

Ю.С. Рудь, д-р техн. наук, А.В. Ширшаков

(Украина, Кривой Рог, Криворожский технический университет)

ИЗМЕНЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В ПРОЦЕССЕ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Износ зубчатых передач тяжелого горно-обогатительного оборудования (ТГО) представляет собой сложный физико-механический процесс, который изучен еще недостаточно. Значительную роль в данном процессе играют геометрические и кинематические параметры зубчатого зацепления, физико-механические свойства материалов зубчатых колес, свойства смазочного материала, режимы нагружения, наличие абразивной среды и т.п.

Решающее влияние на работоспособность зубчатых передач общего машиностроения оказывают контактные и изгибающие напряжения. Именно эти напряжения являются лимитирующими при выборе параметров передачи и оценке их долговечности. В большинстве случаев износ зубчатых передач представляется как усталостное выкрошивание активного профиля рабочих поверхностей зубьев [1]. Однако для открытых зубчатых передачах тяжелого горно-обогатительного оборудования это несправедливо, так как износ поверхностей зубьев этих передач наблюдается еще до того, как в них появится усталостное выкрошивание. Такой износ неравномерен по высоте зуба, что приводит к значительному искажению эвольвентного профиля. Минимальный износ зуба наблюдается в околополюсной зоне как у колеса, так и у шестерни, больший износ – у корня зуба и по вершине, причем у колеса, как правило, больше изнашивается вершина зуба, а у шестерни – корень зуба.

Причинами такого неравномерного износа активного профиля зубьев являются:

1. Кромочные удары, которые возникают в момент входа в зацепление зубьев колес, а также нарушение режима смазки и наличие в смазке абразивных частиц. Скорость износа в зоне кромочного удара выше, чем в околополюсной зоне контактирующих зубьев. Одной из причин этого является то, что удар зуба по абразивной частице приводит к ее более глубокому проникновению в материал зуба и соответственно к большему сколу объема материала. Естественно, что в зоне кромочного удара интенсивность дробления абразивных частиц будет выше, чем в околополюсной зоне (это зависит от свойств материала зубчатого колеса и абразивной частицы), что приведет к увеличению числа абразивных частиц, способных производить износ материала зубьев. В данной зоне зацепления будут принимать участие в износе не все абразивные частицы, а лишь те, которые больше высоты микронеровностей поверхности зуба. Кроме того, в околополюсной зоне могут оказаться не все частицы, способные производить износ, в частности из-за их вытеснения из зоны вместе со смазочным материалом, что и приводит к разнице в скорости изнашивания.

2. Неодинаковые контактные напряжения по длине контактной линии зацепления из-за кинематической погрешности изготовления колес и монтажа передачи, что может привести к пластическим деформациям материала и более интенсивному местному износу.

3. Различные скорости относительного скольжения зубьев у ножки и головки [2]. Скорость скольжения ножек зубьев колеса и шестерни всегда ниже скорости скольжения парных головок зубьев шестерни и колеса. Это приводит к тому, что по меньшей поверхности ножки зуба шестерни скользит большая поверхность головки зуба, вплоть до полюса зацепления. В полюсе происходит «чистое» качение и далее по меньшей поверхности ножки зуба колеса скользит большая поверхность головки зуба шестерни.

4. Большое число циклов нагружения зубьев шестерни из-за большого передаточного числа передачи ($U \approx 10,0$), что приводит к разнице показателей долговечности шестерни и колеса.

Как известно, в общем машиностроении модуль зубьев открытой зубчатой передачи выбирается из условия $\sigma_F \leq 0,5[\sigma_F]$, где σ_F и $[\sigma_F]$ – соответственно расчетные и допустимые изгибающие напряжения.

Это условие обусловлено тем, что износ зубьев открытых зубчатых передач допускается до 25 % их первоначальной толщины по делительному диаметру, но при этом предполагается, что прочность зубьев в конце их эксплуатации снижается в два раза.

Следует отметить также, что в процессе износа в нижней точке активного профиля увеличиваются изгибные напряжения. Это подтвердили исследования, проведенные с помощью метода конечных элементов [3]. Рассматривались зубчатые колеса с модулем $m_n = 20$ мм, числом зубьев $z = 26$ и $m = 50$ мм, $z = 176$. В результате исследований определено, что для шестерни ($m_n = 20$ мм, $z = 26$) с износом по делительному диаметру, равному 1,35 мм, приведенные изгибные напряжения в нижней точке активного профиля увеличились в 2,4 раза, а в опасном сечении максимальные изгибные напряжения также увеличились в 1,2 раза. Изгибные напряжения определялись при приложении «условной» единичной нагрузки к зубу. Вектор приложения нагрузки перпендикулярен касательной, проведенной к эвольвенте через полюс зацепления.

На рис. 1 и 2 показано распределение приведенных изгибных напряжений в зубе без износа (а) и в изношенном зубе (б).

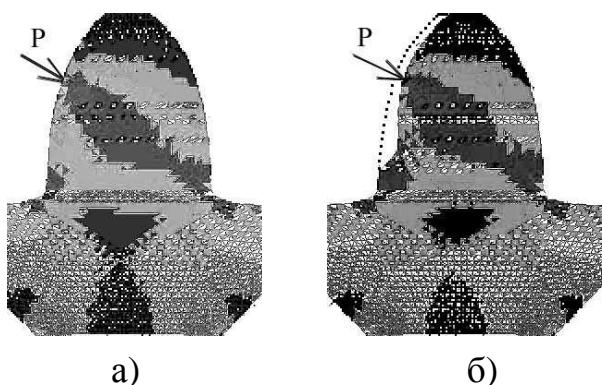


Рис. 1. Распределение приведенных напряжений в нормальном сечении зуба шестерни при $m_n=20$ мм, $z=26$: а – зуб еще не изношен; б – зуб изношен на 20% по делительному диаметру

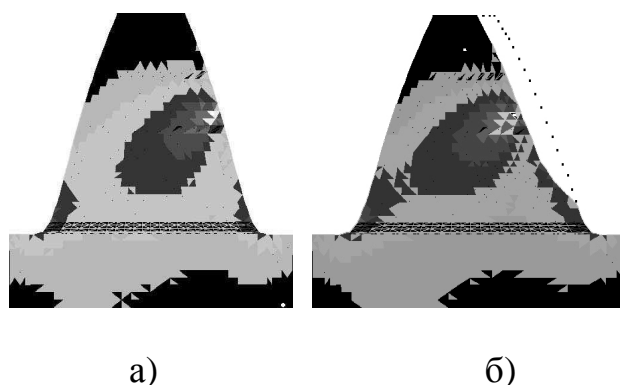


Рис. 2. Распределение приведенных напряжений в нормальном сечении зуба колеса при $m = 50$ мм, $z = 176$: а – зуб еще не изношен; б – зуб изношен на 20% по делительному диаметру

На рисунках также четко видно, что концентрация изгибных напряжений в неизношенном зубе сосредоточена на переходных радиусах от эвольвенты к диаметру впадин, причем, в нижней точке активного модуля приведенные изгибные напряжения минимальны: для $m_n = 20$ мм условная величина приведенных изгибных напряжений составляет 0,2, для $m = 50$ мм – 0,1.

По мере износа концентратором напряжений становится нижняя точка активного профиля зуба, при этом в опасном сечении напряжения, как говорилось выше, увеличиваются незначительно (на рисунках эти области темные). Также видны напряжения смятия, которые направлены по вектору приложения «условной» единичной силы, и которые также увеличиваются по мере износа. Область, в которой отсутствуют какие-либо напряжения, – головки зубьев, обозначенные на рисунках темными цветами.

На рис. 3 представлен график зависимости увеличения приведенных изгибных напряжений P от степени I износа зубчатых колес (износ выражен процентным отношением от толщины зуба по делительному диаметру). Из графика следует, что в зубе с модулем $m = 50$ мм приведенные изгибные напряжения несколько ниже, чем в зубе с модулем $m_n = 20$ мм. Это подтверждает то, что зуб с большим модулем может воспринимать большие нагрузки по сравнению с зубом с меньшим модулем.

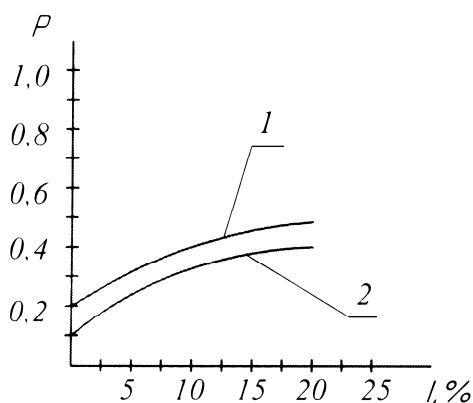


Рис.3. Приведенные максимальные изгибные напряжения в нижней точке активного профиля от степени износа: 1 – $m_n = 20$ мм; 2 – $m = 50$ мм

Список литературы

1. Кораблев А.И. Решетов Д.Н. Повышение несущей способности и долговечности передач. – М.: Машиностроение, 1968. – 287 с.
2. Решиков В.Д. Трение и износ тяжело нагруженных передач. – М.: Машиностроение, 1975. – 315 с.
3. Метод конечных элементов /Под. ред. П.М. Варвака. – К.: Вища шк., 1981. – 252 с.