

УДК 621.81.539.4

Звонарев И.Е., канд. техн. наук,
Иванов С.Л., д-р техн. наук, профессор,
Фокин А.С., канд. техн. наук, доцент
(Национальный минерально-сырьевой
университет «ГОРНЫЙ», г. Санкт-Петербург)
Шишлянников Д.И., канд. техн. наук, доцент,
Гришина И.О., студент
(Пермский национальный исследовательский
политехнический университет)

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА МЕХАНИЧЕСКИХ
ПЕРЕДАЧ ГОРНЫХ МАШИН ПОСРЕДСТВОМ ИЗМЕРЕНИЯ
ПОВЕРХНОСТНОЙ ТВЕРДОСТИ МЕТАЛЛА В ОБЛАСТЯХ
ПОВЫШЕННОГО ИЗНОСА ДЕТАЛЕЙ**

Звонарьов І.С., канд. техн. наук,
Іванов С.Л., д-р техн. наук, професор,
Фокін А.С., канд. техн. наук, доцент
(Національний мінерально-сировинний
університет «ГІРСЬКИЙ», м. Санкт-Петербург)
Шишлянников Д.И., канд. техн. наук, доцент,
Гришина І.О., студент
(Пермський національний дослідницький
політехнічний університет)

**ВИЗНАЧЕННЯ ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ
ГІРСЬКИХ МАШИН ЗА ДОПОМОГОЮ ВИМІРЮВАННЯ
ПОВЕРХНЕВОЇ ТВЕРДОСТІ МЕТАЛУ В ОБЛАСТЯХ ПІДВИЩЕНОГО
ЗНОСУ ДЕТАЛЕЙ**

Zvonaryov I.Ye., Ph.D.(Tech.),
Ivanov S.L., D.Sc. (Tech), professor,
Fokin A.S., Ph.D.(Tech.), Associate Professor
(National raw mineral-material
University «MINE», Saint Petersburg)
Shishlyannikov D.I., Ph.D.(Tech.), Associate Professor,
Grishina I.O., Student
(Permskiy National research
polytechnic university)

**DETERMINATION OF RESIDUAL LIFE OF MECHANICAL GEARS
MINING MACHINES BY MEASURING THE SURFACE HARDNESS OF
THE METAL IN AREAS OF HIGH WEAR AND TEAR**

Аннотация. Представлены основные положения методики определения энергетического ресурса деталей механических трансмиссий горных машин. На основе анализа процесса накопления повреждений в металле зубчатых передач, обоснован способ оценки остаточного ресурса крупномодульных зубчатых колес посредством периодического измерения твердости поверхностного слоя зубьев. Выявлены закономерности изменения твердости зубьев крупномодульных зубчатых передач, обусловленные изменением прочностных свойств металлов, позволяющие учитывать микро- и макромеханизмы пластических и упругих деформаций, искажение кристаллической решетки металла с образованием и перемещением вакансий и дислокаций. С целью исследования влияния величины и вида нагружения на ресурс деталей механических трансмиссий горных машин сконструирована экспериментальная установка и проведены лабораторные эксперименты по изучению процесса разрушения нестандартных образцов при чистом знакопеременном изгибе, растяжении, 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 критические деформации соответствуют повышению твердости, предельная величина которой для данного материала находится в зоне разрушения. По результатам анализа экспериментальных данных 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, выражается через приращение твердости, есть величина постоянная.

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

Обоснование сроков проведения осмотров, ремонтов и списания горной техники осуществляется посредством оценки технического состояния и остаточного ресурса деталей оборудования. Традиционные диагностические мероприятия по оценке состояния механических трансмиссии не позволяют оперативно и с достаточной точностью оценить остаточный ресурс передач. 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, то есть 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 предель-

ного состояния пропорционально зависит от потерь мощности в элементах трансмиссии. Таким образом, энергоресурс является свойством деталей привода горной машины и может быть рассчитан по формуле:

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

где K_K – энергоресурс, кВт·ч; T_p – ресурс работы привода машины, часы; $\Delta P(t)$ – 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 выявить 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 предлагается определять по формуле

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

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

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 нагружения 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, есть 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 Машиностроение 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 лебёдки 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).

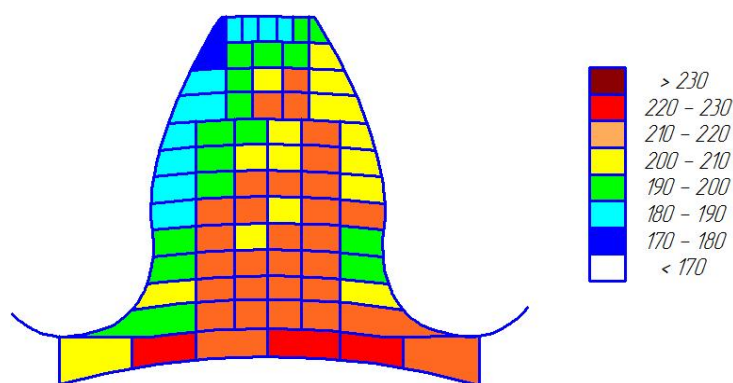


Рисунок 1 - Изменение поверхностной твердости зуба крупномодульного зубчатого колеса ($m = 8$ мм, $z = 19$), номинальная твердость 173 HV

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).

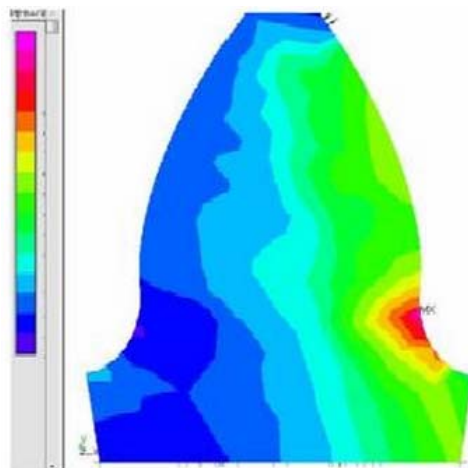


Рисунок 2 - Распределение главных напряжений в зубе колеса

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 дислокаций 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 Ст 10 (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.

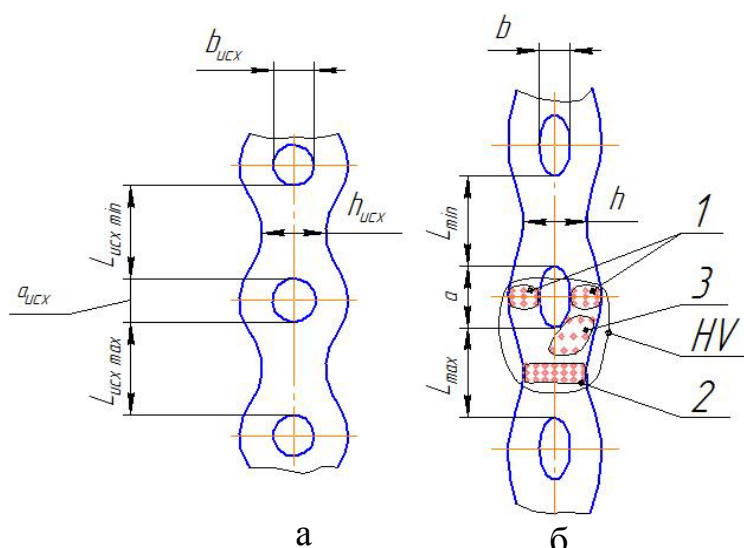


Рисунок 3 - Геометрические размеры образцов
(а) – до растяжения; (б) – после растяжения

Первая серия из 5 образцов была подвергнута растяжению вплоть до разрушения. Средняя работа разрушения, при статических испытаниях на растяже-

нии на машине *Zwick Roell*, серии из 5 образцов длиной 210 мм равна 3,07 Дж. Разрушенные образцы были одновременно отсканированы совместно с исходными, не деформированными образцами из той же партии (5 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 пикселях 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 так же 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 и опасное 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, именно в ней происходило разрушение всех пяти образцов, подвергшихся растяжению. Всего выполнено 18 измерений для каждого отверстия (см. поз. 1 на рис. 3, б).

2. По линии, соответствующей перемычке h , а так же на параллельных линиях, отступающих от изначальной до 1,5 мм. Эта область является возможной опасной, так как является самой узкой на участке L между эллипсами. Всего 21 измерение на каждой перемычке (см. поз. 2 на рис. 3, б).

3. По средней линии огибающей отверстия. Измерения происходили по трем линиям, эквидистантным внутренней поверхности отверстий образцов, равноудаленным друг от друга, по 3 измерения в каждой области, всего 9 измерений на каждом элементе (поз. 3 на рис. 3, б).

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

Изменение величины твердости материала образца от плоскости разрыва к периферии представляет собой волнообразную кривую с максимальными значениями твердости в области перфорации (поз. 1 на рис. 3, б) и минимальной в области сужения звена образца (поз. 2 на 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.

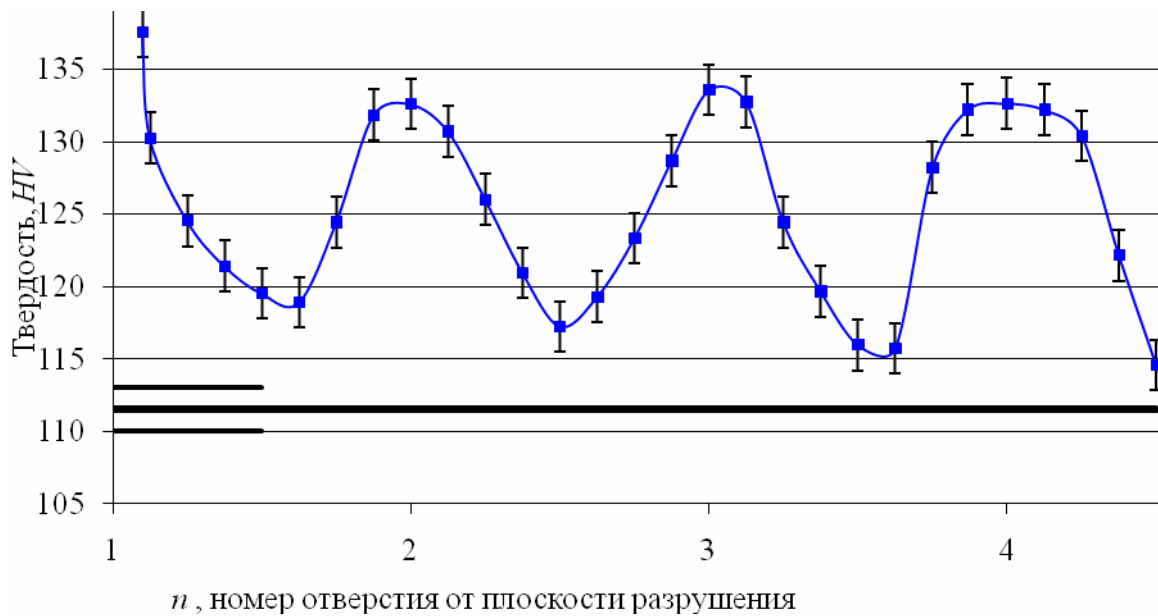


Рисунок 4 - Изменение твердости образцов, разрушенных на машине для статических испытаний *Zwick Roell* в сравнении с базовым значением $HV_{исх}=115,5HV$

Одновременно с лабораторными экспериментами на разрыв, планировалось подвергнуть образцы знакопеременному изгибу. С этой целью был спроектирован и изготовлен стенд (физический маятник), который представляет собой симмуляционную модель диссипативных потоков энергии в зубе при работе зубчатого колеса (рис. 5).

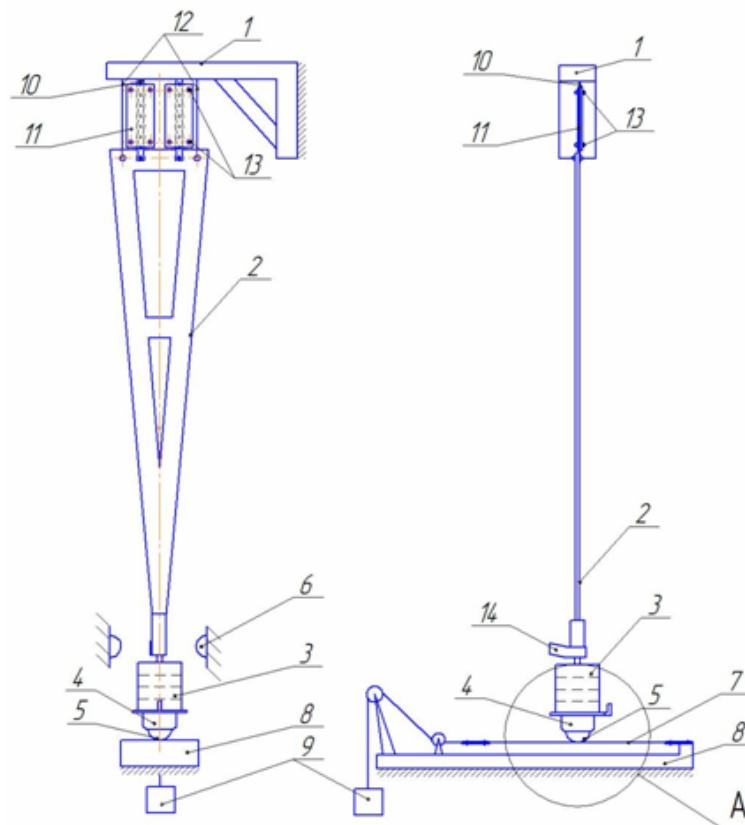


Рисунок 5 - Стенд для исследования

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].

Зуб колеса (шестерни) при работе в зацеплении испытывает изгибные нагрузки, износ активных поверхностей зубьев является следствием контактного нагружения. Маятниковый стенд позволяет эмитировать 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.

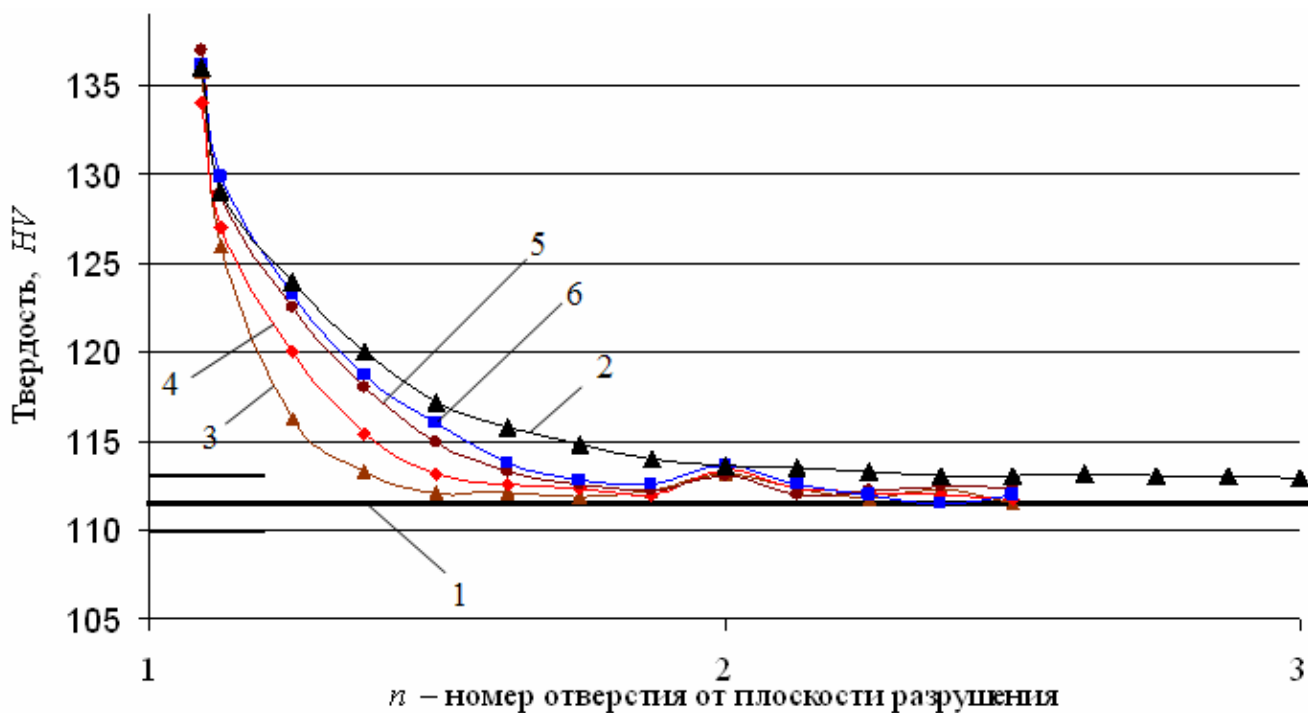
Для разрушения образцов чистым изгибом необходимо образцы 10 жестко закрепить только в верхней части станины 1, а вся конструкция маятника окажется подвешенной на невесомых нерастяжимых нитях 13, тем самым, позволяя образцу испытывать только изгибные нагрузки при колебаниях маятника, которые будут эмитировать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

Было произведено несколько серий опытов (7 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°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 измерялась температура и влажность воздуха для оценки сопротивления движению маятника о воздух. Померенные 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 растяжени-

ем (см. рис. 3, б). Результаты измерений твердости образцов обрабатывались с использованием методов математической статистики (рис.6).



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
Рисунок 6 - Распределение твердости по длине исходного образца и разрушенных на маятниковом стенде при исходном угле отклонения $30^{\circ}3'$

На рисунке 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 рисунках 4 и 6, позволяет сделать следующие выводы: не зависимо от способа нагружения, в непосредственной близости от плоскости разрушения значения твердости имеют примерно одинаковые значения, 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 составили: 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 посто-

янной в пределах точности эксперимента и 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 повреждений, 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:

$$T_{YFP_{\text{ост}}} = T \left(1 - \frac{\Delta HV_F}{\Delta HV_{MAX}} \right), \quad (1)$$

где $T_{YFP_{\text{ост}}}$ – условный остаточный ресурс зубчатого колеса по критерию усталостной изгибной прочности, час; T – ресурс работы передачи, может быть рассчитан с помощью стандартных методик или определяться экспериментально для конкретных условий работы, час; 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 .

Аналогично, условная величина остаточного ресурса по критерию износа будет определяться

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

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

$$T_{YHP_{\text{ост}}} = T \left(\frac{\Delta HV_H}{\Delta HV_{MAX}} \right), \quad (3)$$

где $T_{YHP_{\text{ост}}}$ – условный остаточный ресурс зубчатого колеса по критерию контактной выносливости, час.

Так как все три деградационных процесса идут одновременно, то для оценки коэффициента влияния одного их трех видов разрушения зубчатого колеса (выражения 1-3) целесообразно воспользоваться соотношением

$$K_{Bi} = \frac{T_{Yi_{\text{ост}}}}{\sum T_{Yi_{\text{ост}}}}, \quad (4)$$

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

Далее, умножив обе части выражений (1-3) на соответствующее значение коэффициента K_{Bi} , одновременно с оценкой влияния трех факторов разрушения реализуется оценка величину остаточного ресурса непосредственно по зафиксированным диагностическим параметрам.

Таким образом, значение удельной работы разрушения, отнесенное к величине плотности дислокаций, выраженной через значение твердости поверхностного слоя в зоне разрушения, есть величина постоянная. Из вышесказанного следует, что величина остаточного ресурса деталей механических трансмиссий горных машин может быть определена с высокой точностью по результатам изменения поверхностной твердости локальных областей повышенного износа, в частности, пятен контакта зубьев колес и шестерен. 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 плотности дислокаций (нарушений) в материале образца.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Буше, Н.А. Самоорганизация диссипативных структур в условиях трения / Н.А. Буше // Симпозиум «Синергетика, структура и свойства материалов, самоорганизующиеся технологии» [Тезисы докл.] – М.: Российский Дом знаний, 1996. – С. 198-199.
2. Xie, Y. The generation of worn surfaces by the repeated interaction of parallel grooves / Y. Xie, J.A. Williams / Wear, 1993. – pp. 864-872.
3. Black, A.J. Asperity deformation models for explaining the mechanisms involved in metallic sliding friction and wear – a review / A.J. Black, E.M. Kopalinsky, P.L.B. Oxley / I Mech E., London, 1993. – Vol 207. – P. 335-352.
4. Коломийцов, М.Д. Энергетический метод прогнозирования ресурса горных машин / М.Д. Коломийцов // Записки ЛГИ.: Л., 1987. – Т. 117. – С. 69-76.
5. Иванов, С.Л. Повышение ресурса трансмиссий горных машин на основе оценки энергонагруженности их элементов / С.Л. Иванов. - СПб.: РИЦ СПГГИ (ТУ), 1999. – 92 с.

6. Оценка остаточного ресурса крупномодульных зубчатых колес карьерных экскаваторов / С.Л. Иванов, И.Е. Звонарев, Д.И. Шишляников [и др.] // Горное оборудование и электромеханика. – 2013. – №11. – С. 28-33.

7. Ибатуллин, И.Д. Кинетика усталостной повреждаемости и разрушения поверхностных слоев: монография / И.Д. Ибатуллин - Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2008. – 387 с.

8. Ибатуллин, И.Д. Диагностика ресурсных характеристик элементов машин / И.Д. Ибатуллин // Вестник СамГТУ. Сер. Технические науки. – №15. – Самара: СамГТУ, 2002. – С. 123-130.

9. Оценка удельной работы разрушения не стандартных 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 международной заочной научно-практической конференции. (10 октября 2012 г.); [под ред. Я. А. Полонского]. - Новосибирск: Изд. «Сибирская ассоциация консультантов», 2012. – С. 53-62.

10. Иванов, С.Л. Основы расчетного определения энергоресурса редукторов горных машин / С.Л. Иванов // Горный журнал, 1997. – №11. – С. 29-30.

11. Gromakovsky, D.G. Modelling and Wear Calculation on Friction. Abstracts of Papers of the World Tribology Congress / D.G. Gromakovsky, A.N. Malyarov, Y.P. Samarin / Bookcraft Limited, Bath, UK, 1997. – 462 p.

12. Геккер, Ф.Р. Динамические процессы в трибосистемах / Международная конф. «Надежность и качество в промышленности, энергетике и на транспорте» [сб. трудов, часть 2]. – Самара: СамГТУ НИИ ПНМС, 1999. – С. 19-20.

13. Звонарев, И.Е. Оценка характера повреждаемости образцов при физическом моделировании диссипативных процессов изнашивания в зацеплении / И.Е. Звонарев, А.С. Фокин, С.Л. Иванов // Процессы и средства добычи и переработки полезных ископаемых. – Минск, 2011. – С. 308-311.

14. Chiu, Y. The Mechanism of Bearing Surface Fatigue: Experiments and Theories / Y. Chiu // Tribology Transactions, 1997. – Vol. 40. – p. 658-666.

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

REFERENCES

1. Bushe, N.A. (1996), «Organization of dissipative structures in terms of friction», *Simposium «Sinergetika, struktura i svojstva materialov, samoorganizuiushchiesia tekhnologii»/Tezisy dokl.*, Moscow, Rossiyskiy Dom znaniy, RU.

2. Xie, Y. and Williams, J.A. (1993), «The generation of worn surfaces by the repeated interaction of parallel grooves», *Wear*, pp. 864-872.

3. Black, A.J., Kopalinsky, E.M. and Oxley, P.L.B. (1993), «Asperity deformation models for explaining the mechanisms involved in metallic sliding friction and wear – a review», *I Mech E.*, London, Vol 207, – pp. 335-352.

4. Kolomiitsov, M.D. «Energy resource forecasting method of mining machines», *Zapiski LGI*, Vol. 117, pp. 69-76.

5. Ivanov, S.L. (1999), *Povyshenie resursa transmissii gornyx mashin na osnove otsenki energonagruzhenosti ikh elementov* [Improving resource transmissions mining machines based on their assessment of loading elements], RITs SPGGI (TU), SPb, RU.

6. Ivanov, S.L., Zvonarev, I.Ye. and Shishliannikov, D.I. (2013), «Residual life assessment coarse-toothed wheels shovels», *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika*, no.11, pp. 28-33.

7. Ibatullin, I.D. (2008), *Kinetika ustalostnoi povrezhdaemosti i razrusheniia poverkhnostnykh sloev: monografiia* [Kinetics of damage and fatigue fracture surface layers], Samar. gos. tekhn. un-t, Samara, RU.

8. Ibatullin, I.D. (2002), «Diagnosis resource characteristics of machine elements», *Vestnik SamGTU. Ser. Tekhnicheskie nauki*, no.15, pp. 123-130.

9. Zvonarev, I.Ye., Ivanov, S.L., Fokin, A.S. and Semenov, M.A. (2012), «Evaluation of specific work of fracture non-standard samples, taking into account local hardness in the area of their destruction», *Tekhnicheskie nauki – ot teorii k praktike»: materialy XIV mezhdunarodnoi zaochnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii*, Novosibirsk, RU, 10.10.2012, pp. 53-62.

10. Ivanov, S.L. (1997), «Basics of calculation of the energy resource mining machinery gearboxes», *Gornyi zhurnal*, no.11, pp. 29-30.

11. Gromakovsky, D.G., Malyarov, A.N. and Samarin, Y.P. (1997), *Modelling and Wear Calculation on Friction. Abstracts of Papers of the World Tribology Congress*, Bookcraft Limited, Bath, UK.

12. Gekker, F.R. «Dynamic processes in tribosystem», *Mezhdunarodnaia konf. «Nadezhnost' i kachestvo v promyshlennosti, energetike i na transporte» [sb. trudov, chast' 2]*, SamGTU NII PNMS, Samara, pp. 19-20.

13. Zvonarev, I.Ye., Fokin, A.S. and Svanov, S.L. (2011), «Assessment of the nature of damage to the samples for physical modeling of dissipative processes wear meshed», *Protsessy i sredstva dobychi i pererabotki poleznykh iskopaemykh*, Minsk, Byelorussiya.

14. Chiu, Y. (1997, «Mechanism of Bearing Surface Fatigue: Experiments and Theories», *Tribology Transactions*, no. 40, pp. 658-666.

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

Об авторах

Звонарев Иван Евгеньевич, канд. техн. наук, ассистент кафедры машиностроения Национального минерально-сырьевого университета «Горный», Санкт-Петербург, Российская Федерация, E-mail:

ZVano@mail.ru

Иванов Сергей Леонидович, д-р техн. наук, профессор кафедры машиностроения Национального минерально-сырьевого университета «Горный», Санкт-Петербург, Российская Федерация, E-mail:

lisa_lisa74@mail.ru

Фокин Андрей Сергеевич, канд. техн. наук, доцент кафедры машиностроения Национального минерально-сырьевого университета «Горный», Санкт-Петербург, Российская Федерация, E-mail:

fokin@spmi.ru

Шишлянников Дмитрий Игоревич, канд. техн. наук, доцент кафедры Горные и нефтепромысловые машины Пермского национального исследовательского политехнического университета, Пермь, Российская Федерация, E-mail: 4varjag@mail.ru

Гришина Ирина Олеговна, студент кафедры Горные и нефтепромысловые машины Пермского национального исследовательского политехнического университета, Пермь, Российская Федерация,

E-mail: wigro@bk.ru ,

About the authors

Zvonarev Ivan Yevgenyevich, Candidate of Technical Sciences (Ph. D. (Tech), Assistant of the Department of Mechanical Engineering, National Mineral Resources University (University of Mines), St. Petersburg, RU, E-mail: ZVano@mail.ru

Ivanov Sergey Leonidovich, Doctor of Technical Sciences (D.Sc. (Tech), Professor of the Department of Mechanical Engineering, National Mineral Resources University (University of Mines), St. Petersburg, RU, E-mail: lisa_lisa74@mail.ru

Fokin Andrey Sergeevich, Candidate of Technical Sciences (Ph. D. (Tech), Associate Professor of the Department of Mechanical Engineering, National Mineral Resources University (University of Mines), St. Petersburg, RU, E-mail: fokin@spmi.ru

Shishlyannikov Dmitry Igorevich, Candidate of Technical Sciences (Ph. D. (Tech), Associate Professor of the Department of Mining and oilfield machinery, Perm National Research Polytechnic University, Perm, RU, E-mail: 4varjag@mail.ru

Grishina Irina Olegovna, Student of the Department of Mining and oilfield machinery, Perm National Research Polytechnic University, Perm, RU, E-mail: wigro@bk.ru

Анотація. Представлені основні положення методики визначення енергетичного ресурсу деталей механічних трансмісій гірських машин. На основі аналізу процесу накопичення пошкоджень в металі зубчатих передач обґрунтований спосіб оцінки залишкового ресурсу крупномодульних зубчатих коліс за допомогою періодичного вимірювання твердості поверхневого шару зубів. Виявлені закономірності зміни твердості зубів крупномодульних зубчатих передач, обумовлені зміною міцносних властивостей металів, які дозволяють враховувати мікро- і макромеханізми пластичних і пружних деформацій, спотворення кристалічних ґрат металу з утворенням і переміщенням вакансій і дислокацій. З метою дослідження впливу величини і виду навантаження на ресурс деталей механічних трансмісій гірських машин сконструйована експериментальна установка і проведені лабораторні експерименти по вивченню процесу руйнування нестандартних зразків при чистому знакозмінному вигині, роз-

тягуванні, сумісній дії вигинних і розтягуючих навантажень. Визначені параметри деформації зразків і зміни локальної твердості металу в областях, прилеглих до поверхонь руйнування. Зіставлення геометричних розмірів і значень твердості зразка дозволяє зробити висновок про те, що критичні деформації відповідають підвищенню твердості, гранична величина якої для даного матеріалу знаходиться в зоні руйнування. За наслідками аналізу експериментальних даних встановлено, що виявлений характер зміни локальної твердості має місце в областях зростання напруг вище межі пропорційності, а робота сил руйнування, віднесена до густини дислокацій безпосередньо прилеглої до площини руйнування, виражається через приріст твердості і є величиною постійною.

Ключові слова: гірська машина, діагностика, енергоресурс, оцінка залишкового ресурсу, механічна трансмісія, крупномодульні зубчаті передачі, руйнування, знос, твердість поверхневого шару, напружений стан, деформація.

Abstract. The article deals with the basic methods of energy resource determination of mining machine manual transmission components. Analyzing the damage accumulation process in the metal of train of gears the remaining life assessment method of coarse-pitch train of gears was justified by means of repeatable measurements of train of gears surface layer hardness. The regularity of changes in the train of gears surface layer hardness was revealed which is determined by the changes in the metal strength properties. It makes possible to take into account the micro and macromechanisms plastic and elastic deformation, warping of the metal matrix lattice and formation and movement of vacancy defect and dislocation. For the purpose of the investigation of the size influence and kind of loading on the components resource of the mining machines manual transmission a test equipment was made and experiments were carried out. The experiments were connected with the breaking of non-standard samples, tension, action of both bending and tension loading. Parameters of samples deformation and local metal hardness changes surrounding the breaking surfaces were determined. Geometry and hardness of the samples comparison leads to the conclusion that critical deformation matches the growth of hardness, the limiting value of which for this material is in the failure zone. According to the experimental results it was determined that the detected character of local hardness changes happens in the zones of tension increase which is higher of the level of proportionality and that the action of breaking forces is represented by the increase of hardness and is a constant.

Keywords: mining machine, diagnosing, energy resource, remaining life assessment, manual transmission, coarse-pitch train of gears, breaking, tearing, surface layer hardness, tension.

Стаття поступила в редакцію 10.09.2014

Рекомендовано к печати д-ром техн. наук В.П. Надутым

УДК 622.625.28-592.112(043.5)

Коптовец А.Н., д-р техн. наук, доцент
(ГВУЗ «НГУ»)

ИДЕНТИФИКАЦИЯ СОСТОЯНИЯ ТОРМОЗА ШАХТНЫХ ЛОКОМОТИВОВ В УСЛОВИЯХ СТРУКТУРНОЙ НЕОПРЕДЕЛЕННОСТИ

Коптовец О.М., д-р техн. наук, доцент
(ДВНЗ «НГУ»)

ИДЕНТИФІКАЦІЯ СТАНУ ГАЛЬМА ШАХТНИХ ЛОКОМОТИВІВ В УМОВАХ СТРУКТУРНОЇ НЕВИЗНАЧЕНОСТІ

Koptovets A.N., D.Sc. (Tech), Associate Professor
(SHEI «NMU»)

IDENTIFICATION OF MINE LOCOMOTIVE BRAKE STATE IN TERMS OF STRUCTURAL UNCERTAINTY

Аннотация. Впервые разработана регрессионная модель кинетической характеристики трения колодочно-колесного тормоза шахтных локомотивов в условиях структурной неопределенности по количеству и составу входных переменных в моделях зависимости силы (коэффициента) трения. Исключить неустойчивые решения позволяет применение всех видов статистического анализа: дисперсионного, корреляционного, регрессионного и дискриминантного. Из условия максимума дискриминантной функции получена линейная модель изменения коэффициента трения тормоза от тормозного нажатия до 12 кН и скорости скольжения до 5 м/с, которая в рабочем процессе определяет показатели эффективности тормоза. Выполнена проверка гипотезы об адекватности модели. Коэффициенты регрессионной модели характеристики трения изменяются при изменениях геометрии конструктивных связей в тормозном механизме, характеристики шероховатости контактной поверхности колодки, механических свойств материала тормозной колодки, упругих и диссипативных сил нагружения тормоза.

Ключевые слова: статистический анализ, адекватность моделей, тормоз, структурная неопределенность, идентификация состояния.

Цель – определение вида структурной неопределенности при идентификации состояния тормоза для адаптивного управления трибологической системой (механической системой с трением).

Современной научной практике известны [1] следующие факторы, обуславливающие силы трения: 1) скорость скольжения; 2) удельное нормальное давление; 3) температура; 4) фактическая площадь контакта; 5) форма и конфигурация поверхности трения; 6) наличие продуктов износа; 7) упруго-вязкий характер деформации поверхностей трения, зависящий от механических свойств элементов трущейся пары и обуславливаемый модулями продольной и поперечной упругости; 8) характер поверхности или физическое состояние поверхностного слоя элементов трущейся пары, определяемый плотностью материала;