

Figure 20 – Coating of composition No. 6 without the Nano carbon (b) and coating with Nano carbon (c)

composition with Nano carbon and the composition without Nano carbon were formed the brown oxides. The tracks had bright scratches and holes. The result of the research: the friction coefficient of composition No. 6 with the addition of Nano carbon compared with the same composition without Nano carbon decreased by 476.9%. The effect is positive.

Conclusion. The result of the analysis of hardening and restoration methods and used powder materials showed the prospects of applying powder materials based self-fluxing Nano carbon by adding these components to produce plasma and flame spray coating.

The studies did not reveal any fundamental differences in the phase composition and structure of the studied coatings; a certain decrease in the porosity of the coating with the addition of nanostructured carbon was determined.

The use of self-fluxing powders with their subsequent melting reduced the porosity of the coating by 2-3 times.

On the friction track of some samples with the addition of Nano carbon crated brown oxides, which was not observed in the composition without Nano carbon.

It was determined that the friction coefficient of a composition with the addition of Nano carbon compared to the same composition without Nano carbon decreased to 508%.

REFERENCES

1. Standard 28377-89. Powders for thermal spraying and welding. Types. Introduced 1/1/91.
2. Bogdanovich L N, Prushak V Y 1999 Friction and wear in machines." Textbook for high schools. (Minsk Higher School).
3. Spiridonov N V, Socorov I O, Volodko A S, Barkun A A 2004 Method of hardening surfaces of machine parts. Application №20041124 (Minsk).
4. Vityaz P A, Ilyushchenko A F 1998 Theory and practice of applying protective coatings. (Minsk. Belaruskaya Navuka).
5. Davis J R 2004 Handbook of Thermal Spray Technology (ASM Thermal Spray Society).
6. Parker D W, Runter G L 1994 HVOF. Moves into the industrial mainstream. Advanced Materials & Processes 7.
7. Spiridonov N V, Kobayakov O S, Kupriyanov I L 1988 Plasma and laser methods of hardening of machine parts (Minsk Higher School).
8. Bick H, Jurgens W 1983 Advanced high velocity thermal spraying of metallic and ceramic powders "DUS-BER" 80.
9. Spiridonov N V, Sokorov I O, Volod'ko A S, Piletskaya L I 2017 Analiz sushchestvuyushchikh materialov i metodov nanoseniya iznosostoykikh pokrytiy s primeneniyem vysokoenergeticheskikh tekhnologiy. Respublikanskiy mezhvedomstvennyy sbornik nauchnykh.

18.11.2019

SOKOROV I. O., VANUK E. A., GHAZBAN ZADEH E., KUIS D. V., LEVANTSEVICH M. A., LOBKO D. N. Research on wear resistance and friction coefficient of gas-thermal composite coatings with the addition of nano carbon components without lubricants

In this work, we have defined the wear resistance and coefficient of friction of gas-thermal coatings that made of improved Nano carbon components and develop a recommendation for the practical use of them.

A significant value of coatings with a Nano scale structure is due to increased plasticity and the ability to reduce residual stresses, which allows increasing the coating thickness to the millimeter.

The result of the analysis of hardening and restoration methods and used powder materials showed the prospects of applying powder materials based self-fluxing Nano carbon by adding these components to produce plasma and flame spray coating.

Nanostructured coatings are characterized by ultra-high strength. Compared to not melted, the melting of coatings slightly reduced their fragility and the adhesion of the coating with the basement increased by about 3 to 4 times. The raised adhesive property is the reason for the small boundary between the coating and the basement. This fact enhances the wear resistance, too.

It was determined that the friction coefficient of a composition with the addition of Nano carbon compared to the same composition without Nano carbon decreased to 508%.

621.9.06

Введение. Получение требуемых параметров точности обрабатываемых деталей зависит в первую очередь от качественных характеристик станка, которые формируются несущей системой, а именно ее – компоновкой, качеством изготовления и сборки, используемыми материалами, конструкцией базовых деталей. Это все определяет

пространственное положение оси шпинделя. Его смещение от начального положения приводит к ухудшению характеристик геометрической точности обрабатываемых деталей, таких как точность линейных размеров, отклонений формы и расположения поверхностей, позиционных отклонений. Также шпиндельный узел воспринимает эксплуата-

Горбунов Виктор Петрович, к. т. н., доцент, доцент кафедры машиноведения Брестского государственного технического университета.

Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

Трофимчук Артем Сергеевич, магистр технических наук, инженер ООО «Машиностроительное предприятие «Компо».

Беларусь, 224032, г. Брест, ул. Янки Купалы, 108Д.

ционные нагрузки и подвергается воздействию факторов различной природы, скорости и интенсивности, которые изменяют пространственное положение оси шпинделя. Поэтому в процессе эксплуатации станка необходимо обеспечивать сохранение начальной точности положения оси шпинделя, недопущение выхода его за пределы допустимых отклонений, то есть исключить возможность появления параметрического (точностного) отказа [1].

В процессе работы станок воспринимает энергетические нагрузки различной интенсивности, среди которых особое место занимают силовые факторы (особенно для тяжелых станков и уникальных станков), такие как масса базовых деталей, дисбаланс масс подвижных элементов, остаточные внутренние напряжения. Доля погрешностей, вносимых этими факторами в баланс суммарной погрешности обработки, может достигать 65 % [2].

Особое место в парке металлообрабатывающего оборудования занимают многоцелевые станки с числовым программным управлением (ЧПУ), которые являются сложной и более энерговооруженной технологической системой по сравнению с обычными станками. Их уникальность и индивидуальность конструкций затрудняет проведение в полном объеме исследовательских испытаний. Требования повышения точности при механической обработке могут достигаться либо усовершенствованием конструкции станка, что решается на стадии его проектирования, либо управлением состоянием станка, который находится в эксплуатации. Причем и в первом и во втором случаях актуальным является вопрос моделирования различных воздействий с возможным дальнейшим прогнозированием изменения точности станка и управлением его состоянием. Применение моделирования деформационных процессов, происходящих в станке, с помощью ЭВМ и специализированных программных средств позволяет значительно сократить затраты на проведение испытаний, так как созданная модель может быть адаптирована к новым условиям эксплуатации или изменениям в конструкции объекта в кратчайшие сроки. Чтобы выделить зависимость смещения оси шпинделя от влияния упругих деформаций несущих элементов и с достаточной степенью точности прогнозировать величину этого смещения, необходимо использовать в проведении виртуальных испытаний Метод Конечных Элементов (МКЭ). Результаты такого эксперимента применимы для прогнозирования технологического состояния исследуемого станка [3].

Цель работы. Целью настоящей работы является переход от длительных и трудоёмких экспериментов к компьютерному моделированию деформационных процессов при диагностировании упругих деформаций несущей системы станка и прогнозированию изменения его геометрической точности.

Прогнозирование возможно при известном характере изменения положения оси шпинделя с течением времени. Вместо экспериментального определения такой зависимости можно использовать упругую модель как самого станка, так и базовых деталей, формирующих его несущую систему.

Для моделирования смещений от упругих деформаций применяется методика исследований, которая включает следующие этапы [4]:

1. Разработка трёхмерной полноразмерной твёрдотельной модели базовых элементов несущей системы станка;
2. Определение изменяющихся геометрических параметров путем приложения к модели граничных условий в виде упругих свойств реальных деталей;
3. Выявление величин упругих деформации рассматриваемых элементов станка;
4. Определение математической зависимости погрешности обработки от упругих деформаций рассматриваемой системы.

В качестве объекта исследования рассматривается горизонтальный фрезерно-расточной станок с ЧПУ модели MC200MФ4. Станок предназначен для комплексной механической обработки крупногабаритных корпусных, базовых и прочих деталей в широком диапазоне размеров и материалов инструментами из высокоуглеродистых, быстрорежущих сталей и твердых сплавов методами фрезерования, растачивания, сверления, резьбонарезания, а также может осуществляться контурная обработка по криволинейным траекториям. Возможна обработка крупногабаритных деталей массой до

50 тонн с пяти сторон. Конструкция станка состоит: из шпиндельной бабки; стойки, установленной на саях, по которой перемещается шпиндельная бабка, станины, по которой перемещаются сани; подвижно-поворотного стола и неподвижного стола. Шпиндельная бабка оснащена подвижным ползуном с выдвигным шпинделем. Благодаря этому увеличивается диапазон обработки глубоких отверстий крупногабаритных деталей. Также наличие выдвигного шпинделя позволяет обрабатывать отверстия и поверхности в труднодоступных местах. Также станок оснащен устройством автоматической смены инструмента (УАСИ). Встроенная система диагностики неисправностей выполняет функции оперативного контроля. Масса станка составляет 125000 кг, а массы подвижных элементов, таких как сани, ползун, бабка и стойка, составляют соответственно 14480 кг, 15520 кг, 16090 кг, 33910 кг. Наибольшие рабочие перемещения: стойки горизонтально по оси X-8000 мм; бабки вертикально по оси Y - 3000 мм; ползуна по оси Z-1500 мм. Габаритные размеры станка: длина x ширина x высота - 17000 x 10800 x 6970 мм.

Исследовалась основная часть станка в сборе (без учета неподвижного и продольного подвижно-поворотного столов массой 103960 кг), геометрическая модель которой представлена на рисунке 1. Геометрическая модель станка в сборе превращена в сетку конечных элементов [5]. Основным типом конечных элементов является 10-узельный тетраэдр. Он имеет соединительные узлы на своих вершинах и по серединам сторон. Каждому узлу приписано три степени свободы. Конечные элементы обеспечивают квадратичную интерполяцию перемещений и, соответственно, хорошую точность расчетов. В модели присутствуют контактные конечные элементы. Они размещены на границах всех сопряженных тел. Образуются так называемые контактные пары. Исходно все контактные элементы находятся в состоянии «bonded», то есть контактные пары заблокированы и от проскальзывания, и от размыкания. Моделирование производится в линейной постановке. Геометрические нелинейности не учитываются, так как не ожидается существенных деформаций конструкции (по сравнению с её габаритами). Физические нелинейности, связанные с пластической деформацией, также не рассматриваются, поскольку нагрузки на систему малы относительно её несущей способности. Для отсчета деформационных перемещений базовых деталей станка использована система маркеров, которая показана на рисунке 2.

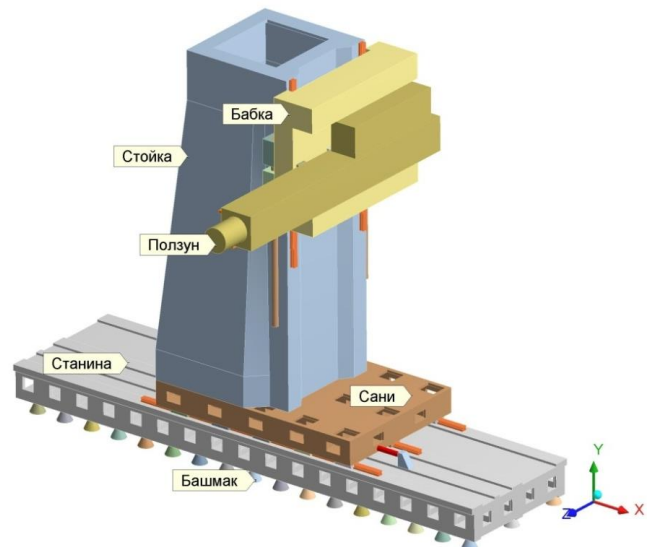


Рисунок 1 – Геометрическая модель станка в сборе

Рассмотренные ниже картины перемещений получены расчетом МКЭ-по методике [5] при заблокированных направляющих. Ввиду больших массы и габаритных размеров подвижных элементов станка рассматривались суммарные деформационные перемещения стойки в сборе при базовом варианте их нагружения от силы тяжести. При приложении тестовой силы к торцу шпинделя в направлении осей X, Y, Z, имитирующей силы резания, анализ показал незначительное влияние ее на

деформации рассматриваемой модели и упругие смещения от нее проявляются в виде податливости шпиндельного узла [3].

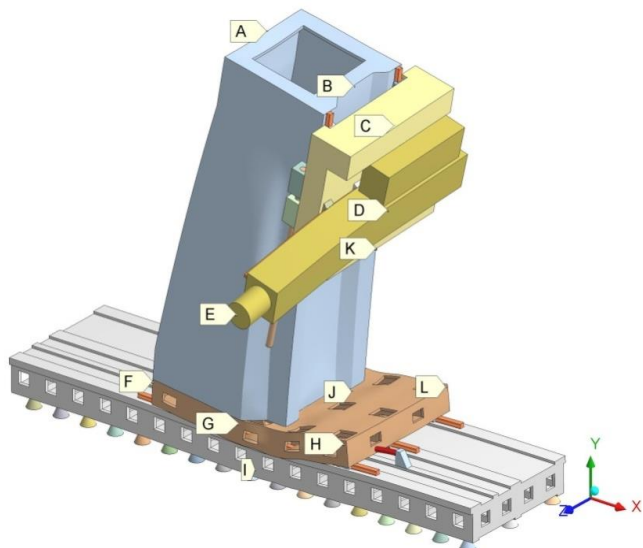


Рисунок 2 – Схема расположения маркеров на несущей системе станка

Результаты исследования и обсуждения. Исследования проводились для верхнего и нижнего положения бабки с ползуном на стойке станка. Картина суммарных смещений оси шпинделя (по торцу ШУ) для крайнего верхнего положения бабки и выдвинутого ползуна представлена на рисунке 3. Как видно из рисунка, система довольно податлива. Провисание конца ползуна превышает 1 мм. Стойка под весом эксцентрично расположенной бабки совершает «клевок» вперед вдоль оси X (поворот вокруг оси Z), перемещаясь на 0,85 мм. Проседание вниз по направлению оси Y саней по максимуму сравнительно невелико (0,19 мм). Самая нижняя корпусная деталь – станина – представляется довольно жестко лежащей на своих опорах.

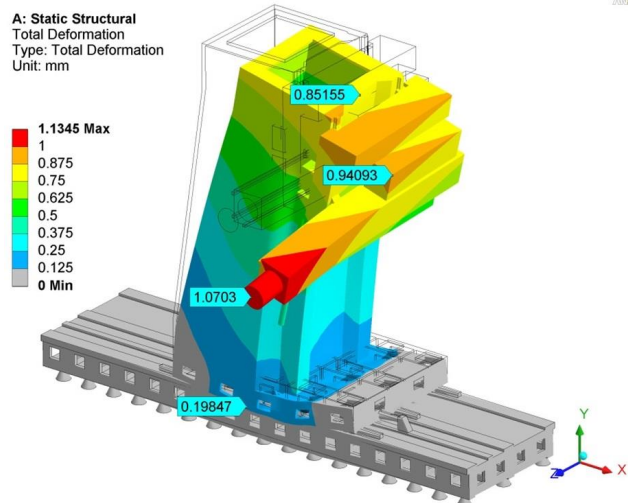


Рисунок 3 – Суммарные перемещения в стойке в сборе (мм) под действием веса подвижных элементов

Для удобства анализа USUM [5] нужно «разделить» на картину горизонтальных перемещений по оси X (UX) и картину вертикальных перемещений Y (UY), при исходном (верхнем) положении и опускании бабки на 2 м. Полученные значения сведем в таблицы 1, 2.

Таблица 2 – Значения вертикальных перемещений UY, в мм

Положение бабки с ползуном	Маркер					
	A	B	C	D	E	I
Исходное (верхнее)	-0,02021	-0.31546	-0.51056	-0,63391	-0,93928	-0,02391
При опускании бабки на 2м	-0,01582	-0.29894	-0,52373	-0,65358	-0,95277	-0,01992

Таблица 1 – Значения горизонтальных перемещений UX, в мм

Положение бабки с ползуном	Маркер			
	A	C	K	E
Исходное (верхнее)	0,75809	0,75833	0,33867	0,50519
При опускании бабки на 2 м	0,69334	0,45658	0,33521	0,20655

Из таблиц следует, что под действием тяжелой, 30-тонной бабки стойка совершает деформационное вращение по часовой стрелке. Центр вращения находится в левом нижнем углу стойки, в районе маркера «-5.9589e-002» на рисунке 4. Поворот стойки связан с деформационным «переломом» саней. Сани прогибаются именно под передней стенкой стойки. По ней передается вниз вес бабки. Прогиб саней обеспечивается также проседанием нижележащих опор качения.

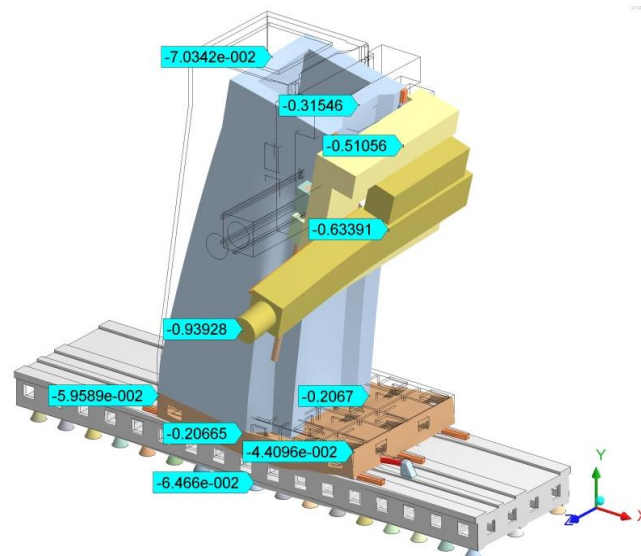


Рисунок 4 – Картина вертикальных перемещений UY (мм). Масштаб деформационных перемещений $\times 1200$

Визуально деформация самой стойки невелика. При повороте её профиль искажается умеренно. Также достаточно жесткой выглядит станина на опорах. Ползун же довольно податлив. Первым видом деформации является «клевок» стойки (поворот по часовой стрелке). За него отвечают прежде всего податливые сани и их опоры качения. Вторым, более локальным, является консольный изгиб выдвинутого ползуна. Это перемещение может стать основным при максимальном выдвигании ползуна и шпинделя.

Гораздо существеннее деформации в горизонтальном направлении (рисунок 5). В верхнем положении бабки сила тяжести уводит торец шпинделя направо на 505 мкм, а в нижнем – только на 206 мкм. Причина в том, что чем ниже бабка, тем меньше плечо для поворота её по часовой стрелке («клевка»). Разность отклонений – 299 мкм – переходит на погрешность обработки. При вертикальном подъеме бабки по Y на каждый метр пути будет приходиться отклонение вправо по X, равное приблизительно 150 мкм на метр перемещения. Иными словами, «клевок» приводит к тому, что при попытке воспроизвести инструментом вертикальную линию вверх, она будет заваливаться вправо, в положительном направлении X, на 0,15 мм на каждом метре подъема бабки. Эта погрешность оказывает существенное влияние на точность обработки и требует либо изменения конструкции базовых деталей, либо компенсации ее техническими средствами управления станком.

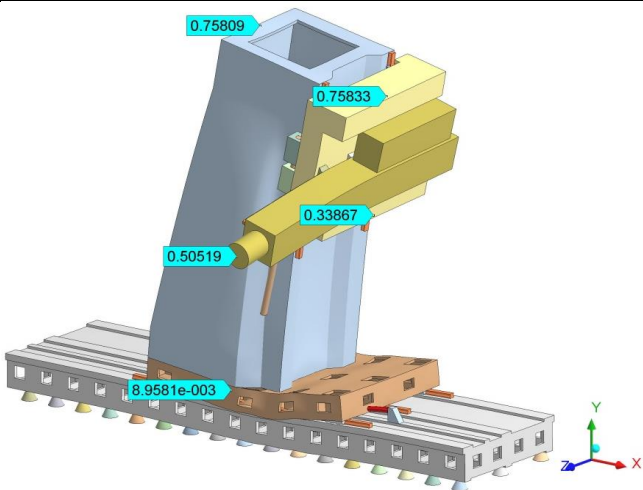


Рисунок 5 – Картина горизонтальных деформационных перемещений UX (мм). Масштаб $\times 1200$

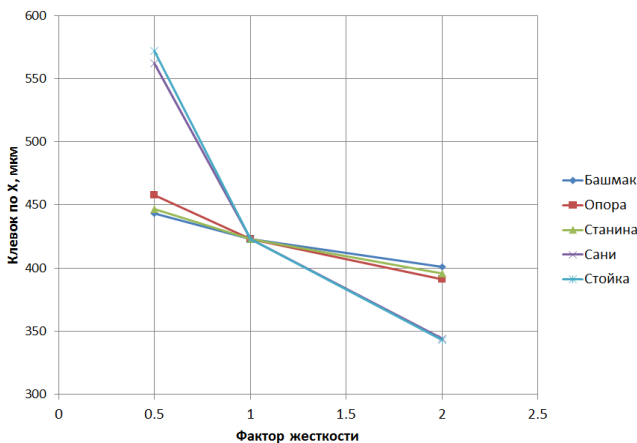


Рисунок 6 – Перемещение шпинделя по X («клевок», мкм) в зависимости от фактора жесткости деталей станка

Результаты моделирования смещений оси шпинделя от упругих деформаций базовых деталей станка показали, что наибольшие смещения его оси происходят в направлении оси X при подъеме шпиндельной бабки (перемещение ее вдоль координаты Y). До 80% деформационного смещения оси шпинделя связано с прогибом и проседанием сани на опорах качения, а также с изгибом самой стойки. Стойка и сани жестко связаны между собой и могут рассматриваться единым элементом.

Проведенные изменения в структуре геометрической твердотельной модели показали на возможность увеличения жесткости сани за счет увеличения толщины их днища и более рациональной схемы расположения опор, а также возможность увеличения жесткости на изгиб стойки путем оптимизации ее системы оребрения.

Результаты виртуального варьирования жесткостью основных базовых деталей станка представлены на рисунке 6. Жесткость изменялась для каждой части станка по очереди, двукратно и в сторону уменьшения, и в сторону увеличения. Для этого управляли модулем упругости соответствующего модельного материала. В дальнейшем будем говорить о факторе жесткости f_j , который в исходном состоянии $f_j=1$, при понижении жесткости $f_j=0,5$, при повышении $f_j=2$. Результатом моделирования является перемещение конца шпинделя вдоль оси X («клевок»). Поскольку варьирование жесткости каждой части станка ведется от исходного состояния, то все линии на рисунке 5 пересекаются в точке $f_j=1$.

Как видно из рисунка, на «клевок» сильнее всего влияет жесткость сани и стойки, графики которых практически сливаются. После усиления сани дальнейшее снижение клевока следует вести проработкой стойки. Станина, башмаки и опоры сани воздействуют на «клевок» примерно одинаково и это проявляется в умеренной степени. Затраты на их усиление нерациональны.

Заключение. Таким образом, с помощью средств компьютерного моделирования была создана трёхмерная модель несущей системы тяжелого многоцелевого станка с ЧПУ, с целью дальнейшего изучения поведения его элементов под действием веса подвижных базовых элементов, что позволило выявить слабые места в конструкции и наметить пути снижения погрешностей при работе на нем. В результате проведенного моделирования установлено следующее.

Основным источником смещения оси шпинделя рассматриваемого станка являются прогиб и проседание сани, а также изгиб стойки в направлении координатной оси X под тяжестью эксцентричной расположенной бабки.

Перемещение бабки по стойке приводит к появлению отклонения оси шпинделя от вертикали до 0,15 мм на метр подъема, компенсация которого возможна коррекцией управляющей программы за счет смещения нулевой точки по координате X в зависимости от текущего положения бабки (перемещения вдоль координаты Y).

СПИСОК ЦИТИРОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Проников, А. С. Параметрическая надежность машин. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 560 с.
2. Решетов, Д. Н. Точность металлорежущих станков / Д. Н. Решетов, В. Т. Портман – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.
3. Горбунов, В. П. Моделирование смещения оси шпинделя горизонтально-фрезерного станка под воздействием силовых и тепловых факторов / В. П. Горбунов, Л. В. Касьян // Вестник Брестского государственного университета. – Брест. – 2012. – № 4 (76) : Машиностроение. – С. 69–72.
4. Горбунов, В. П. Моделирование смещения оси шпинделя от упругих деформаций стойки горизонтально-фрезерного станка с ЧПУ / В. П. Горбунов, А. С. Трофимчук // Новые технологии и материалы, автоматизация производства : материалы Междунар. науч.-техн. конф., Брест, 27–28 мая 1975 г. – Брест : БрГТУ, 2019. – С. 42–46.
5. Руководство пользователя ANSYS. Теоретическое руководство. – [Электронный ресурс]. – Режим доступа : www.twirpx.com.

18.11.2019

GORBUNOV V. P., TROFIMCHUK A. S. Simulation of displacements from elastic deformations of the bearing system of a horizontal CNC milling and boring machine

A three-dimensional model of the load-bearing system of a heavy multi-purpose CNC machine was created in order to further study the influence of the movement of its basic elements on the displacement of the spindle axis, which allowed to identify weaknesses in the design and outline ways to reduce errors when working on it. The calculations are performed using the finite element method.