

МАШИНОСТРОЕНИЕ

В. С. МАНУКЯН, Е. В. ХЛЕБАЛОВ

К РАСЧЕТУ ЧАСТОТЫ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ
ВЫДВИЖНОГО ШПИНДЕЛЯ ГОРИЗОНТАЛЬНО-РАСТОЧНОГО
СТАНКА

Расчет шпиндельных систем горизонтально-расточных станков на устойчивость в процессе резания можно производить путем приведения динамической системы станка к сосредоточенным массам с конечным числом степеней свободы, перемещаемых по обобщенным координатам. Конструкция шпиндельной системы расточного станка характеризуется тем, что выдвижной шпиндель, изготовленный из легированной стали, представляет из себя точно пригнанную балку по диаметру направляющих итулок, рассматриваемых в дальнейшем как упругие. Таким образом, для расчета приведенной массы выдвижного шпинделя имеем балку, лежащую на прерывистых упругих опорах со свободными концами (рис. 1). При этом согласно формуле



Рис. 1. Расчетная схема.

$$M_{eq} = \frac{C}{p^2}$$

требуется определить значение жесткости C и угловой частоты p . Значение p для принятой схемы определялось расчетным путем и проверялось экспериментально на горизонтально-расточном станке модели 2А614 Мусаванского завода, исходя из предположения, что реакция постели линейна и действует по главным осям. Влияние заделки в механизме подачи замещено угловой пружиной. Уравнение собственных изгибных колебаний для свободных участков балки и для участка лежащих на упругих опорах соответственно равны [1]:

$$\begin{aligned} EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} &= 0; \\ EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + ky &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь y — прогиб; x — продольная координата; t — время; EI — изгибная жесткость; m — распределенная погонная масса; $k = \frac{d}{\delta_s}$ — погонная жесткость; d — приведенная ширина направляющих (диаметр выдвижного шпинделя);

k_c — коэффициент контактной податливости.

Решение дифференциальных уравнений в частных производных можно представить в следующем виде

$$y = f(x) \sin(pt + \varphi), \quad (2)$$

где φ — фаза колебаний.

Выражение $f(x)$ удобно представить в виде функции Крылова для каждого участка выдвижного шпинделя (рис. 1):

$$\begin{aligned} f_1(x_1) &= A_1 s(x_1) + B_1 T(x_1) + C_1 u(x_1) + D_1 v(x_1), \\ f_2(x_2) &= A_2 s(x_2) + B_2 T(x_2) + C_2 u(x_2) + D_2 v(x_2), \\ f_3(x_3) &= A_3 M(\beta x_3) + B_3 N(\beta x_3) + C_3 p(\beta x_3) + D_3 Q(\beta x_3), \\ f_4(x_4) &= A_4 s(x_4) + B_4 T(x_4) + C_4 u(x_4) + D_4 V(x_4), \\ f_5(x_5) &= A_5 M(\beta x_5) + B_5 N(\beta x_5) + C_5 P(\beta x_5) + D_5 Q(\beta x_5), \\ f_6(x_6) &= A_6 s(x_6) + B_6 T(x_6) + C_6 u(x_6) + D_6 v(x_6), \end{aligned} \quad (3)$$

где $A_1 \dots A_6, B_1 \dots B_6, C_1 \dots C_6, D_1 \dots D_6$ — постоянные коэффициенты, S, T, U, V, M, N, P, Q — функции Крылова

$$\alpha_1 = \sqrt{\frac{m_1 p^2}{E_1 I_1}}, \quad \alpha_2 = \sqrt{\frac{m_2 p^2}{E_2 I_2}}, \quad \beta = \sqrt{\frac{k - m p^2}{4 E_3 J_3}},$$

при $k > m p^2$.

Значения α и β определяются из краевых условий балки при совместном решении уравнений (3). Поскольку эти уравнения трансцендентны, решение уравнений производится следующим путем. Задаемся некоторой величиной P , которая со всей возрастающей точностью должна удовлетворять соотношению, вытекающему из краевых условий [1]. В результате получаем уравнение частот выдвижного шпинделя в следующем виде:

$$(A_1 B_1) \Phi_1(l_1) \cdot \Phi_2'(l_2) \cdot \Phi_3(l_3) \cdot \Phi_4(l_4) \cdot \Phi_5(l_5) \cdot \Phi_6(l_6) = 0, \quad (4)$$

где $(A_1 B_1)$ — матрица — строка из неопределенных коэффициентов 1-го участка, значения функций $\Phi_1(l_1) \cdot \Phi_2(l_2) \dots \Phi_6(l_6)$ представляют из

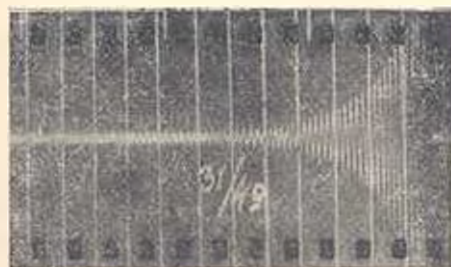


Рис. 2. Оциллограмма собственных колебаний системы шпиндель-борштанга при вылете шпинделя в 246 мм.

себя соотношение между коэффициентами смежных участков, выраженные через функции Крылова в матрической форме. Так как нами исследуются решения, отличные от нуля, при котором $A_1 = 0, B_1 = 0$, то, следовательно,

$$\Delta[\Phi(p)] = \Phi_1(l_1) \cdot \Phi_2(l_2) \cdot \Phi_3(l_3) \cdot \Phi_4(l_4) \cdot \Phi_5(l_5) \cdot \Phi_6(l_6).$$

Приближенное значение p выбираем по формуле линейных приближений. По описанной методике расчетная схема шпиндельной системы проверялась экспериментально для трех разных вылетов на расстоянии 100 мм, 240 мм, 400 мм от торца планшайбы.

Частота собственных колебаний системы шпиндель-борштанга вызывалась ударом молотка на каждом вылете выдвижного шпинделя. Занесение колебаний осуществлялась с помощью тензометрических датчиков, наклеенных на поверхности борштанги, соединенных с светолучевым осциллографом. Полученные осциллограммы колебаний показали соответствие расчетных данных с экспериментальными (рис. 2). Здесь каждый интервал отсчетчика времени соответствует 50 гц. При этом расчетом получены следующие данные: $l = 100$ мм, $\nu = 400$ гц, $l = 240$ мм, $\nu = 275$ гц и $l = 400$ мм, $\nu = 150$ гц. Одновременно были

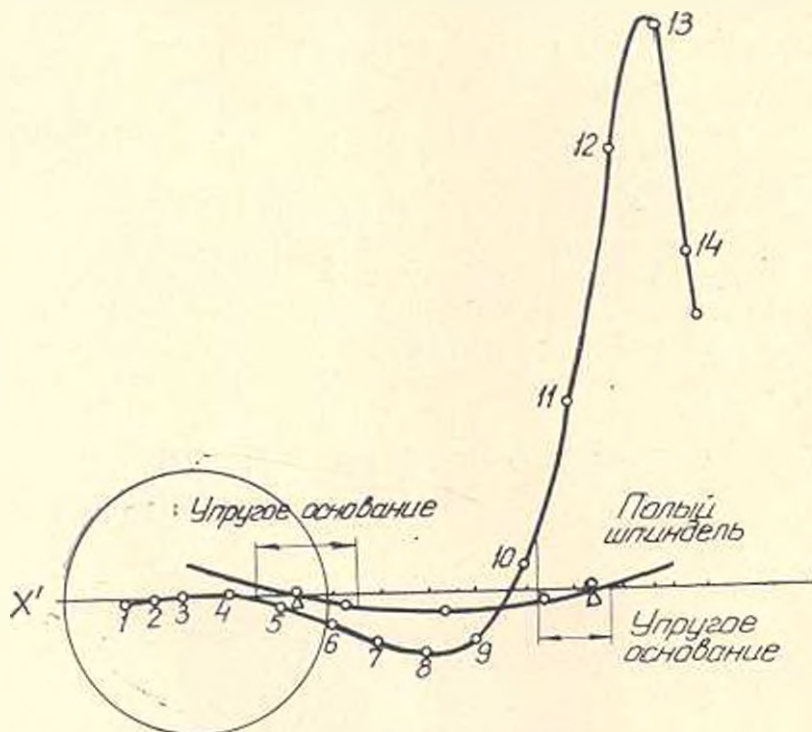


Рис. 3. Форма колебаний выдвижного шпинделя при вылете в 100 мм.

получены формы колебаний полого и выдвижного шпинделя для тех же вылетов выдвижного шпинделя (рис. 3). Результаты расчета приведены в табл. 1.

Резюмируя результаты исследования отметим, что предлагаемый способ является достаточно точным для определения частот собственных колебаний системы шпиндель-борштанга горизонтально-расточного станка. Амплитуда распространяемой волны полого шпинделя растет по длине балки, для ограничения которой потребуются увеличение

длины упругих участков и внесения в конструкцию правого свисающего конца выдвижного шпинделя радиальной опоры.

Таблица 1

Вылет 100 мм		Вылет 240 мм		Вылет 400 мм	
X в мм	Прогиб	X в мм	Прогиб	X в мм	Прогиб в мм
0	—1	0	—1	0	—1
60	—0,37928	120	—0,174106	120	0,5718
120	0,2305	220	0,85581	220	0,23922
220	0,56197	275	1,77186	320	0,11367
320	—1,31028	320	2,58751	420	0,24772
420	6,1768	370	3,46302	520	0,3357
520	8,6909	115	1,1666	620	0,2775
620	—13,3258	400	4,6501	720	—0,1333
720	—10,6944	500	2,8492	820	1,60042
820	4,73616	660	9,1003	920	43798
920	37,9899	760	44,18838	1020	8,1768
1020	92,1088	860	—114,48437	1120	—12,8306
1120	115,43415	940	—202,26222	1220	—18,07553
1170	66,34422	1060	—414,2190	1320	—13,96678
1220	55,3967	1160	—618,3359	1420	—9,36636
—	—	1260	—435,93414	—	—
—	—	1310	—1,90945	—	—
—	—	1360	750,67938	—	—

ЭПИМС

Поступило 21.VI.1968.

Վ. Ս. ՄԱՆՈՒԿՅԱՆ, Ե. Վ. ԽՆՈՒԱՆՈՎ

ՀՈՐԻԶՈՆԱԿԱՆ ՆԵՐՏԱՇ ՀԱՍՏՈՑԻ ԴՈՐԱՐՔԱՇՈՒԹԻ ԻՎ ԽՆՈՒԱԿԱՆ ՏԱՏԱՆՈՒՄՆԵՐԻ ՀԱՆՈՒՆԹՅԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ՎԵՐԱԵՐՅԱԼ

Ս. մ փ ո փ ո ռ մ

Հեղվածում շարադրվում է հորիզոնական ներտաշ հաստոցի դորաքաշովի իլի սեփական տատանումների հաճախության հաշվման եղանակ՝ Կոիովի ֆունկցիաների օգտագործմամբ: Դորաքաշովի իլը ներկայացված է որպես ընդհատվող առանցքական հենարանների վրա դրված հեծան և ընդունվում է, որ վերջինիս տատանումների ձևը համապատասխանում է ստատիկական դեֆորմացիայի կորին:

Կատարված է առաջարկվող եղանակի էքսպերիմենտալ ստացում, որը սովել է տեսականորեն հաշված և էքսպերիմենտալ հղանակով ստացված արդյունքների բավարար համընկնում:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Пономарев С. Д. и др. Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении. Машгиз, 1952.
2. Афанасьев И. В., Тимофеев П. Г. Колебания упругих систем в авиационных конструкциях и их демпфирование. Машиностроение, 1965.