

МАШИНОСТРОЕНИЕ

В. С. ХОМЯКОВ, О. В. ДАБАГЯН

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ  
 ШИРОКОУНИВЕРСАЛЬНОГО КОНСОЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО  
 СТАНКА НА ОСНОВЕ ЛП-ПОИСКА

От конструктивного исполнения несущей системы (НС) широко-универсального консольно-фрезерного станка (ШКФС) в значительной степени зависят такие важные технико-экономические показатели, как точность, жесткость, динамическое качество. Так как амплитудно-фазовая частотная характеристика (АФЧХ) станка достаточно полно отражает названные показатели, то оптимизацию его НС можно свести к оптимизации этой характеристики. Ниже задача оптимизации решается методом математического моделирования применительно к ШКФС мод. 6Р82Ш Горьковского завода фрезерных станков (ГЗФС), принятому за базовый вариант.

Основой для построения расчетной схемы НС послужили экспериментальные данные [1]. Записи колебаний рассматривались как стационарные случайные процессы и обрабатывались с использованием методов спектрального анализа. Анализ полученных статистических характеристик позволил в диапазоне от 0 до 200 Гц выделить восемь собственных частот НС станка, которые идентифицированы и сведены в табл. 1.

Таблица 1

№ п/п	Плюс-кость	Собственная частота, Гц	Характеристика формы колебаний (рис. 1)
1		15	Качательные колебания стойки станины 1.
2	УОZ	42	Угловые колебания консольной группы 3.
3		65	Изгибные колебания хобота с головкой 6
4		142	Угловые колебания хобота за счет поворота его в стыке 5 со стойкой станины 1.
5	ХОZ	102	Крутильные колебания хобота с серьгами и головкой 6 вокруг своей продольной оси.
6		21	Нагибные колебания хобота с головкой 6.
7	ХОУ	50	Угловые колебания консольной группы 3 относительно вертикальной оси, близко расположенной к зеркалу станины.
8		200	Угловые колебания хобота за счет поворота его в стыке 5 со стойкой станины 1.

Наибольшее влияние на точность обработки оказывают колебания хобота и консольной группы станка в плоскости YOZ, происходящие в противофазе. Они образуют, так называемые, камертонные формы колебаний НС станка.

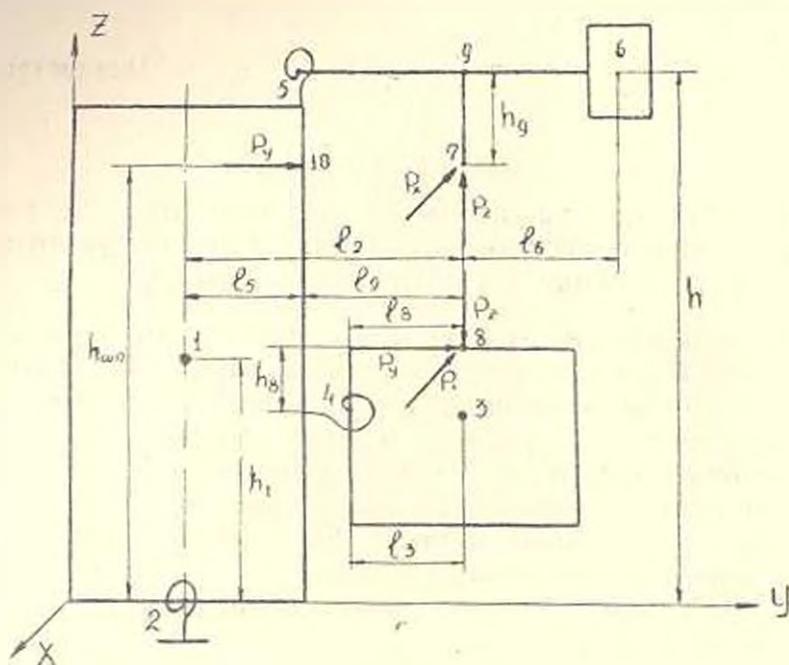


Рис. 1. Расчетная схема станка.

По результатам экспериментального исследования ПКФС разработана пространственная расчетная схема его НС с 8 степенями свободы (рис. 1). На расчетной схеме цифрами обозначены центры тяжести и точки приведения масс стойки станины 1, консольной группы 3 и вертикальной фрезерной головки 6. Хобот представлен в виде упругой балки, левый конец которой упруго связан со стойкой станины 1. Цифрами 2, 4, 5 обозначены упруго-демпфирующие связи между отдельными элементами НС, причем, значения коэффициентов жесткости и демпфирования связи 4 учитывают не только контактную жесткость и демпфирование в направляющих консоли, но и аналогичные параметры системы «основание—ходовой винт—консоль». Цилиндрическая фреза установлена на оправке между двумя сервами, жестко связанными с хоботом станка. Так как податливость на изгиб левой части оправки по сравнению с податливостью хобота велика, принято, что составляющие  $P_2$  и  $P_1$  силы резания приложены в точке 7 и нагружают хобот через абсолютно жесткую балку 7—9. Составляющая силы резания  $P_y$ , действующая вдоль оси 7—10 шпинделя, считалась приложенной к стойке станины в точке 10.

Математической моделью НС станка является система дифференциальных уравнений 16-го порядка с соответствующими краевыми условиями.

В качестве обобщенных координат системы приняты векторы перемещений (рис. 1)

$$q_1 = \varphi_{2x}, \quad q_4 = [\varphi_{4x}, \varphi_{4z}]^T \quad \text{и} \quad q_9 = [x_9, z_9, \varphi_{9x}, \varphi_{9y}, \varphi_{9z}]^T.$$

Математическая модель позволяет найти передаточную функцию НС станка по связи с резанием  $W = \Delta/P$ , где  $\Delta$  — изменение относительного расстояния между фрезой и обрабатываемой деталью вследствие колебаний,  $P$  — изменение силы фрезерования при колебаниях.

Для определения  $\Delta$  использовалась формула приведения

$$\Delta = A_{0-7} \cdot q_1 - A_{4-9} \cdot q_4.$$

где  $A_{0-7}$  и  $A_{4-9}$  — матрицы переноса.

Наибольший интерес с точки зрения влияния на точность обработки представляет составляющая передаточной функции  $W_x = \Delta_x/P$ . Соответствующая ей АФЧХ НС станка мод. 6Р82Ш показана на рис. 2. Характеристика рассчитана на ЭВМ в диапазоне частот от 0 до 200 Гц при заданных исходных параметрах системы станка. Там же показана соответствующая экспериментальная АФЧХ станка. Использование экспериментальных данных при определении ряда параметров системы позволило добиться того, что отклонения расчетных значений характеристики  $W_x$  от экспериментальных не превышают 10% по собственным частотам и 20% по значениям динамической податливости системы на этих частотах.

На характеристике  $W_x$  выделяются две резонансные петли (на частотах  $f_3 = 42$  Гц и, особенно,  $f_5 = 65$  Гц), соответствующие угловым колебаниям консольной группы и изгибным колебаниям хобота с фрезерной головкой в плоскости YOZ. К камертонным формам колебаний относятся также угловые колебания хобота за счет его поворота в стыке 5 со стойкой станины (на частоте  $f_7 = 142$  Гц). Из АФЧХ НС этой форме колебаний соответствует 7-я петля. Очевидно, что если изменением параметров НС станка удастся уменьшить размеры этих петель, тем самым будет достигнуто улучшение динамического качества станка.

Однако, вследствие связанности системы, при изменении ее параметров претерпевают изменения не только две упомянутые выше, но и другие формы колебаний, а также суммарная статическая податливость станка  $K_s(X)$ . Поэтому, если в качестве частных критериев оптимизации  $F_i(X)$ ,  $i = 1 \dots 3$  выбрать максимальные радиусы-векторы  $A_j(X)$ ,  $j = 3, 5, 7$  петель АФЧХ НС станка, соответствующих камертонным формам колебаний, то на максимальные радиусы-векторы  $A_j(X)$ ,  $j = 1, 2, 4, 6, 8$  остальных петель, а также на статическую податливость НС станка  $K_s(X)$ , следует наложить функциональные ограничения.

Следовательно, задача оптимизации НС станка сводится к определению вектора  $X_{\text{opt}}$  оптимальных параметров системы, которые бы минимизировали значения частных критериев  $F_i(X)$  в заданном диапа-

зоне частот  $f = 0 \dots 200$  Гц при определенных значениях элементов вектора  $Z$  постоянных параметров (соответствующих параметрам базового варианта станка мод. 6P82Ш) и ограничениях: функциональных —  $C_k(X) \leq C_{k0}(X)$ ,  $k = 1 \dots 6$  и параметрических —  $X_{\min} \leq X \leq X_{\max}$  ( $C_k(X)$  и  $C_{k0}(X)$  — соответственно, значения  $\max A_j(X)$ ,  $j = 1, 2, 4, 6, 8$  и  $K_0(X)$  — АФЧХ допустимого и базового вариантов станка,  $X$  — вектор варьируемых параметров системы).

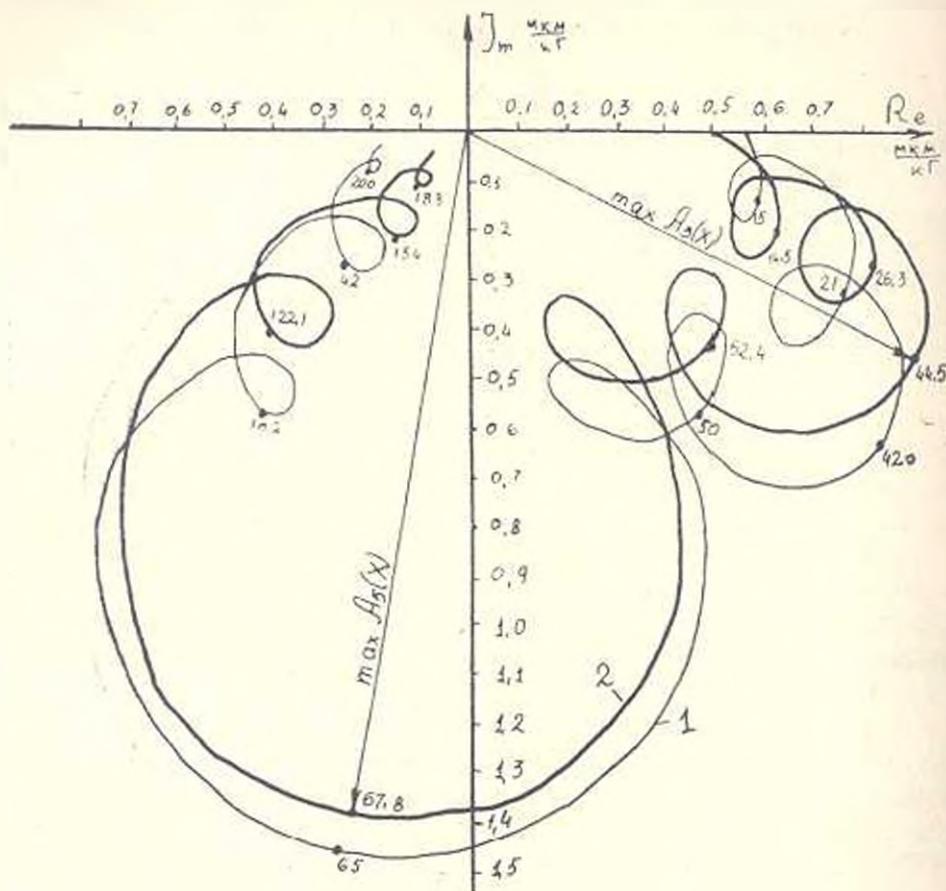


Рис. 2. АФЧХ несущей системы станка: 1 — экспериментальная; 2 — расчетная.

В число варьируемых параметров  $X$  включены 10 конструктивных и эксплуатационных параметров консольной группы и хобота, в наибольшей степени влияющих на оптимизируемую камертонную форму колебаний ИС станка (рис. 3):

- 1) длина  $L_x$  и ширина  $B_x$  вертикальных направляющих консоли;
- 2) инерционный параметр  $m_x l_x^2$  консольной группы ( $m_x$  — приведенная к центру тяжести масса консольной группы,  $l_x$  — см. рис. 1);
- 3) коэффициент  $k_x$  контактной податливости направляющих соединения консоль-стойка станины;
- 4) высота  $H_x$  направляющих хобота в соединении со стойкой станины;
- 5) длины  $L_x$  соединения хобота со стойкой

станины: 6) высота  $h_x$ , ширина  $b_x$  и толщина  $\Delta_x$  стенки поперечного сечения хобота; 7) коэффициент  $k_x$  контактной податливости направляющих соединения хобот-стойка станины.

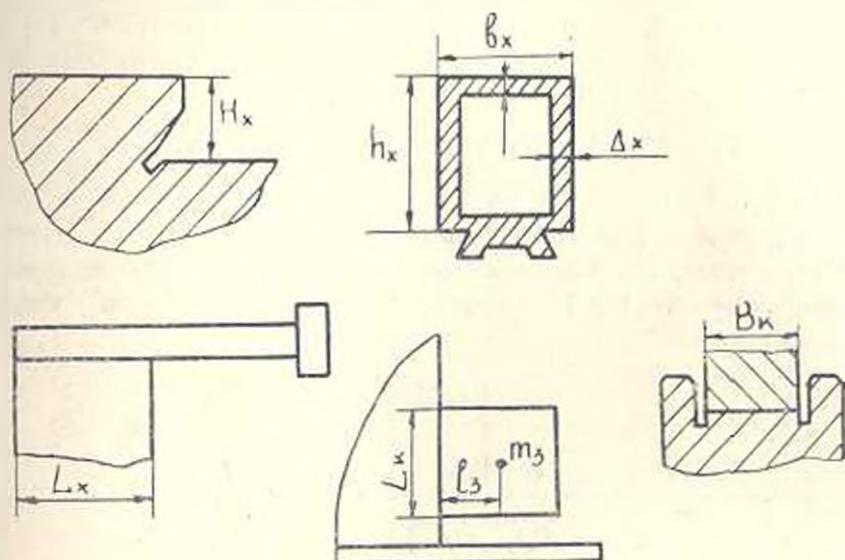


Рис. 3. Варьируемые параметры станка.

Диапазоны варьирования параметров  $X$  системы были установлены из конструктивных соображений. Предельные значения параметров  $X$ , определяющие допустимую область пространства параметров, приведены в табл. 2.

Таблица 2

№ п/п	Параметры $X$	$L_x$ , см	$m_3 L_3^2$ , кг·см <sup>2</sup>	$b_x$ , см	$k_x \cdot 10^{-4}$ , см <sup>2</sup> /кг	$H_x$ , см	$L_x$ , см	$k_x \cdot 10^{-4}$ , см <sup>2</sup> /кг	$h_x$ , см	$\Delta_x$ , см	$\Delta_{\Delta_x}$ , см
1	Исходное значение (станок мод. 6P8211)	64	6397,41	10	1,2	3,2	62,5	1	32	28	1,5
2	Минимальное значение	55	3763,2	8	0,7	2,5	50	0,5	30	25	1
3	Максимальное значение	75	8064	12,5	1,4	5	70	1,2	40	35	2,25
4	Вариант 701	71	5376	11	0,9	5	5,7	0,7	39	31	1,5
5	Вариант 510	60	4300,8	8	0,8	3,2	51	0,7	36	27	1,75

Для поиска оптимальных значений  $X_{opt}$  варьируемых параметров применен метод ЛП-поиска [2]. Его выбор в данном случае обусловлен отсутствием необходимости единой целевой функции. Метод ЛП-поиска обеспечивает большую равномерность зондирования пространства параметров, повторяемость численных экспериментов, возможность нахождения глобального оптимума.

В процессе решения данной задачи на ЭВМ было просчитано в общей сложности  $N = 1024$  вариантов ИС. По результатам расчетов на

ЭВМ сформирована таблица испытаний, фрагмент которой (верхняя часть) показан в табл. 3.

Анализ таблицы испытаний с учетом введенных критериальных и функциональных ограничений показал, что существуют лишь два варианта (510 и 701), для которых удовлетворяются все критериальные ограничения, т. е.

$$\max A_j(X) \leq \max A_{0j}(X), \quad j = 3, 5, 7,$$

где  $\max A_{0j}(X)$  — значения частных критериев оптимизации в начальной точке поиска. Еще три варианта (154, 348 и 433) удовлетворяют лишь двум критериальным ограничениям ( $j=3, 5$ ), в то время как максимальный радиус-вектор 7-й петли АФЧХ у них больше, чем у базового варианта станка.

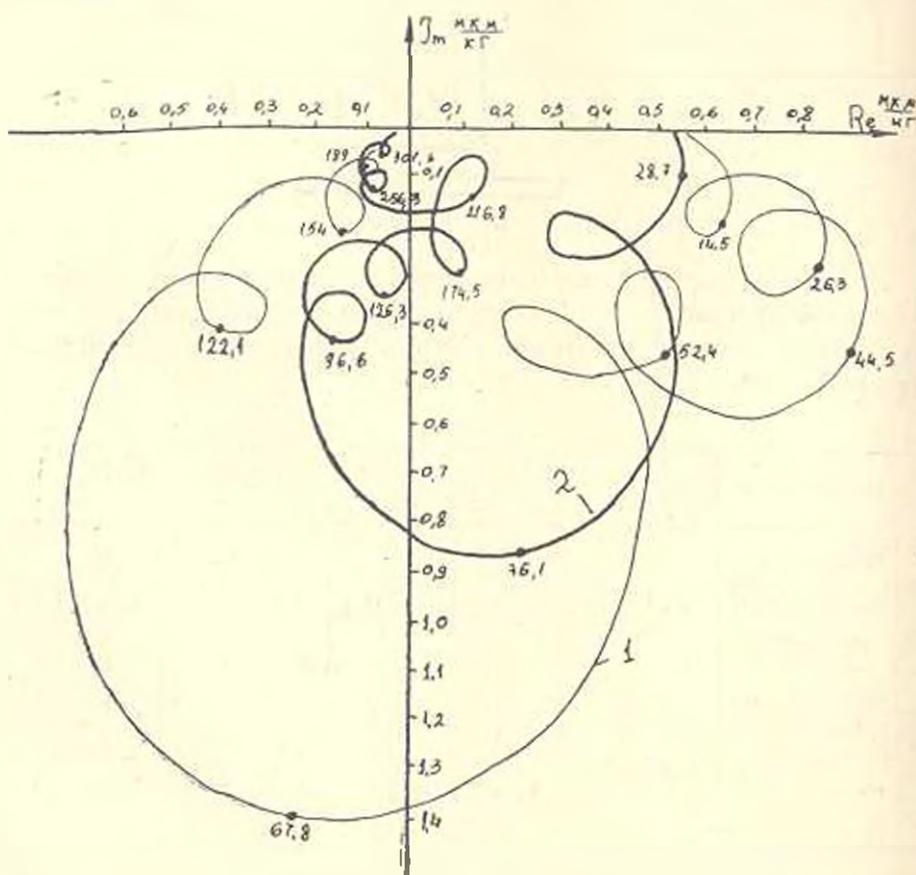


Рис. 4. АФЧХ несущей системы станка после оптимизации по варианту 701: 1 — исходная; 2 — оптимизированная.

По функциональным ограничениям не проходит ни один вариант, но при незначительных уступках — для 701-го варианта по ограничению  $\max A_7(X)$  и для 510-го варианта по ограничению  $\max A_7(X)$ , можно оба эти варианта считать оптимальными. На рис. 4 показана

$\frac{l}{\max A_2 (f_2)}$	$\frac{l}{\max A_3 (f_3)}$	$\frac{l}{\max A_7 (f_7)}$	$\frac{l}{K_2}$	$\frac{l}{\max A_1 (f_1)}$	$\frac{l}{\max A_2 (f_2)}$	$\frac{l}{\max A_4 (f_4)}$	$\frac{l}{\max A_6 (f_6)}$	$\frac{l}{\max A_8 (f_8)}$
277	120	116	433	240	896	114	701	701
0,446 (36,1)	0,31 (108,6)	0,152 (237)	0,49	0,54 (11,6)	0,551 (35,4)	0,293 (64,6)	0,192 (216,8)	0,078 (301)
701	510	701	.	701	510	119	471	510
0,481 (96,6)	0,313 (104,4)	0,164 (256,3)	.	0,559 (28,7)	0,565 (18,5)	0,33 (148,1)	0,193 (230,1)	0,085 (210,8)
883	701	471	0	471	591	701	.	.
0,491 (54,5)	0,316 (174,5)	0,183 (194,1)	0,5	0,572 (10,7)	0,569 (25,6)	0,335 (126,3)	.	.
161	426	510	.	.	.	131	964	.
0,494 (48,6)	0,318 (125,6)	0,192 (178,6)	.	.	.	0,342 (154,2)	0,197 (179,9)	.
.	.	970	.	193	.	.	510	.
.	.	0,209 (190,2)	.	0,637 (21)	.	.	0,201 (139,4)	.
364	.	.	701	510	.	0	309	113
0,537 (45,3)	.	.	0,54	0,643 (8,3)	.	0,676 (52,4)	0,218 (194,2)	0,13 (348,1)
510	154	.	154	236	.	.	.	.
0,538 (73,8)	0,406 (131,5)	.	0,54	0,649 (17,5)	.	.	.	.
259	.	.	.	.	999	.	154	193
0,539 (48,6)	.	.	.	.	0,863 (30,1)	.	0,51 (174,2)	0,136 (267,3)
.	.	.	510	.	0	.	.	.
.	.	.	0,62	.	0,882 (26,3)	.	.	.
0	0	0	348	0	701	510	0	0
1,033 (44,5)	1,422 (67,8)	0,28 (154,1)	0,67	0,671 (14,5)	0,89 (76,1)	0,834 (87,9)	0,556 (121,5)	0,159 (189)

— номер испытания,  $\max A_i$  [мк.м, кг],  $f_i$  — собственная частота колебаний [Гц].

АФЧХ варианта 701. Налицо значительное уменьшение петель, соответствующих камертонным формам колебаний. Одновременно увеличивались собственные частоты этих форм колебаний. Полученные в результате оптимизации характеристики (табл. 3) не только уменьшились в размерах, но и сместились вправо, что также свидетельствует об улучшении динамических свойств станка.

Проведенное исследование показывает не только возможность применения метода ЛП-поиска для оптимизации конструкции несущих систем станков, но и свидетельствует о резервах повышения жесткости и динамического качества ШКФС, выпускаемых ГЗФС.

МОССТАНКИН

5. VII. 1982

Վ. Ս. ԿՈՄՅԱԿՈՎ, Հ. Վ. ԳԱՐԱԳՅԱՆ

ԱՅՆ ԲԻՆԻՎԵՐՍԱԿ ԿՈՆՍՈԼ-ՃԻՐԵԶՆԵՐԱՅԻՆ ՀԱՍՏՈՑԻ ԿՐՈՂ ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ ՊԱՐԱՄԵՏՐԱՅԻՆ ՕՊՏԻՄԱԿԱՑՈՒՄԸ «ԼՊՊ-ՍՈՒՍԿ» ԵՂԱՆԱԿՈՎ

#### Ա մ փ ո փ ու մ

Փորձնական տվյալների հիման վրա ցույց է տրված 6P82III հաստոցի հաշվարկային սխեմայի ընտրության, տատանումների ձևերի (բնույթի) վերլուծության և մաթեմատիկական մոդելի կառուցման կարգը:

Դա հնարավորություն է տվել կատարել հաստոցի կոնստրուկցիայի օպտիմալացում «ԼՊՊ-ՍՈՒՍԿ» եղանակով: Ցույց է տրված այդ եղանակի կիրառման հնարավորությունը հաստոցների կրող համակարգերի կոնստրուկցիաների օպտիմալացման համար:

Կոնստրուկտիվ պարամետրերի բերված փաստացի թվական արժեքները, որոնք ստացվել են օպտիմալացման հետևանքով, թույլ են տալիս պլանիորեն բարելավել հաստոցի դինամիկական հատկությունները:

#### Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Дубагян О. В., Хомяков В. С. Экспериментальное исследование колебаний широко-универсального консольно-фрезерного станка.— Изв. АН АрмССР (сер. ТII), т. XXXV, № 1, 1982, с. 37—40.
2. Артоболевский И. И. и др. Постановка и решение задач оптимального проектирования машин — Машиноведение, 1977, № 5, с. 15—23.