

# МАШИНОВЕДЕНИЕ, СИСТЕМЫ ПРИВОДОВ И ДЕТАЛИ МАШИН

УДК 60.001.11:531.8

Авсиевич А.М., Кудин В.В., Кругликов А.А., Шашко А.Е., Лапко О.П.

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВИРТУАЛЬНОГО ВИБРАЦИОННОГО АНАЛИЗА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ СТАНОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

*Белорусский национальный технический университет,  
Минск, Беларусь*

*Представлена методика совершенствования системы виброзащиты металлообрабатывающего пятикоординатного станка, основанная на проведении модального и гармонического анализа. Показано смещение частот собственных колебаний станка дальше от основных рабочих частот при увеличении массы системы за счет добавления массивной фундаментной плиты. Наличие фундаментной плиты позволяет создать систему виброизоляции станка и подобрать ее параметры, обеспечивающие минимальные амплитуды собственных колебаний на рабочих частотах. Оптимальным решением будет создание системы виброизоляции с управляемой жесткостью, что позволит обеспечить минимальную амплитуду собственных колебаний на той или иной частоте, соответствующей данному режиму работы.*

**Введение.** Основным фактором, влияющим на качество обработки на металлорежущих станках, является их вибрационное состояние. Поэтому минимизация вибраций является главным критерием оптимизации конструкций системы. Вибрационное состояние любой сложной системы обусловлено множеством факторов и характеризуется неоднозначностью. Таким системам присуще наличие нескольких общих собственных частот, на которых возможно возникновение резонансов всей системы. Помимо этого, могут возникать локальные собственные частоты отдельных систем и подсистем – узлов оборудования. Вибрации оборудования оказывают определяющее влияние на точность и шероховатость обрабатываемых поверхностей. Уменьшение вибраций является главной задачей с точки зрения обеспечения качества обработки.

В связи с этим в структурную схему включается виброзащитное устройство, предназначенное для отделения сложносоставной системы от воздействия внешней окружающей среды, а также для снижения воздействия системы на окружающую среду [1].

Виброзащитное устройство выполняет роль сложной динамической системы, предназначенной для того, чтобы не только разделить взаимодействующие системы, но и управлять этими взаимодействиями, как со стороны самой системы, так и со стороны внешней окружающей среды. Управляемый процесс взаимодействия этих систем позволит создать не только высокопроизводительное, высококачественное оборудование в составе сложной составной системы, но и безопасную среду, соответствующую в первую очередь высоким санитарно-гигиеническим требованиям к рабочему пространству оператора [2].

Характеристиками систем металлообрабатывающего оборудования, определяющими его вибрационное состояние, являются инерционно-геометрические, жесткостные и диссипативные параметры его элементов. Их подбор обеспечивает управление вибрационным состоянием станка. Также уровень вибраций определяется частотой и

амплитудой внешних силовых и кинематических возмущающих воздействий. Сложность механической системы станков и множественность собственных частот колебаний приводит к тому, что обеспечить минимальный уровень вибраций во всем диапазоне режимов работы конкретного станка не представляется возможным. При обработке с частотами вращения шпинделя станка близким к резонансным, вибрации будут неизбежно возрастать. Поэтому при постановке задачи об обеспечении точности необходимо в первую очередь исследовать такую возможность для конкретных режимов обработки, а затем разработать организационно-технические решения для максимально широкого диапазона режимов. Данная задача может быть решена с использованием виртуального вибрационного анализа оборудования.

**Методики исследований.** В качестве объекта исследования сложносоставной системы взята модель вертикального пятикоординатного обрабатывающего центра с числовым программным управлением. Его компоновочная модель представлена на рисунке 1. Станок предназначен для реализации типовых технологических операций: сверление, зенкерование, растачивание отверстий по точным координатам, фрезерование по контуру, нарезание резьбы.

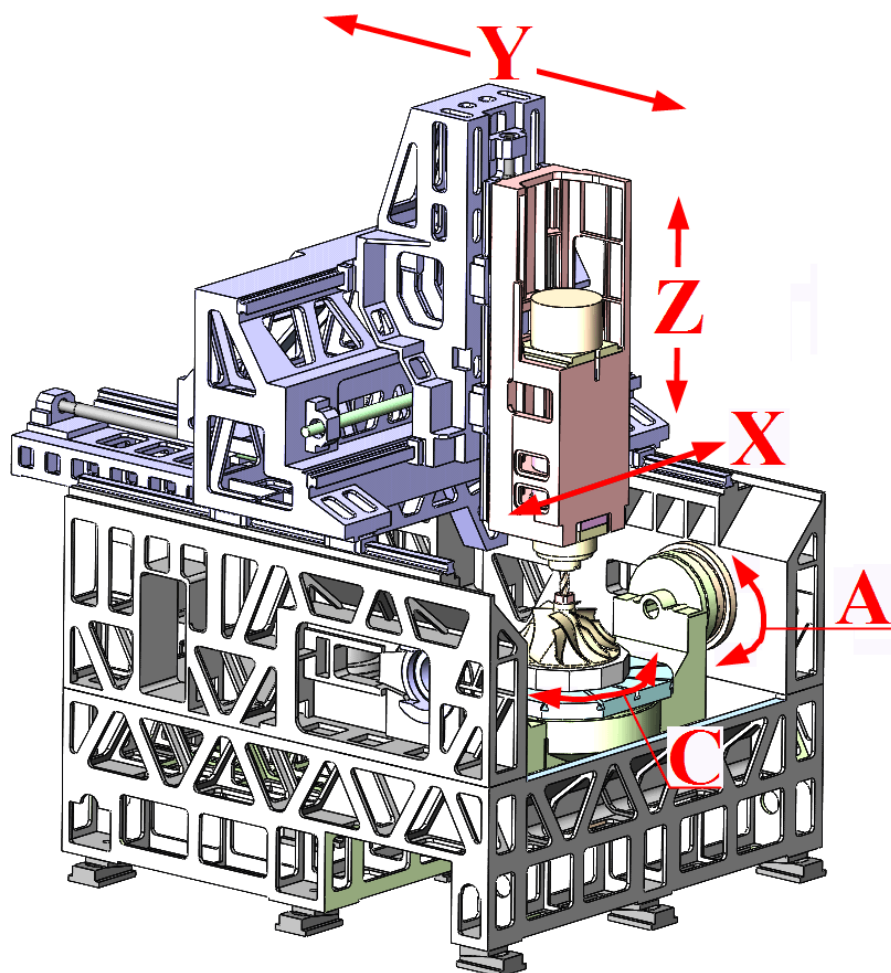


Рис. 1. Общий вид и направление осей 5-осевого станка

Основная базовая деталь станка – станина, служит основанием для кинематической связи других узлов станка, а также обеспечения требуемой прочности и жесткости конструкции в целом. Вдоль верхней части станины перемещается портал, обеспечивая продольное движение по оси  $Y$ . На портале установлена подвижная стойка, обеспечи-

вающая поперечное перемещение по оси  $X$ . В свою очередь, на стойке размещается подвижная шпиндельная бабка, обеспечивающая вертикальное перемещение по оси  $Z$ . Внутри шпиндельной бабки размещается приводной двигатель и шпиндельный узел, обеспечивающий главное движение резания.

Внутри станины, в ее передней части, размещается глобусный стол, на котором закрепляется обрабатываемая деталь. Глобусный стол состоит из люльки, на которой установлен поворотный стол. Качание люльки обеспечивает движение вокруг оси  $A$ , а вращение стола – движение вокруг оси  $C$ .

Анализ станка проводился методом конечных элементов в среде ANSYS. Для анализа вибрационного состояния станка проводился его модальный и гармонический анализ. На этапе модального анализа были выявлены общие и локальные собственные частоты. К общим собственным частотам системы отнесены колебания, в которых участвуют отдельные элементы вместе со станиной станка: 28 Гц; 30 Гц; 43 Гц; 49 Гц; 68 Гц; 72 Гц. Локальные собственные частоты колебаний портала со шпиндельной бабкой: 35 Гц; 54 Гц; 68 Гц; 89 Гц. Локальные собственные частоты колебаний глобусного стола: 24 Гц; 95 Гц; 112 Гц.

Гармонический анализ проводился при условии приложения к инструменту и заготовке знакопеременной силы амплитудой 1000 Н. Такая имитация внешних сил соответствует реальному воздействию сил резания. Этот анализ выявил, что практически все собственные частоты возбуждаются в процессе обработки заготовок. Наиболее существенные колебания системы возникают при приложении нагрузки вдоль оси  $X$ , что объясняется минимальной жесткостью в данном направлении, обусловленной компоновкой станка. Действие силы вдоль оси  $X$  вызывает колебания также в направлении осей  $Y$  и  $Z$ , так называемые боковые резонансы.

**Основные результаты.** Наиболее характерные и часто применяемые режимы обработки на находятся в диапазоне частот вращения шпинделя от 1200 до 4200 об/мин, что соответствует 20 ... 70 Гц. Первой задачей, решаемой с целью снижения вибраций станка в процессе обработки, является смещение собственных частот за пределы указанного диапазона.

Собственные частоты системы определяются ее инерционными и жесткостными параметрами согласно зависимости [2]

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}}, \quad (1)$$

где  $c$  – жесткость;  $m$  – инерционный параметр (масса).

Значения собственных частот механической системы не зависят от внешних условий и, в частности, от величин и характера приложенных нагрузок. Уменьшение массы системы практически не возможно, так как это неизбежно связано с уменьшением размеров элементов, а, следовательно, их прочности. Согласно формуле (1) наиболее реализуемым конструктивным способом смещения собственных частот является увеличение массы системы, что приведет к уменьшению собственных частот. Следовательно, оптимальным способом увеличения массы системы будет установка под оборудованием массивной фундаментной плиты. Кроме увеличения общей массы станка эта плита позволит установить под ней систему виброизоляторов.

Схема установки оборудования на плите представлена на рис. 2. Для виртуальных испытаний данного станка создана модель плиты с определенными конструктивными и геометрическими параметрами.

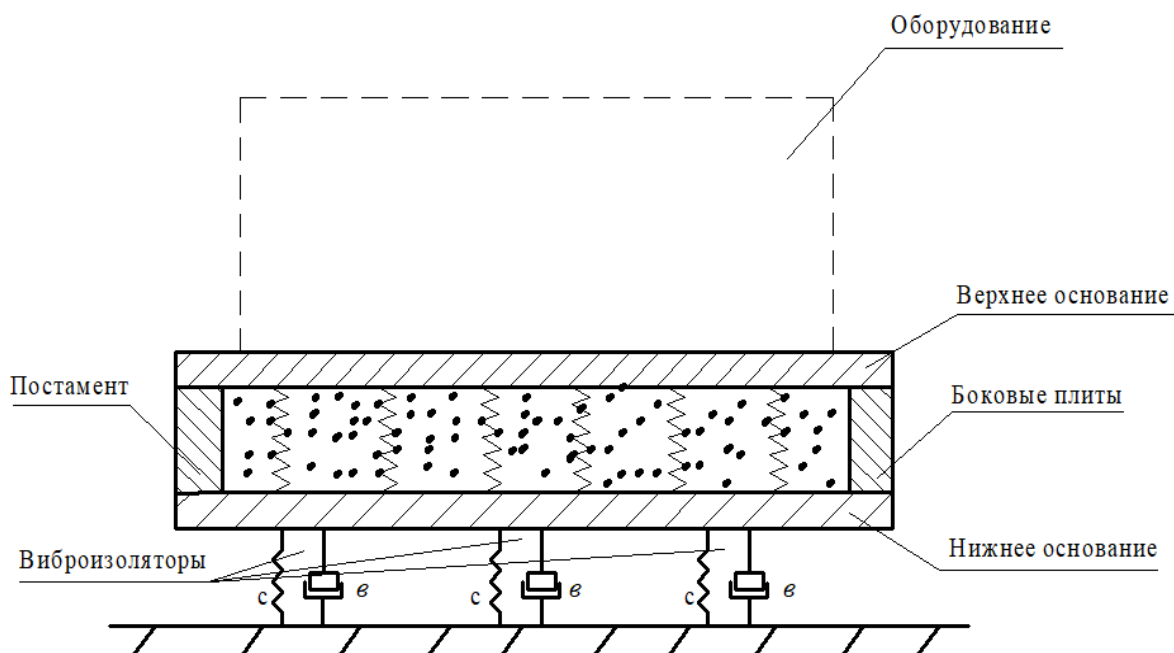


Рис. 2. Схема установки оборудования на плите

Верхнее и нижнее основание – сплошные металлические листы толщиной 6 мм. Внутреннее пространство имеет ребра жесткости из гофрированного тонкого материала толщиной 2 мм и заполнено инертным материалом – бетоном, что повышает массу постаментов и его жесткостные характеристики. Под плитой и по ее контуру предусмотрена установка виброизоляторов с задаваемыми жесткостями и коэффициентами диссипации. Для гармонического анализа оборудования с плитой была создана комплексная модель системы в пакете SolidWorks, представленная на рис. 3.

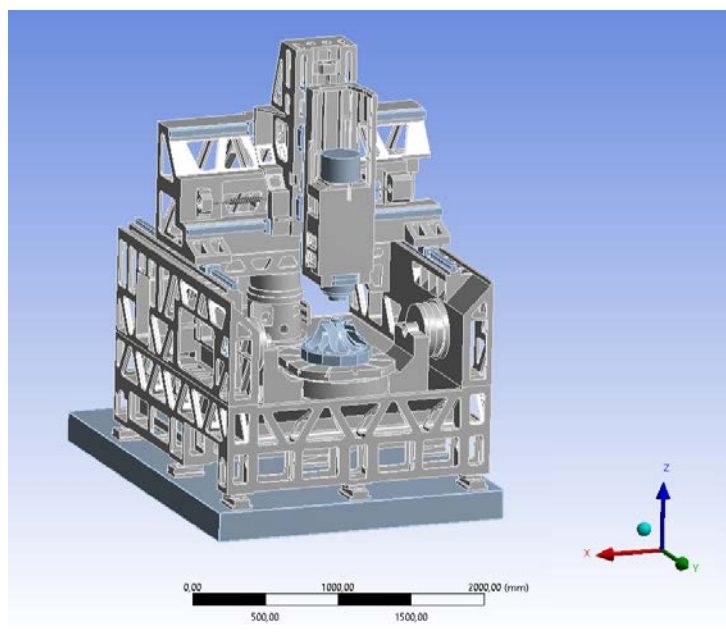


Рис. 3. 3D-модель системы с фундаментной плитой

При виртуальном гармоническом анализе станка принималось, что колебания возбуждаются внешней силой, прикладываемой в направлении наименьшей устойчивости станка и изменяющейся по гармоническому закону. В результате этого анализа обрабатывающего центра с виброизоляционной плитой определяется амплитуда колебаний обрабатываемой детали на каждой частоте, и строятся амплитудно-частотные характеристики. Эти виртуальные испытания позволяют определить параметры колебаний по всем трем координатным осям при приложении возмущающей нагрузки в одном направлении. Аналогичные характеристики можно получить для колебаний инструмента.

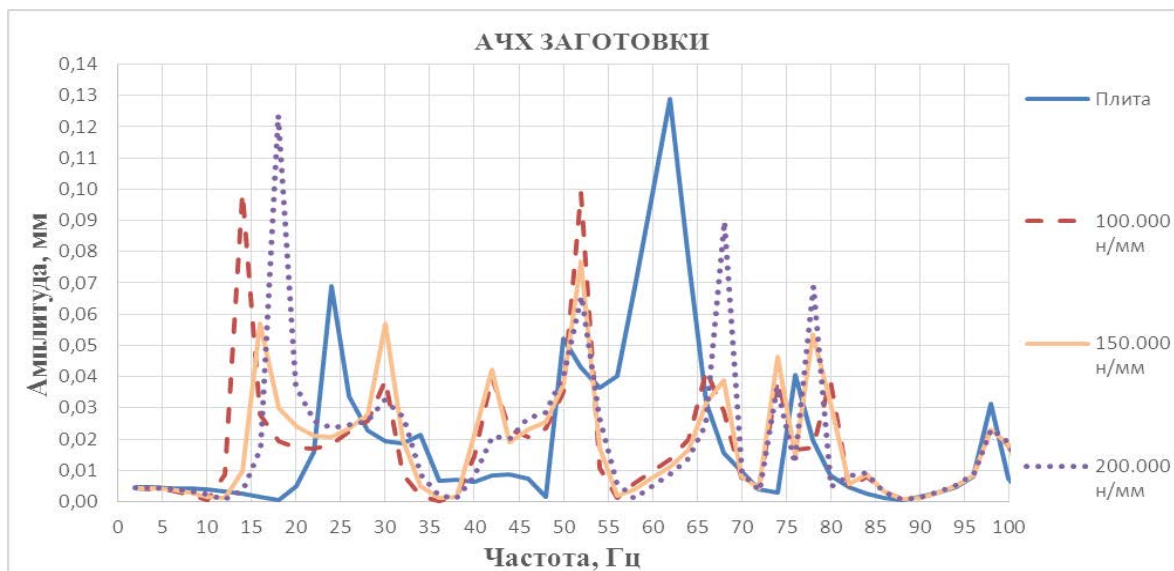


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики заготовки по оси (поперечной) X при приложении гармонически изменяющейся нагрузки вдоль поперечной оси X

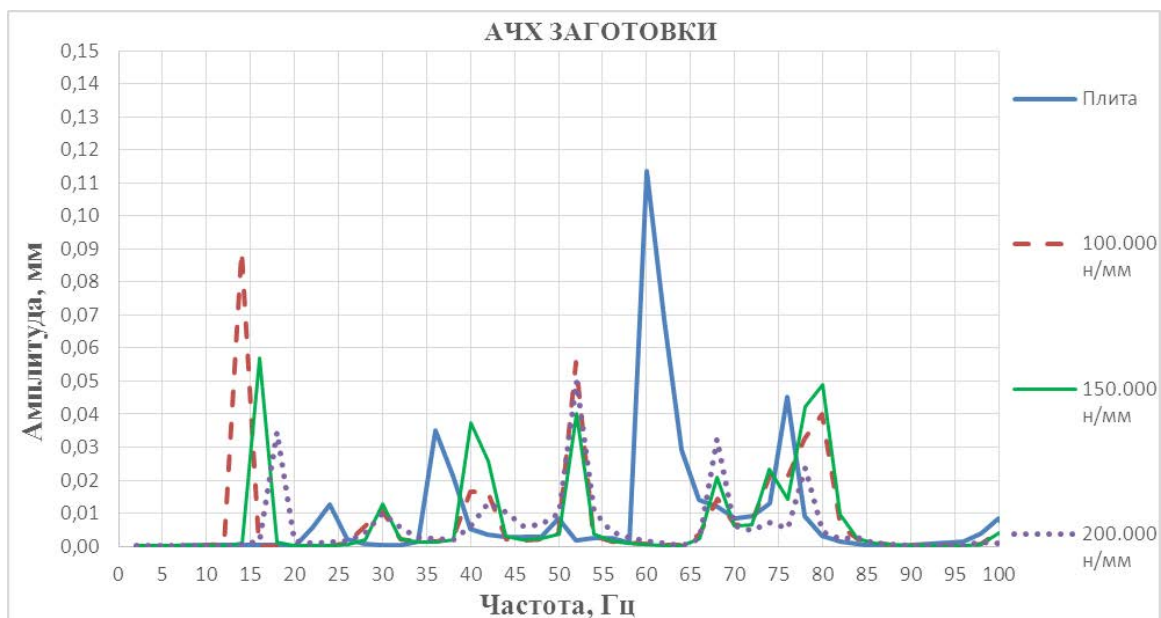


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики заготовки по оси (продольной) Y при приложении гармонически изменяющейся нагрузки вдоль поперечной оси X

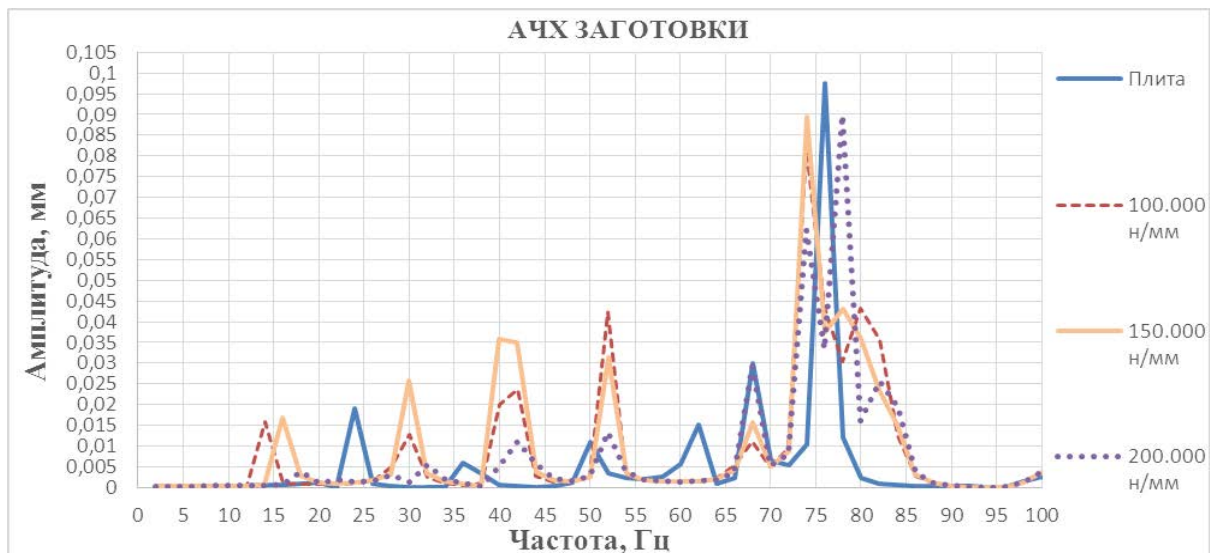


Рис. 6. Амплитудно-частотные характеристики заготовки по оси (вертикальной) Z при приложении гармонически изменяющейся нагрузки вдоль поперечной оси X

Анализ проводился в системе станок-плита-виброизолятор, т.е. фундаментная плита устанавливается на виброизоляционные опоры, жёсткости которых можно изменять. При моделировании виброизоляционные опоры были представлены в виде пружин с различными степенями жёсткости (100000 Н/мм, 150000 Н/мм и 200000 Н/мм).

Из результатов анализа следует, что, увеличивая жёсткости виброизоляторов, можно существенно снизить пиковые значения амплитуд колебаний в определённых диапазонах частот, по сравнению с моделью, когда станок установлен на фундаментную плиту без виброопор. Однако на других частотах наоборот, появляются новые пики амплитуд колебаний. Этот происходит из-за того, что в сложной механической системе имеется несколько собственных частот и изменение комплекса инерционных и упруго-диссипативных параметров приводит к их сдвигу. В целом уменьшение амплитуд колебаний в направлении поперечной оси наблюдается при средних значениях жёсткости системы виброизоляции (150000 Н/мм), а минимизация боковых резонансов в направлениях, перпендикулярных действию возмущающей силы – при максимальных из принятых значений жёсткости (200000 Н/мм). Обращает на себя внимание тот факт, что введение единой фундаментной плиты с системой виброизоляторов приводит к устранению пиков на амплитудно-частотных характеристиках по всем направлениям колебаний в зоне 55...60 Гц, что соответствует высокопроизводительным режимам обработки для чистовых операций. Таким образом, подбор параметров системы виброизоляции станка позволяет найти и рекомендовать оптимальные режимы механической обработки для данного оборудования.

**Выводы.** Как видно из полученных данных, более совершенным техническим решением для совершенствования виброизоляции оборудования будет создание адаптивной системы виброзащиты с регулируемой жёсткостью. При измерении рабочей частоты станка жёсткость виброизоляторов настраивается таким образом, чтобы обеспечить минимальную амплитуду собственных колебаний на этой частоте. Тогда фактическая амплитудно-частотная характеристика будет динамической и будет строиться как линия, аппроксимирующая минимальные значения кривых на рисунках 5–7.

Примером виброизоляторов с управляемой жёсткостью может служить гидроопора с активным виброгасящим воздействием, или виброизоляторы квазиулевого жёсткости [3].



## ЛИТЕРАТУРА

1. Елисеев, С. В. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. – Иркутск: изд-во Иркутского гос. ун-та. – 2008. – 523 с.
2. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. / Ред. совет: В. Е. Челомей(пред.). – М.: Машиностроение, 1978 – Т.1. Колебания линейных систем / Под ред. В. В. Болотина. 1978. – 352 с.
3. Зотов, А. Н. Амортизаторы с квазиулеевой жесткостью. Нефтегазовое дело: научно-технический журнал / ФГБОУ ВО «Уфимский государственный нефтяной технический университет». – Уфа: Нефтегазовое дело, 2005, № 3. – С. 265–272.

*Поступила 09.11.2020*

**УДК 621.793**

**Белоцерковский М.А.<sup>1</sup>, Таран И.И.<sup>1</sup>, Грищенко А.О.<sup>2</sup>, Александрова В.С.<sup>1</sup>**

### **МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ КОМПОЗИЦИОННЫХ ГАЗОТЕРМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ**

***1. Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси***

***2. Белорусский национальный технический университет***

***Минск, Беларусь***

*Разработан и изготовлен экспериментальный стенд для исследования демпфирующих свойств деталей с покрытиями. Проведены испытания диссипативных характеристик образцов из чугуна СЧ 20 с покрытиями, состоящими из полимерных (СВМПЭ) и металлических (алюминий, титан) слоев, нанесенных газотермическими методами.*

**Введение.** Известно, что для деталей и узлов машин, работающих в циклическом режиме, наибольшую опасность представляют резонансные колебания, обуславливающие перегрузку и преждевременное разрушение деталей [1–3]. Демпфирование резонансных колебаний в значительной степени уменьшает опасность разрушения деталей машин и является большим резервом повышения прочности в машиностроении. Кроме того, например, в металлообрабатывающих станках, снижение вредных резонансных колебаний путем демпфирования, обеспечивает значительное повышение динамической устойчивости станка при резании, что позволяет улучшить качество поверхности обрабатываемых изделий и повышает точность их изготовления [4].

Демпфирование вредных колебаний практически может быть достигнуто применением специальных конструкций элементов сопряжения и различного рода демпфирующих прокладок и пружин, подбором наилучшего, с точки зрения демпфирования колебаний, материала деталей и нанесением на поверхность деталей, работающих в циклическом режиме, демпфирующего покрытия [2, 3]. Применение того или иного способа демпфирования колебаний в каждом отдельном случае обусловлено конкретными условиями работы деталей машин и их конструкцией.

В настоящей работе изучалась способность к демпфированию колебаний различных композиционных газотермических покрытий.

Оборудование и материалы. Целью выполнения испытаний явилось определение логарифмического декремента затухания свободных колебаний консольно закрепленного образца с композиционными покрытиями, состоящими из полимерных и алюминиевых или титановых слоев, и без покрытия.