

Вибрационная диагностика гарнитуры ножевых размалывающих машин

С.Н. Вихарев

Уральский государственный лесотехнический университет, Сибирский Тракт, 37, Екатеринбург, Россия
cbp200558@mail.ru

<https://orcid.org/0000-0002-7945-8027>.

Статья поступила 10.08.2021, принята 12.09.2021

Предметом исследования является диагностика технического состояния ножевой гарнитуры размалывающих машин. Техническая диагностика гарнитуры мельниц складывается из определения стабильности межножевого зазора и степени износа гарнитуры. Исследованы динамические воздействия ножей гарнитуры на размалываемый полуфабрикат. Импульсы давления, которые возникают при перекрещивании ножей — основной источник вибрации гарнитуры. Показано влияние на спектр высокочастотной вибрации статора геометрических характеристик гарнитуры. Амплитуда высокочастотной вибрации гарнитуры увеличивается от центра к периферии ножевого диска. Получена формула для определения гарнитурных частот с учетом эффекта Доплера. Для диагностики величины биения ротора предложен резонансно-демодемуляционный метод, основанный на оценке глубины амплитудной модуляции вибрации статора гармониками оборотной частоты. Предложено устройство для оценки биений гарнитуры ротора дисковой мельницы с помощью резонансно-демодемуляционного метода.

Ключевые слова: ножевые размалывающие машины; вибрация; диагностика; гарнитура.

Vibration diagnostics of the knife headset of grinding machines

S.N. Vikharev

Ural State Forest Engineering University; 37, Siberian Tract St., Ekaterinburg, Russia

cbp200558@mail.ru

<https://orcid.org/0000-0002-7945-8027>.

Received 10.08.2021, accepted 14.09.2021

The subject of the study is diagnostics of the technical condition of the knife headset of grinding machines. The technical diagnostics of the headset of the mills consists of determining the stability of the inter-gap and the degree of wear of the headset. The dynamic effects of the knives of the headset on the grinded semi-finished product are investigated. Pressure pulses that occur during knife crossing are the main source of vibration headset. The effect on the spectrum of high-frequency vibration of the stator geometric characteristics of the headset is shown. The amplitude of the high-frequency vibration of the headset increases from the center to the periphery of the knife disk. A formula was obtained to determine the headset frequencies, taking into account the Doppler effect. To diagnose the size of the rope of the rotor, a resonant demodulation method is proposed based on the assessment of the depth of amplitude modulation of the vibration of the stator harmonics of the circulating frequency. A device is proposed for evaluating the beats of the headset of the disk mill rotor using the resonant demodulation method.

Keywords: knife grinding machines; vibration; diagnostic; plate.

Введение. Ножевые размалывающие машины (мельницы) — основное технологическое оборудование для размола древесной массы и щепы в древесно-массных цехах. При этой технологической операции закладываются основные свойства бумаги и картона [1; 2]. Самым ненадежным элементом размалывающих машин является ножевая гарнитура [1–4]. Актуальность разработки методов и средств технической диагностики гарнитуры ножевых размалывающих машин подтверждена множеством публикаций [1; 3; 5; 6].

Диаметр диска зависит от типоразмера мельницы и может достигать 1 800 мм. При этом предъявляются высокие требования к точности изготовления роторно-го узла мельницы, так как эффективное воздействие на волокнистый полуфабрикат происходит при межноже-

вых зазорах менее 1 мм [1–3]. Поэтому необходимо обеспечить стабильность межножевого зазора между ротором и статором. Как показали исследования, зазор зависит от концентрации древесных материалов, скорости вращения ротора, жесткости узлов мельницы, люфтов в подшипниках ротора [7; 8]. Диагностика технического состояния ножевой гарнитуры складывается из определения стабильности межножевого зазора и степени износа гарнитуры [7]. Под стабильностью межножевого зазора понимают параллельность рабочих поверхностей ножей гарнитуры ротора и статора.

Причины нестабильности межножевого зазора делятся на статические, динамические и технологические [9]. Биение гарнитуры ротора и неправильный монтаж гарнитуры статора относят к статическим причинам не-

стабильности зазора. Низкая жесткость и неравномерная температурная деформация узлов мельниц являются динамическими причинами нестабильности межножевого зазора. Технологические причины — воздействие пара, возникающего в межножевом зазоре, на ротор и статор. Попытка уменьшить влияние технологических и динамических причин на стабильность межножевого зазора представлена в работе [10]. Однако предложенные конструктивные решения приведут к уменьшению эффективности и снижению надежности самой размалывающей машины.

В публикации [11] предлагается устройство для поддержания стабильности межножевого зазора, но это устройство обладает низкой точностью и большой инерционностью.

Можно определить степень износа гарнитуры мельницы по изменению характеристик волокнистого материала при размоле, наличию металлических частиц в размолотом материале и мощности холостого хода мельницы [1; 5; 8], однако эти способы имеют низкую точность и большую трудоемкость.

В настоящее время развиваются методы и средства технической диагностики граничного трения между гарнитурами ротора и статора [5; 6]. В технической литературе часто называют граничное трение металлическим контактом. При граничном трении снижается надежность гарнитуры ротора и статора. Самыми информативными методами технической диагностики мельниц являются методы вибрационной диагностики [12]. Эксплуатационный и проектный инжиниринг гарнитуры рассмотрен в работах [5–7].

Цель исследования — разработка методов и средств технической диагностики гарнитуры ножевых размалывающих машин.

Динамические воздействия гарнитуры на размалываемый материал. При перекрещивании ножей гарнитуры ротора и статора возникает импульсное давление, которое воздействует на волокнистый материал в межножевом зазоре и вызывает его размол [1; 3]. Амплитуда импульсного давления является характеристикой процесса размола [1; 6; 12], а рисунок ножей гарнитуры и частота вращения ротора определяют частоты импульсного давления. Воздействие ножей гарнитуры на полуфабрикат достигает 30 кГц, причем частоты увеличиваются от центра к периферии гарнитуры.

Амплитуда импульсного давления зависит от свойств волокнистого материала и от межножевого зазора. Исследованы спектры режущей длины ножей и вибрации статора мельниц различных типоразмеров.

Пример полученных спектров представлен на рис. 1. Спектры режущей длины ножей гарнитуры и вибрации соответствует друг другу, что говорит о том, что основным источником вибрации статора является импульсное давление. Частоты f_{gi} , которые отчетливо видны на спектрах, названы гарнитурными частотами.

Механическая система «гарнитура – статор мельницы» принята линейной, так как не содержит нелинейных элементов. Поэтому можно сделать вывод о пропорциональности амплитуды импульсного давления между ножами гарнитуры и вибрации статора. Следовательно, амплитуда вибрации статора является диагностическим признаком интенсивности размола волокнистых материалов.

Как показали исследования, амплитуда вибрации увеличивается с ростом гарнитурной частоты. Это позволяет сделать вывод о том, что интенсивность размола полуфабрикатов возрастает от центра к периферии гарнитуры.

Методы исследований. Амплитуда импульсного давления постоянна при стабильном межножевом зазоре и стабильных характеристиках размалываемого полуфабриката. При биении гарнитуры амплитуда импульсного давления изменяется с частотами, кратными оборотной частоте ротора, что вызывает амплитудную модуляцию несущих (гарнитурных) частот гармониками оборотной частоты.

В качестве несущей частоты при исследованиях выбрана максимальная гарнитурная частота на периферийном ножевом поясе гарнитуры. Амплитуду вибрации при этом можно представить в виде:

$$a_{g\max} = a_0 [1 + kq(t)] \cos(\omega_{g\max}t + \varphi_0), \quad (1)$$

где a_0 — амплитуда вибрации; k — глубина амплитудной модуляции, $q(t)$ — функция времени модулирующего сигнала; $\omega_{g\max}$ — максимальная гарнитурная частота.

Функция $k(t)$ может быть записана в виде:

$$q(t) = \sum_{k=1}^n a_{0k} \cos(k\omega t + \varphi_k), \quad (2)$$

где a_{0k} — амплитуда k -й гармоники оборотной частоты ротора ω ; φ_k, φ_0 — углы сдвига фаз.

Подставляя уравнение (1) в (2), получим:

$$a_{g\max} = a_0 \left[1 + \sum_{k=1}^n ka_{0k} \cos(k\omega t + \varphi_k) \right] \times \cos(\omega_{g\max}t + \varphi_0). \quad (3)$$

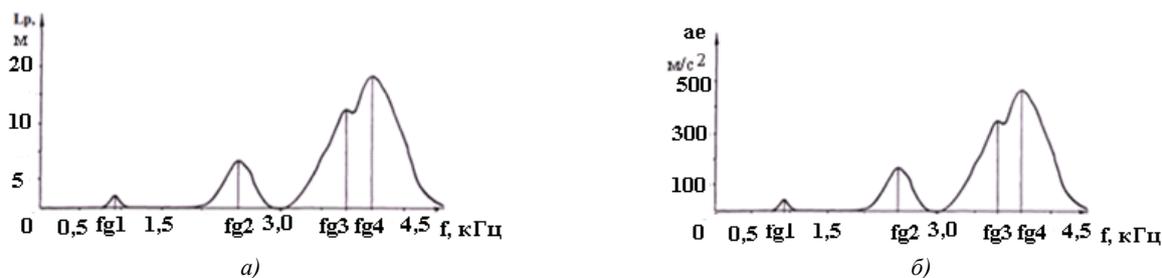


Рис. 1. Спектры режущей длины ножей гарнитуры (а) и вибрации статора (б)

Глубина амплитудной модуляции k является диагностическим признаком величины биений гарнитуры ротора.

Результаты экспериментов. Исследовалось влияние переменных факторов на параметры вибрации статора мельницы. В качестве переменных факторов выбраны рисунок ножей гарнитуры и частота вращения ротора. Увеличение числа ножей на поясах гарнитуры

и частоты вращения приводит к увеличению гарнитурных частот. Уменьшение угла перекрещивания ножей ротора и статора β вызывает уменьшение ширины соответствующих частотных пиков и увеличение гарнитурных частот. Увеличение угла перекрещивания β вызывает увеличение ширины частотных пиков и уменьшение гарнитурных частот (рис. 2).

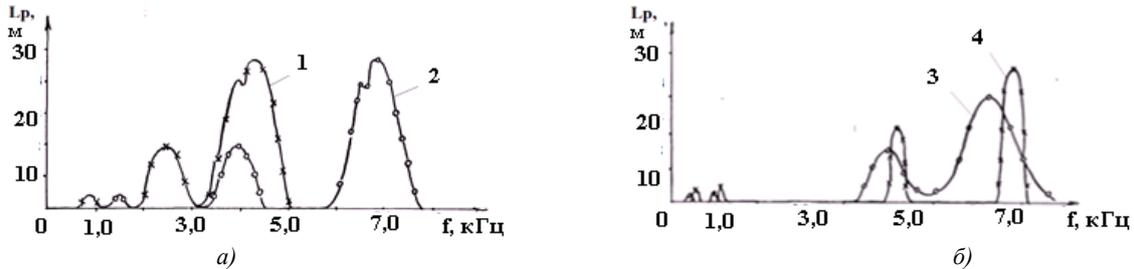


Рис. 2. Спектры режущей длины гарнитуры: *a* — при частотах вращения ротора мельницы: 1–15 об./с; 2–25 об./с; *б* — при углах перекрещивания ножей: 3 – $\beta = 18^\circ$; 4 – $\beta = 30^\circ$

Гарнитурную частоту на i -м ножевом поясе гарнитуры можно определить как:

$$f_{gi} = (n_p \cdot k_i / 60) \cdot \cos \beta_i, \quad (4)$$

где n_p — число оборотов ротора мельницы, мин^{-1} ; k_i , β_i — число и угол перекрещивания ножей на i -м ножевом поясе.

Скорость перемещения ножей ротора относительно ножей статора зависит от числа оборотов ротора, числа и угла перекрещивания ножей гарнитуры. Вектор скорости перемещения ножей при этом направлен к центру размалывающего узла или к периферии этого узла. Скорость перемещения ножей достигает 5 000 м/с и более. При этом необходимо учитывать эффект Доплера [6], т. е. гарнитурные частоты определять по формуле:

$$f_{gi}^* = f_{gi} / (1 \pm V_c / C_u), \quad (5)$$

где f_{gi} — гарнитурная частота, определенная по формуле (4); C_u — скорость распространения звука в материале гарнитуры; V_c — скорость перемещения ножей относительно друг друга.

В формуле (5) ставится «+», если вектор скорости перемещения направлен к преобразователю вибрации на статоре, и «-» — от преобразователя.

Длина волны определяется зависимостью:

$$\lambda_z = (C_u - V_c) / f_{gi}^*.$$

Спектры амплитудной огибающей вибрации при различных величинах торцевого биения гарнитуры ротора представлены на рис. 3.

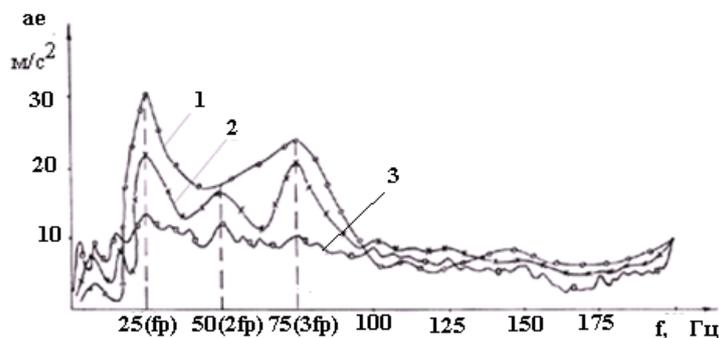


Рис. 3. Спектры огибающей вибрации статора при биении ротора: 1 — 0,2 мм; 2 — 0,15 мм; 3 — гарнитура приработана (прицекована)

Анализируя спектры на рис. 3, можно сделать вывод, что при увеличении биения ротора мельницы увеличивается глубина амплитудной модуляции гарни-

турных частот гармониками обратной частоты ротора (рис. 4).

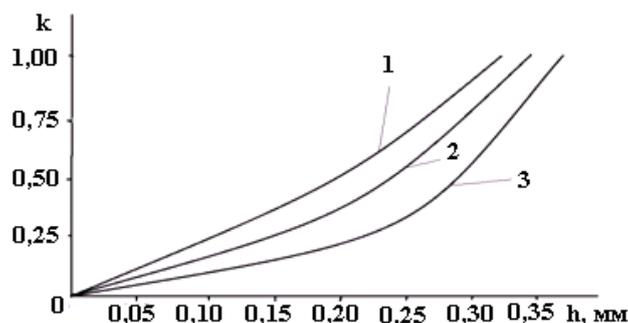


Рис. 4. Зависимость глубины амплитудной модуляции k от величины биения ротора h мельницы: 1 — оборотная частота; 2, 3 — соответственно 2-я и 3-я гармоники оборотной частоты

Результаты экспериментов позволяют сделать вывод о том, что для диагностирования биения ротора мельницы можно применить вибрационные методы диагностики, в частности резонансно-демодуляционный метод [12]. Вибрационные методы технической диагностики износа гарнитуры в рассмотрены в монографии [12].

Устройство для диагностики биений гарнитуры ротора. Схема устройства для вибрационной диагностики биения гарнитуры ротора мельницы представлена на рис. 5.

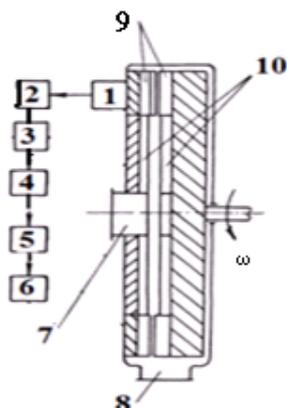


Рис. 5. Схема устройства, реализующая резонансно-демодуляционный метод диагностики биения гарнитуры: 1 — вибропреобразователь; 2 — предварительный усилитель; 3, 5 — узкополосные фильтры; 4 — демодулятор сигнала; 6 — индикатор; 7, 8 — входной и выходной патрубки; 9, 10 — размалывающая гарнитура

Устройство состоит из вибропреобразователя 1, предварительного усилителя 2, узкополосных фильтров 3 и 5, демодулятора сигнала 4 и индикатора 6. Волокнистый полуфабрикат подается в мельницу через патрубок 7 и размалывается при помощи ножей гарнитуры 9 и 10. Между ножами гарнитуры возникает импульсное давление, вызывающее размол полуфабриката и вибрацию статора. На статоре при помощи волновода закреплен

преобразователь 1, который преобразует вибрацию в электрический сигнал. Далее сигнал усиливается, и при помощи фильтра 3 выделяется сигнал с максимальной гарнитурной частотой. Затем сигнал поступает на демодулятор 4. Из полученной огибающей при помощи фильтра 5 выделяются гармонические составляющие оборотной частоты ротора. Оценивая амплитуду этих составляющих при помощи индикатора 6, определяют величину торцевого биения ротора.

Заключение. Вибрационная диагностика технического состояния ножевой гарнитуры мельниц складывается из определения степени ее износа и стабильности межножевого зазора.

Основным источником высокочастотной вибрации статора является импульсное давление, возникающее между ножами. Ножи гарнитуры воздействуют на полуфабрикат и статор мельницы с частотами до 30 кГц.

Увеличение числа ножей на поясах гарнитуры и частоты вращения приводит к увеличению гарнитурных частот. Увеличение угла перекрещивания ножей ротора и статора вызывает уменьшение гарнитурных частот.

Скорость перемещения ножей ротора по ножам статора сопоставима со скоростью звука в металле. Поэтому необходимо учитывать эффект Доплера при исследовании виброакустических процессов в ножевых размалывающих машинах. С учетом этого эффекта скорректирована формула для определения гарнитурных частот.

Вибрационная диагностика биения ротора основана на резонансно-демодуляционном методе. Глубина амплитудной модуляции вибрации статора гармониками оборотной частоты является диагностическим признаком величины биений ротора. Разработано устройство, реализующее резонансно-демодуляционный метод диагностики биения гарнитуры.

Разработанные методы и средства могут использоваться в других отраслях промышленности, например, в горной и металлургической.

Литература

1. Легоцкий С.С., Лаптев Л.Н. Размол бумажной массы. М.: Лесная пром-сть, 1981. 94 с.
2. Пашинский В.Ф. Машины для размола волокнистой массы. М.: Лесная пром-сть, 1972. 160 с.

3. Hafren J., Fernando D., Gorski D., Daniel G. Fiber and fine fractions-derived effects on pulp quality as a result of mechanical pulp refining consistency // Wood Sci. Technol. 2014. № 48 (4). P. 737-754.
4. Berg J., Sandberg C., Engberg B. Low consistency refining of mechanical pulp in the light of forces on fibers // Nord. Pulp Pap. Res. J. 2015. № 30 (2). P. 225-237.

5. Strand B., Mokvist A. Control and optimization of conical disk refiner // International Mechanical Pulping Conference, 1987. P. 11-18.
6. Вихарев С.Н. Вибрационные процессы при размоле поллуфабрикатов в ножевых размалывающих машинах // Деревообработка. Технологии. Оборудование. Менеджмент: тр. XII Междунар. евразийского симпозиума (19-22 сент. 2017 г.). Екатеринбург, 2017. С. 107-113.
7. Киселев С.С., Пашинский В.С. Ремонт и эксплуатация дисковых и конических мельниц. М.: Лесная пром-сть, 1978. 134 с.
8. Бывшев А.В., Савицкий Е.Е. Механическое диспергирование волокнистых материалов. Красноярск: Изд-во Красноярск. ун-та, 1991. 216 с.
9. Per -Erik Ohls and Syrjanen A. 1976. The importance of disk parallelism in single rotating disk refiners // Tappi. 1976. № 59. P. 100-3.
10. Muhic D., Huhtanen J., Sundstrom L. Energy efficiency in double disc refining Influence of intensity by segment design // Nord. Pulp Pap. Res. J. 2011. № 26 (3). P. 224-31.
11. Корда Я., Либнар З. Размол бумажной массы. М.: Лесная пром-сть, 1967. 321 с.
12. Вихарев С.Н. Виброзащита ножевых размалывающих машин. Екатеринбург, УГЛТУ, 2014. 167 с.
3. Hafren J., Fernando D., Gorski D., Daniel G. Fiber and fine fractions-derived effects on pulp quality as a result of mechanical pulp refining consistency // Wood Sci. Technol. 2014. № 48 (4). P. 737-754.
4. Berg J., Sandberg C., Engberg B. Low consistency refining of mechanical pulp in the light of forces on fibers // Nord. Pulp Pap. Res. J. 2015. № 30 (2). P. 225-237.
5. Strand B., Mokvist A. Control and optimization of conical disk refiner // International Mechanical Pulping Conference, 1987. P. 11-18.
6. Viharev S.N. Vibration processes in the refining of fibrous semi-finished products in knife refiners Woodworking: technology, equipment management of the 21st century // Derevoobrabotka. Tekhnologii. Oborudovanie. Menedzhment: tr. XII Mezhdunar. evrazijskogo simpoziuma (19-22 sent. 2017 g.). Ekaterinburg, 2017. P. 107-113.
7. Kiselev S.S., Pashinskij V.S. Operation and repair of disc and conic mills. M.: Lesnaya prom-st', 1978. 134 p.
8. Byvshev A.V., Savickij E.E. Mechanical of fibrous materials. Krasnoyarsk: Izd-vo Krasnoyarsk. un-ta, 1991. 216 p.
9. Per -Erik Ohls and Syrjanen A. 1976. The importance of disk parallelism in single rotating disk refiners // Tappi. 1976. № 59. P. 100-3.
10. Muhic D., Huhtanen J., Sundstrom L. Energy efficiency in double disc refining Influence of intensity by segment design // Nord. Pulp Pap. Res. J. 2011. № 26 (3). P. 224-31.
11. Korda YA., Libnar Z. Paper mass grinding. M.: Lesnaya prom-st', 1967. 321 p.
12. Viharev S.N. Vibration protection of knife refining machines. Ekaterinburg, UGLTU, 2014. 167 p.

References

1. Legockij S.S., Laptev L.N. Grind of paper stock. M.: Lesnaya prom-st', 1981. 94 p.
2. Pashinskij V.F. Machines for grind of fibrous weight. M.: Lesnaya prom-st', 1972. 160 p.