

ТАЙ ЗАР ЧЖО НЬОНТ

**ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ КОНСТРУКЦИИ СТОЕК
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ НА ОСНОВЕ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО
КРИТЕРИЯ КАЧЕСТВА**

Специальность:

05.02.07 - Технология и оборудование механической и
физико-технической обработки

АВТОРЕФЕРАТ

**диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук**

Зубов

Москва 2013

Работа выполнена в федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования (ФГБОУ ВПО) «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана» на кафедре «Металлорежущие станки» МТ-1.

Научный руководитель: **Утенков Владимир Михайлович**,
доктор технических наук, профессор.
«Московский государственный
технический университет имени
Н.Э.Баумана», заведующий кафедрой
металлорежущих станков (МТ-1).

Официальные оппоненты: **Гаврюшин Сергей Сергеевич**,
доктор технических наук, профессор.
«Московский государственный
технический университет имени
Н.Э.Баумана», заведующий кафедрой
компьютерных систем автоматизации
производства (РК-9).
Гиловой Леонид Янович,
кандидат технических наук, доцент.
Кафедра «СТАНКИ», «Московский
государственный технологический
университет СТАНКИН».

Ведущая организация: **ОАО «ЭНИМС»**

Защита диссертации состоится «26» июни 2013 г. в ____ часов ____ минут на заседании диссертационного совета Д 212.141.06 при Московском государственном техническом университете имени Н.Э. Баумана по адресу: 105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., д.5.

Ваш отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенных просим направлять по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им. Н.Э. Баумана

Автореферат разослан «29» мая 2013 г.
Учёный секретарь
диссертационного совета,

Доктор технических наук, доцент



Михайлов В.П.



ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы:

Доля податливости корпусных деталей в общем балансе упругих смещений металлорежущего станка (МС) может составлять более 50%. Вес корпусных деталей составляют 80-85% от веса всего станка. Поэтому экономия металла наиболее эффективна в направлении снижения массы этих деталей при заданной их жесткости.

В балансе упругих смещений станка значительна доля упругих смещений коробчатых корпусных деталей к которым относятся станины, стойки, корпуса шпиндельных бабок и т.д. Несущие системы многоцелевых и расточных станков в основном komponуются на базе стоек (вертикальных станин). Они являются базовыми деталями, на которых располагаются направляющие шпиндельных бабок. В основном, ограничение упругих деформаций коробчатых деталей, в том числе стоек, достигается увеличением толщины стенок, то есть увеличением металлоемкости конструкций.

Актуальность исследований в указанном направлении подтверждает начало реализации подпрограммы "Развитие отечественного станкостроения и инструментальной промышленности" на 2011 - 2016 годы. При этом отечественные станкостроительные предприятия начали научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по созданию токарно-фрезерных высокоточных обрабатывающих центров с числовым программным управлением (ОАО «САСТА»), прецизионных токарно-шлифовальных станков (ООО «Торговый дом «РСЗ»), ультрапрецизионных круглошлифовальных станков (ООО ВСЗ «Техника»). Разрабатываются типовые проекты модернизации наиболее массовых видов токарных, фрезерных, шлифовальных, зубообрабатывающих станков и обрабатывающих центров.

Поэтому актуальной становится совершенствование методов проектирования МС, в частности разработка методики проектирования стоек, имеющих достаточную жесткость при минимальном весе конструкции.

Цель работы: Уменьшение металлоемкости стоек металлорежущих станков при их заданной жесткости на основе наиболее эффективных моделей оптимизации.

Для достижения поставленной цели потребовалось решение следующих **основных задач:**

1. Выбор и обоснование метода оптимизации параметров стоек.
2. Формирование моделей оптимизации стоек с учетом требований выбранного метода, особенностей конструкции стоек и схем их нагружения.
3. Расчет оптимальных параметров стоек при различных схемах нагружения.
4. Экспериментальная оценка точности расчетных моделей.

Научной новизной работы является теоретически обоснованная и экспериментально подтвержденная методика проектирования стоек МС, имеющих достаточную жесткость при минимальном весе конструкции. Она основывается на разработанном на кафедре «Металлорежущие станки» МГТУ

им. Н.Э.Баумана методе баланса градиентов (БГ-метод), являющемся разновидностью метода оптимизации с мультипликативными критериями.

Признаками научной новизны обладают:

1. Алгоритмы оптимизации конструкции стоек МС для различных схем нагружения.
2. Формулировка целевой функции и решение оптимизационной задачи по технико-экономическому критерию.
3. Определенные на основе макетирования и математического моделирования варианты конструкций стоек, наиболее эффективно решающие задачи понижения их металлоемкости при заданной жесткости.

Практическая значимость работы:

1. Для стандартных схем нагружения установлены оптимальные зависимости для параметров стоек МС.
2. Установлены области использования БГ-метода при проектировании корпусных деталей.
3. Разработана методика исследования жесткости моделей стоек металлорежущих станков.

Методы исследования. При выполнении диссертационной работы использовались основные положения теории упругости, методы исследования операций, методы макетирования и метод конечных элементов (МКЭ). Проведены экспериментальные исследования жесткости моделей стоек МС, подтверждающие возможность практического использования выбранной методики моделирования. Выполнено конечно-элементное моделирование исследуемого процесса деформирования стоек МС в программной среде ANSYS, также доказывающее возможность и целесообразность использования на начальных этапах конструирования МС, когда выбирают параметры поперечного сечения стойки нового станка, сравнительно простого для реализации БГ-метода.

Достоверность и обоснованность научных положений и выводов диссертационной работы обусловлена корректным применением математических методов, достоверностью разработанных моделей и подтверждена сравнением результатов теоретических исследований с экспериментальными данными.

Результаты, изложенные в диссертационной работе получены лично соискателем на основании теоретических и практических изысканий.

Основные положения, выносимые на защиту:

Предложен метод оптимизации корпусных коробчатых деталей металлорежущих станков, в частности стоек, (БГ-метод), который позволяет получать оптимальные соотношения параметров конструкции стоек МС, включая параметры периметра их сечения и параметры внутренних ребер, а также сравнительные оценки влияния этих параметров, включая толщину стенки на функционал качества.

Апробация работы:

Результаты исследований докладывались и обсуждались на все российской научно-технической конференции в МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2008, на общеуниверситетской научно-технической конференции в 2010 и на

ХII международном симпозиуме «Уникальные феномены и универсальные ценности культуры» (Москва, 2010).

Публикаций: Основные научные результаты диссертации отражены в 6 научных работах, в том числе – в 5 научных статьях, опубликованных в журналах из Перечня ведущих рецензируемых научных журналов и изданий.

Структура и объем работы:

Диссертация состоит из введения, 5 глав, общих выводов, списка литературы и 2 приложений. Диссертационная работа изложена на 156 страницах, содержит 46 иллюстраций, и 11 таблиц. Библиография включает 81 наименования.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы.

В первой главе содержится анализ методов уменьшения металлоемкости стоек металлорежущих станков и обосновывается выбор модели их оптимизации. Направления обеспечения жесткости коробчатых корпусных деталей при ограничении их металлоемкости делятся на расчетные модели (Орлов П.И.), расчетно-экспериментальные модели (Опитц Г., Решетов Д.Н.).

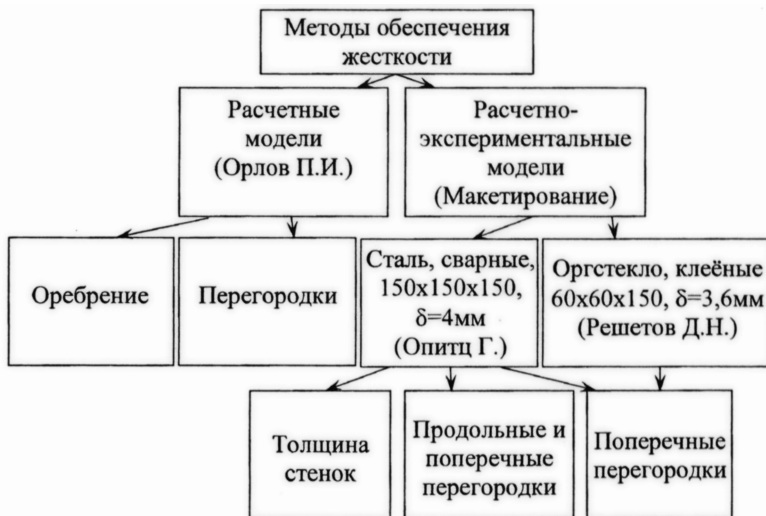


Рис.1. Методы обеспечения жесткости корпусных коробчатых деталей технологического оборудования при ограничении их металлоемкости

Для профилей прямоугольного и квадратного сечения (детали типа плит) рассмотрено влияние ребер на жесткость корпусной коробчатой детали с ребрами, расположенными в плоскости действия изгибающего момента, при изгибе и кручении. Определена эффективность использования перегородок. Показано, что возможно существенное повышение эффективности

конструирования корпусных коробчатых деталей при использовании процедуры оптимизации конструкций.

Критерии оптимизации конструкции корпусных деталей МС включают массу (металлоемкость) и жесткость (податливость) детали. При этом в наибольшей степени используются аддитивные, мультипликативные критерии оптимизации и штрафные функции. В табл.1 представлены примеры моделей оптимального проектирования корпусных деталей станков (в табл. е- податливость, m -масса детали).

Таблица 1.

Модели оптимального проектирования корпусных коробчатых деталей станков

Критерий качества		Метод решения	Объект оптимизации	Авторы
Вид	Аналитическое выражение			
Аддитивный	$K = \alpha_1 e + \alpha_2 m$; $\alpha_1 + \alpha_2 = 1$ α_1, α_2 - весовые коэффициенты.	Расчетно-графический, Расчетно-экспериментальный	Стойки МС	Эльясберг М.Е., Решетов Д.Н., Каминская В.В., Левина З.М., Евстигнеев В.Н.
Мультипликативный	$K = e \cdot m$		Стойки многоцелевых МС	Васильев Г.Н.
Штрафные функции	$K = \frac{m}{m_n} + r \sum_{i=1}^n \frac{1}{\psi_i}$, $\psi_i = \frac{1}{1 - \bar{g}_i}$ - штрафные функции; $\bar{g}_i$ - ограничения; m_n - начальная масса.	Метод Дэвидона-Флетчера-Пауэлла	Корпусные детали тяжёлых поворотно-подвижных столов . многоцелевых станков	Атапин В.Г.

Недостатком аддитивного критерия является неопределенность коэффициентов α_1 и α_2 ($\alpha_1 + \alpha_2 = 1$), которые меняются в зависимости от вида и типоразмера станка, которые нужно назначать, исходя из схемы нагружения. В свою очередь это приводит к неопределенности результатов оптимизации. В работах, где использовался мультипликативный критерий $F_m = e_x \cdot m$ задача оптимизации конструкции стоек металлорежущих станков решались с

помощью построения графиков по отдельным параметрам, что является достаточно трудоемким и малоэффективным процессом.

Использование критерия штрафных функции было эффективным для тяжёлых поворотно-подвижных столов многоцелевых станков.

Следует также отметить, что в известных работах ставилась задача одновременной оптимизации по массе и жесткости стоек, что недостаточно корректно, так как стратегия оптимизации конструкций должна производиться по критерию эффективности (масса стойки) при заданном качестве конструкции (жесткость стойки).

Во второй главе обосновывается выбор метода баланса градиентов, в качестве метода оптимизации параметров стоек с учетом минимизации массы стоек при их заданной жесткости (податливости). Задача оптимизации конструкции станочных узлов и станка в общем случае имеет вид:

$$F(\bar{x}) \rightarrow \min, g(\bar{x}) = g_0, \quad (1)$$

где F (целевая функция) - критерий эффективности, а g (ограничения) - критерий качества (рис.2).



Рис.2. Функциональный критерий качества
вариантного набора конструкций станочного
узла

При этом критерий эффективности минимизируется, а критерий качества стремиться к некоторому заданному g_0 . Для формирования наиболее эффективного метода оптимизации станочных корпусных деталей (стоек) был предложен функциональный критерий качества Φ , который определяет зависимость критерия качества (g) от критерия эффективности (F) в виде гиперболической функции $\Phi = g(F)$ на рис.2.

Очевидно, что конкретное значение функционала, то есть пара чисел (g_i, F_i) определяет i -ый вариант конструкции, а полностью функционал определяет вариантный набор конструкций.

Оптимальные значения переменных при решении задачи по условиям формул (1) определяются при равенстве координат градиента функционала

$$\left. \frac{\partial \Phi}{\partial x_i} = \frac{\partial g}{\partial F} \right|_{x_i} = \left. \frac{\Delta g}{\Delta F} \right|_{\Delta x_i} = A_i, \quad (2)$$

то есть критерий оптимальности имеет вид $(A_i < 0)$,

$$A_1 = A_2 = \dots = A_n = A_0, \quad (3)$$

где A_0 , может вычисляться как среднеарифметическое или среднегеометрическое $A_i (i = 1, 2, \dots, n)$. Таким образом, решение задачи оптимизации (1) сводится к решению двух вариантов систем алгебраических уравнений

$$A_i = A_{i+1}, i = 1, 2, \dots, n-1;$$

$$g(\bar{x}) = g_0,$$

второй вариант системы уравнений

$$A_i = A_0, i = 1, 2, \dots, n-1;$$

$$g(\bar{x}) = g_0.$$

Исходя из критерия (3), метод был назван методом баланса градиентов (БГ-метод). Для оценки достоверности метода его сопоставили с методом множителей Лагранжа, который имеет ту же модель оптимизации конструкции (1). Запишем функцию Лагранжа:

$$L = F(\bar{x}) + \lambda[g(\bar{x}) - g_0]$$

тогда необходимые условия оптимальности имеют вид

$$\frac{\partial L}{\partial x_1} = 0, \frac{\partial L}{\partial x_2} = 0, \dots, \frac{\partial L}{\partial x_n} = 0.$$

Отсюда получаем следующие соотношения

$$\begin{aligned} \frac{\partial F}{\partial x_1} &= \lambda \frac{\partial g}{\partial x_1}, \frac{\partial F}{\partial x_2} = \lambda \frac{\partial g}{\partial x_2}, \dots, \frac{\partial F}{\partial x_n} = \lambda \frac{\partial g}{\partial x_n}, \text{ или} \\ \frac{\partial F / \partial x_1}{\partial g / \partial x_1} &= \lambda, \frac{\partial F / \partial x_2}{\partial g / \partial x_2} = \lambda, \dots, \frac{\partial F / \partial x_n}{\partial g / \partial x_n} = \lambda \end{aligned} \quad (4)$$

то есть левые части второй строки системы уравнений (4) представляют собой параметрическую производную функционала качества Φ и значит $A_0 = 1/\lambda$.

Таким образом БГ-метод является достоверным методом оптимизации. Можно было бы считать, что БГ-метод является одним из методов множителей Лагранжа, однако в этом методе нет множителей Лагранжа и вместо функции Лагранжа используется функционал качества, который позволяет получить вариантную оптимизацию конструкций.

При выборе метода оптимизации конструкции стоек рассматривалась эффективность использования шести методов: РГМ (А) - расчетно-графический с аддитивной целевой функцией, РГМ(М)- расчетно-графический с мультипликативной целевой функцией, МИДИ(М)-метод дифференциально-интегрального исчисления с мультипликативной целевой функцией, МДФП-метод Дэвидона-Флетчера-Пауэлла, ММЛ- метод множителей Лагранжа и БГ-метод. Показано, что предпочтительным для рассмотренной задачи является применение БГ-метода.

Во 2-ой главе диссертации также приведены модели упругих смещений корпусов МС при изгибе и кручении, в том числе и с наличием перегородок.

В третьей главе формируются математические модели оптимизации параметров стоек на базе БГ-метода с учетом особенностей метода и конструкции стоек, решаются задачи оптимизации конструкции стоек. При

использовании БГ-метода для оптимизации параметров стойки многоцелевого станка с учетом деформации от кручения, получено точное значение оптимального параметра:

$$\bar{h}_2 = \sqrt{2\bar{c} + \bar{c}^2} - \bar{c}. \quad (5)$$

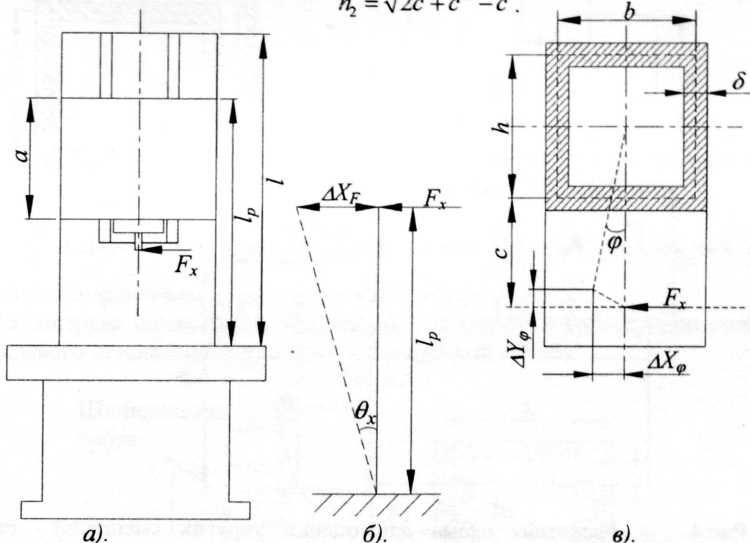


Рис.3. Расчетная схема для оценки упругих смещений стойки многоцелевого станка: а - схема нагружения; б - расчетная схема стойки; в - параметры поперечного сечения стойки

С помощью БГ-метода сравнивалась значимость параметра δ с параметром b , и получено

$$\bar{A} = \Phi'_h / \Phi'_\delta = \frac{b + 2h}{b}. \quad (6)$$

То есть влияние толщины сечения стойки по сравнению с размерами сечения в 2...3 раза меньше.

При оптимизации стоек вертикально-сверлильных и агрегатных станков определена податливость стойки e_y по формуле

$$e_y = \frac{\Delta y_z}{F_z} = \frac{\alpha_1(2c + h)}{\delta h^2(3b + h)} \quad (7)$$

где $\alpha_1 = \frac{3(h_3 + 0,4a)^2}{2E}$, h_3 - высота заготовки, $h_s = \frac{2}{3}h_m$, h_m - высота над зеркалом стола при максимальном подъеме шпиндельной бабки, a - длина направляющих шпиндельной бабки; h и b - параметры сечения стойки по ее средней линии; c - расстояние точки приложения силы от стойки; δ - толщина стенки и E - модуль упругости материала стойки. Из соотношения (7) получаем

$$\bar{h} = \frac{3}{2} + \sqrt{\frac{9}{4} + 12\bar{c}} \quad (8)$$

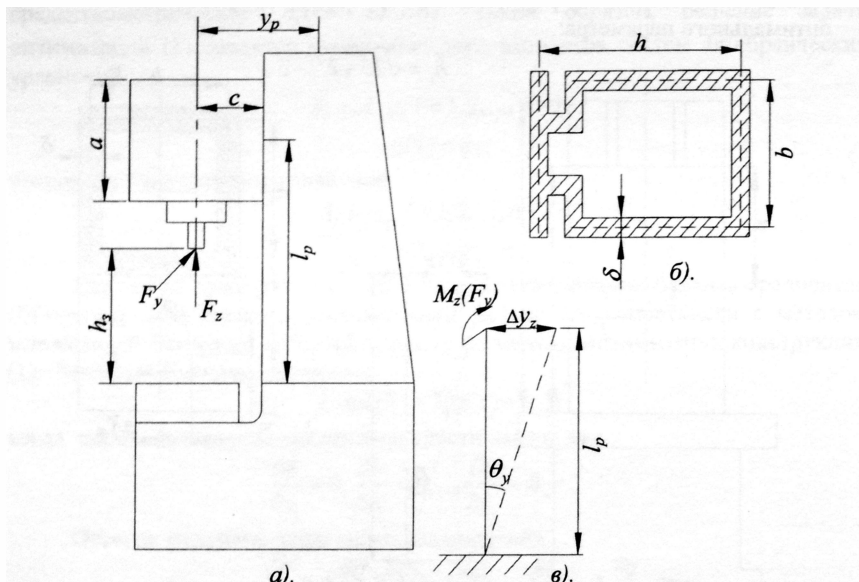


Рис.4. Расчетная схема для оценки упругих смещений стойки вертикально-сверлильного или агрегатного станка: а - схема нагружения; б - параметры поперечного сечения стойки; в - расчетная схема стойки

Оптимальное значение для вертикально-сверлильных и агрегатных станков - $\bar{h} > 3$. Значимость параметра δ по сравнению с параметром b определена по соотношению

$$\bar{A} = \Phi'_b / \Phi'_\delta = \frac{3(1 + \bar{h})}{3 + \bar{h}}. \quad (9)$$

Как и в предыдущем случае влияние толщины сечения стойки по сравнению с размерами сечения в 2...3 раза меньше.

При оптимизации стоек продольно-строгальных и продольно-фрезерных станков деформация по Y:

$$e_y = \frac{\alpha'_6(2c + h) + \alpha_7}{\delta h^2(3b + h)} \quad (10)$$

$$\text{где } \alpha'_6 = \frac{3(l_p - a)^2}{2E}, \quad \alpha_7 = \frac{2\xi(l_p - a)^3}{E}, \quad \xi = \frac{F_y}{F_z}.$$

Выражение для расчета оптимального значения $\bar{h}$ для продольно-строгальных и продольно-фрезерных станков имеет вид:

$$\bar{h} = \frac{3}{2} + \sqrt{\frac{9}{4} + 4(3\bar{c}_1 + 2\bar{l}_p)} \quad (11)$$

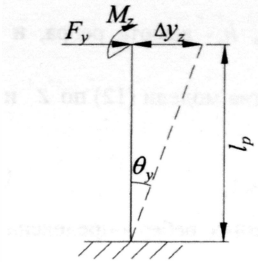


Рис.5. Расчетная схема стойки продольно-строгальных и продольно-фрезерных станков

где $\bar{l}_p = \frac{l_p}{b}$. Однако оптимальные значения $\bar{h}$ согласно (10) больше, чем для вертикально-сверлильных и агрегатных станков (т.е. $\bar{h} \gg 3$).

Рассмотрена возможность оптимизации параметров конструкции стойки многоцелевого станка с пространственной нагрузкой (рис.6).

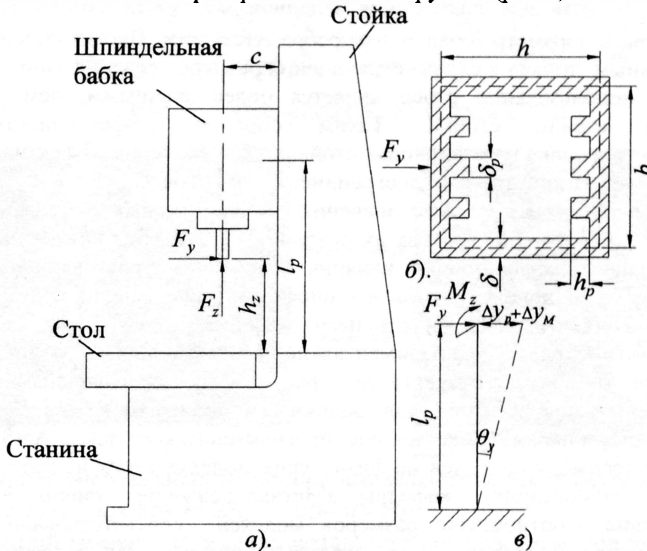


Рис.6. Расчетная схема для оценки упругих смещений стойки многоцелевого станка в плоскости YOZ: а - схема нагружения; б - внутреннее оребрение стойки; в - расчётная схема

При деформации в плоскости изгибающих моментов YOZ с учетом внутренних ребер податливость и масса стойки определяются по формулам

$$e_{yp} = \frac{\alpha_9 [3(2c + h) + \alpha_{10}]}{\delta h^3 (3h + 8c) + zc\delta_p \beta [\beta^2 \delta_p^2 + 3(h - \chi_1 \delta_p \beta)^2]};$$

$$m = \frac{l_p}{c} [\delta(h^2 + 4ch) + z\beta c \delta_p^2] \quad (12)$$

где $\alpha_9 = \frac{c(l_p - a)^2}{E}$; $\alpha_{10} = 4\xi(l_p - a)$; $\xi = F_y/F_z$; $\beta = h_p/\delta$; $\chi = 1$ - для внутренних ребер и $\chi = -1$ для внешних ребер, δ_p - толщина ребра, h_p - высота ребра, и ρ - плотность материала.

Приравнявая производные функционала качества модели (12) по Z и по β , получили формулу для оптимальной величины β^*

$$\beta^* = \frac{3h}{4\delta_p}. \quad (13)$$

Оценка эффективности использования внутренних ребер определена по формуле

$$\bar{A}_{hz} = \frac{\Phi'_h}{\Phi'_z} = \frac{1 + 8(3\bar{c} + \xi\bar{l}_p)/3 + 8(3\bar{c} + 2\xi\bar{l}_p)\bar{c}/3}{1 + 2(6\bar{c} + 2\xi\bar{l}_p - 3\bar{h}_p)/3 + (3\bar{c} + 2\bar{l}_p - 3\bar{h}_p)\bar{c}/3} \quad (14)$$

где $\bar{c} = c/h$; $\bar{l}_p = l_p/h$; $\bar{h}_p = h_p/h$. Очевидно, что при любых параметрах стойки $\bar{A}_{hz} > 1$, то есть для достижения заданной жесткости стойки эффективнее использовать параметр h или b , чем ребра жесткости. Их использование будет эффективным только в случае ограничения размеров сечения стойки. С другой стороны использование ребер является более значимым, чем увеличение толщины стенок стойки. Таким образом, эффективность метода проиллюстрирована на станочных стойках, где критерий эффективности - это металлоемкость конструкции, а ограничение - жесткость.

Получены оптимальные значения конструктивных параметров стоек, включая параметры периметра их сечения и параметры внутренних ребер, а также сравнительные оценки влияния этих параметров, включая толщину стенки на функционал качества, что определяет направления конструирования стоек при конкретных условиях их нагружения.

В четвертой главе экспериментально (сравнительным макетированием) проверена точность результатов расчетов по оптимальным моделям, разработаны модели стоек для оценки их деформации (в том числе с оптимальными параметрами) на базе программного комплекса ANSYS.

Эксперимент проведен на физических моделях стоек из материала сталь Ст1сп в лаборатории кафедры «Металлорежущие станки» МГТУ и.м. Н.Э.Баумана. Соотношение размеров моделей соответствовало типичным соотношениям размеров стоек реальных станков. На моделях методом сравнения стало возможным определить наиболее целесообразные конструктивные решения. Эксперименты проведены следующим образом:

1. исследование деформаций при нагружении модели стойки крутящим моментом;
2. исследование деформации стойки при действии силы на стенку (при изгибе).

Измерение деформации моделей стоек под действием крутящего момента (рис.8.а) осуществлялось посредством создания последовательно симметричной нагрузки в параллельных стенах. Приложение нагрузки в торцевой части позволяло получить максимальную деформацию.

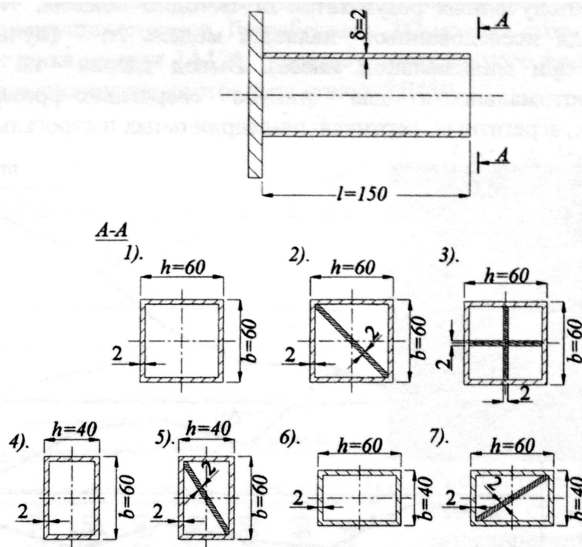


Рис.7. Исследованные модели стоек

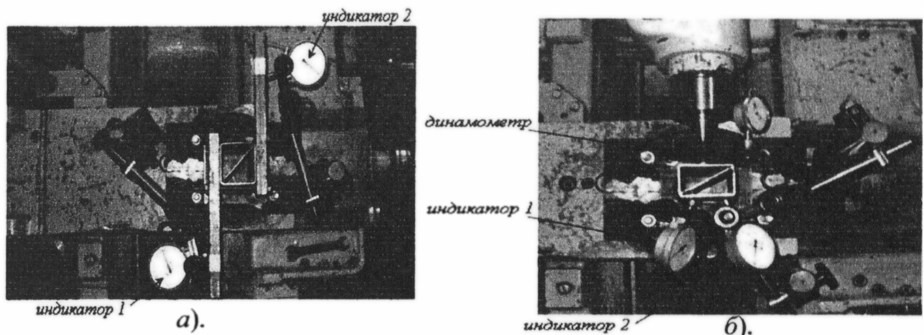


Рис.8. Экспериментальные установки для исследования деформации моделей стоек: а - при кручении; б - при изгибе

Крутящий момент на модель создавался посредством приложения сил в противоположных направлениях к плечам кронштейна (рис. 3а). Силы создавались с помощью грузов известного веса. При исследовании деформаций моделей стоек при изгибе (рис. 8.б) в качестве основного вида нагружения было принято нагружение силой в плоскости одной из стенок. Поскольку на перемещение инструмента относительно изделия в результате деформаций стоек влияют главным образом перемещения в том же сечении, в котором приложена нагрузка, то измерялись именно эти перемещения. В аналогичных условиях измерения повторялись 4 раза. Жесткость моделей стойки оценивалась как средне-статистическое по отношению максимальной нагрузки к максимальному упругому перемещению. Отношение массы и деформации исследованных моделей представлено на рис.9.

Анализ полученных результатов БГ-методом показал, что оптимальной моделью среди исследованных является модель № 7 (лучшую жесткость конструкции при минимальной массе). Вывод сделан на основе оценок критериев оптимальности для станков сверльно-фрезерно-расточных, многоцелевых, агрегатных, вертикально-сверлильных и строгальных станков.

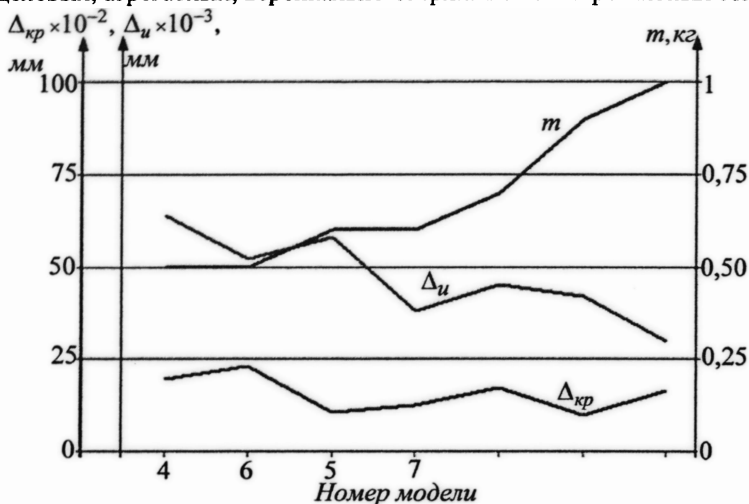


Рис.9. Соотношение массы и деформаций исследованных 7-и моделей

Чтобы уточнить влияние конструктивных параметров стоек, включая параметры периметра их сечения, было выполнено компьютерное моделирование в программной среде ANSYS. Комплекс ANSYS позволяет создавать геометрическую и конечно-элементную модель объекта исследования. Полученные результаты моделирования также показали эффективность использования БГ-метода. Моделировались воздействие на модели стоек нагрузки симметричной ($F_1 = F_2 = 20 \text{ кг}$) при изгибе и косо-симметричной ($F_1 = 20 \text{ кг}; F_1 = -F_2$) при кручении, при условиях, принятых в описанном выше эксперименте.

Анализ результатов моделирования (см. табл. 4.5. в диссертации) позволяет сделать следующие основные выводы:

1. Увеличение параметра периметра сечения (h) более эффективно повышает жёсткость конструкции при изгибе, применение диагонально-продольной перегородки (без изменения параметров периметра сечения) при кручении.
2. Жёсткость конструкции может эффективно увеличивается не только при использовании перегородок, но и при увеличении параметра (h) сечения стойки.
3. Модели, обеспечивающие оптимальное соотношение $\bar{h} > 3$ (где $\bar{h} = h/b$) являются лучшими по критерию «достаточная жесткость при минимальном весе».

В пятой главе приведены практические рекомендации по проектированию стоек металлорежущих станков. Разработаны 3D-модели стоек вертикально-сверлильного станка модели 2А125, широкоуниверсального фрезерного станка модели 676П и координатно-расточного станка 2Д450.

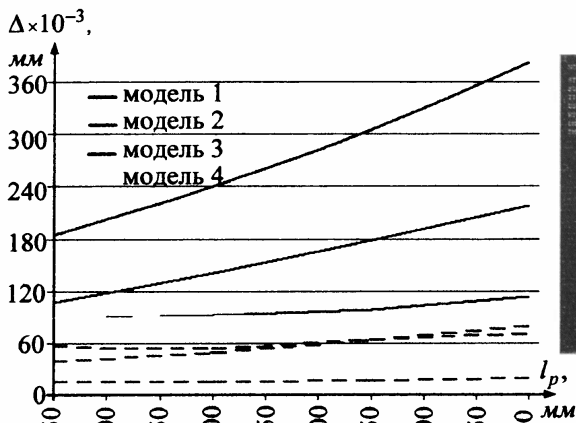


Рис.10. Деформация стойки станка 2А125 при изменении точки приложения силы:

$\Delta_{u_{\max}}$ - сплошные; $\Delta_{\kappa p_{\max}}$ - штриховые

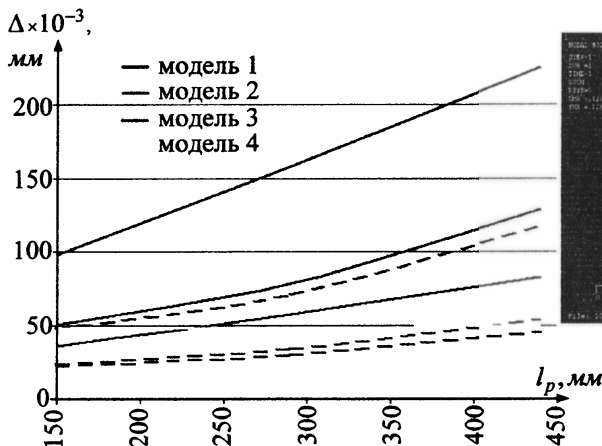


Рис.12. Деформация стойки станка 626П при изменении точки приложения силы:

$\Delta_{u_{\max}}$ - сплошные; $\Delta_{\kappa p_{\max}}$ - штриховые

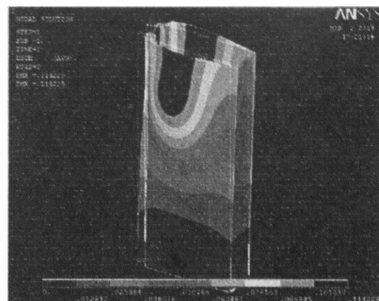


Рис.11. Пример деформации стойки станка 2А125 при моделировании в ANSYS

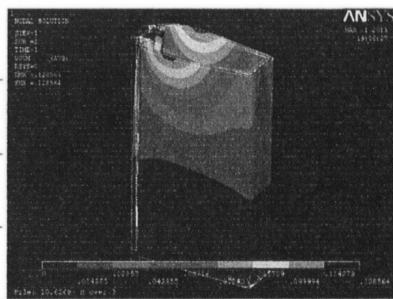


Рис.13. Пример деформации стойки станка 626П при моделировании в ANSYS

Для этих станков выполнено моделирование в среде ANSYS. Результаты моделирования сравнены с результатами расчетов по БГ- методу. Полученные в результате моделирования деформации стоек станков 2А125 и 626П представлены соответственно в рис.10 и рис.12, где модель 1 - модель с

исходной конструкцией, модель 2 - модель с увеличением толщины стен, модель 3 - модель с оптимальным значением ($\bar{h} > 3$) без перегородки и модель 4 - модель с оптимальным значением ($\bar{h} > 3$), имеющая поперечную перегородку.

При оптимизации на основе использования БГ-метода параметров стойки координатно-расточного станка 2Д450 (рис. 14) податливость по координате X с учетом ребер жёсткости (толщина ребер одинаковая) определялась по формуле

$$e_{ox} = \frac{6\alpha_3(h+2c)^2(b+h)}{6 \cdot \delta h^2 b^2 + \delta_p^4(b+h)(z_1\beta_1 + z_2\beta_2)} + \frac{\alpha_4}{2B_1}, \quad (15)$$

где $B_1 = 2\delta b^2(3h+b) + z_2\beta_2\delta_p^2 \left[\beta_2^2\delta_p^2 + 3(b-\beta_2\delta)^2 \right] + \beta_1\delta_p^2 \left[\beta_1^2\delta_p^2 z_1 + \sum_{i=1}^{z_1} r_{1i}^2 \right];$

z_1 - число ребер (высотой h_p) в плоскостях, параллельных плоскости YOZ; z_2 - число ребер (высотой h_p) в плоскостях параллельных плоскости XOZ; $\beta_1 = h_p/\delta_p$; $\beta_2 = h_p/\delta_p$; δ_p - толщина ребра; r_{1i} - расстояние от средней линии i -того ребра до средней линии стойки параллельной оси Y.

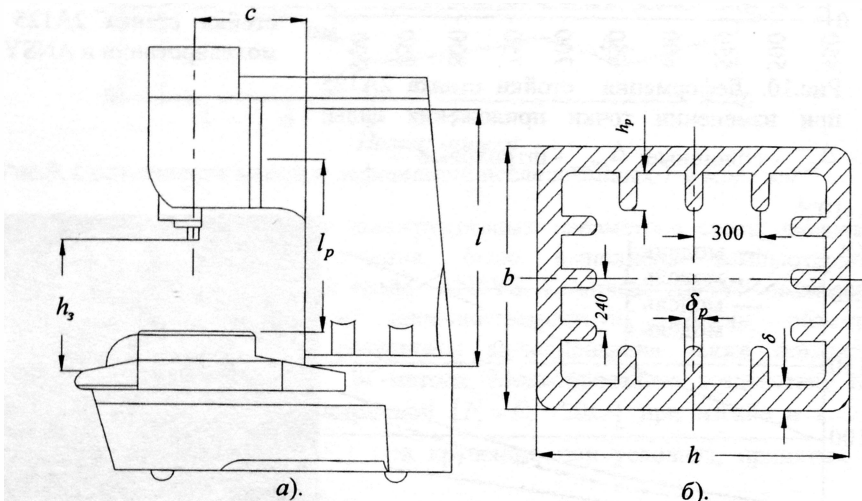


Рис. 14. Основные размеры станка 2Д450 (а) и сечения его стойки (б)

Податливость по координате Y с учетом ребер перпендикулярных действию нагрузки, рассчитывается по формуле

$$e_{oy} = \frac{\alpha_8 [3(h+2c) + \alpha_7]}{B_2} \quad (16)$$

где $\alpha_7 = \frac{2\xi(l_p - a)^3}{E}$; $\alpha_8 = \frac{(l_p - a)^2}{E}$; $\xi = \frac{F_y}{F_z}$;

$$B_2 = 2\delta h^2(3b+h) + z_1\beta_1\delta_p^2 \left[\beta_1^2\delta_p^2 + 3(h-\beta_1\delta)^2 \right] + \beta_2\delta_p^2 \left[\beta_2^2\delta_p^2 z_2 + \sum_{j=1}^{z_2} r_{2j}^2 \right];$$

r_{2j} - расстояние от j -го ребра до средней линии стойки параллельной оси X.

С учетом исходных данных ($l=2200\text{мм}$; $h_s=772\text{мм}$; $b=880\text{мм}$; $h=980\text{мм}$; $l_p=850\text{мм}$; $c=710\text{мм}$; $\delta=22\text{мм}$; $\delta_p=18\text{мм}$; $h_p=100\text{мм}$; $z_1=z_2=3$), получаем $e_{\alpha}=2,11 \times 10^{-5} \text{ мм/кг}$; $e_{\sigma_y}=0,67 \times 10^{-6} \text{ мм/кг}$. Оптимальные параметры сечения стойки, составляют e_{α} : $b^*=1097\text{мм}$, $h^*=687,4\text{мм}$. В результате моделирования среде ANSYS было также выявлено, что модель с определёнными на основе БГ-метода оптимальными параметрами h^* и b^* (модель №2. рис.15), как при изгибе так и при кручении была наилучшей по условию достаточной жесткости при минимальном весе конструкции.

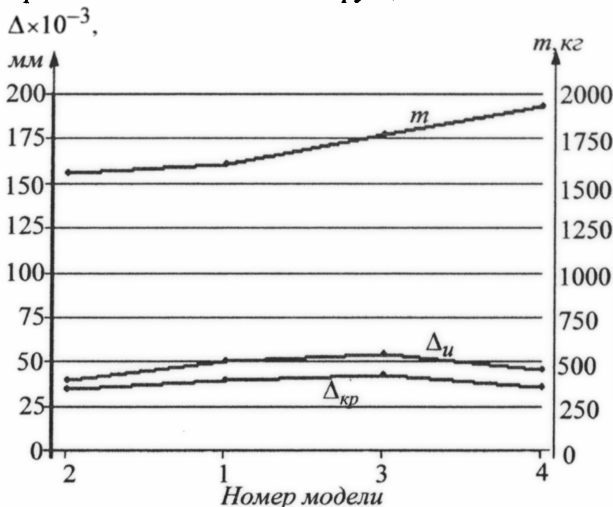


Рис.15. Соотношение массы и деформаций стоек аналогов станка 2Д450

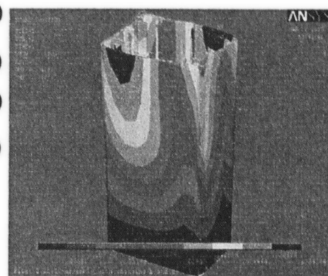


Рис.16. Пример деформации стойки станка 2Д450 при моделировании в ANSYS

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

1. Проведён анализ методов уменьшения металлоемкости стоек металлорежущих станков и обоснован выбор модели их оптимизации.
2. Для профилей стоек прямоугольного и квадратного сечения исследовано влияние ребер на жесткость корпусной коробчатой детали с ребрами, расположенными в плоскости действия изгибающего момента, при изгибе и кручении. Доказано, что изменение параметров периметра сечения стойки является более значимым для повышения жесткости конструкции, чем введение ребер, а использование ребер более эффективно, чем увеличение толщины стенок.
3. Обоснован выбор метода баланса градиентов в качестве метода оптимизации параметров стоек с учетом минимизации массы стоек при их заданной жесткости (податливости).

4. При выборе метода оптимизации конструкции стоек изучена эффективность использования расчетно-графического метода оптимизации с аддитивной целевой функцией, расчетно-графического с мультипликативной целевой функцией, метода дифференциально-интегрального исчисления с мультипликативной целевой функцией, метода Дэвидона-Флетчера-Пауэлла, метода множителей Лагранжа и БГ- метода. Показано предпочтительность применения БГ-метода для решения рассматриваемой задачи.
5. Сформированы математические модели оптимизации параметров стоек сверльно-фрезерно-расточных, многоцелевых, агрегатных, вертикально-сверлильных и строгальных станков. Для этих типов МС по критерию минимизации массы стоек при их заданной жесткости определены оптимальные соотношения основных параметров поперечного сечения стоек.
6. Экспериментально проверена точность результатов расчетов. разработаны модели стоек для оценки их деформации (в том числе с оптимальными параметрами) на базе программного комплекса ANSYS.
7. Разработаны практические рекомендации по модернизации конструкции стоек вертикально-сверлильного станка модели 2А125, широкоуниверсального фрезерного станка модели 676П и координатно-расточного станка 2Д450. Для этих станков выполнено моделирование в среде ANSYS. Результаты моделирования совпадают с результатами расчетов по БГ- методу.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ДИССЕРТАЦИИ ОТРАЖЕНЫ В НАУЧНЫХ РАБОТАХ

1. Васильев Г.Н., Тай Зар Чжо Ньют. Оптимизация параметров стоек многоцелевых станков на базе функционального критерия качества// СТИН.- 2010.- №5.- С.5-8.
2. Васильев Г.Н., Тай Зар Чжо Ньют. Оптимизация конструктивных параметров корпусных деталей станка при заданной жесткости//Технология машиностроения.- 2010.- №10.- С.30-34.
3. Васильев Г.Н., Тай Зар Чжо Ньют. Оценка значимости параметров при оптимизации конструкции методом баланса градиентов//Вестник машиностроения.- 2011.- №5.- С.25-29.
4. Тай Зар Чжо Ньют. Оптимизация параметров конструкции стоек металлорежущих станков методом баланса градиентов при заданной жесткости//Известия высших учебных заведений. Машиностроение.- 2012.- №1.- С.3-11.
5. Утенков В.М., Тай Зар Чжо Ньют. Оптимизация параметров конструкции вертикальных стоек металлорежущих станков по критерию достаточной жесткости при минимальном весе//Известия высших учебных заведений. Машиностроение.- 2013.- №6.- С.22-30.
6. Тай Зар Чжо Ньют. Оптимизация параметров стоек многоцелевых станков методом баланса градиентов// Уникальные феномены и универсальные ценности культуры: Сб. науч. тр. XII международного симпозиума.- М., 2010.- С.184-187.