

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОРПУСА ШПИНДЕЛЬНОЙ БАБКИ ТЯЖЕЛОГО МНОГОЦЕЛЕВОГО СТАНКА

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

Статья поступила 15 января 2012 года

630092, г. Новосибирск, пр. К. Марса, 20, Новосибирский государственный
технический университет, e-mail: obrmet@ngs.ru

Рассматривается оптимальное проектирование корпуса шпиндельной бабки тяжелого многоцелевого станка на основе интегрированной работы метода конечных элементов и методов оптимизации.

Ключевые слова: многоцелевой станок, шпиндельная бабка, оптимальное проектирование, метод конечных элементов, методы оптимизации.

Введение

В соответствии с технологией проектирования рациональных несущих конструкций [1, 2] в настоящей статье рассматривается этап проектирования отдельной несущей конструкции – корпуса шпиндельной бабки, входящей в состав несущей системы тяжелого многоцелевого станка (рис. 1). Шпиндельная бабка скомпонована со стойкой, имеет подвижность в вертикальном направлении и предназначена для размещения горизонтально выдвижного шпинделя, ползуна

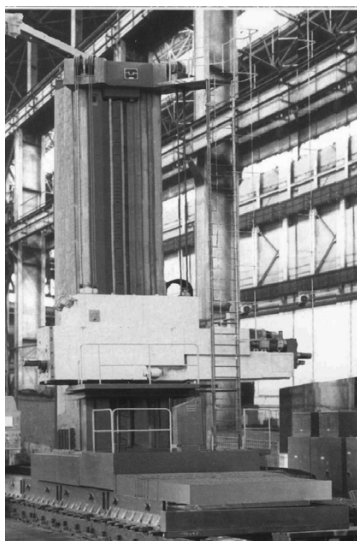


Рис. 1. Тяжелый многоцелевой станок сверлильно-фрезерно-расточной группы

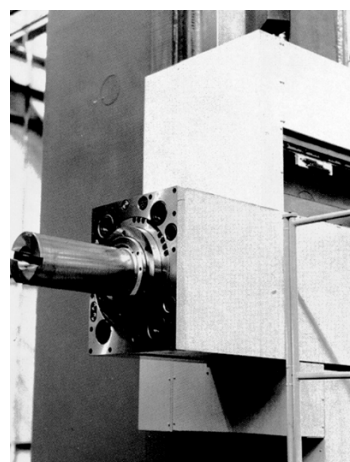


Рис. 2. Шпиндельная бабка с выдвижным ползуном и шпинделем

и других элементов, например привода (рис. 2). При проектировании шпиндельной бабки на предприятии решен ряд задач по достижению заданных величин точности, стабильности, надежности и долговечности. Анализ характерных нарушений положения оси шпинделя выявил следующие причины (рис. 3):

- осадка Δ_1 и Δ_2 оси шпинделя в вертикальной плоскости;
- нестабильная траектория конца шпинделя при движении в направлении оси шпинделя;
- скручивание α корпуса ползуна.

Рассмотрим в этой связи наиболее распространенные компоновки шпиндельных бабок

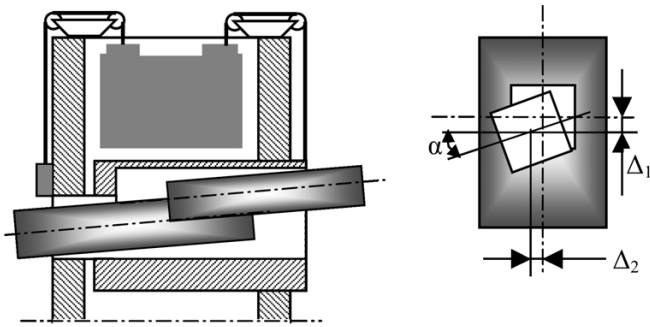


Рис. 3. Схема погрешностей положения шпиндельной бабки и ползуна

тяжелых горизонтальных фрезерно-расточных станков, имеющих ползун.

1. Компоновка с облегченным ползуном, у которого главный привод и привода подач вынесены на сани закрытого профиля, механическая энергия передается на ползун длинными шлицевыми валами. Места крепления подвески расположены в верхней части корпуса. Компоновка позволяет сконструировать симметричный ползун, замкнуть профиль саней, увеличить величину хода. Недостатком компоновки является наличие длинных шлицевых валов относительно небольшого диаметра.

2. Компоновка с разгружающими роликами на ползуне, главный привод и привод подач встроены в ползун. Для уменьшения удельных давлений на направляющие скольжения ползун снабжен разгружающими роликами, установленными на кронштейн в районе общего центра тяжести ползуна. Ролики опираются на балку, являющуюся частью подвески. Недостаток компоновки – неидентичность траектории оси шпинделя при движении в прямом и обратном направлении.

3. Компоновка с открытыми С-образного профиля санями, стянутыми поперечной балкой в месте передней заделки ползуна. Сила веса ползуна действует на нижнюю полку С-образного профиля, места крепления подвески размещены на верхней части. Недостатком компоновки является возможность раскрытия саней, что приводит к неравномерному износу направляющих.

Доля изгиба и кручения конструкций рассмотренных компоновок шпиндельных бабок достигает 90 % в общем балансе деформаций.

В серийной конструкции шпиндельной бабки рассматриваемого здесь тяжелого многоцеле-

вого станка (см. рис. 1) до 40 % конструктивных элементов бабки работают на растяжение и сжатие, 60 % – на прямой изгиб. Это обеспечивают следующие мероприятия:

- симметричная закрытая компоновка саней исключает их изгиб в плоскости, перпендикулярной оси шпинделя;
- подвеска шпиндельной бабки в точках Бесселя с расстоянием между ними $0,554l$ (l – длина корпуса шпиндельной бабки) [3] обеспечивает наименьшие прогибы от собственного веса корпуса бабки (условие максимальной жесткости);
- обеспечивается постоянный прогиб ползуна при разных величинах консольности и независимость удельных давлений в направляющих от вылета ползуна;
- введена термосимметричная компоновка узлов и др.

Анализ реакций серийной несущей конструкции

Цель такого анализа – исследование реакции конструкции (перемещения, напряжения и др.) на действие внешних нагрузок. Результаты анализа служат основой для формирования математических моделей несущих конструкций на этапе оптимального проектирования.

Корпус шпиндельной бабки представляет собой пространственную тонкостенную конструкцию со сложным поперечным сечением (многосвязный контур, разная толщина стенок и др.) и моделируется пластинчатым прямоугольным четырехузловым конечным элементом (рис. 4).

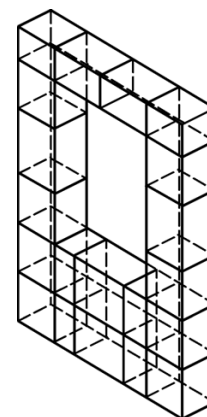


Рис. 4. Фрагмент поперечного сечения корпуса шпиндельной бабки с конечно-элементной сеткой

Внешней нагрузкой являются собственные веса корпуса шпиндельной бабки и ползуна со шпинделем, силы резания (черновое торцовое фрезерование) (рис. 5). Полагаем, что в местах контакта бабки с направляющими стойки и подвеса бабки на тросах отсутствуют линейные перемещения, т.е. исследуется деформированное состояние собственно корпуса бабки.

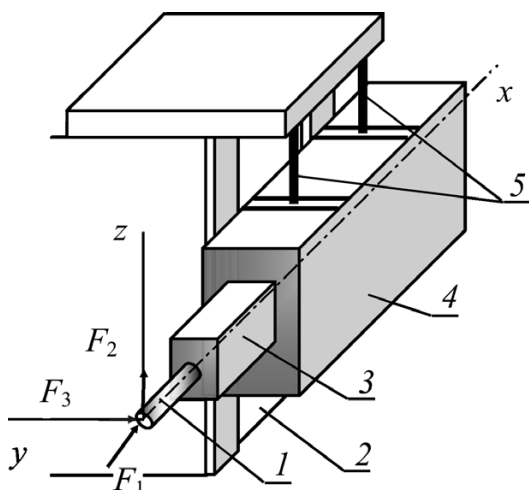


Рис. 5. Схема нагружения корпуса
шпиндельной бабки:

1 – шпindelь; 2 – стойка; 3 – ползун;
4 – корпус шпindelьной бабки; 5 – трос

При решении задач, связанных с расчетом конструкций по методу конечных элементов (МКЭ) и с интегрированной работой МКЭ и методов оптимизации, использовалось авторское программное обеспечение [4]. На рис. 6 приведена блок-схема программного обеспечения, которое предназначено для решения задач линейной статики (используется метод конечных элементов), оптимального проектирования конструкций (параметрическая оптимизация), динамики. Основная программа вызывает следующие подпрограммы: INPUT – считывание исходных данных и формирование массивов данных для работы всех подпрограмм; STAT – решение задач статики; OPT – решение задач параметрической оптимизации; REAK – вычисление реакций отдельного конечного элемента; FORMK – формирование матрицы жесткости конструкции; SOLVE – решение системы алгебраических уравнений; STRESS – вычисление напряжений в конечном элементе; STAB – решение задач устойчивости; FREG – решение задачи на собственные значения (собственные частоты); DIN – решение задач динамики.

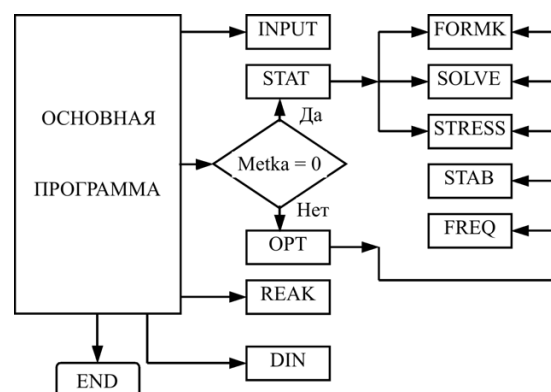


Рис. 6. Блок-схема программного обеспечения

Тестирование ПО проводилось на различных эталонных решениях или задачах с известными в литературе решениями. Так, при решении задачи оптимизации с ограничениями основным методом ее решения в работе является метод штрафных функций [5] в форме

$$\varphi(\mathbf{X}, r) = \psi_0 + r \sum_{j=1}^J \left(\frac{1}{\psi_j} \right),$$

где $\mathbf{X}$ – вектор переменных проектирования; ψ_0 – целевая функция (например, масса конструкции); r – малый положительный параметр; ψ_j – ограничения задачи. Итерационная процедура вычислительного метода штрафных функций на k -м шаге минимизирует функцию

$$\varphi(\mathbf{X}, r_k) = \psi_0 + r_k \sum_{j=1}^J \left(\frac{1}{\psi_j} \right)$$

методом Давидона–Флетчера–Пауэлла (ДФП). В свою очередь, метод ДФП использует при одномерном поиске кубическую интерполяцию. Для тестирования метода штрафных функций рассмотрена следующая задача, имеющая точное решение [6] (табл. 1):

минимизировать $\psi_0 = (X_1 - 1)(X_1 - 2)(X_1 - 3)$

при ограничениях $X_1 \geq 0, X_2 \geq 0, X_3 \geq 0, X_3 \leq 5,$
 $X_3^2 - X_1^2 - X_2^2 \geq 0,$
 $X_1^2 + X_2^2 + X_3^2 - 4 \geq 0.$

Преобразованная задача принимает следующий вид:

$$\begin{aligned} \varphi(\mathbf{X}, r) = & \psi_0 + r[1/(X_3^2 - X_1^2 - X_2^2) + \\ & + 1/(X_1^2 + X_2^2 + X_3^2 - 4) + \\ & + 1/(5 - X_3) + 1/X_1 + 1/X_2 + 1/X_3]. \end{aligned}$$

Таблица 1

Результаты тестирования метода штрафных функций
(начальная точка $X^{(0)} = [0,1; 2,0; 2,1]$)

Метод	Число итераций	Значение Ψ_0	Значения переменных		
			X_1	X_2	X_3
Точное решение (истинный минимум)	–	$-6 + \sqrt{2}$	0	$\sqrt{2}$	$\sqrt{2}$
Решение [6]	48	-4,585752	1,619098E-06	1,414208	1,41423
Авторская программа	43	-4,585750	1,763193E-06	1,414223	1,414231

Деформированное состояние поперечного сечения корпуса бабки в плоскостях yz и xz показано на рис. 7 для расчетной схемы, имеющей 612 узлов, 1044 конечных элемента. Максимальные напряжения не превышают 10,3 МПа. Смещение центра симметрии шпинделя составляет $1 \cdot 10^{-4}$ м, $2,3 \cdot 10^{-5}$ м, $3,5 \cdot 10^{-6}$ м по осям y , z , x соответственно. Картина деформаций показывает, что необходимо усиление правой боковой стенки, для которой отсутствует поддержка со стороны стойки.

Анализ формы поперечного сечения. Корпус шпиндельной бабки и ползуна имеют форму параллелепипеда. Представляет интерес исследование формы поперечного сечения серийных конструкций (прямоугольник) в условиях косоугольного изгиба от составляющих сил резания F_2 и F_3 (см. рис. 5), которые для чистового торцового фрезерования равны $F_2 = 2,1$ кН, $F_3 = 3,0$ кН.

Жесткость поперечного сечения при косоугольном изгибе определяется соотношением моментов

инерции I_y и I_z [3]. В связи с непостоянством величины и направления силы резания желательно, чтобы поперечное сечение обладало одинаковой жесткостью в любом направлении. Это возможно в случае поперечного сечения в форме квадрата, т.е. $I_y/I_z = 1$. В нашем случае поперечное сечение ползуна и корпуса бабки имеет отношение $I_y/I_z > 1$.

Для анализа формы поперечного сечения ползуна сделаем вспомогательное построение (рис. 8): опишем вокруг прямоугольника, имеющего размеры серийной конструкции, окружность, считая, что это возможная рабочая зона, внутри которой варьируются размеры b , h . Используя формулы сопротивления материалов для моментов инерции при изгибе [3], выразим их через одну переменную, например высоту сечения h , с учетом, что $D^2 = h^2 + b^2$:

$$I_y = (\sqrt{D^2 - h^2}) h^3 / 12, \quad I_z = (\sqrt{D^2 - h^2})^3 h / 12.$$

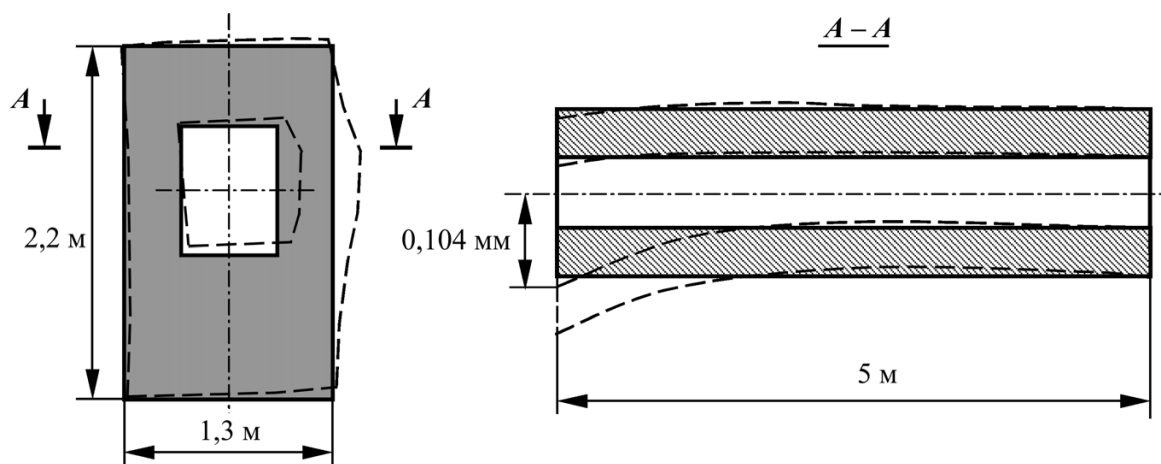


Рис. 7. Деформированное состояние корпуса шпиндельной бабки

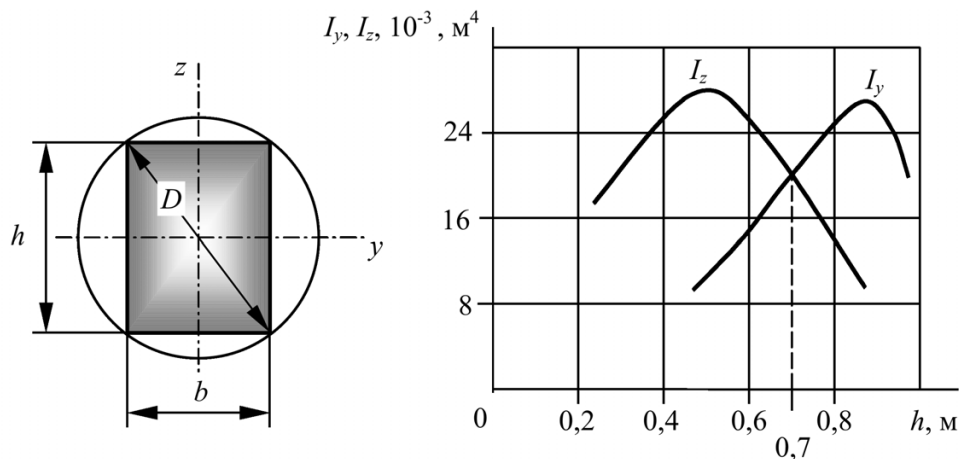


Рис. 8. Изменение моментов инерции поперечного сечения ползуна

Графики $I_y = I_y(h)$, $I_z = I_z(h)$ при $D = \text{const}$ представлены на рис. 8. Для серийного сечения с $b = 0,6$ м, $h = 0,8$ м имеем почти максимум значения I_y и очень малое значение I_z , хотя соотношение сил иное – $F_2 < F_3$. Таким образом, данная форма поперечного сечения с соотношением $I_y/I_z = 1,85$ обладает наименьшей жесткостью по направлению наибольшей составляющей силы резания. Соотношение $I_y/I_z = 1$ имеет место при $h = 0,7$ м.

▪ Поперечное сечение корпуса шпиндельной бабки является сложным (рис. 9). Центр

наибольшей силы. Соотношение $I_y/I_z = 1$ имеет место при $h = 1,84$ м.

Таким образом, проведенный анализ реакций конструкций на внешние воздействия показал, что для рассмотренных конструкций имеются резервы по улучшению их компоновки. Так как наибольшая составляющая силы резания действует в горизонтальном направлении (по оси y), необходимо увеличить габаритный размер рассмотренных конструкций по этой оси, приближая сечение к форме квадрата.

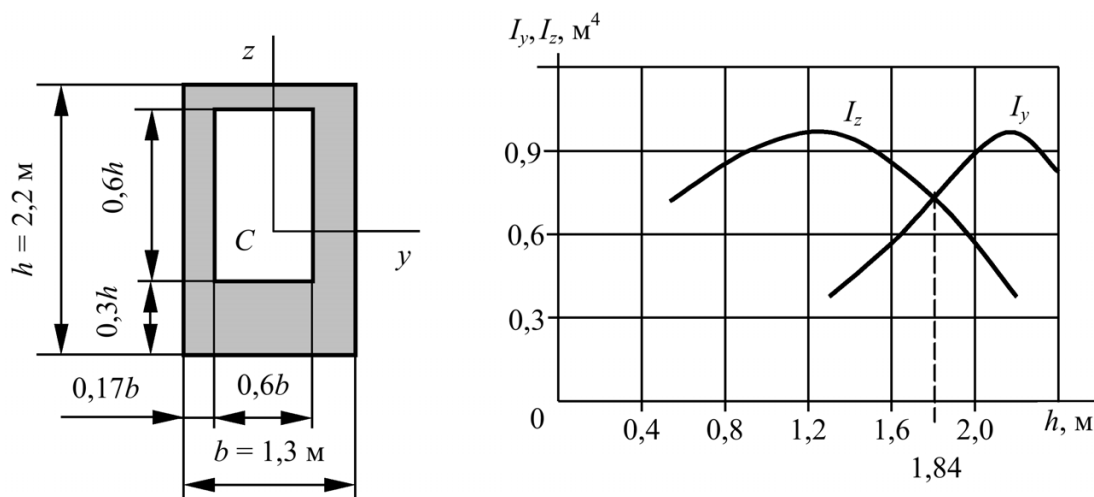


Рис. 9. Поперечное сечение и изменение моментов инерции сечения корпуса шпиндельной бабки

тяжести такого сложного сечения определяется по формулам сопротивления материалов [3] и имеет координаты $y_C = 0,517b$, $z_C = 0,444h$. Соотношение моментов инерции, вычисленных с использованием формул сопротивления материалов, равно $I_y/I_z = 2,65$, т.е. сечение также имеет наименьшую жесткость по направлению

Оптимальное проектирование корпуса шпиндельной бабки

В работе [2] на этапе проектирования несущей системы станка были определены внешние габаритные размеры несущих конструкций, отвечающие оптимальному варианту. Так, для корпуса

Таблица 2

Результаты расчета

Проект	Размеры сечения, м	Толщина, мм				Масса, т
		Боковые стенки	Внутренние стенки	Под направляющими	Низ	
Базовый	1,3·2,2	22; 30	12,0	30,0	40,0	13,31
Оптимальный	1,7·2,0	18,8; 24,4	9,8	32,2	32,2	11,81

шпиндельной бабки имеем размеры поперечного сечения $bh = 1,7 \cdot 2,0$ м, а размеры поперечного сечения ползуна $bh = 0,8 \cdot 0,8$ м. Далее на этапе расчета отдельной конструкции с реальной геометрией определяют недостающие размеры, здесь – толщину стенок. Расчетная схема корпуса шпиндельной бабки соответствует рис. 5.

Задача проектирования корпуса шпиндельной бабки формулируется как задача математического программирования в виде

$$\text{минимизировать (масса)} \quad \psi_0 = \rho \sum_{i=1}^k V_i \quad (1)$$

при ограничениях

$$\text{на перемещения} \quad \psi_1 = 1 - \delta / [\delta] \geq 0,$$

$$\text{на напряжения} \quad \psi_2 = 1 - \sigma_{\text{экв}} / [\sigma] \geq 0$$

$$\text{на переменные проектирования} \quad \psi_3 = V_i \geq 0, \\ i = 1, \dots, k,$$

где k – число пластинчатых конечных элементов; ρ – плотность материала; V – объем конечного элемента; δ , $[\delta]$ – расчетные и допускаемые перемещения; $\sigma_{\text{экв}}$, $[\sigma] = 100$ МПа – эквивалентное и допускаемое напряжения.

Переменной проектирования является толщина стенки корпуса. Допускаемые перемещения равны перемещениям, найденным на этапе расчета несущей системы станка [2].

Задача (1) решается методом штрафных функций в форме

$$\varphi = \psi_0 + r \sum_{i=1}^3 (1 / \psi_i), \quad (2)$$

где r – малый положительный параметр. Основные результаты расчета приведены в табл. 2.

Таким образом, предварительное рассмотрение анализа реакций корпуса шпиндельной бабки на внешние воздействия и анализа формы поперечного сечения установило пути возможного улучшения конструкций. Проведенное далее оптимальное проектирование шпиндельной бабки с реальной геометрией поперечного сечения позволило найти недостающие геометрические размеры и предложить корпус шпиндельной бабки меньшей массы.

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. Расчетное проектирование несущих конструкций тяжелых многоцелевых станков // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). – 2011. – № 3(52). – С. 27–34.
3. Атапин В.Г. Сопротивление материалов. Базовый курс. Дополнительные главы: учебник / В.Г. Атапин, А.Н. Пель, А.И. Темников. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2011. – 508 с. – (Серия «Учебники НГТУ»).
4. Атапин В.Г., Гапонов И.Е., Павин А.Г. Автоматизация проектирования тяжелых многоцелевых станков // I Всесоюзный съезд технологов-машиностроителей. – М., 1989. – С. 42–43.
5. Реклейтис Г. Оптимизация в технике: В 2 кн. / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгсдел. – М.: Мир, 1986. – Кн. 1. – 350 с. – Кн. 2. – 320 с.
6. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс: пер. с англ. – М.: Радио и связь, 1988. – 128 с.

Optimization spindle head of metal-cutting machine-tool

V.G. Atapin

Optimization spindle head of metal-cutting machine-tool on the base of integration work of finite elements method and optimization methods is considered.

Key words: metal-cutting machine-tools, spindle head, design, finite elements method, optimization methods.