

УДК 381.53.08.519  
DOI: 10.25206/1813-8225-2018-157-5-9

**В. М. МЕДУНЕЦКИЙ**  
**А. С. НИТЕЙСКИЙ**  
**А. В. РАСЦУПКИН**

Санкт-Петербургский национальный  
исследовательский университет  
информационных технологий,  
механики и оптики,  
г. Санкт-Петербург

Омский государственный  
технический университет,  
г. Омск

Акционерное общество  
«Завод радиотехнического оборудования»,  
г. Санкт-Петербург

## ВНЕДРЕНИЕ СИСТЕМЫ ДЕМПФИРОВАНИЯ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВИБРАЦИИ ФРЕЗЕРНОЙ НАЛАДКИ

Эмпирическим методом определена зависимость параметров режима резания и степень влияния на величину виброскорости при обработке криволинейных поверхностей деталей с использованием нежесткой фрезерной системы. На основании экспериментальных данных составлена диаграмма, описывающая искомую взаимосвязь, предложен метод выявления оптимальных сил резания с целью снижения колебаний в технологической системе. Определены зависимости среднеквадратичного значения виброускорения на шпинделе обрабатывающего центра от скорости резания. Установлена зависимость значительного влияния одиночного радиального биения режущей кромки инструмента на максимальное значение виброскорости. Предложен метод снижения упругих деформаций инструментальной наладки при механической обработке на фрезерных обрабатывающих центрах с ЧПУ. Определены необходимые условия для эффективного применения демпфирующих элементов и требования для включения в состав фрезерной системы при реализации стратегии снижения величины вибраций на режимах, соответствующих высокоскоростному фрезерованию труднообрабатываемых материалов. Исследованы амплитуды значений частотных характеристик рабочего режима в зависимости от величины подачи и глубины резания. Выполнен анализ параметров вибрации при разных значениях скорости резания труднообрабатываемых материалов, в результате была определена процедура обоснования предпочтительных частот вращения шпиндельного узла в процессе чистовой обработки.

**Ключевые слова:** силы резания, высокоскоростное фрезерование, виброскорость, вибрация, демпфирующее устройство, деформация заготовки.

**Введение.** На данном этапе совершенствования техники предъявляются особые требования к точности криволинейных поверхностей деталей приборов и систем. Современные тенденции развития

производства характеризуются стремительным внедрением систем управления (СУ) в инструментальную наладку, являющуюся технологической составляющей процесса механической обработки. Это

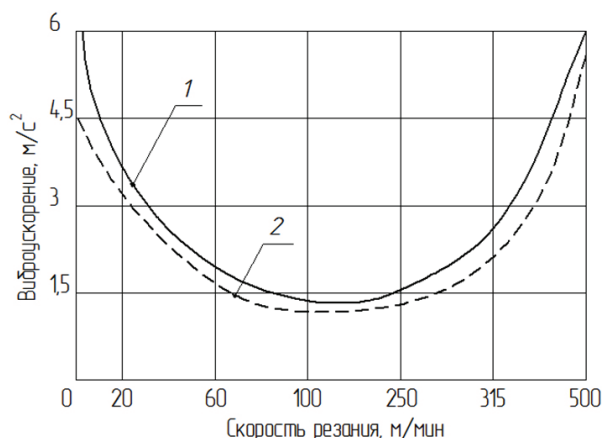


Рис. 1. Зависимость виброактивности фрезерной системы от параметров резания:

- 1 — при радиальной величине срезаемого слоя 0,05 мм;  
2 — при радиальной величине срезаемого слоя 0,02 мм

обусловлено повышением требований к качеству изготовления деталей и надежности работы приборов и механизмов. Задачей СУ в производстве является технологическое обеспечение управления механическими процессами при изготовлении точных и ответственных деталей. Применение данных систем позволяет с необходимой достоверностью управлять сложными физическими процессами и контролировать их изменение в заданном диапазоне.

Актуальной задачей автоматизации на производстве является управление сложными физико-механическими процессами и системами для обеспечения стабильного состояния характеристик рабочего органа оборудования [1, 2]. Рабочий режим системы характеризуется набором и соотношением определенных параметров, значения которых не должны превышать допустимых значений [3, 4]. На рис. 1 и 2 приведены графики зависимости виброскорости и виброускорения системы от параметров обработки в процессе фрезерования титанового сплава ВТ-14. Очевидно, что при достижении показателей максимальных значений этих величин во время обработки фрезерная система выходит из стабильного состояния и стремится достигнуть уровня, при котором процесс резания невозможен. Для исключения возможности перехода системы в область критического состояния необходимо прогнозировать её поведение на протяжении всего периода обработки. Анализировать состояние технологической системы можно посредством показателя виброскорости, линейная зависимость которой определяется следующим образом:

$$y = k_1 \cdot x \cdot \tan^a(k_2 \cdot x^b + k_3) - k_4 \cdot x + k_5,$$

где  $x$  — скорость резания;  $k_1 \dots k_5$  — постоянные коэффициенты, определяющие геометрию режущего инструмента;  $a, b$  — постоянные коэффициенты, характеризующие тепловую составляющую физических явлений процесса резания.

**Возникновение высокочастотных колебаний при фрезеровании.** Вибрации всегда сопровождают любой процесс механической обработки и являются одним из негативных факторов. Результатом вибраций является ухудшение качества обработки, уменьшение периода стойкости инструмента, а так-

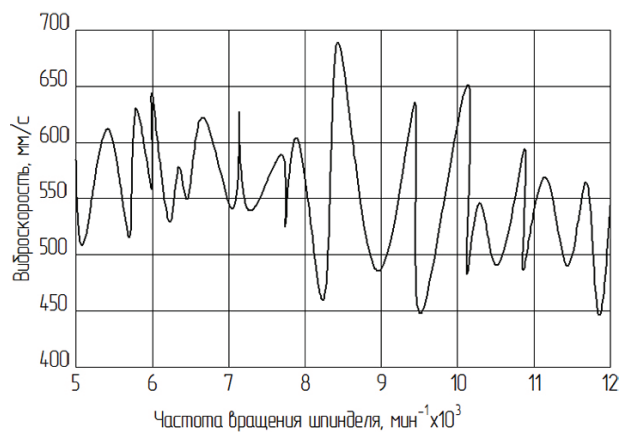


Рис. 2. Влияние частотных характеристик шпиндельного узла на величину вибраций в зоне резания при фрезеровании

же преждевременный износ узлов станка. Задача специалиста по механообработке задать параметры резания таким образом, чтобы максимально эффективно осуществить обработку с заданными требованиями к качеству и точности изделия.

При тонком фрезеровании очагом возникновения колебаний является область контакта инструмента и заготовки, определяющая зависимость их распространения.

Параметры, характеризующие поведение системы в заданных условиях, зависят от физических свойств обрабатываемого материала и геометрии режущей кромки инструмента. Это означает, что в спектре силового воздействия со стороны фрезы на заготовку помимо первой гармоники с частотой, равной частоте удара зуба фрезы, присутствуют также гармоники более высокого порядка с частотами, кратными частоте удара зуба. Гармонику вибрации определяют по отношению частоты вибрации к числу оборотов источника, а не к величине низшей частотной составляющей, как это принято в гармоническом анализе (ряд Фурье), характеризующей пик для конкретной частоты вращения системы, определяющий «порядок» колебательного процесса:

$$k = \frac{f}{n_c},$$

где  $f$  — частота колебаний фрезерной системы, соответствующей гармонике от воздействия сил резания при заданной частоте вращения, Гц;  $n_c$  — частота удара зуба фрезы, Гц.

В результате возбуждение вибраций заготовки и инструмента происходит в нескольких частотных диапазонах [5, 6]. При этом обрабатываемая заготовка и инструмент имеют не одну, а несколько собственных частот колебаний, возникающих в зоне резания.

Различают три основные группы автоколебаний в зависимости от источника, закон распространения которых необходимо учитывать при повышении точности фрезерования труднообрабатываемых материалов [7]:

1. Вибрации сочлененной технической системы. При механической обработке такой системой является технологическая система, а вибрации связаны

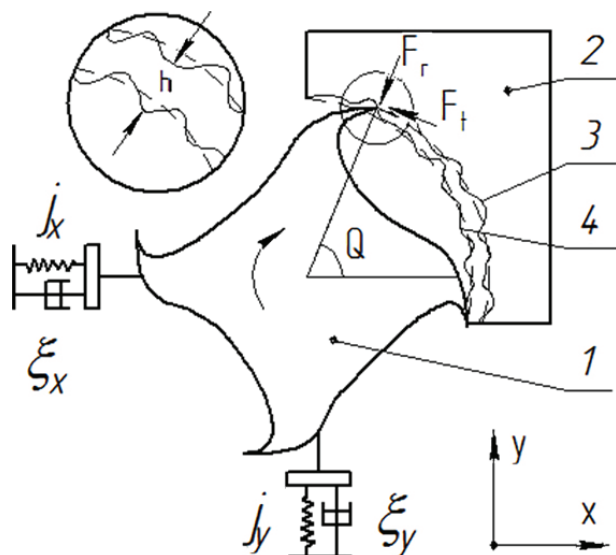


Рис. 3. Механическая модель формирования профиля поверхности в процессе фрезерования при лимитировании фрезерной наладки (воспроизводится из работы [7, 8]): 1 — фреза; 2 — заготовка; 3 — поверхность после последующего реза; 4 — поверхность после предыдущего реза

с наличием сочленений и соединений между элементами этой системы.

2. Термомеханические вибрации, возникающие в зоне резания и связанные с деформацией заготовки, стружки и режущей части инструмента.

3. Регенеративные вибрации. Если рассматривать процесс фрезерования, то очевидно, что каждый зуб фрезы, совершая колебания, оставляет за собой волнистую поверхность заготовки, и в результате каждый последующий зуб срезает слой заготовки переменной толщины, что, в свою очередь, приводит к осцилляциям силы резания и появлению регенеративных вибраций (рис. 3).

Рассмотрим случай, при котором доминирующей подсистемой из условий возбуждения колебаний является подсистема инструмента. Уравнение, описывающее колебание фрезерной системы для случая, когда жесткость фрезерной наладки меньше жесткости станка и заготовки, т.е. при условии  $J_{фр} \ll J_{ст}, J_3$  [7]:

$$\ddot{x}(t) + 2\xi_x \dot{x}(t) + \omega_{ux}^2 x(t) = \frac{1}{m_{ux}} \sum_{j=0}^{N-1} F_{xj} = \frac{1}{m_x} F_x(t);$$

$$\ddot{y}(t) + 2\xi_y \dot{y}(t) + \omega_{uy}^2 y(t) = \frac{1}{m_{uy}} \sum_{j=0}^{N-1} F_{yj} = \frac{1}{m_y} F_y(t),$$

где  $\xi_x$  и  $\xi_y$  — коэффициенты демпфирования в направлении соответствующих осей;  $\omega$  — собственная частота колебаний;  $F_x$  и  $F_y$  — составляющие результирующей силы резания в направлении осей;  $m$  — приведенная масса фрезерной наладки.

Влияние каждой группы вибраций в целом на устойчивость неодинаково. Автоколебания, возникающие из-за регенерации поверхности, оказывают наибольшее влияние в сравнении с остальными двумя группами вследствие периодически меняющейся силы резания. Автоколебания такого рода приводят к появлению микронеровностей

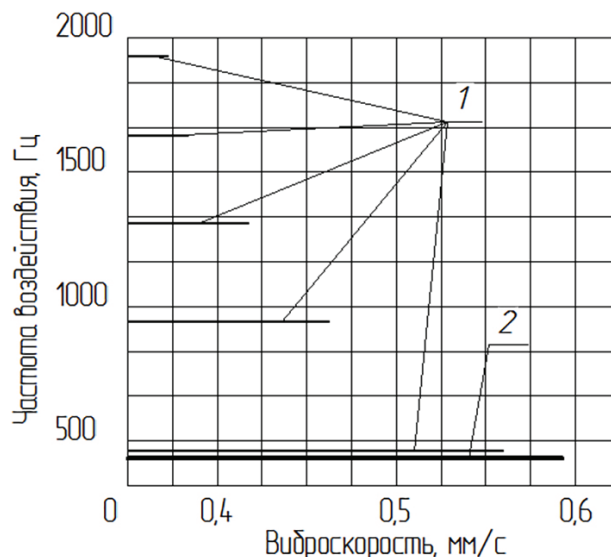


Рис. 4. Гармонические возмущения системы в зоне резания: 1 — гармоники силового воздействия на заготовку; 2 — частота удара зуба фрезы

на лезвии инструмента. Это значительно сказывается на увеличении сил резания, что приводит к усилению автоколебаний и ухудшению качества обрабатываемой поверхности. Каждая из трех групп колебаний оказывают влияние на амплитудные характеристики остальных групп. Таким образом, при прогнозировании уровня результирующих колебаний необходимо учитывать взаимодействие основных групп колебаний, поскольку они оказывают влияние на изменение пиковой амплитуды колебательного процесса при конкретной частотной характеристике работы фрезерной системы. Появление неустойчивого режима работы системы резания приводит к ухудшению шероховатости обрабатываемой поверхности и к размерной неточности. Впервые проблема устойчивости была сформулирована Кашириным А. И., впоследствии развита Кудиновым В. А., Эльясбергом М. Е., исследовалась в работах Соколовского А. П., Ильницкого И. И., Кедрова С. С., Орликова М. Л. и др. Относительно природы первичного источника возбуждения автоколебаний при резании единой точки зрения до настоящего времени нет. Однако наиболее популярной гипотезой является точка зрения Ташлицкого Н. И. о запаздывании изменения силы резания при изменении толщины срезаемого слоя вследствие сближения и удаления инструмента и заготовки в процессе резания. При обработке с высокими скоростями частота возникающих вибраций приближается к частоте волновых процессов в зоне резания. Однако при обработке с низкими скоростями появляются низкочастотные автоколебания [8]. Частота таких вибраций близка к частоте собственных колебаний технической системы и узлов станка. На рис. 4 приведены данные тонкого фрезерования титанового сплава ВТ-14 однозубой фрезой со специальной геометрией при величине срезаемого слоя 0,03 мм и частоте оборотов шпинделя 500 мин<sup>-1</sup> [9]. Измерения проводились при помощи прибора вибротметр 795М-034 на оборудовании HERMLE C20.

Регенеративные вибрации, как вид автоколебаний, существуют постоянно и не затухают из-за переменной силы резания. Осциллировать силу резания заставляют переменные параметры, такие как толщина реза, как указывалось выше, угол зацепления между режущей кромкой фрезы и заготовкой, а также периодическое появление нароста на режущей кромке, причем частота образования и скола нароста пропорциональна частоте колебания силы резания.

Низкочастотные колебания оказывают большее воздействие на точность положения инструмента и заготовки, а также влияет на работоспособность узлов оборудования. В то же время низкочастотные колебания практически не оказывают влияния на стойкость инструмента. С другой стороны, высокочастотные вибрации разрушают защитное покрытие и режущую кромку инструмента, уменьшая период стойкости, на протяжении которого возможно обеспечение требуемой точности размеров, формы и расположения обрабатываемых поверхностей и, кроме этого, оказывают влияние на распределение тепла в зоне резания.

Исследование теории регенерации колебаний продолжается до настоящего времени, и соответствующие диаграммы устойчивости становятся все более актуальными. Такие диаграммы отражают зависимость устойчивости процесса резания от параметров обработки, таких как частота вращения шпинделя, радиальная подача и глубина резания.

**Применение гидравлического гасителя колебаний ударного действия для снижения виброскорости фрезерной системы.** Одним из способов снижения вибрации является применение демпфирования посредством использования соответствующих приспособлений.

При применении виброгасителей ударного действия рассеивание энергии колебания идет за счет соударения небольшой массы виброгасителя с главной колеблющейся массой. Рассмотрим условия уменьшения виброускорения для низкочастотных реакций фрезы [10].

Энергия рассеяния виброгасителя для прямого центрального удара не вполне упругих тел определяется:

$$E_1 = \frac{m_1 m}{m_1 + m} (V_1 - V_2)^2 \frac{1 - k^2}{2},$$

где  $m_1$  — масса цилиндра;  $m$  — масса наладки;  $V_1$  и  $V_2$  — скорости соударяющихся тел в момент удара;  $k$  — коэффициент восстановления скорости при столкновении.

Энергию системы до удара можно выразить следующим образом:

$$E_2 = (m_1 + m) \frac{V_1^2}{2}.$$

Отношение энергии рассеяния в момент удара к энергии системы до удара:

$$\varepsilon = \frac{E_1}{E_2} = \frac{4\bar{m}}{(1 - \bar{m})^2} (1 - k^2),$$

где  $\bar{m} = \frac{m}{m_1}$ ,  $k = 0,56$  для титановых сплавов.

Условия рассеяния энергии колеблющейся системы:

$$\left( \frac{m_1 + m}{2} \right) \frac{V_1^2}{2} = \frac{m_1 m}{m_1 + m} (V_1 + V_2)^2 \frac{1 - k^2}{2}.$$

Принимая  $V_1 = V_2$  и  $k = \frac{5}{9}$  — для титановых сплавов, получаем  $\frac{m}{m_1} = 3 \frac{1}{5}$ .

Применение гидравлического гасителя в составе фрезерной системы путем приложения демпфирующего воздействия к фрезерной наладке позволит коррелировать вынужденные и автоматические колебания с параметрическими колебаниями, определяемыми АЧХ гасителя.

Экспериментальные исследования показали, что при установке виброгасителя интенсивность вибраций значительно снижается, уровень звукового шума в этом случае уменьшается до 20–30 дБ на частотах 0,5–10 кГц.

Зависимость усиления виброскорости определяется уравнением:

$$V = \frac{\sqrt{1 + \left( 2D \frac{f_e}{f_0} \right)^2}}{\sqrt{\left( 1 - \left( \frac{f_e}{f_0} \right)^2 \right)^2 + 2D \left( \frac{f_e}{f_0} \right)^2}},$$

где  $D$  — модальный коэффициент демпфирования;  $f_0$  — частота собственных колебаний, Гц;  $f_e$  — частота возбуждения колебаний, Гц.

Аналогично типовой модели, амплитуда колебаний значительно уменьшается для больших значений частотного коэффициента  $n = f_e/f_0$  или  $f_e \gg f_0$ . Систему можно считать виброизолированной от источника возбуждающей силы. Однако если частота движения демпфера близка к собственной частоте фрезы, возникает резонанс [11].

Основные технические характеристики колебательной системы определяются вибрирующей массой, а также демпфирующими и упругими свойствами. Если частота вынуждающей силы близка к собственной частоте системы, т.е. к частоте резонанса, то результирующая амплитуда колебаний становится особенно высокой. Изменение вибрирующей массы или упругих свойств системы приводит к изменению частоты собственных колебаний системы. Путем изменения этих характеристик можно достичь необходимой разницы частоты собственных колебаний системы и частоты возбуждающей силы, в результате чего система перестает функционировать в режиме резонанса и амплитуда колебаний снижается. Фактически амплитудно-частотная характеристика сдвигается относительно исходной собственной частоты. Уход от резонанса (или отстройка от резонанса) выполняется изменением массы или же повышением коэффициента жесткости  $k$  системы в качестве типового решения. Очевидно, что новая собственная частота подразумевает и другую резонансную частоту, поэтому важно гарантировать, чтобы результатом изменения параметров системы не стало совпадение частоты с какой-либо новой возможной частотой вынуждающей силы. Данный метод можно применять при стабилизации вибрационного состояния фрезерной системы, так же как и демпфирование. Однако на значительный эффект можно рассчитывать только в узком диапазоне частот при условии, что  $f_0 \approx \sqrt{k}$ , где  $k$  — коэффициент жесткости системы.



Выражение для соотношения между амплитудой виброскорости и вынуждающей силы:

$$V = \frac{F}{\sqrt{\mu^2 + (m\omega - q/\omega)^2}},$$

где  $F$  — результирующая сила резания  $\sqrt{\mu^2 + (m\omega - q/\omega)^2}$  — сопротивление вынуждающей силе (полный механический импеданс колебательной системы).

При этом сопротивление системы вынуждающей силе определяется только величиной  $\mu$ , т.е. за счет наличия активных потерь в системе [12].

Рассмотрим, как изменяется амплитуда виброскорости при частотах  $\omega$ , отличных от резонансной частоты  $\omega_0$ .

Для амплитуды виброскорости имеем:  $V = \frac{\omega \cdot F}{q}$

при  $\omega \ll \omega_0$  и  $V = \frac{F}{m \cdot \omega}$  при  $\omega \gg \omega_0$ , т.е. при уходе

резонанса по частоте в ту или иную сторону величина амплитуды виброскорости уменьшается.

**Выводы.** Проблема борьбы с вибрациями в процессе обработки труднообрабатываемых материалов на данный момент является одной из основополагающих, поскольку развитие современного машиностроения достигло уровня, когда для повышения точности изготовления криволинейных поверхностей деталей необходимо разрабатывать технологии, при которых процесс резания будет представлен в плоскости динамического управления взаимосвязанных систем. Иными словами исследования инженеров и специалистов механической обработки должны перейти в основном в область нелинейного восприятия физико-механических процессов резания. Изучение явления вибрационной активности фрезерной технологической системы следует проводить с уточненным пониманием характеристик процесса возникновения биений и закономерностях распространения колебаний с течением времени. Реализовать данный подход позволит метод, при котором виброскорость будет рассматриваться как совокупность взаимосвязанных явлений старших порядков. Уточненное описание зависимости изменения данной величины обеспечит возможность стабилизировать показатели значений в заданном диапазоне, воздействуя на нее как на сложноподчиненную систему структурных элементов. В результате выполнения этих условий можно сформировать принцип управления фрезерной системой с применением настраиваемой демпфирующей системы, которая обеспечит нахождение фрезерной наладки в стабильном рабочем состоянии на протяжении всего периода процесса лезвийной обработки.

#### Библиографический список

1. Балыков И. А. Чукарин А. Н., Евсеев Д. З. Влияние процессов резания на шум фрезерных станков // Новое в безопасности жизнедеятельности и экологии: сб. ст. докл. конф., 14–16 октября 1996 г., Санкт-Петербург. СПб., 1996. С. 222–223.
2. Чукарин А. Н., Балыков И. А. Экспериментальные исследования шума и вибрации фрезерных станков / Донской

гос. техн. ун-т. Ростов н/Д. 1996. С. 126–137. Деп. в ВИНТИ 16.08.96, № 2687-В96.

3. Altintas Y., Weck M. Chatter stability of metal cutting and grinding // Annals of CIRP. Key Note Paper of STC-M. 2004. Vol. 53/2. P. 619–642. DOI: 10.1016/S0007-8506(07)60032-8.

4. Merdol S. D., Altintas Y. Multi frequency solution of chatter stability for low immersion milling // Trans. ASME J. Manuf. Sci. Eng. 2004. Vol. 126, Issue 3. P. 459–466. DOI: 10.1115/1.1765139.

5. Кудояров Р. Г., Башаров Р. Р. Расчетный метод определения траектории движения оси шпинделя станка при высокоскоростной обработке // Технология машиностроения. 2011. № 4. С. 26–29.

6. Соколовский А. П. Точность механической обработки и пути ее повышения. М.: Машгиз, 1951. 457 с.

7. Леонов С. Л., Некрасов А. Т. Основы создания имитационных технологий прецизионного формообразования: моногр. Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2006. 198 с.

8. Воронов С. А., Непочатов А. В., Киселев И. А. Критерии оценки устойчивости процесса фрезерования нежестких деталей // Известия вузов. Машиностроение. 2011. № 1 (610). С. 50–62.

9. Нитейский А. С., Расщупкин А. В. Применение однозубой фрезы при чистовом фрезеровании сложнопрофильных поверхностей тонкостенных заготовок из труднообрабатываемых материалов // Омский научный вестник. 2016. № 6 (150). С. 30–34.

10. Драчев О. И. Технология изготовления маложестких осесимметричных деталей: моногр. М.: Политехника, 2005. 289 с. ISBN 5-7325-0869-4.

11. Козлов А. М., Кирющенко Е. В. Зависимость параметра виброскорости от прогнозируемых факторов процесса торцового фрезерования // Современные проблемы машиностроения: тр. VI Междунар. науч.-техн. конф. Томск: Изд-во ТПУ. 2011. С. 266–271.

12. Козлов А. М., Кирющенко Е. В. Динамический анализ технологической системы при фрезеровании плоских поверхностей крупногабаритных деталей // Современные технологии в горном машиностроении: сб. науч. тр. семинара. М.: Изд-во МГУ. 2012. С. 417–423.

**МЕДУНЕЦКИЙ Виктор Михайлович**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Технология приборостроения» Санкт-Петербургского национального исследовательского университета информационных технологий, механики и оптики.

Адрес для переписки: [vm57med@yandex.ru](mailto:vm57med@yandex.ru)

**НИТЕЙСКИЙ Антон Сергеевич**, кандидат технических наук, преподаватель кафедры «Инженерная геометрия и САПР» Омского государственного технического университета.

Адрес для переписки: [antongth@gmail.com](mailto:antongth@gmail.com)

**РАЩУПКИН Артем Вадимович**, инженер-технолог 1-й категории, завод радиотехнического оборудования, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: [archijoke@mail.ru](mailto:archijoke@mail.ru)

#### Для цитирования

Медунецкий В. М., Нитейский А. С., Расщупкин А. В. Внедрение системы демпфирования для снижения вибрации фрезерной наладки // Омский научный вестник. 2018. № 1 (157). С. 5–9. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-157-5-9.

Статья поступила в редакцию 21.12.2017 г.

© В. М. Медунецкий, А. С. Нитейский, А. В. Расщупкин