

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

DOI: 10.34031/article_5d07863d89d1e9.79636729

^{1,*}Поляков А.Н., ¹Додоров А.И.¹Оренбургский государственный университет
Россия, 430005, г. Оренбург, пр. Победа, д. 13

*E-mail: anp_temos@mail.ru

МЕТОДИКА ВЫБОРА ТВЕРДОТЕЛЬНЫХ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ МОДЕЛЕЙ НЕСУЩИХ СИСТЕМ СТАНКОВ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ИХ ИНЖЕНЕРНОГО АНАЛИЗА

Аннотация. В работе представлена методика выбора твердотельных конечно-элементных моделей для несущих систем станков. Методика базируется на анализе результатов компьютерного моделирования различных вариантов моделей несущих систем трех станков различной компоновки. Вариативность моделей определялась учётом тяговых устройств и стыков в соединениях. Несмотря на то, что современные САЕ-системы для моделирования неидеального контакта в сопряжениях предлагают специальные контактные конечные элементы, в работе использован традиционный подход для моделирования неидеального стыка в виде совокупности упругих элементов. Проведенные вычислительные эксперименты показали, что несмотря на то, что наиболее точная модель получается при использовании моделей тяговых устройств и стыков, но в этом случае расчётная модель требует значительных вычислительных ресурсов. Было установлено, что исключение из расчётной модели несущей системы станка тяговых устройств может приводить к увеличенной погрешности моделирования в задачах статики до 25 %. Результаты модального и динамического расчётов оказываются более устойчивыми к вносимым изменениям в расчётную модель станка, так как погрешность расчётных параметров не превышает 10 %. Также было установлено, что расчётные модели с затянутым стыком, при жесткости более $1,6 \cdot 10^{10}$ Н/м, мало отличаются от моделей с идеальным контактом. Таким образом, было показано, что при допустимой 25 %-ной погрешности моделирования предпочтительно использования расчётной модели несущей системы без учёта неидеального контакта и тяговых устройств.

Ключевые слова: несущая система станка, расчётная модель, жесткость стыков, идеальный и неидеальный контакт, САЕ-системы

Введение. Актуальность современных САЕ-систем в проектировании сложных изделий машиностроения и, в том числе станков, в настоящее время в эпоху всеобщей цифровизации не вызывает сомнения. Вместе с тем за последние пять лет наблюдается дефицит отечественных исследований в этой области. По данным базы данных РИНЦ (российский индекс национального цитирования) поисковый запрос по методам конечных элементов и САЕ-системам позволил найти не более 1000 источников, из которых не более 30 представляют собой опубликованные научные статьи в области станкостроения за последние пять лет. При этом работ, из которых хотя бы можно сформировать представление о реализуемых направлениях проводимых авторами исследований, оказалось еще меньше [1–12]. В первую очередь это объясняется серьезным снижением объема проектных работ, выполняемых в отрасли. Вместе с тем практическое осуществление сформулированного президентом

Российской Федерации «научно-технологического прорыва» неизбежно приведет к оживлению интереса к высокотехнологичным автоматизированным системам инженерного анализа, как важнейшего компонента современных передовых технологий. Например, для получения оценки актуальности этого направления исследований в мире, только в одном издательстве Springer поисковый запрос «machine tools CAE» (machine tools - металлорежущие станки, CAE – Computer Aided Engineering в технике принятый перевод с английского языка «компьютерный инженерный анализ» – прим. авторов) приводит к открытию доступа к более чем 26000 источникам.

Традиционным направлением применения САЕ-систем является получение оценок для различных характеристик несущей системы станка: статических, модальных, динамических и тепловых.

Например, в работе [2] был выполнен анализ модальных характеристик крупногабаритного фрезерно-сверлильно-расточного станка модели МСП6401 (республика Беларусь). Станок массой более 30 тонн оснащен подвижной стойкой, по которой перемещается каретка с горизонтальным ползуном. В работе представлены результаты численного моделирования и натурных испытаний станка. Конечно-элементная модель несущей системы станка учитывала не только жесткость корпусных деталей, но и податливость подшипников, приводов подач и направляющих. Модальный анализ выявил восемь резонансных частот в диапазоне от 12 до 78 Гц.

По мнению авторов работы [5] жесткость упругой системы станка наиболее точно определяется в ходе натурных испытаний. Однако, ввиду высокой стоимости, трудоёмкости и сложности используемого для натурных испытаний оборудования, этот подход следует использовать в крайних случаях. В качестве не менее надёжного, но альтернативного подхода, авторы работы считают возможным использование CAE-систем. Вместе с этим, из текста работы сложно представить реализованную в исследовании конечно-элементную модель станка, а также не представлены количественные оценки полученных результатов исследования.

В работе [12] выполнен анализ жесткости станка модели 5320Ф4 (разработчики: МГТУ «СТАНКИН» и ОАО «САСТА»). Расчет деформаций базовых деталей системы выполнялся с использованием метода конечных элементов (МКЭ) приложения Simulation пакета SolidWorks. Расчетная модель построена с использованием комбинированной сетки конечных элементов, включающей стержневые, оболочечные, объемные и конечные элементы типа «пружина». В работе представлены количественные оценки полученных результатов.

Несущая система станка оказывает существенное влияние на производительность обработки. Поэтому особую важность приобретают механические характеристики несущей системы станка, особенно для прецизионного оборудования. Так в работе [13] предложен новый метод проектирования несущих систем станков. Метод реализован при проектировании ультрапрецизионного станка, реализующего процесс резания «летучим» резцом. Метод учитывает, на этапе проектирования, влияние, как полагают авторы, всех механических компонентов, в том числе и сервоприводов, на производительность обработки и шероховатость обрабатываемой поверхности. В работе представлена интегрированная динамическая модель несущей системы станка,

которая использована для оптимизации гидростатических направляющих станка. В качестве основной цели задачи оптимизации каретки направляющей принималось уменьшение её массы. Так как проектируемый станок оснащается линейными приводами, то жесткость каретки имеет существенное значение для функциональности этих приводов. Магнитное притяжение между статором и ротором привода составляет порядка 0,2 МПа, при малой жесткости каретки зазор между статором и ротором уменьшится ввиду деформации каретки, что может привести к повреждению линейного привода. В качестве базовой модели каретки использовалась конечно-элементная модель. В результате масса каретки сократилась с 436 до 225 кг. При этом жесткость направляющих даже незначительно увеличилась. Также в работе была построена конечно-элементная модель несущей системы станка для прогнозирования влияния динамики несущей системы станка на топографию обработки. При построении модели учитывалось влияние болтовых соединений и податливость опор. Для этого в модели использовались контактные элементы Conta173 и Target170. Пружины использовались в моделировании бесконтактных соединений – аэростатическом шпинделе и гидростатических направляющих.

Конструкция поперечины в современных компоновках станков типа «Гентри» имеет решающее значение для обеспечения их выходной точности [14]. Для решения этой проблемы авторы при построении оптимизационной модели использовали методы серого анализа и аналитической иерархии. В работе проводился конечно-элементный анализ при построении динамических характеристик поперечин четырех компоновок. По результатам решения задачи оптимизации была определена одна оптимальная компоновка поперечины. После проведения анализа чувствительности были выбраны приемлемые проектные параметры и создана оптимизационная модель поперечины. После решения задачи оптимизации было сформировано шесть групп с решениями не значительно отличающихся друг от друга. Оптимальное решение, из которых, было получено решением задачи оптимизации методом, основанным на сером реляционной анализе. Результаты натурных экспериментов показали рост значений для первых четырех собственных частот на 17,56 %, 19,36 %, 17,04 % и 19,58 % соответственно.

В работе [15] предложен новый метод многокритериальной оптимизации проектирования, направленный на улучшение статических и динамических характеристик элементов несущей си-

стемы станка, а также снижение их массы. Предложенный метод оптимизации базируется на адаптации методов ортогонального экспериментального проектирования и анализа поверхности отклика. При этом решение задачи оптимизации основано на модифицированном алгоритме роя частиц и методе серого реляционного анализа. Предложенный метод оптимизации был использован для проведения многокритериальной оптимизации салазок станка типа «Гентри». Построение поверхности отклика проводилось с использованием конечно-элементного анализа. После подтверждения точности модели оптимизации на поверхности отклика, используя алгоритм оптимизации роя частиц, было выделено пять групп равнозначных решений. Затем оптимальное проектное решение для салазок было выбрано с использованием серого реляционного анализа.

В работе [16] отмечается, что на этапе проектирования станка актуально иметь возможность прогнозирования термомеханического поведения его несущей системы. Производительность высокоскоростного станка зависит не только от его жесткости, но и его теплового поведения. Особое значение имеют механические и тепловые характеристики стыков несущей системы станка. Авторами представлена термомеханическая модель станка с использованием конечно-элементного анализа. В отличие от методов других исследователей, в которых особое внимание уделено изучению каких-то одних типов стыков, в предложенной авторами модели рассмотрены стыки различных типов. Для повышения точности расчета в модели реализован совместный учёт контактной жесткости и теплового контактного сопротивления стыков. Из натурных испытаний трехкоординатного бесконсольного станка было установлено, что тепловая погрешность по оси X медленно меняется во времени. Ввиду симметричности несущей системы относительно оси Z максимальная величина тепловой погрешности составила 10 мкм. Максимальная величина тепловой погрешности по осям Y и Z составила 65 и 110 мкм, соответственно. Уровни установившихся значений были достигнуты почти после трёх часов непрерывной работы станка. Ошибка моделирования для температурного поля несущей системы станка составила чуть более 10 %, а для температурных деформаций – чуть менее 65 %. Убедительного объяснения такой погрешности моделирования авторами не представили.

В работе [17] представлен новый метод комбинации генов, базирующийся на сложной сети, используемый на этапе получения различных компоновочных решений при проектировании станков. Предложенный метод позволяет

представить компоновку станка как структуру, представленную несколькими генами, построенную в виде сети, имеющей отдельные узлы, рёбра и веса. Модель такой сети строится для описания взаимосвязей между структурными элементами несущей системы станка как между отдельными генами. Это объясняется тем, что возникающие свойства между отдельными компонентами несущей системы станка могут быть описаны на основе генного алгоритма. Для оценки эффективности построенной сети, используемой для определения возможных компоновочных решений станка, рассчитывались соответствующие показатели. В представленном исследовании метод конечных элементов использовался для проведения модального расчета сконфигурированной оптимальной компоновки. Сравнительный анализ модальных характеристик четырех итоговых компоновок токарно-фрезерного станка с инструментальным шпинделем, подтвердили эффективность предложенного авторами метода.

Жесткость станков при резании имеет большое значение в обеспечении точности обработки. Поэтому по-прежнему актуально исследование жесткости станка в его рабочем пространстве. В работе [18] представлен новый подход к построению поля статической жесткости станка в его рабочем пространстве. В рамках предложенного метода создается параметрическая модель для проектирования и оценки статической жесткости высокопроизводительного станка с ЧПУ с учетом статической жесткости в шести направлениях. Погрешности обработки прогнозируются при учете различных схем нагружения станка. Кроме того, в работе изучается влияние статической жесткости на погрешность обработки в шести направлениях на предмет получения возможных решений, приводящих к их уменьшению. Оценка эффективности разработанного метода проводилась путем сравнения результатов конечно-элементного анализа и натурных экспериментов прецизионного сверлильно-фрезерно-расточного обрабатывающего центра горизонтальной компоновки ТНМ46100 (производитель Shenji Group, Китай). Натурные испытания проводились при концевом фрезеровании со скоростью резания равной 50 м/мин и рабочей подачей – 0,05 мм/зуб. Максимальные расхождения экспериментальных и расчетных данных составили около 7,6 %.

Работа [19] даёт хорошее представление о проводимых исследованиях в области мониторинга температурной погрешности тяжелых станков за период с 1973 года по настоящее время. Наряду с работами, связанными с натурными исследованиями, приведены результаты

исследований, в которых использованы плоские и объемные конечно-элементные модели.

В работе [20] представлен известный подход, в котором решается задача параметрической оптимизации несущей системы станка, представленной конечно-элементной моделью. В качестве объекта исследования использован четырехосевой горизонтальный обрабатывающий центр с архитектурой несущей системы «box-in-box» («коробка в коробке»). Решение задачи оптимизации позволило свести к минимуму массу станка при обеспечении необходимой жесткости несущей системы. Конечно-элементная модель была построена на твердотельных и пружинных элементах. Для создания геометрической модели несущей системы станка авторы использовали Pro/ENGINEER. Построение сеточной модели и численное моделирование реализовывали в системе Ansys. Для решения задачи параметрической оптимизации для конечно-элементной модели использован специальный коммерческий продукт iSIGHT (разработчик Dassault Systems). Этот продукт объединяет компоненты CAD и CAE с помощью командных и текстовых файлов. Так пакетный файл «GoProE.bat» вызывает Pro/ENGINEER для чтения файла проектных переменных конструкций и обновления геометрической модели. Затем модель автоматически экспортируется в формат Parasolid. Запуск следующего командного файла «GoAnsys.bat» приводит к запуску ANSYS, исполнению APDL-файла и формированию результатов конечно-элементного моделирования. Таким образом, программный продукт iSIGHT выступает в качестве контроллера, который управляет циклом «геометрическая модель – инженерный анализ – перестроение геометрической модели».

В работе [21] представлены основные направления в области конструирования металлорежущих станков, а также существующие и перспективные направления создания интеллектуальных станков, обеспечивающие высокую производительность и точность обработки. В работе обсуждается роль моделирования эксплуатационных свойств при совершенствовании конструкции современных станков и повышении точности обработки. Большое внимание в работе уделено техническим и экономическим аспектам энергоэффективности станков и процессам резания. Авторы отмечают, что в настоящее время численное моделирование особенно эффективно на ранних этапах проектирования станков. При этом уровень развития систем компьютерного моделирования позволяет достаточно точно производить оценку статических, динамических и тепловых свойств, источников возмущений и их взаимного влияния на деформации и смещения в

управляемых осях станка. При этом в настоящее время особое значение в компьютерном моделировании станков приобретают полные модели, описывающие статические, динамические и тепловые процессы. Современные системы моделирования базируются на больших специализированных базах данных и объединяют множество программных инструментов. В работе представлен пример такой системы, организованной в среде SIMULINK с внедренными конечно-элементными моделями. Система разработана для проведения комплексного анализа несущей системы станка и его системы управления. Авторы приводят к выводу, что передовые знания в области проектирования станка и совершенствование их механических, мехатронных, управляющих и других комплексных рабочих функций являются ключом в определении различных направлений развития перспективных образцов станков с ЧПУ.

Появление производственных систем, основанных не просто на согласованном использовании в технологическом процессе нескольких станков, но имеющих общее рабочее пространство, ставит новые задачи по обеспечению заданной точности позиционирования. В работе [22] рассмотрена такая производственная система, состоящая из двух одинаковых пятиосевых станков. Представлен новый метод, реализующий прогнозирование и компенсацию квазистатических погрешностей обработки, сформированных при изменяющейся температуре окружающей среды в диапазоне от 20 до 30 °С. В работе метод конечных элементов использован для моделирования несущих систем станков и общего рабочего пространства. При этом авторы использовали твердотельные элементы (Brick element) как для моделирования несущих систем станков, так и общего рабочего пространства. Величина компенсации тепловой ошибки при этом составила более 70 %.

Таким образом, представленный обзор позволяет сформулировать следующие выводы:

- метод конечных элементов, как основа современных CAE-систем, по-прежнему остаётся актуальным и востребованным в мировой практике научных исследований;
- наблюдается тренд к интеграции CAE-систем с различными автоматизированными системами вычислений, например, Simulink;
- в конечно-элементном моделировании станков наблюдается тенденция как в усложнении используемых геометрической моделей, так и описании различных физических процессов, оказывающих влияние на выходные параметры станка;

– остаётся по-прежнему востребованной решение задачи оптимизации несущей системы станка по совокупности критериев, при этом решение задачи оптимизации выполняется с использованием конечно-элементного представления несущей системы станка;

– при разработке конечно-элементной модели предпочтительными являются твердотельные элементы;

– расчетные модели несущих систем станков учитывают неидеальный стык в соединениях и сопряжениях поверхностей.

Сформулированные из анализа современных исследований выводы, а также собственная практика математического моделирования несущих систем станков, отраженная в отдельных работах [11, 23], позволила сформулировать проблему исследования в области конечно-элементного моделирования несущих систем станков: рассмотреть эффективность упрощения расчетной конечно-элементной модели. При этом в качестве критерия эффективности используется погрешность моделирования по сравнению с полной или наиболее сложной моделью. Количественная оценка устанавливается равной 10 %.

Решение данной проблемы связано с тем, что с одной стороны проведение конечно-элементного анализа характеризуются существенными затратами вычислительной мощности. С другой стороны, всё больший объем исследований в мире направлен на решение различного рода оптимизационных задач, эффективность которых существенно зависит как от количества выполняемых итераций, так и от их длительности. При прочих равных условиях это приводит к требованию минимизации размера конечно-элементной модели, используемой на каждой итерации.

Методология исследования. При проведении исследования были построены расчетные модели трех станков: сверлильно-фрезерно-расточной 400V (НПО «Станкостроение», Стерлитамак), HAAS TM-1P и HAAS ST-10Y (HAAS, США). Станки установлены в лаборатории кафедры технологии машиностроения, металлообрабатывающих станков и комплексов Оренбургского государственного университета. В разной степени станки авторами были исследованы на холостом и рабочих ходах [24].

На первом этапе исследований был разработан план проведения вычислительных испытаний (табл.1).

Таблица 1

План вычислительного эксперимента

Модели станков	Виды моделей и типы расчетов									
	На упругих опорах без стыков					На упругих опорах со стыками				
	С винтами	Без винтов				С винтами	Без винтов			
		A	X	Y	Z		A	X	Y	Z
400V, TM-1P, ST-10Y	C	C	C	C	C	C	C	C	C	C
	M	M	M	M	M	M	M	M	M	M
	D	D	D	D	D	D	D	D	D	D

Примечание: А – без всех винтов; X – винт по оси X; Y – винт по оси Y; Z – винт по оси Z; C – статический; M – модальный; D – динамический.

В предлагаемом исследовании под полной моделью понималась конечно-элементная модель, в которой: была реализована геометрическая модель, максимально приближенная к конструкции станка; смоделирована винтовая передача в качестве тягового устройства по соответствующей оси станка; смоделированы стыки.

Рассматривались следующие варианты упрощения расчётной модели: отсутствие моделей винтов (категория «без винтов», табл. 1); отсутствие моделей стыков в соединениях и сопряжениях поверхностей (категория «без стыков», табл. 1).

При моделировании несущих систем станков на предварительном этапе используют жёсткие опоры, т.е. опоры с нулевой податливостью.

Но так как этот этап используется только для контроля корректности разработанной базовой расчетной модели, то в табл. 1 используется категория «на упругих опорах».

Дополнительные варианты расчётных моделей формировались при учёте всех винтов или только по отдельным координатам. Также варьировались количественные параметры для жесткости в сопряжениях и опорных элементах. При этом экспериментальные значения жесткости стыка в сопряжениях контактирующих поверхностей в открытой печати фиксировались в диапазоне от $1,5 \cdot 10^7$ до $1,6 \cdot 10^{10}$ Н/м [18, 25]. Для направляющих качения средние значения

можно принять на уровне $2 \cdot 10^9$ Н/м [18]. Максимальные значения, из заявленных в работе значений жесткости, принимались для затянутых стыков. Жесткость опорных элементов варьировалась в диапазоне от $3 \cdot 10^6$ до $3 \cdot 10^8$ Н/м. Базовый расчет выполнялся при значениях жесткости опорных элементов, равной $3 \cdot 10^7$ Н/м.

На втором этапе исследований проводилась серия расчётов с вариацией различных жесткостных параметров и занесение результатов расчётов в табл. 2.

Таблица 2

Результаты моделирования

Модели станков		Виды моделей и типы расчетов									
		На упругих опорах без стыков					На упругих опорах со стыками				
		В, для k_{on1} , k_{on2} , k_{on3}	Без винтов				В, для k_{cm1} , k_{cm2} , k_{cm3}	Без винтов			
А, для k_{on1} , k_{on2} , k_{on3}	X		Y	Z	А, для k_{cm1} , k_{cm2} , k_{cm3} , k_{on2}	X		Y	Z		
400V	С, мкм	28,3 94,3 24,6	34,9 95,3 31,5	27,3	30,0	28,4	29,2/35,8 82,0/95,4	37,4/43,6 86,5/96,6	28,2	31,3	28,2
	Частоты, Гц	119/24 180/51	63/7 126/17 188/25 267/39 281/41 288/43	63/24 126/51 188/75 266/117 281/124 287/129	42/16 115/43 156/65 212/86 229/103 279/127	64 127 189 264 284 289	63/61/49/24 124/110/64/51 86/183/156/74 265/245/163/117 281/255/186/123 282/263/209/129	63/61/48/24 124/108/61/51 188/183/155/75 263/238/158/117 278/252/177/123 281/258/205/129	63/62 125/116 188/186 265/254 280/267 284/272	64/62,4 125/116 189/187 261/251 279/268 286/271	70/69 153/136 199/194 270/259
	С, мкм	16,0 53,5 16,1	15,4 54,5 15,7	–	15,8	16,0	5,7/15,7/15,8/15,2	16,3 17,0 20,7 16,8	–	16,8	15,8
	Частоты, Гц	82/45 99/57 217/108 256/181	82/45 99/57 217/109 256/181	–	82 99 216 256	82 99 216 256	82/82/49/44 98/98/77/56 216/214/142/108 255/251/180/180	81/74/49/44 98/93/77/56 214/198/142/108 252/232/180/179	–	81/82 98/98 216/216 255/255	82/82 99/99 215/214 254/252
ТМ-1Р	С, мкм	83,3 87,5 85,4	85,8 89,3 85,4	83,7	–	91,2	84,9 87,6 95,7 83,9	84,9 84,9 116,0 95,7	83,7	–	91,4
	Частоты, Гц	129/55 181/72 185/83 237/139 276/151	129/55 183/73 186/83 245/139 276/151	129/55 181/72 184/83 235/138 274/150	–	98/55 126/68 186/83 215/117 241/139 259/158	128/123/86/55 180/172/121/72 185/182/162/83 237/229/197/138 274/254/207/150	129/124/91/54 181/173/120/72 185/182/158/83 242/227/183/138 273/251/199/150	127/121 164/159 183/180 233/225 268/251 297/286	–	89/61 125/115 185/180 214/211 237/217 255/230
	С, мкм	83,3 87,5 85,4	85,8 89,3 85,4	83,7	–	91,2	84,9 87,6 95,7 83,9	84,9 84,9 116,0 95,7	83,7	–	91,4
	Частоты, Гц	129/55 181/72 185/83 237/139 276/151	129/55 183/73 186/83 245/139 276/151	129/55 181/72 184/83 235/138 274/150	–	98/55 126/68 186/83 215/117 241/139 259/158	128/123/86/55 180/172/121/72 185/182/162/83 237/229/197/138 274/254/207/150	129/124/91/54 181/173/120/72 185/182/158/83 242/227/183/138 273/251/199/150	127/121 164/159 183/180 233/225 268/251 297/286	–	89/61 125/115 185/180 214/211 237/217 255/230

Примечание: А – модель без всех винтов; В – модель с винтами; Х – модель без винта по оси Х; Y – модель без винта по оси Y; Z – модель без винта по оси Z;
 $k_{cm1}, k_{cm2}, k_{cm3}$ – три варианта значений жесткости стыка, Н/м: $k_{cm1} = 1,6 \cdot 10^{10}$, $k_{cm2} = 2 \cdot 10^9$, $k_{cm3} = 2 \cdot 10^8$; $k_{on1} = 3 \cdot 10^7$, $k_{on2} = 3 \cdot 10^6$, $k_{on3} = 3 \cdot 10^8$.

Статический расчёт («С», табл.1) для моделей без стыков выполнялся для трёх значений жесткости опорных элементов k_{on1}, k_{on2} и k_{on3} . Значения для соответствующих параметров жесткости представлены в табл. 2. Статический расчет для моделей со стыками проводился при вариации трех параметров жесткости стыков $k_{cm1}, k_{cm2}, k_{cm3}$ и двух параметров жесткости опорных элементов k_{on1}, k_{on2} . Вариация параметров жесткости в этом случае осуществлялась следующим образом: при неизменяемом параметре

жесткости опорного элемента k_{on1} проводилась серия расчётов для трех параметров жесткости $k_{cm1}, k_{cm2}, k_{cm3}$. Четвертый расчет проводился для параметра жесткости k_{on2} и жесткости стыка k_{cm2} .

Модальный расчет («М», табл.1) для моделей без стыков выполнялся для параметра жесткости k_{on1} и k_{on2} . Модальный расчет для моделей со стыками проводился при той же вариации параметров жесткости, что и статический.

Динамический расчёт («Д», табл.1), учитывая большой объём вычислений, проводился при меньшем числе вариаций параметров жесткости. В расчётах использовали только два варианта параметров жёсткости для стыков k_{cm1}, k_{cm2} и два параметра жесткости для опорных элементов k_{on1}, k_{on2} .

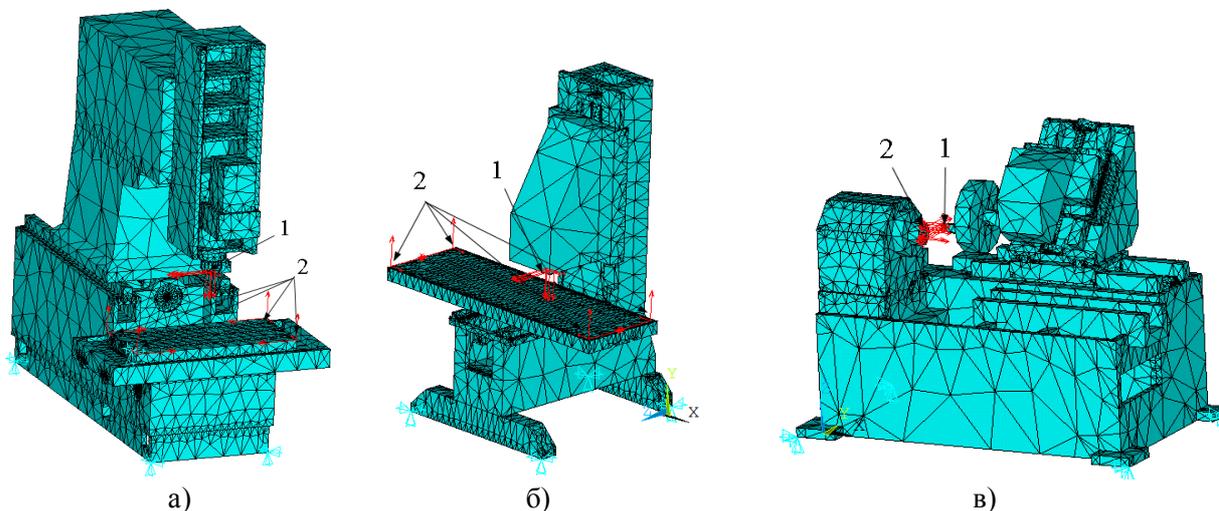


Рис. 1. Расчётные модели несущих систем станков с нагрузкой: а–400V; б–ТМ-1Р; в– ST-10Y

При построении моделей использовались два типовых элемента Solid185 и Combin14. Элемент Solid185 – твердотельный восьмиузловой элемент, имеющий три степени свободы в каждом узле, используемый во всех типах задач инженерного анализа станка. Элемент Combin14 – пружина с продольной жесткостью, используется как для моделирования опорных элементов станка, так и в сопряжениях поверхностей при моделировании неидеального стыка [11, 26]. Этот элемент также может быть использован при решении различных типов задач инженерного анализа станка.

Число конечных элементов в наиболее сложной расчетной модели станка 400V составило чуть менее 221500, при почти 50000 узлов. Для самой упрощенной модели этого станка число элементов составило около 76000, что почти в три раза меньше, чем в полной модели. Число узлов составило чуть более 21000, что более чем в два раза меньше, чем в полной модели. Эти сокращения размерности расчетных моделей позволяют существенно снизить вычислительные затраты как по длительности вычислений, так и по объему используемой виртуальной памяти. Это особенно актуально при выполнении динамического расчета несущей системы станка и многовариантных вычислений. Длительность расчета одной итерации в динамическом расчете для самой компактной из представленных моделей составила 10,2 с (станок ТМ-1Р, число узлов

– 14511). Объем использованной виртуальной памяти для результатов динамического расчета при 100 итерациях составил чуть более 8 Гбайт. При динамическом расчете полной модели станка 400V требовалось более 56 Гбайт, при длительности расчета одной итерации более 25 с (вычисления выполнялись на одном компьютере).

Основная часть. Разработанные расчетные модели трех станков представлены на рис. 1, результаты вычислений сведены в табл. 2. Приложенные нагрузки на рис. 1 пронумерованы.

В табл. 2 прочерки в результатах расчета обусловлены конструктивными упрощениями геометрической модели несущей системы станка за счёт исключения тягового устройства вдоль соответствующей оси. С одной стороны это приводило к некоторому несоответствию расчётной модели с реальной конструкцией. С другой стороны это упрощение в моделях является допустимым, если не ставится задача выявления влияния конструктивных особенностей станка на его эксплуатационные параметры. Аналогичные допущения известны и в мировой практике [27].

Анализ результатов статического расчёта для модели 400V показал, что для наиболее полной модели, учитывающей тяговые устройства по всем осям и стыки, максимальные перемещения составили 29,2 мкм, а для такой же модели, но с идеальными стыками (в табл.2 категория «без стыков») расчёт показал 28,3 мкм. Расхождение результатов моделирования не превысило 5 %. Исключение из моделей винтов действительно привело к некоторому росту перемеще-

ний, более 20 %. Однако, увеличение податливости стыков приводит к снижению этого расхождения. При этом, исключение из модели одного из тяговых устройств не приводит к устойчивым и заметным изменениям деформированного состояния станка.

На рис. 2 представлено контурное представление результатов статического расчета для четырех вариантов расчётных моделей станка 400V. Их анализ показывает, что независимо от полноты учёта конструктивных элементов и особенностей соединений сопрягаемых деталей,

принципиальных изменений в характере деформированного состояния не наблюдается.

Для двух других моделей станков результаты статического расчета вообще не выявили влияние неидеальных стыков на изменения статических характеристик станка при высоких значениях жесткости стыков.

Снижение жесткости стыков в диапазоне от $2 \cdot 10^8$ до $2 \cdot 10^9$ Н/м приводит к заметному росту перемещений.

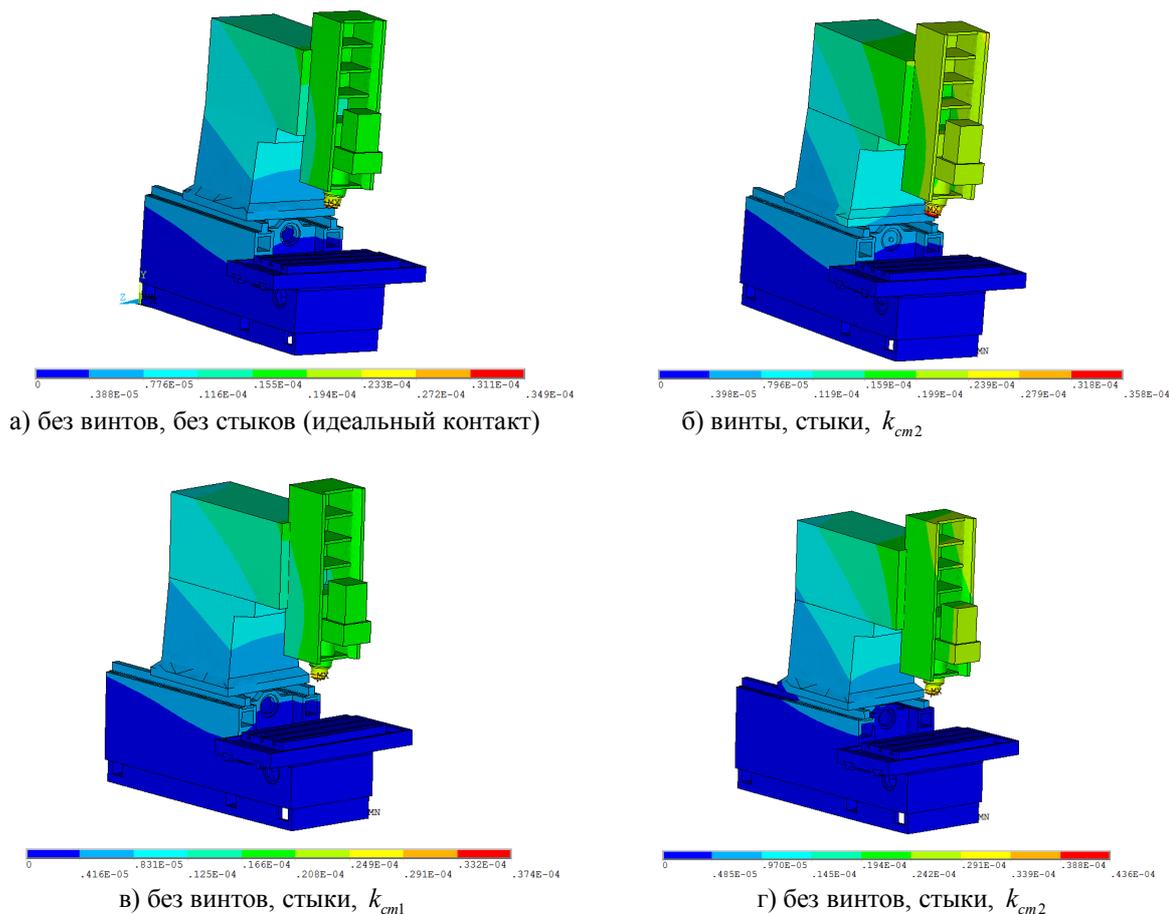


Рис.2. Деформированное состояние станка 400V

Анализ результатов модального расчёта выявил следующие закономерности:

- для расчётных моделей станка 400V, в которых отсутствовали модели тяговых устройств, наблюдались малосущественные различия в модальных параметрах несущей системы станка, для затянутых стыков;

- для расчётных моделей, учитывающих неидеальный контакт в сопрягаемых соединениях, учёт тягового устройства не выявил существенных изменений в модальных параметрах несущей системы станка;

- наиболее заметные изменения модальных параметров несущей системы станка наблюдались для сильно ослабленных стыков в диапазоне жесткости стыков от $2 \cdot 10^8$ до $2 \cdot 10^9$ Н/м.

- снижение жесткости опорных элементов станка оказывало более значительное влияние на изменение соответствующих модальных параметров, чем изменение жесткости стыков.

Для расчётных моделей станков HAAS TM-1P и ST-10Y было установлено, что изменение модальных параметров минимально для перехода от более подробной модели к менее подробной. Например, исключение из расчётной модели тяговых устройств, в варианте, не учитывающем стыки, практически не привело к изменениям модальных параметров. Для моделей, учитывающих неидеальный контакт, рассогласование модальных параметров не превысило 10 % .

Для анализа результатов динамического расчёта были построены амплитудно-частотные характеристики (АЧХ). Их анализ показал, что, несмотря на некоторые качественные расхождения АЧХ в моделях, представленных в табл.2, их количественная оценка мало меняется.

На рис. 3 представлены АЧХ для различных моделей несущей системы станка 400V с идеальным контактом в соединениях (рис. 3, а и 3, г) и затянутыми стыками (рис. 3, б и рис. 3, в) Для затянутого стыка жесткость в соединениях составляет $1,6 \cdot 10^{10}$ Н/м [25].

Например, на рис. 3, а представлена АЧХ для модели несущей системы станка, содержащей модели тяговых устройств и реализующей идеальный контакт в соединениях. Модальный расчёт показал, что в диапазоне от 0 до 300 Гц были выявлены только две собственные частоты. Это было подтверждено в ходе анализа построенного

графика АЧХ по результатам динамического расчёта – проявилось только два пика на соответствующих частотах.

На рис. 3, б график АЧХ для наиболее полного варианта модели несущей системы станка содержит пять ярко выраженных пиков, хотя модальный анализ показал наличие шести собственных частот. Это означает, что одна из собственных частот, равная 265 Гц, в рассматриваемой точке системы не проявилась.

Уменьшение жесткости опорных элементов привело к существенному сдвигу влево спектра частот и пиков на графике АЧХ, соответственно (рис. 3, в).

Интересный результат был получен для варианта несущей системы с идеальным контактом, но без учёта тяговых устройств (рис. 3, г). АЧХ в этом варианте модели принципиально отличалась от АЧХ, полученных для вариантов моделей, учитывающих неидеальный контакт.

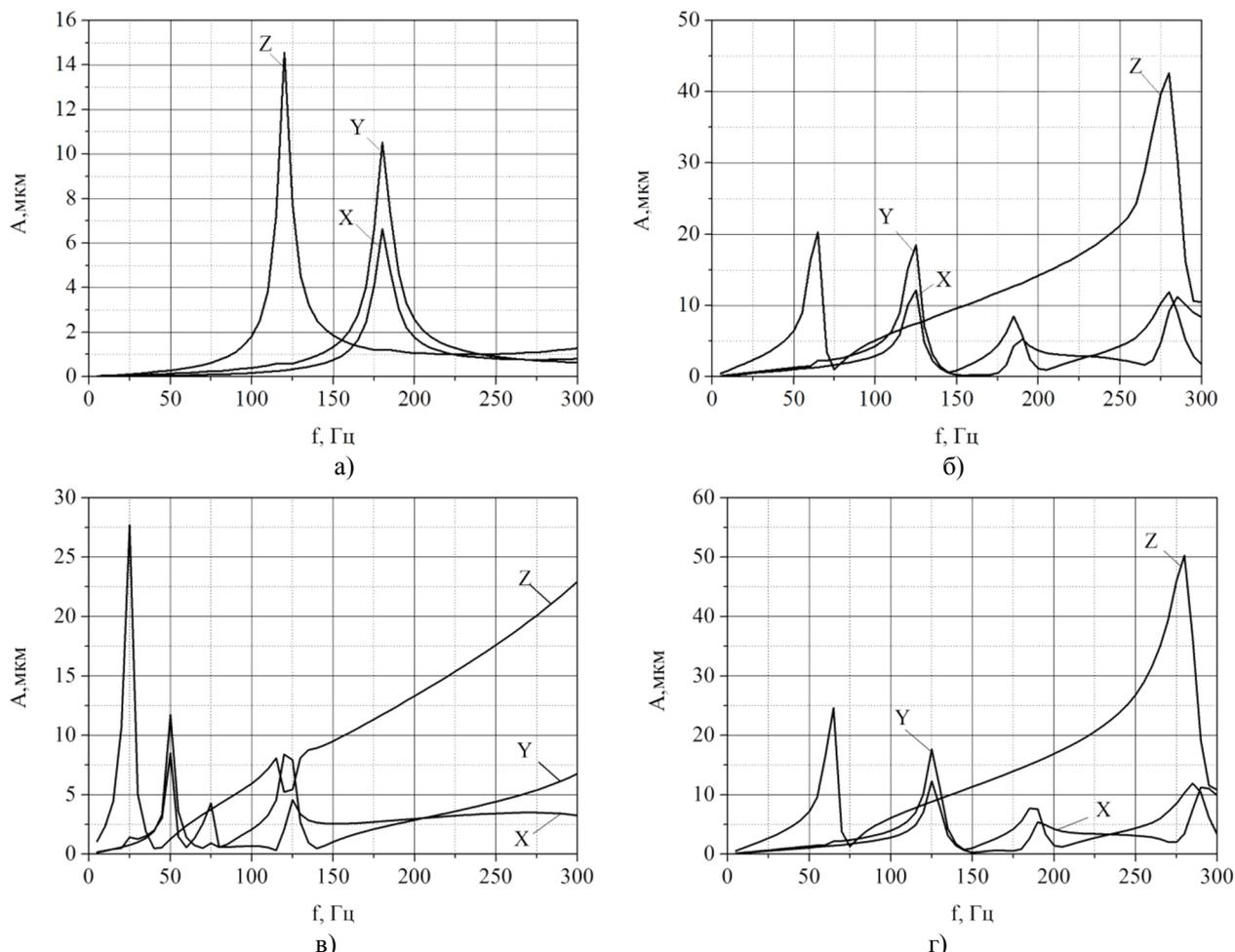
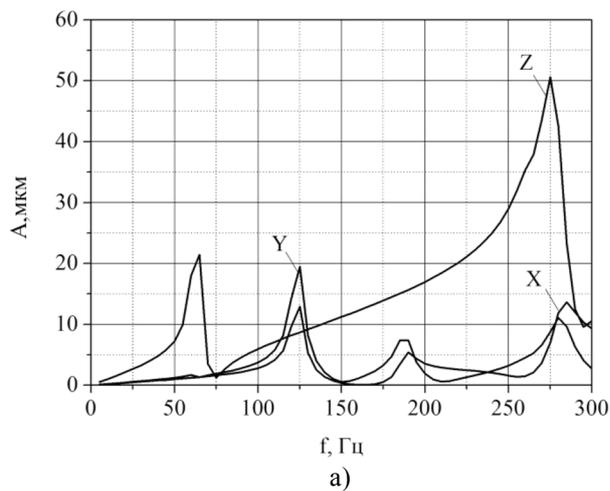


Рис. 3. Результаты динамического расчета 400V, жесткость стыка k_{cm1} : а – в модели учтены все винты, но без стыков; б – в модели учтены все винты и стыки, $k_{cm1} = 1,6 \cdot 10^{10}$ Н/м; в – в модели учтены все винты и стыки, $k_{cm1} = 1,6 \cdot 10^{10}$ Н/м, $k_{on2} = 3 \cdot 10^6$ Н/м; г – модель без стыков без винтов

На рис. 4 приведены графики АЧХ для четырех вариантов моделей несущих систем станка 400V, различающихся учётом тяговых устройств

по соответствующим координатам станка. Во всех представленных на рис. 4 вариантах моделей жесткость стыков составляла k_{cm1} .

На рис. 4, а представлен график АЧХ для варианта модели, в которой стыки учтены, но исключены все модели тяговых устройств. График АЧХ в этом случае мало отличается от графика АЧХ для варианта модели, наоборот учитывающей все тяговые устройства (рис. 3, б). Как показал анализ последующих графиков АЧХ (рис. 4,



б, в, г), исключение из модели одного из тяговых устройств, приводило к некоторому качественному изменению вида графика АЧХ. Наиболее заметное изменение имеет график АЧХ для варианта модели, в которой исключено тяговое устройство по оси Z.

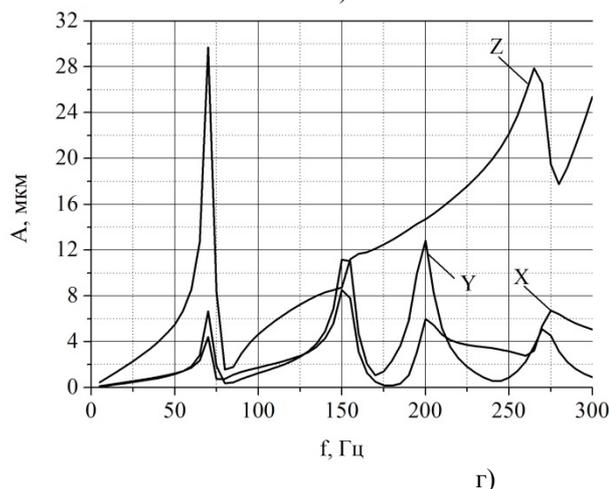
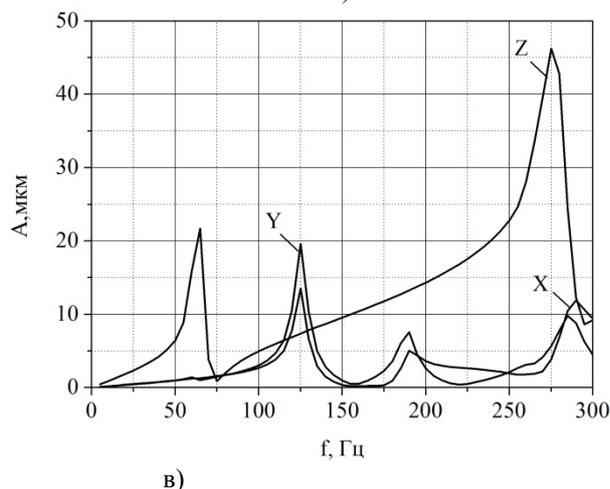
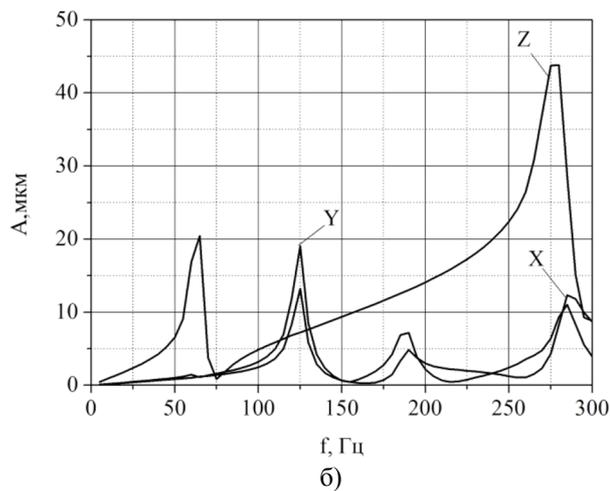


Рис. 4. Результаты динамического расчета 400V, жесткость стыка k_{cm1} : а – модель без винтов со стыками; б – модель без винта вдоль оси X со стыками; в – модель без винта вдоль оси Y со стыками; г – модель без винта вдоль оси Z со стыками

Во всех, представленных на рис. 3 и рис. 4, результатах моделирования максимальная величина динамических перемещений элементов несущей системы станка не превысила 50 мкм, что хорошо укладывается в диапазон шероховатостей для чернового фрезерования от $Ra\ 25$ до $Ra\ 6,3$. Это означает, что независимо от используемого варианта модели несущей системы, черновая обработка реализуется для всех вариантов моделей, так как динамические характеристики оценивались при максимальных значениях сил резания.

На рис. 5 представлены результаты расчётов для жесткости стыков k_{cm2} . В этом случае величина динамических перемещений возросла в отдельных вариантах моделей почти в два раза. Однако, анализ графиков АЧХ показывает, что в

диапазоне частот вращения шпинделя от 0 до 3000 об/мин черновая обработка может быть реализована приблизительно с одинаковой шероховатостью независимо от применяемых в моделировании моделей несущей системы станка.

Были выполнены дополнительные расчёты при действии сил, характерных для отделочной обработки (графики не приведены, так как они отличались только количественно). В этом случае амплитуды динамических перемещений упали почти на порядок. Характер сформированных АЧХ показал, что, при частотах вращения шпинделя до 12000 об/мин можно обеспечить шероховатость, не превышающей значений $Ra\ 0,63$. При этом, существуют области увеличенных динамических податливостей в диапазоне от 3000 до 7000 об/мин, в которых шероховатость увеличится до $Ra\ 0,8$.

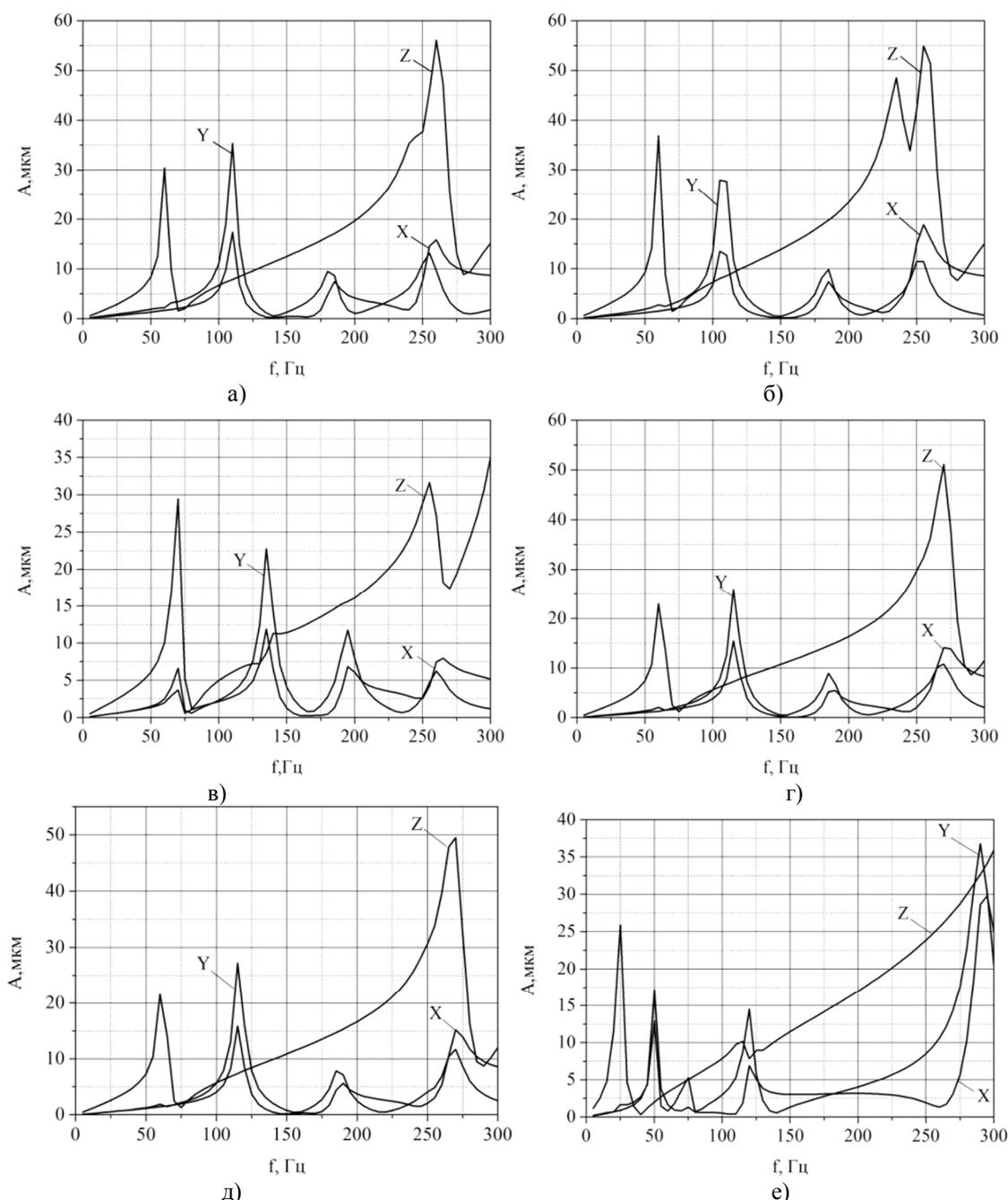


Рис. 5. Результаты динамического расчета 400V, жесткость стыка k_{cm2} : а – все винты и стыки; б – модель без винтов со стыками; в – модель без винта вдоль оси Z со стыками; г – модель без винта вдоль оси X со стыками; д – модель без винта вдоль оси X со стыками; е – в модели учтены все винты и стыки, k_{on2}

Отсутствие заметных вибраций во всем диапазоне частот на станке 400V было подтверждено и натурными экспериментами, ранее проведенными и представленными в работе [28].

Результаты динамических расчетов для несущих систем станков HAAS TM-1P и ST-10Y подтвердили результаты, полученные для 400V. При этом, за счет использованных упрощений в моделях несущих систем (учет только двух тяговых устройств), АЧХ несущих систем этих станков получились менее чувствительны к различным структурным и параметрическим изменениям их моделей.

Выводы. Таким образом, проведенные исследования позволяют сделать общие заключения по эффективности моделирования несущих систем станков, использующих твердотельные конечные элементы:

- наиболее точная модель получается при использовании в модели несущей системы станка тяговых устройств и стыков; в этом случае расчетная модель требует значительных вычислительных ресурсов;

- исключение из расчетной модели тяговых устройств может приводить к увеличенной погрешности моделирования в задачах статики до 20–25 %; в этом случае результаты модального и

динамического расчётов показывают более устойчивые результаты к вносимым изменениям в расчётную модель, так как погрешность расчётных параметров не превышает 10 %; поэтому если результаты статического расчёта в рассматриваемом случае анализа мало актуальны, то предпочтительно использовать расчётные модели с идеальным контактом в соединениях и не учитывающие тяговые устройства;

– расчётные модели с затянутым стыком, при жесткости более $1,6 \cdot 10^{10}$ Н/м, мало отличаются от моделей с идеальным контактом; поэтому при таких параметрах жесткости стыков предпочтительней использовать расчётные модели с идеальным контактом;

Обобщенный анализ представленных заключений позволяет сформулировать итоговое заключение по выбору расчётной модели несущей системы станка на базе твердотельных конечных элементов – при допустимой 25 %-ной погрешности моделирования предпочтительно использования расчётной модели несущей системы без учёта неидеального контакта и тяговых устройств.

Выполненные исследования показали, что без принципиальной потери точности упрощенные модели могут быть использованы при проведении инженерного анализа несущих систем станка.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Зубенко В.Л., Емельянова И.В., Емельянов Н.В. Методика применения CAD/CAM/CAE – систем в научных исследованиях // Приволжский научный вестник. 2013. №2. С. 18–23.
2. Василевич Ю.В., Довнар С.С., Шумский И.И. Модальный анализ несущей системы тяжелого горизонтального многоцелевого станка с помощью метода конечных элементов // Наука и техника. 2014. №4. С. 14–24.
3. Подгорный Ю.И., Скиба В.Ю., Кириллов А.В., Максимчук О.В., Лобанов Д.В., Глейм В.Р., Жигулев А.К., Саха О.В. Выбор конструктивных параметров несущих систем машин с учетом технологической нагрузки // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). 2015. №4 (69). С. 51–60.
4. Сабиров Ф.С., Кочинёв Н.А., Шемякин С.С. Влияние технологической оснастки на динамические характеристики шпиндельного узла токарного станка // Вестник МГТУ «СТАНКИН». 2015. №4 (35). С. 64–68.
5. Гречишников В.А., Хусаинов Р.М., Ахкиямов Д.Р., Юрасов С.Ю., Юрасова О.И. Выявление главных осей деформаций упругой системы металлорежущего станка средствами конечно-элементного моделирования // СТИН. 2016. №1. С. 10–14.
6. Малков И.В., Кроль О.С., Синдеева Е.В. Моделирование формообразующего узла многооперационного станка // Вестник Тамбовского государственного технического университета. 2016. Т. 22. №3. С. 471–480.
7. Кульга К.С., Виноградов П.В., Гаитова А.А. Применение CAD/CAE -систем при проектировании компоновок многоцелевых станков с ЧПУ // СТИН. 2015. №9. С. 5–10.
8. Кульга К.С., Виноградов П.В., Гаитова А.А. Повышение эффективности проектирования компоновок многоцелевых станков с ЧПУ на основе CAD/CAE-систем // Вестник машиностроения. 2016. №7. С. 14–18.
9. Емельянов Н.В., Зубенко В.Л., Емельянова И.В. CAD, CAE технологии проектирования с учетом сил трения подвижных соединений узлов токарных станков с ЧПУ // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2016. Т. 18. №4. С. 279–284.
10. Каменев С.В., Марусич К.В. Методика автоматизированного построения тепловой модели шпиндельного узла с использованием CAE-системы // Интернет-журнал Науковедение. 2017. Т. 9. №6. С. 1–10.
11. Никитина И.П., Поляков А.Н. Методика модернизации станков фрезерной группы с ручным управлением // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2018. №5. С. 82–89.
12. Гиловой Л.Я., Молодцов В.В. Зубофрезерные станки повышенной жесткости // Вестник МГТУ «СТАНКИН». 2018. №2 (45). С. 8–14.
13. Liang Y., Chen W., Sun Y. et al. A mechanical structure-based design method and its implementation on a fly-cutting machine tool design // Int J Adv Manuf Technol. 2014, vol. 70, no. 9–12, pp. 1915–1921. DOI: 10.1007/s00170-013-5436-5.
14. Liu S., Li Y., Liao Y. et al. Structural optimization of the cross-beam of a gantry machine tool based on grey relational analysis // Struct Multidisc Optim. 2014. Vol. 50. № 2. Pp. 297–311. DOI: 10.1007/s00158-013-1041-3.
15. Liu S. Multi-objective optimization design method for the machine tool's structural parts based on computer-aided engineering // Int J Adv Manuf Technol. 2015. Vol. 78. №. 5–8. Pp. 1053–1065. DOI: 10.1007/s00170-014-6700-z.
16. Fang B., Gu T., Ye D. et al. An improved thermo-mechanical model for vertical machining center // Int J Adv Manuf Technol. 2016. Vol. 87. №. 9–12. Pp. 2581–2592. DOI: 10.1007/s00170-016-8651-z.
17. Zhao L., Diao G., Yan P. et al. A gene recombination method for machine tools design based on complex network // Int J Adv Manuf Technol.

2016. Vol. 83. № 5–8. Pp. 729–741. DOI: 10.1007/s00170-015-7591-3.

18. Gao X., Li B., Hong J. et al. Stiffness modeling of machine tools based on machining space analysis // *Int J Adv Manuf Technol*. 2016. Vol. 86. № 5–8. Pp. 2093–2106. DOI: 10.1007/s00170-015-8336-z.

19. Zhou Z., Gui L., Tan Y. et al. Actualities and Development of Heavy-Duty CNC Machine Tool Thermal Error Monitoring Technology // *Chin. J. Mech. Eng.* 2017. Vol. 30. № 5. Pp. 1262–1281. DOI: 10.1007/s10033-017-0166-5.

20. Wang J., Niu W., Ma Y. et al. A CAD/CAE-integrated structural design framework for machine tools // *Int J Adv Manuf Technol*. 2017. Vol. 91. № 1–4. Pp. 545–568. DOI: 10.1007/s00170-016-9721-у.

21. Jędrzejewski J., Kwasny W. Development of machine tools design and operational properties // *Int J Adv Manuf Technol*. 2017. Vol. 93. № 1–4. Pp. 1051–1068. DOI: 10.1007/s00170-017-0560-2.

22. Zhao D., Bi Y., Ke Y. An efficient error prediction and compensation method for coordinated five-axis machine tools under variable temperature // *Int J Adv Manuf Technol*. 2018. Vol. 96. № 9–12. Pp. 4431–4443. DOI: 10.1007/s00170-018-1923-z.

23. Polyakov A.N., Kamenev S.V. More Efficient Use of CAE Systems in Machine Tool Design// *Russian Engineering Research*. 2010. Vol. 30. Pp. 67–71.

24. Поляков А.Н., Гончаров А.Н., Марусич К.В. Методика реализации алгоритмов компенсации температурной погрешности станка с ЧПУ // *Справочник. Инженерный журнал с приложением*. 2018. № 3 (252). С. 23–29.

25. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. М.: Машиностроение, 1971. 264 с.

26. Крутов А.В., Молодцов В.В. Моделирование и расчет направляющих качения модульного типа // *СТИН*. 2010. №12. С. 5–11.

27. Zhong G., Xu J., Jinling T., Lifei Z. Optimization Design of the Structure for Miniature Engraving Machine based on Orthogonal Experiment and Grey Correlation Analysis // *Global Journal of Technology & Optimization*. 2016. Vol. 7. No. 1. Pp. 7. DOI: 10.4172/2229-8711.1000188.

28. Поляков А.Н., Гончаров А.Н., Каменев С.В. Методика экспериментальной оценки температурной погрешности станка на рабочем ходу // *СТИН*. 2017. №11. С. 29–32.

Информация об авторах

Поляков Александр Николаевич, доктор технических наук, заведующий кафедрой технологии машиностроения, металлообрабатывающих станков и комплексов, профессор. E-mail: anp_temos@mail.ru. Оренбургский государственный университет. Россия, 460018, г. Оренбург, просп. Победы, д. 13.

Додоров Александр Иванович, аспирант кафедры технологии машиностроения, металлообрабатывающих станков и комплексов. Оренбургский государственный университет. Россия, 460018, г. Оренбург, просп. Победы, д. 13.

Поступила в марте 2019 г.

© Поляков А.Н., Додоров А.И., 2019

^{1,*}*Polyakov A.N., ¹Dodorov A.I.*

¹*Orenburg State University*

Russia, 460018, Orenburg, av. Pobedy, 13

**E-mail: anp_temos@mail.ru*

THE METHOD OF SELECTION THE SOLID FINITE ELEMENT MODELS OF LOAD-BEARING SYSTEMS OF MACHINE TOOLS WHEN PERFORMING ENGINEERING ANALYSIS

Abstract. *The paper presents a methodology for the selection of a solid finite element models for load-bearing systems of machine tools. The technique is based on the analysis of the results of computer simulation of different models of load-bearing systems of three machines with different layouts. The variability of the models is determined taking into account the traction devices and joints in the conjunctions. The traditional approach for modeling the non-ideal joint in the form of elastic elements set is used, despite the fact that modern CAE systems for modeling non-ideal contact in mates offer special contact finite elements. The conducted computational experiments demonstrate that the most accurate model is obtained by using models of traction devices and joints. In this case, the computational model requires significant computational resources. It is found that the exception of the design model of the bearing system of the machine traction devices can*

lead to an increased modeling error in static problems up to 25 %. The results of modal and dynamic calculations are more resistant to changes in the design model of the machine, as the error of the design parameters does not exceed 10 %. In addition, the computational models of tightened joint, with a stiffness of more than $1,6 \cdot 10^{10}$ N/m, are not much different from models with ideal contact. It is shown that with an acceptable 25% modeling error, it is preferable to use a computational model of the load-bearing system without taking into account the non-ideal contact and traction devices.

Keywords: load-bearing system of the machine tool, a computational model, stiffness of joints, ideal and non-ideal contact, CAE-systems.

REFERENCES

- Zubenko V.L., Emel'yanova I.V., Emel'yanov N.V. Methods of application of CAD / CAM/CAE-systems in research [*Metodika primeneniya CAD/CAM/CAE – sistem v nauchnyh issledovaniyah*]. Volga scientific Bulletin. 2013. No. 2. Pp. 18–23. (rus)
- Vasilevich Yu.V., Dovnar S.S., Shumskij I.I. Modal analysis of the bearing system of a heavy horizontal multipurpose machine using the finite element method [*Modal'nyj analiz nesushchej sistemy tyazhelogo gorizontaln'nogo mnogocelevego stanka s pomoshch'yu metoda konechnyh elementov*]. Science and technology. 2014. No. 4. Pp. 14–24. (rus)
- Podgorniy Yu.I., Skiba V.Yu., Kirillov A.V., Maksimchuk O.V., Lobanov D.V., Glejm V.R., Zhigulev A.K., Saha O.V. Selection of design parameters of bearing systems of machines taking into account the technological load [*Vybor konstruktivnykh parametrov nesushchih sistem mashin s uchetom tekhnologicheskoy nagruzki*]. Metal processing (technology, equipment, tools). 2015. No. 4 (69). Pp. 51–60. (rus)
- Sabirov F.S., Kochinyov N.A., Shemyakin S.S. Influence of technological equipment on the dynamic characteristics of the spindle unit of the lathe [*Vliyaniye tekhnologicheskoy osnastki na dinamicheskie harakteristiki shpindel'nogo uzla tokarnogo stanka*]. Bulletin of MSTU «STANKIN». 2015. No. 4 (35). Pp. 64–68. (rus)
- Grechishnikov V.A., Husainov R.M., Ahkiyamov D.R., Yurasov S.Yu., Yurasova O.I. Identification of the main axes of deformation of the elastic system of the machine tool by means of finite element modeling [*Vyyavlenie glavnykh osey deformacij uprugoy sistemy metallovezhushchego stanka sredstvami konechno-elementnogo modelirovaniya*]. STIN. 2016. No. 1. Pp. 10–14. (rus)
- Malkov I.V., Krol' O.S., Sindeeva E.V. Modeling formative site of multifunction machine [*Modelirovaniye formoobrazuyushchego uzla mnogooperacionnogo stanka*]. Bulletin of Tambov state technical University. 2016. Vol. 22. No. 3. Pp. 471–480. (rus)
- Kul'ga K.S., Vinogradov P.V., Gaitova A.A. Application of CAD / CAE-systems in the design of layouts of multi-purpose CNC machines [*Primenenie CAD/CAE -sistem pri proektirovanii komponentov mnogocelevykh stankov s CHPU*]. STIN. 2015. No. 9. Pp. 5–10. (rus)
- Kul'ga K.S., Vinogradov P.V., Gaitova A.A. Improving the efficiency of designing layouts of multi-purpose CNC machines based on CAD / CAE-systems [*Povysheniye effektivnosti proektirovaniya komponentov mnogocelevykh stankov s CHPU na osnovе CAD/CAE-sistem*]. Vestnik mashinostroeniya, 2016. No. 7. Pp. 14–18. (rus)
- Emel'yanov N.V., Zubenko V.L., Emel'yanova I.V. CAD, CAE design technologies taking into account the friction forces of mobile connections of CNC lathe units [*CAD, CAE tekhnologii proektirovaniya s uchetom sil treniya podvizhnykh soedinenij uzlov tokarnykh stankov s CHPU*]. Proceedings of the Samara scientific center of the Russian Academy of Sciences. 2016. Vol. 18. No. 4. Pp. 279–284. (rus)
- Kamenev S.V., Marusich K.V. The method of automatic construction of thermal models of spindle Assembly with use CAE-systems [*Metodika avtomatizirovannogo postroeniya teplovoj modeli shpindel'nogo uzla s ispol'zovaniem CAE-sistemy*]. Internet journal of the Science studies. 2017. Vol. 9. No. 6. P. 1–10. (rus)
- Nikitina I.P., Polyakov A.N. Methods of modernization of milling group machines with manual control [*Metodika modernizacii stankov frezernoy gruppy s ruchnym upravleniem*]. Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov. 2018. No. 5. Pp. 82–89. (rus)
- Gilovoj L.Ya., Molodcov V.V. Gear hobbing machines of increased rigidity [*Zubofrezernye stanki povyshennoj zhestkosti*]. Bulletin of MSTU «STANKIN». 2018. No. 2 (45). Pp. 8–14. (rus)
- Liang Y., Chen W., Sun Y. et al. A mechanical structure-based design method and its implementation on a fly-cutting machine tool design. Int J Adv Manuf Technol. 2014. Vol. 70. No. 9–12. Pp. 1915–1921. DOI: 10.1007/s00170-013-5436-5.
- Liu S., Li Y., Liao Y. et al. Structural optimization of the cross-beam of a gantry machine tool based on grey relational analysis. Struct Multidisc Optim. 2014. Vol. 50. No. 2. Pp. 297–311. DOI: 10.1007/s00158-013-1041-3.
- Liu S. Multi-objective optimization design method for the machine tool's structural parts based on computer-aided engineering. Int J Adv Manuf

Technol. 2015. Vol. 78. No. 5–8. Pp. 1053–1065. DOI: 10.1007/s00170-014-6700-z.

16. Fang B., Gu T., Ye D. et al. An improved thermo-mechanical model for vertical machining center. *Int J Adv Manuf Technol.* 2016. Vol. 87. No. 9–12. Pp. 2581–2592. DOI: 10.1007/s00170-016-8651-z.

17. Zhao L., Diao G., Yan P. et al. A gene recombination method for machine tools design based on complex network. *Int J Adv Manuf Technol.* 2016. Vol. 83. No. 5–8. Pp. 729–741. DOI: 10.1007/s00170-015-7591-3.

18. Gao X., Li B., Hong J. et al. Stiffness modeling of machine tools based on machining space analysis. *Int J Adv Manuf Technol.* 2016. Vol. 86. No. 5–8. Pp. 2093–2106. DOI: 10.1007/s00170-015-8336-z.

19. Zhou Z., Gu L., Tan Y. et al. Actualities and Development of Heavy-Duty CNC Machine Tool Thermal Error Monitoring Technology. *Chin. J. Mech. Eng.* 2017. Vol. 30. No. 5. Pp. 1262–1281. DOI: 10.1007/s10033-017-0166-5.

20. Wang J., Niu W., Ma Y. et al. A CAD/CAE-integrated structural design framework for machine tools. *Int J Adv Manuf Technol.* 2017. Vol. 91. No. 1–4. Pp. 545–568. DOI: 10.1007/s00170-016-9721-y.

21. Jedrzejewski J., Kwasny W. Development of machine tools design and operational properties. *Int J Adv Manuf Technol.* 2017. Vol. 93. No. 1–4. Pp. 1051–1068. DOI: 10.1007/s00170-017-0560-2.

22. Zhao D., Bi Y., Ke Y. An efficient error prediction and compensation method for coordinated five-axis machine tools under variable temperature.

Int J Adv Manuf Technol. 2018. Vol. 96. No. 9–12. Pp. 4431–4443. DOI: 10.1007/s00170-018-1923-z.

23. Polyakov A.N., Kamenev S.V. More Efficient Use of CAE Systems in Machine Tool Design. *Russian Engineering Research.* 2010. Vol. 30. Pp. 67–71.

24. Polyakov A.N., Goncharov A.N., Marusich K.V. Methods of implementation of algorithms for compensation of temperature error of CNC machine [Metodika realizacii algoritmov kompensacii temperaturnoj pogreshnosti stanka s CHPU]. Handbook. Engineering journal with the app. 2018. No. 3 (252). Pp. 23–29. (rus)

25. Levina Z.M., Reshetov D.N. Contact stiffness of machines [Kontaktnaya zhestkost' mashin]. M.: Mechanical Engineering. 1971. 264 p. (rus)

26. Krutov A.V., Molodcov V.V. Modeling and calculation of rolling guides of modular type [Modelirovanie i raschet napravlyayushchih kacheniya modul'nogo tipa]. *STIN.* 2010. No. 12. Pp. 5–11. (rus)

27. Zhong G., Xu J., Jinling T., Lifei Z. Optimization Design of the Structure for Miniature Engraving Machine based on Orthogonal Experiment and Grey Correlation Analysis. *Global Journal of Technology & Optimization.* 2016. Vol. 7. No. 1. P. 7. DOI: 10.4172/2229-8711.1000188.

28. Polyakov A.N., Goncharov A.N., Kamenev S.V. Methods of experimental evaluation of the temperature error of the machine on the run [Metodika eksperimental'noj ocenki temperaturnoj pogreshnosti stanka na rabochem ходу]. *STIN.* 2017. No. 11. Pp. 29–32. (rus)

Information about the authors

Polyakov, Aleksandr N. PhD, Professor. E-mail: anp_temos@mail.ru. Orenburg State University. Russia, 460018, Orenburg, av. Pobedy, 13.

Dodorov, Aleksandr I. Postgraduate student. Orenburg State University. Russia, 460018, Orenburg, av. Pobedy, 13.

Received in March 2019

Для цитирования:

Поляков А.Н., Додоров А.И. Методика выбора твердотельных конечно-элементных моделей несущих систем станков при проведении их инженерного анализа // Вестник БГТУ им. В.Г. Шухова. 2019. № 6. С. 102–116. DOI: 10.34031/article_5d07863d89d1e9.79636729

For citation:

Polyakov A.N., Dodorov A.I. The method of selection the solid finite element models of load-bearing systems of machine tools when performing engineering analysis. *Bulletin of BSTU named after V.G. Shukhov.* 2019. No. 6. Pp. 102–116. DOI: 10.34031/article_5d07863d89d1e9.79636729