

Теоретические и экспериментальные исследования позволили установить следующие конструктивные возможности управления качеством подшипниковых сборочных единиц: 1) правильный выбор подшипников качения - их конструкций и размеров для соответствующих условий работы; 2) разработка надлежащей конструкции подшипниковой сборочной единицы и совместно работающих с ней деталей; 3) назначение оптимальных посадок внутренних колец подшипников на валы и наружных колец в гнезда корпусов; 4) осуществление удобной конструктивной возможности осевой регулировки подшипников регулируемого типа и конструкции осевого крепления подшипников нерегулируемого типа; 5) обеспечение необходимого режима смазки подшипников; 6) надежность защиты рабочих поверхностей тел качения и беговых дорожек колец от попадания на них пыли, влаги, агрессивных газов внешней среды, а также продуктов коррозии и износа; 7) обеспечение удобства и высокого качества монтажа и демонтажа подшипников; 8) обеспечение надлежащей жесткости подшипниковой сборочной единицы при работе ее под нагрузкой; 9) разработка мероприятий по снижению шумности подшипниковых сборочных единиц, в значительной степени зависящей от акустических свойств входящих в нее деталей; 10) путем повышения виброустойчивости подшипников качения и обеспечения оптимальной конструктивной совместимости деталей упругой динамической системы: подшипники качения - валы с насаженными на них деталями (зубчатые колеса и т. д.) - корпус редуктора.

УДК 621.833.1

Е. О. Блюм

О ВЛИЯНИИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Одним из путей повышения работоспособности и долговечности зубчатых передач является совершенствование геометрии профилей зубьев с целью увеличения приведенного радиуса их кривизны.

Применение косозубых передач и особенно передач с зацеплением М.Л.Новикова дает возможность значительно увеличить приведенный радиус кривизны профилей зубьев шестерни и колеса. Это видно из рассмотрения выражения для приведенного радиуса кривизны

$$R_{пр} = \frac{R_2 R_1}{R_2 \pm R_1}, \text{ где соответственно}$$

R_1 - приведенный радиус кривизны профиля зубьев шестерни, а R_2 - тоже для колеса. Знак плюс соответствует внешнему зацеплению зубьев, а знак минус - их внутреннему зацеплению.

Аналитическое исследование выражений приведенных радиусов кривизны для прямозубых, косозубых передач и передач с зацеплением М.Л.Новикова и подстановка их значений в формулу Герца наглядно и убедительно показывает возрастание приведенных радиусов кривизны, а следовательно, снижение величин развивающихся контактных напряжений у косозубых передач и особенно у передач с зацеплением М.Л.Новикова - по сравнению с равногабаритными прямозубыми передачами, изготовленными из одних и тех же материалов и работающими в аналогичных условиях.

УДК 511

И. Е. Юрть

ОЦЕНКА ЧИСЛА ЧЛЕНОВ СЛУЧАЙНОЙ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТИ, ПРЕДСТАВИМЫХ СУММОЙ ДВУХ ПРОСТЫХ

Одной из интереснейших задач аддитивной теории чисел, является задача о возможности представления всякого четного > 6 суммой двух простых. Эта бинарная проблема Гольдбаха-Эйлера до настоящего времени не решена. В ходе ее решения получено несколько интересных результатов. Шнирельман показал, что числа вида $n = p_1 + p_2$, где p_1, p_2 - нечетные простые, имеют положительную асимптотическую плотность. Н.Г.Чудаков показал, что число четных, не превосходящих некоторого большого X , не представимых суммой двух простых, не превосходит $X \ln^{-M} X$, где M - любое положительное число. Несконечно многие из четных чисел могут быть представлены