

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ИЗНОШЕННЫХ ЗУБЬЕВ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЕС ПРИ ИЗГИБЕ

И. Ф. ДЕРЮГА

(Представлена научным семинаром кафедры прикладной механики)

В ряде случаев, когда приходится решать вопрос о пригодности изношенных зубчатых колес к дальнейшей эксплуатации, бывает необходимо установить фактическую изгибную прочность зубьев этих колес. Однако при решении данной задачи, ввиду отсутствия в настоящее время достаточно надежных методов расчета изношенных зубьев, возникают трудности, связанные с определением истинных напряжений в зубьях. Использование при расчетах изношенных зубьев формул, полученных применительно к новым зубьям, путем введения поправочных коэффициентов является лишь частичным и далеко не полным решением данного вопроса, так как при этом не учитывается большое многообразие факторов, влияющих на изгибную прочность изношенных зубьев, и не учитывается изменение этих факторов во времени.

Существующие методы расчета изношенных зубьев на изгиб [2, 4] базируются на предположении, что при износе эвольвентный профиль рабочей стороны зуба сохраняется, величина и линия действия силы неизменны, опасное сечение зуба не меняет своего положения и остается в месте выкружки у корня зуба. Иначе, уменьшение изгибной прочности зубьев при износе связывается только с уменьшением толщины зуба.

В работах [1, 3] отмечается, что при износе зубьев их рабочий профиль утрачивает свою первоначальную эвольвентную форму. В результате этого величина и линия действия усилия, приложенного к зубу, а также положение опасного сечения зуба изменяются по мере увеличения износа. По этой причине, отмеченные выше методы расчета изношенных зубьев на изгиб лишены достаточных оснований.

Влияние износа на изгибную прочность зубьев с учетом изменения их профиля описано в работе [6], однако при этом не производился учет сил трения, имеющих место в зацеплении зубьев.

В данной работе ставилась цель выяснить, в какой мере силы трения оказывают влияние на изгибную прочность изношенных зубьев, и, кроме этого, определить численные значения теоретического коэффициента концентрации напряжений для двух зон на растянутой стороне контура зуба.

В качестве объекта исследования были приняты зубчатые колеса редуктора горного электросверла ЭР-5 [6]. Основные закономерности изменения формы профиля изношенных зубьев данного редуктора описаны в работе [5].

Износ зубьев подсчитывался по дуге делительной окружности и выражался в процентах.

$$\Delta S_{и} = 100 \left(1 - \frac{S_{и}}{S} \right) \%,$$

где $\Delta S_{и}$ — величина износа зуба по дуге делительной окружности в %,
 S — толщина нового зуба по дуге делительной окружности в *мм*,
 $S_{и}$ — толщина изношенного зуба по дуге делительной окружности в *мм*.

Угол давления определялся по формуле

$$\gamma = \delta \pm \rho,$$

где γ — угол давления с учетом силы трения в градусах;
 δ — угол давления без учета силы трения в градусах;
 ρ — угол трения в градусах.

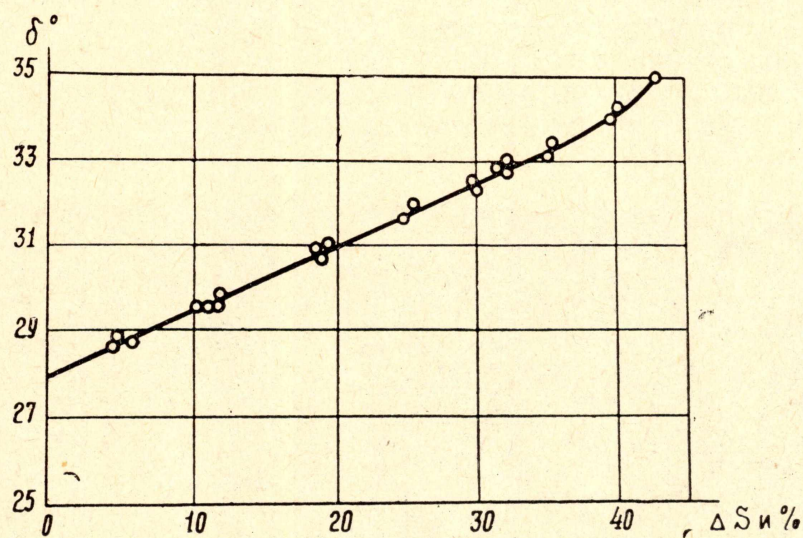


Рис. 1. График изменения угла давления при износе

На рис. 1 приведен график изменения угла давления δ по мере износа зубьев. При износе зубьев примерно до 30% связь между углом давления δ и величиной относительного износа ΔS может быть представлена в следующем виде:

$$\delta_{и} = \delta_{э} + 0,15 \Delta S_{и},$$

где $\delta_{и}$ — угол давления изношенного зуба в градусах;
 $\delta_{э}$ — угол давления нового зуба в градусах.

Значения коэффициента трения для экспериментальных зубчатых колес заимствованы из работы [7].

Аналитические расчеты, связанные с определением величины номинальных напряжений на контуре зубьев, выполнены по известным формулам сопротивления материалов для плоских сечений. Построенные на основе этих расчетов эпюры распределения напряжений по высоте зуба позволили установить, что по мере износа зуба опасное сечение перемещается от ножки зуба к его головке и изгибная прочность зуба не претерпевает существенных изменений при износе до 20%. Последнее объясняется тем, что с увеличением угла давления и усилия, действующего

на зуб, тангенциальная составляющая силы остается постоянной (при передаче постоянного крутящего момента), а радиальная составляющая возрастает, вызывая соответствующее увеличение напряжений сжатия. В сечениях изношенного зуба на стороне растяжения происходит перераспределение напряжений от изгиба и сжатия таким образом, что при износе зуба до 20% суммарное напряжение в опасном сечении в месте выкружки на изношенной части зуба практически не отличается от максимального суммарного напряжения в опасном сечении нового зуба.

Для выяснения картины распределения напряжений в зубьях было проведено экспериментальное исследование путем применения поляризационно-оптического метода. С этой целью были изготовлены в масштабе 15 : 1 прозрачные модели зубьев из изотропного, оптически чувствительного материала ЭД-6. Для нагружения моделей зубьев было спроектировано и изготовлено специальное нагрузочное устройство, позволяющее создавать необходимой величины усилие и обеспечивать при этом нужный угол давления. Эксперимент проводился на поляризационно-проекционной установке ППУ-7 с соблюдением геометрического и силового подобий. Для получения картины полос был использован поляризованный монохроматический свет с длиной волны $\lambda \cong 546 \text{ м}\mu$, при этом опыты проводились в условиях круговой поляризации. Для расшифровки картины полос и подсчета численного значения напряжений была выполнена тарировка.

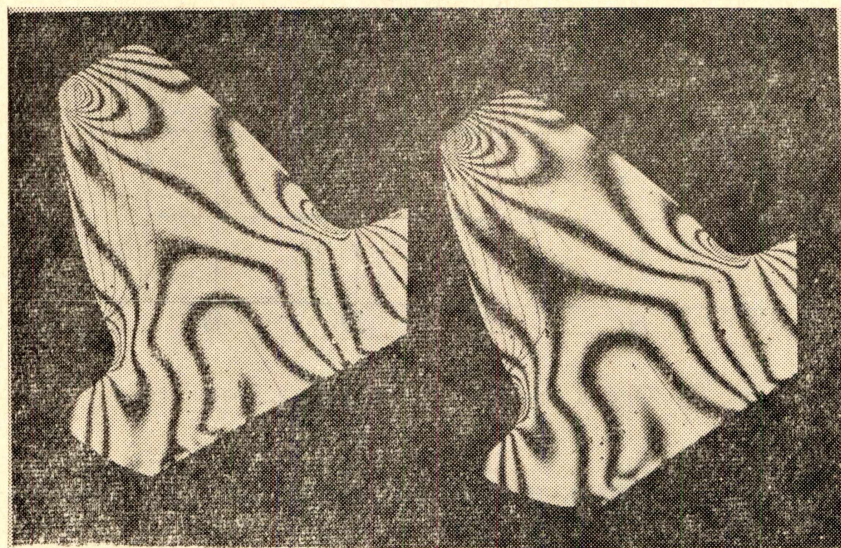


Рис. 2. Интерференционная картина полос модели нового зуба: слева — нагруженной только нормальной силой, справа — нагруженной дополнительно силой трения

На рис. 2 (слева) показана модель нового зуба колеса, нагруженная только нормальной силой. Рядом для сравнения показана эта же модель, нагруженная дополнительно силой трения. Сравнивая картины напряженных состояний, установили, что величина суммарного напряжения на стороне растяжения при этом уменьшилась примерно на 10%, а на стороне сжатия она соответственно увеличилась на эту же величину. Для зубьев шестерни, поскольку сила трения в этом случае направлена в сторону от полюса зацепления, очевидно, будет наблюдаться обратное явление, т. е. некоторое увеличение суммарного напряжения на стороне растяжения и соответствующее уменьшение на стороне сжатия. Было установлено также, что картины напряженных сос-

тояний изношенных зубьев отличаются от картины неизношенного зуба тем больше, чем больше износ. При износе примерно до 20% опасное сечение зуба практически не меняет своего положения и соответствует положению, выявленному расчетом; концентрация напряжений имеет место в начале переходной кривой ножки зуба. При износе зуба более чем на 20% и вплоть до заострения зуба на растянутой стороне контура появляются две ярко выраженные зоны концентрации напряжений, при этом максимальное суммарное напряжение имеет место в кружке на изношенной части ножки зуба.

В работе [6] отмечается, что при нагружении статической силой моделей изношенных зубьев, выполненных из хрупкого алюминиевого сплава, последние ломались по наклонному плоскому сечению от места выкружки на изношенной части ножки к месту переходной кривой на сжатой стороне зуба. Таким образом, полученный характер излома изношенных зубьев подтверждает картины напряженных состояний зубьев. Характер разрушения изношенных зубьев можно объяснить также на основе полученных нами величин теоретического коэффициента концентрации напряжений, подсчитанных для двух характерных зон концентрации на стороне растяжения.

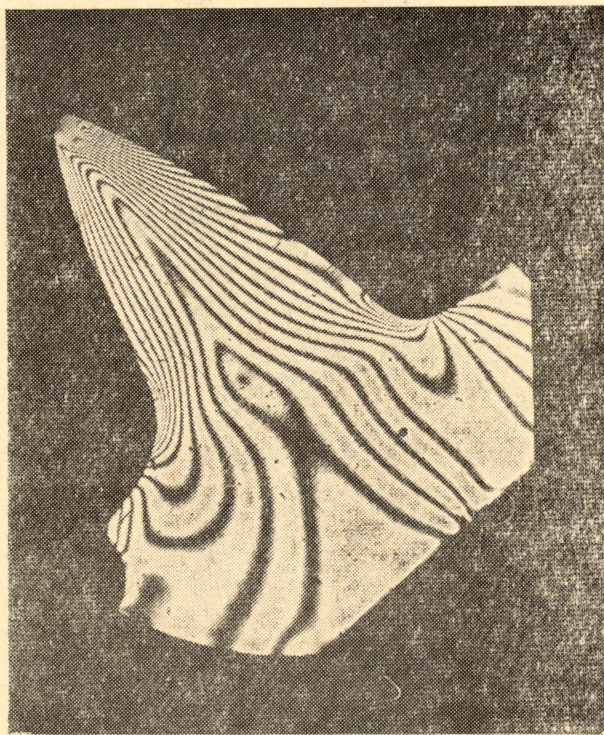


Рис. 3. Интерференционная картина полос модели зуба с износом $\Delta S_{и} = 43\%$, нагруженной с учетом силы трения

Выводы

1. По мере износа зуба, начиная примерно с 20% износа, опасное сечение зуба меняет свое положение, перемещаясь от ножки зуба к его головке.
2. По мере нарастания износа величина максимального суммарного напряжения на стороне растяжения постепенно увеличивается, при этом изгибная прочность зуба существенно не снижается при износе до 20%.
3. При подсчете величины максимального суммарного напряжения без учета оси трения в зацеплении имеет место погрешность, составляющая примерно $\pm 10\%$.
4. При износе зубьев более чем на 20% на растянутой стороне контура имеют место две ярко выраженные зоны концентрации напряжений, причем наиболее опасной из них является зона выкружки на изношенной части зуба.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. А. Добровольских, К. И. Заблонский, С. Л. Мак, А. С. Радчик, Л. Б. Эрлих. Детали машин. Машгиз, 1960.
 2. В. И. Заславский. Расчет зубчатых зацеплений на прочность и изнашивание по новому методу. Вестник инженеров и техников, № 3, 1936.
 3. В. Н. Кудрявцев. Зубчатые передачи. Машгиз, 1957.
 4. А. К. Сулимов. К вопросу о расчете предельно допустимого износа и срока службы зубчатых передач. Научные записки Воронежского лесотехнического института, т. 16, 1959.
 5. Ю. С. Семенов. Результаты экспериментального исследования износа зубчатых колес редукторов горных электросверл. Изв. ТПИ, т. 108, 1959.
 6. В. П. Стешенко. Влияние износа на изгибную прочность зубьев зубчатых колес. Изв. ТПИ, т. 114, 1964.
 7. Ю. С. Семенов, В. Т. Горбенко. Износ и чистота рабочих поверхностных зубьев зубчатых колес. Изв. ТПИ, т. 114, 1964.
-