

А.Ф. КИРИЧЕНКО, д.т.н., **А.В. УСТИНЕНКО**, к.т.н., Харьков, НТУ
"ХПИ"

К ВОПРОСУ ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ РАСЧЕТЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Reduction of dimensions of gears is an actual problem. One of paths of its decision – creating of an improved method of definition of supposed stress. This method should be founded on last reachings in the field of physics of metals.

Современное машиностроение предъявляет все более жесткие требования по массогабаритным характеристикам к приводам машин, и, следовательно, к их основному элементу – зубчатым передачам. Поэтому снижение габаритов зубчатых передач при одновременном увеличении передаваемой мощности является важной народнохозяйственной задачей.

Одним из основных путей в этом направлении является уточнение методик расчета на контактную и изгибную прочность зубьев. За последние годы были достигнуты определенные успехи, как в исследовании напряженно-деформированного состояния зубьев, так и в решении контактной задачи.

В расчетах на изгибную прочность зубьев был совершен последовательный переход от формулы Льюиса и гипотезы ломаных сечений к методам теории упругости. Значительным шагом вперед была разработка методики расчета на базе плоской задачи (методы конформного отображения [1] и граничных интегральных уравнений [2]). А в настоящее время с успехом применяются методики, основанные на различных решениях пространственной задачи теории упругости. Сюда относятся методы R-функций [3] и конечных элементов. Последний реализован в широко применяемых пакетах прикладных программ Cosmos, Ansys, Pro/Engineer.

В расчетах на контактную прочность также был совершен последовательный переход от формулы Герца к применению IV (энергетической) теории прочности, позволяющей учесть все три составляющих главных напряжений [4]. В дальнейшем были намечены пути корректного решения контактно-гидродинамической задачи, позволяющей исследовать напряженность в зоне контакта с учетом свойств смазочного слоя.

Таким образом, можно отметить, что современные расчетные методики обладают высокой адекватностью процессам, происходящим в реальных зубчатых зацеплениях. Но, не смотря на это, существенного прорыва в повышении удельной мощности, передаваемой зубчатыми приводами, не происходит. В чем же причина этого?

Ответ лежит практически на поверхности. Рассчитывая контактные (изгибные) напряжения $\sigma_{H(F)}$ по самым современным методикам, мы сравниваем их с допускаемыми напряжениями $\sigma_{H(F)P}$, которые определяются с учетом натуральных усталостных испытаний [5, 6]. Но условия проведения ресурсных испытаний не всегда адекватны реальной картине напряженно-деформированного состояния. Например, при расчете на изгибную выносливость в основном применяется стандартизованный метод расчета по максимальным напряжениям. В этом случае при обработке результатов экспериментов автоматически учитываются чувствительность материала к концентрации напряжений, влияние внутренних напряжений и т.д. Однако допускаемые напряжения верны только для зубьев, имеющих одинаковые геометрические параметры (α, z, x, m) , материал и термообработку с испытанными. В пределах цилиндрических передач внешнего зацепления со стандартным исходным контуром погрешность невелика. Но в наше время все более широкое применение находят передачи с нестандартными исходными контурами, а также планетарные, содержащие колеса внутреннего зацепления. Кроме того, после периода интенсивного проведения испытаний зубчатых колес на усталость (50-е – 60-е годы) появились новые марки высоколегированных сталей, произошли определенные изменения в области термической и химико-термической обработки. Для этих случаев погрешность определения допускаемых напряжений резко возрастает. А современное плачевное состояние научно-экспериментальной базы в странах СНГ не позволяет проводить широкомасштабные усталостные испытания.

Выход из данной ситуации видится в переходе к определению допускаемых напряжений аналитически, на основании последних достижений в области материаловедения и физики металлов [7]. В настоящее время представляется вполне возможным математическое моделирование усталостных процессов в металлах [8]. При этом адекватность математической модели реальным усталостным процессам может быть подтверждена путем сравнения результатов расчетов с тем огромным экспериментальным материалом, который был накоплен во второй половине 20-го столетия. Успешное решение этой задачи позволит поднять методы усталостных расчетов зубьев (а в дальнейшем и других деталей машин) на качественно новый уровень.

Список литературы: 1. Устиненко В.Л. Напряженное состояние зубьев цилиндрических прямозубых колес. – М.: Машиностроение, 1972. – 92с. 2. Рубенчик В.Я., Устиненко В.Л. О методе интегральных уравнений для решения задач плоской теории упругости применительно к зубчатым передачам // Вестник ХПИ. – №139. – Сер. Машиностроение, вып.9 – Харьков, 1978. – С.3–9. 3. Кириченко А.Ф. Теория, расчет и анализ объемного

напряженно-деформированного состояния зубьев цилиндрических колес при изгибе: Автореф. дис... докт. техн. наук: 05.02.02. – Москва, 1991. – 32с. 4. *Ковальский Б.С.* Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков: Изд-во ХВВКИУ, 1967. – 156с. 5. *Трубин Г.К.* Контактная усталость материалов для зубчатых колес. – М.: Машгиз, 1962. – 404с. 6. *Решетов Д.Н., Чатынян Р.М.* Исследование изгибной прочности зубьев зубчатых колес при переменных режимах нагружений // Вестник машиностроения – 1964. – №4. – С.32–38. 7. *Глушак Б.Л., Куропатенко В.Ф., Новиков С.А.* Исследование прочности материалов при динамических нагрузках. – М.: Машиностроение, 1992. – 291с. 8. *Дунаев И.М.* Критерий прочности материалов, учитывающий накопление повреждений // Металловедение и термическая обработка металлов. – 2002. – № 2. – С.26–28.