

ГОРНОЕ ДЕЛО

DOI: 10.15593/2224-9923/2014.11.7

УДК 621.81.539.4

© Звонарев И.Е., Иванов С.Л.,
Шишлянников Д.И., Фокин А.С., 2014

ИССЛЕДОВАНИЯ ПОВЕРХНОСТНОЙ ТВЕРДОСТИ МЕТАЛЛА В ОБЛАСТЯХ ПОВЫШЕННОГО ИЗНОСА И РАЗРУШЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ГОРНЫХ МАШИН

И.Е. Звонарев, С.Л. Иванов, Д.И. Шишлянников*, А.С. Фокин

Национальный минерально-сырьевой университет «Горный»,
Санкт-Петербург, Россия

*ООО «Региональный канатный центр», Пермь, Россия

Рассмотрены методологические основы определения энергетического ресурса деталей механических трансмиссий горных машин. Обоснован способ оценки остаточного ресурса крупномодульных зубчатых колес путем периодического измерения твердости поверхностного слоя зубьев. Выявлены закономерности изменения твердости зубьев крупномодульных зубчатых передач, обусловленные изменением прочностных свойств металлов, позволяющие учитывать микро- и макро механизмы пластических и упругих деформаций, искажение кристаллической решетки металла с образованием и перемещением вакансий и дислокаций. Сконструирована экспериментальная установка и приведены результаты лабораторных экспериментов по исследованию процесса разрушения нестандартных образцов при растяжении, чистом знакопеременном изгибе, совместном действии изгибных и растягивающих нагрузок. Определены параметры деформации образцов и изменения локальной твердости металла в областях, прилегающих к поверхностям разрушения. Сопоставление геометрических размеров и значений твердости образца позволяет сделать вывод о том, что большие деформации соответствуют и большему повышению твердости, их предельная величина для данного материала находится в зоне разрушения. Установлено, что выявленный характер изменения локальной твердости имеет место в областях возрастания напряжений выше предела пропорциональности, а работа сил разрушения, отнесенная к плотности дислокаций, непосредственно прилегающей к плоскости разрушения, выражающейся через приращение твердости, есть величина постоянная.

Ключевые слова: горная машина, энергоресурс, оценка остаточного ресурса, механическая трансмиссия, крупномодульные зубчатые передачи, разрушение, износ, твердость поверхностного слоя, напряженное состояние, деформация.

STUDY OF THE METAL SURFACE HARDNESS IN THE AREAS OF HIGH WEAR AND TEAR OF PARTS FOR MINING MACHINES

I.E. Zvonarev, S.L. Ivanov, D.I. Shishliannikov*, A.S. Fokin

National Mineral Resources University (University of Mines),
Saint Petersburg, Russian Federation

*LLC "Regional Cable Centre", Perm, Russian Federation

The paper deals with a methodological basis for determining the energy resource of mechanical transmission parts for mining machines. Based on the analysis of the accumulation of damage in metal gears, a method of estimating residual life of coarse-toothed wheels by periodically measuring the hardness of the surface layer of the teeth is justified. The regularities in change of hardness of coarse-tooth gear, conditioned by a change in metal strength properties that take into account the micro- and macromechanisms of plastic and elastic deformation, distortion of the metal crystal lattice with formation and movement of vacancies and dislocations. Experimental setup was built and the results of laboratory experiments are given related to the process of destruction of non-standard samples under tension, pure alternating bending, combined bending and tensile loads. The parameters of the samples deformation and changes in the local hardness of the metal in the regions adjacent to the fracture surface are found. Comparison of dimensions and hardness values of the sample allows concluding that a larger deformation corresponds to a greater increase in hardness, their limit value for the material being in the fracture zone. It is established that the detected changes in the local hardness occurs in areas of increased stresses above the limit of proportionality and the work of fracture forces attributed to dislocations density adjacent to the fracture plane expressed in terms of hardness increment is constant.

Keywords: mining machine, energy resource, evaluation of residual life, manual transmission, coarse-grained gears, fracture, wear, surface hardness, stress state, deformation.

Обоснование сроков проведения осмотров, ремонтов и списания горной техники осуществляется посредством оценки остаточного ресурса узлов и деталей оборудования. Традиционные технологического-диагностические мероприятия по оценке состояния механических трансмиссий не позволяют с достаточной точностью оценить остаточный ресурс передач, оценить оперативно их техническое состояние. На сегодняшний день одним из перспективных способов оценки остаточного ресурса крупномодульных зубчатых передач механических трансмиссий горных машин является контроль изменения твердости поверхностного слоя металла в зонах, близких к поверхностям разрушения.

Исследования по усталостному разрушению металлов [1, 2], трению и износу в деталях машин показывают, что материал детали разрушается при достижении некоторого, характерного для данной детали критического значения внутренней энергии, т.е. каждый элемент механической трансмиссии имеет свой энергоресурс. Скорость выработки этого ресурса определяет продолжительность работы элемента. Энергетический подход к определению ресурса позволяет учесть напряженность работы как машины в целом, так и отдельных ее элементов [3, 4].

Величина энергоресурса постоянна для однотипных машин и определяется свойствами материала деталей, кинематикой привода, технологией его изготовления, не зависит от величины нагрузки, если она не превышает максимально допустимого предела. Остаточный ресурс детали и время наступления предельного состояния пропорционально зависит от потерь мощности в элементах трансмиссии. Таким образом, энергоресурс является свойством привода машины и может быть рассчитан по формуле

$$K_K = \int_0^{T_p} \Delta P(t) dt = \text{const},$$

где K_K – энергоресурс, кВт·ч; T_p – ресурс работы привода машины, ч; $\Delta P(t)$ – функция потерь мощности в приводе за время t , кВт.

Однако при таком подходе весь привод рассматривается как «черный ящик», не учитывается физическая сущность процесса разрушения, что не позволяет эффективно идентифицировать причины возможного отказа и выяснить потенциально опасные элементы. Указанный недостаток устранен при разработке расчетного метода оценки энергоресурса [5]. Рассматривая вопрос об определении энергоресурса зубчатой передачи трансмиссии, учитывая все виды разрушения, значение энергоресурса определяем по формуле

$$\Xi = \int_a^{N_{\text{lim}}} P' dN = \sum_{i=1}^n \frac{N_{\text{lim}}^{1-m_i} A_i K_{Bi}}{1-m_i},$$

где P' – удельная мощность потерь, равная работе диссипативных потерь за цикл нагружения, Вт; N_{lim}^i – лидер-критерий (из следующих критериев: $N_{h\text{max}}$ – число циклов до разрушения по критерию контактной прочности зубьев; $N_{f\text{max}}$ – число циклов до разрушения по критерию изгибной прочности зубьев; $N_{j\text{max}}$ – число циклов до выбраковки по критерию износа рабочей поверхности зубьев), по которому зубчатое колесо будет выходить из строя; m_i – показатель степени уравнения кривой энергоресурса; A_i – постоянный коэффициент кривой энергоресурса; K_{Bi} – коэффициент влияния факторов по каждому из критериев разрушения: контактное выкрашивание, изгибная прочность и износ активных поверхностей зубьев передачи.

Несомненным достоинством расчетного метода определения энергоресурса является возможность теоретическо-экспериментальной оценки ресурса таких элементов трансмиссии, как зубчатые колеса, что позволяет рассматривать износные явления, контактные и изгибные

нагрузки зубьев совместно, учитывать влияния каждого фактора в отдельности на ресурс зубчатого колеса в целом, в зависимости от параметров передачи и свойств каждого из зубчатых колес.

Известно, что работа разрушения пропорциональна плотности дислокаций, возникающих в образце под действием внутренних напряжений. Напряжения, в свою очередь, суть реакции на внешнее силовое воздействие. Таким образом, оценка удельной энергии на создание критической плотности дислокаций в непосредственной близости от плоскости разрушения деталей возможна посредством периодического измерения твердости поверхностного слоя деталей.

Экспериментальные исследования характера изменения поверхностной твердости металла в областях повышенного износа и разрушения деталей механических трансмиссий горных машин были проведены на кафедре машиностроения Национального минерально-сырьевого университета «Горный» (г. Санкт-Петербург). Измерения проводились с использованием универсального твердомера *Zwick ZHU187* (индентор – четырехгранная алмазная пирамидка; нагрузка – 100 Н; время выдержки – 10 с). Выявление закономерностей локального изменения поверхностной твердости зубьев крупномодульных передач осуществлялось на зубчатых колесах лебедки подъема экскаватора типа ЭКГ, отработавшей около 1000 машино-часов. Измерения проведены на 11 зубьях колеса (модуль $m = 8$) по торцевым поверхностям. Методикой исследования предусматривалось разбиение поверхности каждого зуба на 76 секторов, в пределах которых выполнены измерения в 3–5 точках (рис. 1).

При сравнении полученных результатов с моделью напряженно-деформированного состояния зубьев при работе выявлено подобие изменения локальных областей повышенной твердости с максимальными напряжениями от деформации зуба при изгибе (рис. 2).

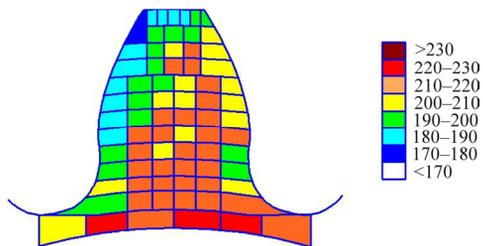


Рис. 1. Изменение поверхностной твердости зуба крупномодульного зубчатого колеса ($m = 8$ мм, $z = 19$), номинальная твердость 173HV

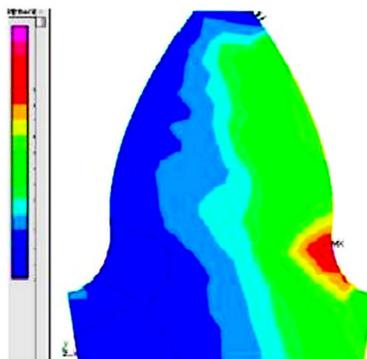


Рис. 2. Распределение главных напряжений в зубе колеса

Выявленные закономерности изменения твердости связаны с процессом изменения прочностных свойств металлов, позволяют учитывать микро- и макро-механизмы пластических и упругих деформаций, вызывающие искажение кристаллической решетки металла с образованием и перемещением вакансий и дислокаций. Изменение плотности внутренней энергии материала пропорционально внутреннему объему накопленных дислокаций, не зависит от условий нагружения и является физической константой материала [6].

В процессе работы зубчатые передачи горных машин испытывают нагрузки, обуславливающие различный характер протекания процесса разрушения материалов деталей. Разделение единого потока энергии, проходящего через зубчатое зацепление при передаче нагрузки, на потоки, вызывающие накопление дис-

локаций в материале зубчатых колес, способствующие разрушению зубьев при износе, усталостному разрушению рабочих поверхностей и излому зубьев, затруднительно [7, 8]. Решение этой задачи возможно на основе результатов исследований процесса формоизменения деталей горных машин под нагрузкой и механизма накопления дислокаций и вакансий в их материале.

Исследования изменения локальной твердости при деформации и разрушении нестандартных образцов выполнены на машине для статических испытаний *Zwick Roell*. В качестве образца для испытания выбрана лента ЛВП-12×0,5, изготовленная из Ст10 (рис. 3). Использование однотипных образцов с едиными физико-механическими свойствами обеспечивает возможность выполнения значительного числа экспериментов и высокую сходимость полученных результатов. Периодически изменяющаяся форма образцов позволяет создавать различные по величине напряжения в односиловом поле воздействия на образец. Нестандартные образцы ленты ЛВП-12×0,5 легко воспроизводимы.

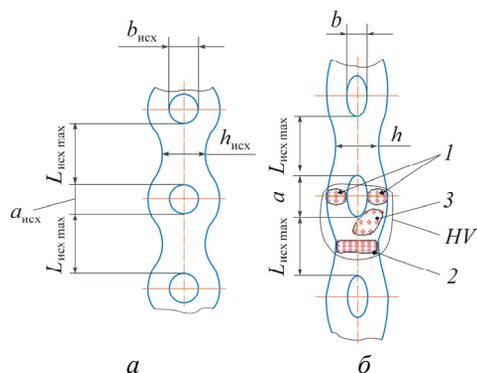


Рис. 3. Геометрические размеры образцов: а – до растяжения; б – после растяжения

Первая серия из пяти образцов была подвергнута растяжению вплоть до разрушения. Средняя работа разрушения, при статических испытаниях на растяжении на машине *Zwick Roell*, серии из пяти

образцов длиной 210 мм равна 3,07 Дж. Разрушенные образцы были одновременно отсканированы совместно с исходными, недеформированными образцами из той же партии (пять штук) и металлической линейкой (ГОСТ 427–75), выбранной в качестве базы для сравнения. Измерения линейных размеров проводились на компьютере по полученным сканированным изображениям в программе *Paint.net* методом сравнения с мерой в пикселах с последующим переводом в метрические единицы.

По результатам измерения геометрических размеров до и после разрушения было выявлено, что размеры осей эллипсов a и b (рис. 3, б) изменились на +41,7 и –29,7 % соответственно от значений в исходных образцах. Размеры отверстий образцов, начиная с первого от плоскости разрушения, изменяются по линейному закону, приближаясь в перспективе к соответствующим размерам исходного образца. Однако размеры между осями L_{\min} и L_{\max} , а также ширина перемычки h изменились всего на 6,9; 3,2 и 0,12 % соответственно, что для элемента h находится в пределах точности измерений. Это говорит о том, что образец в районе перемычки h не претерпел существенной деформации, удлинения образца вне отверстий минимальны, а деформации подверглись участки образцов в районах отверстий. Там же находится исходное сечение образца.

Вместе с измерениями геометрических параметров образцов были проведены замеры твердости разрушенных и исходных образцов. На рис. 3, б указаны зоны замеров твердости поверхностного слоя:

1. По линии оси эллипса b , а также на параллельных линиях, отступающих от изначальной до 1,5 мм. Выбор данной области обусловлен тем, что именно в ней происходило разрушение всех пяти образцов, подвергшихся растяжению. Всего выполнено 18 измерений для каждого отверстия (см. 1, рис. 3, б).

2. По линии, соответствующей пере­мычке h , а также на параллельных линиях, отступающих от изначальной до 1,5 мм. Эта область является возможно опасной, так как она самая узкая на участке L между эллипсами. Всего 21 измерение на каж­дой перемычке (см. 2, рис. 3, б).

3. По средней линии, огибающей от­верстия. Измерения происходили по трем линиям, эквидистентным внутренней по­верхности отверстий образцов, равноуда­ленным друг от друга, по три измерения в каждой области, всего девять измерений на каждом элементе (см. 3, рис. 3, б).

Полученные результаты измерений обрабатывались с использованием мето­дов математической статистики (рис. 4).

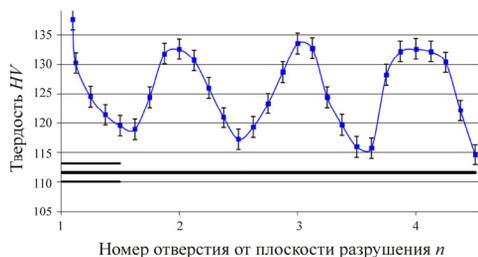


Рис. 4. Изменение твердости образцов, разру­шенных на машине для статических испытаний *Zwick Roell* в сравнении с базовым значением $HV_{исх} = 115,5HV$

Изменение величины твердости мате­риала образца от плоскости разрыва к периферии представляет собой волнооб­разную кривую с максимальными значе­ниями твердости в области перфорации (см. 1, рис. 3, б) и минимальной в области сужения звена образца (см. 2, рис. 3, б). Сопоставив изменения геометрических размеров и значения твердости образца, можно сделать вывод, что наибольшие деформации соответствуют и большому повышению твердости, максимум кото­рых находится в зоне разрушения.

Одновременно с лабораторными экс­периментами на разрыв планировалось подвергнуть образцы знакопеременному изгибу. С этой целью был спроектирован и изготовлен стенд (физический маят­

ник), который представляет собой симу­ляционную модель диссипативных пото­ков энергии в зубе при работе зубчатого колеса (рис. 5).

Стенд содержит маятник 2, выпол­ненный в виде равнобедренного тре­угольника с углом при вершине от 0 до 30°, с грузом 3. На маятнике закреплен захват 4, в который может быть установ­лены образец, индентор или инструмент 5. Датчик контроля движения маятника 6 подключен к компьютеру гибким эле­ментом 7, закрепленным на каретке 8, ус­тановленной на нижней части станины, и снабженным устройством натяжения 9 и захватом 10. Маятник жестко соединен со станиной 1 в точке подвеса с возможно­стью установки между ними образца [9].

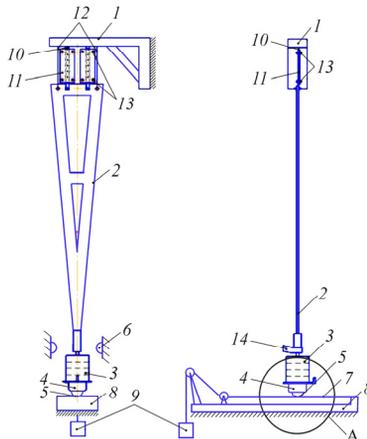


Рис. 5. Стенд для исследования воздействия на образцы знакопеременных изгибных нагрузок

Зуб колеса (шестерни) при работе в зацеплении испытывает изгибные на­грузки, износ активных поверхностей зубьев является следствием контактного нагружения. Маятниковый стенд позволя­ет имитировать диссипативные потери от­дельно взятого зубчатого колеса пары, при этом изгибные напряжения образцов, ус­тановленных в захватах стенда, соответ­ствуют изгибным напряжениям зубьев, на­грузки растяжения образцов симулируют контактные напряжения, а эффект трения

в зацеплении соответствует процессу проскальзывания нижнего ролика, установленного на маятнике, о поверхность элемента трения каретки. Для оценки влияния на баланс диссипативных потерь каждого из элементов имеется возможность их поэлементного определения. Вместе с тем возможно объединять диссипативные потери в произвольном их сочетании.

Для разрушения образцов чистым изгибом необходимо образцы 10 жестко закрепить только в верхней части станины 1, а вся конструкция маятника окажется подвешенной на невесомых нерастяжимых нитях 13, тем самым позволяя образцу испытывать только изгибные нагрузки при колебаниях маятника, которые будут имитировать изгибные напряжения зуба при зацеплении в трансмиссии горной машины.

Если образцы 10 закрепить как в верхней части станины 1, так и на маятнике 2, то нити 13 будут ослаблены и вся конструкция маятника будет подвешена непосредственно на самих образцах, тем самым дополнительно нагружая их растяжением при колебаниях маятника и имитируя контактные напряжения в зацеплении колес трансмиссии.

Было произведено несколько серий опытов (семь испытаний при одинаковых условиях), в которых образцы подвергались нагружению чистым изгибом и изгибом с одновременным растяжением под действием силы тяжести маятника, равного соответственно 51,15; 41,15; 31,15; 21,15 Н. Исходное отклонение маятника составляло $31^{\circ}3'$. В результате экспериментов все образцы были разрушены, при этом фиксировалось количество блоков переменных циклов нагружения и количество циклов в блоке, время блока нагружения и измерялись температура и влажность воздуха для оценки сопротивления движению маятника о воздух. Измеренные таким образом данные использовались в дальнейшей оценке работы разрушения образцов.

Разрушенные на маятнике изгибом образцы были подвергнуты измерениям твердости поверхностного слоя от плоскости разрушения до места крепления образца в стенде по той же методике, что и образцы, разрушенные растяжением (см. рис. 3, б). Результаты измерений твердости образцов обрабатывались с использованием методов математической статистики (рис. 6).

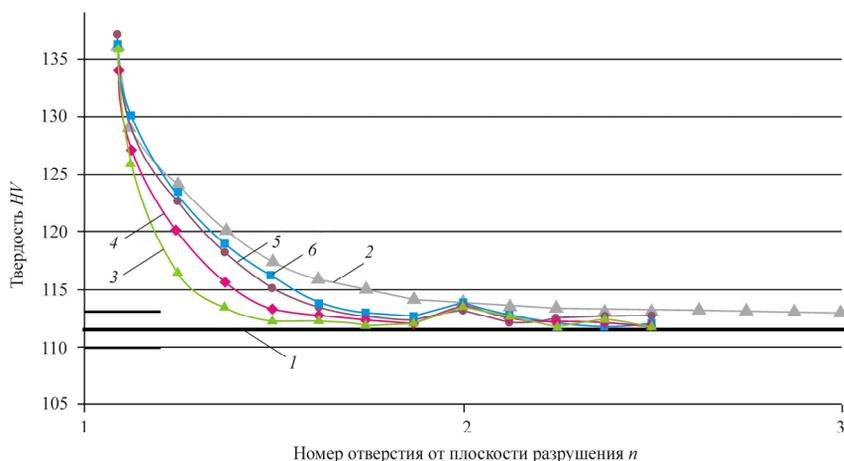


Рис. 6. Распределение твердости по длине исходного образца и разрушенных на маятниковом стенде при исходном угле отклонения $30^{\circ}3'$: 1 – твердость поверхности исходного образца; 2 – твердость поверхности образца, разрушенного под действием только изгибных нагрузок; 3–6 – твердость поверхности образца, разрушенного под действием изгибных и растягивающих осевых нагрузок 51,15; 41,15; 31,15 и 21,15 Н соответственно

На рис. 6 кривая 2 соответствует чистому изгибу. Величина твердости плавно снижается от максимального до номинального значений в пределах одного звена образца. Кривая 3 характеризует совместное действие изгибных и растягивающих нагрузок под действием силы тяжести маятника 51,15 Н, изменение твердости происходит более круто, однако в районе первого отверстия от плоскости разрушения происходит небольшое увеличение твердости.

Анализ графиков, представленных на рис. 4 и 6, позволяет сделать следующие выводы: независимо от способа нагружения в непосредственной близости от плоскости разрушения значения твердости примерно одинаковы, что говорит о том, что разрушение происходит в объеме материала при достижении определенного накопления нарушений в кристаллической решетке [10].

Чистая работа разрушения образцов с учетом диссипации системы при движении в воздухе составила: 1,69 Дж (51,15 Н); 2,288 Дж (41,15 Н); 2,81 Дж (31,15 Н); 3,032 Дж (21,15 Н). В скобках указано усилие, эквивалентное силе тяжести конструкции маятника с грузом. Значение удельной работы разрушения, отнесенное к плотности дислокаций, выраженной через значение твердости поверхностного слоя в зоне разрушения, можно считать величиной постоянной в пределах точности эксперимента, которая составляет 0,023 Дж, что не противоречит теории энергоресурса и кинетики разрушения [11, 12].

Несмотря на тот факт, что накопление повреждений, а следовательно, и увеличение твердости поверхностного слоя материала детали, не является процессом обязательно монотонно изменяющимся [13, 14], можно считать, что процесс имеет некоторую постоянную скорость на отрезке времени (или наработки), значительно превышающем цикл силового воздействия [15]. При стационарном протекании процесса накопления повре-

ждений, зная действительное значение твердости, например, торцевой поверхности зуба, выявленной при проведении диагностических процедур, и определив предельное значение твердости для разрушенного образца исследуемого материала, возможно оценить величину условного остаточного ресурса зуба по критерию усталостной изгибной прочности:

$$T_{YFp.ост} = T \left(1 - \frac{\Delta HV_F}{\Delta HV_{max}} \right), \quad (1)$$

где $T_{YFp.ост}$ – условный остаточный ресурс зубчатого колеса по критерию усталостной изгибной прочности, ч; T – ресурс работы передачи, может быть рассчитан с помощью стандартных методик или определяться экспериментально для конкретных условий работы, ч; ΔHV_F – приращение твердости поверхностного слоя торцевой поверхности зуба в опасном сечении HV ; ΔHV_{max} – максимально возможное (опасное) приращение твердости торцевой поверхности зуба по отношению к исходному состоянию HV .

Условная величина остаточного ресурса по критерию износа будет определяться аналогично:

$$T_{YIp.ост} = T \left(1 - \frac{\Delta S}{[S]} \right), \quad (2)$$

где $T_{YIp.ост}$ – условный остаточный ресурс зубчатого колеса по критерию износа, ч; ΔS – величина износа на момент проведения мероприятий по диагностике, мм (кг или м³); $[S]$ – допускаемый износ, мм (кг или м³).

Контроль твердости поверхностного слоя рабочей поверхности зуба позволяет оценить соотношение процессов изнашивания и разрушения по критерию контактной усталости поверхности зубьев. Если твердость поверхностного слоя рабочих поверхностей зубьев не меняется, следовательно, превалирует процесс износа.

В случае если требуется оценить условный остаток ресурса по критерию контактной выносливости, его следует оценивать аналогично выражению (1), но с учетом того, что процесс износа и накопления повреждений контактной усталости происходит в пределах одной и той же поверхности:

$$T_{Y_{Hr,ост}} = T \left(\frac{\Delta HV_H}{\Delta HV_{max}} \right), \quad (3)$$

где $T_{Y_{Hr,ост}}$ – условный остаточный ресурс зубчатого колеса по критерию контактной выносливости, ч.

Поскольку все три деградационных процесса идут одновременно, то для оценки коэффициента влияния одного из трех видов разрушения зубчатого колеса (выражения (1)–(3)) целесообразно воспользоваться соотношением

$$K_{vi} = \frac{T_{Y_{ip,ост}}}{\sum T_{Y_{ip,ост}}}, \quad (4)$$

где K_{vi} – коэффициент, характеризующий распределение видов износа.

Далее, при умножении обеих частей выражений (1)–(3) на соответствующее значение коэффициента K_{vi} , одновременно с оценкой влияния трех факторов разрушения реализуется оценка величины остаточного ресурса непосредственно по

зафиксированным диагностическим параметрам.

Из вышесказанного следует, что значение удельной работы разрушения, отнесенное к величине плотности дислокаций, выраженной через значение твердости поверхностного слоя в зоне разрушения, есть величина постоянная. Таким образом, величина остаточного ресурса деталей горных машин может быть определена с высокой точностью по результатам изменения поверхностной твердости локальных областей, в частности, торцов зубчатых колес. Возможно решение и обратной задачи: экспериментальное определение потенциально опасных сечений по локализации областей повышенной твердости поверхностного слоя. Необходимо отметить, что величина поверхностной твердости образца, подверженного нагружению, изменяется в соответствии с изменением напряженного состояния и достигает максимума в зоне разрушения. Накопление нарушений (дислокаций) в образце при одноосном растяжении снижается с удалением от плоскости разрушения. Величина предельной твердости образца в районе плоскости разрушения не зависит от способа его разрушения и определяется предельной величиной нарушений (дислокаций) в материале образца.

Список литературы

1. Буше Н.А. Самоорганизация диссипативных структур в условиях трения / Синергетика, структура и свойства материалов, самоорганизующиеся технологии: тез. докл. – М.: Российский дом знаний, 1996. – С. 198–199.
2. Xie Y., Williams J.A. The Generation of Worn Surfaces By the Repeated Interaction of Parallel Grooves / Engineering Department, Cambridge University, 1993. – Vol. 162–164. – P. 864–872.
3. Black A.J., Kopalinsky E.M., Oxley P.L.B. Asperity deformation models for explaining the mechanisms involved in metallic sliding friction and wear – a review // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C. Journal of Mechanical Engineering Science. – London, 1993. – Vol 207. – P. 335–352.
4. Коломийцов М.Д. Энергетический метод прогнозирования ресурса горных машин // Записки ЛГИ. – Л., 1987. – Т. 117. – С. 69–76.
5. Иванов С.Л. Повышение ресурса трансмиссий горных машин на основе оценки энергонагруженности их элементов / Санкт-Петерб. гос. горн. ин-т (техн. ун-т). – СПб., 1999. – 92 с.
6. Оценка остаточного ресурса крупномодульных зубчатых колес карьерных экскаваторов / С.Л. Иванов, И.Е. Звонарев, Д.И. Шишлянников [и др.] // Горное оборудование и электромеханика. – 2013. – № 11. – С. 28–33.
7. Ибатуллин И.Д. Кинетика усталостной повреждаемости и разрушения поверхностных слоев: монография / Самар. гос. техн. ун-т. – Самара, 2008. – 387 с.

8. Ибатуллин И.Д. Диагностика ресурсных характеристик элементов машин / Вестник Самар. гос. техн. ун-та. Технические науки. – 2002. – № 15. – С. 123–130.
9. Оценка удельной работы разрушения нестандартных образцов с учетом локальной твердости в зоне их разрушения / И.Е. Звонарев, С.Л. Иванов, А.С. Фокин, М.А. Семенов // Технические науки – от теории к практике: материалы XIV Междунар. заоч. науч.-практ. конф. (10 октября 2012 г.) / под ред. Я.А. Полонского; Сиб. ассоциация консультантов. – Новосибирск, 2012. – С. 53–62.
10. Иванов С.Л. Основы расчетного определения энергоресурса редукторов горных машин // Горный журнал. – 1997. – № 11. – С. 29–30.
11. Gromakovsky D.G., Malyarov A.N., Samarin Y.P. Modelling and Wear Calculation on Friction // Abstracts of Papers of the World Tribology Congress. – Bath, UK: Bookcraft Limited, 1997. – 462 p.
12. Геккер Ф.Р. Динамические процессы в трибосистемах // Надежность и качество в промышленности, энергетике и на транспорте: сб. трудов междунар. конф. / Самар. гос. техн. ун-т. – Самара, 1999. – С. 19–20.
13. Звонарев И.Е., Фокин А.С., Иванов С.Л. Оценка характера повреждаемости образцов при физическом моделировании диссипативных процессов изнашивания в зацеплении // Процессы и средства добычи и переработки полезных ископаемых: сб. тр. междунар. науч.-техн. конф., посвященной 80-летию со дня рождения засл. работника высш. шк. Беларуси, д-ра техн. наук, проф. Кислова Николая Владимировича, 17–20 апреля 2012 г. / под ред. Ф.А. Романюка [и др.]. – Минск, 2011. – С. 308–311.
14. Chiu Y. The Mechanism of Bearing Surface Fatigue: Experiments and Theories // Tribology Transactions, 1997. – Vol. 40. – P. 658–666.
15. Harris T., Yu W. Lundberg-Palmgren Fatigue Theory: Considerations of Failure Stress and Stressed Volume // Transactions ASME Journal of Tribology. – 1999. – Vol. 121. – P. 85–89.

References

1. Bushe N.A. Samoorganizatsiia dissipativnykh struktur v usloviikh treniia [Self-organization of dissipative structures under friction]. *Tezisy dokladov simpoziuma "Sinergetika, struktura i svoystva materialov, samoorganizatsiuiushchiesia tekhnologii"*. Moscow: Rossiiskii dom znaniy, 1996, pp. 198–199.
2. Xie Y., Williams J.A. The Generation of Worn Surfaces By the Repeated Interaction of Parallel Grooves. Engineering Department, Cambridge University, 1993, vol. 162–164, pp. 864–872.
3. Black A.J., Kopalinsky E.M., Oxley P.L.B. Asperity deformation models for explaining the mechanisms involved in metallic sliding friction and wear – a review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C. Journal of Mechanical Engineering Science*. London, 1993, vol. 207, pp. 335–352.
4. Kolomitsov M.D. Energeticheskii metod prognozirovaniia resursa gornykh mashin [Energy method of predicting mining machines operation life]. *Zapiski LGI*, 1987, vol. 117, pp. 69–76.
5. Ivanov S.L. Povyshenie resursa transmissii gornykh mashin na osnove otsenki energonagruzhenosti ikh elementov [Increasing transmission resource of mining machines through assessing energy loading of their units]. *Sankt-Peterburgskii gosudarstvennyi gornyi institut imeni G.V. Plekhanova (tekhnicheskii universitet)*, 1999. 92 p.
6. Ivanov S.L., Zvonaiev I.E., Shishliannikov D.I. [et al.] Otsenka ostatochnogo resursa krupnomodul'nykh zubchatykh koles kar'ernykh ekskavatorov [Evaluation of residual coarse pitch gears life of mine excavators]. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika*, 2013, no. 11, pp. 28–33.
7. Ibatullin I.D. Kinetika ustalostnoi povrezhdaemosti i razrusheniia poverkhnostnykh sloev [Kinetics of fatigue damageability and fatigue breakdown of surface layers]. *Samarskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet*, 2008. 387 p.
8. Ibatullin I.D. Diagnostika resursnykh kharakteristik elementov mashin [Diagnostics of machinery units' life characteristics]. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2002, no. 15, pp. 123–130.
9. Zvonaiev I.E., Ivanov S.L., Fokin A.S., Semenov M.A. Otsenka udel'noi raboty razrusheniia ne standartnykh obrabotok s uchedom lokal'noi tverdsti v zone ikh razrusheniia [Evaluation of specific fracture work of atypical samples with regard to local hardness in their fracture zones]. *Materialy XIV mezhdunarodnoi zaochnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii "Tekhnicheskie nauki – ot teorii k praktike"*. Novosibirsk: Sibirskaiia assotsiatsiia konsul'tantov, 2012, pp. 53–62.
10. Ivanov S.L. Osnovy raschetnogo opredeleniia energoresursa reduktorov gornykh mashin [Basics of calculating energy resource of mining machines reducers]. *Gornyi zhurnal*, 1997, no. 11, pp. 29–30.
11. Gromakovsky D.G., Malyarov A.N., Samarin Y.P. Modelling and Wear Calculation on Friction. *Abstracts of Papers of the World Tribology Congress*. Bath: Bookcraft Limited, 1997. 462 p.

12. Gekker F.R. Dinamicheskie protsessy v tribosistemakh [Dynamic processes in tribosystems]. *Sbornik trudov mezhdunarodnoi konferentsii "Nadezhnost' i kachestvo v promyshlennosti, energetike i na transporte"*. Samarskii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet, 1999, part 2, pp. 19–20.

13. Zvonarev I.E., Fokin A.S., Ivanov S.L. Otsenka kharaktera povrezhdaemosti obraztsov pri fizicheskom modelirovanii dissipativnykh protsessov iznashivaniia v zatseplenii [Assessment of samples damageability under physical simulation of dissipation processes in gear wear]. *Sbornik trudov mezhdunarodnoi nauchno-tekhnicheskoi konferentsii "Protsessy i sredstva dobychi i pererabotki poleznykh iskopaemykh"*. Minsk, 2011, pp. 308–311.

14. Chiu Y. The Mechanism of Bearing Surface Fatigue: Experiments and Theories. *Tribology Transactions*, 1997, vol. 40, pp. 658–666.

15. Harris T., Yu W. Lundberg-Palmgren Fatigue Theory: Considerations of Failure Stress and Stressed Volume. *Transactions ASME Journal of Tribology*, 1999, vol. 121, pp. 85–89.

Об авторах

Звонарев Иван Евгеньевич (Санкт-Петербург, Россия) – кандидат технических наук, ассистент кафедры машиностроения Национального минерально-сырьевого университета «Горный» (199106, г. Санкт-Петербург, Васильевский остров, 21-я линия, д. 2; e-mail: ZVano@mail.ru).

Иванов Сергей Леонидович (Санкт-Петербург, Россия) – доктор технических наук, профессор кафедры машиностроения Национального минерально-сырьевого университета «Горный» (199106, г. Санкт-Петербург, Васильевский остров, 21-я линия, д. 2; e-mail: lisa_lisa74@mail.ru).

Шишлянников Дмитрий Игоревич (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, инженер ООО «Региональный канатный центр» (614000, г. Пермь, Комсомольский пр., 34б; e-mail: 4varjag@mail.ru).

Фокин Андрей Сергеевич (Санкт-Петербург, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры машиностроения Национального минерально-сырьевого университета «Горный» (199106, г. Санкт-Петербург, Васильевский остров, 21-я линия, д. 2; e-mail: fokin@spmi.ru).

About the authors

Ivan E. Zvonarev (Saint Petersburg, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, Assistant, Department of Mechanical Engineering, National Mineral Resources University (University of Mines) (199106, Saint Petersburg, 21st line, Vasilevskii island, 2; e-mail: ZVano@mail.ru).

Sergei L. Ivanov (Saint Petersburg, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of Mechanical Engineering, National Mineral Resources University (University of Mines) (199106, Saint Petersburg, 21st line, Vasilevskii island, 2; e-mail: lisa_lisa74@mail.ru).

Dmitrii I. Shishliannikov (Perm, Russian Federation) – Ph.D. in Technical Sciences, LLC "Regional Cable Centre" (614000, Perm, Komsomolsky av., 34b; e-mail: 4varjag@mail.ru).

Andrei S. Fokin (Saint Petersburg, Russian Federation) – Ph. D. in Technical Sciences, Ass. Professor, Department of Mechanical Engineering, National Mineral Resources University (University of Mines) (199106, Saint Petersburg, 21st line, Vasilevskii island, 2; e-mail: fokin@spmi.ru).

Получено 3.04.2014

Просьба ссылаться на эту статью в русскоязычных источниках следующим образом:

Звонарев И.Е., Иванов С.Л., Шишлянников Д.И., Фокин А.С. Исследования поверхностной твердости металла в областях повышенного износа и разрушения деталей горных машин // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело. – 2014. – № 11. – С. 67–76.

Please cite this article in English as:

Zvonarev I.E., Ivanov S.L., Shishliannikov D.I., Fokin A.S. Study of the metal surface hardness in the areas of high wear and tear of parts for mining machines. *Bulletin of PNRPU. Geology. Oil & Gas Engineering & Mining*, 2014, no. 11, pp. 67–76.