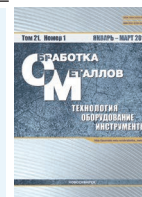




Обработка металлов (технология • оборудование • инструменты)

Сайт журнала: http://journals.nstu.ru/obrabotka_metallov

Улучшение технических характеристик многоцелевых станков при проектировании

*Владимир Атапин^{a, *}*

Новосибирский государственный технический университет, пр. К. Маркса, 20, г. Новосибирск, 630073, Россия

^a  <http://orcid.org/0000-0002-5030-6054>,  atapin.49@mail.ru

ИНФОРМАЦИЯ О СТАТЬЕ

УДК 621.9.06

История статьи:

Поступила: 14 сентября 2018

Рецензирование: 12 февраля 2019

Принята к печати: 15 февраля 2019

Доступно онлайн: 15 марта 2019

Ключевые слова:

Многоцелевой станок

Несущая система

Проектирование

Метод конечных элементов

АННОТАЦИЯ

Введение. Формирование оптимальных технических характеристик металлорежущих станков на этапе проектирования является перспективной задачей станкостроения. Для ее решения, как показывает зарубежная и отечественная практика, эффективно использовать интегрирование метода конечных элементов и методов оптимизации. **Цель работы** заключается в обобщении основных результатов, полученных при проектировании несущей системы тяжелого многоцелевого станка сверлильно-фрезерно-расточной группы с использованием метода конечных элементов и методов условной и безусловной оптимизации. Процедура проектирования включает: 1) оптимизацию несущей системы с базовыми деталями простой геометрии (стержень, пластина, оболочка); 2) оптимизацию базовой детали для определения необходимой геометрии ее поперечного сечения; 3) динамический анализ станка в целом. Рассмотренная процедура решает задачу проектирования несущей системы многоцелевого станка при выполнении условий прочности, жесткости и минимума массы для заданных точности механической обработки и сил резания. **Результаты и обсуждения.** На этапе проектирования несущей системы определены адекватные габаритные размеры базовых деталей и граничные условия (силовые и деформационные) в областях их контакта. Далее исследуется отдельная базовая деталь реальной компоновки на примере стойки с выделением малого фрагмента в зоне контакта стойки и шпиндельной бабки. Показано, что расчетное поле перемещений узлов фрагмента стойки адекватно полю перемещений соответствующих узлов стойки, полученному при ее расчете в составе несущей системы. В результате оптимизации жесткость стойки на кручение повысилась на 48 %. Для исследования динамики станка построена динамическая модель и проведены сравнительные расчеты при вынужденных колебаниях станка. Для станка с оптимальными базовыми деталями имеет место уменьшение податливости на 30 % в направлении наибольшей составляющей силы резания и снижение массы на 17 % по сравнению с серийным вариантом.

Для цитирования: Атапин В.Г. Улучшение технических характеристик многоцелевых станков при проектировании // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2019. – Т. 21, № 1. – С. 61–69. – doi:10.17212/1994-6309-2019-21.1-61-69.

Введение

Для обработки сложных корпусных деталей применяют сверлильно-фрезерно-расточные станки, получившие название многоцелевых станков (МС). Основные характеристики качества станков закладываются на стадии проектирования. Следовательно, разработка методов улучшения технических характеристик станков

при сокращении сроков их проектирования является актуальной задачей станкостроения.

Один из эффективных путей решения поставленной задачи – использование на этапе проектирования станков метода конечных элементов (МКЭ) и методов оптимизации. В работах [1, 2] описывается применение МКЭ для расчета напряженно-деформированного состояния базовых деталей станков, позволяющего рассмотреть ограниченное количество возможных вариантов их компоновок. В работах [3, 4] на основе МКЭ рассматривается проектирование несущих систем металлорежущих станков совместно с фундаментом и предлагаются рациональные конструкции фундаментов. Для

*Адрес для переписки

Атапин Владимир Григорьевич, д.т.н., профессор

Новосибирский государственный технический университет

пр. К. Маркса, 20,

630073, г. Новосибирск, Россия

Тел.: 8 (383) 346-17-77, e-mail: atapin@mail.ru

получения же наилучшего варианта необходимо исследовать все возможные варианты, что достигается путем использования на этапе проектирования методов оптимизации [5]. В работах [6, 7] представлен результат применения методов оптимизации к проектированию базовых деталей токарного, фрезерного и сверлильного станков, для достижения снижения массы до 20 %. В работе [8] предложен многоэтапный метод проектирования, включающий в себя моделирование базовых деталей, имеющих форму стержня, методом конечных элементов, оптимизацию и реализацию. Таким образом, использование совместно МКЭ и методов оптимизации позволяет эффективно решать задачи станкостроения. Однако в рассмотренных работах моделируются небольшие по габаритам станки. Современные тяжелые МС отличаются большими габаритами и сложным поперечным сечением базовых деталей, вследствие чего имеет место итерационный процесс разработки МС, увеличивающий сроки проектирования.

Целью настоящей работы является обобщение основных результатов, полученных при проектировании базовых деталей тяжелого многоцелевого станка (МС) (рис. 1), состоящего из двух не связанных между собой единиц, размещенных на общем фундаменте – станка сверлильно-фрезерно-расточной группы и стола. Отдельные результаты расчетов изложены в наших работах, в частности в [9–11]. Проектирование несущей системы МС предполагает: 1) ее опти-

мизацию с базовыми деталями простой формы (стержень, пластина, оболочка) для определения внутренних (силовых, деформационных) связей; 2) оптимизацию отдельной базовой детали для нахождения требуемой геометрии поперечного сечения; 3) динамический анализ станка в целом (рис. 2). Практическая реализация данной процедуры позволяет проектировать несущую систему станка, для которой выполняются условия прочности, жесткости, устойчивости, отсутствия резонанса, а также обеспечивается наименьшая масса, необходимая точность и производительность механической обработки.

Постановка задачи

Рассмотрим процедуру проектирования несущей системы станка, состоящего из стойки 1, шпиндельной бабки 2, станины 3 (рис. 3). Известны внешние размеры (высота стойки 8 м, длина станины 13 м), внешняя нагрузка (силы резания) и условия опирания.

Исходные данные для расчета:

- 1) торцовое фрезерование, наибольшая составляющая силы резания $F_y = 40$ кН, для чистовой обработки – 3 кН;
- 2) соотношение составляющих силы резания $F_x : F_y : F_z = 0,5 : 1,0 : 0,7$ по осям x, y, z соответственно;
- 3) допуски на плоскостность и прямолинейность обрабатываемой поверхности по ГОСТ 24643–81, 6-й квалитет [12];



Рис. 1. Тяжелый многоцелевой станок
Fig. 1. Heavy multipurpose machining center

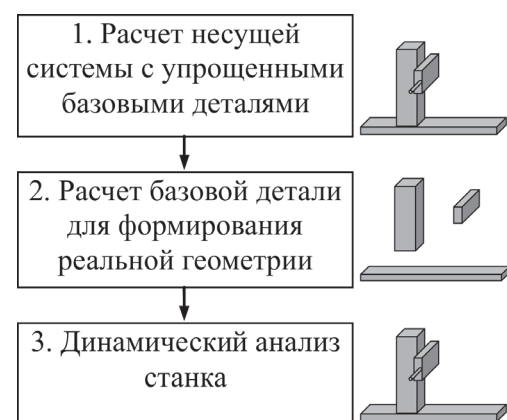


Рис. 2. Процедура проектирования базовых деталей МС

Fig. 2. The design procedure of machining center base parts

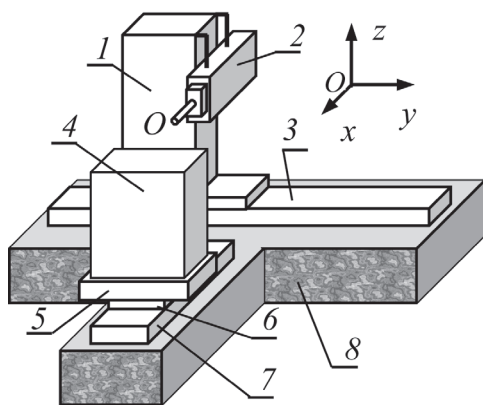


Рис. 3. Многоцелевой станок:

1 – стойка; 2 – шпиндельная бабка; 3 – станина; 4 – обрабатываемая деталь; 5 – паллета; 6 – сани стола; 7 – станина стола; 8 – фундамент

Fig. 3. Machining center:

1 – column; 2 – spindle head; 3 – framework; 4 – machined part; 5 – pallet; 6 – slewing table; 7 – table framework; 8 – foundation bed

4) станина находится на опорах (64 опоры), коэффициент жесткости опоры равен $2 \cdot 10^3$ МН/м.

При расчете несущей системы станка базовые детали моделируются плоскими конечными элементами с четырьмя узлами, поперечное сечение не имеет ребер жесткости, вырезов, утолщений стенок и др. Шпиндель моделируется пространственным стержневым конечным элементом. Для расчета упругих деформаций в подвижных стыках [13, 14] используется элемент соединения Frictionless ANSYS [15] (рис. 4).

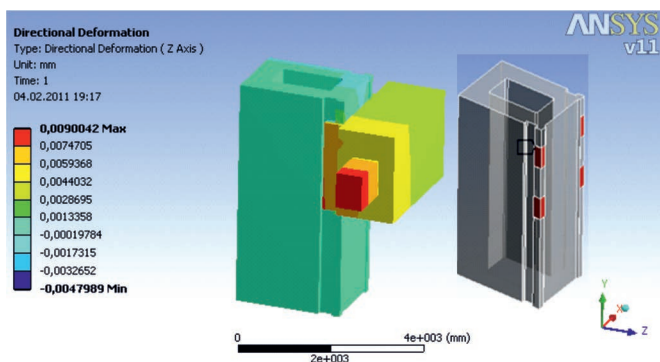


Рис. 4. Расчет контактных деформаций в стыке «стойка–шпиндельная бабка»

Fig. 4. Calculation of contact deformations in the joint «column–spindle head»

Результаты и обсуждение

Расчет несущей системы с простыми по геометрии базовыми деталями

Расчет перемещений т. О шпинделя (см. рис. 3) проводится с учетом собственно упругих деформаций базовых деталей и упругих деформаций в подвижных стыках для чистовой обработки. Перемещения т. О шпинделя в результате упругих деформаций в стыках составляют $\delta_{\text{ст } x} = 13,89$ мкм; $\delta_{\text{ст } y} = 8,11$ мкм; $\delta_{\text{ст } z} = 5,45$ мкм в направлении осей x, y, z .

За переменную проектирования при оптимизации принимаем толщину профиля t отдельной базовой детали. Требуется минимизировать массу конструкции $M(t)$ при ограничениях на прочность (напряжения) и жесткость (перемещения т. О). Задача оптимального проектирования:

$$M(t) = \min \sum_{i=1}^n \rho_i V_i(t) \quad (1)$$

при ограничениях:

$$h_1(t) = 1 - \frac{\sigma_{\text{eqv}}(t)}{\sigma_{\text{allow}}} \geq 0, \quad (2)$$

$$h_2(t) = 1 - \frac{\delta_x(t)}{\delta_{x \text{ allow}}} \geq 0, \quad (3)$$

$$h_3(t) = 1 - \frac{\delta_y(t)}{\delta_{y \text{ allow}}} \geq 0, \quad (4)$$

$$h_4(t) = 1 - \frac{\delta_z(t)}{\delta_{z \text{ allow}}} \geq 0, \quad (5)$$

переменные проектирования:

$$h_5(t) = V_i(t) \geq 0, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (6)$$

где n – количество конечных элементов; ρ – плотность; V – объем конечного элемента с номером i ; $\sigma_{\text{eqv}}, \sigma_{\text{allow}}$ – эквивалентное и допускаемое напряжение; $\delta_x, \delta_y, \delta_z, \delta_{x \text{ allow}}, \delta_{y \text{ allow}}, \delta_{z \text{ allow}}$ – расчетные и допускаемые перемещения т. О по осям x, y, z соответственно.

Значения $\delta_{x \text{ allow}}, \delta_{y \text{ allow}}, \delta_{z \text{ allow}}$ для несущей системы определяются отклонениями от плоскостности и прямолинейности обработанной поверхности. Для расчета полагаем, что шпиндельная бабка находится в крайнем верхнем положении (5 м), а стойка – в средней части станины напротив стола. Для данных расчетных

условий отклонение от плоскостности и прямолинейности равно 60 мкм [12]. В общем балансе перемещений в зоне резания МС на долю станка приходится до 70 %. Принимая коэффициент запаса по жесткости $n = 1,5$, получаем, что отклонение от плоскостности и прямолинейности для станка равно 28 мкм. Вычитая из этого отклонения перемещения т. О в результате упругих деформаций в подвижных соединениях [11], получаем, что $\delta_{x \text{ allow}} = 14,11$ мкм, $\delta_{y \text{ allow}} = 19,89$ мкм, $\delta_{z \text{ allow}} = 22,55$ мкм.

Задача условной оптимизации (1)–(6) решается методом штрафных функций [16, 17] на основе уравнения

$$\varphi(t, r) = M(t) + r \sum_{j=1}^J [1/h_j(t)]$$

в сочетании с методом ДФП, который является одним из наиболее эффективных методов безусловной оптимизации.

Результаты расчета несущей системы представлены на рис. 5. Для стойки характерно сложное сопротивление, включающее в себя изгиб и кручение. В табл. 1 приведены результаты расчета для оптимальной несущей системы в сравнении с серийным исполнением. В результате оптимизации для основных базовых деталей установлены силовые и деформационные граничные условия. Вследствие большого объема данных эти сведения в статье не рассматриваются. Частично они будут приведены при расчете отдельной базовой детали (стойки) на следующем этапе. Кроме того, получены улучшения по размерам поперечного сечения базовых деталей и снижение общей массы станка на 6,9 %.

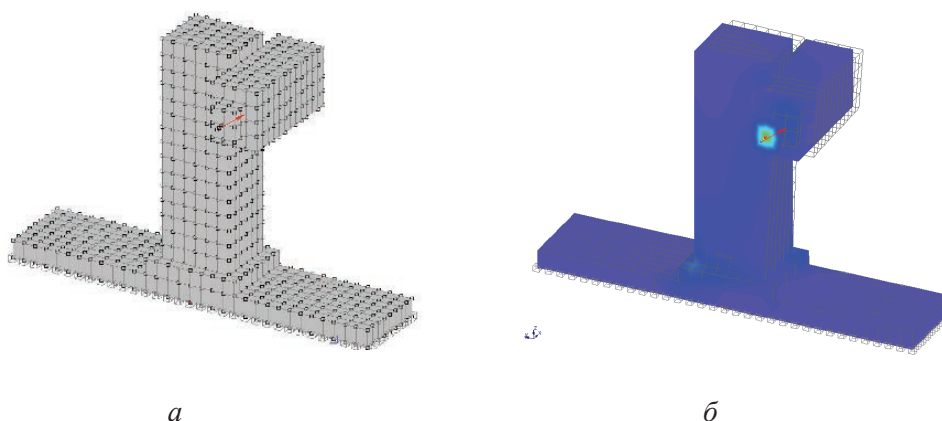


Рис. 5. Исходное (а) и деформированное (б) состояние несущей системы

Fig. 5. Initial (a) and deformed (b) states of the system carriers

Таблица 1

Table 1

Оптимизация несущей системы
The optimization of the carrier system

Показатель	Серийное исполнение	Оптимизация
Габариты (в плоскости), м:		
– стойка (x–y)	2,0 × 2,46	1,8 × 2,6
– шпиндельная бабка (y–z)	1,3 × 2,20	1,7 × 2,0
– ползун (y–z)	0,6 × 0,80	0,8 × 0,8
Отклонения т. О (расчет/норма):		
– по оси x	0,52	0,67
– по оси y	1,0	1,0
– по оси z	0,51	0,54
Масса, т	169,9	158,2

Расчет отдельной базовой детали

Данный расчет рассмотрим на примере стойки, как наиболее нагруженной базовой детали. В связи со сложным поперечным сечением стойки (ребра жесткости, вырезы, замкнутые полости и др.) и большими габаритными размерами целесообразно выделить малый фрагмент стойки на уровне шпиндельной бабки (рис. 6), который обеспечивает кинематическую неизменяемость конструкции и учет возможных нарушений ее работоспособности. Такой подход приводит к уменьшению размерности расчетной модели, снижению времени расчета, что существенно при решении итерационных задач оптимизации.

Для выделенного малого фрагмента стойки в табл. 2 показано поле перемещений в местах контакта шпиндельной бабки со стойкой, полученное ранее при расчете несущей системы. Для моделирования геометрии конструкции используются 189 пластинчатых конечных элементов (КЭ), 159 узлов. Дополнительно в узлах 1–12 вводятся упругие связи, значения коэффициентов жесткости которых автоматически добавляются в матрицу жесткости конструкции. Расчетная модель малого фрагмента стойки строится

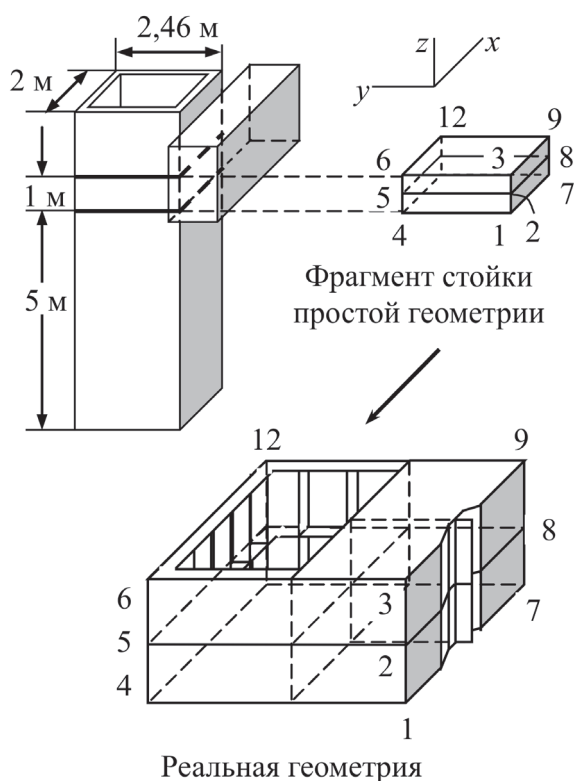


Рис. 6. Фрагмент стойки и ее реальная геометрия

Fig. 6. Column fragment and its real geometry

по аналогии с моделью (1)–(6). В результате решения определяется толщина стенки и ребра (переменные проектирования). В табл. 3 приведены расчетные показатели для оптимального фрагмента стойки, в табл. 4 – расчетное поле перемещений узлов фрагмента стойки.

Таким образом, результаты расчетов, приведенные в табл. 4, адекватны результатам выделенного малого фрагмента стойки с простым поперечным сечением (см. табл. 2). Кроме того, показано, что серийной стойке (толщина стенки

Таблица 2

Table 2

Поле перемещений узлов фрагмента стойки
The displacements field of the column fragment nodes

Узел	Перемещение по оси, м, 10^{-5}		
	x	y	z
1	0,340	–0,394	0,0265
2	0,396	–0,421	0,0360
3	0,432	–0,439	0,0400
4	0,189	–0,378	0,1300
5	0,218	–0,416	0,1240
6	0,236	–0,435	0,1220
7	0,335	–0,095	–0,1034
8	0,392	–0,122	–0,1090
9	0,428	–0,141	–0,1110
10	0,186	–0,097	0,0080
11	0,217	–0,123	0,0140
12	0,235	–0,142	0,0160

Таблица 3

Table 3

Результаты расчета фрагмента стойки
The results of the column fragment calculation

Параметр	Условия расчета			
	Наибольшая сила резания		Сила резания при эксплуатации*	
	$n = 1,5$	$n = 1,0$	$n = 1,5$	$n = 1,0$
Толщина в плоскости, м:				
xz, yz	0,0797	0,0527	0,0463	0,0284
xy	0,0923	0,0830	0,0565	0,0415
Масса, т	15,30	11,62	9,04	6,08

*Условия эксплуатации: чистовая обработка, фреза диаметром 250 мм, число зубьев 20, глубина резания 0,5 мм, частота вращения шпинделя 170 мин⁻¹.

Таблица 4

Table 4

Расчетное поле перемещений узлов оптимального фрагмента стойки (рис. 6)

The calculated field of displacements of the optimal column fragment nodes (Fig. 6)

Узел	Перемещение по оси, м, 10^{-5}		
	x	y	z
1	0,341	– 0,378	0,0255
2	0,387	– 0,408	0,0310
3	0,414	– 0,423	0,0326
4	0,187	– 0,343	0,1303
5	0,219	– 0,364	0,1304
6	0,240	– 0,380	0,1304
7	0,336	– 0,198	– 0,0953
8	0,387	– 0,226	– 0,0947
9	0,418	– 0,243	– 0,0948
10	0,186	– 0,182	0,0095
11	0,221	– 0,213	0,0115
12	0,243	– 0,231	0,0130

в плоскостях xz , yz составляет 0,030 м, в плоскости xy – 0,045 м, масса – 6,46 т) отвечает коэффициент запаса по жесткости несколько больше 1,0, что для практики явно недостаточно. В результате оптимизации жесткость стойки на кручение повысилась на 48 % (угол поворота равен 0,078 рад, а у стойки до оптимизации – 0,150 рад).

Динамический анализ станка

Исследование динамики несущей системы станка является заключительным этапом в процедуре его проектирования. Основная цель здесь состоит в разработке адекватной динамической модели, корректность которой должна быть обоснована экспериментом [18]. Однако при проектировании широко применяются и сравнительные динамические расчеты на базе простейших моделей.

Для проведения сравнительных динамических расчетов для несущей системы станка принята стержневая динамическая модель (рис. 7). Несущую систему моделируют 20 стержней, 2 стыка. Стержни 1–2, ..., 5–6 моделируют шпиндельную бабку, стержни 7–12, ..., 14–15 – стойку, остальные стержни моделируют станину. Шпиндельная бабка подвешена на упругих тросах в узлах 3 и 5, тросы прикрепляются в узлах 10 и 11, входящих в состав стержневой системы 7–8, ..., 9–11.

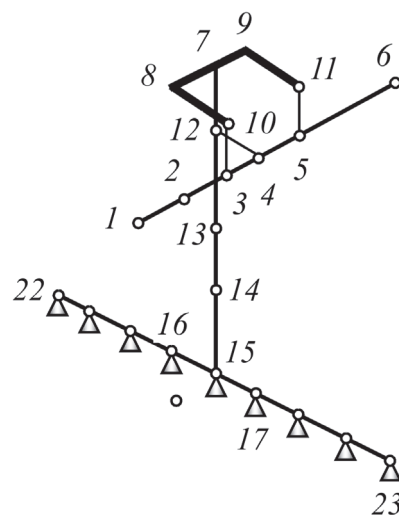


Рис. 7. Динамическая модель несущей системы

Fig. 7. Dynamic model of the system carriers

Расчетные условия аналогичны условиям, описанным в работах [19, 20]. На несущую систему действует сила резания $F(t) = F \sin \omega t$, приложенная в узле 1, где ω – частота вращения шпинделя.

В табл. 5 содержатся основные результаты исследования. Характеристики серийного станка приведены в сравнении с аналогичными характеристиками станка с оптимальными базовыми деталями для двух собственных частот, близких к вынужденной частоте переменной силы резания ($\omega = 2,83$ Гц при числе оборотов шпинделя 170 мин^{-1}). В результате для несущей системы станка с оптимальными базовыми деталями имеем уменьшение податливости по оси y (наибольшая составляющая силы резания) на 30 % и массы на 17 %.

Выводы

Рассмотренная процедура проектирования несущей системы многоцелевого станка позволяет при заданных нормах точности и произво-

Таблица 5

Table 5

Результаты динамических расчетов (серийная/ оптимальная)

Results of dynamic calculations (serial/ optimal)

№ п/п	Форма колебаний	Податливость по осям			Масса
		K_x	K_y	K_z	
1	1	0,91	1,30	1,00	1,17
2	2	1,15	1,20	1,15	



длительности механической обработки создавать базовые детали несущей системы, которые удовлетворяют условиям прочности, жесткости и имеют наименьшую массу. Процедура проектирования включает в себя: 1) оптимизацию несущей системы с базовыми деталями, поперечное сечение которых представляется простыми моделями формы (стержень, пластина, оболочка), для определения внутренних (силовых, деформационных) связей; 2) оптимизацию отдельной базовой детали для нахождения требуемой геометрии поперечного сечения; 3) динамический анализ станка в целом. Показано, что, например, при проектировании стойки можно повысить ее жесткость на кручение на 48 %. Динамический анализ станка с оптимальными базовыми деталями показал, что имеет место уменьшение податливости на 30 % в направлении наибольшей составляющей силы резания и снижение массы на 17 % по сравнению с серийным вариантом.

Список литературы

1. Lull B. Statische und dynamische berechnung von werkzeugmaschinenstellen // Maschinenbautechnik. – 1977. – Vol. 26, N 1. – P. 10–13.
2. Roscher A. Berechnung der dynamischen eigenschaften von werkzeugmaschinenstellen mit hilfe der methode der finiten elemente // Maschinenbautechnik. – 1978. – Vol. 27, N 4. – P. 156–160.
3. Kameswara Rao N.S.V. Foundation design: theory and practice. – Singapore: John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd., 2011. – 544 p. – ISBN 978-0-470-82534-1.
4. Bhatia K.G. Foundations for industrial machines and earthquake effects // ISET Journal of Earthquake Technology. – 2008. – Vol. 45, N 1–2. – P. 13–29.
5. Haug E.J., Choi K.K., Komkov V. Design sensitivity analysis of structural systems. – Orlando, Florida: Academic Press, 1986. – 381 p. – (Mathematics in Science and Engineering; vol. 177).
6. Rao S.S., Grandhi R.V. Optimum design of radial drilling machine structure to satisfy static rigidity and natural frequency requirements // Journal of Mechanical Design. – 1983. – Vol. 105, iss. 2. – P. 236–241. – doi: 10.1115/1.3258515.
7. Reddy C.P., Rao S.S. Automated optimum design of machine-tool structures for static rigidity, natural frequencies and regenerative chatter stability // Journal of Manufacturing Science and Engineering. – 1978. – Vol. 100, iss. 2. – P. 137–146. – doi: 10.1115/1.3439401.
8. Yoshimura M., Takeuchi Y., Hitomi K. Design optimization of machine-tool structures considering manufacturing cost, accuracy and productivity // Journal of Mechanical Design. – 1984. – Vol. 106, iss. 4. – P. 531–537. – doi: 10.1115/1.3258606.
9. Atapin V.V., Kurlaev N.V. Rational design of the column of a heavy multipurpose machining center // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2016. – Vol. 126. – P. 012012. – doi: 10.1088/1757-899X/126/1/012012.
10. Atapin V.G., Bataev A.A. Pallet optimization of the heavy rotary table load carrying system // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2016. – Vol. 126. – P. 012011. – doi: 10.1088/1757-899X/126/1/012011.
11. Атапин В.Г. Расчетное проектирование несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2011. – № 3 (52). – С. 27–34.
12. Гжиров Р.И. Краткий справочник конструктора. – Л.: Машиностроение, 1983. – 464 с.
13. Дёмкин Н.Б. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей. – М.: Наука, 1970. – 227 с.
14. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. – М.: Машиностроение, 1971. – 264 с.
15. Lawrence K.L. ANSYS Workbench Tutorial Release 11. – Schroff Development Corporation, 2007. – 236 p.
16. Ravindran A., Ragsdell K.M., Reklaitis G.V. Engineering optimization: methods and applications. – 2nd ed. – New Jersey: John Wiley & Sons, 2006. – 688 p. – ISBN-10 0-471-55814-1. – ISBN-13 978-0-471-55814-9.
17. Bunday B.D. Basic optimization methods. – London: Edward Arnold Publ., 1984. – 136 p. – ISBN-13 978-0-713-13506-0. – ISBN 0-713-13506-9.
18. Каминская В.В. Основные направления развития расчетов несущих систем станков // Автоматизация проектирования и технологической подготовки производства в станкостроении. – М.: ЭНИМС, 1985. – С. 54–63.
19. Каминская В.В., Кушнир Э.Ф. Автоматизированный расчет несущих систем металлорежущих станков. – М.: ЭНИМС, 1990. – 59 с.
20. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.

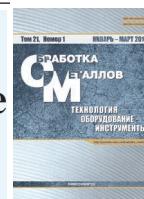
Конфликт интересов

Автор заявляет об отсутствии конфликта интересов.



Obrabotka metallov - Metal Working and Material Science

Journal homepage: http://journals.nstu.ru/obrabotka_metallov



Improving the Technical Characteristics of Machining Center at the Design Stage

Vladimir Atapin^{a, *}

Novosibirsk State Technical University, 20 Prospekt K. Marksa, Novosibirsk, 630073, Russian Federation

^a <http://orcid.org/0000-0002-5030-6054>, atapin.49@mail.ru

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 14 September 2018

Revised: 12 February 2019

Accepted: 15 February 2019

Available online: 15 March 2019

Keywords:

Machining center

System carriers

Design

Finite element method

ABSTRACT

Introduction. The development of optimal technical characteristics of machine-tools at the design stage is a long-range objective of the machine-tool industry. To solve this problem, a technology for designing basic details of heavy machining center with using of the finite element method and optimization methods are proposed. The design procedure includes: 1) calculation of the system carriers with basic details of simple geometry (rod, plate, shell), 2) calculation of the base part to determine the required geometry of its cross section, 3) dynamic analysis of the machine-tool as a whole. **The purpose of this work** is to present the main results of the design of the system carriers of the heavy machining center of a drilling, milling and boring group. **Results and discussion.** At the design stage of the system carriers, the adequate overall dimensions of the base parts and the boundary conditions (force and deformation) in the areas of its contact are determined. At the second stage, a separate basic part of the actual layout is explored using the column as an example with the selection of a small fragment in the contact zone of the column and the spindle head. It is shown that the calculated field of displacements of the nodes of the column fragment is adequate to the field of displacements of the corresponding nodes of the column, obtained by calculating it as part of the system carriers. As a result of the optimization, the torsional stiffness of the column is increased by 48%. To study the dynamics of the machine, a dynamic model is built and comparative calculations with forced oscillations of the machine is carried out. For a machine with optimal base parts, there is a reduction in compliance by 30% in the direction of the greatest component of the cutting force and a decrease in mass by 17% in comparison with the serial version.

For citation: Atapin V.G. Improving the technical characteristics of machining center at the design stage. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty)* = *Metal Working and Material Science*, 2019, vol. 21, no. 1, pp. 61–69. doi:10.17212/1994-6309-2019-21.1-61-69. (In Russian).

References

1. Lull B. Statische und dynamische berechnung von werkzeugmaschinenstellen. *Maschinenbautechnik*, 1977, vol. 26, no. 1, pp. 10–13.
2. Roscher A. Berechnung der dynamischen eigenschaften von werkzeugmaschinenstellen mit hilfe der methode der finiten elemente. *Maschinenbautechnik*, 1978, vol. 27, no. 4, pp. 156–160.
3. Kameswara Rao N.S.V. *Foundation design: theory and practice*. Singapore, John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd, 2011. 544 p. ISBN 978-0-470-82534-1.
4. Bhatia K.G. Foundations for industrial machines and earthquake effects. *ISCT Journal of Earthquake Technology*, 2008, vol. 45, no. 1–2, pp. 13–29.
5. Haug E.J., Choi K.K., Komkov V. *Design sensitivity analysis of structural systems. Mathematics in Science and Engineering*. Vol. 177. Orlando, Florida, Academic Press, 1986. 381 p.

* Corresponding author

Atapin Vladimir G., D.Sc. (Engineering), Professor
Novosibirsk State Technical University,
20 Prospekt K. Marksa,
630073, Novosibirsk, Russian Federation
Tel.: 8 (383) 346-17-77, e-mail: atapin@mail.ru

6. Rao S.S., Grandhi R.V. Optimum design of radial drilling machine structure to satisfy static rigidity and natural frequency requirements. *Journal of Mechanical Design*, 1983, vol. 105, iss. 2, pp. 236–241. doi: 10.1115/1.3258515.
7. Reddy C.P., Rao S.S. Automated optimum design of machine-tool structures for static rigidity, natural frequencies and regenerative chatter stability. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 1978, vol. 100, iss. 2, pp. 137–146. doi: 10.1115/1.3439401.
8. Yoshimura M., Takeuchi Y., Hitomi K. Design optimization of machine-tool structures considering manufacturing cost, accuracy and productivity. *Journal of Mechanical Design*, 1984, vol. 106, iss. 4, pp. 531–537. doi: 10.1115/1.3258606.
9. Atapin V.V., Kurlaev N.V. Rational design of the column of a heavy multipurpose machining center. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2016, vol. 126, p. 012012. doi: 10.1088/1757-899X/126/1/012012.
10. Atapin V.G., Bataev A.A. Pallet optimization of the heavy rotary table load carrying system. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2016, vol. 126, p. 012011. doi: 10.1088/1757-899X/126/1/012011.
11. Atapin V.G. Raschetnoe proektirovanie nesushchikh konstruktov tyazhelykh mnogotsel'nykh stankov [Settlement designing of bearing designs of heavy multi-purpose machine tools]. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) = Metal Working and Material Science*, 2011, no. 3 (52), pp. 27–34.
12. Gzhiron R.I. *Kratkii spravochnik konstruktora* [Quick reference designer]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1983. 464 p.
13. Demkin N.B. *Kontaktirovanie sherokhovatykh poverkhnostei* [Contacting rough surfaces]. Moscow, Nauka Publ., 1970. 227 p.
14. Levina Z.M., Reshetov D.N. *Kontakt'naya zhestkost' mashin* [Contact rigidity of machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1971. 264 p.
15. Lawrence K.L. *ANSYS Workbench Tutorial Release 11*. Schroff Development Corporation, 2007. 236 p.
16. Ravindran A., Ragsdell K.M., Reklaitis G.V. *Engineering optimization: methods and applications*. 2nd ed. New Jersey, John Wiley & Sons, 2006. 688 p. ISBN-10 0-471-55814-1. ISBN-13 978-0-471-55814-9.
17. Bunday B.D. *Basic optimization methods*. London, Edward Arnold Publ., 1984. 136 p. ISBN-13 978-0-713-13506-0. ISBN 0-713-13506-9.
18. Kaminskaya V.V. Osnovnye napravleniya razvitiya raschetov nesushchikh sistem stankov [The main directions of development of calculations carrier systems of machine tools]. *Avtomatizatsiya proektirovaniya i tekhnologicheskoi podgotovki proizvodstva v stankostroenii* [Automation of design and technological preparation of production in the machine tool industry]. Moscow, ENIMS Publ., 1985, pp. 54–63.
19. Kaminskaya V.V., Kushnir E.F. *Avtomatizirovannyi raschet nesushchikh sistem metallovezhushchikh stankov* [Automated calculation of carrier systems machine tools]. Moscow, ENIMS Publ., 1990. 59 p.
20. Kudinov V.A. *Dinamika stankov* [Dynamics of machines]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1967. 359 p.

Conflicts of Interest

The author declare no conflict of interest.

© 2019 The Author. Published by Novosibirsk State Technical University. This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).