

Поэтому для подтверждения достоверности данной модели было построено распределение эквивалентных пластических деформаций в вертикальной плоскости, показанное на рис. 7.

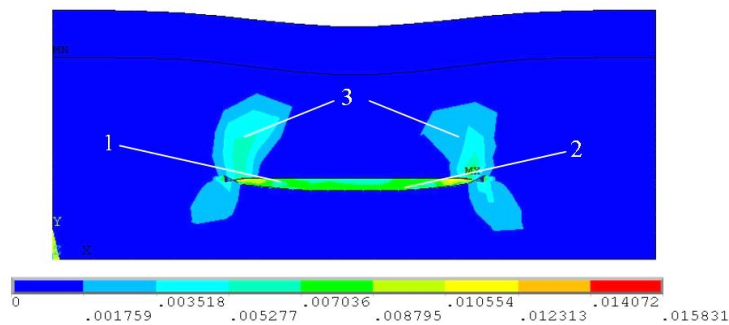


Рис. 7. Распределение эквивалентных пластических деформаций для модели №16

Из данных рис. 7 следует, что зоны максимальных разрушений 3 приурочены к краевым частям выработанного пространства и наклонены в его сторону примерно на  $70^\circ$ . Это хорошо согласуется с известной схемой сдвижений, которая трактует указанные области как зоны мак-

симальных изгибов с возможным расслоением [3]. Максимальные необратимые деформации достигают величины 0,015, что в 2-3 раза больше предельных деформаций, при которых наступает разрушение породы. Кроме того, разрушения наблюдаются в зоне беспорядочного обрушения пород 1, и в зоне поднятий пород почвы очистной выработки 2. Это соответствует общепринятым положениям схемы сдвижения.

**Выводы и направления дальнейших исследований.** Таким образом, настройка модели, проведенные исследования и полученные результаты свидетельствуют о достоверности компьютерного моделирования. Дальнейшие исследования могут быть направлены на выполнение операций стохастического моделирования.

#### Список литературы

1. Правила охраны сооружений и природных объектов от вредного влияния подземных горных разработок на угольных месторождениях. - М.: Недра, 1981. - 288 с.
2. Маркшейдерское дело: Учебник для вузов / Д.Н. Оглоблин, Г.И. Герасименко, А.Г. Акимов и др. - 3-е изд. перераб. и доп. М.: Недра, - 1981. - 704с.
3. Музафаров Ф.И. Исследование общих закономерностей процесса сдвижения толщи горных пород и земной поверхности методом объемных моделей для условий разработки пологих пластов Донбасса: Дисс...канд. техн. наук: 05.15.02 / ДПИ. - Донецк, 1965. - 32 с.

Рукопись поступила в редакцию 29.05.12

УДК 621-192

М.В. КИЯНОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф., А.В.ГУЦАЛ, аспірант  
ДВНЗ «Криворізький національний університет»

### ДІАГНОСТИКА ЛОКАЛЬНИХ ДЕФЕКТІВ ТА РЕСУРСУ ПОВЕРХОНЬ ТЕРТЯ

У статті розглядаються основні діагностичні ознаки, які виникають при раптових відмовах пар тертя роторних механізмів та методи розпізнавання технічного стану контактуючих поверхонь, розроблено технологію діагностування процесу розвитку та утворення локальних дефектів поверхонь тертя.

**Проблема та її зв'язок з науковими та практичними завданнями.** Робота сил тертя на поверхнях тертя, в першу чергу, залежить від коефіцієнту тертя і факторів, що визначають рівень сил тертя. З одного боку, зниження витрат на подолання сил тертя визначається досконалістю роторних механізмів і машин, що застосовуються у технічних системах, з іншого - постійною увагою персоналу експлуатації до запобігання впливу факторів, що можуть змінити вид і режими тертя і зношування працюючого механізму незалежно від його досконалості. Наведені факти показують, що подолання сил тертя і втрата ресурсу поверхонь тертя мають свої об'єктивні закономірності, але механізм цих витрат повинен стати зрозумілим і підлягати свідомому керуванню в експлуатації.

**Аналіз досліджень і публікацій.** Основним деградаційним явищем, що приводить до раптових відмов пар тертя в механічних передачах чи механізмах є розвиток локальних дефектів контактуючих поверхонь типу вищерблення або задиру. Існує дві групи методів діагностики названих дефектів [1,2]: 1 - орієнтується на вилучення діагностичної інформації з складових сигналів в зонах основних частот вимушених коливань; 2 - група орієнтується на інформацію в зонах власних частот механізму (вимірювальної системи). Обидва підходи базуються на тому факті, що виникнення і розвиток пошкоджень контактуючих поверхонь за часом напрацювання

механізму супроводиться появою у віброакустичному сигналі сплесків і ударних імпульсів. З розвитком дефекту інтенсивність ударних імпульсів значно зростає, спричиняючи збільшення амплітудної модуляції (АМ) основних частот збудження при пітінгу і збільшенні індексу частотної модуляції (ЧМ) тих же частот при задирі.

Досить чутливою ознакою локальних дефектів є  $n$ -мірні вектори, сформовані з складових огинаючого спектра (АМ або ЧМ) однієї з вимушених частот дефектного вузла.

В обох випадках у спектрі коливального процесу в околиці вимушеної частоти  $f_0$  з'являються або посилюються комбінаційні частоти  $(kf \pm l f_l)$ ,  $k, l = 1, 2, \dots$ , що свідчить про розвиток локального дефекту.

Імпульсна послідовність пульсацій навантаження  $F(t)$  типу ударних обурень, виникаючих при попаданні локального дефекту в зону контакту або в момент схоплювання контактуючих поверхонь, викликає відгук механічної системи на власній частоті дефектного вузла у вигляді осцилюючих коливань типу АЧМ. Спектр відгуку складної механічної системи з  $n$ -мірами свободи на короткі імпульси є широкосмуговим, і найкраще на такого роду впливи відгукуються власні частоти сусідніх до джерела збудження вузлів механізму. Найбільша амплітуда відгуку спостерігається на одній з власних частот дефектного вузла.

Співставлення можливостей наведених методів орієнтує на виконання моніторингу тільки на основі функціональних методів, які забезпечують безрозбірну ідентифікації технічного стану обладнання без виводу його з експлуатації за методом накопиченої вибірки узагальнюючого параметра технічного стану як часової функції. Виходячи з вимог до вибору методу моніторингу технічного стану встановлено, що найбільш інформативним, найбільш чутливим методом оперативної оцінки у режимі реального часу процесів спрацювання механізмів, що викликають додаткові витрати енергії приводу, є метод оцінки ступеню і інтенсивності спрацювання за критеріями росту потужності коливального збудження зони взаємодії деталей механізмів при появі, розвитку дефектів та накопичення пошкоджень від їх дії. З огляду на цей висновок визначено, що методи віброакустичної діагностики найбільш відповідають встановленим вимогам, забезпечуючи контроль технічного стану оперативно, без розбирання і дешевше альтернативних методів. Метод вібродіагностичного моніторингу зручний тим, що об'єкт діагностики в цьому випадку має одномірний простір діагностичних ознак, а сам діагностичний параметр „ $X$ ” інтегрально виражає вплив на технічний стан обладнання багатьох його дефектів і несправностей.

Цей висновок підтверджують дослідження інших авторів. Так в [1] встановлено, що в зміні струму статора відображається біля 16 % всіх дефектів, температури перегріву 20 %, вібрації 80%. В інституті машинобудування ім. акад. Благонравова (Росія) [2] доведено, що 90 % дефектів і пошкоджень машини в першу чергу змінюють рівні і характеристики її вібрації.

Діагностичну оцінку додаткових енергетичних витрат на забезпечення працездатності технологічних агрегатів доцільно провести з використанням визначеного критерію енергетичного забезпечення працездатності „ $X$ ”. Під працездатністю [4] розуміють стан об'єкта, при якому він здатний виконувати покладені на нього функції з параметрами встановленими вимогами технічної документації.

**Постановка завдання.** Розробити технологію діагностування процесів утворення та розвитку локальних дефектів на поверхні тертя розглядаючи кожний вузол системи як механічний резонатор локального дефекта з амплітудою впливу, зворотно пропорційною відстані від джерела.

**Викладення матеріалу та результати.** Отже, якщо відомі “ $f_c$  - власні частоти” слабих вузлів механізму і частоти прокочування дефектів, то можна використати наступну схему постановки діагнозу:

- зняття АЧХ механізму і визначення  $f_c$  вузлів, найбільш схильних до зносу і поломок;
- визначення частот попадання дефектів слабого вузла в зону контакту;
- формування еталонного  $n$ -мірного вектора спектральних відліків  $kf$  - амплітудної огинаючої віброакустичного сигналу в зоні власної частоти вузла при його нормальному стані;
- періодично проводиться порівняння поточного вектора з еталонним;
- вихід за межі допустимих значень близькості векторів, отриманих на етапі навчання, служить сигналом про розвиток локального дефекту в даному вузлі.

Отже, для визначення працездатності технологічної машини вводиться в розгляд вектор її параметрів працездатності  $R = \{r_1, r_2, \dots, r_m\}$ . При цьому технічний стан технологічних машин

оцінюється множиною ( $m$ ) параметрів  $r_i$ , зміна яких за час напрацювання приводить до збільшення енергетичних витрат. У теорії надійності, експлуатаційні властивості механізмів і машин, а, відповідно, і витрат додаткової енергії на забезпечення їх працездатності, визначаються за допомогою використання апарату теорії ймовірностей, математичної статистики для встановлення часових закономірностей зміни стану відповідного об'єкту дослідження. Методи математичної статистики, теорії ймовірностей вивчають масові явища і отримані результати розповсюджуються на об'єкти, які можуть входити в генеральну сукупність. На цій базі створювалися існуючі системи контролю за динамікою зміни технічного стану і профілактичного обслуговування. Проте для конкретної машини характерні цілком конкретні фізичні і хімічні процеси, що протікають в матеріалах деталей механізмів при їх експлуатації і що спричиняють старіння матеріалів і їх знос, пошкодження і руйнування елементів. Ці процеси обумовлюють конструктивні, технологічні і експлуатаційні чинники, які при побічному визначенні можна представити у вигляді вектора-стовпця  $X = \{x_1, x_2, \dots, x_k\}$ . Тоді технічний стан машини можна розглядати як векторний випадковий процес  $R(t) = L(x, t)$ , де  $L$  - оператор впливів факторів процесів спрацювання і якості експлуатації;  $t$  - час дії чинника  $x_i$  на параметри  $r_i$ . У теорії надійності таке визначення технічного стану об'єкта передбачає, що між параметрами працездатності і чинниками впливів  $x_i(t)$  існують не функціональні, а імовірні залежності. Такий підхід, при повній його коректності довго і стійко визначав і обґрунтовував витратні технології експлуатації систем технологічних машин, розповсюджуючи на регламент експлуатації конкретної машини, правила функціонування статистичної сукупності машин.

У проведених дослідженнях зроблена спроба оцінити технічний стан машини виходячи з передумови, що в залежності  $R(t) = L(x, t)$ , де  $L$  - оператор зв'язку факторного простору  $X$  і простору параметрів працездатності  $R$ , мають функціональні співвідношення. Це можливо, якщо використати множини статичних параметрів типу температур, тиску і ін., що визначаються для конкретної машини, у поєднанні з інтегральною оцінкою динамічних реакцій машини, механізму або вузла на її робочий процес. Ці динамічні реакції є результатом взаємодії деталей механізму в процесі його функціонування і являють собою механічні коливання і пружні хвилі машини, що розповсюджуються по конструктивних елементах. Ці реакції інструментально вимірюються у вигляді фізичних параметрів: зміщень, швидкостей, прискорень контрольних точок машини.

Отже, всяка зміна параметрів працездатності конкретної машини приводить до зміни характеру взаємодії її елементів, тобто існує функціональний зв'язок між технічним станом машини і сукупністю статичних і динамічних параметрів конкретної машини. Зміна параметрів працездатності конкретної машини під впливом різних дефектів і несправностей відбувається на фоні зміни статичних параметрів функціонування машини, а також частотних і динамічних діапазонів коливальних процесів, які нарівні з інерційністю статичних параметрів, практично вмиють реагують на зміну технічного стану машини. Дослідження в [1-4] доводять, що ці властивості є переважаючими в задачах запобігання аварійним ситуаціям. Отже, наявність оперативних даних про технічний стан конкретної машини дає можливість ухвалювати рішення про об'єми, зміст і момент профілактичних і ремонтних впливів з метою забезпечення необхідного рівня енерговитрат на підтримку працездатності машини при мінімумі об'єктивно необхідних матеріальних витрат на їх здійснення.

Згідно з прийнятою концепцією динамічні процеси в технологічній або енергетичній машині посилюються або змінюються при появі дефектів або несправностей. Реєстрація динамічних реакцій виконується за допомогою відповідних вимірювальних засобів. Отже, прийнято вважати [1], що функціонуючий механізм треба розглядати як деякий перетворювач  $A$  параметрів його технічного стану  $r_i$  в параметри динамічних реакцій  $u_i$ ; тобто

$$\{X\} = A\{R\}, \quad (1)$$

де  $\{X\} = \{x_j^{(t)} \dots x_n^{(t)}\}$  - вектор ознак технічного стану в  $n$ -мірному прикметному просторі.

Отже, додаткові витрати енергії стають пропорційними „ $X$ ” і можуть бути визначеними за виразом [1]

$$E = \int_{-\infty}^{\infty} |X(f)|^2 df, \quad (2)$$

де  $E, X, f$  - відповідно повна енергія, амплітуда і частота коливального збудження машини.

Відносно вібраційного стану машин і механізмів потрібно зауважити, що ідеально створена і

налагоджена машина не має джерел коливального збудження, тобто працює без вібрацій. Поява вібрацій засвідчує про появу дефектів, пошкоджень, що змінили технічні параметри машини, що вимагає додаткових витрат енергії на збереження динамічної рівноваги механізмів при виконанні робочого процесу. Рівень допустимої вібрації регламентується світовими і регіональними стандартами, наприклад ISO 10816, 2372, VDI 2056, DIN 45655. Дослідження проведенні в [3] показали, що принципом призначення граничних норм вібрації в основних стандартах є регламентація потужності, що витрачає привід на збудження вібрації механізму, в якому, в наслідок неналежного налагодження, спрацювання, пошкоджень, змінилися параметри балансування, жорсткості, власні частоти резонансу. Отже, досягнення граничного рівня вібрації машини, або робота біля граничних рівнів, свідчить про додаткові витрати енергії приводу (до 15 %) [3].

Цей висновок, при сприйнятті рівня коливального збудження машини, як універсального критерію, що корелюється з величиною додаткових витрат енергії приводу, приводить до простих шляхів зменшення до 15 % енерговитрат, за рахунок організації експлуатації з мінімальними рівнем коливального збудження механізмів. Додатково при такій організації експлуатації вдається скоротити до 25-30 % експлуатаційних витрат в собівартості виробництва [4].

Вибір методів розпізнавання технічного стану контактуючих поверхонь з використанням імовірних ознак діагностичного сигналу.

Задача розпізнавання класів технічних станів, природно, повинна спиратися на добре розроблений апарат теорії розпізнавання образів.

Прийнято для всіх об'єктів діагностичного контролю встановлювати наступні класи станів:  $W(1)$  - початкове (еталонне);  $W(2, \dots, n-1)$  - проміжні;  $W(n)$  - граничне.

Кожний клас станів визначається ознаками  $U_{ij}$ , тобто існує функціональна залежність  $W_i = P(U_1, \dots, U_j)$ .

Значення ознак для класу станів  $W(i)$  визначається з технічної документації для умов параметричної діагностики і в ході навчального експерименту для інтегральної віброакустичної діагностичної інформації.

Ознаки, що використовуються можна розділити на детермінований, імовірні, логічні. До детермінованих відносяться конкретні числові значення параметричної діагностики (температура масла, корпусних деталей, тиск, витрата мастильної рідини і т.ін.). До ймовірних відносяться характеристики випадкових процесів віброактивності об'єктів, що діагностуються. До логічних ознак відносяться ознаки, що не мають якісного вираження. Вони являють собою думки якісного характеру типу наявності або відсутності деяких властивостей.

Алгоритм розпізнавання оцінює міру близькості сукупності ознак до раніше певних класів станів, які зберігаються в пам'яті діагностичної системи. Сукупності поточних діагностичних ознак визначають точку в прикметному просторі  $U_i = (U_{i1}, \dots, U_{in})$ , яка співвідноситься до точки різних класів станів за допомогою загальнозживаних показників відстані в прикметному просторі

$$\text{відстань по Хемінгу} \quad d_{ij} = \sum_{k=1}^n (U_{ik} - U_{jk}), \quad (3)$$

$$\text{Евклідова відстань,} \quad d_{ij} = \left[ \sum_{k=1}^n (U_{ik} - U_{jk})^2 \right]^{1/2} \text{ і т.ін.} \quad (4)$$

Точки в прикметному просторі, які визначають фіксовані технічні стани в умовах експерименту, отримують статистичне усереднення вибірок з  $l$  члена

$$U_i^e = \left\{ 1/l \sum_{k=1}^l U_{k1}, 1/l \sum_{k=1}^l U_{k2}, \dots, 1/l \sum_{k=1}^l U_{kn} \right\}, \quad (5)$$

Розпізнавання технічних станів механізмів повинно супроводжуватися оцінкою точності процедур порівняння і обґрунтування відповідного класу станів.

Для класифікації станів механізмів особливо при використанні імовірних ознак рекомендується використати [3] схожість векторів ознак. Найбільш вжитковою мірою схожості є косинус кута  $\phi_{ij}$  між векторами  $U_i$  і  $U_j$ , який можна представити величиною нормованої функції кореляції

$$R_{ij} = \cos \varphi_{ij} = \frac{\sum_{k=1}^n U_{ik} U_{jk}}{[(\sum_{k=1}^n U_{ik}^2)(\sum_{k=1}^n U_{jk}^2)]^{1/2}} \quad (6)$$

Запропоновану міру схожості зручно використати при зіставленні характеристик часових випадкових процесів, які вміщують значення ознак класів станів, що розпізнаються.

Крім того, при використанні імовірних ознак випадкових величин, як вирішальні правила, застосовують теорему гіпотез або формулу Байєса

$$P(W_i / a_n) = \frac{P(W_i) P_i(U_1^o, \dots, U_n^o)}{\sum_{i=1}^m P(W_i) P_i(U_1^o, \dots, U_n^o)} \quad (7)$$

де  $W_i$  -  $i$  - це розпізнаваний стан;  $U_1 \dots U_n$  - фактичні ознаки стану;  $P(W_i)$  - імовірність розпізнаваного стану.

Вибору віброакустичних діагностичних ознак передують вивчення статистики відмов. Кожному вигляду відмови стає у відповідність ознака стану і міра його кількісного вимірювання.

З метою мінімізації маршруту розпізнавання технічних станів при проведенні досліджень встановлено достатня ефективність критерію "відстані Хемінга", який пройшов масштабні випробування і впроваджений для контролю процесів спрацювання збагачувального обладнання. Перед вибором критерію розпізнавання станів обладнання всі ознаки доцільно розділити на групи залежно від швидкості розвитку дефектів. 1 група - схоплювання контактуючих поверхонь, яке може виявиться як лавиноподібний процес, що приводить до надзвичайно-аварійних ситуацій і тривалих простоїв. Параметри сигналу, що містить інформацію про зародження цих дефектів мають малу енергоємність і вимагають залучення математичного апарату для аналізу миттєвих значень віброакустичних процесів.

Найбільш інформативним у цьому випадку є ексцес процесу. Експериментально встановлено, що значення ексцесу характеризує параметри процесу тертя в підшипнику. Момент тертя нормально працюючого підшипника ковзання має характер стаціонарного коливального процесу, енергія якого передається на корпус підшипника. Сучасні п'єзокристалеві перетворювачі здатні вловлювати коливання малопотужних джерел коливань, до яких відносимо реактивний момент тертя в підшипнику.

Виникнення ознаки задиру спричиняє порушення стаціонарності коливального процесу, що є важливим джерелом діагностичної інформації. Оскільки розвиток задиру має лавиноподібний характер, що приводить до аварійного руйнування (схоплюванню) контактуючих поверхонь, необхідно вибрати параметри діагностичного сигналу, що мають високу чутливість до стаціонарності коливального процесу. Якісні й кількісні зміни у вібросигналі при появі ознак заїдання, що приводить до задиру підшипника і заклиненню вала виявляються в зміні форми щільності імовірності амплітуд вібросигналу і коефіцієнта ексцесу

$$E_k = (\mu_4 / \sigma^4) - 3,$$

де  $\mu$  - центральний момент четвертого порядку.

$$\mu_4 = M\{[X(t) - m(t)]^4\} = \int_{-\infty}^{\infty} [X(t) - m(t)]^4 p(x, t) dx, \quad (8)$$

$$\sigma^2 = \lim \frac{1}{N} \sum \{x_i(t_j - m(t_j))\}^2 \quad (9)$$

Для вузькосмугового сигналу на власній частоті підшипника значення  $E_k$  для нормально працюючого підшипника дорівнює  $-0 \div 0,04$ . Для дефектного стану характерно підвищення коефіцієнта ексцесу на 30...35 дБ.

**Висновки та напрямок подальших досліджень.** Застосування цього методу в експлуатації ускладнене потребою застосування спеціальної апаратури і визначення власних частот механізмів. При проведенні досліджень доведено, що такий ефект діагностування досягається при використанні цифрових методів дослідження спектральної щільності потужності коливальних процесів, які розроблено у [4].

Друга група методів призначена для ідентифікації пошкоджень, які розвиваються повільно. Для таких процесів повністю придатні критерії "відстані Хемінга" за даними засобів акустич-

ного контролю спектральних складових акустичних процесів у поєднанні з статичними параметрами функціонування механізму. У невизначених випадках при застосуванні цього методу граничне значення динамічних діапазонів для класифікації відмов отримане на основі існуючого положення, згідно з яким зміна ознаки на 6 дБ вважається істотною.

#### Список літератури

1. Генкин М.Д, Соловьева А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. - М.: Машиностроение, 1987. -288 с.
2. Барков А.В. Вибрация и вибродиагностика судового электрооборудования. -Л.: Судостроение. 1986, -274 с.
3. Седуш В.Я., Кравченко В.М., Сидоров В.А., Ошовская Е.В. Диагностирование механического оборудования металлургических предприятий. – Донецк: „Юго-Восток, Лтд”, 2004. - 99 с.
4. Княновский Н.В. Новые разделы в теории и практике надежности машин. - Кривой Рог.: Минерал, 1998. - 210 с.

Рукопис подано до редакції 22.03.12

УДК 621.78: 621.78

В.П. НЕЧАЕВ, канд. техн. наук, доц., А.А. РЯЗАНЦЕВ, аспирант  
ГВУЗ «Криворожский национальный университет»

### МОДИФИКАЦИЯ СВОЙСТВ ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ ГОРНЫХ МАШИН ПОСРЕДСТВОМ ПЛАЗМЕННОГО УПРОЧНЕНИЯ

Рассмотрены особенности технологии плазменного упрочнения поверхностей зубьев крупномодульных колес. Обосновано преимущество метода для повышения эксплуатационных показателей деталей горных машин.

**Ключевые слова:** плазмотрон прямого действия, плазменный нагрев, термический цикл, упрочненный слой, эксплуатационные показатели.

**Введение.** В промышленности широкое распространение находят крупногабаритные и крупномодульные зубчатые передачи. Например, шаровые мельницы, предназначенные для измельчения различных руд, угля и другого сырья, оборудуются открытыми зубчатыми передачами, модуль зубьев которых равен  $m=20...34$  мм, ширина зубчатого венца  $b=600...1000$  мм. Они работают в условиях ударно-циклических контактных нагрузок, что вызывает высокие требования к несущей способности зубчатой передачи. Снижение несущей способности определяется такими причинами: разупрочнение зуба у его основания, усталостное выкрашивание контактной поверхности и износ профиля зуба. Повреждение зубчатых колес может также наступать в результате волнистого износа. Это явление вызвано пластическим течением поверхностного слоя вследствие циклического контактирования в режиме скольжение-качение, а также недостаточной твердостью. Ключевыми вопросами при проектировании зубчатых передач является выбор материала и способа его упрочнения.

Учитывая изложенное, проблема продления эксплуатационного ресурса деталей является весьма актуальной в экономическом, в экологическом и ресурсосберегающем аспектах, поскольку их первичное производство и утилизация сопровождаются потреблением сырьевых и энергетических ресурсов, а также техногенным загрязнением окружающей среды.

Перспективным направлением решения этой проблемы представляется упрочняющая термическая обработка рабочей поверхности концентрированным потоком энергии [1]. Образующиеся при скоростном нагреве и охлаждении структуры закалочного типа обладают высокой твердостью, износостойкостью, сопротивлением разрушению.

Широкое промышленное применение большинства известных способов упрочняющей обработки концентрированным потоком энергии (лазерной, электроннолучевой, катодно-ионной и др.) сдерживается высокой стоимостью и сложностью оборудования, недостаточными его надежностью и производительностью, необходимостью использования вакуума, специальных помещений с особыми требованиями, потребностью в квалифицированном обслуживании, высокими эксплуатационными расходами и др. В этих условиях, для продления эксплуатационного ресурса быстроизнашивающихся деталей рациональным по параметрам универсальности, доступности, экологичности и экономической эффективности представляется способ поверх-