоординатный планшетный потенциометр ПДП-4. Процесс заедания фиксировался по росту температуры и увеличению реактивного момента электродвигателя. Показано, что стойкость против заедания у малозубых передач несколько ниже, чем у обычных, и существенно влияет на нагрузочную способность зацепления при больших скоростях скольжения.

Исследования по пп. 1, 4, а также 3 дублированы измерением микротвердости на шлифах зубьев, подвергшихся поверхностным видам повреждений на микротвердомере ПМТЗ. Получены значения микротвердости в функции координаты профиля и глубины расположения, показывающие существенные

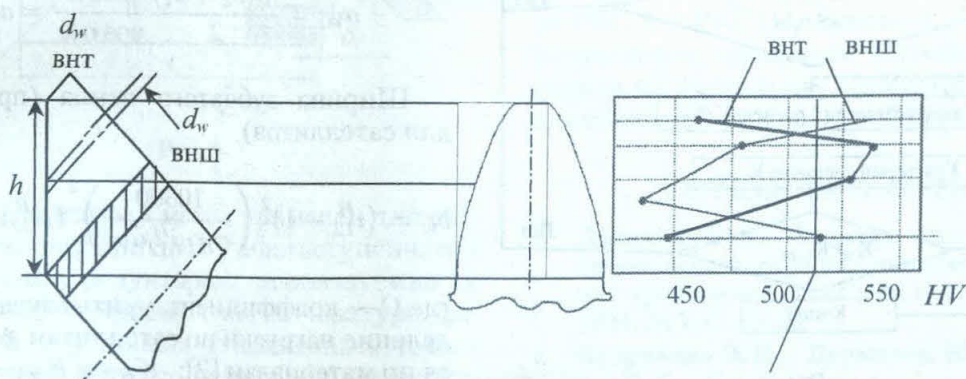


Рис. 6



различия последствий пластического деформирования во внешнем и внутреннем зацеплениях, причем во внутреннем зацеплении деформации дают упрощающий эффект в полюсной зоне, а во внешнем — разупрочняющий, чем подтверждается еще один резерв повышения нагруженной способности. Зависимость микротвердости по рабочим зонам зуба на глубине 0,05 мм показана на рис. 6.

В исследованиях использовано более ста передач различных типоразмеров, что дало возможность применить математическую обработку результатов и создать базу данных для формирования расчетов планетарных передач с малозубыми колесами по главным критериям работоспособности, а именно — величины предела контактной текучести  $\sigma_{HPS}$ , критерий заедания  $K_{зд\text{ крит}}$ , показатели степени в уравнении теплового баланса с учетом свойств применяемого смазочного материала, антифрикционных покрытий рабочих поверхностей зубьев и их твердости.

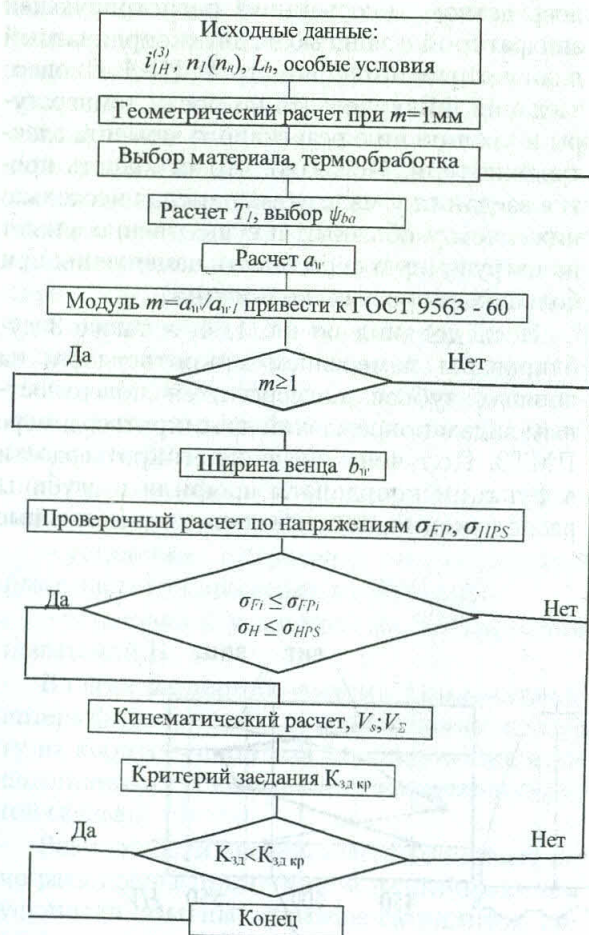


Рис. 7

Следует отметить, что область существования передач внешнего зацепления, ограни-

ченная минимальными коэффициентами перекрытия, минимальными удельными скольжениями и т. д. в координатах  $X_1$  и  $X_2$  (блокирующим контуром), очень мала [8], что обеспечило возможность формирования геометрии колес в табулированном виде с указанием чисел зубьев  $Z_1, Z_2, Z_3$ , диаметров колес, коэффициентов смещения  $X_1, X_2$ , и  $X_3$ , углов зацепления во внутреннем и внешнем зацеплениях, межосевого расстояния для передачи с модулем  $m = 1$  мм и свести геометрический расчет к выбору их размеров в функции передаточного отношения  $i_{1H}^{(3)}$  и выполнить расчет на прочность по главным критериям работоспособности по алгоритму, представленному на рис. 7.

Для реализации расчета по представленному алгоритму используются формулы и справочные данные, приведенные ниже и представленные в виде, соответствующем ГОСТ 21354-87, с адаптацией к особенностям, характеризующим рассматриваемый класс передач.

Момент на солнечном колесе передачи определяется по формуле

$$T_1 = T_H / (i_{1H}^3 \eta_{1H}^3 \eta_{\Pi}),$$

где  $\eta_{1H}^3$  — КПД зацеплений в кинематической цепи;  $\eta_{\Pi}$  — КПД подшипников сателлитов.

Межосевое расстояние (предварительно):

$$a'_w = (i_{12}^H + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{10800}{\sigma_{HP}}\right)^2 \frac{i_{12}^H T_1}{4(i_{12}^H + 1)n_w}},$$

где  $i_{12}^y = z_2/z_1 \geq 1$  — передаточное отношение, взятое с обратным знаком;  $n_w$  — число сателлитов в передаче.

Межосевое расстояние (уточненное)

$$a_w = \frac{m(z_2 + z_1)}{2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = a'_w m.$$

Ширина зубчатого венца (принимается для сателлитов)

$$b_w = (i_{12}^H + 1)^2 \left(\frac{10800}{\sigma_{HP} i_{12}^H a_w}\right)^2 T_1 i_{12}^H \Omega K_{Y\beta} K_{HV},$$

где  $\Omega$  — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по сателлитам, определяется по материалам [2];  $K_{H\beta}$  и  $K_{HV}$  — коэффициенты, учитывающие распределение нагрузки по ширине венца и динамическую нагрузку, определяемые по ГОСТ 21354-87.



Изгибные напряжения у основания зубьев:

$$\sigma_{F2} = \frac{2000T_1 i^{H_{12}} K_{F\beta} K_{FV} Y_{F2}}{b_W m^2 z_2}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2000T_1 K_{F\beta} K_{FV} Y_{F1}}{b_W m^2 z_1}$$

где  $K_{F\beta}$  и  $K_{FV}$  — коэффициенты, учитывающие нагрузки по ширине венца и динамическую нагрузку — ГОСТ 21354-87;  $Y_{F1}$  и  $Y_{F2}$  — коэффициенты, учитывающие форму зуба, определяемые по материалам работы [4].

Критерий заедания определяется по формуле

$$K_{зд} = 5,38 \cdot 10^{-3} f \sqrt{W_{HT} \rho'_{HP} / \cos \alpha_{w12}} \times (\pm \sqrt{V_{FC2}} \mp \sqrt{V_{FC1}}),$$

где  $f$  — коэффициент трения, определяемый с учетом вязкости смазочного материала  $\nu_0$ , индекса смазки  $K_L$ , скорости скольжения в опасной точке профиля  $V_{SC1}$  и суммарной скорости качения  $V_{\Sigma}$  по формуле

$$f = \left( 8 \cdot 10^{-3} \sqrt{\nu_0 K_L V_{SC1}} + 7 \sqrt{V_{\Sigma}} \right)^{-1},$$

где  $\rho'_{HP}$  — приведенный радиус кривизны в опасной точке;  $V_{FC2}$  и  $V_{FC1}$  — скорости профилей относительно точки, лежащей на линии зацепления в основной зоне.

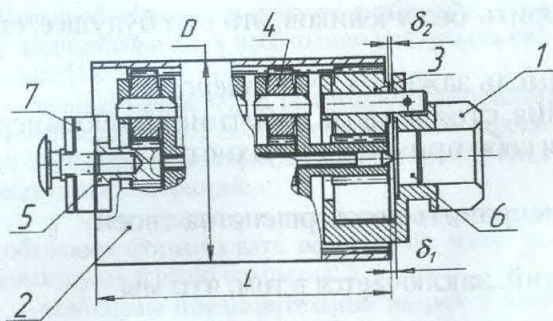


Рис. 8

Представленный метод применен для расчетов малогабаритных многоступенчатых планетарных редукторов, используемых в скважинной геофизической аппаратуре, работающей в условиях повышенных температур, что обеспечило надежность конструкции в сочетании с новыми конструктивными решениями электромеханизмов, включающих электродвигатель, компенсирующую

муфту, четырехступенчатый планетарный редуктор, передачу винт-гайка и систему автоматического регулирования, реагирующую на крайнее положение силового штока передачи винт-гайка и на величину предельной осевой нагрузки. Редуктор имеет существенные конструктивные особенности. На рис. 8 приведена конструкция редуктора электро-механизма МП 500, выпускаемого серийно и имеющего следующие характеристики. Габариты: диаметр  $D = 40$  мм; длина  $L = 45$  мм. Передаточное отношение  $i = 963,5$ . Момент на водиле 1 последней ступени  $T_H = 11,6$  Н·м.

Редуктор имеет общий эпицикл (корону) 2, имеющий число зубьев  $Z_3 = 32$ . Сателлиты 3 тихоходной ступени и сателлиты 4 имеют одинаковые числа зубьев  $Z_2 = 12$ , но разную ширину. Солнечное колесо 4 выполнено с числом зубьев  $Z_1 = 12$ , а солнечные колеса промежуточных передач, изготовленные заодно с их водилами, аналогичны колесу 4, но имеют ширину венца, соответствующую ширине зубчатых венцов сателлитов. Модуль зацепления  $m = 1$  мм, колеса выполнены с исходным контуром ГОСТ 13755-81 по восьмой степени точности.

Колеса всех ступеней геометрически подобны. Осевой зазор  $\delta_1$ , определяющий свободное движение всех элементов, обеспечен конструкцией солнечного колеса 5, имеющего ось, проходящую через все передачи и упирающуюся во вкладыш 6. Муфта 7 обеспечивает надежную передачу момента при значительной (до 0,4 мм) несоосности валов двигателя и солнечного колеса и допускает самоустановление (последнего) при работе, а наличие зазора между осью солнечного колеса и водилами промежуточных передач гарантирует самоустановление и в этих передачах.

Указанные особенности обеспечили безотказность этого и подобных редукторов, применяемых в серийно выпускаемой аппаратуре РКС 1 и РКС1М, имеющей дистанционно управляемое прижимное устройство, и обеспечили их уникальные параметры при работе в скважинах с глубиной до 5000 м.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дроздов Ю. Н. Формулы для расчета максимальных коэффициентов трения скольжения при качении // Вестник машиностроения. 1964. № 7. С. 19-23.
2. Кудрявцев В. Н., Державец Ю. А., Глухарев Е. Г. Конструкции и расчет зубчатых редукторов. Л.: Машиностроение, 1971.
3. Кузьмин И. С., Ражиков В. Н. Мелкомодульные цилиндрические зубчатые передачи:



- расчет, конструирование, испытание. Л.: Машиностроение, 1987. 272 с.
4. **Кутельников В. П.** Минимальное число зубьев прямоугольного колеса, нарезанных стандартным долбяком // Станки и инструмент. 1973. № 4. С. 24–25.
  5. **А.с. 1382931 (СССР).** Скважинный геофизический прибор с выносным зондом / С. С. Прокшин. Опубл. 23.03.88. Бюл. № 11.
  6. **А.с. 1165774 (СССР).** Электромеханический привод для скважинных приборов / С. С. Прокшин. Опубл. 07.07.85. Бюл. № 25.
  7. **А.с. 1234605 (СССР).** Электромеханический привод скважинного прибора / С. С. Прокшин. Опубл. 30.05.86. Бюл. № 20.
  8. **Справочник** по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. И. А. Белтовского. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1986. 448 с.

9. **Трубин Г. К.** Контактная усталость материалов для зубчатых колес. М.: Машгиз, 1962. 401 с.
10. **Хрущов М. М.** Лабораторные методы испытания на изменение материалов зубчатых колес. М.: Машиностроение, 1966. 152 с.

#### ОБ АВТОРЕ



**Прокшин Сергей Сергеевич**, доцент кафедры ОКМиМ УГАТУ. Дипл. инж.-механик (УАИ, 1964). Канд. техн. наук по машиноведению и деталям машин (защ. в Курганском машиностроит. ин-те, 1981). Исследования в области механических передач и трансмиссий для транспортных средств и аппаратуры.

Разное

#### СЛОВО О НАУКЕ И ОБРАЗОВАНИИ

Если у меня работает молодой ученый и после двух лет работы приходит ко мне и спрашивает, что же мне делать дальше, я ему советую бросить работу в области науки, ибо, если человек после двух лет работы не знает, что ему делать дальше, из него не может выйти ученый. Резерфорд со слов П. Л. Капицы.

Настоящий ученый не может жить и творить без учеников, это его будущее, его сила. Е. И. Чазов.

Труд подливает масла в лампу жизни, а мысль зажигает ее. Беллерс.

Железо ржавеет, не находя себе применения, стоячая вода либо гниет, либо замерзает на холоде, а ум человека, не находя себе применения, чахнет.

Леонардо да Винчи.

Человек при помощи науки в состоянии исправить несовершенства своей природы. И. И. Мечников.

Выгода, извлекаемая нами из наших занятий, заключается в том, что мы становимся лучше и мудрее. Монтень.

Мышление является страданием. Аристотель.

Человеческие познания приобретаются только одним методом – путем наблюдения фактов. Бертло.

Для человека с ясными идеями почти всегда достаточно обыкновенного языка. Гельвеций.

[Слово о науке: Афоризмы. Изречения. Литературные цитаты. Кн. 2. М.: Знание, 1981.]