УПРАВЛІННЯ РІВНЕМ НАДІЙНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗБІРНИХ РІЗЦІВ ВАЖКИХ ВЕРСТАТІВ

Андронов О. Ю., Кузнецова К. О.

Разработана математическая модель надежности сборного токарного резца для тяжелых токарных станков на основе анализа полумарковских процессов для схемы ненагруженного дублирования с восстановлением. Доказано эксплуатационными испытаниями повышение надежности сборных токарных резцов для тяжелых станков.

Разработаны математические модели для расчета периода стойкости инструмента. Приведен метод расчета суммарного периода стойкости, что дает возможность повысить уровень эксплуатации режущих инструментов для тяжелых станков.

Розроблена математична модель надійності збірного токарного різця для важких токарних верстатів на основі аналізу полумарківських процесів для схеми ненапруженого дублювання з відновленням. Доказано експлуатаційними випробуваннями підвищення надійності збірних токарних різців для важких верстатів.

Розроблені математичні моделі для розрахунку періоду стійкості інструменту. Приведений метод розрахунку сумарного періоду стійкості, що дає можливість підвищити рівень експлуатації ріжучих інструментів для важких верстатів.

On the basis of semi-markov processes analysis for the scheme of not loaded duplication with restoration the mathematical model of modular cutter reliability for heavy lathe are developed. Proved performance tests to improve the modular cutter reliability for heavy machine-tool magnetic-charge processing.

Mathematics models for evaluation of tool life has been developed. Its consider the wear and the distraction of cutting tools. The method of calculation of the summary tool life was worked out. It give possibility to decrease the quantity of using cutting tools for heave lathes.

Андронов О. Ю. канд. техн. наук, доц. ДДМА, aandronov@list.ru

Кузнецова К. О. студентка ДДМА

ДДМА – Донбаська державна машинобудівна академія, м. Краматорськ.

УДК 621.9.02

Андронов О. Ю., Кузнецова К. О.

УПРАВЛІННЯ РІВНЕМ НАДІЙНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЗБІРНИХ РІЗЦІВ ВАЖКИХ ВЕРСТАТІВ

Процес експлуатації різальних інструментів суттєво залежить від імовірнісного характеру різання металів [1], який впливає на підвищення простоїв верстатів за причиною відмов інструментів.

Для пружних систем, у рамках яких розглядається збірний різець, залежність максимальних напруг S від навантаження q у загальному вигляді

$$S = K_C q, \tag{1}$$

де K_C – коефіцієнт, що залежить від розмірів поперечних перерізів інструмента.

Під рівнем надійності будемо розуміти ймовірність того, що максимальна напруга, що виникає під дією навантаження, не перевищить несучої здатності:

$$H=P(R>S), \tag{2}$$

де H – рівень надійності, P – імовірність події, R – несуча здатність, S – діюча максимальна напруга.

Якщо закон розподілу сил різання відомий, то користуючись правилами знаходження закону розподілу функцій випадкового аргументу, можна знайти закон розподілу максимальних напруг, що діють у конструкції різця $f_1(S)$.

$$f_1(S)=\frac{1}{K} f_3\left(\frac{S}{K}\right). \tag{3}$$

Закон розподілу сил різання визначається на основі статистичних даних про роботу твердосплавних різців, який не заперечує закону Релея.

Несуча здатність конструкції різця також випадкова й закон її розподілу $R = f_2(R)$. Закон розподілу напружень від сил різання $q = f_2(q)$ також не заперечує закону Релея, але має інші параметри. Визначення несучої здатності конструкції різця $R = f_2(R)$ здійснювалось на основі результатів лабораторних випробувань різців на «руйнуючу» подачу. Розподіл руйнуючої подачі, яка вважається непрямим показником міцності конструкції [2], дає змогу визначити розподіл напружень, що виникають під дією сил, що відповідають «руйнуючій» подачі. Якщо сили різання мають розподіл, що не заперечує нормальному, а зв'язок сил з напругою мають лінійний характер, то несуча здатність конструкції різця теж характеризується нормальним законом розподілу параметрів.

Потрібно знайти розміри поперечного перерізу конструкції з умови рівності її надійності заданої.

Надійність або ймовірність безвідмовної роботи може бути визначена:

$$H = \int_{-\infty}^{\infty} f_2(R)\left[\int_{-\infty}^{\infty} f_1(S)dS\right]dR \tag{4}$$

або

$$H = \int_{-\infty}^{\infty} f_1(S)\left[\int_{S}^{\infty} f_2(R)dR\right]dS \tag{5}$$

Підставляючи відомі $f_1(S)$ й $f_2(R)$ в (4) або (5), інтегруючи з урахуванням заданого рівня надійності $H_{зад}$, одержимо вираження для визначення K_C:

$$K_C=\varphi(a_1, a_2,..., a_n, H_{зад}),$$

де $a_1, a_2,..., a_n$ – відомі заздалегідь параметри законів розподілу навантаження й несучої здатності.

Знаючи K_C, можливо знайти розміри поперечного перерізу держака інструмента або різальної пластини.

При обточуванні деталей спостерігається дія великого числа випадкових факторів, підкоряються різним законам розподілу. Встановлено, що навантаження розподіляється за законом Релея:

$$f_3(q) = \frac{q}{a^2} e^{\left[-\frac{q^2}{2a^2}\right]}, \tag{6}$$

де a, q – параметри закону розподілу Релея, а несуча здатність за нормальним законом:

$$f(R) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\,\sigma_R} e^{\left[-\frac{(R-m_R)^2}{2\sigma_R^2}\right]}, \tag{7}$$

де m_R, σ_R – параметри закону нормального розподілу.

Відповідно до (4) і (5) рівень надійності конструкції визначається:

$$H = \int_{-\infty}^{\infty} f_3(q)\left[\int_{-\infty}^{R} f_1(S)dS\right]dR = \int_{-\infty}^{\infty} f_2(R)F_1(R)dR. \tag{7}$$

Підставляючи (5) і (6) в (7) одержимо:

$$H = 1 - \frac{1}{\sqrt{1+\frac{\pi\sigma_R^2}{2K^2m_q^2}}} e^{\left(-\frac{1}{\frac{4K^2m_q^2}{\pi m_R^2}+\frac{\sigma_R}{m_R}}\right)}. \tag{9}$$

Після перетворень це вираження стає наступного виду:

$$(1-H)^2\left(1+\frac{\pi m_R^2\left(\frac{\sigma_R}{m_R}\right)^2}{2K^2m_q^2}\right) = e^{\left(-\frac{1}{\frac{4K^2m_q^2}{\pi m_R^2}+\frac{\sigma_R}{m_R}}\right)}. \tag{10}$$

При малій мінливості σ_R/m_R отримаємо для визначення K_h наближену залежність

$$K_h = \frac{m_R}{2m_q}\sqrt{-\frac{\pi}{\ln(1-H)}}. \tag{11}$$

Для визначення товщини пластини для середніх значень параметрів (рівень надійності 0,5) розроблені тривимірні моделі токарних різців в пакеті. Досліджувались типові схеми кріплення пластин, які найбільш частіше використовуються на сучасних машинобудівних підприємствах.

Для закону розподілу навантаження Релея проведені розрахунки товщини різального елементу при різних видах виникаючих напружень при попередньому обточуванні деталей на важких верстатах (рис. 1).

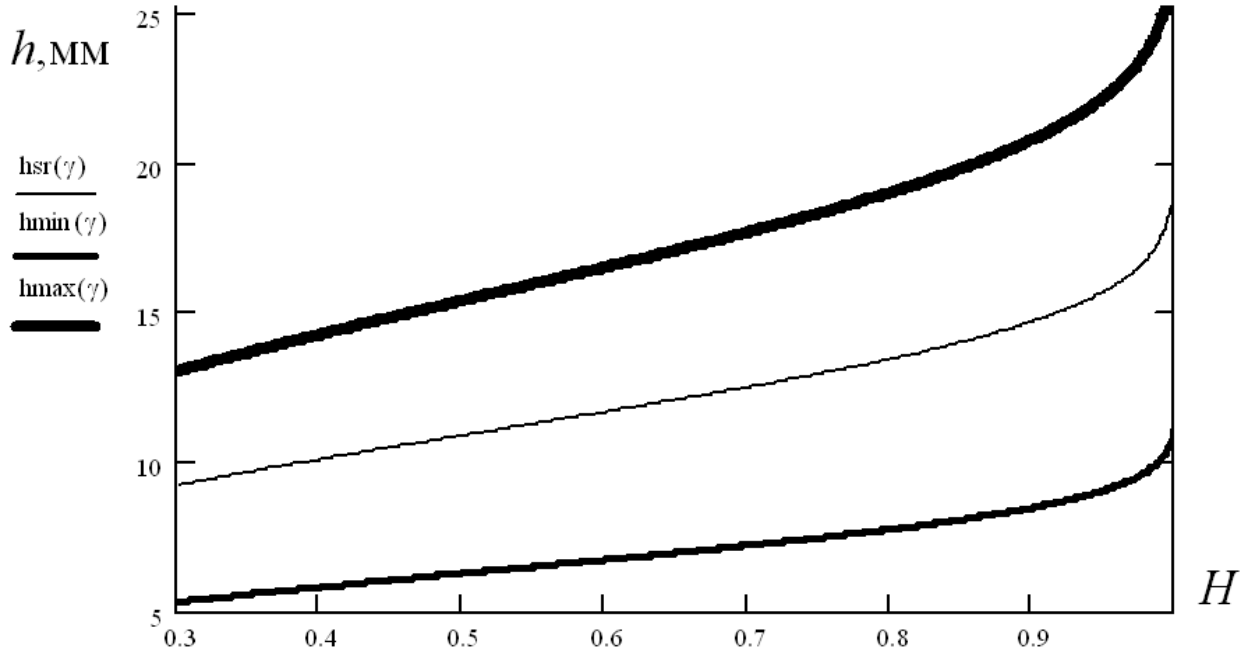

Рис. 1. Залежність товщини різального елементу *h* від рівня надійності *H*

На основі статистичних і теоретичних досліджень імовірнісного характеру властивостей різального інструменту і параметру розподілу навантажень на нього здобуті кількісні залежності між параметрами розсіювання властивостей і товщини різальної пластини збірного різця.

Метою роботи є підвищення ефективності експлуатації збірних різців для обробки на важких токарних верстатах за рахунок підвищення надійності різальних інструментів та визначення раціонних регламентів їх експлуатації.

Побудуємо полумарківську модель для схеми ненапруженого дублювання з відновленням, яка містить резервний елемент ізольований від навантажень і не втрачає своїх властивостей надійності; елементи системи неоднакові, мають різні показники надійності; часи безвідмовної роботи елементів і часи відновлення, розподілені за деякими законами функції, що відповідають, розподілу позначаються для часів безвідмовної роботи $F_1^{(i)}(t)$ і для часів відновлення $F_0^{(i)}(t)$.

Безліч станів системи E в відповідності з наявним поняттям відмови розбивається на дві підмножини:

$$E = E_1 \cup E_0 , E_1 \cap E_0 ,$$

де E_1 – інтерпретується як безліч працездатних станів системи; E_0 – безліч непрацездатних станів.

Введемо стани системи: 1 – перший елемент працездатний і включений до роботи, другий працездатний і перебуває в резерві (початковий стан системи); 2 – перший елемент працює; 3 – другий елемент працює; 4х – часткове відновлення (поворот пластини), 5х – повне відновлення (заміна пластини), з початку відновлення початкового моменту перебування в стані пройшов час *x*.

Безліч станів E в цьому випадку можна представити у вигляді $E = \{1, 2, 3\} \cup \{4, 5\} \times R_+$, де $R_+ = \{x : x \geq 0\}$ – безліч невід'ємних дійсних чисел.

Середній час перебування в станах дорівнюють:

$$m_1 = \int_0^\infty \overline{F}_1^{(1)}(t)dt,\ \ m_2 = \int_0^\infty \overline{F}_1^{(1)}(t)dt,\ \ m_3 = \int_0^\infty \overline{F}_1^{(2)}(t)dt,$$

$$m(4x) = \frac{\int_0^\infty \overline{F}_0^{(2)}(t+x)dt}{\overline{F}_0^{(2)}(x)},\ \ m(5x) = \frac{\int_0^\infty \overline{F}_0^{(1)}(t+x)dt}{\overline{F}_0^{(1)}(x)}.$$

Коефіцієнт готовності

$$K_\Gamma = \left(1 + \frac{\sum_{n=0}^{\infty}(-1)^n \frac{(1/t_1)^{nb_1+1}}{a_1^{nb_1}(nb_1+1)n!} + \sum_{n=0}^{\infty}(-1)^n \frac{(1/t_2)^{nb_2+1}}{a_2^{nb_2}(nb_2+1)n!}}{t_4 e^{-(0,3t_4)}\int_0^\infty t_4 e^{-(0,3t_4)}dx + t_5 e^{-(0,3t_{B5})}\int_0^\infty t_5 e^{-(0,3t_5)}(x)dx} \right)^{-1}.$$

Залежність можна використовувати для розподілу заданого рівня надійності всього токарного різця даної конструкції між його елементами, маючи апріорну інформацію про інтенсивність їх відновлення. Якщо ж необхідно сконструювати різець для даних умов обробки (тобто с заданою інтенсивністю відновлення), то для одержання заданого рівня надійності необхідно вибрати такі конструктивні розв'язки, які дозволять забезпечити певні цієї залежністю показники ремонтопридатності.

Затрати на експлуатацію різального інструменту в функції часу мають тенденції до зростання, бо старіння окремих елементів машини призводить до необхідності вкладати деталі більші кошти для відновлення втрачених властивостей.

При встановленні оптимального (з економічних позицій) рівня надійності різального інструменту слід мати на увазі, що вимоги безвідмовності двояко пов'язані із затратами на виготовлення та експлуатацію. При вимогах до безвідмовності роботи різального інструменту потрібні підвищені затрати на його виготовлення.

Якщо виразити сумарні затрати на виготовлення *Ав* та експлуатацію різального інструменту *Ае* у функції ймовірності безвідмовної роботи періоду, то мінімум цієї функції визначить економічно доцільний рівень безвідмовності різального інструменту. При більшому впливі безвідмовності на експлуатаційні затрати оптимальне значення рівня надійності зсуватиметься в бік вищих значень цих затрат.

Мінімум функції сумарних затрат визначає економічно доцільний рівень надійності різальних інструментів за критерієм видатку, який складає 78 %.

Для визначення доцільного рівня надійності за критерієм приведених затрат розрахуємо частинну двійну похідну наведених витрат, яка визначає прискорення зміни затрат в залежності від рівня надійності інструмента:

$$\partial A_{пер} / \partial \gamma = 0.$$

Змінна частина собівартості обробки однієї деталі, що залежить від витрат, які пов'язані з інструментом, змінними режимами різання, визначається рівнянням:

$$A_{пер} = t_0 E + \frac{t_{CM} E_T}{z_T} + \frac{\frac{A_u}{K} + A_z}{z_T},$$

де t_0 – основний час обробки однієї деталі, хв.; E – вартість станко-хвилини, грн./хв.; E_T – сумарні витрати, пов'язані із простоями під час зміни інструмента, грн./хв.; t_{CM} – час зміни й настроювання інструмента, хв.; Au, Az – вартість інструмента й заточення відповідно, грн.; K – число періодів стійкості.

$$\frac{\partial^2 A_{пер}}{(\partial\gamma)^2}=\frac{C_t}{T_e v_\gamma\left(\dfrac{T_m-T_e}{T_e}\right)^{1/\mu}}\left(\left(a_{нал}t_{смпл}-C_2+\left(\frac{A_u}{K_1}+A_{z1}\right)-x4\right)\left(\frac{T_m}{(-\ln\gamma)^{1/b}}-a\right)^{1/\mu}-\right.$$

$$\left.-\left(ET_e+\gamma\left(a_{нал}t_{смпл}-C_2+\left(\frac{A_u}{K_1}+A_{z1}\right)-\frac{A_u}{K_2}+A_{z2}\right)+(E+a_{нал})t_{смпл}\right)\frac{T_m\left(\dfrac{T_m}{(-\ln\gamma)^{1/b}}-a\right)^{1/\mu}}{b\mu\gamma\ln\lambda(-\ln\gamma)^{1/b}\left(\dfrac{T_m}{(-\ln\gamma)^{1/b}}-a\right)}=0.\right.$$

Аналізуючи залежності визначених параметрів від рівня надійності можливо зробити висновок про те, що мінімальне раціональне значення дорівнює близько 0,8 (80 %), після якого стрімко зростають показники видатку та перемінної собівартості, а мінімальне значення мінімуму, що забезпечує доцільний рівень надійності різального інструменту за критерієм приведених затрат дорівнює 0,64.

Одним з найбільш перспективних шляхів підвищення ефективності при створені різального інструменту, в особливості з твердих сплавів, є використання сучасних методів зміцнення, таких як магнітоімпульсна обробка (МІО), спрямованих на формування оптимальних властивостей інструментальних матеріалів: твердості, мікроструктури, а також їх експлуатаційних характеристик.

ВИСНОВКИ

Розроблено математичну модель надійності збірного різця з використанням теорії полумарківських ланцюгів у вигляді залежності коефіцієнту готовності різця як системи від параметрів законів розподілу періодів стійкості та відновлення. Здобуто математичну модель прискорення зміни приведених витрат, мінімум яких відповідає раціональному рівня надійності різальної пластини з урахуванням їх витрати. Доведено, що раціональний рівень надійності збірного різця в цілому складає в середньому 0,6.

Запропонований метод розрахунку видатку інструменту дозволяє враховувати його імовірність руйнування та фактичний рівень експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Надійність процесу експлуатації різального інструменту на важких верстатах / Г. П. Клименко, Я. В. Васильченко, О. Ю. Андронов, М. А. Ткаченко – Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць. – Краматорськ-Київ : ДДМА, 2004. – Вип. 15. – С. 46–51.

2. Клименко Г. П. Определение нормативного расхода режущего инструмента для тяжелых токарных станков / Г. П. Клименко – Резание и инструмент в технологических системах. Межд. научн.-техн.сборник. – Харьков : ХГПУ, 1998. – Вып. 52. – С. 99–104.

3. Клименко Г. П. Определение периода стойкости инструмента для тяжелых токарных станков / Резание и инструмент в технологических системах / Г. П. Клименко – Межд. научн.-техн. сборник. – Харьков : ХГПУ, 1999. – Вып. 53. – С. 75–79.

4. Клименко Г. П. Повышение надежности технологической системы при механообработке труднообрабатываемых материалов на тяжелых токарных станках / Г. П. Клименко, Н. С. Равская, А. Ю. Андронов – Вестник двигателестроения : научно-техн. журнал. – Запорожье : ЗНТУ, 2009. – Вып. № 2 (21). – С. 116-119.

5. Бобров В. И. Надежность технических систем. Уч. пособие. / В. И. Бобров – Москва : МГУП, 2004. – 236 с.

Стаття надійшла до редакції 16.04.2014 р.