

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Г. Б. БАГДАСАРЯН

ИЗУЧЕНИЕ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ СТРОГАЛЬНОГО  
 СТАНКА ТИПА 7М36

Виброустойчивость системы станок-приспособление — инструмент-деталь (СПИД) зависит от жесткости системы и устойчивости движения инструмента и заготовки, что возможно при отсутствии возмущений и, в частности, вибраций. Вибрационное состояние системы приводит к искажению размеров и формы деталей, а также к скачкообразному перемещению узлов станка, которое отрицательно отражается на качестве выпускаемой продукции.

1. При расчете принимается, что собственные колебания станка имеют незначительную величину и упругие силы системы зависят от массы и габаритных размеров станка. Предполагая, что собственные колебания станка затухают под воздействием сил, пропорциональных скорости (частоты) колебаний, приходим к рассмотрению следующей системы уравнений

$$\begin{aligned} \ddot{Z} + \lambda \dot{Z} + \frac{G}{L} \sin Z &= 0; \\ \ddot{Y} + \lambda \dot{Y} + \frac{G}{H} \sin Y &= 0. \end{aligned} \tag{1}$$

Разлагая  $\sin Z$  и  $\sin Y$  в ряд и ограничиваясь двумя членами разложения, получим:

$$\begin{aligned} \ddot{Z} + \lambda \dot{Z} + \frac{G}{L} \left( Z - \frac{Z^3}{6} \right) &= 0; \\ \ddot{Y} + \lambda \dot{Y} + \frac{G}{H} \left( Y - \frac{Y^3}{6} \right) &= 0. \end{aligned} \tag{2}$$

Следуя [1], решение (1) ищем в виде:

$$\begin{aligned} Z + a \cos \theta; \quad Y &= a_1 \cos \theta_1; \quad \theta = \omega t + \varphi_1; \\ Z &= -a \omega \sin \theta; \quad \dot{Y} = -a_1 \omega_1 \sin \theta_1; \quad \theta_1 = \omega_1 t = \varphi_2; \\ Z &= -a \omega^2 \sin \theta - \varphi_1 a \omega \cos \theta - a \omega^2 \cos \theta; \\ \dot{Y} &= -a_1 \omega_1 \sin \theta_1 - \varphi_2 a_1 \omega_1 \cos \theta_1 - a_1 \omega_1^2 \cos \theta_1. \end{aligned} \tag{3}$$

В силу (2) и (3) находим:

$$a = A e^{-\delta t}; \quad \theta = \omega \left| t + \frac{A^2}{32 \delta} (e^{-2\delta t} - 1) + \varphi_1 \right|; \quad (4)$$

$$a_1 = A_1 e^{-\delta_1 t}; \quad \theta_1 = \omega_1 \left| t + \frac{A_1^2}{32 \delta_1} (e^{-2\delta_1 t} - 1) + \varphi_2 \right|.$$

Пользуясь экспериментальными данными, на основании (3) и (4) можно записать уравнения перемещений свободных колебаний хобота, стола и станины станка. Ниже приводятся значения перемещений в двух направлениях только для хобота

$$Z = 6 e^{-14,5t} \cos \left\{ 945 \left| t + \frac{64}{32 \cdot 94,5} (e^{-189t} - 1) \right| + \varphi_1 \right\} \text{ мм}; \quad (5)$$

$$Y = 8 e^{-12t} \cos \left\{ 420 \left| t + \frac{36}{32 \cdot 42} (e^{-94t} - 1) \right| + \varphi_2 \right\} \text{ мм}.$$

Аналогичным путем можно получить выражения перемещений для стола и станины.

2. Широкое применение гидropередач в современных металлорежущих станках приводит к необходимости изучения: от каких факторов зависит динамическая устойчивость гидropередач и как должны быть выбраны их параметры, чтобы в процессе работы не возникали колебания рабочих органов, вредно отражающиеся на качестве обрабатываемого изделия. Колебание, возникающее при гидравлической передаче, представляется в виде суммы двух движений:  $Z = Z_1 + S$ , где  $Z_1$  — основное движение жесткой системы;  $S$  — дополнительное движение, связанное с упругостью системы.

Учитывая, что гидродинамическая подъемная сила вызывает колебания с малыми амплитудами, приходим к линейному дифференциальному уравнению вида:

$$mZ + R_2 - R_1 + F_{1p} = 0, \quad (7)$$

где  $R_1 = P_1 F_1$  и  $R_2 = P_2 F_2$  — силы, соответственно действующие на напорной и сливной полостях;  $m$  — приведенная масса системы „хобот-рабочая жидкость“.

Допустим, что  $F_{1p} = fZ$ , а упругая сила  $R_2 - R_1 = R$  пропорциональна давлению рабочего органа, т. е.  $R = kZ$ . Тогда уравнение (7) принимает вид:

$$mZ + fZ + kZ = 0. \quad (8)$$

Общее решение быстро-затухающих колебаний будет:

$$Z = C e^{-\alpha t} \cos (\omega_0 t + \beta_0). \quad (9)$$

Аналогично движение жесткой системы

$$Z_1 = C_1 e^{-\alpha_1 t} \cos (\omega_1 t + \beta_1). \quad (10)$$

Согласно (6)

$$S = Z - Z_0 = Ae^{-\delta t} \cos(\omega t + \varphi).$$

Для определения постоянных интегрирования  $A$  и  $\varphi$ , а также коэффициента затухания  $\delta$ , следуя [2], имеем:

$$A = \frac{R_2 - R_1}{m\omega^2}; \quad \operatorname{tg} \varphi = \frac{\sin\left(\varphi + \frac{\delta}{\omega}\right)}{\cos \varphi}; \quad \omega^2 = \frac{C}{m}; \quad C = C_1 + C_2, \quad (11)$$

где  $C_1$  — жесткость напорной полости гидросистем;  $C_2$  — жесткость сливной полости гидросистем.

На основании (11) получаем:

$$S = 0,05 e^{-57t} \cos(300 \pi t + \varphi). \quad (12)$$

Исходные величины  $A$ ,  $\omega$ ,  $\delta$  и  $\varphi$  также определялись экспериментальным путем. В табл. 1 расчетные величины, вычисленные по формуле (12), сопоставлены с экспериментальными данными.

Таблица 1

Величины		Скорость перемещения хобота, м/мин							
		3	8	12,5	16,5	20	24	36	47
A, мм	Расчетные	65,5	64,1	63,8	63,3	62,9	62,3	61,7	60,4
	Экспериментальные	65,9	64,1	63,7	63,0	62,7	62,0	61,0	59,0
ω, сек <sup>-1</sup>	Экспериментальные	880	945	955	971	980	991	1005	1080
	Расчетные	845	914	916	926	934	936	937	940

3. Вибрация при резании в основном зависит от скорости резания, толщины среза, ширины среза и физико-механических свойств обрабатываемого материала. Регистрация смещений  $Z$  и  $Y$  при изменении скорости резания показывает, что в направлении  $z$  смещение в 2 раза больше, чем в направлении  $y$ . Следовательно, при изменении скорости резания больше вибрирует резец, чем стол станка. Эта неустойчивость проявляется в циклических изменениях угла сдвига  $\beta$  при некоторых значениях скорости резания. В первый момент, когда угол  $\beta$  имеет свое максимальное значение, нормальное напряжение  $\sigma$  увеличивается, а касательное напряжение  $\tau$  уменьшается, вследствие чего меняется зона сдвига по отношению к силе резания на передней поверхности резца. В этом случае металл переходит в пластическое состояние только под действием  $\sigma$ , но такое состояние очень непродолжительное, хотя нормальное напряжение образует большую пластическую область перед резцом. Это состояние заканчивается после того, как начинают увеличиваться касательные напряжения. Напряжения в резце становятся максимальными, когда нормальные напряжения достигают предела текучести ( $\sigma_T$ ) и  $\tau = \sigma_T / \sqrt{3}$ . Такое явление соответствует циклическому образованию стружки. Колебания при изменении режи-

мов резания характеризуются образованием циклических стружек, вследствие чего возникает вибрация системы. Это особенно наглядно, когда исследуются вибрации при изменении скорости резания (рис. 1).

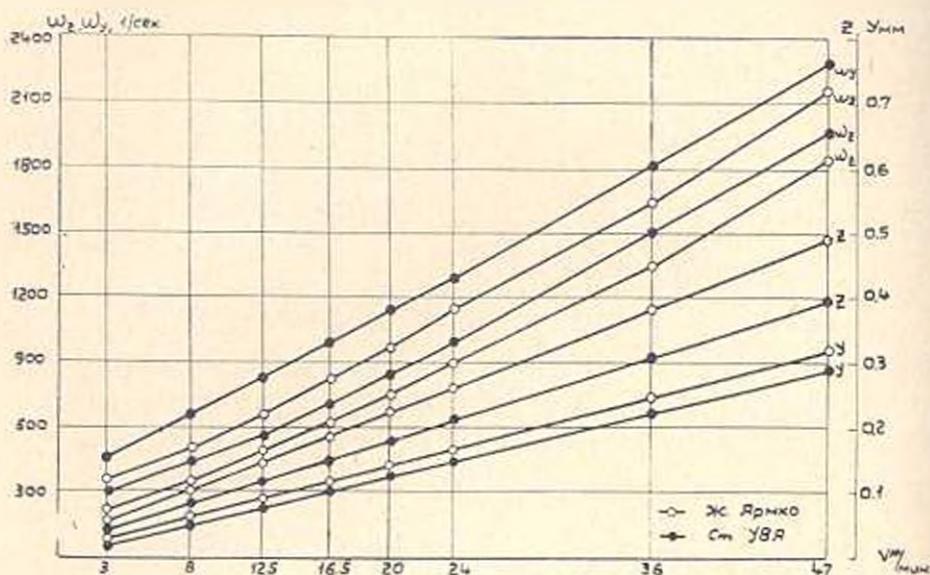


Рис. 1. Влияние скорости резания на колебания системы.

Кроме того, вибрация исследована также с помощью амплитудно-фазово-частотной характеристики (АФЧХ) системы при допущении, что смещение вершины реза определяется эллипсом жесткости упругой системы. Последний аналогичен эллипсу инерции сечения реза при его косом изгибе.

Составляя расчетную схему и решая полученные при этом линеаризованные дифференциальные уравнения данной системы, получим значения передаточных функций в следующем окончательном виде:

$$W_y = Re_y - ilm_y; \quad W_z = Re_z - ilm_z.$$

Значения  $Re_y$ ,  $Im_y$ ,  $Re_z$ ,  $Im_z$  определяются отдельными уравнениями, вычисление которых произведено на ЭЦВМ. По результатам вычислений составлен график АФЧХ системы для наиболее неустойчивого случая (рис. 2).

Анализ АФЧХ упругой системы станка показывает, что вследствие близости левой ветви этой характеристики по отношению к отрицательной вещественной оси координат, запас устойчивости системы невелик. Ввиду этого, любой случайный толчок или изменение неучтенных параметров может сдвинуть эту часть характеристики по направлению к указанной оси и тем самым сделать систему неустойчивой.



## Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Боголюбов Н. Н., Метропольский Ю. А. Аналитические методы в теории нелинейных колебаний. Физматгиз, 1963.
2. Каменицкий Г. И. Продольные колебания при гидравлическом приводе станка. Журн. «Станки и инструмент», № 9, 1956.