



Обработка металлов (технология • оборудование • инструменты)

Сайт журнала: http://journals.nstu.ru/obrabotka_metallov



Анализ и синтез системы виброизоляции шлифовального станка с учетом эксплуатационной надежности ее элементов

Сергей Братан ^{a, *}, Александр Харченко ^b, Екатерина Владецкая ^c, Андрей Харченко ^d

Севастопольский государственный университет, ул. Университетская, 33, г. Севастополь, 299053, Россия

^a  <http://orcid.org/0000-0002-9033-1174>,  serg.bratan@gmail.com, ^b  <http://orcid.org/0000-0003-1704-9380>,  khao@list.ru,
^c  <http://orcid.org/0000-0002-2774-3088>,  vladetska@rambler.ru, ^d  <http://orcid.org/0000-0001-8797-6046>,  a.a.kharchenko@sevsu.ru

ИНФОРМАЦИЯ О СТАТЬЕ

УДК 621.9-219.1-752

История статьи:

Поступила: 18 декабря 2018
 Рецензирование: 12 февраля 2019
 Принята к печати: 15 февраля 2019
 Доступно онлайн: 15 марта 2019

Ключевые слова:

Шлифовальный станок
 Плавающая мастерская
 Виброизолирующая опора
 Виброизолирующее устройство
 Морфологическая матрица
 Размеченный граф состояний
 Надежность

АННОТАЦИЯ

Введение. Особенностью эксплуатации шлифовальных станков в условиях плавающей мастерской является наличие вибраций, снижающих точность и повышающих шероховатость обрабатываемых поверхностей. Разброс выходных показателей качества объясняется возмущающими воздействиями, часть из которых не контролируется в процессе обработки и приводит к нестабильности свойств выпускаемой продукции. Поэтому снижение уровня вынужденных колебаний станка за счет эффективности виброизоляции с учетом особенностей обработки является актуальной задачей, решение которой обеспечит повышение технологических показателей процесса. **Цель работы:** изыскание путей повышения надежности систем виброизоляции шлифовального станка, работающего в условиях плавающей мастерской. **В работе исследованы** структурные варианты виброизолирующих устройств станка для определения их эксплуатационной надежности и выявления наименее надежных элементов путем определения вероятности их отказов для уменьшения влияния вибрационных воздействий от внешней среды и внутренних факторов на качество обработки. **Методами исследования** являются морфологический анализ, структурно-компоновочный и параметрический синтез на основе оценки надежности элементов с использованием однородных цепей Маркова. **Результаты и обсуждение.** Выявлено, что на этапах анализа и синтеза на уровне структурно-компоновочной оптимизации виброизолирующих устройств возможно по укрупненным качественным показателям получение рациональных структурных вариантов для шлифовальных станков плавающей мастерской. Установлено, что путем параметрического синтеза и проведения дополнительных теоретических и практических исследований реальных конструкций виброизолирующих устройств возможно создание новых конструкций виброизолирующего устройства металлорежущего станка плавающей мастерской. Исследование эксплуатационной надежности нового устройства с учетом потоков отказов и восстановлений подсистем с использованием размеченного графа состояний и уравнений финальных вероятностей позволили с помощью машинного эксперимента определить эксплуатационную надежность (вероятность безотказной работы, $P_0 = 0,96$) виброизолирующего устройства, а также вероятности отказов его подсистем. Подтверждено, что созданные в результате параметрического синтеза новые конструкции опоры и виброизолирующего устройства повышают надежность виброзащиты станка. Представленные результаты и последующие испытания показали повышение качества шлифованных деталей с использованием новых устройств при внешних вибрационных воздействиях от оборудования, а также от морского волнения на плавающее основание мастерской (в статье не рассматривается). Представленные результаты подтверждают перспективность развиваемого подхода для модернизации станочного оборудования плавучих мастерских, выполняющих сложные работы по изготовлению высокоточных деталей в морских и прибрежных акваториях.

Для цитирования: Анализ и синтез системы виброизоляции шлифовального станка с учетом эксплуатационной надежности ее элементов / С.М. Братан, А.О. Харченко, Е.А. Владецкая, А.А. Харченко // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2019. – Т. 21, № 1. – С. 35–49. – doi: 10.17212/1994-6309-2019-21.1-35-49.

*Адрес для переписки

Братан Сергей Михайлович, д.т.н., профессор
 Севастопольский государственный университет
 ул. Университетская, 33,
 299053, г. Севастополь, Россия
 Тел.: +79787155019, e-mail: serg.bratan@gmail.com

Введение

Плавающие мастерские (ПМ) с размещенными на палубах производственными участками, в том числе и механообрабатывающими с широким спектром станочного оборудования (включая шлифовальные станки), выполняют слож-

ные работы по изготовлению и модернизации высокотехнологичных изделий, узлов и агрегатов специального назначения в удаленных от пунктов базирования районах. Особенностью эксплуатации указанного оборудования является наличие вибраций, снижающих точность и повышающих шероховатость обрабатываемых поверхностей. Разброс выходных показателей качества объясняется возмущающими воздействиями, влияющими на технологический процесс. Нестабильность параметров качества деталей определяется воздействием в процессе их изготовления изменяющихся внешних факторов, часть из которых не контролируется в процессе обработки и приводит к нестабильности свойств выпускаемой продукции. Фундаментальные подходы к обеспечению качества при шлифовании с учетом динамики процесса освещены во многих исследованиях, например [1–4]. В ряде работ затрагиваются такие проблемы, как совершенствование процессов шлифования [5 и 6], технологии и оборудования для повышения производительности [7–9] и качества [10–12], снижения себестоимости, повышения безопасности [13–15]. Предложенные авторами модели не всегда принимают во внимание влияние всех возмущающих факторов, поэтому известные результаты не приводят к снижению вибрационных воздействий в условиях плавающих мастерских. Особенно актуальна эта проблема для шлифовальных станков, работающих на плавающих механообрабатывающих участках.

Уменьшение уровня вынужденных колебаний станка на основе повышения эффективности его виброизоляции с учетом особенностей условий функционирования является актуальной задачей, решение которой позволит повысить технологические параметры процесса.

Для повышения качества обработки прецизионные станки должны быть защищены от вибраций соседних установок. При монтаже такого оборудования на фундаментах первой группы, когда роль фундамента выполняет станина, практикуется установка станков на виброизолирующих опорах [16]. При недостаточно тщательном подборе или при изменении режима работы станка упругие элементы могут вызывать даже усиление вибраций [17]. Однако в случаях, когда требуется особо малая волнистость и шероховатость обработанной поверхности или при

близком расположении источника вибрации, вышеуказанный способ виброизоляции является недостаточным [18].

В этой связи цель работы заключается в изыскании путей повышения надежности систем виброизоляции шлифовального станка в условиях плавающей мастерской для обеспечения качества обрабатываемых деталей. Задачей является исследование новых структурных вариантов виброизолирующих устройств станка для определения их эксплуатационной надежности и выявления наименее надежных элементов путем определения вероятности их отказов для уменьшения влияния вибрационных воздействий от внешней среды и внутренних факторов на качество обработки.

Методика исследований

Повышение качества обработки в условиях плавающей мастерской непосредственно связано с необходимостью уменьшения вынужденных колебаний станка, передаваемых через поверхность палубы от внешних источников, что достигается при установке его на виброизолирующие устройства.

Общая модель формирования технологической системы шлифовального станка с учетом необходимости повышения качества обработки при шлифовании путем снижения уровня вынужденных колебаний за счет повышения эффективности виброизоляции его несущей системы (рис. 1) включает в себя следующие этапы: формирование цели системы, создание образа ее конечного состояния, обновление конечного состояния (если оно не достигло уровня ответственности конечному образу), выбор образа действия, процесс повышения качества деталей при шлифовании и оценка достигнутого состояния. Процесс повышения качества шлифования (поз. 6, рис. 1) проиллюстрирован алгоритмом (рис. 2), предусматривающим необходимость следующих действий:

- анализ вибрационных взаимодействий системы станка в условиях работы плавающей мастерской (поз. 6.1);
- создание математической модели динамической системы станка (поз. 6.2);
- определение динамических свойств и внешних воздействий на станок (поз. 6.3);

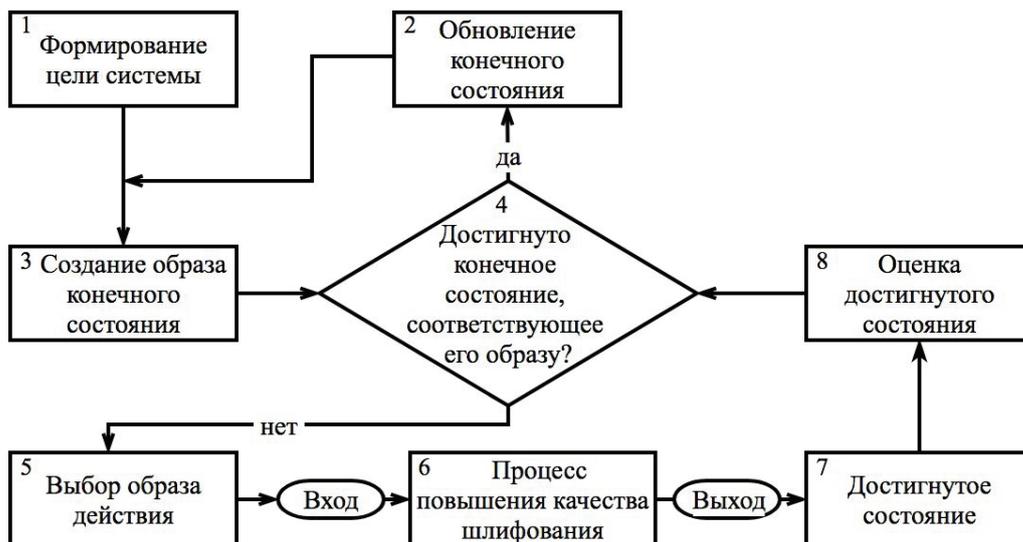


Рис. 1. Общая модель формирования рациональной технологической системы шлифовального станка

Fig. 1. General model of a grinding machine rational technological system formation



Рис. 2. Алгоритм повышения качества процесса шлифования

Fig. 2. Algorithm of grinding process quality improvement

– морфологический анализ виброизолирующих устройств технологического оборудования (поз. 6.4);

– оценка надежности рациональных вариантов виброизолирующих устройств (поз. 6.5);

– структурно-параметрическая оптимизация устройств для виброизоляции оборудования (поз. 6.6);

– рекомендации по повышению эффективности виброизолирующих устройств для улучшения качества обработки в плавучей мастерской (поз. 6.7–6.10).

В настоящей работе подробно рассматриваются этапы 6.4–6.6 предложенного на рис. 2 алгоритма. Известные виброизолирующие опоры станков обладают разными упругодемпфирующими способностями, разными сочетаниями виброизолирующих и ударно-защитных свойств, надежностью, способностью действовать в различных температурных условиях, а также габаритными параметрами и особенностями монтажа. Эти опоры не могут использоваться для оборудования в плавучих мастерских, так как не способны действовать в условиях качки объекта и соответствующих горизонтальных смещений.

Для выбора рациональных вариантов виброизолирующих устройств станка использован метод морфологического анализа, рекомендуемый для решения конструкторских задач общего плана (проектирование станков и комплексов, узлов, механизмов и т. д.). Однако выбор рационального варианта при этом методе на последнем этапе не учитывает реальных условий функционирования объекта. Поэтому принимаем последовательный перебор возможных вариантов элементов в качестве аппарата на этапе формирования множества структур системы виброизолирующего устройства (рис. 3) и оценки этих вариантов по укрупненным показателям. Для этого проводим построение морфологической матрицы (табл. 1) с указанием признаков и характеристик подсистем и элементов с выявлением связей между ними.

Затем синтезируем варианты структуры виброизолирующего устройства при заданных требованиях по следующей методике. Вначале из множества признаков $n = 1, 2, \dots, N$ подсистемы «корпус» (X) (признаки – форма, материал) выделим наиболее приемлемые элементы для создания виброизолирующего устройства (ВУ).

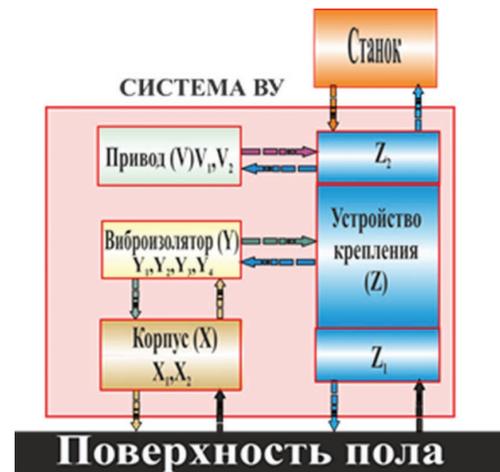


Рис. 3. Структурная схема системы виброизолирующего устройства

Fig. 3. Block diagram of a system of the anti-vibration device

При этом применяем различные типы указанных элементов, обеспечивающих правильное функционирование системы, но обладающих различными характеристиками (надежность, габариты, масса, стоимость).

Пусть имеется M типов n -го узла, причем m – порядковый номер типа данного узла ($m = 1, 2, \dots, M$). Обозначив через X_{nm} совокупность параметров n -го узла M -го типа, множество состояний подсистемы «корпус» выразим в виде матрицы

$$\|X\| = \begin{pmatrix} X_{11} & X_{21} & \dots & X_{N1} \\ X_{21} & X_{22} & \dots & X_{N2} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ X_{1M} & X_{2M} & \dots & X_{NM} \end{pmatrix}.$$

По аналогии совокупность параметров подсистемы «виброизолятор» обозначим через Y_{kl} , а множество состояний этой подсистемы также запишем в матричной форме $\|Y\|$. Аналогично в виде матрицы выражаем множество состояний подсистемы «устройство крепления» $\|Z\|$ и подсистемы «привод» $\|V\|$.

Обозначение и расшифровка параметров для виброизолирующего устройства приведены в морфологической матрице (табл. 1). Характеристики элементов используем основой для построения графов (рис. 4), иллюстрирующих множество возможных вариантов подсистем устройства, равное числу путей в графе.

Синтез начинаем с выбора вариантов подсистем при включении наиболее существенных

Таблица 1

Table 1

Морфологическая матрица системы виброизолирующего устройства
Morphological matrix of a system of the anti-vibration device

Подсистема Subsystem	Признаки Signs	Элемент/Свойство Element/property	
Корпус (X) (основание)	X1. Форма	X1 ₁ Диск	
		X1 ₂ Цилиндр	
		X1 ₃ Квадрат	
		X1 ₄ Призма	
		X1 ₅ Корпус	
		X1 ₆ Пирамида	
		X1 ₇ Комбинированный	
	X2. Материал	X2 ₁ Металл	
		X2 ₂ Пластик	
		X2 ₃ Углеволокно	
		X2 ₄ Другие неметаллы	
	Виброизолятор (Y)	Y1. Материал	Y1 ₁ Резина
			Y1 ₂ Капролон
			Y1 ₃ Полиуретан
Y1 ₄ Эластомер			
Y1 ₅ Металл			
Y1 ₆ Другие			
Y2. Форма		Y2 ₁ Цилиндр	
		Y2 ₂ Тор	
		Y2 ₃ Конус	
		Y2 ₄ Спираль	
		Y2 ₅ Тарелка	
		Y2 ₆ Переменного сечения	
		Y2 ₇ С внутренней полостью	
		Y2 ₈ Усеченной формы	
		Y2 ₉ В виде мембраны	
		Y2 ₁₀ В виде поршня	
		Y2 ₁₁ Другие	
Y3. Рабочее тело		Y3 ₁ Масло	
		Y3 ₂ Воздух	
		Y3 ₃ Отсутствует	
Y4. Принцип действия		Y4 ₁ Растяжение-сжатие материала	
		Y4 ₂ Изгибные деформации	
		Y4 ₃ Перемещение рабочего тела	

Окончание табл. 1

End of table 1

Подсистема Subsystem	Признаки Signs	Элемент/Свойство Element/property
Устройство крепления (Z)	Z1. К полу	Z1 ₁ Механическое
		Z1 ₂ Жёсткая фиксация
		Z1 ₃ Отсутствует
	Z2. К станку	Z2 ₁ Механическое
		Z2 ₂ Жёсткая фиксация
		Z2 ₃ Упругомеханическая фиксация
Привод (V)	V1. Вид привода	V1 ₁ Электромагнитный
		V1 ₂ Гидравлический
		V1 ₃ Пневматический
		V1 ₄ Комбинированный
		V1 ₅ Ручной
		V1 ₆ Отсутствует
	V2. Вид передачи	V2 ₁ Непосредственно
		V2 ₂ Рычажной системой
		V2 ₃ Другие

признаков с использованием списка технических требований, определяющихся свойствами системы.

В нашем случае исходными свойствами для технологической системы станка 3В12 являются:

1) масса – 3000 кг; 2) операция – круглое шлифование; 3) режимы обработки: частота вращения шпинделя – 78...780 мин⁻¹; частота вращения шлифовального круга – 2240 мин⁻¹; 4) диапазон частот собственных колебаний – $fz \leq 20$ Гц; 5) диапазон частот вынужденных колебаний – $f \leq 10$ Гц.

Осуществляем выбор вариантов подсистемы «корпус», предварительно разработав перечень требований, предъявляемых к корпусу виброизолирующего устройства (X) с учетом его основных функций, а также качественных показателей K_i^I , характеризующих: прочность (повышенная – $K_1^I = 1$, высокая – $K_1^I = 0,75$, средняя – $K_1^I = 0,5$); технологичность (высокая – $K_2^I = 1,0$, низкая – $K_2^I = 0,5$); себестоимость (высокая – $K_3^I = 0,5$, средняя – $K_3^I = 0,75$, малая – $K_3^I = 1,0$).

По формуле $K_c = 1 - \sum_{i=1}^n \frac{1 - K_i}{n}$ определяем

суммарный качественный показатель для каждой из синтезированных структур. Наибольшее значение ($K_x = 0,93$) получил следующий вариант:

$$X' = X_{117} \begin{vmatrix} X_{11} \\ X_{12} \end{vmatrix} \rightarrow X_{21}.$$

Объект представляет собой металлический корпус комбинированной формы в виде цилиндра с диском, установленным в нижней части.

Аналогичные действия проводим по выбору «виброизолятора» (Y). Наибольшее значение $K_y = 0,84$ имеет структурный вариант:

$$Y' = Y_{11} \rightarrow \begin{vmatrix} Y_{21} \\ Y_{27} \\ Y_{210} \end{vmatrix} \rightarrow Y_{31} \rightarrow \begin{vmatrix} Y_{41} \\ Y_{42} \\ Y_{43} \end{vmatrix}.$$

Объект представляет собой резиновый цилиндр с полостью, внутри которой размещены поршень и рабочее тело (масло), что позволяет использовать принципы растяжения-сжатия,

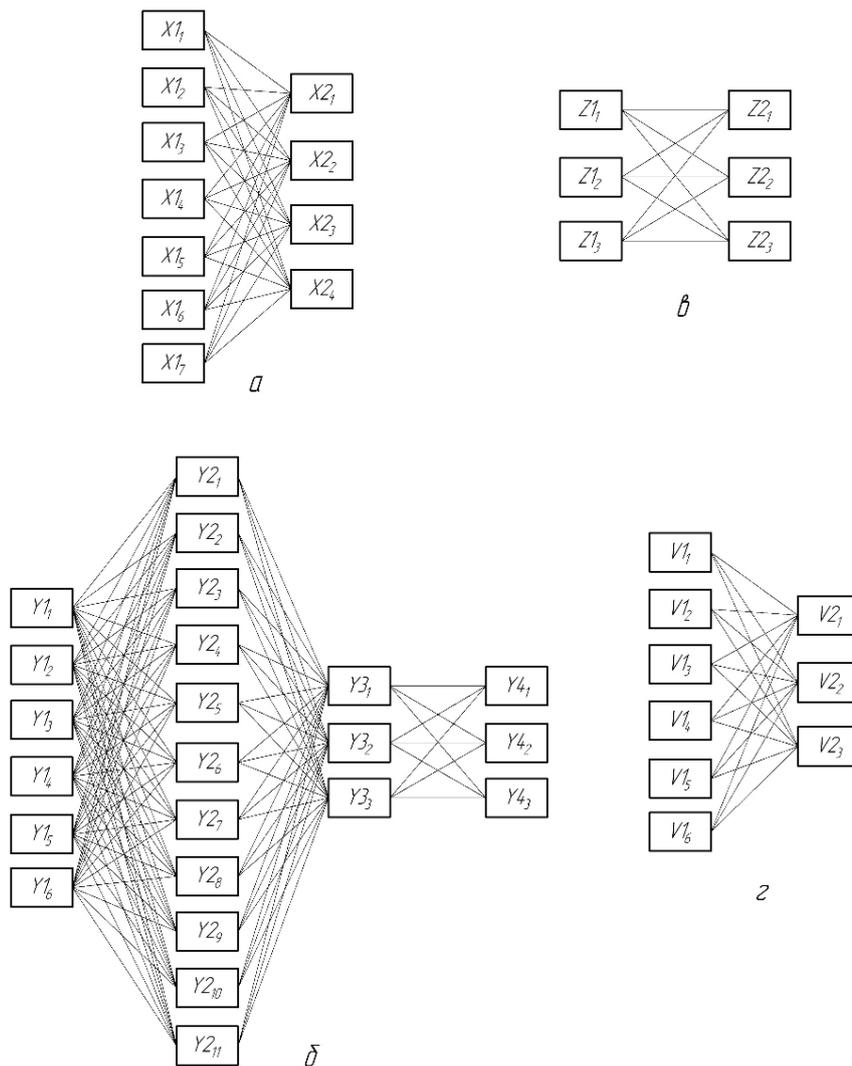


Рис. 4. Графы возможных структурных вариантов подсистем виброизолирующего устройства:

a – корпус (*X*); *б* – виброизолятор (*Y*); *в* – устройство крепления (*Z*); *г* – привод (*V*)

Fig. 4. Graphs of possible structural variants of subsystems of the anti-vibration device:

a – body (*X*); *б* – vibration absorber (*Y*); *в* – fastening device (*Z*); *г* – drive (*V*)

изгибных деформаций, а также перемещения масла через дросселирующие отверстия для гашения колебаний.

Вариант устройства крепления (*Z*) обусловлен заданными условиями работы и может использовать фиксацию к полу (*Z1*) и к станку (*Z2*). Наибольший показатель $K_Z = 0,92$ имеет структурный вариант:

$$Z^I = Z1_7 \rightarrow Z2_3.$$

Он имеет механическое крепление к полу и упруго-механическую фиксацию к станине станка.

После этого выбираем привод (*V*). Наибольшее значение $K_V = 0,92$ имеет следующий вариант:

$$V^I = V1_2 \rightarrow V2_2.$$

На основании этого выбран гидравлический привод с рычажной системой передачи прижимного усилия. Анализ подмножества синтезированных структур виброизолирующего устройства представлен на схеме (рис. 5). При возможном значительном сочетании вариантов на основе перспективы создания устройства из серийно выпускаемых элементов путем модер-

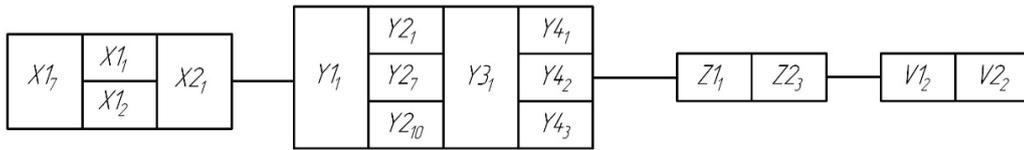


Рис. 5. Структура рационального варианта системы виброизолирующего устройства по качественным показателям

Fig.5. The structure of the rational variant of the system of anti-vibration device according to quality indicators

низации при использовании вышеуказанных качественных критериев оценки подсистем получаем рациональный вариант виброизолирующего устройства:

$$X^I \rightarrow Y^I \rightarrow Z^I \rightarrow V^I .$$

Представленная методика дает возможность синтезировать заданную систему на этапе структурно-компоновочной оптимизации. Дальнейшие теоретические и практические исследования на этапе параметрического синтеза позволили усовершенствовать конструкции виброизолирующих устройств и создать новые виброизолирующую опору [19] и виброизолирующее устройство для станка, эксплуатируемого в плавучей мастерской (рис. 6) [20].

Устройство предполагает повышение надежности виброзащиты металлорежущих станков от внешних колебаний, в том числе и от волнений водной поверхности; упрощает возможность монтажа станочного оборудования плавучих

мастерских. Предназначено для повышения качества деталей на шлифовальных операциях путем уменьшения погрешностей их формы, а также снижения шероховатости и волнистости поверхностей.

Результаты и их обсуждение

Для определения надежности структурных вариантов виброизолирующего устройства (ВУ) требуется проанализировать причины возникновения отказов функционирования (эксплуатационную надежность).

При рассмотрении дискретной системы виброизолирующего устройства учитываем, что ее подсистемы (элементы) отказывают независимо друг от друга, и каждая из них восстанавливается после отказа. Считаем, что исходные свойства подсистемы полностью восстанавливаются, а функционирование с отказами и восстановлениями одной подсистемы не влияют на надежность других. Наступление отказа каждой подсистемы

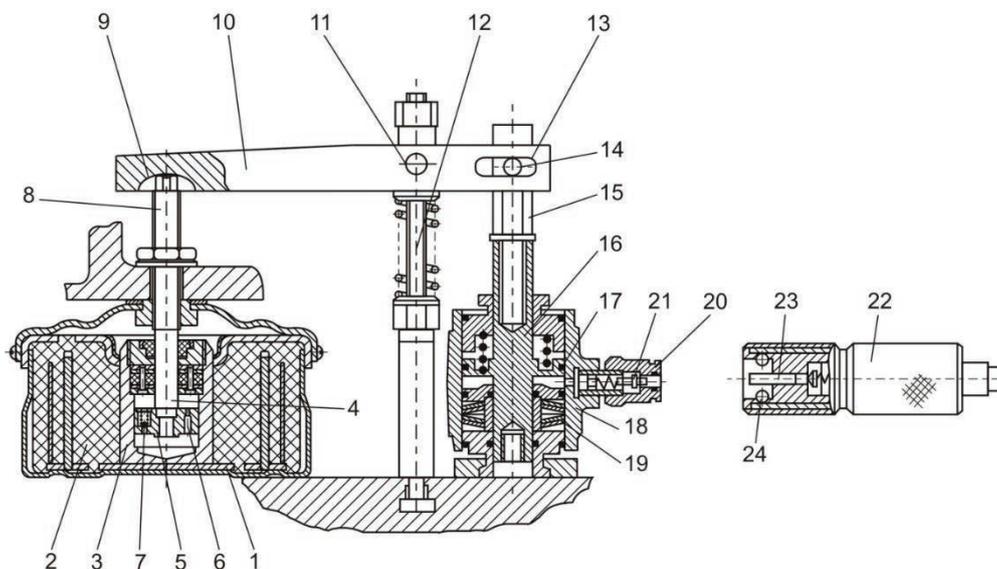


Рис. 6. Общий вид виброизолирующего устройства (Патент UA 51621)

Fig. 6. General view of the anti-vibration device (Patent UA 51621)

образует процесс ее восстановления, причем эти процессы независимы. Примем $F_k(t)$ как обозначение закона распределения времени жизни k -й подсистемы. Допускаем, что он имеет непрерывную плотность $f_k(t)$ и характеризуется средним временем жизни подсистемы T_k при дисперсии σ_k^2 .

Так как с позиции надежности подсистемы в системе ВУ имеют последовательное соединение (см. рис. 6), то их любой отказ приводит к отказу всей системы. Возникновение отказов на одном временном участке не приводит к изменению вероятности возникновения некоторого числа отказов на другом, не пересекающемся с первым. Из этого следует, что в вышеуказанных процессах отсутствует последствие в потоке отказов системы ВУ. При этом предполагается, что в законах распределения $F_k(t)$ имеются непрерывные плотности. Следовательно, среднее число отказов – функция $H(t)$ – непрерывная, и вероятность одновременного появления двух отказов ничтожно мала, т. е. поток отказов системы – ординарный. Приведенные выше доводы позволяют рассматривать ВУ как систему физически дискретную, для которой могут быть характерны состояния S_0, S_1, S_2, S_3, S_4 .

В состоянии S_0 виброизолирующее устройство (ВУ) нормально функционирует, отказы отсутствуют.

В S_1 необходимо восстановление (ремонт) корпуса по причине отказов его функционирования с интенсивностью λ_1 . При этом $\lambda_1 = 1/\bar{T}_k$, где \bar{T}_k – среднее время между двумя отказами функционирования корпуса, ч.

В состоянии S_2 – отказ виброизолятора, характеризующийся потоком с интенсивностью λ_2 . В этом случае $\lambda_2 = 1/\bar{T}_b$, где \bar{T}_b – среднее время между отказами виброизолятора, ч.

В S_3 необходима замена либо ремонт устройства крепления при потоке отказов с интенсивностью λ_3 . Здесь $\lambda_3 = 1/\bar{T}_y$, где \bar{T}_y – среднее время между отказами указанного устройства, ч.

Для состояния S_4 характерен ремонт привода из-за его отказов с интенсивностью λ_4 . При этом $\lambda_4 = 1/\bar{T}_n$, где \bar{T}_n – среднее время между отказами привода, ч.

Величины соответствующих математических ожиданий $\bar{T}_k, \bar{T}_y, \bar{T}_b, \bar{T}_n$ вычисляются по формуле

$$\bar{T} = \sum_{j=1}^m \frac{t_j}{m},$$

где t_j – интервал между $(j-1)$ -м и j -м отказами; m – число отказов соответствующей подсистемы ВУ.

Отказавшая подсистема восстанавливается после отказа с интенсивностями восстановления каждой из подсистем – $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \mu_4$, причем время восстановления является величиной случайной и подчиняется закону Пуассона:

$$\mu_1 = \frac{1}{\bar{T}_{BK}}; \mu_2 = \frac{1}{\bar{T}_{BB}}; \mu_3 = \frac{1}{\bar{T}_{BY}}; \mu_4 = \frac{1}{\bar{T}_{BN}},$$

где $\bar{T}_{BK}, \bar{T}_{BB}, \bar{T}_{BY}, \bar{T}_{BN}$ – соответственно среднее время восстановления корпуса, виброизолятора, устройства крепления и привода, ч.

При описании размеченного графа состояний системы ВУ (рис. 7) используем обозначения вероятности ее нахождения в каждом из них соответственно: P_0 – нормальной работы (отсутствуют отказы), $P_0 = P(S_0)$; P_1 – отказа корпуса, $P_1 = P(S_1)$; P_2 – отказа виброизолятора, $P_2 = P(S_2)$; P_3 – отказа устройства уплотнения, $P_3 = P(S_3)$; P_4 – отказа привода, $P_4 = P(S_4)$.

Состояние описывается системой уравнений А.Н. Колмогорова:

$$\begin{cases} P_0(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_3 + \lambda_4) = \\ = P_1\mu_1 + P_2\mu_2 + P_3\mu_3 + P_4\mu_4, \\ P_1\mu_1 = P_0\lambda_1, \\ P_2\mu_2 = P_0\lambda_2, \\ P_3\mu_3 = P_0\lambda_3, \\ P_4\mu_4 = P_0\lambda_4. \end{cases} \quad (1)$$

Из системы (1) с помощью условия нормирования $\sum_{i=0}^4 P_i = 1$ определяем финальные вероятности:

$$\begin{cases} P_0(1 + \lambda_1/\mu_1 + \lambda_2/\mu_2 + \lambda_3/\mu_3 + \lambda_4/\mu_4)^{-1}, \\ P_1 = P_0 \lambda_1/\mu_1, \\ P_2 = P_0 \lambda_2/\mu_2, \\ P_3 = P_0 \lambda_3/\mu_3, \\ P_4 = P_0 \lambda_4/\mu_4. \end{cases} \quad (2)$$

Решение полученной системы уравнений (2) с помощью ЭВМ (рис. 8), результаты расчетов

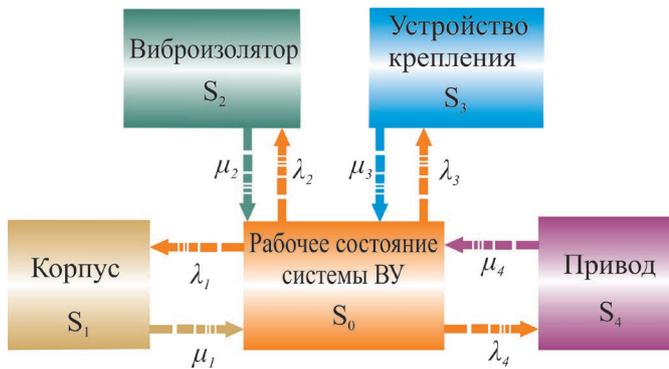


Рис. 7. Размеченный граф состояний системы виброизолирующего устройства с учетом отказов

Fig. 7. Marked state graph of the system of anti-vibration device with regard to failures

вероятностей безотказной работы ВУ и отказов подсистем (табл. 2) позволили на основе эксплуатационных данных по параметрам наработок и восстановлений определить надежность системы и выявить наименее надежные из подсистем, определив вероятности их отказов.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что даже имеющий самый высокий уро-

вень вероятности отказов привод ($P_4 = 0,021$, т. е. 2,1 %), далее – виброизолятор ($P_2 = 0,01$, т. е. 1 %), затем – корпус ($P_1 = 0,005$, т. е. 0,5 %) и устройство крепления (вероятность отказа $P_3 = 0,003$, т. е. 0,3 %) достаточно надежны, так как суммарная вероятность их отказов не превышает 4 %. В противном случае выявленные наименее надежные подсистемы могут быть подвергнуты усовершенствованиям путем модернизации конструкции с целью повышения наработки на отказ и сокращения времени их восстановления, что неизбежно увеличит срок службы ВУ.

При продолжении машинного эксперимента вводятся эксплуатационные данные наработок и восстановлений для усовершенствованных вариантов подсистем, и процесс расчетов, начиная с первого этапа, повторяют. Если подсистем, существенно снижающих вероятность безотказной работы ВУ не выявлено (как в данном случае, где даже наименее надежная из них – привод с вероятностью отказа 2,1 %), дальнейшая оптимизация для повышения надежности не проводится.

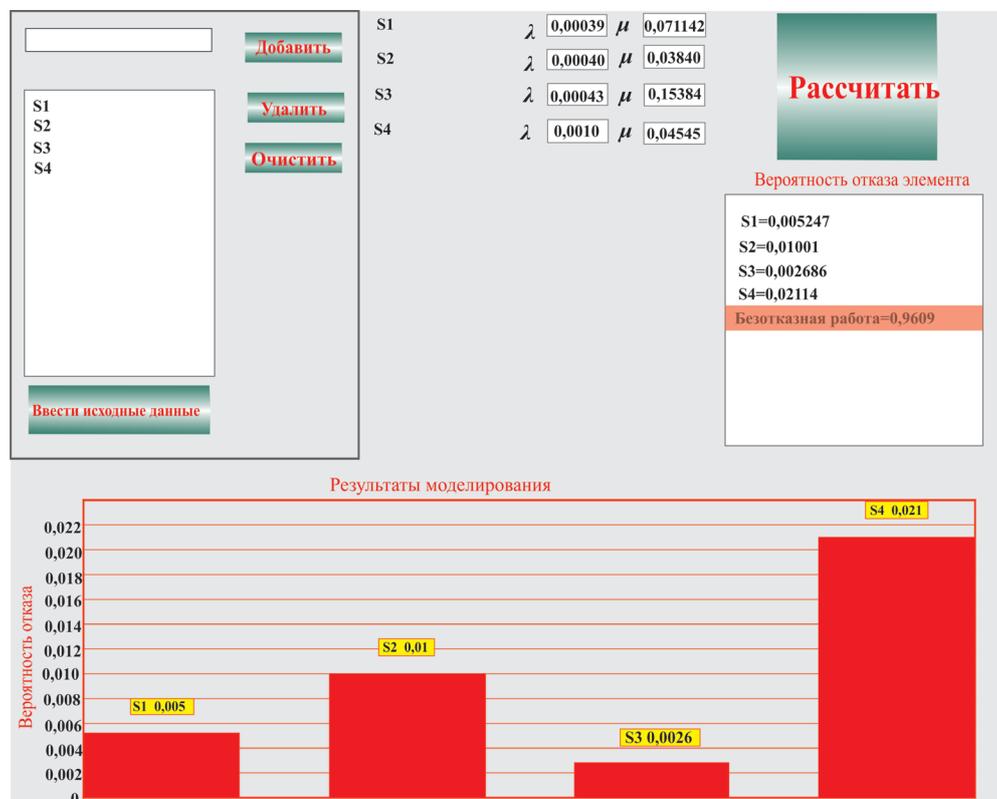


Рис. 8. Результаты программы расчета надежности подсистем виброизолирующего устройства

Fig. 8. Results of calculation of reliability of subsystems anti-vibration device

Показатели надежности подсистем виброизолирующего устройства
The reliability indicators of the subsystems anti-vibration device

Подсистема Subsystem	Интенсивность потока отказов, ч ⁻¹ Failures intensity, h ⁻¹	Интенсивность потока восстановлений, ч ⁻¹ Restoration rate, h ⁻¹	Вероятность отказа Probability of failure
Корпус	0,00039	0,07142	0,0052
Виброизолятор	0,00040	0,03840	0,0100
Устройство крепления	0,00043	0,15384	0,0026
Привод	0,00100	0,04545	0,0211
Вероятность безотказной работы системы ВУ			0,9609

Выводы

Разработанная общая модель формирования рациональной технологической системы станка и алгоритм определили направления поиска путей обеспечения качества деталей при шлифовании в условиях плавучей мастерской, в частности, за счет усовершенствования и повышения надежности систем виброизолирующего устройства. Морфологический анализ и синтез структур виброизолирующих устройств позволили по укрупненным качественным показателям получить рациональный вариант структуры системы ВУ, предназначенной для шлифовальных станков, работающих в условиях плавучей мастерской [19]. Параметрический синтез полученного варианта ВУ привел к созданию более надежных конструкций виброизолирующей опоры и виброизолирующего устройства станка плавучей мастерской, позволяющих осуществлять защиту станка от внешних воздействий, в том числе возникающих от ударов волн о корпус плавучего основания мастерской в результате волнений водной поверхности [20].

По результатам исследования надежности виброизолирующего устройства с помощью размеченного графа состояний и уравнений А.Н. Колмогорова на основе эксплуатационных данных по параметрам наработок и восстановлений определена надежность системы (вероятность безотказной работы $P_0 = 0,96$) и выявлены вероятности отказов подсистем устройства.

Полученный рациональный вариант ВУ в дальнейшем подвергают проверке в реальных условиях функционирования станка и на лабораторном стенде с целью получения эксплуатационных данных по качеству деталей при шлифовании в условиях плавучей мастерской с различными уровнями внешних воздействий.

Список литературы

1. Siddique A.N., Khan Z.A, Mallick Z. Grey relational analysis coupled with principal component analysis for optimization design of the process parameters in in-feed centerless cylindrical grinding. // International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2010. – Vol. 46, iss. 9–12. – P. 983–992. – doi: 10.1007/S00170-009-2159-8.
2. Li G.F., Wang L.S., Yang L.B. Multi parameter optimization and control of the cylindrical grinding process // Journal of Material Processing Technology. – 2002. – Vol. 129, iss. 1. – P. 232–236. – doi: S0924-0136(02)00607-6.
3. Kumar S., Dhanabalan S. A review of cylindrical grinding process parameters by using various optimization techniques and their effects on the surface integrity, wear rate and MRR // International Journal of Advance Engineering and Research Development (IJAERD). – 2018. – Vol. 5, iss. 01. – P. 719–729. – doi: 10.13140/RG.2.2.30801.43368.
4. Kumar S., Bhatia O. Review of analysis and optimization of cylindrical grinding process parameters on material removal rate of En15AM steel // IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering. – 2015. – Vol. 12, iss. 4, ver. 2. – P. 35–43.

5. Subsurface damage in high-speed grinding of brittle materials considering kinematic characteristics of the grinding process / C. Wang, Q. Fang, J. Chen, Y. Liu, T. Jin // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. – 2016. – Vol. 83, iss. 5–8. – P. 937–948. – doi: 10.1007/s00170-015-7627-8.
6. Kumar P., Kumar S., Kumar Dev D. Grinding processes, a review // *International Journal of Engineering Technology, Management and Applied Sciences*. – 2016. – Vol. 4, iss. 9. – P. 68–72.
7. Kumar P., Kumar A., Singh B. Optimization of process parameters in surface grinding using response surface methodology // *International Journal of Research in Mechanical Engineering & Technology (IJRMET)*. – 2013. – Vol. 3, iss. 2. – P. 245–252.
8. Vinay P.V., Rao C.S. Grinding mechanics and advances – a review // *International Journal of Advance Engineering and Research Development (IAERD)*. – 2013. – Vol. 5, no. 2. – P. 41–74.
9. Srinivasan K. Grinding chatter and vibrations // King R.I., Hahn R.S. *Handbook of modern grinding technology*. – New York; London: Chapman and Hall, 1986. – P. 119–169.
10. Kumar S., Bhatia O.S. Experimental analysis and optimization of cylindrical grinding process parameters on surface roughness of En15AM steel // *International Journal of Engineering Research and Applications*. – 2015. – Vol. 5, iss. 7, pt. 2. – P. 01–08.
11. Optimization of grinding parameters for minimum surface roughness by Taguchi parametric optimization technique / D. Pal, A. Bangar, R. Sharma, A. Yadav // *International Journal of Mechanical and Industrial Engineering (IJMIE)*. – 2012. – Vol. 1, iss. 3. – P. 74–78.
12. Лобанов Д.В., Мулюхин Н.В. Методика прогнозирования поврежденности твердого сплава при затачивании инструмента для обработки неметаллических композитов // *Актуальные проблемы в машиностроении*. – 2018. – Т. 5, № 1–2. – С. 78–84.
13. Солер Я.И., Хоанг Н.А. Влияние глубины резания на высотные шероховатости инструментов из стали У10А при плоском шлифовании кругами из кубического нитрида бора // *Авиационное машиностроение и транспорт Сибири: сборник статей IX Всероссийской научно-практической конференции / Иркутский национальный исследовательский технический университет*. – Иркутск, 2017. – С. 250–254.
14. Soler Y.I., Van Le N., Dinh Si M. Influence of rigidity of the hardened parts on forming the shape accuracy during flat grinding // *MATEC Web of Conferences*. – 2017. – Vol. 129. – P. 01076. – doi: 10.1051/mateconf/201712901076.
15. Солер Я.И., Нгуен В.К., Хоанг Н.А. Прогнозирование режимов чистового шлифования быстрорежущих пластин переменной податливости при многопараметрической оптимизации шероховатости // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. – 2017. – № 4 (685). – С. 35–46.
16. Fomin A.A., Gusev V.G. Vibrational displacement of a spindle with static disequilibrium of the cutting tool // *Russian Engineering Research*. – 2013. – Vol. 33, N 7. – P. 412–415. – doi: 10.3103/S1068798X1307006X.
17. Фролов К.В., Фурман Ф.А. Прикладная теория виброзащитных систем. – М.: Машиностроение, 1980. – 276 с.
18. Владецкая Е.А. Моделирование вибрационных воздействий от внешних источников при шлифовании деталей в лабораторных условиях / Е.А. Владецкая // *Вестник современных технологий*. – 2016. Вып. 4. – С. 25–34.
19. Повышение качества деталей при шлифовании в условиях плавучих мастерских / С.М. Братан, Е.А. Владецкая, Д.О. Владецкий, А.О. Харченко. – М.: Вузовский учебник: Инфра-М, 2018. – 154 с. – ISBN 978-5-9558-0598-6.
20. Патент 158629 Российская Федерация, МПК В 23 Q 1/25, В 23 Q 1/44, F 16 F 9/14. Устройство автоматической виброзащиты металлорежущего станка / Е.А. Владецкая, А.О. Харченко, С.М. Братан. – № 2015125213/02; заявл. 25.06.2015, опубл. 20.01.2016, Бюл. № 2. – 5 с.

Конфликт интересов

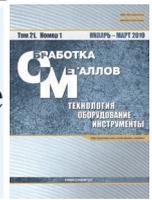
Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

© 2019 Авторы. Издательство Новосибирского государственного технического университета. Эта статья доступна по лицензии Creative Commons «Attribution» («Атрибуция») 4.0 Всемирная (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)



Obrabotka metallov - Metal Working and Material Science

Journal homepage: http://journals.nstu.ru/obrabotka_metallov



Analysis and Synthesis of Vibration Isolation System of a Grinding Machine with Account of the Operational Reliability of its Elements

Sergey Bratan ^{a, *}, Alexander Kharchenko ^b, Ekaterina Vladetskaya ^c, Andrey Kharchenko ^d

Sevastopol State University, 33 Universitetskaya str., Sevastopol, 299053, Russian Federation

^a  <http://orcid.org/0000-0002-9033-1174>,  serg.bratan@gmail.com, ^b  <http://orcid.org/0000-0003-1704-9380>,  khao@list.ru,

^c  <http://orcid.org/0000-0002-2774-3088>,  vladetska@rambler.ru, ^d  <http://orcid.org/0000-0001-8797-6046>,  a.a.kharchenko@sevsu.ru

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 18 December 2018

Revised: 12 February 2019

Accepted: 15 February 2019

Available online: 15 March 2019

Keywords:

Grinding machine
 Floating workshop
 Anti-vibration support
 Anti-vibration device
 Morphological matrix
 Marked state graph
 Reliability

ABSTRACT

Introduction. A feature of the grinding machine operation under the floating workshop conditions is the vibration that reduces the accuracy and increases the roughness of the machined surfaces. The scatter of output quality indicators is caused by disturbing influences, some of which are not controlled during machining and lead to instability of the product's properties. Therefore reducing the level of machine-forced vibrations by the vibration isolation efficiency, with regard to the machining features, is the crucial task with its solution leading to the industrial process indicators increasing. **The purpose of the work:** develop the ways of improving the reliability of the vibration isolation systems of the grinding machine under the under the floating workshop conditions. The structural modifications of the machine vibration isolation devices were investigated in the paper to determine their operational reliability and to identify the weak points through determining their failures probability to reduce the influence of vibration effects from the outside environment and internal factors on the processing quality. **The methods of investigation.** The used research techniques are morphological analysis, structural-layout and parametric synthesis based on the elements reliability assessment using homogeneous Markov chains. **Results and discussion.** Possibility of rational structural design of vibration-insulating devices for grinding machine placed in a floating workshop at the stages of analysis and synthesis at the structural and layout optimization level according to aggregated quality indicators is presented. It is shown that parametric synthesis and additional theoretical and practical studies of real vibration-insulating devices allows new design of the vibration-insulating device of a floating workshop machine. The research of the operational reliability with regard to the failure and restoration rates of subsystems using the marked state graph and the equations of final probabilities allows us to determine the operational reliability of vibration-insulating device (reliability function, $P_0=0,96$), as well subsystems' reliability by means of computer experiment. It is exposed that the new design of the support and vibration isolation device created as a result of parametric synthesis increases the reliability of the machine vibration protection. The presented results and subsequent tests proved the better quality of ground parts produced with new devices under external equipment vibration effects as well as under the sea swell, on the floating base of the workshop (not exposed in the paper). The presented results verify the prospects of the developed approach for the modernization of floating workshops machine tools that perform complex operation of high-precision parts manufacturing in the aquatic and offshore areas.

For citation: Bratan S.M., Kharchenko A.O., Vladetskaya E.A., Kharchenko A.A. Analysis and synthesis of vibration isolation system of a grinding machine with account of the operational reliability of its elements. *Obrabotka metallov (tehnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2019, vol. 21, no. 1, pp. 35–49. doi:10.17212/1994-6309-2019-21.1-35-49. (In Russian).

* Corresponding author

Bratan Sergey M., D. Sc. (Engineering), Professor
 Sevastopol State University,
 33 Universitetskaya str,
 299053, Sevastopol, Russian Federation
 Tel.: +7 (978)7155019, e-mail: serg.bratan@gmail.com

References

1. Siddique A.N., Khan Z.A, Mallick Z. Grey relational analysis coupled with principal component analysis for optimization design of the process parameters in in-feed centerless cylindrical grinding. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2010, vol. 46, iss. 9–12, pp. 983–992. doi: 10.1007/S00170-009-2159-8.
2. Li G.F., Wang L.S., Yang L.B. Multi parameter optimization and control of the cylindrical grinding process. *Journal of Material Processing Technology*, 2002, vol. 129, iss. 1, pp. 232–236. doi: S0924-0136(02)00607-6.
3. Kumar S., Dhanabalan S. A review of cylindrical grinding process parameters by using various optimization techniques and their effects on the surface integrity, wear rate and MRR. *International Journal of Advance Engineering and Research Development (IJAERD)*, 2018, vol. 5, iss. 01, pp. 719–729. doi: 10.13140/RG.2.2.30801.43368.
4. Kumar S., Bhatia O. Review of analysis and optimization of cylindrical grinding process parameters on material removal rate of En15AM steel. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 2015, vol. 12, iss. 4, ver. 2, pp. 35–43.
5. Wang C., Fang Q., Chen J., Liu Y., Jin T. Subsurface damage in high-speed grinding of brittle materials considering kinematic characteristics of the grinding process. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2016, vol. 83, iss. 5–8, pp. 937–948. doi: 10.1007/s00170-015-7627-8.
6. Kumar P., Kumar S., Kumar Dev D. Grinding processes, a review. *International Journal of Engineering Technology, Management and Applied Sciences*, 2016, vol. 4, iss. 9, pp. 68–72.
7. Kumar P., Kumar A., Singh B. Optimization of process parameters in surface grinding using response surface methodology. *International Journal of Research in Mechanical Engineering & Technology (IJRMET)*, 2013, vol. 3, iss. 2, pp. 245–252.
8. Vinay P.V., Rao C.S. Grinding mechanics and advances – a review. *International Journal of Advance Engineering and Research Development (IJAERD)*, 2013, vol. 5, no. 2, pp. 41–74.
9. Srinivasan K. Grinding chatter and vibrations. King R.I., Hahn R.S. *Handbook of modern grinding technology*. New York, London, Chapman and Hall, 1986, pp. 119–169.
10. Kumar S., Bhatia O.S. Experimental analysis and optimization of cylindrical grinding process parameters on surface roughness of En15AM steel. *International Journal of Engineering Research and Applications*, 2015, vol. 5, iss. 7, pt. 2, pp. 01–08.
11. Pal D., Bangar A., Sharma R., Yadav A. Optimization of grinding parameters for minimum surface roughness by Taguchi parametric optimization technique. *International Journal of Mechanical and Industrial Engineering (IJMIE)*, 2012, vol. 1, iss. 3, pp. 74–78.
12. Lobanov D.V., Mulyukhin N.V. Metodika prognozirovaniya povrezhdennosti tverdogo splava pri zatachivanii instrumenta dlya obrabotki nemetallicheskih kompozitov [Technique for predicting damage to a hard alloy when grinding a tool for processing non-metallic composites]. *Aktual'nye problemy v mashinostroenii = Actual problems in machine building*, 2018, vol. 5, no. 1–2, pp. 78–84. (In Russian).
13. Soler Ya.I., Khoang N.A. Vliyaniye glubiny rezaniya na vysotnye sherokhovatosti instrumentov iz stali U10A pri ploskom shlifovanii krugami iz kubicheskogo nitrida bora [Effect of cutting depth on the high-altitude roughness of tools made of steel U10A with flat grinding with cubic boron nitride]. *Aviamashinostroenie i transport Sibiri [Aircraft engineering and transport of Siberia]*. Irkutsk, 2017, pp. 250–254. (In Russian).
14. Soler Ya.I., Van Le N., Dinh Si M. Influence of rigidity of the hardened parts on forming the shape accuracy during flat grinding. *MATEC Web of Conferences*, 2017, vol. 129, p. 01076. doi: 10.1051/mateconf/201712901076.
15. Soler Ya.I., Nguen V.K., Khoang N.A. Prognozirovanie rezhimov chistovogo shlifovaniya bystrorezhushchikh plastin peremennoi podatlivosti pri mnogoparametricheskoi optimizatsii sherokhovatosti [Prediction of fine grinding modes of high-speed plates of variable compliance with multiparameter optimization of roughness]. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie = Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2017, no. 4 (685), pp. 35–46.



16. Fomin A.A., Gusev V.G. Vibrational displacement of a spindle with static disequilibrium of the cutting tool. *Russian Engineering Research*, 2013, vol. 33, no. 7, pp. 412–415. doi: 10.3103/S1068798X1307006X.

17. Frolov K.V., Furman F.A. *Prikladnaya teoriya vibrozashchitnykh sistem* [Applied theory of vibration protection systems]. Moscow, Mashinostroyeniye Publ., 1980. 276 p.

18. Vladetskaya E.A. Modelirovanie vibratsionnykh vozddeistvii ot vneshnikh istochnikov pri shlifovanii detalei v laboratornykh usloviyakh [Modeling vibration exposure from external sources when grinding the details under]. *Vestnik sovremennykh tekhnologii = Journal of modern technologies*, 2016, no. 4, pp. 25–34.

19. Bratan S.M., Vladetskaya E.A., Vladetskii D.O., Kharchenko A.O. *Povyshenie kachestva detalei pri shlifovanii v usloviyakh plavuchikh masterskikh* [Improving the quality of parts when grinding in floating workshops]. Moscow, Vuzovskii uchebnyk Publ., Infra-M Publ., 2018. 154 p. ISBN 978-5-9558-0598-6.

20. Vladetskaya E.A., Kharchenko A.O., Bratan S.M. *Ustroistvo avtomaticheskoi vibrozashchity metallozhushchego stanka* [Device of automatic vibroprotection of the metal-cutting machine]. Patent RF, no. 158629, 2016.

Conflicts of Interest

The authors declare no conflict of interest.

© 2019 The Authors. Published by Novosibirsk State Technical University. This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).