

ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ СТАНИНЫ ТОКАРНО-ВИНТОРЕЗНОГО СТАНКА ПО КРИТЕРИЯМ ЖЕСТКОСТИ, ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ И ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ© 2025 М.В. Якимов¹, А.Ф. Денисенко¹, Е.В. Лопатин²¹ Самарский государственный технический университет, г. Самара, Россия² ООО «Средневожский станкозавод», г. Самара, Россия

Статья поступила в редакцию 09.09.2025

В работе представлено исследование, направленное на оптимизацию конструкции станины токарно-винторезного станка с целью повышения её жесткости, виброустойчивости и технологичности изготовления. Станина является базовым узлом металлорежущего оборудования, определяющим его точность, надежность и долговечность. В связи с этим особое внимание уделено анализу напряженно-деформированного состояния конструкции под действием эксплуатационных нагрузок, включая вес узлов станка и силу резания. В качестве объекта исследования выбран токарно-винторезный станок особо высокой точности модели SAMAT 400 XS/SS производства Средневожского станкостроительного завода. Существующая конструкция станины, состоящая из двух продольных Т-образных стенок с П-образными перегородками, была подвергнута модернизации. Разработано пять альтернативных вариантов конструкции, отличающихся количеством, толщиной, углом наклона и профилем сечения перегородок. Особенностью новых решений является применение полнотелых перегородок, расположенных под углом к продольным стенкам, что позволило упростить технологию литья без ухудшения эксплуатационных характеристик. Для оценки эффективности предложенных решений использован метод конечных элементов (МКЭ), реализованный в программном комплексе ANSYS Workbench. Проведены расчеты статической жесткости при изгибе и кручении, определены зоны концентрации напряжений, выполнен модальный анализ для оценки динамических характеристик. Результаты моделирования показали, что оптимальной по совокупности критериев является конструкция с десятью перегородками, расположенными под углом 60°. Данное решение обеспечивает снижение максимальных эквивалентных напряжений на 59% по сравнению с базовым вариантом при одновременном увеличении жесткости на кручение на 18%. Практическая значимость работы заключается в возможности непосредственного внедрения разработанной конструкции в производственный процесс. Оптимизированная станина не только улучшает точность обработки за счет снижения деформаций, но и упрощает технологию изготовления, что важно для серийного производства. Ключевые слова: станина токарного станка, жесткость конструкции, метод конечных элементов, ANSYS Workbench, оптимизация конструкции, виброустойчивость, технологичность изготовления, жесткость, напряженно-деформированное состояние, модальный анализ.

DOI: 10.37313/1990-5378-2025-27-3(2)-269-277

EDN: RGEYWI

ВВЕДЕНИЕ

Требования к конструкции станины определяются теми функциями, которые она выполняет при эксплуатации металлорежущего станка. Поскольку станина — это основная несущая конструкция станка, на которую монтируются все остальные компоненты, в том числе все движущиеся части, то на первый план выдвигаются требования по прочности и жесткости. Станина должна выдерживать нагрузки от обработки и подвижных частей, чтобы возникающие деформации не оказывали недопустимого влияния на точность станка и, соответственно, точность обработки.

Кроме того, при проектировании станка нужно учитывать, что форма станины должна обеспечивать удобный доступ для обслуживания, монтажа и демонтажа компонентов. Также важно обеспечить совместимость с другими системами станка, например, крепления для двигателей, направляющих, систем охлаждения.

От конструкции станины во многом зависит виброустойчивость станка в целом.

Обычно станины делают из чугуна из-за его хороших демпфирующих свойств. Поэтому при проектировании станины необходимо учитывать технологические требования линейного производства [1].

Якимов Михаил Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология машиностроения, станки и инструменты». E-mail: miku@yandex.ru

Денисенко Александр Федорович, доктор технических наук, профессор кафедры «Технология машиностроения, станки и инструменты». E-mail: sammortor@yandex.ru

Лопатин Евгений Васильевич, руководитель конструкторско-технологического центра. E-mail: le@svsz.ru

Большая часть станков выполняется с горизонтальными станинами. Распространенность горизонтальной компоновки определяется удобством наблюдения за зоной резания, простотой и жесткостью установки тяжелых и длинных изделий, облегчением условий работы станин совместно с фундаментом и др. С горизонтальными станинами выполняется подавляющее большинство станков для изготовления цилиндрических изделий: токарные, резбобфрезерные и резбошлифовальные, кругло- и внутришлифовальные.

Горизонтальные станины несут на себе основные неподвижные узлы – коробки скоростей и подач, неподвижные шпиндельные бабки, электродвигатели; подвижные узлы – суппорты, столы, каретки и т.д.

Станины легких и средних токарных станков, устанавливаемые на ножках, как правило, выполняются из двух стенок с перегородками. Обычно стенки имеют Т-образное сечение, а перегородки Т- или П-образные.

Сложность конструкций станин при использовании аналитических или эмпирических зависимостей [2, 3] давала весьма приближенные результаты, позволяющие оценить выбранный вариант только на этапе предварительного проектирования.

Возможности проектирования существенно расширились при внедрении в процесс проектирования программных продуктов, базирующихся на использовании метода конечных элементов (МКЭ) [4-8], позволяющего моделировать сложные геометрии путем разбиения деталей сложной формы на мелкие элементы (тетраэдры, шестигранники). Еще одно достоинство использования МКЭ – выявление слабых мест. С помощью МКЭ можно визуализировать напряжения и деформации, находить концентраторы напряжений, которые могут привести к поломке. Это позволяет доработать конструкцию до производства, снижая риск брака.

Использование МКЭ позволяет существенно улучшить проверенные временем конструкции, выявляя при моделировании слабые места существующих конструкций.

Именно это является целью предлагаемой работы, в которой рассмотрена разработка оптимальной конструкции станины токарно-винторезного станка по критериям жесткости на изгиб и кручение, а также технологичности, используемой при проектировании нового универсального токарно-винторезного станка силами Средневолжского станкостроительного завода.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

В качестве базового станка был выбран выпускаемый заводом на текущий момент токарно-винторезный станок особо высокой точности модели SAMAT 400 XS / SS. Станина данного станка имеет классическую конструкцию: две продольные Т-образные стенки, соединенные П-образными поперечными перегородками, перпендикулярными к стенкам (рис. 1).

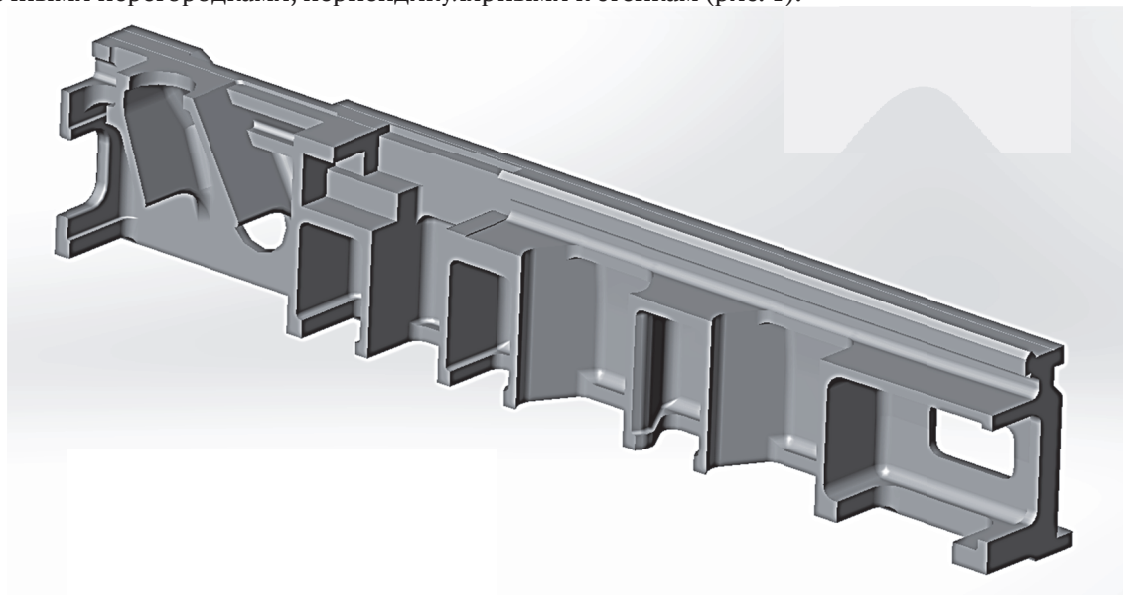


Рис. 1. Продольное сечение станины станка SAMAT 400 XS / SS

Станина наиболее распространена в коротких станках токарного типа общего назначения.

Необходимость модернизации конструкции станины обусловлена тем, что с целью улучшения эксплуатационных характеристик станка новая станина должна иметь более высокую жесткость, а также тем, что изменения зон расположения шпиндельной и задней бабок потребуют конструктив-

ных изменений и на станине. Кроме того, с целью оптимизации процесса литья поставлена задача максимально упростить конструкцию станины без снижения ее эксплуатационных характеристик.

Повышение жесткости проектируемой станины предполагается обеспечить за счет оптимальной конструкции перегородок. Было принято решение отказаться от перегородок П-образного типа, расположенных перпендикулярно стенкам, в пользу полнотелых перегородок, идущих под углом к продольной стенке станины.

Всего было разработано пять моделей станины, отличающиеся друг от друга вариантами конструктивного исполнения и расположения перегородок.

На рис. 2 предоставлены схемы конструктивных вариантов средней части проектируемой станины. Первый вариант модели новой станины имеет шесть перегородок прямоугольного сечения толщиной 16 мм, расположенных под углом 45° к продольной стенке.

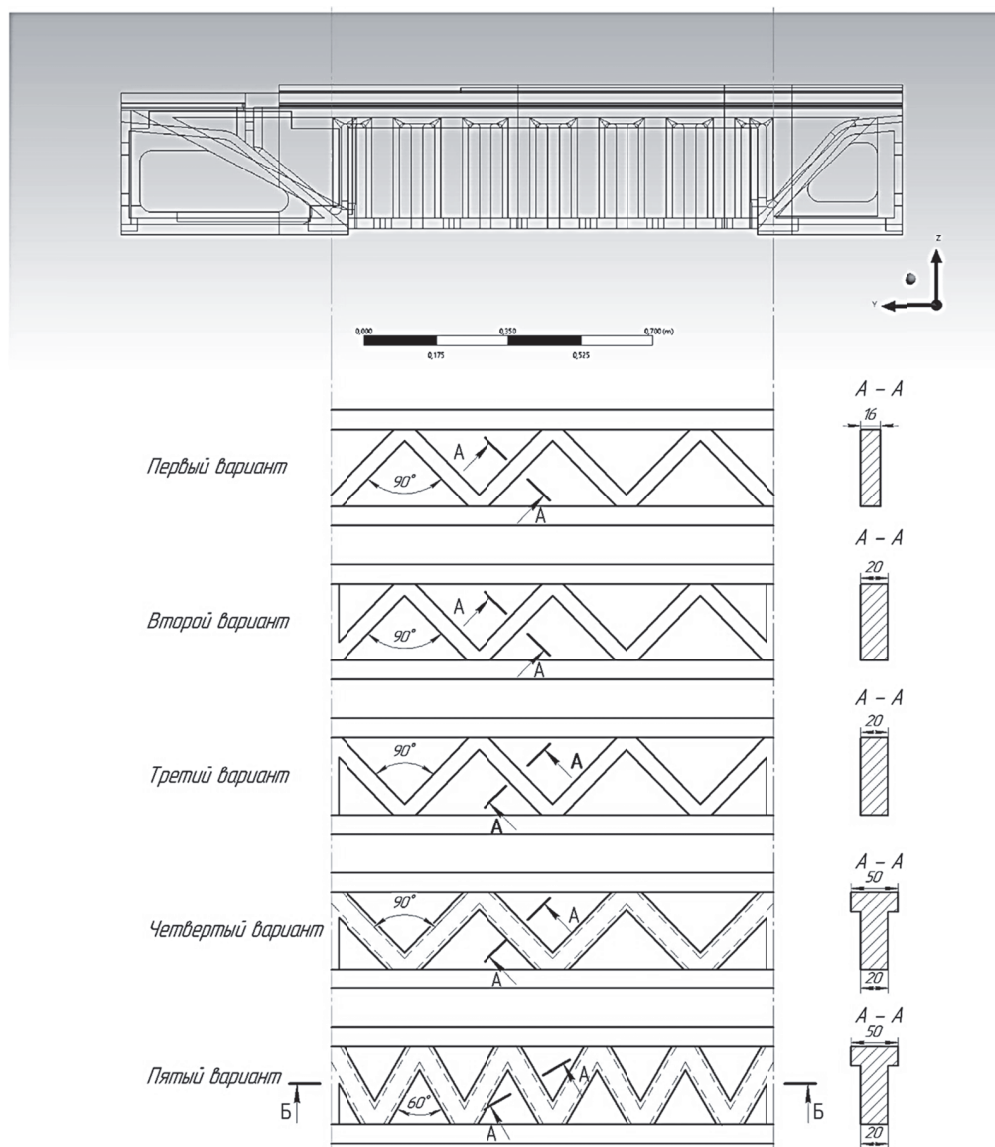


Рис. 2. Схемы конструктивных вариантов средней части проектируемой станины

Второй вариант конструкции станины имеет увеличенные по толщине до 20 мм перегородки и добавленные в начале и в конце зоны резания две перегородки, перпендикулярные стенкам, а также балку под шпиндельной бабкой. Третий конструктивный вариант станины имеет в отличие от второго варианта зеркальное расположение перегородок, идущих под углом к продольной стенке.

Четвертый конструктивный вариант имеет Т-образное поперечное сечение перегородок с шириной полки 50 мм. Чередование перегородок такое же, как в третьем варианте.

Пятая модель имеет увеличенное количество перегородок до 10 за счет увеличения угла между перегородкой и стенкой до 60° . Толщина и профиль сечения перегородок не изменились по сравнению с четвертым вариантом. На рис. 3 показан разрез Б-Б (см. рис. 2) продольного сечения пятого варианта проектируемой станины.

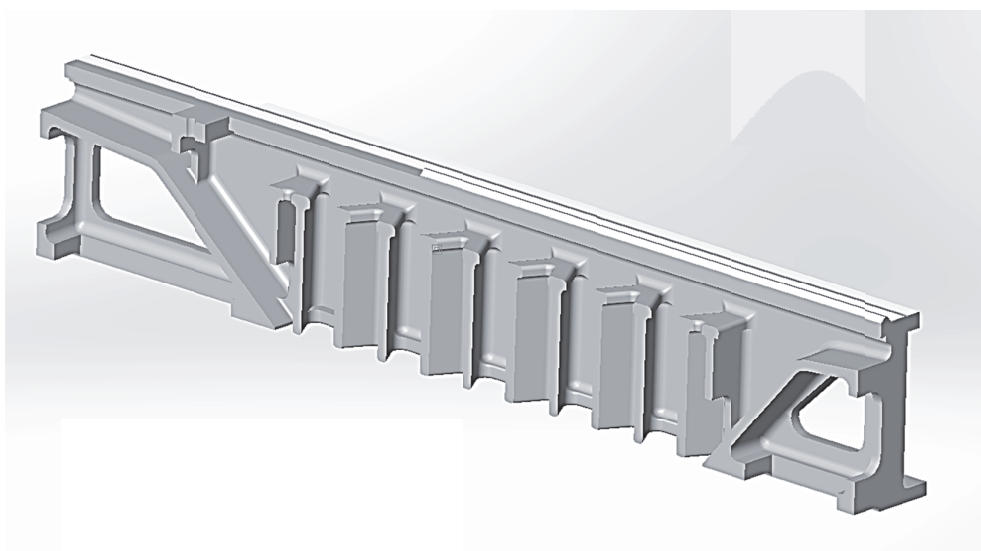


Рис. 3. Продольный разрез пятого варианта станины

Все предлагаемые варианты станины обладают рядом улучшенных характеристик, таких как: обеспечен наиболее эффективный сход стружки и СОЖ; исключены мелкие конструктивные элементы, тем самым повышена технологичность литейного процесса получения заготовки станины и исключены возможные скрытые дефекты; уменьшено количество поверхностей, требующих финишного шлифования; достигнуто снижение веса литейной заготовки и соответственно, готового изделия.

Построение модели для определения упругих деформаций станины МКЭ базировалось на использовании результатов ранее выполненных исследований [9- 12].

Расчет на жесткость проводился в среде ANSYS Workbench и включал три этапа расчета деформаций станины:

- 1) на изгиб под действием веса базовых узлов и заготовки;
- 2) на изгиб под действием веса узлов и заготовки, а также действию силы резания;
- 3) при кручении.

При расчете на изгиб для приложения весовых нагрузок модели станин предварительно делились на зоны, исходя из следующих предположений:

- суппортная группа расположена в месте, соответствующем обработке в середине рабочей зоны (надо расшифровать, что такое рабочая зона);
- задняя бабка находится на станине в крайнем правом положении.

Моделирование веса узлов осуществлялось инструментом Point Mass. Вес от шпиндельной бабки (3000 Н) прикладывался к поверхностям части станины, где размещается узел, точка расположения центра масс назначалась с учетом конструкции корпуса шпиндельного узла (рис. 4).

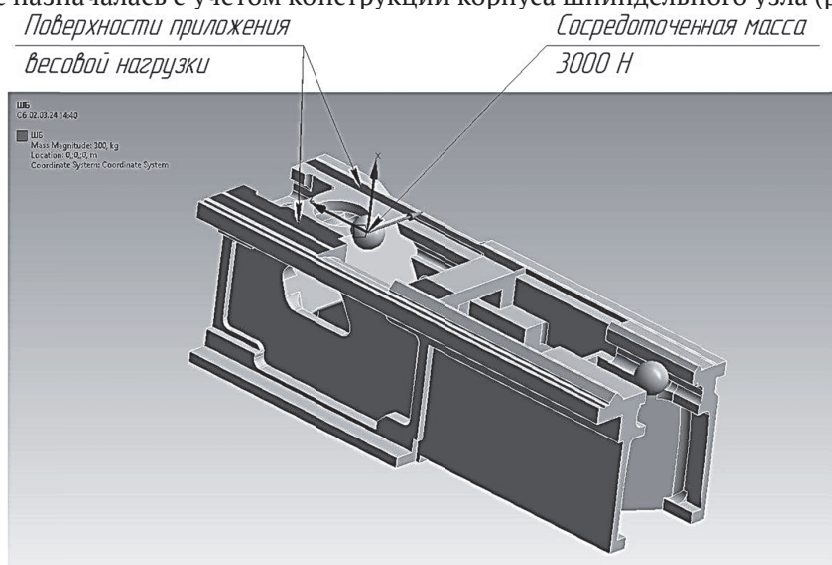


Рис. 4. Моделирование весовой нагрузки от шпиндельной бабки

Весовая нагрузка от суппортной группы складывалась из веса каретки (900 Н) и фартука (900 Н). Вес каретки прикладывался к направляющим в средней части станины с точкой приложения между передней и задней направляющими. Вес фартука также воздействовал на эти участки направляющих, при этом его центр тяжести располагался над передней направляющей (рис. 5).

Вес задней бабки (500 Н) прикладывался к определенным рабочим поверхностям направляющих, обеспечивающих её перемещение вдоль станины. Центр масс располагался между направляющими (рис. 6).

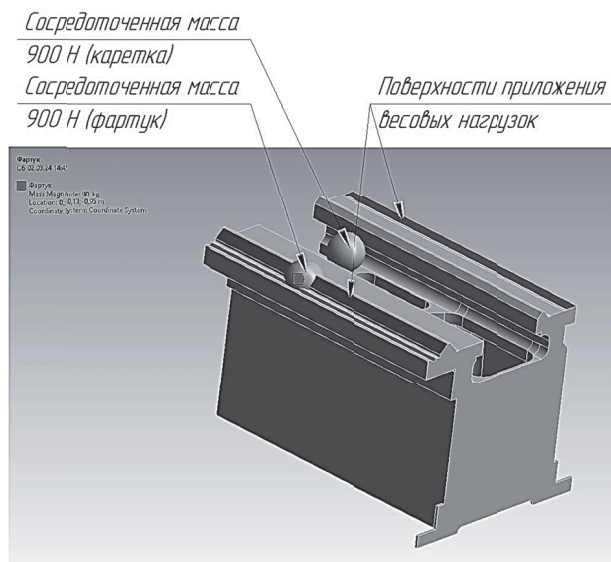


Рис. 5. Моделирование весовой нагрузки от суппортной группы

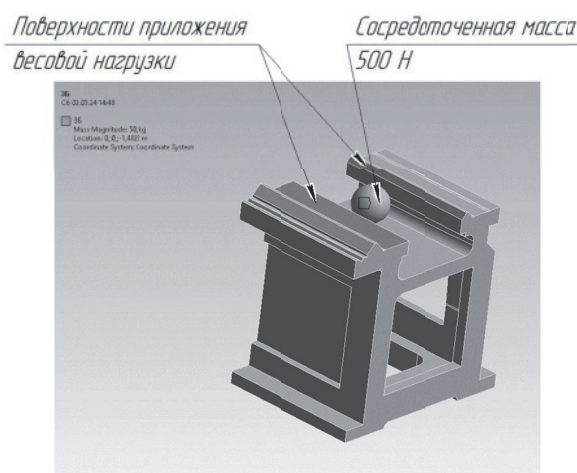


Рис. 6. Моделирование весовой нагрузки от задней бабки

Также учитывался вес заготовки (3000 Н), размещенной в центрах. Данная нагрузка приходилась на те же поверхности, где размещены шпиндельная и задняя бабки. Положение центра масс по длине направляющих соответствовало середине зоны обработки.

В качестве материала станины принимался серый чугун. При расчетах на изгиб каждая из моделей станин жестко закреплялась по опорным поверхностям в зонах расположения шпиндельной и задней бабок.

Сила резания принималась из условия черновой обработки заготовки диаметром 320 мм: $P_{z\text{рез}} = 9809 \text{ Н}$, $P_{y\text{рез}} = 4904 \text{ Н}$, $P_{x\text{рез}} = 2943 \text{ Н}$. Моделировалась сила резания за счет инструмента удаленной нагрузки Remote Force. Поверхность приложения – задняя грань призматической направляющей в области размещения каретки

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

В качестве результатов моделирования принимались во внимание суммарные перемещения и эквивалентные напряжения по Мизесу. На рис. 7 и 8 представлены картины распределения суммарных перемещений и эквивалентные напряжения по Мизесу элементов станины при расчете базовой станины на изгиб под действием весовых нагрузок.

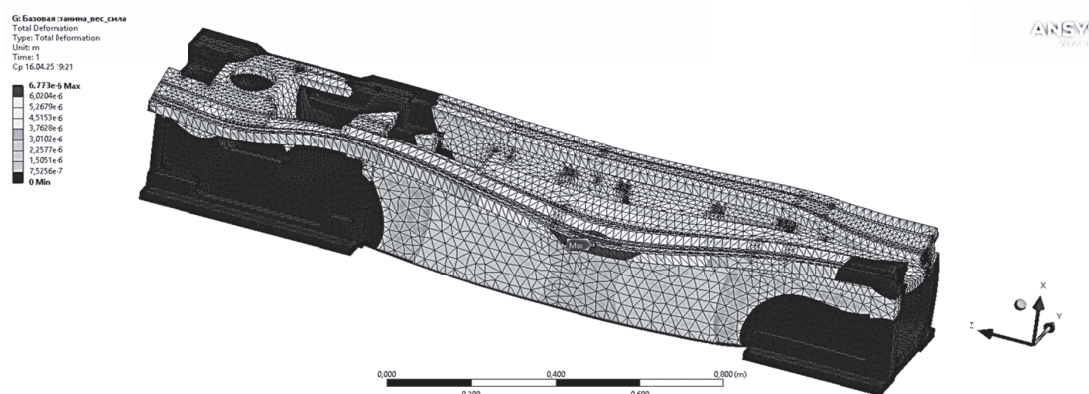


Рис. 7. Картина распределения суммарных деформаций

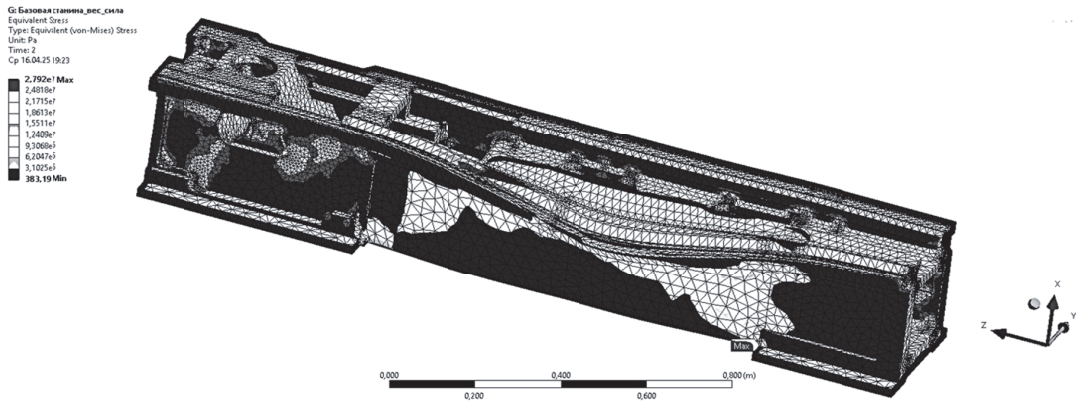


Рис. 8. Картина распределения эквивалентных напряжений по Мизесу

В таблице 1 представлены значения максимальных перемещений и максимальных эквивалентных напряжений по Мизесу, полученные при расчете различных вариантов станины на изгиб под действием весовых нагрузок и силы резания.

Таблица 1. Результаты численного моделирования напряженно-деформированного состояния станины при расчете на изгиб

Вариант станины	Действие весовых нагрузок		Действие весовых нагрузок и силы резания	
	Максимальные суммарные перемещения, мкм	Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу, МПа	Максимальные суммарные перемещения, мкм	Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу, МПа
Базовый (Б)	6,77	3,9	138	27,9
Первый (1)	11,65	2,8	299	78,5
Второй (2)	9,69	1,7	233	42,6
Третий (3)	9,93	3,99	231	45,4
Четвертый (4)	7,38	3,79	171	36,4
Пятый (5)	7,02	1,43	164	35,6

На рисунках 9 и 10 представлены диаграммы максимальных суммарных перемещений и максимальных эквивалентных напряжений по Мизесу различных вариантов станины при расчете на кручение.



Рис. 10. Диаграмма максимальных суммарных перемещений

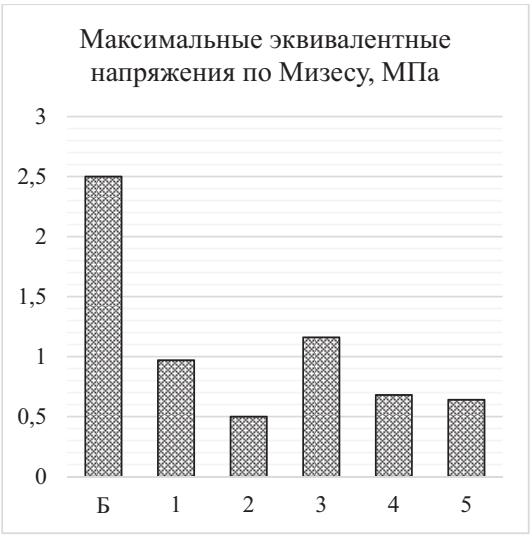


Рис. 11. Диаграмма максимальных эквивалентных напряжений по Мизесу

Анализ картин суммарных перемещений и эквивалентных напряжений показал, что в случае действия только весовых факторов для базовой станины характерна концентрация максимальных перемещений в области расположения суппортной группы на призматической направляющей. Максимальные эквивалентные напряжения возникают в местах соединения тела станины и опорных площадок в районе задней бабки. При возникновении силы резания локализация зон максимальных суммарных перемещений и эквивалентных напряжений по Мизесу не меняется.

Для всех вариантов модернизированной станины зона максимальных суммарных перемещений располагается там же где и у базовой. Но в тоже время эквивалентные напряжения по Мизесу достигают своих максимальных значений в местах примыкания перегородок к передней стенке станины.

Таким образом при идентичных условиях моделирования предлагаемые конструктивные варианты станины ведут себя по-разному по сравнению с базовой конструкцией. При действии только весовых нагрузок максимальные суммарные перемещения у четвертого и пятого вариантов станины примерно равны аналогичным значениям указанного параметра для базовой. В тоже время пятый конструктивный вариант показывает существенно меньшие максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу. Добавление силы резания не меняет кардинально результаты, лишь подтверждает преимущество конструкции пятого варианта. Анализ результатов напряженно-деформированного состояния (НДС) станины при кручении показал, что все новые конструкции станины обладают большей жесткостью на кручение, чем базовая.

Как было выявлено ранее (рис. 7), зона наибольших деформаций каждой из станин располагается в области передней призматической направляющей. Исходя из этого, имеют существенное значение величины перемещений по осям, влияющим на точность обработки. Принимая во внимание специфику работы токарного станка и рассматриваемые условия моделирования, наибольший интерес будут иметь перемещения по оси Y (направления осей можно увидеть на рис 7 и 8).

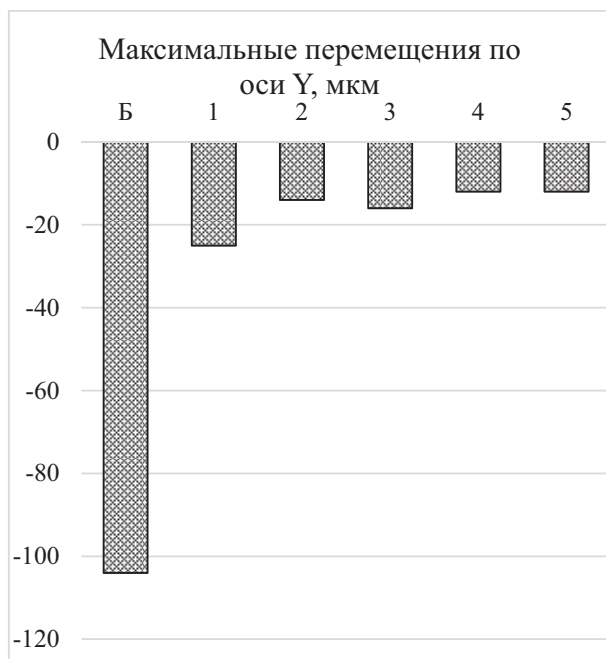


Рис. 12. Диаграмма максимальных перемещений по оси Y станины в области передней призматической направляющей

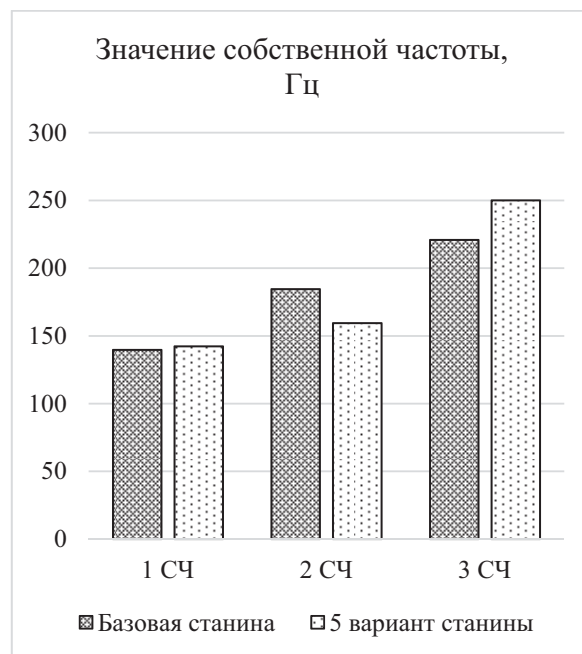


Рис. 13. Диаграммы собственных частот колебаний станины

Диаграмма (рис. 11) наглядно показывает, что каждый из предлагаемых вариантов станины обладал большей жесткостью в направлении оси Y, что обеспечит повышение точности при обработке.

На основании анализа всех полученных данных, было принято решение о использовании пятого варианта как наиболее оптимального по жесткостным и технологическим критериям по сравнению с базовой станиной.

Для подтверждения отсутствия существенных отклонений собственных частот новой станины от аналогичных значений базовой конструкции, которая подтвердила свою работоспособность по динамическим показателям в процессе эксплуатации был выполнен модальный анализ, в ходе которого получены три значения собственной частоты (СЧ) для новой станины, и для базовой (рис. 12).

Как видно из диаграммы, новая станины по всем трем собственным частотам близка к базовой, что подтверждает ее работоспособность.

ВЫВОДЫ

Представлено решение задачи по оптимизации конструкции станины токарного станка с обеспечением высоких эксплуатационных характеристик, таких как максимальная жесткость на изгиб и кручение, минимальные деформации, влияющие на точность обработки, высокие собственные частоты.

Разработаны 3D – модели станины, отличающиеся конструкцией перегородок, соединяющих продольные стенки. С использованием численного моделирования исследована реакция станины станка на действие внешних нагрузок и определены наиболее рациональные варианты конструкции с учетом рассматриваемых критериев. Оценено влияние как конструктивных факторов (размеры и форма сечения перегородок, их количество и угол между ними), так и внешних силовых воздействий.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Балабанов, А.Н. Технологичность конструкций машин / А.Н. Балабанов. – М.: Машиностроение, 1987. – 336 с.
2. Каминская, В.В. Станины и корпусные детали металлорежущих станков (расчет и конструирование) / В.В. Каминская, З.М. Левина, Д.Н. Решетов. – М.: Машгиз, 1960. – 363с.
3. Детали и механизмы металлорежущих станков [под ред. Д.Н. Решетова]. – Т.1. – М. Машиностроение, 1972. – 664с.
4. Кирилин, Ю.В. Моделирование базовых деталей металлорежущего станка методом конечных элементов / Ю.В. Кирилин // Наука - производству. – 2007. – № 3. – С. 54-57.
5. Поляков, А.Н. Методика выбора твердотельных конечно-элементных моделей несущих систем станков при проведении их инженерного анализа / А.Н. Поляков, А.И. Додоров // Вестник Белгородского государственного технологического университета им. В.Г. Шухова. – 2019. – № 6. – С. 102-116.
6. Жиганов, В.И. Особенности построения геометрической модели для расчета динамических характеристик несущей системы токарного станка модели УТ-16 / В.И. Жиганов, Р.Ш. Халимов // Вестник Ульяновской государственной сельскохозяйственной академии. – 2009. – № 3(10). – С.69-73.
7. Атапин, В.Г. Выбор конструктивных параметров базовых деталей многоцелевого станка на этапе проектирования / В.Г. Атапин // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2011. – № 1 (50). – С. 15-19.
8. Поляков, А.Н. Реализация параметрических моделей в инженерном анализе металлорежущих станков / А.Н. Поляков, С.В. Каменев, В.Н. Михайлов // Технология машиностроения. – 2007. – № 3. – С. 20-23.
9. Довнар, С.С. МКЭ-анализ жесткости суппорта тяжелого токарного станка в статике и динамике / С. С. Довнар [и др.] // Машиностроение. Минск: БНТУ. 2018. Вып.31. С. 187-196.
10. Типушков, Ю.А. Определение жесткости несущих систем металлорежущих станков / Ю.А. Типушков, П.Г. Мазеин // Прогрессивные технологии в машиностроении. – Челябинск: ЮУрГУ, 2005. – С. 104-108.
11. Хусаинов, Р.М. Применение CAD/CAE-систем для исследования характеристик жесткости несущих систем металлорежущих станков / Р. М. Хусаинов, Д. Р. Ахкиямов // Материалы XXVII междунар. науч.-практ. конф. «Технические науки - от теории к практике». Часть I. Новосибирск: СибАК.2013. – URL: <https://sibac.info/conf/tech/xxvii/34591> (дата обращения 14.05.2025).
12. Якимов, М.В. Повышение технологичности изготовления каретки суппорта токарно-винторезного станка при модернизации / М.В. Якимов, А.Ф. Денисенко, Е.В. Лопатин // Известия Самарского научного центра РАН. – 2024. – Т. 26. № 4-2(120). – С. 229-236.

OPTIMIZATION OF THE DESIGN OF A SCREW-CUTTING LATHE FRAME BY THE CRITERIA OF RIGIDITY, VIBRATION RESISTANCE AND MANUFACTURABILITY

© 2025 M.V. Yakimov¹, A.F. Denisenko¹, E.V. Lopatin²

¹ Samara State Technical University, Samara, Russia

² LLC “Srednevolzhsky Stankozavod”, Samara, Russia

The paper presents a study aimed at optimizing the design of a screw-cutting lathe frame in order to increase its rigidity, vibration resistance and manufacturing efficiency. The frame is the basic unit of metal-cutting equipment, determining its accuracy, reliability and durability. In this regard, special attention is paid to the analysis of the stress-strain state of the structure under the action of operational loads, including the weight of the machine units and the cutting force. The object of study was the SAMAT 400 XS/SS extra-high-precision screw-cutting lathe manufactured by the Srednevolzhsky Machine-Tool Plant. The existing frame design, consisting of two longitudinal T-shaped walls with U-shaped partitions, was modernized. Five alternative design options were developed, differing in the number, thickness, and angle of inclination and section profile of the partitions. A special feature of the new solutions is the use of solid

partitions located at an angle to the longitudinal walls, which made it possible to simplify the casting technology without deteriorating the performance characteristics. To evaluate the effectiveness of the proposed solutions, the finite element method (FEM) implemented in the ANSYS Workbench software package was used. Calculations of static rigidity in bending and torsion were carried out, stress concentration zones were determined, and a modal analysis was performed to evaluate the dynamic characteristics. The simulation results showed that the optimal design for the set of criteria is one with ten partitions located at an angle of 60°. This solution reduces the maximum equivalent stresses by 59% compared to the base case while increasing torsional rigidity by 18%. The practical significance of the work lies in the possibility of directly implementing the developed design into the production process. The optimized bed not only improves machining accuracy by reducing deformations, but also simplifies the manufacturing technology, which is important for serial production.

Key words: lathe bed, structural rigidity, finite element method, ANSYS Workbench, design optimization, vibration resistance, manufacturing manufacturability, rigidity, stress-strain state, modal analysis.

DOI: 10.37313/1990-5378-2025-27-3(2)-269-277

EDN: RGEYWI

REFERENCES

1. *Balabanov, A.N. Tekhnologichnost' konstrukcij mashin / A.N. Balabanov. – M.: Mashinostroenie, 1987. – 336 s.*
2. *Kaminskaya, V.V. Staniny i korpusnye detali metallovezhushchih stankov (raschet i konstruirovaniye) / V.V. Kaminskaya, Z.M. Levina, D.N. Reshetov. – M.: Mashgiz, 1960. – 363s.*
3. *Detali i mekhanizmy metallovezhushchih stankov [pod red. D.N. Reshetova]. – T.1. – M. Mashinostroenie, 1972. – 664s.*
4. *Kirilin, Yu.V. Modelirovaniye bazovykh detalej metallovezhushchego stanka metodom konechnykh elementov / Yu.V. Kirilin // Nauka - proizvodstvu. – 2007. – № 3. – S. 54-57.*
5. *Polyakov, A.N. Metodika vybora tverdotel'nykh konechno-elementnykh modelej nesushchih sistem stankov pri provedenii ih inzhenernogo analiza / A.N. Polyakov, A.I. Dodorov // Vestnik Belgorodskogo gosudarstvennogo tekhnologicheskogo universiteta im. V.G. Shuhova. – 2019. – № 6. – S. 102-116.*
6. *Zhiganov, V.I. Osobennosti postroeniya geometricheskoy modeli dlya rascheta dinamicheskikh harakteristik nesushchej sistemy tokarnogo stanka modeli UT-16 / V.I. Zhiganov, R.Sh. Halimov // Vestnik Ul'yanovskoy gosudarstvennoy sel'skhozaystvennoy akademii. – 2009. – № 3(10). – S.69-73.*
7. *Atapin, V.G. Vybory konstruktivnykh parametrov bazovykh detalej mnogocel'evogo stanka na etape proektirovaniya / V.G. Atapin // Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovaniye, instrumenty). – 2011. – № 1 (50). – S. 15-19.*
8. *Polyakov, A.N. Realizatsiya parametricheskikh modelej v inzhenernom analize metallovezhushchih stankov / A.N. Polyakov, S.V. Kamenev, V.N. Mihajlov // Tekhnologiya mashinostroeniya. – 2007. – № 3. – S. 20-23.*
9. *Dovnar, S.S. MKE-analiz zhestkosti supporta tyazhelogo tokarnogo stanka v statike i dinamike / S. S. Dovnar [i dr.] // Mashinostroenie. Minsk: BNTU. 2018. Vyp.31. S. 187-196.*
10. *Tipushkov, Yu.A. Opredeleniye zhestkosti nesushchih sistem metallovezhushchih stankov / Yu.A. Tipushkov, P.G. Mazein // Progressivnye tekhnologii v mashinostroenii. – Chelyabinsk: YuUrGU, 2005. – S. 104-108.*
11. *Husainov, R.M. Primeneniye CAD/CAE-sistem dlya issledovaniya harakteristik zhestkosti nesushchih sistem metallovezhushchih stankov / R. M. Husainov, D. R. Ahkiyamov // Materialy XXVII mezhdunar. nauch.-prakt. konf. «Tekhnicheskie nauki - ot teorii k praktike». Chast' I. Novosibirsk: SibAK.2013. – URL: <https://sibac.info/conf/tech/xxvii/34591> (data obrashcheniya 14.05.2025).*
12. *Yakimov, M.V. Povysheniye tekhnologichnosti izgotovleniya karetki supporta tokarno-vintoreznogo stanka pri modernizatsii / M.V. Yakimov, A.F. Denisenko, E.V. Lopatin // Izvestiya Samarskogo nauchnogo centra RAN. – 2024. – T. 26. № 4-2(120). – S. 229-236.*

Mikhail Yakimov, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Mechanical Engineering Technology, Machine Tools, and Tools. E-mail: mikya@yandex.ru

Aleksandr Denisenko, Doctor of Engineering Sciences, Professor, Department of Mechanical Engineering Technology, Machine Tools, and Tools. E-mail: sammortor@yandex.ru

Evgeny Lopatin, Head of the Design and Technology Center. E-mail: le@svsz.ru