



УТЕНКОВ
Владимир Михайлович
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

UTENKOV
Vladimir Mikhailovich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)



ТАЙ ЗАР ЧЖО НЬЮНТ
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

TAY ZAR KYAW NYUNT
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)

Оптимизация параметров конструкции вертикальных стоек металлорежущих станков по критерию достаточной жесткости при минимальном весе

В.М. Утенков, Тай Зар Чжо Ньюнт

Описана методика проектирования стоек металлорежущих станков (МС), имеющих достаточную жесткость при минимальном весе конструкции. При составлении методики использован метод баланса градиентов (БГ-метод), предложенный профессором Г.Н. Васильевым в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Для его реализации разработано специализированное программное обеспечение, на основе которого смоделированы процессы деформирования под действием сил резания стоек различной конфигурации и размеров. 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.

Полученные результаты подтверждают возможность методического подхода к оптимизации параметров конструкции стоек МС по критерию достаточной жесткости при минимальном весе.

Ключевые слова: металлорежущие станки, стойки, оптимизация параметров конструкции, метод баланса градиентов, жесткость.

Optimization of Design Parameters of Machine Tool Columns by criterion of Sufficient Rigidity with Minimum Weight

V.M. Utenkov, Tay Zar Kyaw Nyunt

The article presents a design procedure of machine tool (MT) columns having sufficient rigidity with minimum weight. Methodology uses the method of gradients balance (BG-method), proposed by Professor G.N. Vasiliev at Bauman Moscow State Technical University. The specialized software for its implementation was developed, on the base of which the deformation processes of columns of various configuration and size under the action of cutting forces were simulated. Experimental studies of rigidity of MT column models took place and confirmed the possibility of practical use of the chosen method of

modeling. The finite element modeling of the deformation processes of MT columns by a computer program ANSYS was carried out that also proves the feasibility of its using on the early stages of MT design, while choosing the cross-sectional parameters of a new machine-tool column. The results confirm the possibility of a methodological approach to optimize the design parameters of MT columns by criterion of sufficient rigidity with minimum weight.

Keywords: machine tools, columns, optimization of design parameters, method of gradients balance (BG-method), rigidity.

В работах [1, 2] методом баланса градиентов (БГ-метод) получены оптимальные значения конструктивных параметров стоек металлорежущих станков, включая параметры периметра их сечения и параметры внутренних ребер. Выполнены сравнительные оценки влияния этих параметров на функционал качества, определена возможность оптимального конструирования стоек при конкретных условиях их нагружения. Эффективность БГ-метода проиллюстрирована на станочных стойках [2].

Для оценки точности теоретически обоснованного БГ-метода авторами предлагаемой статьи разработаны и проведены экспериментальные исследования. Для этого были изготовлены модели стоек различной конфигурации. Соотношение размеров моделей соответствовало типичным соотношениям размеров стоек реальных станков. Основные параметры и схемы сечения исследованных моделей приведены на рис. 1. Рассмотрена собственная жесткость моделей стоек при изгибе и при кручении. Собственная жесткость j_c [кг/мм], определяется через отношение нагружающей силы F к упругому перемещению Δ в направлении этой силы [3, 4]:

$$j_c = \frac{F}{\Delta}.$$

Измерение деформации моделей стоек под действием крутящего момента осуществлялось посредством создания последовательно симметричной нагрузки в параллельных стенах. Приложение нагрузки в торцевой части модели

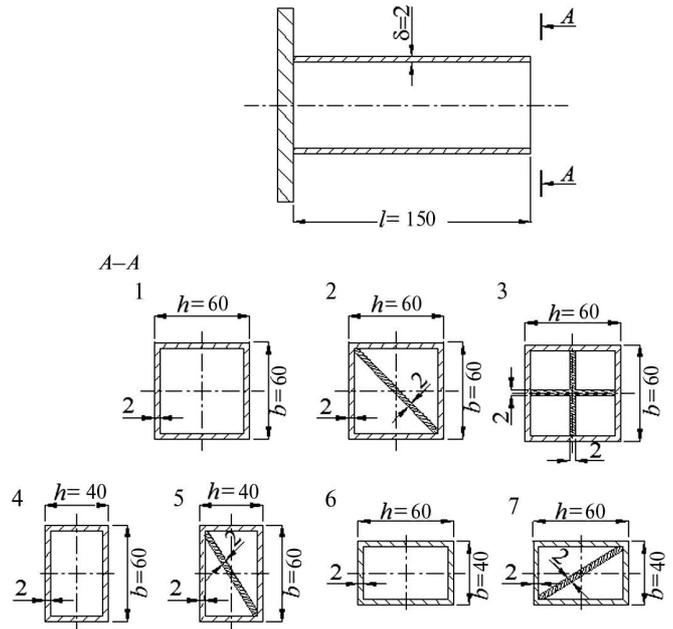


Рис. 1. Исследованные модели стоек

позволило получить максимальную деформацию. Экспериментальная установка для измерения жесткости при кручении показана на рис. 2, а. Крутящий момент на модель создавался посредством приложения сил в противоположных направлениях к плечам кронштейна (рис. 3, а). Силы создавались с помощью грузов определенного веса.

При исследовании деформаций моделей стоек при изгибе (рис. 2, 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 (рис. 3, б).

Модель стойки жестко закреплялась на суппорте токарного станка. Измерение деформации выполнялось на уровне приложенной силы на задней стенке. Индикатор 1 устанавливался на направляющих суппорта, а индикатор 2 — непосредственно на суппорте. Нагрузка создавалась с помощью задней бабки токарного станка. В аналогичных условиях измерения повторялись 4 раза.

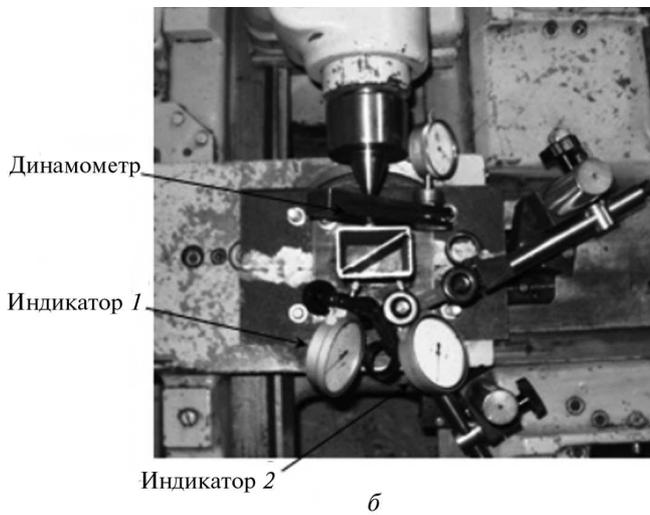
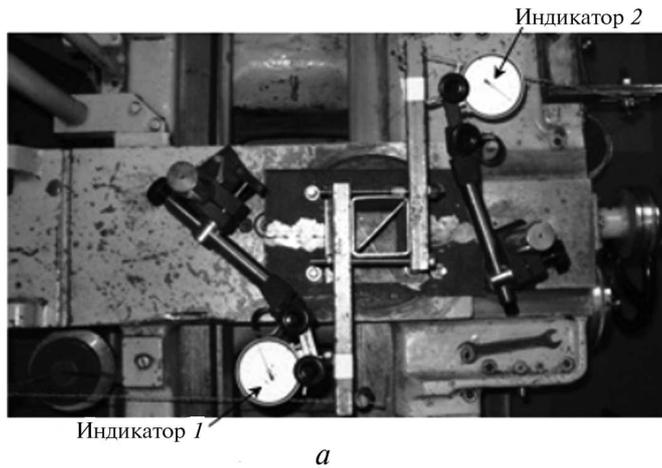


Рис. 2. Экспериментальная установка для исследования жесткости моделей стоек:

а — при кручении; б — при изгибе

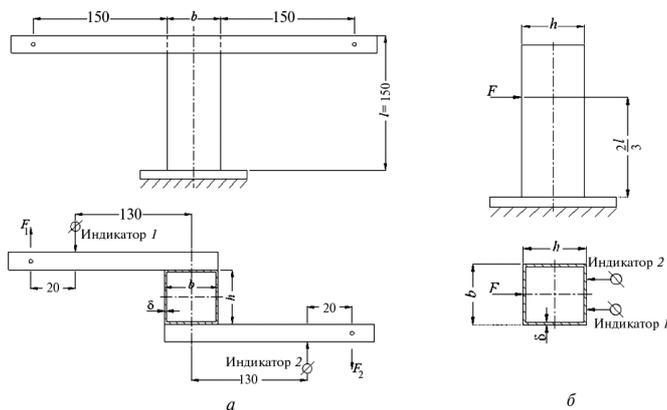


Рис. 3. Схема нагружения модели стойки:

а — при кручении; б — при изгибе

Жесткость моделей стойки оценивалась как средне-статистическое отношения максимальной нагрузки к максимальному упругому пере-

мещению. Результаты исследований жесткости моделей стоек сведены в табл. 1. По среднему показанию индикаторов (Δ_1 и Δ_2) получено значение упругих деформаций модели стойки при кручении $\Delta_{кр}$ и при изгибе $\Delta_{и}$. Отношение массы и деформации исследованных моделей представлено на рис. 4.

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

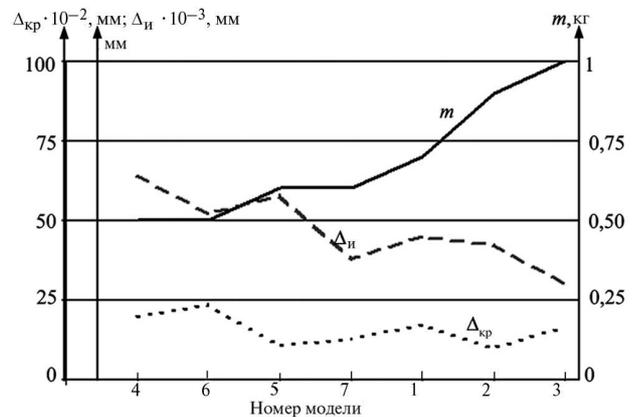


Рис. 4. Отношение массы и деформации семи исследованных стоек

Характеристика жесткости модели № 7 по среднему значению показания индикаторов БГ-метода при изгибе представлена на рис. 5.

Чтобы уточнить влияние конструктивных параметров стоек, включая параметры периметра их сечения, было выполнено компьютерное моделирование в программной среде МКЭ ANSYS. Комплекс ANSYS позволяет создавать геометрическую и конечно-элементную модель объекта исследования. Геометрическая модель также может импортироваться в среду комплекса ANSYS из других программных средств [5, 6].

Исследовано нагружение тех же семи моделей стоек, изготовленных из стали марки Ст1Сп. Характеристики стали были учтены в ANSYS-программе моделирования. Схемы

Результаты исследований жесткости моделей стоек

Но- мер мо- дели	Мас- са, кг	Индикатор 1					Индикатор 2					
		Δ_1 , мм, в каждом измерении				$\Delta_{1\text{сред}}$, мм	Δ_2 , мм, в каждом измерении				$\Delta_{2\text{сред}}$, мм	$\Delta_{\text{кр}}$, мм
		1	2	3	4		1	2	3	4		
<i>При кручении</i>												
1	0,7	0,188	0,173	0,175	0,175	0,178	0,164	0,166	0,164	0,164	0,165	0,171
2	0,9	0,102	0,101	0,099	0,105	0,102	0,094	0,094	0,092	0,094	0,094	0,098
3	1	0,171	0,172	0,173	0,175	0,173	0,160	0,156	0,160	0,154	0,158	0,165
4	0,5	0,208	0,205	0,206	0,211	0,208	0,172	0,170	0,194	0,190	0,182	0,195
5	0,6	0,110	0,108	0,112	0,108	0,110	0,100	0,104	0,102	0,104	0,103	0,106
6	0,5	0,224	0,229	0,227	0,228	0,227	0,240	0,240	0,238	0,238	0,239	0,233
7	0,6	0,129	0,131	0,129	0,128	0,129	0,120	0,122	0,124	0,120	0,122	0,125
<i>При изгибе</i>												
1	0,7	0,036	0,042	0,040	0,038	0,039	0,040	0,050	0,044	0,068	0,051	0,045
2	0,9	0,042	0,041	0,032	0,038	0,038	0,046	0,054	0,040	0,040	0,045	0,042
3	1	0,032	0,033	0,036	0,034	0,034	0,026	0,026	0,028	0,028	0,027	0,030
4	0,5	0,072	0,073	0,073	0,073	0,073	0,054	0,056	0,056	0,054	0,055	0,064
5	0,6	0,063	0,060	0,066	0,064	0,063	0,050	0,052	0,054	0,052	0,052	0,058
6	0,5	0,057	0,054	0,056	0,052	0,055	0,054	0,046	0,050	0,044	0,049	0,052
7	0,6	0,036	0,034	0,038	0,034	0,036	0,044	0,042	0,036	0,038	0,040	0,038

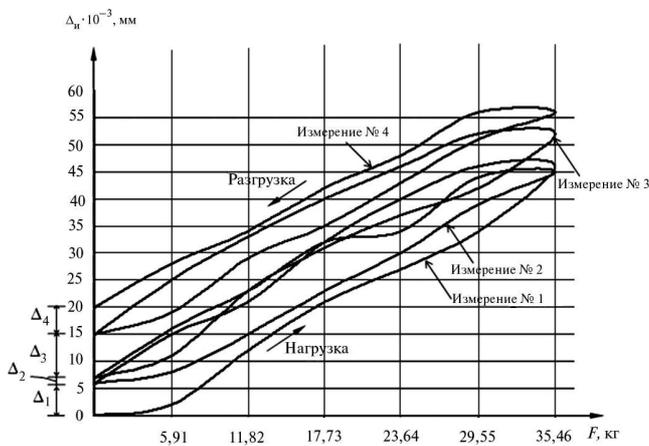


Рис. 5. Характеристика жесткости модели № 7 при изгибе

нагружения модели стоек при моделировании в среде ANSYS показаны на рис. 6.

По результатам ANSYS-моделирования определены максимальные перемещения каждой точки (узла элемента) в момент создания максимальной нагрузки (табл. 2). При этом рассмотрены не только точки, имеющие максимальное перемеще-

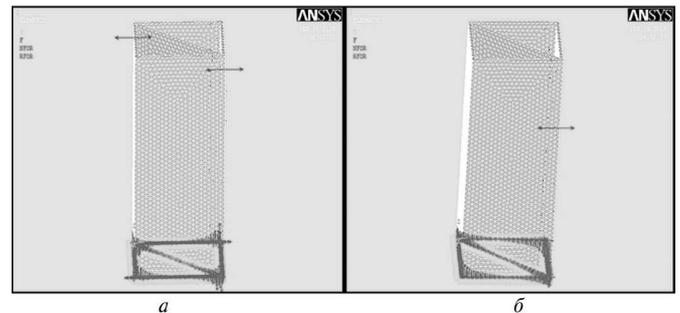
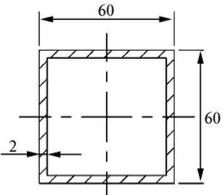
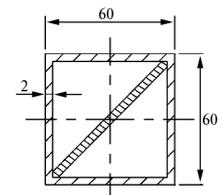
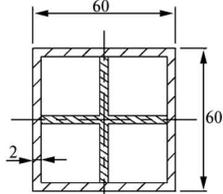
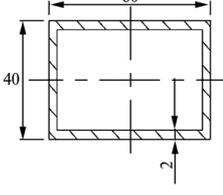
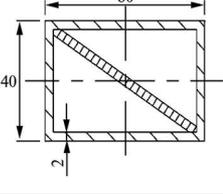
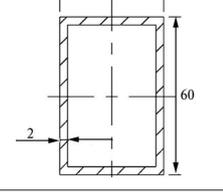
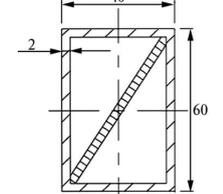


Рис. 6. Схема нагружения модели стойки при моделировании в среде ANSYS: а — при кручении; б — при изгибе

ние ($\Delta_{\text{и max}}$ и $\Delta_{\text{кр max}}$), но и точки, которые находятся на уровне приложенной силы на задней стенке при изгибе ($\Delta_{\text{и 3}}$) и при кручении ($\Delta_{\text{кр 3}}$).

На основе анализа результатов ANSYS-моделирования сделаны следующие выводы:

Результаты деформации исследованных семи моделей стоек при моделировании в среде МКЭ ANSYS

Номер модели	Сечение стойки $l = 150$ мм	Масса, кг	$l_p = 90$ мм		$l_p = 140$ мм	
			$\Delta_{и\max}$	$\Delta_{и_3} \cdot 10^{-2}$	$\Delta_{кр\max} \cdot 10^{-2}$	$\Delta_{кр_3} \cdot 10^{-3}$
1		0,546	0,093	0,515	0,686	5,87
2		0,731	0,083	0,152	0,154	0,682
3		0,805	0,006	0,407	0,349	2,97
4		0,452	0,091	0,195	1,08	9,43
5		0,606	0,081	0,221	0,169	1,26
6		0,452	0,045	0,129	0,656	5,55
7		0,606	0,039	0,207	0,11	0,698

1) при изгибе максимальное перемещение $\Delta_{и\max}$ происходит в точке приложения силы, а при кручении $\Delta_{кр\max}$ — в торцевой части конструкции;

2) модели с максимальной массой (№ 2 и № 3), аналогично с данными эксперимента, имеют хорошие показатели жесткости: модель № 2 — $\Delta_{и\max} = 0,083$ мм и $\Delta_{кр\max} = 0,154 \cdot 10^{-2}$ мм; модель № 3 — $\Delta_{и\max} = 0,006$ мм;

3) результат расчета изменения деформации моделей в зависимости от параметров сечения конструкции аналогичен экспериментальным данным:

- деформации тем меньше, чем больше параметр h сечения модели (т. е. $h > b$);
- у модели с параметрами сечения $b > h$, достаточно высокая жесткость конструкции достигается только при использовании перегородки (модель № 5);
- оптимальной моделью среди исследованных является модель № 7, так как именно она имеет лучшую жесткость конструкции при минимальном весе.

Расчеты деформаций других моделей стоек в программной среде ANSYS приведены в табл. 3. Полученные результаты моделирования также показали эффективность использования БГ-метода. Моделировалось воздействие на модели стоек симметричной нагрузки ($F_1 = F_2 = 20$ кг) при изгибе и косо-симметричной нагрузки ($F_1 = 20$ кг; $F_1 = -F_2$) при кручении, при условиях, принятых в описанном выше эксперименте.

На рисунке 7 по аналогии с рис. 4 приведены данные о массе и деформациях моделей стоек с различными конструктивными особенностями, полученные в результате ANSYS-моделирования.

Анализ результатов моделирования, приведенных в табл. 3, позволяет сделать следующие основные выводы:

1) увеличение параметра периметра сечения h более эффективно повышает жесткость конструкции при изгибе, применение диагонально-продольной перегородки (без изменения параметров периметра сечения) — при кручении (модели № 2 и 3);

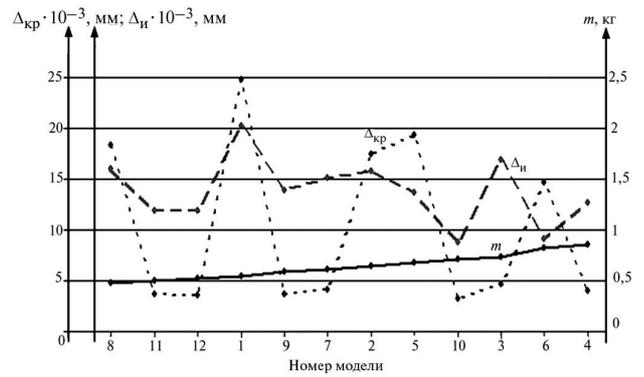


Рис. 7. Взаимоотношение массы и перемещения разных моделей стоек

2) жесткость конструкции эффективно увеличивается не только при использовании перегородок, но и при увеличении параметра h сечения стойки (модели № 4, 6 и 10);

3) модели, обеспечивающие оптимальное соотношение $\bar{h} > 3$ (где $\bar{h} = h / b$) (модели № 8 и 12) являются лучшими по критерию достаточной жесткости при минимальном весе.

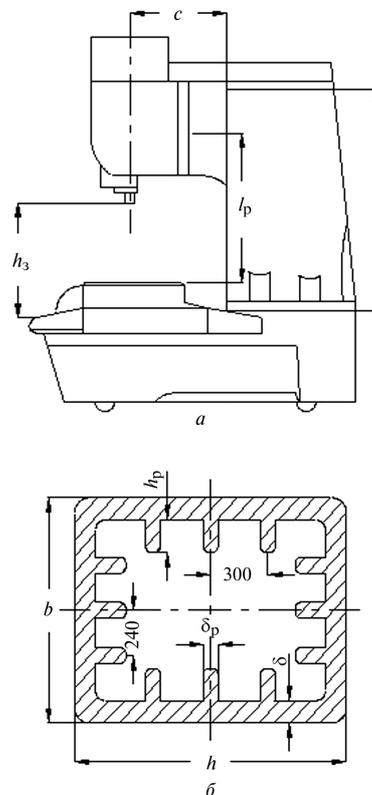


Рис. 8. Основные размеры станка 2Д450 (а) и сечения его стойки (б)

Результаты деформации моделей стоек при приложении силы на торцевой части конструкции при моделировании МКЭ в среде ANSYS

Номер модели	Сечение модели, $l = l_p = 150$ мм	m , кг	$\Delta_{\text{нmax}} \times 10^{-3}$, мм	$\Delta_{\text{крmax}} \times 10^{-3}$, мм	Номер модели	Сечение модели, $l = l_p = 150$ мм	m , кг	$\Delta_{\text{нmax}} \times 10^{-3}$, мм	$\Delta_{\text{крmax}} \times 10^{-3}$, мм
1		0,55	20,18	24,80	7		0,61	15,09	4,09
2		0,64	15,76	17,50	8		0,48	15,95	18,30
3		0,73	16,84	4,70	9		0,59	13,88	3,72
4		0,86	12,69	4,03	10		0,71	8,78	3,19
5		0,69	13,71	19,29	11		0,50	11,93	3,62
6		0,82	9,07	14,63	12		0,53	11,91	3,59

При оптимизации на основе БГ-метода параметров стойки координатно-расточного станка 2Д450 (рис. 8) податливость по координате X с учетом ребер жесткости (толщина ребер одинаковая) [2] определяется по формуле

$$e_{ox} = \frac{6\alpha_3(h+2c)^2(b+h)}{6\delta h^2 b^2 + \delta_p^4(b+h)(z_1\beta_1 + z_2\beta_2)} + \frac{\alpha_4}{2B_1}, \quad (1)$$

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_{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 с учетом ребер, перпендикулярных действию нагрузки, рассчитывается по формуле

$$e_{oy} = \frac{\alpha_8[3(h+2c) + \alpha_7]}{B_2}; \quad \alpha_8 = \frac{(l_p - a)^2}{E}. \quad (2)$$

Здесь

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

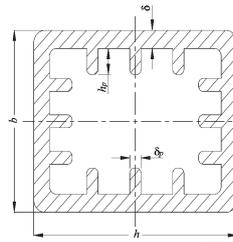
r_{2j} — расстояние от j -го ребра до средней линии стойки параллельной оси X .

С учетом исходных данных ($l = 2200$ мм; $h_3 = 772$ мм; $l_p = 850$ мм; $b = 880$ мм; $h = 980$ мм;

Таблица 4

Результаты моделирования в среде ANSYS деформаций стойки станка 2Д450 в зависимости от точки приложения силы

Параметры моделирования		Номер модели			
		1	2	3	4
h , мм		980	690	980	980
b , мм		880	1100	880	880
δ , мм		22	22	22	22
δ_p , мм		18	18	18	36
h_p , мм		100	100	150	100
Точки приложения силы					
$l_p = 330$ мм	$\Delta_{и\max} \cdot 10^{-3}$, мм	24,84	23,78	19,93	19,13
	$\Delta_{кр\max} \cdot 10^{-3}$, мм	18,56	15,15	17,66	15,57
$l_p = 600$ мм	$\Delta_{и\max} \cdot 10^{-3}$, мм	35,20	30,80	32,38	28,42
	$\Delta_{кр\max} \cdot 10^{-3}$, мм	25,48	21,18	27,21	22,54
$l_p = 780$ мм	$\Delta_{и\max} \cdot 10^{-3}$, мм	46,05	36,09	42,21	40,19
	$\Delta_{и\max} \cdot 10^{-3}$, мм	35,55	30,76	38,41	31,60
$l_p = 850$ мм	$\Delta_{и\max} \cdot 10^{-3}$, мм	50,39	38,99	54,08	45,52
	$\Delta_{кр\max} \cdot 10^{-3}$, мм	39,44	34,29	42,45	35,16



Сечение стойки станка 2Д450

$c = 710$ мм; $\delta = 22$ мм; $\delta_p = 18$ мм; $h_p = 100$ мм; $z_1 = z_2 = 3$) получаем $e_{OX} = 2,11 \cdot 10^{-5}$ мм/кг; $e_{OY} = 0,67 \cdot 10^{-6}$ мм/кг.

Оптимальные параметры сечения стойки, составляют $e_{OX}: b^* = 1097$ мм, $h^* = 687,4$ мм.

Результаты моделирования в среде ANSYS деформации стойки станка 2Д450 (модель № 1) и стоек с измененными параметрами поперечного сечения приведены в табл. 4.

В ходе эксперимента была также исследована зависимость деформаций от расчетной длины l_p [7]. Для всех значений параметра l_p стойка (см. табл. 4, модель № 2) с определенными на основе БГ-метода оптимальными параметрами h^* и b^* , как при изгибе так и при кручении была лучшей. Вид деформированной стойки станка 2Д450 после ANSYS-моделирования показан на рис. 9.

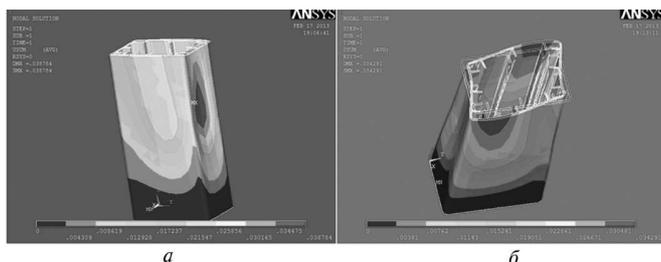


Рис. 9. Изображение деформированных стоек станка 2Д450:

a — при изгибе; *б* — при кручении

Выводы

В результате экспериментальных исследований жесткости моделей вертикальных стоек металлорежущих станков и конечно-элементного моделирования процесса деформирования стоек в программной среде ANSYS доказана возможность использования БГ-метода для оптимизации параметров конструкции стоек

металлорежущих станков по критерию достаточной жесткости при минимальном весе.

Литература

1. Васильев Г.Н., Тай Зар Чжо Ньунт. Оптимизация конструктивных параметров корпусных деталей станка при заданной жесткости // Технология машиностроения. 2010. № 10. С. 30—34.
2. Тай Зар Чжо Ньунт. Оптимизация параметров конструкции стоек металлорежущих станков методом баланса градиентов при заданной жесткости // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 1. С. 3—11.
3. Чернянский П.М. Основы проектирования точных станков. Теория и расчет. М.: КноРус, 2010. 239 с.
4. Проектирование автоматизированных станков и комплексов / В.М. Утенков, П.М. Чернянский, Г.Н. Васильев. В 2 т.; Под. ред. П.М. Чернянского. М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1981. Т. 1. 336 с.; Т. 2. 304 с.
5. Басов К.А. Графический интерфейс комплекса ANSYS. М.: ДМК Пресс, 2006. 248 с.
6. The finite element method and applications in engineering using ANSYS / Erdogan Madenci, Ibrahim Guven. Publisher: Springer. 2007. 686 p.
7. Stiffness analysis of machine tools using finite element method / Yu Lianqing, Wang Liping, Third International Symposium on Intelligent Information Technology Application. 2009.

References

1. Vasil'ev G.N., Tai Zar Chzho N'iunt. Optimizatsiia konstruktivnykh parametrov korpusnykh detalei stanaka pri zadannoi zhestkosti [Optimization of the design parameters of body parts for a given machine rigidity]. *Tekhnologija mashinostroeniia*. 2010, no. 10, pp. 30—34.
2. Tai Zar Chzho N'iunt. Optimizatsiia parametrov konstruktсии stоек metallorēzhushchikh stankov metodom balansa gradientov pri zadannoi zhestkosti [Parameter optimization of machine tool design racks balance method at a given hardness gradients]. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 2012, no. 1, pp. 3—11.
3. Chernianskii P.M. *Osnovy proektirovaniia tochnykh stankov. Teoriia i raschet* [Basics of designing precise machine tools. Theory and Design]. Moscow, KnoRus publ., 2010. 239 p.
4. Utenkov V.M., Chernianskii P.M., Vasil'ev G.N. *Proektirovaniie avtomatizirovannykh stankov i kompleksov* [Design of automated machines and systems]. Moscow, MVTU im. N.E. Bauman publ., 1981, vol. 1. 336 p.; vol. 2. 304 p.
5. Basov K.A. *Graficheskii interfeis kompleksa ANSYS* [Graphical interface of ANSYS]. Moscow, DMK Press publ., 2006. 248 p.
6. Madenci E., Guven I. *The finite element method and applications in engineering using ANSYS*. Springer publ., 2007. 686 p.
7. Lianqing Y., Liping W. *Stiffness analysis of machine tools using finite element method*. Third International Symposium on Intelligent Information Technology Application. 2009.

Статья поступила в редакцию 16.04.2013

Информация об авторах

УТЕНКОВ Владимир Михайлович (Москва) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Металлорежущие станки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: utencov@bmstu.ru).

Тай Зар Чжо Ньунт (Москва) — аспирант кафедры «Металлорежущие станки». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: n.tayzar@gmail.com).

Information about the authors

UTENKOV Vladimir Mikhailovich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of «Metal-cutting Machines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: utencov@bmstu.ru).

TAY ZAR KYAW NYUNT (Moscow) — Post-Graduate of «Metal-cutting Machines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: n.tayzar@gmail.com).