

МАШИНОСТРОЕНИЕ

М. В. КАСЬЯН, Г. Б. БАГԼԱՏԱՐՅԱՆ, Գ. Ա. ԱՐՄԵՆՅԱՆ

ХАРАКТЕРИСТИКА КОЛЕБАНИЙ НЕКОТОРЫХ УЗЛОВ
 СТАНКА 7М36 ПРИ РЕЗАНИИ

Широкий спектр вынужденных колебаний, возникающих при работе металлорежущих станков от привода, неуравновешенностей движущихся деталей, неравномерности снимаемого слоя, автоколебательных процессов, усложняет использование возможностей станка и инструмента, отражаясь на показателях качества поверхности.

В работе [1] освещались результаты исследований собственных колебаний станины станка 7М36. Настоящая статья посвящена изучению динамической характеристики колебательной системы в процессе резания. Уравнения движения системы составлены согласно расчетной схеме, которая состоит из отдельных сосредоточенных масс, соединенных упругими связями. При этом выделены обобщенные параметры, сокращено число учитываемых степеней свободы с анализом возможного влияния отбрасываемых обобщенных координат. Максимально упрощенная расчетная схема отражает основные качественные особенности процесса колебаний, приводит к плоской задаче и разрешает, с достаточной для практики точностью, использовать уравнения Лагранжа, условно рассматривая силы сопротивления как линейные функции скорости. Эти допущения отражены на расчетной схеме станка, приведенной на рис. 1.

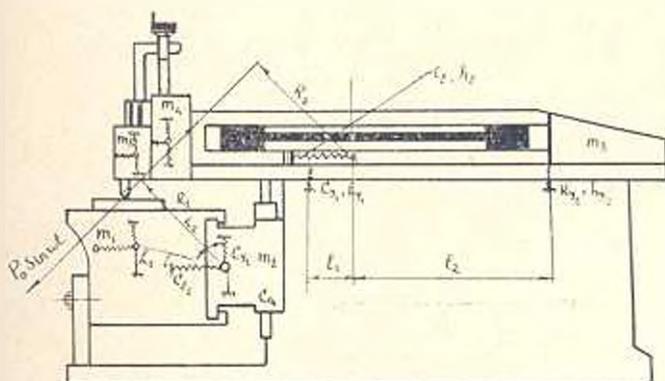


Рис. 1. Схема строгального станка 7М36 в общем виде.

$$\left. \begin{aligned} m_2 \ddot{z}_1 + m_2 l_1 \cos \alpha_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + h_z \dot{z}_1 + C_z z_1 &= P_z \sin \omega t; \\ m_2 \ddot{y}_1 + m_2 l_1 \sin \alpha_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 + h_y \dot{y}_1 + C_y y_1 &= P_y \sin \omega t; \\ (l_1 m_2 \ddot{\varphi}_1 + m_2 l_1 \cos \alpha_1 \cdot \ddot{z}_1 + m_2 l_1 \sin \alpha_1 \cdot \ddot{y}_1 + h_0 \dot{\varphi}_1 + \\ + C_0 \varphi_1 &= M_2 \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Обозначая через a_{ij} , b_{ij} , c_{ij} соответствующие постоянные уравнений (1) и (2), получим однородные уравнения в следующем виде: для ползуна

$$\left. \begin{aligned} a_{11} \ddot{z} + b_{11} \dot{z} + c_{11} z &= P_z \sin \omega t; \\ a_{22} \ddot{y} + b_{22} \dot{y} + b_{23} \ddot{z} + c_{22} y + c_{23} z &= P_y \sin \omega t; \\ a_{33} \ddot{\varphi} + b_{33} \dot{\varphi} + b_{32} \dot{y} + c_{12} \dot{z} + c_{32} y &= M_1 \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

для стола

$$\left. \begin{aligned} a_{11} \ddot{z}_1 + b_{12} \dot{\varphi}_1 + b_{11} \dot{z}_1 + c_{11} z_1 &= P_z \sin \omega t; \\ a_{22} \ddot{y}_1 + a_{23} \ddot{\varphi}_1 + b_{22} \dot{y}_1 + c_{22} y_1 &= P_y \sin \omega t; \\ a_{33} \ddot{\varphi}_1 + a_{31} \ddot{z}_1 + b_{33} \dot{\varphi}_1 + b_{31} \dot{z}_1 + c_{33} \varphi_1 &= M_2 \sin \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Для решения уравнений (3) и (4) необходимо определить все значения постоянных коэффициентов. При определении коэффициента жесткости основных узлов станка принимается, что основная часть перемещений деталей в стыках падает на долю перемещений, происходящих в соединениях деталей, и лишь небольшая часть их происходит вследствие упругости самих деталей [2]. Зная величину коэффициента контактной податливости C_0 для различных соединений, можно в первом допущении определить коэффициент жесткости

$$C = \frac{\alpha_0 F_n}{C_0}, \quad (5)$$

где α_0 — коэффициент, зависящий от площади поверхности стыка, ($\alpha_0 = 0,1$, когда площадь плоская); F_n — площадь поверхности стыка или соединения.

При расчете C использовались данные [3]. Площадь поверхности стыка или соединения F_n можно подсчитать согласно рис. 3 и 4. В табл. 1 приведены все данные по определению коэффициента жесткости C . Для определения коэффициента сопротивления стыковых соединений h пользуемся величиной рассеяния энергии ψ_1 , т. е. основной характеристикой демпфирующих свойств колебательной системы

$$\psi_1 = \frac{\Lambda}{V \tau_{\text{пост}}}, \quad (6)$$

Таблица 1

| Узел | Ось перемещения | Ширина грани a , в см | Длина грани L , в см | Площадь грани F , в см ² | Коэффициент C_0 , в 10^{-3} кг/см ³ | Коэффициент C_1 , в 10^3 кг/см |
|---------|-----------------|-------------------------|------------------------|---------------------------------------|--|------------------------------------|
| Ползуны | y | 3.5 | 102.0 | 357 | 1 | 35.7 |
| | z | 12.0 | 25.5 | 306 | 1 | 30.6 |
| | x | 9.0 | 70.0 | 630 | 1 | 63.0 |
| Стол | y_1 | 4.0 | 55.0 | 220 | 1 | 22.0 |
| | z_1 | 12.0 | 45.0 | 540 | 1 | 54.0 |

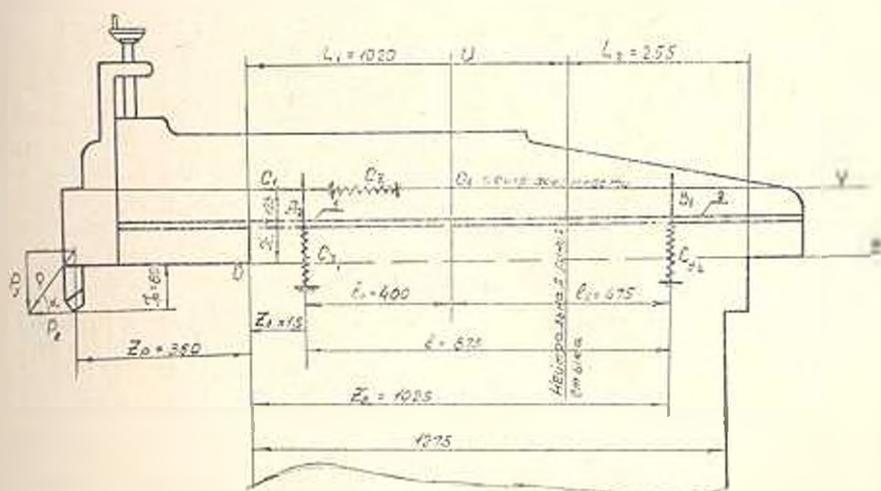


Рис. 4. Расчетная схема ползуна станка

При определении коэффициентов жесткости и сопротивления (значения h приведены в табл. 2), отнесенные к центру жесткости стола, исходим из того, что силы сопротивления вызывают момент относительно центра жесткости O_2 (рис. 4), который равен произведению угла поворота стола φ_0 на коэффициент C_0 , т. е.

$$M_0 = I_R A_1 = I_R B_1 = \varphi_0 C_0, \quad (8)$$

Дифференцируя (8) по времени, получим

$$\frac{dM_0}{dt} = \frac{d(I_R A_1 + I_R B_1)}{dt} = \frac{d(\varphi_0 C_0)}{dt}, \quad (9)$$

Следовательно,

$$(h_2 I_R l_1 + h_2 I_R l_2) \frac{d\varphi_0}{dt} = h_0 \frac{d(\varphi_0 C_0)}{dt}, \quad (10)$$

Откуда следует, что

$$h_0 = h_2 (I_R l_1 + I_R l_2), \quad (11)$$

где h_z —коэффициент сопротивления стола в $\text{кг}\cdot\text{сек}\cdot\text{см}$; l_1, l_2 —расстояния соответствующих реакций от точки O_2 , являющейся принужденной точкой системы; I_{R_1}, I_{R_2} —ординаты центра жесткости данной системы, которые определяются из соображения, что сила резания, приложенная в точке O_2 , принимаемой за центр жесткости, вызывает реакцию, пропорциональную жесткости C и перемещению z на соответствующих гранях, т. е. $A_1=C_2z_1$ и $B_1=C_2z_2$. Составляя уравнения моментов относительно O_2 , получим:

$$I_{R_2} = \frac{B_1 h}{A_1 - B_1} = \frac{z_2 h}{z_1 + z_2} = 13,1 \text{ см}; \quad I_{R_1} = h - I_{R_2} = 25 \text{ см}.$$

Таблица 2

| Узел | Опорные реакции R_i в кг | Площадь грани F_i в см^2 | Угол в $\text{кг}\cdot\text{см}^2$ | Расстояние l_i в см | C_i в $10^3 \text{ кг}\cdot\text{см}$ | Масса m_i в $\text{кг}\cdot\text{сек}\cdot\text{см}$ | Кoeff. сопр. h_i в $\text{кг}\cdot\text{сек}\cdot\text{см}$ |
|-------|-------------------------------------|-------------------------------------|------------------------------------|--------------------------------|---|--|---|
| Ползу | $A_1 = 103$ | 357 | 0.290 | 1.91 | 35.7 | 0.22 | 38.1 |
| | $B_1 = 25$ | 300 | 0.082 | 2.90 | 30.6 | 0.22 | 54.3 |
| | $C_1 = 153$ | 630 | 0.240 | 2.01 | 63.0 | 0.22 | 54.0 |
| Стол | $A_2 = 301$ | 540 | 0.555 | 1.71 | 51.0 | 0.42 | 30.5 |
| | $B_2 = 158$ | 540 | 0.290 | 1.71 | 51.0 | 0.42 | 30.5 |
| | $C_2 = 78$ | 220 | 0.350 | 1.78 | 22.0 | 0.42 | 20.1 |

Угол поворота стола φ_0 относительно поперечины определяется формулой [2]

$$\varphi_0 = C_0 \frac{z_1 + z_2}{h} = 0,6 C_0 \text{ рад}. \quad (12)$$

Подсчеты C_{0i} и h_{0i} приведены в табл. 3.

Таблица 3

| Ползу | a_{11} | b_{11} | c_{11} | b_{22} | b_{23} | c_{22} | c_{23} | a_{20} | b_{32} | c_{32} | M_1 |
|-------|----------|----------|----------|-----------------|----------|-------------------|----------|----------|------------------|-------------------|-------|
| | a_{22} | | | | | | | | | | |
| | 0.22 | 54 | 3.10 | 92.4 | 1056 | $66.3 \cdot 10^3$ | 255 | 180 | $184 \cdot 10^3$ | $1275 \cdot 10^3$ | 5643 |
| Стол | a_{11} | a_{12} | b_{11} | c_{11} | a_{23} | c_{22} | b_{23} | a_{33} | b_{33} | c_{33} | M_1 |
| | a_{22} | a_{11} | | | | | | | | | |
| | 0.42 | 5.3 | 30.5 | $54 \cdot 10^3$ | 16.4 | $22 \cdot 10^3$ | 20.1 | 955 | 25370 | $960 \cdot 10^3$ | 10315 |

Таким образом, имея значения коэффициентов и подставляя их в уравнения (1) и (2), получим и выше аналогичные уравнения. Частное решение характеристического уравнения ищется в форме:

$$z = k_1 e^{s_1 t}; \quad y = k_2 e^{s_2 t}; \quad \varphi = k_3 e^{s_3 t}; \quad z_1 = k_4 e^{s_4 t};$$

$$y_1 = k_1 e^{i\omega t}; \quad \varphi_1 = k_2 e^{i\omega t}.$$

Так как здесь имеется комплексное решение вида $f(t) = u(t) + iv(t)$ линейного дифференциального уравнения с действительными коэффициентами, то функции $u(t)$ и $v(t)$ в отдельности являются решениями уравнения $L(t) = 0$ (дифференциальный оператор):

$$L(t) = L[u(t) + iv(t)] = L[u(t)] + iL[v(t)]. \quad (13)$$

Согласно (3) и (4), комплексному корню $\lambda = z \pm i\omega$ соответствуют два действительных решения: $e^{z t} \cos \omega t$ и $e^{z t} \sin \omega t$.

Окончательное решение неоднородных уравнений (3) и (4) в общем виде будет:

для ползуна

$$\left. \begin{aligned} z &= A_0 e^{-122t} \sin(1000t + \varphi_0) + B_0 \sin(\omega t + \varphi_0); \\ y &= A_1 e^{-91t} \sin(451t + \varphi_1) + B_1 \sin(\omega t + \varphi_1); \\ \bar{z} &= A_2 e^{-274t} \sin(1410t + \varphi_2) + B_2 \sin(\omega t + \varphi_2). \end{aligned} \right\} (14)$$

для стола

$$\left. \begin{aligned} z_1 &= A_3 e^{-32t} \sin(400t + \varphi_3) + B_3 \sin(\omega t + \varphi_3); \\ y_1 &= A_4 e^{64t} \sin(280t + \varphi_4) + B_4 \sin(\omega t + \varphi_4); \\ \bar{z}_1 &= A_5 e^{-184t} \sin(820t + \varphi_5) + B_5 \sin(\omega t + \varphi_5). \end{aligned} \right\} (15)$$

Полученные уравнения перемещения системы показывают, что колебания, в основном, затухающие. В результате система быстро возвращается к прежнему состоянию (до процесса резания). Из полученных расчетных выражений можно судить об устойчивости системы.

Расчетами получены соответствующие значения перемещений колебательной системы «стол-ползун», по которым определялись амплитуды, фазы и частоты упругой системы.

С целью проверки достоверности приведенных аналитических расчетов проводилась серия опытов на станке при резании железа Армко с изменением скорости резания в пределах 3 : 47 м/мин. Как показы-

Таблица 4

| Скорость, в. и м.м/сек | Перемещение, в м.м | | | | Частота, в сек ⁻¹ | | Сила резания, в кг | |
|------------------------------|-------------------------|-------------------|-------------------------|-------------------|------------------------------|----------------------|-----------------------|-------|
| | z_0 экспе- рим. | z_0 расчетн. | y_0 экспе- рим. | y_0 расчетн. | ω экспе- рим. | ω расчетн. | P_x | P_y |
| 50 | 0.064 | 0.05 | 0.042 | 0.03 | 360 | 300 | 165 | 90 |
| 133 | 0.097 | 0.08 | 0.067 | 0.05 | 458 | 400 | 153 | 78 |
| 208 | 0.157 | 0.20 | 0.132 | 0.13 | 654 | 600 | 159 | 92 |
| 275 | 0.255 | 0.30 | 0.183 | 0.17 | 774 | 700 | 174 | 104 |
| 333 | 0.301 | 0.36 | 0.220 | 0.20 | 986 | 900 | 180 | 114 |
| 400 | 0.345 | 0.40 | 0.242 | 0.22 | 1124 | 1100 | 195 | 136 |
| 600 | 0.402 | 0.45 | 0.287 | 0.25 | 1622 | 1600 | 204 | 151 |
| 783 | 0.481 | 0.50 | 0.320 | 0.30 | 2151 | 2100 | 180 | 140 |

няют опыты, чем больше скорость резания, тем больше частота колебания системы, а амплитуды не претерпевают заметных изменений в этом диапазоне скоростей. Это означает, что стол станка колеблется интенсивнее, чем резец. Результаты аналитических и экспериментальных исследований приведены в табл. 4.

Хорошая сходимость расчетных и экспериментальных данных свидетельствует о правильности составления расчетных схем и применения уравнения Лагранжа.

Поступило 10.1.1973.

ԻՐ. Վ. ԿԱՍՅԱՆ, Հ. Թ. ԲԱԼԴԱՏԱՐՅԱՆ, Գ. Ա. ԱՐՄԵՅՅՈՒՅԱՆ

7ՄՅ6 ՀԱՍՏՈՑԻ ՈՐԻՇ ՀԱՆԳՈՒՅՑՆԵՐԻ ՏԱՏԱՆՈՒԿՆԵՐԻ ԲՆՈՒԹԱԳԻՐԸ
ԿՏՐՈՒՆ ԺԱՄԱՆԱԿ

Ա. մ. փ. ո. փ. ո. մ.

Համահայտեցի Հաշվարկային սխեմայի տրամադրած են շտեղան-սողնակ սխեմայի շարժման հավասարումները, որոնք հիմնված են առանձին կենտրոնացված զանգվածների իրար միացնող առաձգական կապերի վրա: Կրճատված են սխեմայի ազատության աստիճանները՝ նկատի ունենալով բնականացված հոտրոդինամների ազդեցությունը: Ենդիրք բերված է հարթ խնդրի և լուծված է կազմանի հավասարումների միջոցով: Ստացված Հաշվարկային հավասարումները ստուգվել են փորձով: Հաշվարկային եզ փորձնական արդյունքները տալիս են բավարար զուգամիտություն:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Касьян М. В., Балдасарян Г. Б., Арутюнян Г. А. Собственные колебания станины строгального станка типа 7М56. «Известия АН Арм. ССР (серия Т. II.)», т. XXV, № 2, 1972.
2. Никитин Б. В. Расчет динамических характеристик упругой системы поперечно-строгального станка. «Известия ВУЗ, Машиностроение», № 2, 1962.
3. Каминская В. В., Агапки З. М., Решетов Д. И. Станины и корпусные детали металлорежущих станков. Машинд., 1960.