

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

ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ ПРИ РАСЧЕТЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПУТЕМ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ УСТАЛОСТНЫХ ПРОЦЕССОВ

Lowering of dimensions of gears at simultaneous increase of transmitted power is an actual problem of a modern machine building. One of paths in this direction is definition of supposed stress at a volumetric stress state of teeth analytically, by mathematical simulation of fatigue failures. For the decision of this problem the complex geometrical-kinematical-powered model of a deformable body is developed. This model adequately mapping real fatigue processes in metals.

Снижение габаритов зубчатых передач при одновременном увеличении передаваемой мощности является актуальной проблемой современного машиностроения.

Существуют несколько путей решения этой проблемы. Это и современные успехи технологии машиностроения в области поверхностного пластического деформирования зубьев [1], и перспективные методы химико-термической обработки. Однако, основным путем ее решения, на наш взгляд, является уточнение методик расчета на контактную и изгибную прочность зубьев. В этом случае мы можем получить максимальную энергонасыщенность приводов машин, то есть полностью реализовать физико-механические свойства материалов, а также возможности существующих и перспективных методов упрочнения зубьев.

Рассмотрим, какие шаги необходимо предпринять на пути уточнения прочностных расчетов. Так как любое уравнение прочности для зубчатой передачи (и для других деталей машин) можно записать в общем виде как

$$\sigma_{H(F)} \leq \sigma_{H(F)P},$$

где $\sigma_{H(F)}$, $\sigma_{H(F)P}$ – соответственно действующие и допускаемые контактные (изгибные) напряжения,

то поставленная задача разделяется на две части:

– исследование пространственного напряженно-деформированного состояния зубьев и корректное решение контактной задачи с целью повышения достоверности определения действующих напряжений;

– уточнение допускаемых напряжений с учетом фактической геометрии зубьев, физико-механических свойств материалов и реальной картины усталостных разрушений.

Что касается первой части этой задачи, за последние годы в этом направлении достигнуты определенные успехи. Однако вторая часть задачи еще требует корректного решения, что уже отмечалось авторами [2]. Для этого необходимо провести математическое моделирование усталостных процессов в металлах.

Одной из первых удачных попыток в этом направлении явились работы Д.Н. Решетова и Р.М. Чатыняна [3]. Еще в конце 70-х годов последним была предложена механическая модель деформируемого тела с дискретным внутренним трением [4] (см. рис.).

Для учета усталостных процессов в модель был введен вакансионно-статический механизм, а количественная оценка усталостных разрушений при переменных режимах нагружений производилась на основе

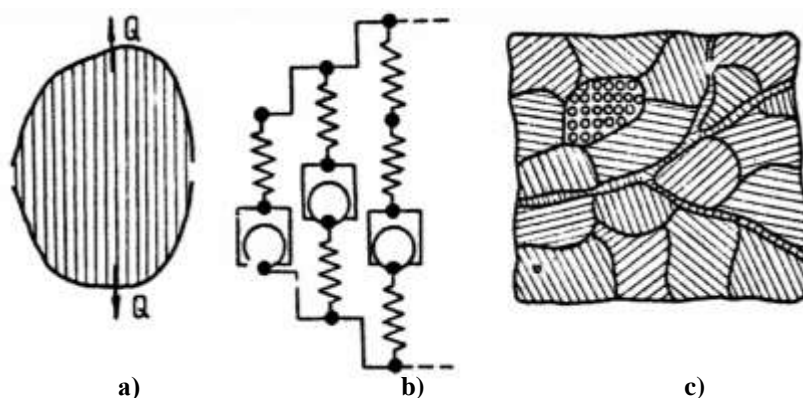


Рис. Модель деформируемого тела с дискретным внутренним трением по Р.М. Чатыняну:

- a) общая модель тела, состоящая из параллельных цепей, расположенных между жесткими матрицами, нагруженными внешними силами;
- b) участок общей модели элементарного статистического блока a), имитирующий последовательное нарушение межмолекулярных связей в результате локальных упругих и пластических деформаций с учетом внутреннего рассеивания энергии;
- c) общая структура образца, состоящая из элементарных блоков b) с различной ориентацией регулярных цепей, определяющей процесс усталости (образование вакансий).

энергетических представлений. Все это позволило, с учетом большого объема экспериментальных исследований (около 1000 испытаний зубчатых колес, в том числе с особо длительными базами ($2...3 \times 10^8$), а также более 100 нагрузочных режимов) предложить типовые режимы нагружений. В дальнейшем методика определения допускаемых напряжений по типовым режимам нагружения получила широкое распространение и была приведена в стандарте по прочностным расчетам зубчатых передач [5].

При всех достоинствах предложенной Р.М. Чатыняном модели, ей присущи определенные недостатки.

Во-первых, она базировалась на представлениях о строении и процессах внутри деформируемого твердого тела, свойственных развитию физики металлов на период начала 70-х годов прошлого столетия. Так, модель является плоской, что вполне удовлетворяло при ее применении для решения плоской задачи теории упругости. Однако к настоящему времени успешно решена пространственная задача теории упругости (на основе R-функций или метода конечных элементов), что ограничивает возможность применения как самой модели, так разработанных на ее основе расчетов по типовым режимам нагружений.

Во-вторых, разработки Р.М. Чатыняна не являются комплексной математической моделью реального деформируемого твердого тела, позволяющей определять допускаемые напряжения аналитически. Это не удивительно, так как уровень развития вычислительной техники и методов математического моделирования в тот период не позволял решать подобные задачи.

В тоже время следует отметить, что в настоящее время вышеуказанные ограничения в известной мере сняты. Так, последние достижения в области материаловедения и физики металлов позволяют моделировать процессы в объемном теле с учетом внутреннего трения и соответственно, изменения его потенциальной энергии. Также возможно учесть реальную геометрию детали и изменение процесса нагружения во времени. А современные программные комплексы (такие как MathCAD, MATHLAB, ANSYS и др.) позволяют применять методы компьютерного моделирования для реализации необходимого при решении такой объемной задачи математического аппарата.

Таким образом, нами поставлена задача создания комплексной математической модели деформируемого тела при объемном напряженно-деформированном состоянии зубьев. Комплексность модели заключается во

взаимосвязи трех основных "китов", характеризующих нагруженный физический объект:

1. Геометрия твердого тела (в данном случае зуба колеса).
2. Кинематика его движения, позволяющая вместе с учетом внешних нагрузок оценить динамические процессы;
3. Энергетическая модель, позволяющая количественно оценивать усталостные разрушения применительно к пространственной задаче теории упругости.

Такая модель, назовем ее геометро-кинематико-энергетической (ГКЭ), позволит отобразить реальные усталостные процессы в металлах. Ее адекватность на первом этапе исследований может быть проверена путем сравнения результатов расчетов с имеющимися экспериментальными данными усталостных испытаний зубчатых колес (например, с вышеупомянутыми данными Р.М. Чатыняна). Создание такой модели позволит определять допускаемые напряжения с учетом реальных геометрических и физико-механических свойств зубьев, и, следовательно, поднять методы усталостных расчетов на качественно новый уровень.

Список литературы: 1. Афтанзив И.С., Берник П.С., Сивак Р.И., Клименко А.Д. Вибрационно-центробежная упрочняющая обработка деталей машин. – Винница: ВДАУ, 2002. – 235 с. 2. Кириченко А.Ф., Устиненко А.В. К вопросу об определении допускаемых напряжений при расчете зубчатых передач // Вестник НТУ "ХПИ". – Харьков, 2003. – №8. – Т.2. – С.20–22. 3. Решетов Д.Н., Чатынян Р.М. Исследование изгибной прочности зубьев зубчатых колес при переменных режимах нагружений // Вестник машиностроения – 1964. – №4. – С.32–38. 4. Чатынян Р.М. Исследование усталостной прочности деталей машин при переменных режимах нагружений и разработка методов расчета на основе вакансионно-статистических представлений и энергетического критерия усталости металлов: Автореф. дис... докт. техн. наук: 05.02.02. – Москва, 1980. – 32 с. 5. ГОСТ 21354-87. Передатки зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – Введен 01.01.1989. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 76 с.