

РАЦИОНАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ НЕСУЩИХ КОНСТРУКЦИЙ СЕРИЙНЫХ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

*В.Г. АТАПИН, доктор техн. наук, профессор
(НГТУ, г. Новосибирск)*

Поступила 10 марта 2014

Рецензирование 6 мая 2014

Принята к печати 15 мая 2014

Атапин В.Г. – 630073, Новосибирск, пр. К. Маркса, 20,
Новосибирский государственный технический университет,
e-mail: metal_working@mail.ru

Рассматриваются вопросы практического использования разработанной нами технологии рационального проектирования несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков к проектированию других типов металлорежущих станков – токарно-карусельного станка и горизонтального координатно-расточного станка. Результаты расчета качественно совпадают с известными в литературе результатами для этих станков, полученными другими методами. Количественные расхождения в результатах расчета являются следствием неполных исходных данных по станкам, представленных в литературе. Подтверждена возможность распространения технологии проектирования несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков на проектирование станков других типов. Показано, что в случае возможности сформулировать целевую функцию в явном виде, применение прямых методов оптимизации приводит к более быстрым и адекватным решениям.

Ключевые слова: технология проектирования, оптимизация, токарно-карусельный станок, горизонтальный координатно-расточный станок, несущие конструкции.

Введение

В работах [1, 2] изложена технология проектирования несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков (МС), обеспечивающая создание станков без избыточных возможностей, прогнозирование их работоспособности в условиях интенсивных механических воздействий и научное обоснование выбора проектных решений. Технология включает четыре основных этапа (рис. 1).

Этап I (блок 1). Определяются внешние нагрузки на основе детерминированных или вероятностных моделей внешнего нагружения. Внешние нагрузки представляют собой статические и динамические воздействия на несущую систему со стороны окружающей среды. Так, основной внешней нагрузкой на несущую систему станка являются силы резания. Внешней нагрузкой для несущей системы стола здесь служит вес обрабатываемой детали.

Этап II (блоки 2–4). На этапе моделирования компоновки станка формируются граничные условия (силовые и кинематические) для отдельных несущих конструкций; несущие конструкции здесь имеют упрощенную геометрию поперечного сечения. В результате решения задачи устанавливается полный набор граничных условий (силовых, кинематических) для отдельной базовой детали. Это позволяет в отличие от классического метода проектирования далее рассматривать базовые детали независимо друг от друга.

Этап III (блоки 5–8). На этапе моделирования отдельной несущей конструкции получаем оптимальную конструкцию с реальной геометрией поперечного сечения и минимально возможной массой при удовлетворении граничных условий, полученных на первом этапе.

Этап IV (блок 9). Проводится динамический анализ или имитационное моделирование для типовых условий эксплуатации несущей системы с оптимальными базовыми деталями.

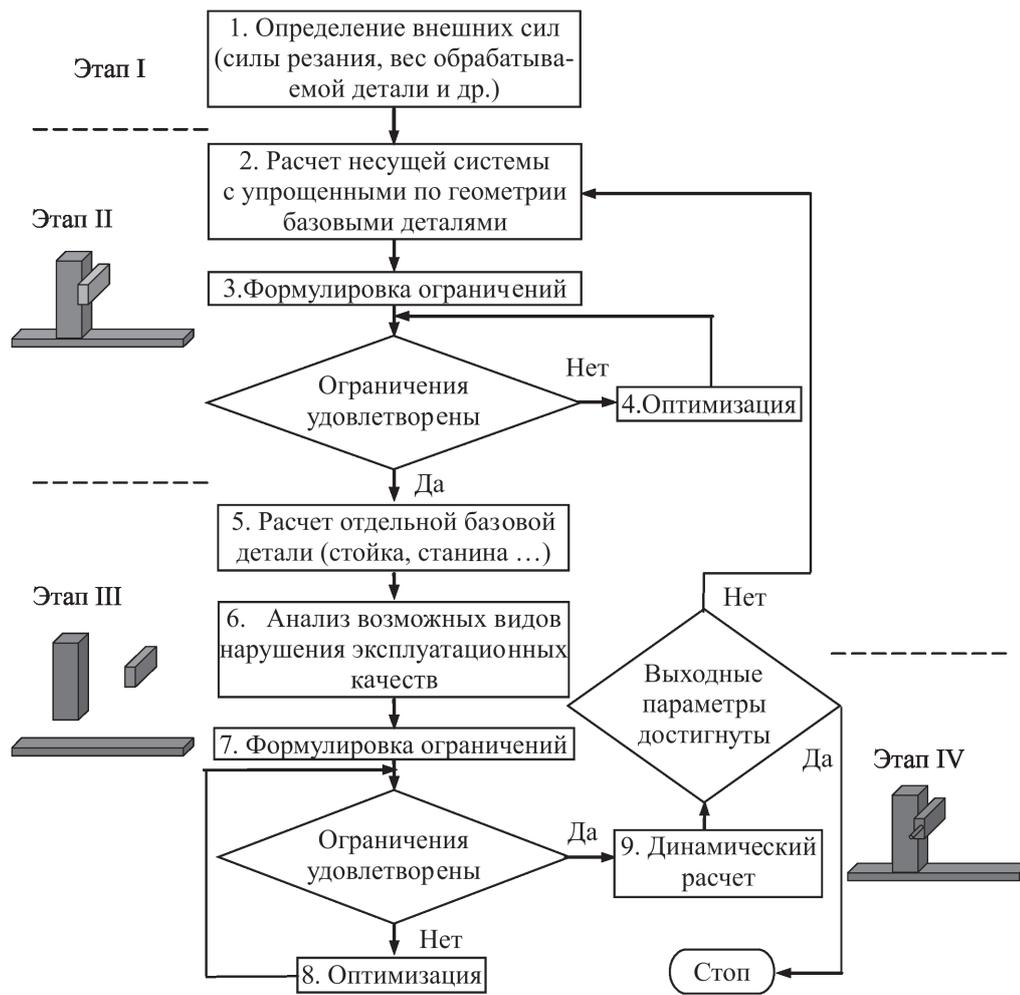


Рис. 1. Блок-схема проектирования базовых деталей МС

Цель настоящей работы – обоснование использования данной технологии для проектирования несущих конструкций других типов станков, в частности, токарно-карусельного станка и горизонтального координатно-расточного станка.

1. Токарно-карусельный станок

Постановка задачи. В работе [3] на основе анализа чувствительности рассматривается оптимизация несущей системы одностоечного токарно-карусельного станка модели 1К540Ф1 (рис. 2). Варианты конструкций несущей системы станка оценивались по четырем показателям: масса и податливость системы в зоне обработки по координатным осям x , y , z . Используя исходные данные работы [3], рассмотрим проектирование несущих конструкций этого станка по предлагаемой технологии [1], в которой используются прямые методы оптимизации [4–6].

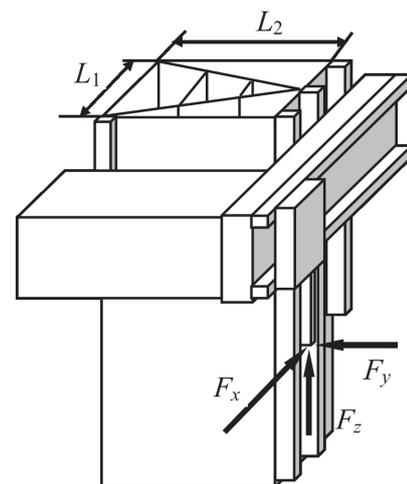


Рис. 2. Модель несущей системы токарно-карусельного станка

На этапе расчета компоновки несущей системы представим конструкции станка в форме оболочечных коробчатых элементов. В соответствии с данными работы [3] принимаем соотношение составляющих силы резания $F_x : F_y : F_z =$

= 0,5 : 1,0 : 0,5 при $F_y = 80$ кН, допускаемые коэффициенты податливости несущей системы $[k_x] = 1,08$ мкм/кН, $[k_y] = 5,89$ мкм/кН, $[k_z] = 1,08$ мкм/кН.

Математическую модель несущей системы представим в следующем виде:

минимизировать

$$\Psi_0 = \sum_{i=1}^n \rho_i V_i \quad (1)$$

при ограничениях на податливость по осям:

$$\left. \begin{aligned} x \quad \psi_1 &= 1 - k_x / [k_x] \geq 0, \\ y \quad \psi_2 &= 1 - k_y / [k_y] \geq 0, \\ z \quad \psi_3 &= 1 - k_z / [k_z] \geq 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

За целевую функцию принимаем массу конструкций. Переменной проектирования является толщина сечения профиля. Податливость несущей системы определяется расчетом по методу конечных элементов, применение которого к станкам рассмотрено в работах [7, 8].

Результаты и обсуждение. В табл. 1 приведен сравнительный анализ результатов расчетов несущей системы станка, полученных в настоящей работе, и базового варианта [3]. Полученные результаты показывают, что вариант 2 имеет лучшие показатели по массе и податливости k_x .

Далее анализируем расчет отдельной базовой детали – стойки, как наиболее податливого элемента станка. Используя метод декомпозиции, рассмотренный в работе [9], выделяем подконструкцию на уровне контакта консоли и стойки (рис. 3). Для этой подконструкции в табл. 2 приведено поле перемещений, полученное на первом этапе (расчет несущей системы). Поперечное сечение подконструкции соответствует базовому варианту (рис. 2). Математическая модель подконструкции аналогична модели (1), (2) с заменой податливости k_i на перемещения δ_i по осям x, y, z . Переменной проектирования яв-

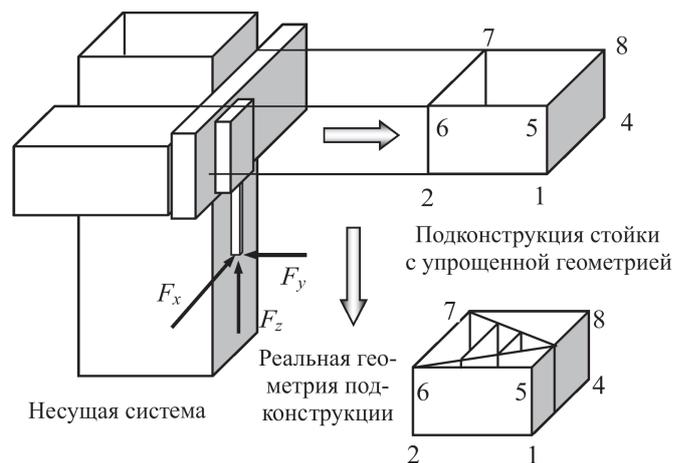


Рис. 3. Подконструкция стойки

Таблица 2

Поле перемещений подконструкции стойки в составе несущей системы

Узел	$\delta_x, 10^{-4}, \text{ м}$	$\delta_y, 10^{-4}, \text{ м}$	$\delta_z, 10^{-4}, \text{ м}$
1	0,1408	0,5201	0,1798
2	0,2325	0,5131	-0,0296
3	0,2175	0,3041	-0,1607
4	0,1357	0,3018	0,0405
5	0,2726	0,7821	0,1769
6	0,3867	0,7810	-0,0155
7	0,3883	0,6088	-0,1717
8	0,2711	0,6080	0,0462

ляется толщина стенки, ребра, горизонтальных пластин. В табл. 3 для заданных перемещений узлов подконструкции (см. табл. 2) приведены результаты для оптимальной стойки. Результаты расчета качественно согласуются с результатами работы [3].

Количественные расхождения в значениях параметров вызваны неполнотой исходных данных в [3]. Так, нет данных по вылету ползуна, контактными деформациям, линейным размерам. Приведенные в табл. 4 результаты расчета несущей системы станка для базового варианта стойки с разными вылетами ползуна показывают существенное влияние этого параметра на податливость станка.

Таблица 1

Результаты расчета несущей системы

Вариант	Параметр		Показатели качества			
	L_1	L_2	k_x	k_y	k_z	Масса
	м		мкм/кН			т
Базовый [3]	1,8	1,6	1,065	1,295	1,075	89,5
1	1,9	1,5	1,013	1,313	1,075	87,9
2	2,0	1,4	0,964	1,339	1,074	86,2

Таким образом, показана возможность расширения разработанной нами технологии рационального проектирования несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков на проектирование станков других типов. Если при проектировании конструкций станка имеется возможность сформу-

Таблица 3 Рассмотрим расчет стойки в соответствии с предложенной технологией рационального проектирования несущих конструкций. Дополнительно к исходным данным, приведенным выше, принимаем размер $H_1 = 0,64$ м [10, см. таблицу]. Конечноэлементная схема стойки имеет 66 узлов, 48 пластинчатых КЭ, шпindelная бабка считается абсолютно твердым телом.

Параметры оптимальной стойки

Вариант	Толщина, мм			Масса, т
	стенка	ребро	пластина	
Базовый [3]	20/40	не варьировалась		32,9
Оптимальный	16,4	16,4	29,6	19,2

Таблица 4

Влияние вылета ползуна на податливость несущей системы

Вылет ползуна, м	k_x	k_y	k_z
	мкм/кН		
0,1	0,448	0,424	1,075
0,4	1,065	1,295	1,075

лизовать целевую функцию в явном виде, то применение прямых методов оптимизации приводит к более быстрым и адекватным решениям.

2. Горизонтальный координатно-расточный станок

Постановка задачи. В работе [10] рассматривается параметрическая оптимизация несущей системы горизонтального координатно-расточного станка мод. 2458 (рис. 4) на основе обобщенного критерия, учитывающего массу несущих конструкций и составляющие относительного перемещения инструмента и заготовки под действием силы резания. Обобщенный критерий оптимальности имеет вид

$$Q = \lambda_1 \frac{f - f_{\text{нл}}}{f_{\text{нх}} - f_{\text{нл}}} + \lambda_2 \frac{V - V_{\text{нл}}}{V_{\text{нх}} - V_{\text{нл}}},$$

где f – перемещение точки приложения силы F_x в результате собственных деформаций стойки под действием только этой силы; V – объем металла деформируемой части стойки; индексами «нл» и «нх» отмечены соответственно наилучшее и наихудшее значения f и V ; λ_i – весовые коэффициенты. Аналитические зависимости для f и V записываются на основе результатов работы [11]. Для одного из расчетов стойки приведены графики (рис. 5) при следующих исходных данных: $h_0 = 2,75$ м, $h = 0,5$ м, $h_0, c = 0,3$ м, $H_{\text{max}} = B_{\text{max}} = 0,91$ м, $\delta_{\text{min}} = 0,014$ м, $\delta_{\text{max}} = 0,027$ м, $F_x = 10$ кН.

Математическая модель для оптимального проектирования конструкции имеет следующий вид:

минимизировать

$$\Psi_0 = \rho \sum_{i=1}^k V_i$$

при ограничениях на перемещение:

$$\Psi_1 = 1 - \frac{u}{[u]} \geq 0,$$

на переменные проектирования:

$$\Psi_2 = V_i \geq 0, i = 1, \dots, k,$$

где k – число пластинчатых конечных элементов (КЭ), $u, [u]$ – расчетное и допускаемое перемещение точки O , V_i – объем i -го конечного элемента. Переменной проектирования является толщина стенки при заданном ограничении на перемещение точки O согласно графику для f (рис. 5).

Результаты и обсуждение. В табл. 5 приведены результаты расчета для двух типоразмеров стойки, выбранных в соответствии с графиком, представленным на рис. 5. Полученные результаты качественно и количественно согласуются с результатами работы [10]. Так, для типоразмера стойки $H \times B = 0,91 \times 0,91$ (м) и соответствующего этому типоразмеру ограничению на перемещение т.О (рис. 5, график f) в результате нашей оптимизации получена толщина стенки $\delta = 0,028$ м, что близко к верхней границе толщины стенки по графику $\delta_{\text{граф}} = 0,027$ м (рис. 5, график δ). Аналогичные результаты получены и для другого типоразмера $H \times B = 0,91 \times 0,58$ (м).

Отметим следующее обстоятельство. В работе [10] результаты достигаются путем варьирования весовых коэффициентов λ_i . Однако эти коэффициенты априорно неизвестны и пути их выбора не вполне очевидны. Согласно нашему подходу подобные результаты достигаются за

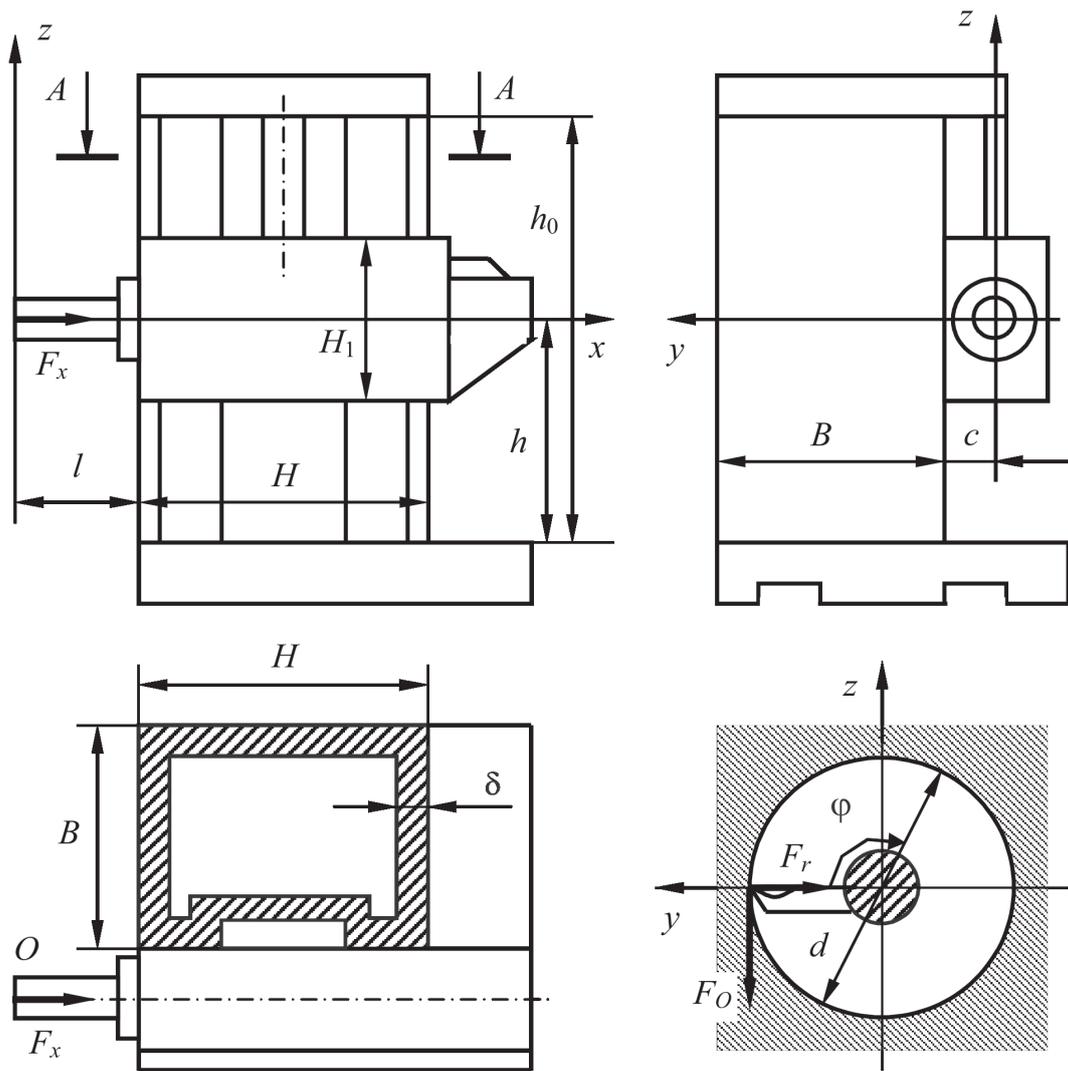


Рис. 4. Расчетная схема горизонтального координатно-расточного станка

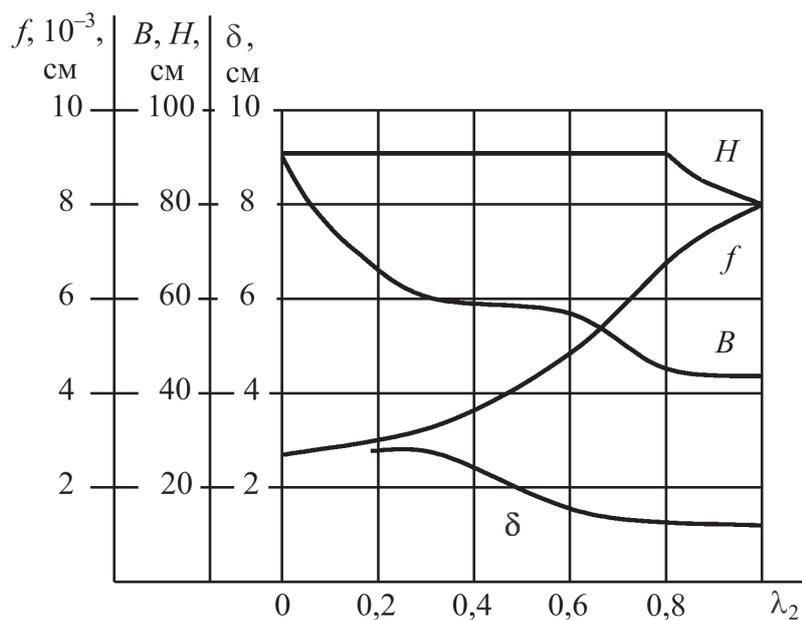


Рис. 5. Изменение параметров, соответствующих оптимальной конструкции стойки, в зависимости от весовых коэффициентов λ_2 и $\lambda_1 = 1 - \lambda_2$ ([5], рис. 4, б)

Таблица 5

Оптимальные параметры стойки

Параметр	Значение параметра	
H , м	0,91	0,91
B , м	0,91	0,58
Ограничение на перемещение т. O (рис. 5, график f), 10^{-5} , м	2,7	5,0
Начальная толщина стенки, м	0,03	0,03
Расчетное перемещение т. O , 10^{-5} , м	2,686	4,993
Оптимальная толщина стенки, м	0,028	0,016
Масса, т	2,19	1,03

счет назначения ограничений, в частности, по жесткости. Назначение этого ограничения более строго, так как связано с точностью механической обработки. Следовательно, при использовании нашей технологии проектирования несущих конструкций станков подтверждается возможность проектирования станков минимально возможной массы на требуемую точность механической обработки.

Наша технология проектирования оптимальных несущих конструкций позволяет также решать и другие вопросы проектирования, в частности, исследовать влияние габаритных размеров H , B , δ на перемещение Δ_y инструмента в направлении по радиусу обрабатываемого отверстия (по оси y), например, при $\varphi = 0$ (см. рис. 4). В связи с отсутствием данных по контактными деформациям в стыках станка и ряда геометрических параметров здесь проведем качественное сравнение полученных результатов с результатами работы [10]. Принимаем соотношение $F_o : F_r : F_x = 1 : 0,5 : 1$ [5], где F_o , F_r , F_x – соответственно окружная, радиальная и осевая составляющие силы резания. В табл. 6 приведены результаты расчета. Анализ полученных результатов показывает, что минимальное значение Δ_y обеспечивается, как и в работе [10], при максимальных размерах H, B сечения и толщине δ стенки стойки, т. е. качественно результаты двух работ совпадают.

Таблица 6

Влияние габаритных размеров стойки на ее жесткость

Параметр	Исходное значение	Границы изменения параметра		Текущее значение параметра		
		min	max			
H , м	0,74	0,60	0,80	0,80	0,80	0,70
B , м	0,66	0,50	0,70	0,70	0,70	0,80
δ , м	0,018	0,01	0,018	0,01	0,018	0,018
Δ_y , 10^{-3} , м	0,165	–	–	0,282	0,145	0,152

Вывод

Проведенные исследования показали, что рассмотренная технология рационального проектирования несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков, реализующая совместную работу метода конечных элементов и методов оптимизации, может успешно применяться при проектировании других типов металлорежущих станков. В условиях, когда задача проектирования может быть сведена к одной целевой функции и ограничениям, данная технология рационального проектирования позволяет быстро и с достаточной точностью получать рабочий вариант конструкции.

Список литературы

1. Атапин В.Г. Проектирование несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков с учетом точности, производительности, массы // Вестник машиностроения. – 2001. – № 2. – С. 3 – 6.
2. Атапин В.Г. Оптимизация несущей системы стола тяжелого многоцелевого станка // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2006. – № 4(33). – С. 30–32.
3. Хомяков В.С., Яцков А.И. Оптимизация несущей системы одностоечного токарно-карусельного станка // Станки и инструмент. – 1984. – №5. – С.14–16.
4. Haug E. J., Choi K. K., Komkov V. Design Sensitivity Analysis of Structural Systems. Volume 177 of Mathematics in Science and Engineering, Academic Press, Orlando, FL, 1986. 381 p.

5. *Reklaitis G.V., Ravindran A., Ragsdell K.M.* Engineering Optimization: methods and applications. New York, Wiley, 1983. 684 p.

6. *Bunday B.D.* Basic optimization methods. Edward Arnold, London. 1984.

7. *Витес Б.И., Гроссман В.М., Кравцов О.А.* Проектирование корпусных деталей металлорежущих станков с использованием метода конечных элементов // Станки и инструмент. – 1991. – № 5. – С. 13–14.

8. *Пахмутов В.А., Шалдыбин А.Я.* Использование метода конечных элементов для анализа конструкций базовых деталей тяжелых станков // Станки и инструмент. – 1992. – № 2. – С. 11–13.

9. *Атапин В.Г.* Метод декомпозиции в проектировании многоцелевых станков // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2014. – № 1 (62). – С. 61–68.

10. *Каминская В.В., Гильман А.М., Егоров Ю.Б.* Об автоматизированных расчетах оптимальных размеров деталей и узлов станков // Станки и инструмент. – 1975. – № 3. – С. 2–5.

11. *Каминская В.В., Левина З.М., Решетов Д.Н.* Станины и корпусные детали металлорежущих станков – М.: Машгиз, 1960. – 362 с.

OBRAOTKA METALLOV

(METAL WORKING AND MATERIAL SCIENCE)

N 2(63), April – June 2014, Pages 83–90

Intelligent design of carrying systems of serial metal-cutting machines

Atapin V.G., D.Sc. (Engineering), Professor, e-mail: metal_working@mail.ru

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

Abstract

Questions of practical use of the technology of intelligent design of carrying systems of heavy multi-purpose machines developed by us and design of other types of metal-cutting machines – horizontal coordinate-boring machine, single-standard turning-merry-go-round machine are considered. The technology has four stages: 1) calculation of all external forces and loads, 2) formation of the boundary conditions (force, kinematics) for individual carrier constructions, 3) solution to the problem of final optimal distribution of a material by the individual supporting constructions with the real cross-section, 4) dynamic analysis. Results of calculation are compared to known literature data for these machines, received by other methods. Divergences in results of calculation are a consequence of not full basic data on these machines, presented in literature. Possibility of spread of technology of heavy multi-purpose machines carrying systems design on other types of machines is confirmed. It is shown that in case of possibility of objective function formation in an explicit form, usage of the direct optimization methods leads to faster and adequate decisions.

Keywords:

Intelligent design; Horizontal coordinate-boring machine; Single-standard turning-merry-go-round machine; Carrying system; Finite elements method; Optimization methods.

References

1. *Atapin V.G.* Proektirovanie nesushchikh konstruktsii tiazhelykh mnogotselevykh stankov s uchetom tochnosti, proizvoditel'nosti, massy [The structural design of heavy machining centers based on accuracy, productivity, mass]. *Vestnik Mashinostroeniya - Russian Engineering Research*, 2001, no 2, pp. 3–6.

2. *Atapin V.G.* Optimizatsiia nesushchei sistemy stola tiazhelogo mnogotselevogo stanka [Optimization of the support system of the heavy machining center table]. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) – Metal Working and Material Science*, 2006, no. 4 (33), pp. 30–32.

3. *Khomiakov V.S., Iatskov A.I.* Optimizatsiia nesushchei sistemy odnostoechnogo tokarno-karusel'nogo stanka [Optimization of the support system of single-column vertical turning and boring lathe]. *Stanki i instrument – Russian Engineering Research*, 1984, no. 5, pp.14–16.

4. Haug E. J., Choi K. K., Komkov V. *Design Sensitivity Analysis of Structural Systems*. Volume 177 of Mathematics in Science and Engineering, Academic Press, Orlando, FL, 1986. 381 p.
5. Reklaitis G.V., Ravindran A., Ragsdell K.M. *Engineering Optimization: methods and applications*. New York, Wiley, 1983. 684 p.
6. Bunday B.D. Basic optimization methods. Edward Arnold, London. 1984.
7. Vites B.I., Grossman V.M., Kravtsov O.A. Proektirovanie korpusnykh detalei metallo-rezhushchikh stankov s ispol'zovaniem metoda konechnykh elementov [Design of body parts of machine tools using finite element method]. *Stanki i instrument - Russian Engineering Research*, 1991, no. 5, pp. 13–14.
8. Pakhmutov V.A., Shaldybin A.Ya. Ispol'zovanie metoda konechnykh elementov dlia analiza konstruktсии bazovykh detalei tiazhelykh stankov [Using the finite element method for the analysis of structures of basic parts of heavy machines]. *Stanki i instrument - Russian Engineering Research*, 1992, no. 2, pp. 11–13.
9. Atapin V.G. Metod dekompozitsii v proektirovanii mnogotslevykh stankov [Decomposition method in design of multifunctional machines]. *Obrabotka metallov (tekhnologiya, oborudovanie, instrumenty) - Metal Working and Material Science*, 2014, no. 1 (62), pp. 61–68.
10. Kaminskaja V.V., Gil'man A.M., Egorov Yu.B. Ob avtomatizirovannykh raschetakh optimal'nykh razmerov detalei i uzlov stankov [An automated calculation of the optimum sizes of parts and assemblies of machine tools]. *Stanki i instrument - Russian Engineering Research*, 1975, no. 3, pp. 2–5.
11. Kaminskaja V.V., Levina Z.M., Reshetov D.N. *Staniny i korpusnye detali metallo-rezhushchih stankov* [Machine beds and case parts of machine tools]. Moscow, Mashgiz Publ., 1960. 362 p.

Received 10 Mart 2014

Revised 6 May 2014

Accepted 15 May 2014