

МЕТОДИКА АНАЛИЗА СТАТИЧЕСКОЙ ЖЕСТКОСТИ СТАНКА С УЧЕТОМ КОНФИГУРАЦИИ ЕГО РАБОЧЕГО ПРОСТРАНСТВА

С.В. Каменев



**КАМЕНЕВ
Сергей
Владимирович**

Преподаватель кафедры технологии машиностроения, металлообрабатывающих станков и комплексов Оренбургского государственного университета. Специалист в области современных автоматизированных систем инженерного анализа. Автор 11 научных трудов.

Введение

Возрастающая с каждым днем необходимость использования сверхточных изделий в различных отраслях промышленности определяет высокие требования, предъявляемые к точности современного станочного оборудования. За последнее время в этой области были сделаны значительные успехи: так, современные производители станков способны создавать оборудование, которое может достигать точности обработки в пределах 1–5 мкм за счет улучшенных методик проектирования и передовой технологии материалов [1].

Например, продуманная конструкция и ка-

чество изготовления токарно-фрезерных центров Super NTX (фирма «Nakamura-Tome», Япония) позволяет обеспечивать отклонения формы и шероховатость поверхности обработанных деталей 0,4 мкм и 0,2 мкм, соответственно [2]. Высокая точность (размерная погрешность 4 мкм) вертикальных обрабатывающих центров серии VMC (фирма «AGMACHINE TECHNO CO., LTD.», Тайвань) достигается за счет ячеистой конструкции колонны повышенной жесткости (рис. 1, а) [3]. Аналогичная конструкция колонны обеспечивает хорошую точность (10 мкм) в моделях станков, производимых ОАО «Стерлитамакский станкозавод» [4]. В качестве еще одного примера можно привести станины высокоскоростных прецизионных обрабатывающих центров серии DMC, производимых компанией «Fulland» (Тайвань), радиально-реберная конструкция которых (рис. 1, б) наряду с другим конструктивными решениями, позволяет обеспечивать точность обработки в пределах 4 мкм [5].

Как показывает обзор различных источников [2,4–6] подобные технические решения, гарантирующие высокую точность обработки, получены на основе проведения инженерного анализа конструкции станка, позволяющего минимизировать погрешности на этапе его проектирования и производства.

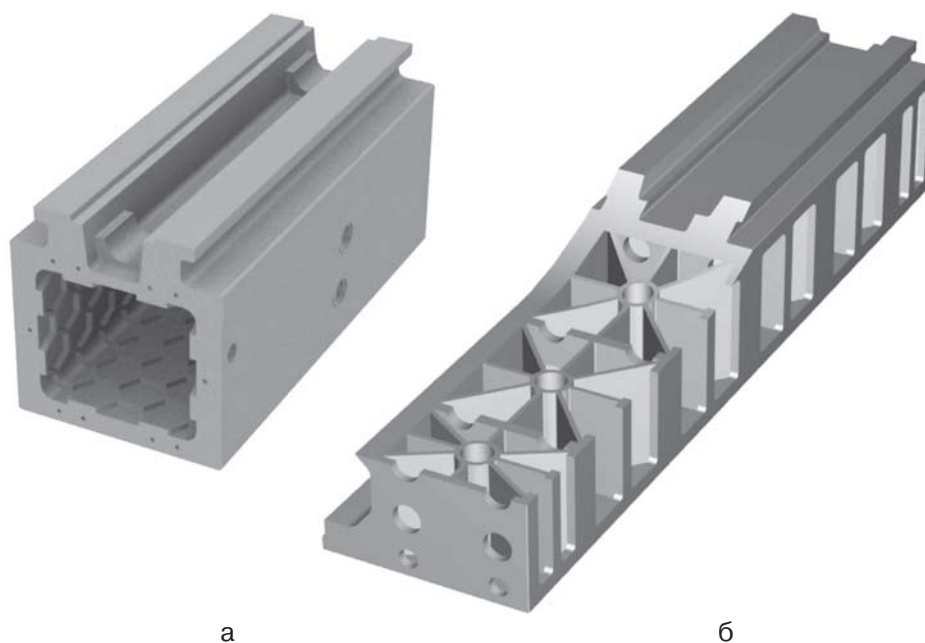


Рис. 1. Образцы базовых деталей станков:
а – колонна станков «AGMA» серии VMC; б – станина станков «Fulland» серии DMC

Проблемы инженерного анализа станков

В большинстве случаев инженерный анализ проводится на основе метода конечных элементов (МКЭ), реализуемого средствами современных CAE-систем, таких как ANSYS, MSC/NASTRAN, COSMOS и др. Универсальность CAE-систем, объясняемая спецификой МКЭ, позволяет использовать их для проведения инженерного анализа различных элементов конструкции станка, включая определение статических и динамических характеристик, собственных частот и форм колебаний, тепловых характеристик и т.д.

Типовая методика проведения конечно-элементного анализа различных конструкций при помощи автоматизированных систем связана с использованием их твердотельных геометрических моделей с нерегулярной сеткой объемных конечных элементов. При наличии сложной геометрии конструкций, как, например, в случае базовых деталей современных станков, количество элементов в анализе может достигать сотен тысяч. Это объясняется необходимостью использования высокой степени дискретизации конечно-элементных моделей посредством линейных, а чаще квадратных элементов тетраэдрической формы.

В связи с этим возникает проблема существенных вычислительных затрат при анализе таких моделей, потому что продолжительность анализа даже при использовании высокопроизводительных компьютеров может исчисляться десятками часов. По этой причине производители станков ограничиваются расчетом только наиболее ответственных деталей несущей системы станка (НСС), не разрабатывая ее модель в целом.

Еще одной проблемой проведения инженерного анализа является то, что многофакторный анализ конструкции станка связан с многовариантным моделированием, предполагающим варьирование геометрических параметров модели. Изменение этих параметров в CAE-системах возможно либо путем полного перестроения расчетной модели средствами препроцессора самой системы, либо используя внешние автоматизированные системы твердотельного моделирования. При расчете громоздких моделей несущей системы станка, усложненных большим количеством моделей стыков, такое перестроение чрезвычайно трудоемко. При этом определяющим фактором роста затрат на перестроение расчетной модели в CAE-системе является модель стыка.

Методика моделирования несущих систем станка

Решение проблемы сокращения вычислительных затрат при анализе НСС может быть обеспечено на основе ее моделирования с использованием сетки оболочечных конечных элементов, нанесенной на геометрию поверхности модели. Модели, сформированные на основе оболочечных элементов, позволяют почти на порядок сократить вычислительные затраты при приемлемой погрешности результатов расчета (до 10% по сравнению с твердотельными аналогами) [7, 8].

Решение проблемы многофакторного анализа было найдено на основе использования параметрических моделей, реализуемых с помощью макроязыка CAE-системы, в качестве которой использовалась система ANSYS [9]. Для этого на макроязыке APDL CAE-системы

ANSYS был разработан ряд макросов, обеспечивавших построение полностью параметризованной конечно-элементной модели несущей системы фрезерного станка мод. 6P11МФ3-1, которая включала модели шести базовых деталей станка (основания, станины, консоли, салазок, стола, фрезерной головки) в совокупности с пятью моделями стыков, четырьмя моделями приводов подвижных деталей и моделью шпиндельного узла.

Процесс построения модели НСС в соответствии с предлагаемым подходом осуществлялся в автоматизированном режиме непосредственно в среде системы ANSYS путем инициализации макросов в строго определенной последовательности. Для рассматриваемой компоновки станка последовательность построения модели представлена в виде восемнадцати этапов, приведенных на рис. 2.



Рис. 2. Последовательность инициализации макросов при построении модели несущей системы

Разработанные макросы можно разделить на три основные группы: макросы, реализующие модели корпусных базовых деталей станка; макросы, реализующие модели стыков, и макросы, обеспечивающие формирование моделей приводов. Как можно видеть из приведенной схемы (рис. 2), последовательность инициализации макросов такова, что сначала формировались модели пар сопряженных деталей станка, а затем формировались модели стыков для этих деталей. При этом для моделей деталей, обладающих подвижностью (консоль, салазки и стол), перед формированием модели стыка производился запуск макроса, реализующего модель привода этих деталей.

Макросы, отвечающие за формирование моделей деталей, представляли последовательность команд, обеспечивающих поэтапное построение оболочечной конечно-элементной модели детали с учетом ее предварительной параметризации. Каждой из шести деталей станка соответствовал свой макрос.

Макросы, обеспечивающие реализацию моделей стыков, также имели блочную структуру и разрабатывались на основе использования дискретной модели стыка. Для формирования модели стыка применялись конечные элементы в виде нелинейных пружин, обладающих возможностью использования различных параметров жесткости при растяжении и сжатии. Предварительно перед разработкой макросов был произведен ряд расчетов [10], направленных на определение параметров контактной жесткости стыков, жесткости винтовых соединений и т.п., необходимых для определения констант элементов-пружины.

Макросы третьей группы содержали набор команд, инициализация которых обеспечивала построение моделей приводов на основе использования твердотельной геометрии и объемных конечных элементов. Основное назначение моделей приводов заключалось в обеспечении учета масс-инерционных характеристик двигателя привода главного движения и электромеханизмов, служащих приводами подач. Модели электромеханизмов дополни-

тельно обеспечивали учет параметров жесткости шарико-винтовых пар.

Кроме рассмотренных макросов также были разработаны дополнительные макросы, реализующие построение моделей гидроцилиндров подпора консоли, шпиндельного узла и моделей виброопор станка, являющихся комбинированными и строившихся на основе сочетания различных типов элементов: объемных, оболочечных и элементов-пружины.

В результате использования разработанных макросов была получена модель несущей системы станка (рис. 3) для произвольного расположения подвижных деталей (консоли, салазок и стола). Изменение этого расположения в пределах возможных перемещений осуществлялось путем повторной инициализации совокупности описанных макросов и перестроения модели при назначении новых значений для параметров, определяющих относительное положение деталей.

Процесс построения модели несущей системы с помощью разработанных макросов при использовании компьютера класса Pentium IV 3200 МГц ОЗУ 1536 МБ занимает около 2,5 минут. При этом среднее количество получаемых в модели элементов составляет 25000, среднее количество узлов – 26000.

Оценка эффективности разработанной методики

Для подтверждения достоверности модели был выполнен сравнительный анализ результатов вычислительного эксперимента с результатами натурного эксперимента [9]. В качестве анализируемых рассматривались параметры статической жесткости станка, измерение которой в ходе натурного эксперимента производилось в соответствии с типовой методикой. Согласно этой методике, в шпинделе станка закреплялась оправка, к которой прикладывалась нагружающая сила, создаваемая устройством, закрепленным на столе станка. Величина нагружающей силы измерялась при помощи камертонного динамометра, а величины перемещений оправки относительно стола

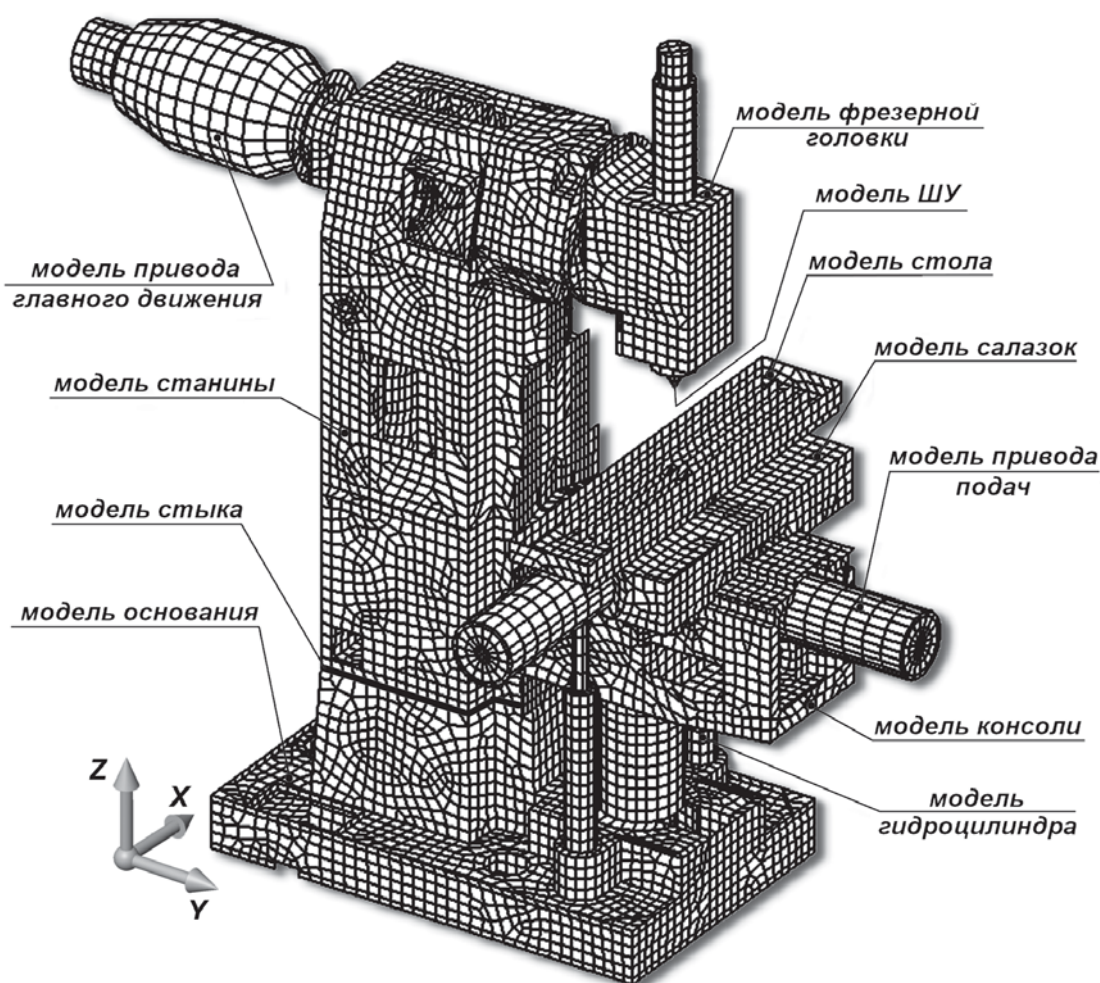


Рис. 3. Модель несущей системы станка

(относительное перемещение) – при помощи индикаторных головок. Измерения перемещений оправки были выполнены для трех точек рабочего пространства станка (рис. 4) в трех координатных направлениях. При выполнении вычислительного эксперимента модель станка воспроизводилась в конфигурации, соответствующей реальной конфигурации рабочего пространства станка, использованной в ходе натурного эксперимента. Условия нагружения станка моделировались посредством наложения на модель соответствующих граничных условий.

Анализ полученных экспериментальных данных показал, что разработанная модель обеспечивает достаточную точность и достоверность расчета статических характеристик упругой системы станка. При этом точность расчета сохраняется на стабильном уровне для всех трех точек рабочего пространства станка,

в которых проводились исследования. Так, минимальная относительная погрешность расчета для всех трех случаев наблюдается в направлении оси Z (см. рис. 3) и по отдельным точкам нагрузочной кривой не превышает 14%. Максимальная погрешность расчета для первой и второй точек наблюдается для перемещений в направлении оси X и колеблется в пределах 25%. При этом погрешность расчета перемещений в направлении оси Y для этих точек составляет менее 20%. Для третьей точки рабочего пространства максимальный уровень погрешности сохраняется, но является одинаковым для перемещений как по оси X, так и по оси Y.

Представление о характере распределения погрешностей расчета перемещений в отдельных точках нагрузочной кривой дает рис. 5. Экспериментальная и расчетная кривые на рис. 5, а

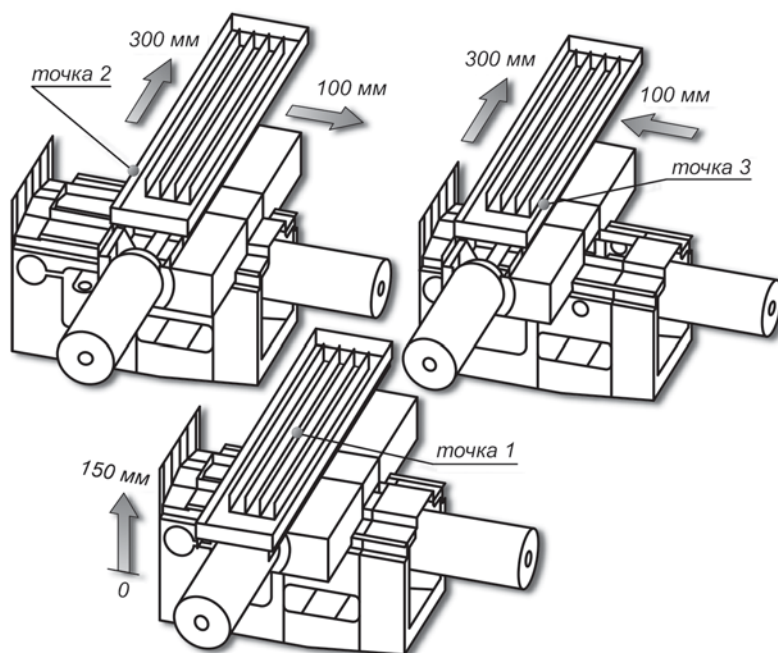


Рис. 4. Схема расположения точек измерения в рабочем пространстве станка

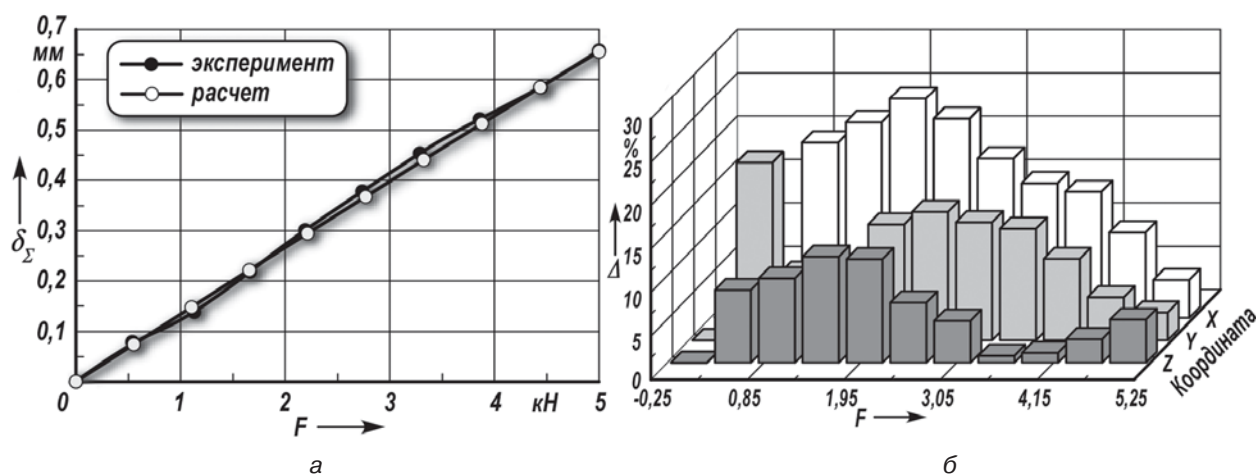


Рис. 5. Результаты расчета перемещений для точки 1:

а – изменение суммарных перемещений;

б – относительные погрешности вычисления перемещений в координатных направлениях

характеризуют изменение значений векторной суммы (δ_{Σ}) координатных перемещений оправки относительно стола при плавном увеличении нагрузки:

$$\delta_{\Sigma} = \sqrt{\delta_x^2 + \delta_y^2 + \delta_z^2},$$

где $\delta_x, \delta_y, \delta_z$ – компоненты перемещения переднего конца шпинделя относительно стола станка в направлениях соответствующих координатных осей.

Диаграмма на рис. 5, б отражает величины относительных погрешностей расчета (Δ) в трех координатных направлениях для центральной точки рабочего пространства станка (точки 1).

Так как характер распределения данных о погрешностях для остальных точек аналогичен, они не приводятся. Рис. 5, а показывает, что несмотря на наличие существенных погрешностей расчета по отдельным координатам, модули векторов экспериментального и расчетного суммарного перемещения близки по значению (максимальная относительная погрешность не превышает 12%).

Наличие погрешностей достаточно большой величины по отдельным координатам можно объяснить нелинейным характером экспериментальных кривых, в то время как расчет-

ные кривые имеют практически линейный характер. Отмеченная нелинейность зависимостей перемещений от нагрузки в случае реального станка связана с выборкой зазоров в стыках большого числа деталей, происходящей при постепенном нагружении. В разработанной модели станка учет всех стыков и тем более величин зазоров между ними не представляется возможным. В связи с этим разработанная модель НСС при средних величинах рабочей нагрузки обеспечивает удовлетворительную точность расчета статических характеристик. При увеличении нагрузки на станок наблюдается повышение точности расчета перемещений (рис. 5, б) за счет приближения величин жесткости реальных стыков к величинам жесткости моделей стыков, обусловленного выборкой зазоров при значительных нагрузках.

Анализ изменения статической жесткости в рабочем пространстве станка

Для более детального исследования возможностей разработанной модели применительно к анализу изменения статической жесткости в рабочем пространстве станка был выполнен ряд расчетов, целью которых являлось установление качественной и количественной картины статических деформаций в пределах рабочего пространства станка. В общей сложности было выполнено 49 расчетов, каждый из которых был реализован на модели, построенной с различной конфигурацией рабочего пространства, определяемой положением консоли и салазок станка в пределах их возможных рабочих перемещений. В общей сложности было выполнено 49 расчетов, каждый из которых был реализован на модели, построенной с различной конфигурацией рабочего пространства. Конфигурация рабочего пространства при проведении расчетов определялась смещениями консоли (S_z) и салазок (S_y) станка от их крайних возможных положений в пределах допустимых рабочих перемещений.

Вычислительный эксперимент представлял собой последовательность семи серий расчетов, в каждой из которых используемая модель

воспроизводилась в семи вариантах, определяемых различным положением салазок относительно положения консоли станка, оставшегося неизменным в пределах серии. При этом первая серия расчетов характеризовалась крайним нижним, а последняя серия ее крайним верхним положением консоли. Положение стола станка относительно салазок во всех вариантах расчета было неизменным и определялось его центральным положением, т.е. нулевыми смещениями в направлении оси X.

Для всех вариантов расчета использовались одинаковые граничные условия, определяемые условиями закрепления и нагружения модели. Нагрузка задавалась по трем координатным направлениям в виде сосредоточенных сил, имитирующих силы резания. При приложении сил было принято, что положительно направленные силы действуют на модели оправки шпинделя, а отрицательно направленные силы – на модели обрабатываемой детали, закрепленной на столе.

Для формирования модели детали был разработан специальный макрос, реализующий ее добавление к модели стола станка. Модель детали формировалась как сплошной параллелепипед, воспроизводимый на основе объемных конечных элементов, и жестко связанный с моделью стола в ее центральном положении. При этом высота модели детали являлась переменной величиной и изменялась в зависимости от положения консоли таким образом, чтобы расстояние по оси Z между точками приложения сил на оправке и на детали оставалось постоянным. Для того чтобы при проведении расчетов исключить собственные деформации обрабатываемой детали, при формировании ее модели была использована модель абстрактного материала со значительной величиной модуля упругости. Принципиальная схема проведения вычислительного эксперимента приведена на рис. 6.

По завершению расчетов для каждого из трех координатных направлений станка были построены поверхности статической жесткости, показывающие картину изменения жесткости в рабочем пространстве станка (рис. 7).

Жесткость для каждого координатного на-

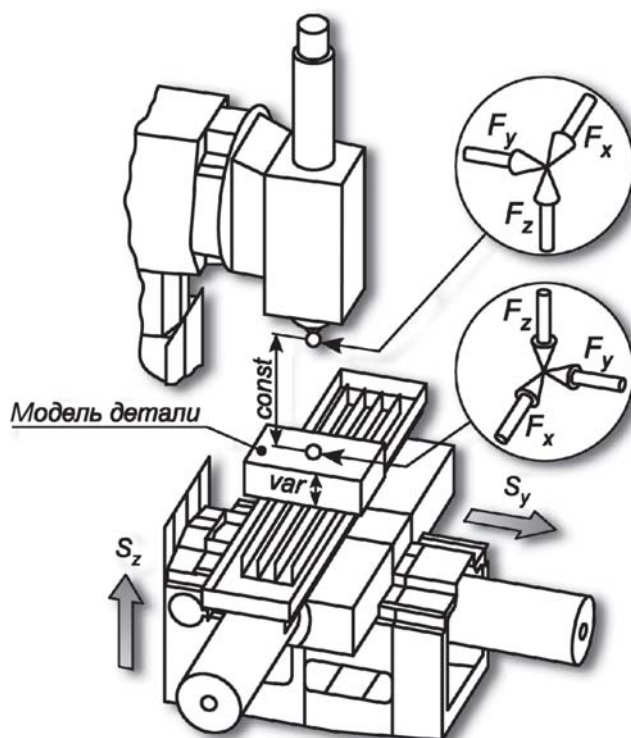


Рис. 6. Схема проведения вычислительного эксперимента

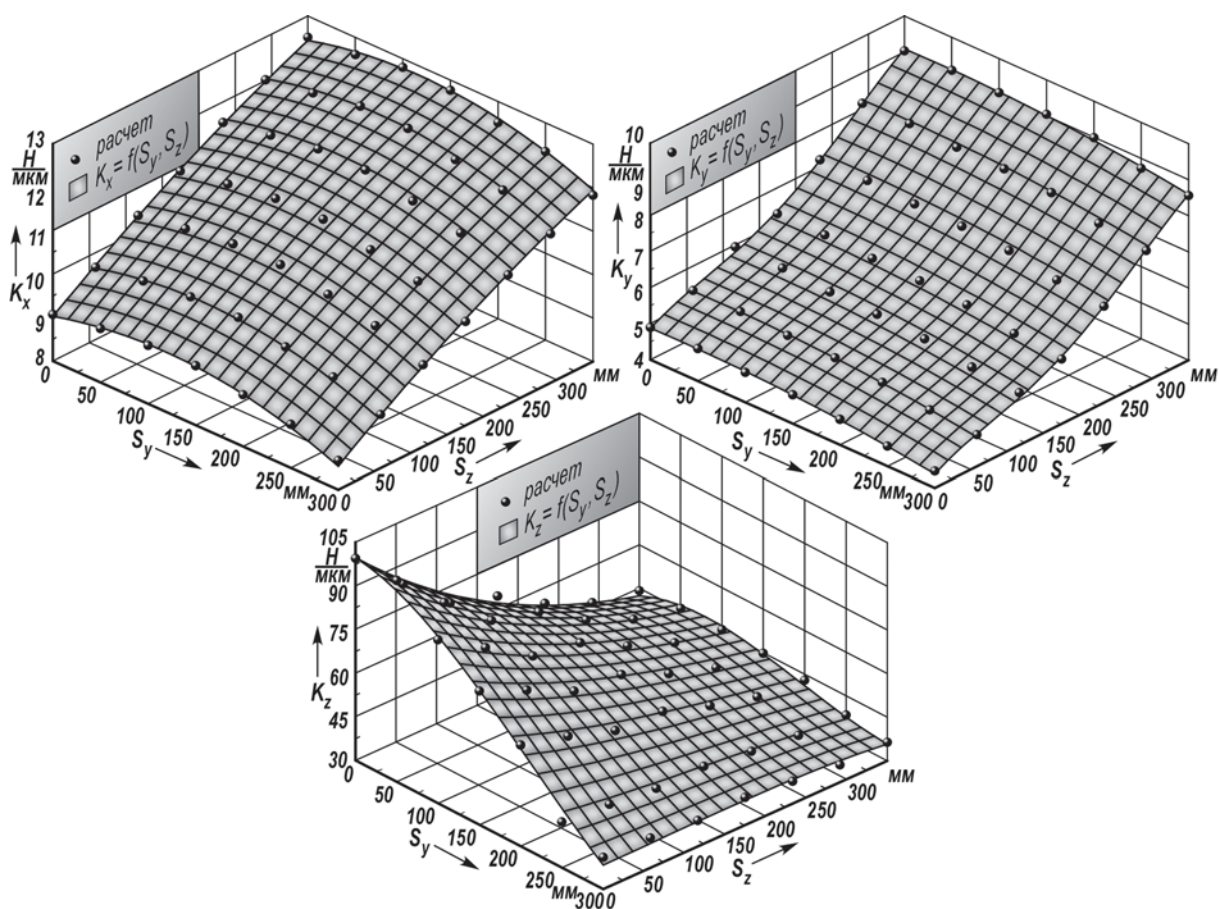


Рис. 7. Поверхности статической жесткости станка

правления (K_x , K_y , K_z) определялась как отношение величины силы, действующей на оправку в шпинделе, к вызванному этой силой относительному перемещению оправки в направлении действия силы:

$$K_r = \frac{F_r}{\delta_r}, \quad r \rightarrow x, y, z.$$

По результатам анализа приведенных поверхностей можно сделать общий вывод, что статическая жесткость станка по всем трем координатам изменяется в зависимости от конфигурации его рабочего пространства. Для координат X и Y жесткость станка в большей степени чувствительна к изменению конфигурации рабочего пространства в направлении оси Z и в меньшей степени – к изменению в направлении оси Y. Так, для жесткости по оси X изменение ее величины в зависимости от положения консоли колеблется в пределах 40% и в пределах 10% в зависимости от положения салазок.

Аналогичная картина наблюдается и для жесткости станка по оси Y: здесь изменение ее величины от максимума до минимума составляет около 85% в зависимости от положения консоли и также около 10% в зависимости от положения салазок. Жесткость станка в направлении оси Z приблизительно в равной степени чувствительна как к положению консоли, так и к положению салазок. Изменение ее величины для различных относительных положений указанных деталей наиболее существенно и составляет порядка 125%.

Для удобства дальнейшего использования полученные поверхности статической жесткости были описаны аналитическими зависимостями вида $K = f(S_y, S_z)$. Выполненная для этих целей процедура представляла собой регрессионный анализ данных, полученных в ходе последнего расчета. По результатам данного анализа для каждой из трех поверхностей статической жесткости были выявлены регрессионные зависимости, с хорошей точностью описывающие расчетные данные, которые совместно с расчетными данными представлены на рис. 7.

Для жесткости станка K_x в направлении оси X полученный регрессионный полином имел

следующий вид:

$$K_x = 9,024 + 0,121 \cdot S_z - 6,795 \cdot 10^{-6} \cdot S_z^2 + 6 \cdot 10^{-3} \cdot S_y - 2,532 \cdot 10^{-5} \cdot S_y^2.$$

Относительная погрешность аппроксимации расчетных данных рассматриваемым полиномом не превышает 1%. Значение множественного коэффициента детерминации R^2 составляет 0,9977.

Жесткость станка K_y в направлении оси Y была описана более сложным полиномом, который имел следующий вид:

$$K_y = 4,87 + 12 \cdot 10^{-3} \cdot S_z - 7,592 \cdot 10^{-5} \cdot S_z^2 + 4,206 \cdot 10^{-7} \cdot S_z^3 - 5,814 \cdot 10^{-10} \cdot S_z^4 + 6 \cdot 10^{-4} \cdot S_y - 7,51 \cdot 10^{-6} \cdot S_y^2.$$

Относительная погрешность аппроксимации данным полиномом находится в пределах 3%. Значение множественного коэффициента детерминации R^2 составляет 0,9974.

Для поверхности статической жесткости K_z по оси Z был использован наиболее сложный полином:

$$K_z = 99616 - 0,278 \cdot S_z - 3 \cdot 10^{-2} \cdot S_y + 4 \cdot 10^{-4} \cdot S_z^2 - 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot S_y^2 + 8 \cdot 10^{-4} \cdot S_z \cdot S_y - 1,876 \cdot 10^{-7} \cdot S_z^3 + 1,719 \cdot 10^{-6} \cdot S_y^3 + 2,407 \cdot 10^{-7} \cdot S_z \cdot S_y^2 - 1,145 \cdot 10^{-6} \cdot S_z^2 \cdot S_y.$$

В данном случае погрешность аппроксимации наиболее велика, но является удовлетворительной и находится в пределах 10%. Значение множественного коэффициента детерминации R^2 составляет 0,9864.

Выводы

1. Разработанная методика моделирования НСС является эффективной, так как позволяет за короткое время создавать сложные реконфигурируемые параметрические модели и сократить до минимума вычислительные затраты на проведение инженерного анализа.

2. Сравнительный анализ натурных и вычислительных экспериментов показывает достоверность и удовлетворительную точность результатов моделирования, полученных при помощи разработанной методики. Точность моделирования может быть повышена путем отладки модели.

3. Анализ статической жесткости в рабочем

пространстве станка, выполненный с использованием разработанной методики, выявляет наличие определенных закономерностей в изменении величины статических перемещений станка рассматриваемой модели в зависимости от конфигурации рабочего пространства.

4. Полученные регрессионные зависимости с высокой степенью точности описывают расчетное изменение статической жесткости в рабочем пространстве станка и могут быть использованы для разработки алгоритма компенсации перемещений системой ЧПУ станка.

5. Предварительные расчеты показывают, что представленная методика моделирования применима и для проведения аналогичного анализа динамических характеристик станка.

Список литературы

1. Ramesh R., Mannan M.A., Poo A.N. Error compensation in machine tools – a review. Part I: geometric, cutting-force induced and fixture dependent errors // International Journal of Machine Tools & Manufacture. 2000. No. 40. P. 1235–1256.
2. <http://www.solver.ru/products/isprod/nakamura.asp>.
3. <http://www.agma.com.ru/products.htm>.
4. Стерлитамакский станкостроительный завод («Стерлитамак-М.Т.Е.»). Генеральный каталог// Уфа: Ади-Пресс, 2003.
5. http://www.fullandtech.com/products/dmc/8120_3.html.
6. http://www.hurco.ru/page.aspx?id_page=7453.
7. Поляков А.Н., Каменев С.В. Исследование эффективности моделирования корпусных деталей металлорежущих станков // Техника машиностроения. 2006. № 3. С. 2–6.
8. Кирилин Ю.В. Моделирование базовых деталей металлорежущего станка методом конечных элементов // Наука производству. 2007. № 3. С. 54–57.
9. Поляков А.Н., Каменев С.В., Михайлов В.Н. Реализация параметрических моделей в инженерном анализе металлорежущих станков // Технология машиностроения. 2007. № 6. С. 20–23.
10. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 164 с.