

УДК 669.15:620.178.1

ИНЖЕНЕРНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС
НА ГЛУБИННУЮ КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

С. П. РУДЕНКО, С. Г. САНДОМИРСКИЙ

Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси
Минск, Беларусь

Рассмотрены виды контактной усталости зубчатых колёс трансмиссий мобильных машин. Показано, что контактное выкрашивание поверхностно упрочнённых зубьев проявляется в двух видах, различающихся и по внешнему виду, и по механизму зарождения усталостных трещин. Первый вид контактного выкрашивания – это поверхностное выкрашивание (питтинг). В зоне, соответствующей полюсу зацепления, этот вид выкрашивания отсутствует, т. к. в ней нет условий для его распространения – отсутствует скольжение профилей зубьев. Питтинг зарождается и распространяется в нижней зоне однопарного зацепления – зоне с максимальными контактными напряжениями и наименьшим приведённым радиусом кривизны. Второй вид – глубинное контактное выкрашивание. Его развитию способствует специфическое напряжённое состояние подповерхностных слоев в зоне контакта, характеризующееся распределением глубинных эквивалентных напряжений по толщине слоя с явно выраженным пиком на определенном расстоянии от поверхности [1, 2].

Установлено, что основным критерием работоспособности зубчатых колёс трансмиссий энергонасыщенных тракторов и большегрузных автомобилей является глубинная контактная усталость рабочих поверхностей зубьев. Для предотвращения глубинного выкрашивания необходимо обеспечить достаточную величину предельных допускаемых напряжений в глубине слоя, превышающую действующие эквивалентные напряжения. Величину предельных допустимых напряжений определяют в зависимости от величины и характера распределения твёрдости по упрочнённому слою [3].

Показано, что расчет на предотвращение глубинного контактного разрушения зубчатой передачи по ГОСТ 21354–87 имеет существенные погрешности, которые способствуют значительной неопределенности результатов расчета. Расчетная глубина зоны наибольших глубинных касательных напряжений h_H располагается в переходной зоне на границе упрочненного слоя с сердцевиной и не соответствует экспериментальным данным и расчетам контактных напряжений методами прикладной теории упругости. Приведенный радиус кривизны ρ_v , входящий в формулу расчета h_H , не соответствует приведенному радиусу кривизны сопряженных профилей зубьев в полюсе зацепления. Величина эффективной твердости H_{eff} , полученная с учетом значений эффективной толщины слоя $h_{teff} = h_H + 0,2$, не соответствует требованиям к величине твердости в опасной зоне упрочненного слоя, в которой происходят глубинные контактные разрушения, а характеризует твердость переходной зоны, расположение которой

намного превышает положение опасной зоны. При расчете допускаемых предельных глубинных напряжений для цементованных зубчатых колес, в отличие от азотированных, не учитывают коэффициент учета числа циклов напряжений или коэффициент долговечности, присутствующий в формуле допускаемых контактных напряжений при расчете на поверхностную контактную прочность. В результате расчета также определено, что параметр H_k , представленный в ГОСТ 21354–87 как твердость сердцевины, фактически является твердостью на глубине слоя h_k и не соответствует твердости сердцевины зуба.

Предложена инженерная методика расчёта зубчатых колёс трансмиссий на глубинную контактную выносливость, разработанная по форме изложения материала согласно ГОСТ 21354–87 (приложение 8). Предложенная методика основана на характеристиках сопротивления усталости материала зубьев и установленной зависимости предела глубинной контактной выносливости от твёрдости и структурных параметров упрочнённого слоя [2, 3]. Расчет выполняют по отношению к шестерне исследуемой зубчатой передачи. Расчет ресурса выполняют в критической зоне упрочненного слоя с наибольшими глубинными эквивалентными напряжениями, являющейся очагом зарождения глубинного контактного разрушения. Выносливость оценивают по расчетному сроку службы шестерни, который сравнивают с её планируемым сроком службы. Приведён пример расчёта ресурса ведущей шестерни зубчатой передачи.

Показано, что результаты расчета по предложенной методике совпадают с данными ресурсных стендовых испытаний. Так, зубчатое колесо с модулем 4,5 мм из стали 20ХН3А имеет прогрессирующее глубинное контактное выкрашивание всех зубьев после наработки на стенде 300 ч. Расчетная долговечность данного зубчатого колеса по режимам стендовых испытаний составляет 310 ч. Стендовые испытания в объеме 300 ч не позволили определить долговечность зубчатого колеса из стали 20ХГНМБА, расчетная долговечность которого составляет 840 ч.

Инженерная методика расчёта зубчатых колёс трансмиссий на глубинную контактную выносливость, разработанная по форме изложения материала в ГОСТ 21354–87 (приложение 8), рекомендована для практического использования в расчетах на прочность зубчатых цилиндрических эвольвентных передач внешнего зацепления.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тескер, Е. И. Современные методы расчета и повышения несущей способности поверхностно упрочненных зубчатых передач трансмиссий и приводов / Е. И. Тескер. – Москва: Машиностроение, 2011. – 434 с.

2. Руденко, С. П. Построение кривых глубинной контактной усталости поверхностно упрочненных зубчатых колес / С. П. Руденко, А. Л. Валько // Механика машин, механизмов и материалов. – 2022. – № 2. – С. 48–54.

3. Руденко, С. П. Предел глубинной контактной выносливости поверхностно упрочненных зубчатых колес / С. П. Руденко, А. Л. Валько, С. Г. Сандомирский // Механика машин, механизмов и материалов. – 2023. – № 1. – С. 48–54.