

УДК 621.822.681.2:369.64

DOI 10.36910/6775-2313-5352-2021-19-14

Марчук В.І. д.т.н. проф., Марчук І.В., к.т.н., доц., Карпюк В.О., Грисюк О.А.

Луцький національний технічний університет, м. Луцьк, Україна

ПРО ВПЛИВ ВІБРОАКУСТИЧНИХ КОЛИВАНЬ В ПРОЦЕСІ ШЛІФУВАННЯ НА ПОКАЗНИКИ ЯКОСТІ ШЛІФОВАНИХ ПОВЕРХОНЬ

У роботі розглядається можливість визначення раціонального режиму шліфування поверхонь кілець підшипників кочення на основі вимірювання віброакустичних коливань динамічної системи. Представлено структурну схему динамічної системи шліфувального верстата при шліфуванні кілець підшипників. Визначається запас стійкості динамічної системи верстатів за показником коливання або критерієм Михайлова. На основі опрацювання результатів віброакустичних коливань встановлений зв'язок між запасом стійкості (за показником коливання) та зношуванням круга. Використовується критерій Гурвіца з метою оцінки стійкості динамічної системи п'ятого порядку та виявлення зміни запасу стійкості у міру зносу круга. Побудовано передатну функцію динамічної системи шліфувального верстата для обробки кілець підшипників, на основі аналізу якої показано, що запас стійкості динамічної системи може слугувати чисельною оцінкою динамічної якості верстата. Експериментально встановлений зв'язок запасу стійкості зі зносом круга при обробці кілець підшипників. Проведено порівняння верстатів по динамічній якості.

Ключові слова: шліфувальний верстат, динамічна система, віброакустичні коливання, передатна функція, критерій Гурвіца, автокореляційна функція, подача круга, зношування круга, запас стійкості.

Постановка проблеми. Підвищення вимог до якості обробки деталей у машино та приладобудуванні, застосування нових оброблюваних та інструментальних матеріалів зумовило необхідність зниження значень макро та мікрогеометричних параметрів точності та стабільності фізико-механічних характеристик поверхневого шару деталей, що визначило доцільність урахування динамічних процесів у автоматизованих верстатах при переривчастому шліфуванні. [1].

Динамічна якість верстатів є важливим чинником, що впливає на точність обробки високоточних деталей. В умовах експлуатації його оцінка здійснюється на основі вимірювання віброакустичних (ВА) коливань основних формоутворювальних вузлів. Подальша обробка ВА коливань забезпечує одержання спектральних, кореляційних та інших функцій, на основі яких формується оцінка динамічної якості верстата. З точки зору оцінки динамічного стану верстата при різанні можливий вимір спектра коливань у процесі обробки шляхом статистичного аналізу, проте в цьому випадку важко дати фізичне обґрунтування змін динаміки верстата. У цьому сенсі більш доцільним є визначення запасу стійкості динамічної системи (ДС). Запас стійкості ДС змінюється при варіюванні значення параметрів режиму різання, наприклад подачею шліфувального круга, або зниження його ріжучих властивостей при зносі.

Динамічна якість верстата є його важливою характеристикою з точки зору забезпечення якості шліфувального оброблення деталей підшипників. На круглошліфувальних верстатах для обробки кілець підшипників ефективно вимірювати віброшвидкість на частоті обертання круга та заготовки, що дозволяє виявити дисбаланс шпинделів. Для оцінки впливу віброакустичних (ВА) коливань на геометричні параметри точності деталей доцільно вимірювати вібропереміщення. Для оцінки динамічної якості шліфування доцільно використовувати запас стійкості ДС [2, 3, 4].

Основне завдання та одержані результати роботи. Динамічні процеси відіграють важливу роль в автоматизованих шліфувальних верстатах для обробки деталей класу тіла обертання [2]. Для теоретичного обґрунтування застосування на практиці поняття «запас стійкості ДС» доцільно побудувати модель ДС. Математична модель динамічної системи при врізному шліфуванні відображає взаємозв'язок регулюючих впливів і сил різання, параметрів пружної системи верстата і зношування абразивного круга, що впливають на динамічні характеристики процесу шліфування і, відповідно, на якість обробки деталей підшипників. [3, 7].

У роботі [8] для спрощеної моделі теоретично показано, що ДС по мірі зношування круга переходить із стійкого стану в нестійкий, отже, запас стійкості може бути критерієм вибору

режиму шліфування з найбільшою ефективністю. При цьому передбачається, що протягом часу обробки однієї деталі (1...3 хв) параметри ДС не змінюють своїх значень, тобто система лінеаризована, хоча загалом ДС верстата є нелінійною [3]. У цьому випадку для кожного обробленого кільця існуватиме передатна функція ДС, але від кільця до кільця значення її коефіцієнтів будуть змінюватися, і, отже, змінюватиметься запас стійкості ДС. Розглянемо структурну схему ДС шліфувального верстата під час шліфування кілець підшипників (рис. 1), що враховує знос круга. [8, 9, 14]

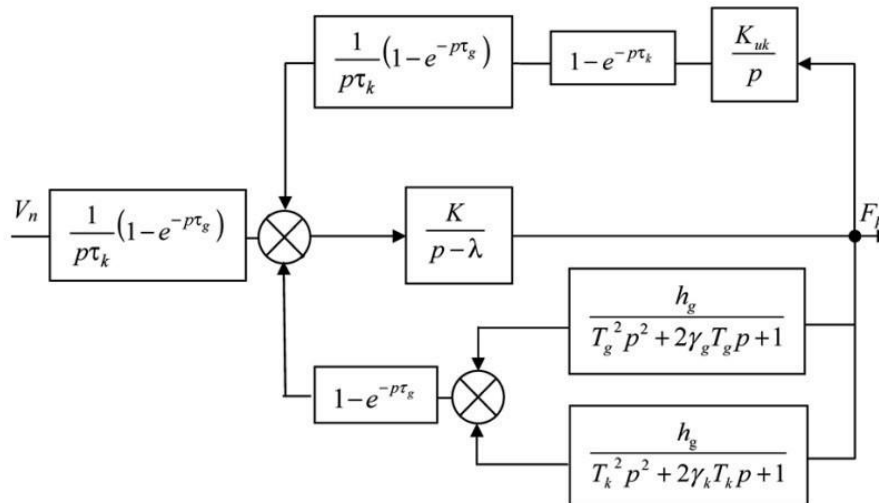


Рис. 1. Структурна схема динамічної системи верстата при шліфуванні з урахуванням зносу круга та зміни його ріжучої здатності

У цьому випадку передатна функція ДС, що дорівнює відношенню зображень за Лапласом сили різання та подачі круга, має вигляд:

$$W(p) = \frac{K}{(p-\lambda)} (1-e^{-p\tau_g}) \cdot \left(1 + \frac{K-1-e^{-p\tau_g}}{(p-\lambda)} \left[\left(\frac{h_g}{T_g^2 p^2 + 2\gamma_g T_g p + 1} + \frac{h_k}{T_k^2 p^2 + 2\gamma_k T_k p + 1} \right) p + \frac{K_{uk}}{p\tau_k} (1-e^{-p\tau_k}) \right] \right)^{-1} \text{ (мм/с)}$$

На рис. 1 та у формулі (1) введені такі позначення: V_n – подача круга; τ_g, τ_k – час обороту деталі та круга відповідно; K_{uk} – коефіцієнт зносу круга; λ – коефіцієнт зміни ріжучої здатності круга; T_k, T_g – постійні часу круга та деталі; γ_k, γ_g – коефіцієнти демпфування шпиндельних вузлах (ШВ) круга та ШВ деталі, F_p – сила різання, h_k, h_g – податливість ШВ круга та ШВ деталі.

Після алгебраїчних перетворень (з урахуванням розкладання експонент у ряд $e^{-p\tau_g} = 1 - p\tau_g, e^{-p\tau_k} = 1 - p\tau_k$ маємо:

– чисельник В(р) у формулі (1) дорівнює

$$B(p) = k\tau_g (T_g^2 p^2 + 2\gamma_g T_g p + 1)(T_k^2 p^2 + 2\gamma_k T_k p + 1); \quad (2)$$

– знаменник А(р) у формулі (1) дорівнює

$$A(p) = (p + K\tau_g K_{uk} - \lambda) \cdot (T_k^2 T_g^2 p^4 + 2\gamma_g T_k T_g^2 p^3 + T_g^2 p^2 + 2\gamma_g T_g T_g^2 p^3 + 4\gamma_g T_k T_g^2 p^2 + 2\gamma_k T_k T_g^2 p + 1) + (K\tau_g h_g T_k^2 p^3 + 2K\tau_g h_g T_k^2 p^2 + 2K\tau_g h_g p^2 + K\tau_g h_k T_g^2 p^3 + 2K\tau_g h_k T_g p^2 + 2K\tau_g h_k p)$$

(3)

Для оцінки стійкості ДС та виявлення зміни запасу стійкості у міру зношування круга необхідно застосувати критерій Гурвіца [10] до характеристичного рівняння системи

$$A(p) = 0. \quad (4)$$

Виконавши алгебраїчні перетворення у формулі (3), отримаємо вираз (4) як рівняння п'ятого порядку:

$$a_5 p^5 + a_4 p^4 + a_3 p^3 + a_2 p^2 + a_1 p + a_0 = 0, \quad (5)$$

де

$$a_0 = K\tau_g K_{uk} - \lambda;$$

$$a_1 = 1 + (K\tau_g K_{uk} - \lambda)(2\gamma_g T_g + 2\lambda_k T_k + K\tau_g h_g + K\tau_s h_k);$$

$$a_2 = (2\gamma_g T_g + 2\lambda_k T_k + K\tau_g K_{uk} h_g + K\tau_s h_k) + (K\tau_g K_{uk} - \lambda)(T_g^2 + T_k^2 + 4\gamma_g \gamma_k T_g T_k + 2K\tau_g h_g \gamma_k T_k + 2K\tau_s h_g \gamma_g T_g);$$

$$a_3 = (T_g^2 + T_k^2 + 4\gamma_g \gamma_k T_g T_k + 2K\tau_g h_g h_k T_k + 2K\tau_s h_g \gamma_g T_g) \cdot (K\tau_g K_{uk} - \lambda)(2\gamma_k T_k T_g^2 + 2\gamma_g T_s T_k^2 + K\tau_g h_g T_k^2 + K\tau_s h_k T_g^2);$$

$$a_4 = (2\gamma_k T_k T_g^2 + K\tau_g h_g T_k^2 + K\tau_s h_k T_g^2)(K\tau_s K_{uk} - \lambda) T_k^2 T_g^2, a_5 = T_k^2 T_g^2.$$

Необхідні та достатні умови стійкості для системи з характеристичним рівнянням п'ятого порядку за критерієм Гурвіца [6]:

1) коефіцієнти рівняння (2) більші нуля:

$$a_i > 0, i = \overline{0,5};$$

2) визначник другого порядку більший за нуль:

$$\Delta_2 = a_4 a_3 - a_5 a_2 > 0;$$

3) визначник четвертого порядку більший за нуль:

$$\Delta_4 = (a_4 a_3 - a_5 a_2)(a_2 a_{13} - a_3 a_0) - (a_4 a_{13} - a_5 a_2)^2 > 0.$$

Скориставшись значеннями коефіцієнтів, що входять до коефіцієнтів характеристичного рівняння a_i , які наведені в роботах [3, 7], можна показати, що всі три умови стійкості ДС виконуються у початковий момент часу. В міру зносу абразивного круга при шліфуванні, коли припуски, що знімаються, незначні (не більше 100 мкм), коефіцієнт K_{uk} згідно з дослідженнями Г. Б. Лур'є [11] досить тривалий час зберігає своє значення, а потім швидко падає практично до нуля. В такому випадку коефіцієнт a_0 змінює свій знак на негативний, тобто, ДС переходить у нестійкий стан. Зазначене супроводжується зниженням запасу стійкості ДС, що оцінюється на основі вимірювання ВА коливань при шліфуванні [2].

Отже, аналітично доведено, що запас стійкості ДС шліфувального верстата є критерієм оцінки його динамічного стану.

На практиці запас стійкості обчислюється з передавальної функції замкнутої станції ДС $W_3(p)$, яка визначається внаслідок спеціальної математичної обробки віброакустичних коливань при різанні, на основі якої встановлюється аналітичний вид автокореляційної функції (АКФ) $K(\tau)$. Далі використовується відомий вираз, отриманий В. А. Складяревичем [12]:

$$K(p) + K(-p) = W_3(p)W_3(-p), \quad (6)$$

де $K(p)$ – відображення по Лапласу АФК $K(\tau)$ за умови, що на вхід пружної системи подається сигнал типу «білий шум», якості якого розглядається стохастична компонента сили різання [2, 5].

Оцінку запасу стійкості замкнутої ДС шліфувального верстата для обробки кілець підшипників можна виконати на основі застосування критерію стійкості Михайлова [13] шляхом обчислення мінімальної відстані від кривої Михайлова до початку координат на комплексній площині $(ReM(j\omega), ImM(j\omega), de M(j\omega))$ – характеристичний багаточлен передавальної функції $W_3(j\omega)$; $ReM(j\omega), ImM(j\omega)$ – дійсна та уявна частини $M(j\omega)$. Так, наприклад, отриманий з ідентифікованої за експериментальними даними передавальної функції для внутрішньо шліфувального верстата SIW-4 багаточлен Михайлова має вигляд [2]:

$$M(j\omega) = [(j\omega + \alpha)^2(\omega_0 + \Omega)^2][(j\omega + \alpha)^2(\omega_0 + \Omega)^2], \quad (7)$$

де ω_0 – основна (несуча) частота коливань АКФ, що представляє собою затихаючу косинусоїду; α – коефіцієнт затухання реальної АКФ; Ω – частота огинаючої АКФ. Результати експериментів на верстаті SIW-4 показали [2], що зі збільшенням подачі круга від 0,2 до 0,6 мм/хв. запас стійкості ДС різко зменшується при подачі 0,6 мм/хв, що супроводжується зростанням рівня ВА коливань, зниженням якості шліфувальної поверхні нижче за допустиме

значення. За запасом стійкості ДС було рекомендовано подачу 0,5 мм/хв, яка перевищує на 25 % значення подачі, що застосовується у виробництві.

Для оцінки зміни запасу стійкості ДС у міру зношування круга проведено експеримент на круглошліфувальному верстаті SWaAGL-50, що полягає в послідовній обробці кілець підшипників зі збільшеним інтервалом часу між правками круга. У виробничих умовах правка передбачена через 5 кілець. В експерименті обробка здійснюється до того моменту, коли стан поверхневого шару доріжки кочення кілець суттєво погіршився. Як показник якості шліфування використовувалася неоднорідність структури поверхневого шару. Оцінка здійснювалася вихрострумовим методом за допомогою автоматизованого приладу ПВК-К2М у балах (5 балів – відмінний стан, 2 бали – брак) [2]. Запас стійкості оцінювався в умовних одиницях за критерієм Михайлова.

Обчислення запасу стійкості при обробці кілець показало (рис. 2), що рівень ВА коливань і запас стійкості майже не змінювалися з 1-го по 10-е кільце, а починаючи з 12-го кільця підвищився рівень ВА коливань і різко знизився запас стійкості, що корелює із показником якості шліфування.

З даної інформації випливає, що правку круга можна здійснювати не через 5 кілець, як прийнято за технологічним циклом, а через 10 кілець, що підвищує продуктивність за збереження якості поверхневого шару і економить алмазний правлячий інструмент.

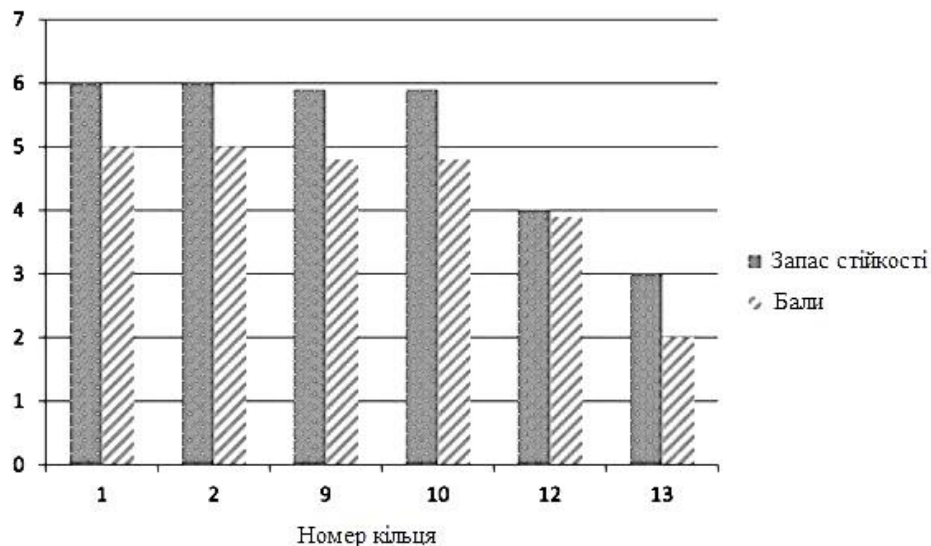


Рис. 2. Залежність запасу стійкості та якості поверхні від режиму правки

З практичної точки зору зручнішим для автоматизації оцінки запасу стійкості ДС є обчислення показника коливання. Заміною $P = j\omega$ можна отримати з $W_3(p)$ частотну функцію $W_3(j\omega)$, після чого з неї визначається амплітудно-частотна характеристика $A(\omega)$ (АЧХ), на базі якої за показником коливання M_{max} оцінюється запас стійкості замкнутої ДС [13, 15]:

$$M_{max} = \frac{[A(\omega)]_{max}}{A(0)}, \quad (8)$$

де $[A(\omega)]_{max}$ – максимальне значення АЧХ, $A(0)$ – значення АЧХ при $\omega = 0$.

При меншому значенні показника коливання ДС має більший запас стійкості (для детермінованих систем значення показника коливання, що відповідає найбільшому запасу стійкості, має бути в межах 1,1...1,5).

Для встановлення зв'язку точності обробки на круглошліфувальних верстатах SWaAGL-50 із запасом стійкості динамічної системи виконано вимірювання хвилястості доріжок кочення кілець підшипників та ВА коливань при обробці. На верстатах шліфувалися доріжки кочення кілець зі сталі ШХ-15 приблизно одного типорозміру, кругом одного і того ж матеріалу і з однаковими значеннями параметрів технологічного режиму. Порівняльний аналіз показав (рис. 3), що є взаємозв'язок точності обробки із запасом стійкості ДС, а верстат № 4, що має

найбільший запас стійкості (показник коливальності M має найменше значення), забезпечує більш високу геометричну точність поверхні кілець кочення.

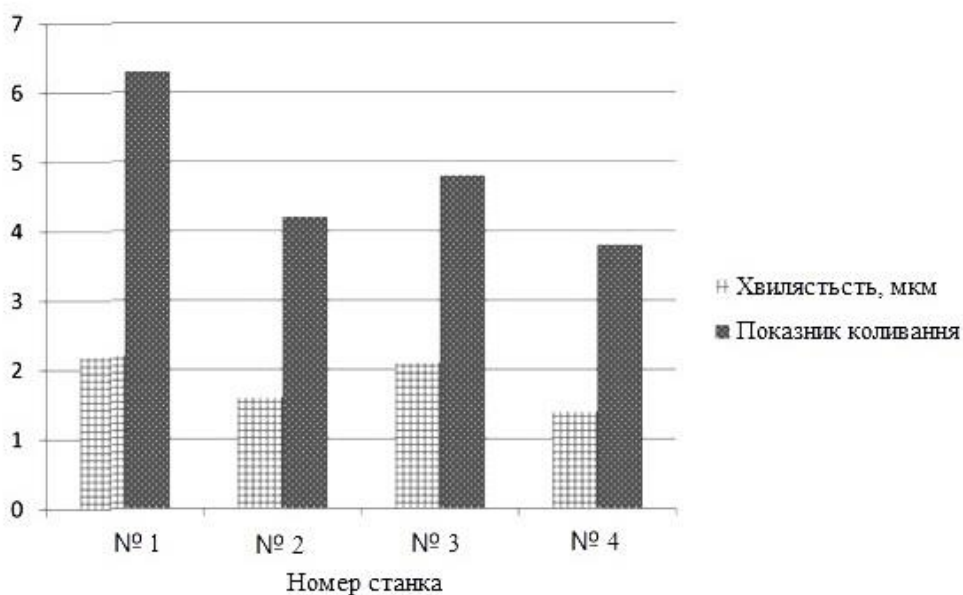


Рис. 3. Значення хвилястості (B) доріжок кочення кілець підшипників та показник коливання (M) верстатів SWaAGL-50

Висновок. Теоретично та експериментально підтверджено, що запас стійкості ДС шліфувального верстата може бути оцінкою його динамічної якості, що узгоджується з положеннями, розглянутими раніше В. А. Кудиновим [3]. За умови зіставлення якості шліфованої поверхні із запасом стійкості ДС у виробничих умовах призначається момент правки круга або доцільний режим обробки з точки зору найбільшої ефективності. Експериментально встановлено, що період між правками круга при шліфуванні кілець підшипників може бути збільшений до 2 разів. Крім того, однотипні верстати можна порівняти за запасом стійкості та визначити верстат з найбільш високою динамічною якістю та, відповідно, з більш високою якістю шліфування.

Інформаційні джерела

1. Аршанский, М. М. Вибродиагностика и управление точностью обработки на металлорежущих станках / М. М. Аршанский, В. П. Щербаков. – М. Машиностроение, 1988. – 124с.
2. Игнатьев, А. А. Стохастические методы идентификации в динамике станков / А. А. Игнатьев, В. А. Каракозова, С. А. Игнатьев. – Саратов : Изд-во СГТУ, 2013. – 124 с.
3. Кудинов, В. А. Динамика станков / В. А. Кудинов. – М. : Машиностроение, 1967. – 360 с.
4. Добрынин, С. А. Методы автоматизированного исследования вибрации машин : справочник / С. А. Добрынин, М. С. Фельдман, Г. И. Фирсов. – М. : Машиностроение, 1987. – 224 с.
5. Игнатьев, А. А. Идентификация в динамике станков с использованием стохастических методов / А. А. Игнатьев, В. В. Коновалов, С. А. Игнатьев. – Саратов : Изд-во СГТУ, 2014. – 92 с.
6. Самойлова, Е. М. Моделирование динамической системы автоматизированного токарного модуля при разработке экспертной системы / Е. М. Самойлова, А. А. Игнатьев // Модели, системы, сети в экономике, технике, природе и обществе. – 2016. – № 2 (18). – С. 268–277.
7. Марчук В.І., Гринюк С.В., Марчук І.В., Сачковська Л.О. Динамічна модель процесу шліфування переривчастими кругами // Збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади». - Луцьк: Луцький НТУ, 2020. - №16. - С.33-37. DOI: <https://doi.org/10.36910/6775-2313-5352-2020-16-5>

8. Marchuk V.I., Marchuk I.V., Dzhuguryan T.G., Grinyuk S.V., Karpyuk V.O. On the influence of operating characteristics of grinded wheels on the quality indicators of grinded parts //

Збірник наукових праць «Перспективні технології та прилади». - Луцьк: Луцький НТУ, 2020. - №17. - С.86-92. DOI: <https://doi.org/10.36910/6775-2313-5352-2020-17-13>

9. Джугурян Т.Г. Марчук І.В. Технологічне забезпечення точності та якості поверхонь обертання в підшипниковому виробництві/ «Перспективні технології та прилади». Збірник наукових праць. – Луцьк: ЛНТУ, 2017. – Випуск №12(1). - С. 111-119.

10. V. Marchuk, D.Sc., T. Dzhuguryan, D.Sc., I. Marchuk, Ph.D, L. Sachkovska. The effect of temperature on the grinding surface quality ring roller. Promising technologies and devices №15 2019, Lutsk NTU. Pp. 58-62 DOI: <https://doi.org/10.36910/6775-2313-5352-2019-15-8>

11. Dzhuguryan T.G., Marchuk V.I., Marchuk I.V. Calculation oscillations of various elements of the elastic system of the center-free grinding machine SASL 5AD. Promising technologies and devices №16, 2020, Lutsk NTU - Articles 160-166 DOI: <https://doi.org/10.36910/6775-2313-5352-2020-16-23>

Marchuk V., Marchuk I., Karpyuk V.O., Grisyuk O.A.

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

ON THE INFLUENCE OF VIBROACOUSTIC OSCILLATIONS IN THE GRINDING PROCESS ON THE QUALITY INDICATORS OF GRINDED SURFACES

The paper considers the possibility of determining the rational mode of grinding the surfaces of rolling bearing rings based on the measurement of vibroacoustic oscillations of the dynamic system. The block diagram of the dynamic system of the grinding machine for grinding bearing rings is presented. The margin of stability of the dynamic system of machines is determined by the oscillation index or Mikhailov criterion. Based on the processing of the results of vibroacoustic oscillations, the connection between the stability margin (according to the oscillation index) and the wear of the wheel is established. The Hurwitz test is used to assess the stability of a fifth-order dynamic system and to detect changes in the stability margin as the wheel wears. The transfer function of the dynamic system of the grinding machine for machining bearing rings is constructed, based on the analysis of which it is shown that the stability margin of the dynamic system can serve as a numerical assessment of the dynamic quality of the machine. The connection between the margin of safety and wheel wear during machining of bearing rings has been experimentally established. The comparison of machines on dynamic quality is carried out.

Key words: grinding machines, dynamic system, vibro-acoustic oscillations, transfer function, Hurwitz criterion, autocorrelation function, supply range, wear circle, stability margin.