

УДК 621.771

**ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ ВАЛА
ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО ШПИНДЕЛЯ ПРОШИВНОГО СТАНА В
ОБЛАСТИ КОЛЬЦЕВОЙ ВЫТОЧКИ****Мальцев Андрей Анатольевич,**доцент кафедры ФН-7 МГТУ имени Н.Э. Баумана,
e-mail: a.a.mal@bmstu.ru**Аннотация**

Установлена степень влияния радиуса кольцевой выточки и шероховатости ее поверхности на величину коэффициента снижения предела выносливости вала шпинделя и сам предел выносливости.

Ключевые слова: предел выносливости, шпиндель, прошивной стан, кольцевая выточка, детали машин

**THEORETICAL ASSESSMENT OF THE ENDURANCE LIMIT OF THE
SAFETY SPINDLE SHAFT OF THE PIERCING MILL IN THE AREA OF THE
ANNULAR RECESS****Andrey A. Maltsev,**associate professor of BMSTU ФН-7 department,
e-mail: a.a.mal@bmstu.ru**ABSTRACT**

The degree of influence of the radius of the ring recess on the value of the coefficient of reduction of the shaft endurance limit has been established.

Keywords: endurance limit, spindle, piercing machine, ring turning, machine parts

Введение

В последние годы, в условиях мощного санкционного давления, продление ресурса работы уже имеющегося импортного и отечественного металлургического оборудования посредством его модернизации, реверс-инжиниринга и ремонта является одной из весьма актуальных задач [1]. Все большее значение приобретает предотвращение аварийных поломок наиболее слабых звеньев оборудования из-за перегрузок самых разных типов, для чего используются такие защитные устройства, как амортизаторы (компенсаторы, буферы, демпферы, упругие валы и муфты) и предохранители [2, 3].

Применение амортизаторов в металлургических машинах всегда приводит к изменению инерционных и упругодемпфирующих характеристик этих машин, иногда не в лучшую сторону. Поэтому в большинстве случаев, особенно на стадии проектирования нового отечественного металлургического оборудования, в частности прокатных станов, необходим динамический расчет для подтверждения целесообразности установки тех или иных амортизаторов. Другими словами, для правильного выбора защитных устройств и обеспечения стабильной работы прокатного оборудования существует необходимость дальнейшего развития самой теории прокатки, с учетом динамики и нестационарности технологии прокатки, с выявлением технологической природы негативных вибрационных процессов и крутильных колебаний, их перехода в опасную резонансную фазу [4, 5]. Так, в работе [6] предложена методика, предусматривающая определение динамических нагрузок, возникающих при захвате заготовки рабочими валками автоматического стана, а в работах [7, 8] на примерах привода клетки №9 непрерывного заготовочного стана НЗС 900/700/500 и привода клетки № 5 непрерывного широкополосного стана НШС 2000 проиллюстрирована методика компьютерного моделирования, разработанная для теоретического исследования крутильно-колебательных процессов.

Применение механических предохранительных устройств с разрушающимися (расходуемыми) элементами до сих пор является широко распространенным способом защиты металлургического оборудования от поломок. Все это подчеркивает актуальность проблемы решения задачи повышения усталостной прочности расходуемых элементов предохранительных шпинделей с целью обеспечения достаточной точности их срабатывания, актуальность борьбы с косыми поломками брехшпинделей и аварийными последствиями этих поломок, актуальность снижения цены защиты, актуальность усовершенствования существующих и разработки новых конструкций предохранительных устройств.

Постановка задачи

Объект, выбранный для исследования в настоящей статье, — предохранительный шпиндель, точнее его вал, который в случае перегрузки ломается в месте кольцевой выточки и этим механически разъединяет кинематическую цепь главного привода, предотвращая разрушение более дорогостоящих деталей и узлов прошивного стана (рис. 1).

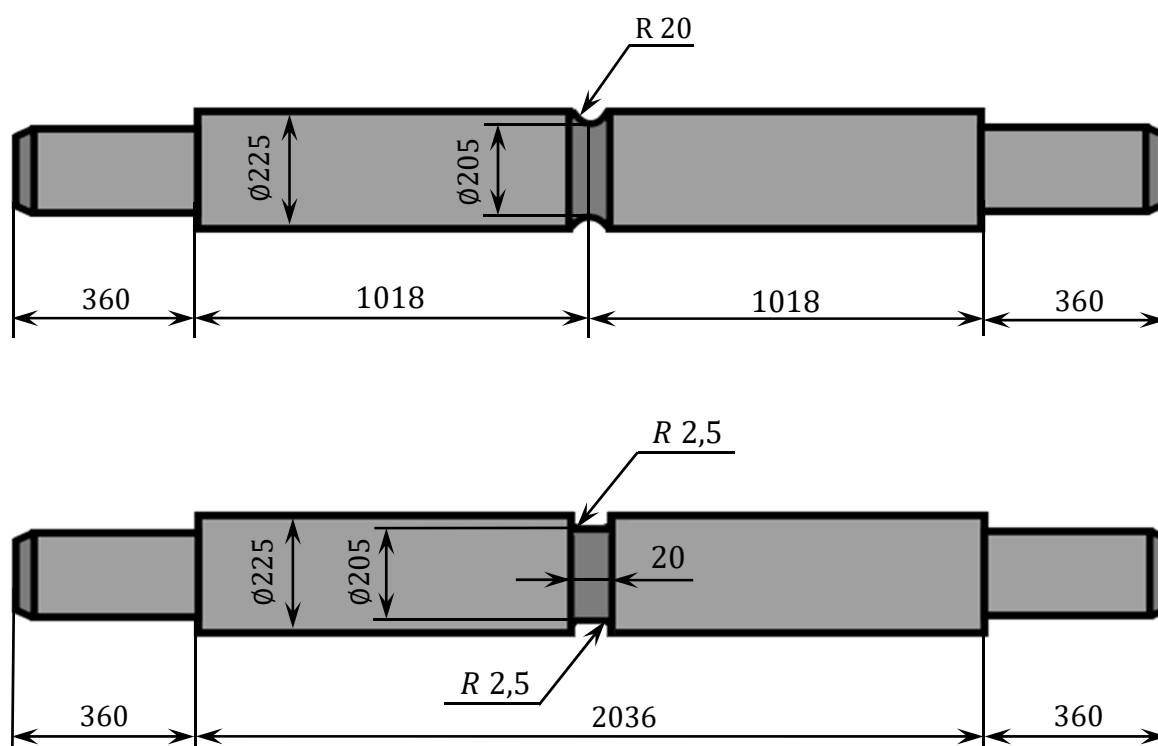


Рис. 1. Вал предохранительного шпинделя:
 сверху — с полукруглой кольцевой выточкой;
 внизу — с прямоугольной кольцевой выточкой

Этот вал изготовлен из стали 45, которая по данным Р. А. Яковлева [9] имеет следующие характеристики:

- предел прочности $\sigma_b = 600$ МПа ;
 - предел выносливости (кручение) гладкого лабораторного образца $\tau_{-1} = 140$ МПа .
- В области кольцевой выточки вал имеет следующие геометрические размеры:
- наружный диаметр $D = 225$ мм ;
 - диаметр по дну выточки $d = 205$ мм ;
 - радиус полукруглой кольцевой выточки $\rho = 20$ мм .
 - радиусы закругления углов прямоугольной кольцевой выточки $\rho = 2,5$ мм .

Окончательная операция при обработке выточки — тонкая обточка ($R_z = 6,3$ мкм).

Цель научной статьи — оценить предел выносливости вала шпинделя в области кольцевой выточки (для кручения), пользуясь формулой

$$\tau_{-1\text{шп}} = \frac{\tau_{-1}}{K}, \quad (1)$$

для чего передо мной была поставлена задача исследовать методом статистической теории подобия усталостного разрушения [10] коэффициент снижения предела выносливости K .

Статистическая теория подобия усталостного разрушения, описывающая влияние геометрических размеров детали, концентрации напряжений в области ее опасного сечения, масштабного фактора, других конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на характеристики сопротивления усталости, была предложена советскими учеными С. В. Серенсенем, М. Б. Громаном, В. П. Когаевым и Р. М. Шнейдеровичем. Суть теории в том, что если гладкий лабораторный образец и деталь (вал предохранительного шпинделя), значительно различающиеся своими геометрическими размерами и очертаниями, имеют одинаковые значения критерия подобия, то для них совпадут и функции распределения пределов выносливости.

Согласно статистической теории подобия усталостного разрушения, коэффициент снижения предела выносливости детали вычисляют в соответствии с ГОСТ 25.504 – 82 (Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости) по формуле

$$K = \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} + \frac{1}{\beta_\tau} - 1, \quad (2)$$

где

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{2a_\tau}{1 + \Theta^{-\nu_\tau}};$$

k_τ — эффективный коэффициент концентрации касательных напряжений;

ε_τ — коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

β_τ — коэффициент влияния шероховатости поверхности.

a_τ — теоретический коэффициент концентрации напряжений;

Θ — относительный критерий подобия усталостного разрушения;

ν_τ — коэффициент чувствительности металла к концентрации напряжений;

В результате теоретического исследования дана сравнительная оценка пределов выносливости шпиндельных валов: рассмотрены два варианта — вал с кольцевой выточкой полукруглой формы и вал с кольцевой выточкой прямоугольной формы.

Результаты оценки предела выносливости вала предохранительного шпинделя с полукруглой кольцевой выточкой

Вычислен теоретический коэффициент концентрации касательных напряжений в области полукруглой кольцевой выточки радиусом 20 мм:

$$\alpha_{\tau} = 1 + \frac{(\alpha_f - 1)(\alpha_t - 1)}{\sqrt{(\alpha_f - 1)^2 + (\alpha_t - 1)^2}} = 1,4, \quad (3)$$

где

$$\alpha_f = 1 + \sqrt{\frac{t}{\rho}} = 1,7; \quad \alpha_t = \frac{3 \left(1 + \sqrt{\frac{\alpha}{\rho} + 1}\right)^2}{4 \left(1 + 2 \sqrt{\frac{\alpha}{\rho} + 1}\right)} = 1,5;$$

$$t = \frac{D - d}{2} = 10 \text{ [мм]}; \quad \alpha = \frac{d}{2} = 102,5 \text{ [мм]}.$$

Теоретический коэффициент концентрации касательных напряжений представляет собой отношение максимального напряжения в области полукруглой кольцевой выточки к номинальному напряжению в сечении шпиндельного вала без выточки, всегда больше единицы, зависит только от геометрических размеров вала и не зависит от свойств металла.

Вычислен относительный градиент касательного напряжения, характеризующий скорость изменения этого касательного напряжения по направлению, перпендикулярному оси вала шпинделя, в области полукруглой кольцевой выточки радиусом 20 мм:

$$\bar{G}_{\tau} = \frac{1}{\rho} + \frac{2}{d} = 0,06 \text{ [1/мм]}. \quad (4)$$

Чем выше относительный градиент касательного напряжения, тем меньше объем, в котором концентрируются высокие касательные напряжения, и тем меньшее число зерен металла помещается в этом объеме, следовательно, тем с большей вероятностью образуется здесь усталостная трещина.

Найден относительный критерий подобия усталостного разрушения:

$$\Theta = \frac{1}{88,3} \frac{L}{\bar{G}_{\tau}} = 122. \quad (5)$$

где $L = \pi d \approx 644 \text{ [мм]}$ – периметр опасного сечения по дну кольцевой выточки; $L/\bar{G}_{\tau} = 10778 \text{ [мм}^2\text{]}$ – критерий подобия усталостного разрушения.

С учетом того, что коэффициент чувствительности металла вала предохранительного шпинделя к концентрации напряжений и масштабному фактору для изгиба и растяжения-сжатия

$$v_{\sigma} = \begin{cases} 0,211 - 0,000143 \sigma_{\text{в}}, & \text{при } \sigma_{\text{в}} \leq 1300 \text{ МПа} \\ 0,025, & \text{при } \sigma_{\text{в}} > 1300 \text{ МПа} \end{cases} = 0,125,$$

где $\sigma_{\text{в}} = 600 \text{ [МПа]}$ – предел прочности металла шпинделя при растяжении, найден коэффициент чувствительности металла вала к концентрации напряжений и масштабному фактору для кручения:

$$v_{\tau} = 1,5 v_{\sigma} = 0,188. \quad (6)$$

С учетом того, что коэффициент влияния шероховатости поверхности вала в области полукруглой кольцевой выточки на предел выносливости для изгиба и растяжения-сжатия

$$\beta_{\sigma} = 1 - 0,22 \lg R_z \left(\lg \frac{\sigma_{\text{в}}}{20} - 1 \right) = 0,92,$$

где $R_z = 6,3 \text{ мкм}$ – коэффициент шероховатости (тонкая обточка), найден коэффициент влияния шероховатости для кручения:

$$\beta_{\tau} = 0,575 \beta_{\sigma} + 0,425 = 0,95. \quad (7)$$

Получены результаты расчета по формулам (1) – (7) предела выносливости вала шпинделя $\tau_{-1\text{шп}}$ при разных значениях радиуса полукруглой кольцевой выточки ρ , при условии, что шероховатость поверхности $R_z = 6,3$ мкм (табл. 1).

Таблица 1. Оценка $\tau_{-1\text{шп}}$ при варьировании ρ (полукруглая кольцевая выточка)

D [мм]	d [мм]	ρ [мм]	α_τ	\bar{G}_τ [1/мм]	L [мм]	θ	K	$\tau_{-1\text{шп}}$ [МПа]
225	220	5	1,63	0,21	691	37	2,21	63,2
	215	10	1,55	0,11	675	70	2,19	64,0
	210	15	1,48	0,08	660	98	2,13	65,7
	205	20	1,42	0,06	644	122	2,07	67,6

Вывод: по мере увеличения радиуса полукруглой кольцевой выточки ρ от 5 до 20 мм коэффициент K уменьшается от величины 2,21 до величины 2,07. Предел выносливости вала предохранительного шпинделя увеличивается от 63,2 до 67,6 МПа за счет уменьшения концентрации напряжений, несмотря на уменьшение диаметра по дну выточки d от 220 до 205 мм. Получается, что с точки зрения усталостной прочности полукруглая кольцевая выточка радиусом 5 мм оказалась более опасной для шпиндельного вала, чем такая же выточка радиусом 20 мм.

Дана оценка изменению предела выносливости вала предохранительного шпинделя $\tau_{-1\text{шп}}$ при варьировании коэффициента шероховатости поверхности полукруглой кольцевой выточки R_z (табл. 2).

Таблица 2. Оценка $\tau_{-1\text{шп}}$ при варьировании R_z (полукруглая кольцевая выточка)

D [мм]	d [мм]	ρ [мм]	R_z [мкм]	K	$\tau_{-1\text{шп}}$ [МПа]
225	220	5	1,6	2,18	64,4
			3,2	2,19	63,8
			6,3	2,21	63,2
			12,5	2,23	62,7
	215	10	1,6	2,15	65,2
			3,2	2,17	64,6
			6,3	2,19	64,0
			12,5	2,20	63,4
	210	15	1,6	2,09	66,9
			3,2	2,11	66,3
			6,3	2,13	65,7
			12,5	2,15	65,1
	205	20	1,6	2,03	68,9
			3,2	2,05	68,2
			6,3	2,07	67,6
			12,5	2,09	66,9

Вывод: по мере увеличения коэффициента шероховатости поверхности R_z от 1,6 до 12,5 мм предел выносливости предохранительного шпинделя $\tau_{-1\text{шп}}$ в области полукруглой кольцевой выточки снижается:

для случая $\rho = 5$ мм – от 64,4 до 62,7 МПа;

для случая $\rho = 10$ мм – от 65,2 до 63,4 МПа;

для случая $\rho = 15$ мм – от 66,9 до 65,1 МПа;

для случая $\rho = 20$ мм – от 68,9 до 66,9 МПа.

Результаты оценки предела выносливости вала предохранительного шпинделя с прямоугольной кольцевой выточкой:

Теоретический коэффициент концентрации касательных напряжений в области закругленного угла прямоугольной кольцевой выточки

$$\alpha_{\tau} = 1 + \frac{1}{\sqrt{\frac{3,4}{t/\rho} + 19 \frac{(1+a/\rho)^2}{(a/\rho)^3} + \frac{1}{(t/\rho)^2} \cdot \frac{a/\rho}{a/\rho + t/\rho}}} = 1,847. \quad (8)$$

Вычислен относительный градиент касательного напряжения, характеризующий скорость изменения этого касательного напряжения по направлению, перпендикулярному оси вала шпинделя, в области закругленного угла прямоугольной кольцевой выточки:

$$\bar{G}_{\tau} = \frac{1,15}{\rho} + \frac{2}{d} = 0,47 [1/\text{мм}]. \quad (9)$$

Найден относительный критерий подобия усталостного разрушения:

$$\Theta = \frac{1}{88,3} \frac{L}{\bar{G}_{\tau}} = 15,5. \quad (10)$$

где $L = \pi d \approx 644$ [мм] – периметр опасного сечения по дну кольцевой выточки; $L/\bar{G}_{\tau} \approx 1101$ [мм²] – критерий подобия усталостного разрушения.

Получены по формулам (1), (2), (6) – (10) результаты расчета предела выносливости вала предохранительного шпинделя $\tau_{-1\text{шп}}$ при разных значениях радиуса закругления углов прямоугольной кольцевой выточки ρ , при условии, что шероховатость поверхности $R_z = 6,3$ мкм (табл. 3).

Таблица 3. Оценка $\tau_{-1\text{шп}}$ при варьировании ρ (прямоугольная кольцевая выточка)

D [мм]	d [мм]	ρ [мм]	α_{τ}	\bar{G}_{τ} [1/мм]	L [мм]	Θ	K	$\tau_{-1\text{шп}}$ [МПа]
225	205	2	1,95	0,59	644	12	2,46	57,0
		2,5	1,85	0,47		16	2,36	59,2
		3	1,77	0,39		19	2,29	61,1
		4	1,66	0,30		25	2,19	63,8
		5	1,58	0,24		30	2,12	65,9

Вывод: по мере увеличения радиуса закругления угла прямоугольной кольцевой выточки от 2 до 5 мм коэффициент K уменьшается от величины 2,46 до величины 2,12, а предел выносливости вала предохранительного шпинделя увеличивается от 57,0 до 65,9 МПа за счет уменьшения концентрации напряжений.

Дана оценка изменению предела выносливости вала предохранительного шпинделя $\tau_{-1\text{шп}}$ в области закругления угла прямоугольной кольцевой выточки при варьировании коэффициента шероховатости поверхности R_z (табл. 4).

Таблица 4. Оценка $\tau_{-1\text{шп}}$ при варьировании R_z (прямоугольная кольцевая выточка)

D [мм]	d [мм]	ρ [мм]	R_z [мкм]	K	$\tau_{-1\text{шп}}$ [МПа]
225	205	2	1,6	2,42	57,9
			3,2	2,44	57,4
			6,3	2,46	57,0
			12,5	2,48	56,5
		2,5	1,6	2,33	60,2
			3,2	2,34	59,7
			6,3	2,36	59,2
			12,5	2,38	58,7

	3	1,6	2,25	62,1
		3,2	2,27	61,6
		6,3	2,29	61,1
		12,5	2,31	60,5
	4	1,6	2,16	65,0
		3,2	2,17	64,4
		6,3	2,19	63,8
		12,5	2,21	63,3

Вывод: по мере увеличения коэффициента шероховатости поверхности R_z от 1,6 до 12,5 мм предел выносливости предохранительного шпинделя $\tau_{-1шп}$ в области закругления угла на дне прямоугольной кольцевой выточки снижается:

для случая $\rho = 2$ мм – от 57,9 до 56,5 МПа;

для случая $\rho = 2,5$ мм – от 60,2 до 58,7 МПа;

для случая $\rho = 3$ мм – от 62,1 до 60,5 МПа;

для случая $\rho = 4$ мм – от 65,0 до 63,3 МПа.

Заключение

Полученные мною результаты теоретической оценки изменения предела выносливости шпиндельного вала в области кольцевых выточек полукруглой и прямоугольной форм при варьировании радиусов закругления и шероховатости поверхности могут быть использованы студентами для подготовки к выступлению на конференции «Студенческая научная весна».

Список литературы:

1. Иванов И. Н. Вызовы и тенденции импортозамещения технологического оборудования в металлургической промышленности / И. Н. Иванов, А. М. Беляев, И. А. Темнышов, А. М. Макаров // Сталь. – 2024. – № 12. – С. 46-49. – EDN DKYDAF.
2. Артюх В. Г. Комплекс предохранительных и амортизирующих устройств для защиты металлургических машин от поломок / В. Г. Артюх, А. Н. Беляев // Металлургические процессы и оборудование. – 2005. – № 2(2). – С. 43-47. – EDN NVWCND.
3. Артюх В. Г. Функциональная прочность машин и основные технические заблуждения, с ней связанные / В. Г. Артюх, Н. В. Корихин, Н. В. Чернышева [и др.] // Механическое оборудование металлургических заводов. – 2022. – № 2(19). – С. 64-71. – EDN LVUULJ.
4. Кожевников А.В., Кожевникова И.А., Юсупов В.С. Необходимость развития теории листовой прокатки, учитывающей нестационарность технологии и негативные динамические эффекты // Заготовительные производства в машиностроении. 2021. Том 19. № 11. С. 510–513.
5. Mohammad Reza Niroomand, Mohammad Reza Forouzan, Ali Heidari. Experimental analysis of vibration and sound in order to investigate chatter phenomenon in cold strip rolling // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2019; 100: 673–682. <https://doi.org/10.1007/s00170-018-2639-9>.

6. Баранов Г.Л., Чечулин Ю.Б., Зиомковский В.М., Песин Ю.В. Динамические нагрузки при захвате заготовки валками автоматического стана // Заготовительные производства в машиностроении. 2011. №4. С. 27–29.
7. Мальцев А.А., Филатов А.А. Исследование крутильно-колебательных процессов в приводе клетки №9 НЗС 900/700/500 методом компьютерного моделирования // Заготовительные производства в машиностроении. 2024. Том 22, №5. С. 216–220.
8. Мальцев А.А., Филатов А.А. Оценка уровня крутильных колебаний в приводе клетки № 5 непрерывного широкополосного стана 2000 методом компьютерного моделирования // Заготовительные производства в машиностроении. 2024. Том 22, №9. С. 417–425.
9. Яковлев Р.А. Усталостная прочность и долговечность деталей прокатных станов: учебное пособие по курсу «Расчет и конструирование прокатных станов». – Москва: Издательство МГТУ имени Н. Э. Баумана, 2000. – 44 с.
10. Агамиров Л. В. Статистическое оценивание сопротивления усталости деталей на базе теории подобия усталостного разрушения / Л. В. Агамиров, В. А. Вестяк // Известия Российской академии наук. Механика твердого тела. – 2020. – № 3. – С. 104-113. – DOI 10.31857/S0572329920030022. – EDN IKJSRM.

References:

1. Ivanov, I. N. Challenges and Trends in Import Substitution of Technological Equipment in the Metallurgical Industry / I. N. Ivanov, A. M. Belyaev, I. A. Temnyshov, and A. M. Makarov // Steel. – 2024. – No. 12. – Pp. 46-49. – EDN DKYDAF.
2. Artyukh, V. G. Complex of safety and shock-absorbing devices for protecting metallurgical machines from breakdowns / V. G. Artyukh, A. N. Belyaev // Metallurgical Processes and Equipment. – 2005. – No. 2(2). – Pp. 43-47. – EDN NVWCND.
3. Artyukh, V. G. Functional Durability of Machines and the Main Technical Misconceptions Associated with It / V. G. Artyukh, N. V. Korikhin, N. V. Chernysheva [et al.] // Mechanical Equipment of Metallurgical Plants. – 2022. – No. 2(19). – Pp. 64-71. – EDN LVUULJ.
4. Kozhevnikov A.V., Kozhevnikova I.A., Yusupov V.S. The need to develop a theory of sheet rolling that takes into account the non-stationarity of the technology and negative dynamic effects // Procurement in Mechanical Engineering. 2021. Vol. 19. No. 11. Pp. 510–513.
5. Mohammad Reza Niroumand, Mohammad Reza Forouzan, Ali Heydari. Experimental analysis of vibration and sound to study the phenomenon of rattling during cold rolling of strip // International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2019; 100: 673–682. <https://doi.org/10.1007/s00170-018-2639-9>.
6. Baranov G.L., Chechulin Yu.B., Ziomkovsky V.M., Pesin Yu.V. Dynamic Loads During the Gripping of a Workpiece by the Rolls of an Automatic Mill // Procurement in Mechanical Engineering. 2011. No. 4. Pp. 27–29.
7. Maltsev A.A., Filatov A.A. Investigation of torsional and oscillatory processes in the drive of the No. 9 NZS 900/700/500 stand using computer modeling // Procurement in Mechanical Engineering. 2024. Vol. 22, No. 5. Pp. 216–220.

8. Maltsev A.A., Filatov A.A. Assessment of the level of torsional vibrations in the drive of the No. 5 stand of the 2000 continuous broadband mill using computer modeling // Procurement in Mechanical Engineering. 2024. Vol. 22, No. 9. Pp. 417–425.
9. Yakovlev R.A. Fatigue strength and durability of rolling mill parts: Textbook for the course "Calculation and design of rolling mills". – Moscow: BMSTU, 2000. – 44 p.
10. Agamirov, L. V. Statistical Estimation of Fatigue Resistance of Parts Based on the Theory of Fatigue Fracture / L. V. Agamirov, V. A. Vestyak // Izvestiya of the Russian Academy of Sciences. Solid Mechanics. – 2020. – No. 3. – Pp. 104-113. – DOI 10.31857/S0572329920030022. – EDN IKJSRM.