

Расчет и конструирование машин

УДК 621.09.06

Оптимизация параметров конструкции стоек металлорежущих станков методом баланса градиентов при заданной жесткости

Тай Зар Чжо Ньюнт

Сформирована модель оптимизации параметров стоек металлорежущих станков, которая включает функциональный критерий качества (зависимость целевой функции от ограничения в виде равенства). Для решения этой модели разработан оригинальный метод оптимизации: метод баланса градиентов, позволяющий получать конкретную сравнительную оценку влияния конструктивных параметров на целевую функцию. Вычислены оптимальные параметры стоек станков и оценена степень их влияния на целевую функцию.

Ключевые слова: металлорежущие станки, стойки, оптимизация, метод баланса градиентов, критерий качества.

The parameter optimization models of machine columns are formed that includes the functional criterion of quality (the dependence of the objective function on a constraint as an equality). To solve these models, an original method for optimization: a gradient balance method, which yields a specific comparative assessment of the impact of design parameters on the objective function has been developed. The optimal parameters of machine columns are calculated, and their impact on the objective function is evaluated.

Keywords: machine tools, vertical beds, optimization, method of gradient balance, quality function.



Тай Зар Чжо Ньюнт
аспирант
кафедры «Металлорежущие
станки»
(МГТУ им. Н.Э.Баумана)

Большая доля упругих смещений определяется коробчатыми корпусными деталями несущих систем станков, к которым относятся станины, стойки, корпуса шпиндельных бабок и т. д. Несущие системы многоцелевых и расточных станков, как вертикального, так и горизонтального исполнения, в основном komponуют на базе стоек (вертикальных станин). Стойки определяют точность обработки, поскольку являются базовыми деталями, на которых располагают направляющие шпиндельных бабок.

В основном ограничение упругих деформаций коробчатых деталей, в том числе стоек, достигается увеличением толщины стенок, т. е. увеличением металлоемкости конструкций. Поэтому в работе поставлена актуальная задача при минимизации расхода материала обеспечить заданную жесткость стоек металлорежущих станков.

Для более эффективного конструирования машиностроительных деталей, в том числе корпусных коробчатых деталей, необходимо использовать модели оптимизации конструкций. В таблице 1 представлены примеры моделей оптимального проектирования корпусных деталей станков. В основном при оптимизации корпусных деталей, в частности стоек металлорежущих станков, использовались аддитивные

и мультипликативные критерии [1–6]. Критерий, принятый в работе [7] с использованием штрафных функций, по сути тоже является аддитивным.

Задачи оптимизации стоек металлорежущих станков решали путем построения графиков по отдельным параметрам [5, 6], что является достаточно трудоемким и малоэффективным процессом. Кроме того, при этом решается задача одновременной оптимизации по массе и жесткости стоек, что недостаточно корректно, так как стратегия оптимизации конструкций [8] должна строиться по критерию эффективности (масса стойки) при заданном качестве конструкции (жесткость стойки).

В работе [7] эта стратегия выполняется с помощью штрафных функций, которые строятся на основе ограничений \bar{g}_i на качество конструкции стола (прочность, жесткость, устойчивость, собственная частота), а целевой функцией является масса стола. Решение выполняется на базе модернизированного итерационного метода Дэвидона – Флетчера – Пауэлла [9].

Более точные значения оптимальных параметров дают функциональные критерии оптимизации, построенные согласно стратегии оптимизации [8]. Построим один из таких критериев. Оценки качества конструкторских решений предполагают наличие критериев эф-

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	Стойки металлорежущих станков	Д.Н. Решетов, В.В. Каминская, З.М. Левина
Мультипликативный	$K = em$	Методы дифференциального и интегрального исчисления	Стойки многоцелевых металлорежущих станков	Г.Н. Васильев
Штрафные функции	$K = \frac{m}{m_n} + V \sum_{i=1}^n \frac{1}{\psi_i},$ $\psi_i = \frac{1}{1 - \bar{g}_i}$ – штрафные функции; \bar{g}_i – ограничения; m_n – начальная масса	Метод Дэвидона – Флетчера – Пауэлла	Корпусные детали тяжелых поворотных столов многоцелевых станков	В.Г. Атапин

Примечание. e – податливость; m – масса детали.

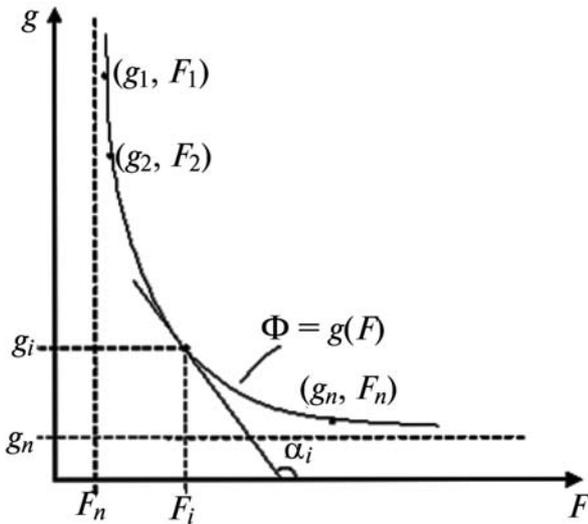


Рис. 1. Функционал качества конструкции

эффективности — F (целевая функция) и качества — g (ограничения). При этом критерий эффективности минимизируется, а критерий качества стремится к некоторому заданному g_0 . Тогда задача оптимизации конструкции имеет вид

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

где $\bar{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ — вектор варьируемых переменных.

Согласно выражению (1) функциональный критерий качества $\Phi(\bar{x}) = g(F)$ имеет вид гиперболы с асимптотами g_n и F_n (рис. 1). Назовем критерий Φ функционалом качества. Есть некоторые особенности при построении функционала, так, если в качестве критерия качества принята жесткость, а эффективности — масса, функционал строится как зависимость податливости от массы.

Очевидно, что конкретное значение функционала, т. е. пара чисел (g_i, F_i) определяет i -й вариант конструкции, а полностью функционал — вариантный набор конструкций. Оптимальные значения переменных определяются при равенстве координат градиента функционала Φ :

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

т. е. критерий оптимальности имеет вид ($A_i < 0$, см. рис. 1)

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

где A_0 можно вычислять как среднеарифметическое или среднегеометрическое A_i ($i = 1, 2, \dots, n$).

Таким образом, решение задачи оптимизации (2) сводится к решению двух вариантов систем алгебраических уравнений:

$$A_i = A_{i+1}, i = 1, 2, \dots, n - 1; g(\bar{x}) = g_0,$$

и

$$A_i = A_0, i = 1, 2, \dots, n - 1; g(\bar{x}) = g_0.$$

Метод был назван методом баланса градиентов (БГ-метод). Методические аспекты БГ-метода:

1) метод инвариантен к типу переменных (непрерывные, дискретные, структурные) поэтому может быть использован, например, при структурно-параметрической оптимизации;

2) функционал качества метода определяет вариантный набор конструкций по значениям критериев g_i, F_i ;

3) по величине A_i можно определять значимость переменных в модели оптимизации, так i -я переменная может быть исключена из модели оптимизации, если по модулю $A_i < A_j$ ($i = 1, 2, \dots, i - 1, i + 1, \dots, n$) или наоборот, если $A_i > A_j$;

4) по величине A_i также можно определять наилучшее направление оптимизации, т. е. выбор наиболее предпочтительной переменной оптимизации;

5) этим методом можно оценивать затраты ΔF на повышение качества конструкции:

$$\Delta F = \Delta g / A_0.$$

БГ-метод является наиболее предпочтительным, так как он не предполагает численную оптимизацию конкретной задачи (нахождение конкретных значений параметров конструкции), а определяет оптимальное соотношение параметров корпусной детали при условии обеспечения заданной ее жесткости, которое не входит в целевую функцию.

Однако в БГ-методе существует вариант, когда при вычислении A_i производные критерия эффективности равны друг другу:

$$\frac{\partial F}{\partial x_1} = \frac{\partial F}{\partial x_2} = \dots = \frac{\partial F}{\partial x_n}. \quad (4)$$

Тогда критерий (3) преобразуется в критерий $\frac{\partial g_1}{\partial x_1} = \frac{\partial g_2}{\partial x_2} = \dots = \frac{\partial g_n}{\partial x_n}$, т. е. критерий оптимизации

БГ-метода в этом случае имеет вид

$$\frac{\partial g}{\partial x_1} = \frac{\partial g}{\partial x_2} = \dots = \frac{\partial g}{\partial x_n}. \quad (5)$$

Таким образом критерий оптимизации БГ-метода сводится к критерию равенства функций чувствительности критерия качества [10, 11].

На рисунке 2 приведена расчетная схема для оценки упругой деформации стойки вертикально-сверлильного станка. Рабочей нагрузкой для стойки (рис. 2, а) является осевая сила подачи F_z . Деформация стойки определяется взаимным наклоном инструмента и заготовки (рис. 2, в)

$$\theta_y = \frac{F_z y_p l_p}{2EI},$$

где $l_p = h_3 + 0,4a$ (h_3 — высота заготовки, $h_3 = \frac{2}{3}h_m$; h_m — высота над зеркалом стола при максимальном подъеме шпиндельной бабки (рис. 2, а), a — длина направляющих); $y_p = c + h/2$ (h — длина сечения стойки по ее

средней линии (рис. 2, б)); E — модуль упругости 1-го рода материала стойки; I — момент инерции поперечного сечения стойки [1].

Величина деформации стойки (рис. 2, в)

$$\Delta y_z = l_p \theta_y.$$

Податливость стойки по координате y :

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

где $\alpha_1 = \frac{3(h_3 + 0,4a)^2}{2E}$.

Масса стойки

$$m = 2l\delta\rho(b+h),$$

ρ — плотность материала стойки.

Основное соотношение БГ-метода для стойки вертикально-сверлильного станка имеет вид

$$\left. \frac{\partial e_y}{\partial m} \right|_h = \left. \frac{\partial e_y}{\partial m} \right|_b, \quad (6)$$

где

$$\left. \frac{\partial e_y}{\partial m} \right|_h = -\frac{\alpha_1 [2h^2 + 3h(b+2c) + 12bc]}{2\rho l_p h^3 [\delta(3b+h)]^2},$$

$$\left. \frac{\partial e_y}{\partial m} \right|_b = -\frac{3\alpha_1(2c+h)}{2\rho l_p [\delta h(3b+h)]^2}.$$

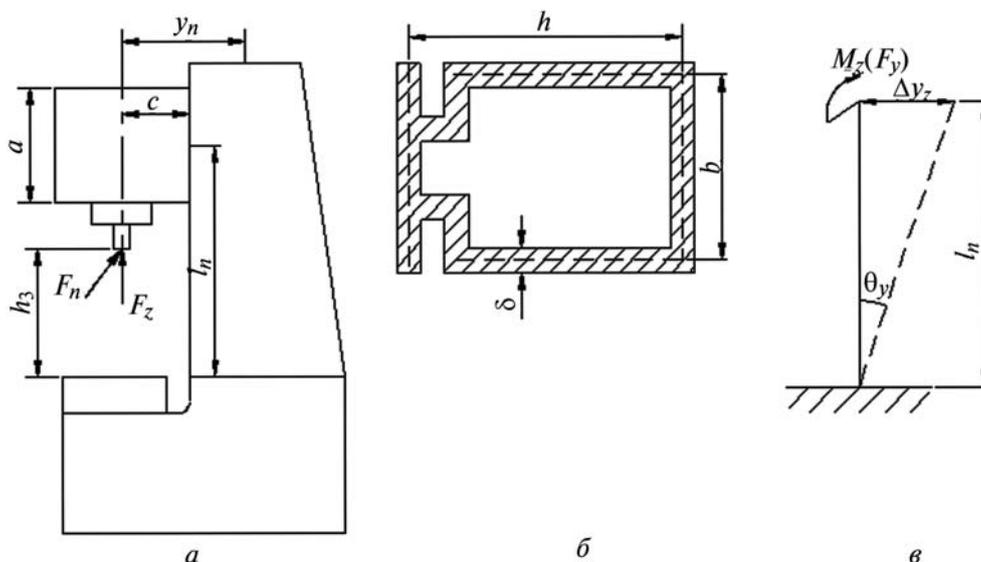


Рис. 2. Расчетная схема для оценки деформации стойки вертикально-сверлильного станка (а); параметры поперечного сечения стойки (б); величина деформации стойки (в)

Из соотношения (6) получаем

$$\bar{h}^* = \frac{3}{2} + \sqrt{\frac{9}{4} + 12\bar{c}}, \quad (7)$$

где $\bar{h} = \frac{h}{b}$; $\bar{c} = \frac{c}{b}$ или $b^* = \frac{h^2}{3h + 12c}$.

Рекомендуемые значения $\bar{h} = 2 \dots 3$ [1], однако согласно формуле (7) оптимальные значения $\bar{h}^* > 3$. Таким образом, с учетом соотношения (7) рекомендуемые значения \bar{h} следует выбрать как можно ближе к $\bar{h} = 3$.

Оценим значимость параметра δ по сравнению с параметром b для вертикально-сверлильных станков:

$$\Phi_b = -\frac{3\alpha_1(2c+h)}{2\delta^2\rho h^2(3b+h)^2};$$

$$\Phi_\delta = -\frac{\alpha_1(h+2c)}{2\rho(\delta h)^2(3b+h)(b+h)}.$$

Тогда

$$\bar{A} = \Phi_b / \Phi_\delta; \quad \bar{A} = \frac{3(1+h\bar{c})}{3+\bar{h}}. \quad (8)$$

Следовательно, влияние толщины стойки по сравнению с размерами сечения (как и для

сверлильно-фрезерно-расточных станков) в 2–3 раза меньше.

На рисунке 3, а показана схема нагружения стойки многоцелевого станка по координате X (при ее наибольшей деформации), где l — высота стойки, l_p — расчетная высота, a — расчетная координата приложения силы F_x . Деформация по координате X складывается из деформации изгиба — ΔX_F (рис. 3, б) и деформации кручения — ΔX_φ (рис. 3, в).

После приведения деформации стойки к точке приложения силы резания можно рассчитать податливость стойки на длине $l_p - a$:

$$e_x = \frac{\alpha_3(h+2c)^2(b+h)}{\delta h^2 b^2} + \frac{\alpha_4}{\delta b^2(3h+b)}, \quad (9)$$

где $\alpha_3 = \frac{l_p - a}{8G}$; $\alpha_4 = \frac{2l_p^3(1-\bar{a})^3}{E}$; $\bar{a} = \frac{a}{l_p}$.

Масса стойки

$$m = 2l\rho\delta(b+h),$$

где ρ — плотность материала стойки.

В случае мультипликативного критерия оптимизации для стойки $F_m = e_x m$ в работе [6] графически получено оптимальное значение параметра $\bar{h} = \sqrt{2\bar{c}}$, ($\bar{h} = h/b$, $\bar{c} = c/b$). Это зна-

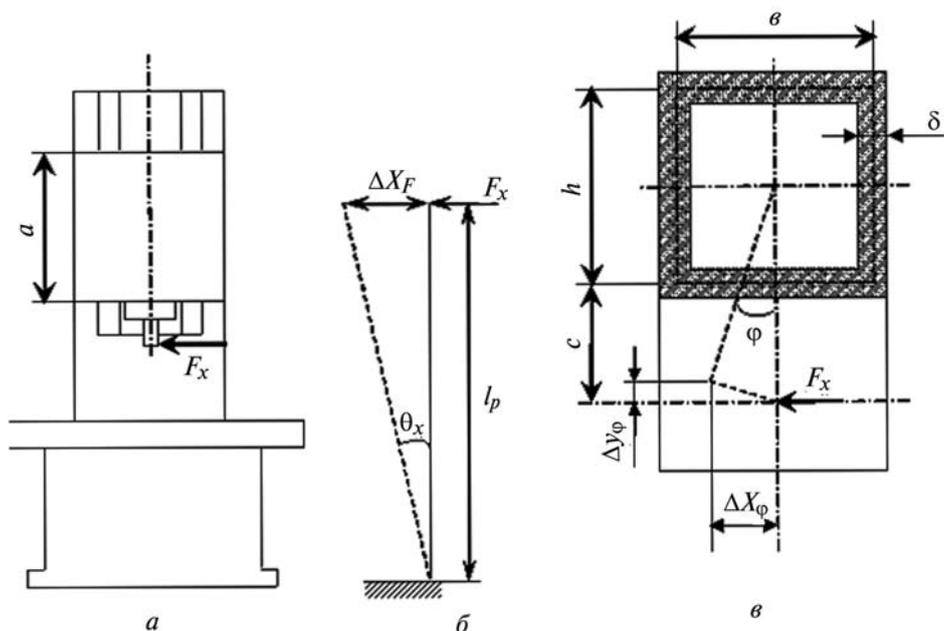


Рис. 3. Схема нагружения стойки многоцелевого станка:
 а — общий вид станка; б — деформация изгиба;
 в — деформация кручения

чение можно получить аналитически с учетом e_{ox} — деформации только от кручения, так как деформация кручения значительно превосходит деформацию изгиба стойки:

$$F_M = \frac{\alpha_3(\bar{h} + 2\bar{c})^2(1 + \bar{h})^2}{(\bar{h})^2} \rightarrow \min.$$

Найдем необходимое условие экстремума [3]: $\frac{\partial F_M}{\partial \bar{h}} = 0$, решая которое, получаем то же самое выражение для оптимального:

$$\bar{h}_1^* = \sqrt{2\bar{c}}. \tag{10}$$

При использовании БГ-метода для оптимизации параметров стойки (см. рис. 3) также учтем только деформацию от кручения. Вычислим производные функционала качества по h и b (толщина сечения (является менее значимым параметром):

$$\Phi_b = -\frac{\alpha_3(h + 2c)^2(b + 2h)}{2l\rho\delta^2b^3h^2},$$

$$\Phi_h = -\frac{\alpha_3(h + 2c)(4cb + 2ch - h^2)}{2l\rho(\delta b)^2h^3}.$$

Приравняв $\Phi_h = \Phi_b$, получим более точное значение оптимального параметра \bar{h} :

$$\bar{h}_2^* = \sqrt{2\bar{c} + \bar{c}^2} - \bar{c}. \tag{11}$$

Запишем условие оптимальности по БГ-методу:

$$\Phi_h = \frac{\partial F / \partial h}{\partial m / \partial h}, \quad \Phi_b = \frac{\partial F / \partial b}{\partial m / \partial b}. \tag{12}$$

Согласно выражению (5)

$$\frac{\partial m}{\partial h} = \frac{\partial m}{\partial b}. \tag{13}$$

С учетом выражений (12) и (13) условие оптимальности имеет вид $F'_h = F'_b$. Таким образом, принятое ранее условие (6) определяет оптимальный критерий качества.

Сравним варианты стоек при \bar{h}_1^* (10) и \bar{h}_2^* (11) по металлоемкости. Массу стойки можно записать в виде

$$m = 2l\rho\delta b(1 + \bar{h}),$$

т. е. при сравнительном анализе можно полагать $m \sim (1 + \bar{h})$, тогда

$$m_1 \sim 1 + \sqrt{2\bar{c}};$$

$$m_2 \sim 1 + \sqrt{2\bar{c} + \bar{c}^2} - \bar{c}.$$

Пусть $m_1 > m_2$, тогда

$$1 + \sqrt{2\bar{c}} > 1 - \bar{c} + \sqrt{2\bar{c} + \bar{c}^2}.$$

Отсюда получаем величину, на которую относительная масса стойки с \bar{h}_1 превышает относительную массу стойки с \bar{h}_2 :

$$2\bar{c}\sqrt{2\bar{c}} > 0.$$

Таким образом

$$m_1 = m_2 + \Delta m,$$

где $\Delta m = 4\delta b l \rho \bar{c} \sqrt{2\bar{c}}$.

Вариант (11) эффективнее варианта (10) за счет более точного критерия качества стойки. Определим значимость параметра δ относительно параметра b :

$$\Phi_\delta = -\frac{\alpha_3(h + 2c)^2}{2l\rho(\delta hb)^2}.$$

Для отношения функционалов $\bar{A} = \Phi'_b / \Phi'_\delta$ получим выражение

$$\bar{A} = \frac{b + 2h}{b}.$$

Таким образом, влияние толщины δ сечения стойки в 2–3 раза меньше по сравнению с размерами сечения.

В стойках относительно большой высоты (по отношению к параметрам сечения) для повышения жесткости используют перегородки [4]. При невозможности использовать перегородки применяют ребра. Так, при высоте поперечных ребер 5...10% стороны сечения жесткость стойки повышается на 30...40% [1]. Для квадратного профиля с внутренними ребрами (рис. 4, а) в работе [2] получено соотношение, определяющее увеличение жесткости конструкции изгибу (I — момент инерции необременного профиля, I_p — момент инерции обременного профиля)

$$\frac{I}{I_p} = 1 + 1,5z\eta\chi \frac{(1-a)^2}{1-a^4} \left[\frac{\eta}{3}(1-a^2) - a\eta(1-a) + a^2 \right],$$

$$\beta^* = \frac{3h}{4\delta_p}. \quad (15)$$

где $a = b_1 / b$; $\eta = h_p / \delta$; $\chi = \delta_p / \delta$; z — число ребер (на одной стороне).

Построим модель стойки многоцелевого станка при пространственной нагрузке (рис. 4, б), ограничивающей деформацию в плоскости YOZ изгибающих моментов с помощью внутренних ребер в сечении стойки (рис. 4, а). Тогда податливость (рис. 4, в) и масса данной стойки имеют вид:

$$e_{yp} = \frac{\alpha_6 [3(2c+h) + \alpha_7]}{\delta h^3 (3h+8c) + zc\delta_p \beta [\beta^2 \delta_p^2 + 3(h - \chi_1 \delta_p \beta)^2]};$$

$$m = \frac{l_p}{c} [\delta(h^2 + 4ch) + z\beta c \delta_p^2], \quad (14)$$

где $\alpha_6 = \frac{c(l_p - a)^2}{E}$; $\alpha_7 = 4\xi(l_p - a)$; $\xi = F_y / F_z$; $\beta = h_p / \delta$; $\chi = 1$ — для внутренних ребер; $\chi = -1$ — для внешних ребер.

Приравняв производные функционала качества модели [выражения (12)] по Z и β , получим формулу оптимального параметра:

Аналогично выражению (8) можно оценить эффективность использования внутренних ребер по сравнению с параметром h :

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

где $\bar{c} = c / h$; $\bar{l}_p = l_p / h$; $\bar{h}_p = h_p / h$.

Очевидно, что при любых параметрах стойки $\bar{A}_{hz} > 1$, т. е. для достижения заданной жесткости стойки эффективнее использовать параметр h или b , чем ребра жесткости. С другой стороны, применение ребер жесткости можно оправдать повышением компактности стойки.

Оценим эффективность увеличения толщины сечения стойки по сравнению с использованием ребер:

$$\bar{A}_{\delta z} = \frac{1 + 8\bar{\delta} / 3}{1 + 2(2\bar{c} - \bar{h}_p - 4\bar{c}\bar{h}_p)}. \quad (16)$$

Из выражения (16) можно найти высоту ребер, при которой эффективнее использовать ребра, чем увеличивать толщину сечения стойки:

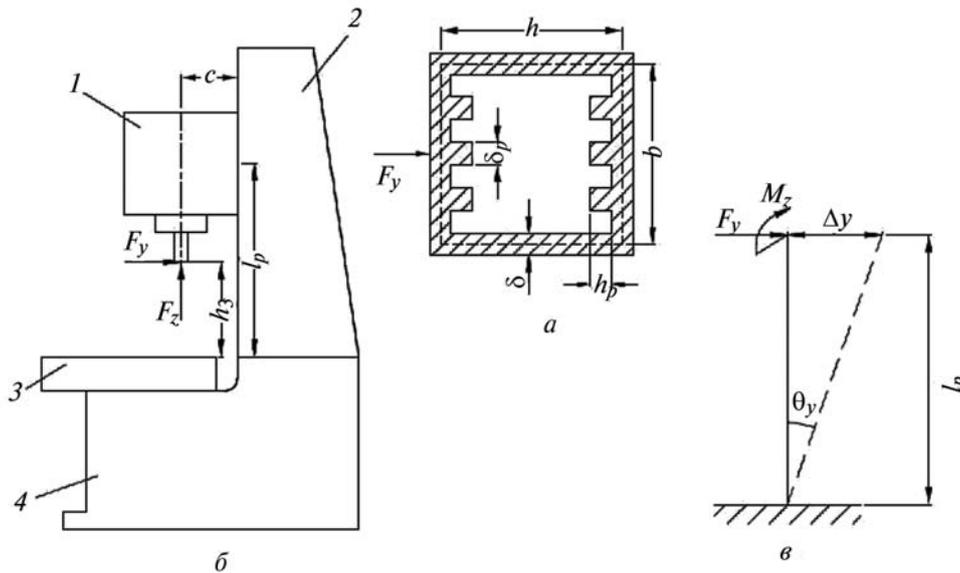


Рис. 4. Внутреннее оребрение стойки (а), схема нагружения стойки многоцелевого станка в плоскости YOZ (б), расчетная схема деформации по координате $Y(\theta)$: 1 — шпиндельная бабка; 2 — стойка; 3 — стол; 4 — станина

$$\bar{h}_p > \frac{2\bar{c}}{3(1+4\bar{c})}. \quad (17)$$

Рассмотрим пример оптимизации стойки координатно-расточного станка 2Д450 (рис. 5). Рассчитаем податливости e_{ox} и e_{oy} стойки станка 2Д450 с учетом ребер. Податливость по координате X (9) с учетом ребер (толщина ребер одинаковая):

$$e_{ox} = \frac{6\alpha_3(h+2c)^2(b+h)}{6\delta h^2 b^2 + \delta_p^4(b+h)(z_1\beta_1 + z_2\beta_2)} + \frac{\alpha_4}{2B_1}, \quad (18)$$

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

ребер (высотой h_{p1}) в плоскостях, параллельных плоскости YOZ ; z_2 — число ребер (высотой h_{p2}) в плоскостях параллельных плоскости XOZ ; $\beta_1 = h_{p1} / \delta_p$; $\beta_2 = h_{p2} / \delta_p$; r_{1i} — расстояние от средней линии i -го ребра до средней линии стойки параллельной оси Y .

Податливость по координате Y (14) с учетом ребер перпендикулярных действию нагрузки:

$$e_{oy} = \frac{\alpha_8[3(h+2c) + \alpha_7]}{B_2}, \quad (19)$$

где $\alpha_8 = \frac{(l_p - a)^2}{E}$;

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

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

С учетом исходных данных (см. рис. 5) ($l = 220$ см; $l_p - a = 124$ см; $b = 85,8$ см; $h = 95,8$ см; $c = 71$ см; $\delta = 2,2$ см; $\delta_p = 1,8$ см; $h_p = 10$ см; $z_1 = z_2 = 3$) получаем $e_{ox} = 2,11 \cdot 10^{-6}$ см/даН; $e_{oy} = 0,67 \cdot 10^{-6}$ см/даН.

Оптимальные параметры сечения стойки, обеспечивающие величину e_{ox} с учетом формулы (11): $b^* = 109,65$ см, $h^* = 68,74$ см. Проверка податливости по координате Y показала, что $e_y > e_{oy}$. В этом случае требуется использование ребер в плоскости, параллельной плоскости YOZ .

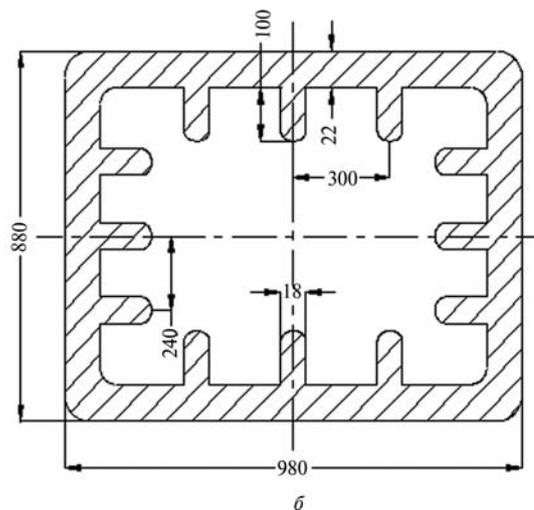
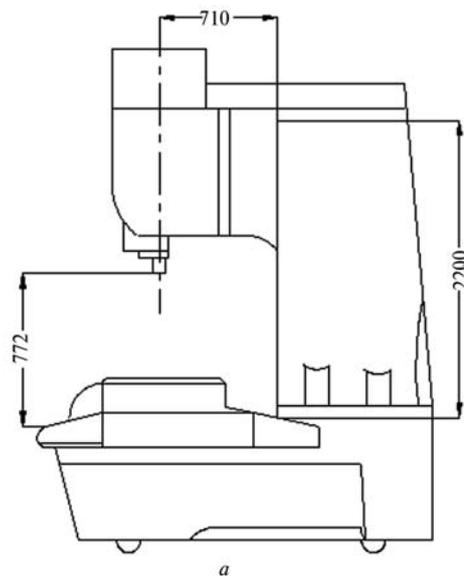


Рис. 5. Основные размеры станка 2Д450 (а) и сечения его стойки (б)

Число ребер z можно определить из формулы (14):

$$z = \frac{\alpha_6[3(2c+h) + \alpha_7] / e_{oy} - \delta h^3(3h+8c)}{c\delta_p^2\beta[\beta^2\delta_p^2 + 3(h-\delta_p\beta)^2]}. \quad (20)$$

При использовании ребер необходимо этот вариант стойки сравнить с вариантом без ребер, для которого b и h получены из системы уравнений

$$e_x = e_{ox}; e_y = e_{oy} \quad (21)$$

и выбрать ту конструкцию, которая обеспечивает меньшую массу стойки.

Для стойки станка 2Д450 экономия металла в случае использования варианта с b^* и h^* составляет 392 кг. При необходимости одновременного обеспечения e_{ox} и e_{oy} для варианта стойки без ребер для стойки станка 2Д450 были рассчитаны $h = 102$ см; $b = 89,8$ см. Экономия металла составила 291 кг.

На основе разработанной методики оптимизации можно предложить последовательность формирования набора вариантов конструкции стоек станка с ЧПУ:

- 1) задание предельных значений массы (m_n) и податливости набора стоек ($e_{п.с}$);
- 2) назначение требуемых значений податливостей вариантов стоек $e_1, e_2, \dots, e_i, \dots, e_k > e_{п.с}$;
- 3) разработка конструкции поперечного сечения i -го варианта стойки, для каждой податливости e_i ;
- 4) вычисление по полученным вариантам стоек их массы, а по массе определение трудоемкости или стоимости каждого варианта (F_{ci});
- 5) построение функционала качества набора вариантов стоек $e_c(F_c)$.

Разработку i -го варианта стойки станка с ЧПУ можно проводить на основе процедуры, которая была использована в примере оптимизации конструкции стойки станка 2Д450. Эта процедура включает следующие операции:

- определение оптимальных параметров b^* и h^* при заданных δ, l_p, c и e_{ox} с учетом формулы (11);
- если задано значение e_{oy} , то в случае $e_y > e_{oy}$ при полученных b^* и h^* вводятся внутренние ребра в плоскостях, параллельных плоскости YOZ с учетом соотношений (15), (16) и (20);
- вариант стойки с ребрами сравнивается с вариантом стойки без ребер с b и h , полученным при решении системы уравнений $e_x = e_{ox}$; $e_y = e_{oy}$ и выбирается стойка с параметрами, обеспечивающими минимальную массу.

Выводы

При оптимизации стоек металлорежущих станков эффективнее использовать функциональный критерий качества, который реализу-

ется в методе баланса градиентов (БГ-метод). Предложен метод оптимизации корпусных коробчатых деталей металлорежущих станков, в частности стоек (БГ-метод), который позволяет при виртуально заданной их жесткости (т. е. без численного задания) получать оптимальные соотношения параметров конструкции. Показано, что в случае равенства производных критерия эффективности, критерий оптимальности БГ-метода преобразуется в критерий равенства функций чувствительности (1-го порядка) от критерия качества.

Эффективность метода проиллюстрирована на станочных стойках, где в качестве критерия эффективности принята металлоемкость конструкции, а ограничением — 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.

Литература

1. Детали и механизмы металлорежущих станков: под ред. Д.Н. Решетова. Т. 1. М.: Машиностроение, 1972, 664 с.
2. Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие В 3 кн. Кн. 1. М.: Машиностроение, 1977. 623 с.
3. Васильев Г.Н. Автоматизация проектирования металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1987. 280 с.
4. Каминская В.В., Левина З.М., Решетов Д.Н. Станины и корпусные детали металлорежущих станков. М.: Машгиз, 1960. 362 с.
5. Каминская В.В., Гильман А.М., Егоров Ю.Б. Об автоматизированных расчетах оптимальных размеров деталей и узлов станков // СТИН. 1975. № 3. С. 2—5.
6. Евстигнеев В.Н., Левина З.М. Основные направления совершенствования компоновок многоцелевых станков по критерию жесткости // СТИН. 1986. № 1. С. 5—7.
7. Атапин В.Г. Оптимальное проектирование корпусных конструкций тяжелых поворотных подвижных столов // СТИН. 1995. № 11. С. 16—19.
8. Васильев Г.Н. Оптимизация вариантного конструирования металлорежущих станков и станочных систем // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 1996. № 2. С. 40—50.
9. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике. В 2 кн. Кн.1, пер. с англ. М.: Мир, 1986. 349 с.
10. Розенвассер Е.Н., Юсупов Р.М. Чувствительность систем управления. М.: Наука: Гл. ред. физ.-мат. литературы. 1981. 464 с.
11. Хог Э., Чой К., Комков В. Анализ чувствительности при проектировании конструкций: пер. с англ. М.: Мир, 1988. 428 с.

Статья поступила в редакцию 14.11.2011