

Б. С. ГУКАСЯН

ВИБРАЦИИ, ВОЗНИКАЮЩИЕ ПРИ РАБОТЕ ТОКАРНОГО СТАНКА

Автором изучалась вибрация отдельных узлов токарного станка типа 1К62. Исследовались вынужденные колебания с записью осциллограмм перемещений передней опоры шпинделя, корпуса задней бабки, станины, каретки и резцодержателя. Экспериментальные исследования производились в условиях, когда: вращался только электродвигатель без детали и с деталью в патроне; вращался шпиндель с разными числами оборотов без закрепления детали и с закрепленной деталью в патроне; осуществлялся процесс резания. В качестве обрабатываемой детали служила чугунная болванка диаметром 150 мм длиной 600 мм. При записи осциллограмм были использованы вибраторы, имеющие частоту собственных колебаний от 1200 до 5000 гц (герц) чувствительностью от 13,7 до 0,21 мм/мм.

Из анализа осциллограмм колебаний передней опоры шпинделя, корпуса задней бабки и резца для случая, когда вращался только электродвигатель следует, что частота их колебаний лежит в пределах от 180 до 240 гц. Амплитуды горизонтальных колебаний значительно больше амплитуд вертикальных колебаний. Частота вынужден-

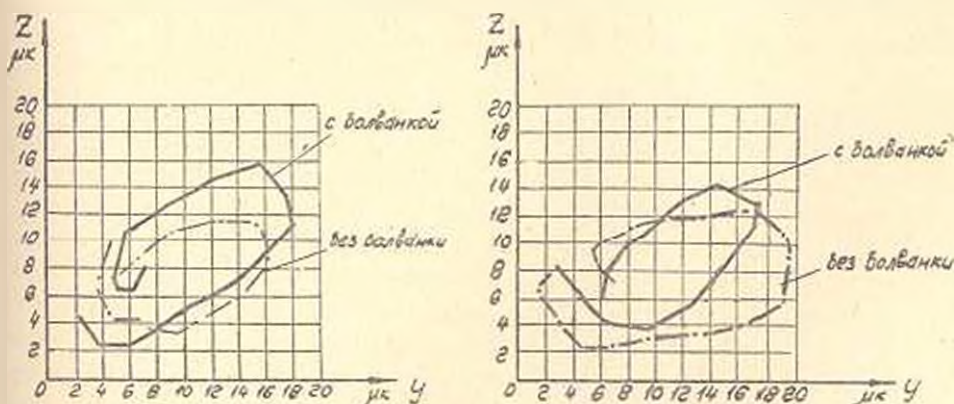


Рис. 1. Слева—перемещение шейки шпинделя, справа—перемещение центра задней бабки без осуществления процесса резания.

ных колебаний шпиндельной опоры, в горизонтальной плоскости, мало отличалась от частоты собственных колебаний, в связи с чем наблюдался эффект биеения.

Картина колебаний изменялась, когда между центрами станка закреплялась болванка. В этом случае амплитуда и частота колебаний корпуса задней бабки соответствовали колебаниям и частоте шпиндельной опоры.

График перемещения шпинделя и задней бабки в плоскости zy для указанных случаев показан на рис. 1.

Характер колебаний системы станок—деталь—инструмент резко менялся когда осуществлялся процесс резания. Усилия резания, действующие в плоскости xy создавали дополнительные перемещения. Для того, чтобы реакции от составляющих усилий резания равномерно распределялись между опорами, обрабатываемые детали (болванки) велось у ее середины. Из анализа осциллограмм видно, что обрабаты-

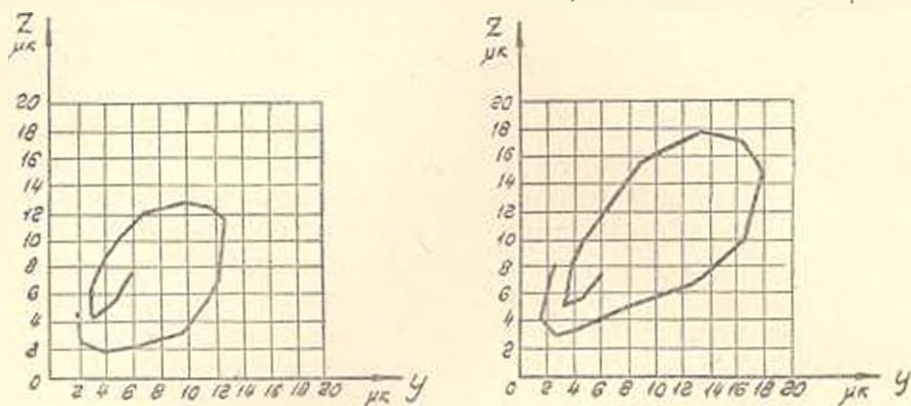


Рис. 2. Слева—перемещение шейки шпинделя, справа—перемещение центра задней бабки при осуществлении процесса резания

ваемая деталь имеет большие амплитуды колебаний, чем резец. Колебания передней и задней бабки стязка в основном идентичны и обусловлены колебаниями обрабатываемой детали. Частота вынужден-

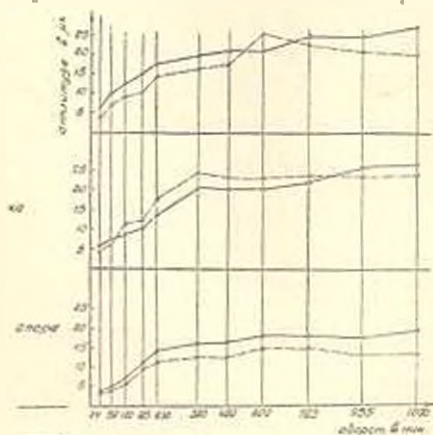


Рис. 3.

мещения суппорта, средний—задней бабки, нижний—передней опоры шпинделя станка. По направлению оси x в диапазоне скоростей резания от 10 до 225 м/мин частота колебаний равнялась 170—190 гц. В радиальном направлении частота колебаний изменилась в пределах от 330 до 420 гц. Частота колебаний в направлении оси z в диапазоне скоростей резания от 10 до 140 м/мин равнялась 530—550 гц, а в диапазоне скоростей от 140 до 225 м/мин появлялся доминирующий фон колебаний с частотой 1440—1500 гц, что совпадало со второй

ная деталь имеет большие амплитуды колебаний, чем резец. Колебания передней и задней бабки стязка в основном идентичны и обусловлены колебаниями обрабатываемой детали. Частота вынужденных колебаний была равна 150—160 гц. Колебания резцодержателя слагались из автоколебаний и вынужденных колебаний на фоне гармоник собственных колебаний резцодержателя. График перемещений шпинделя и задней бабки в указанном случае показан на рис. 2.

Процесс резания осуществлялся с разными скоростями, при этом геометрия резца не изменялась. Характер изменения амплитуды колебаний в зависимости от скорости резания показан на рис. 3, где верхний график показывает пере-

гармоникой свободных изгибных колебаний консольного вылета резцовой оправки.

В процессе резания на систему станок—деталь—инструмент действуют возмущающие силы, которые можно разделить на три основные группы: постоянные силы, возникающие от вращения частей станка; возмущающие силы, возникающие от дисбаланса вращающейся детали, закрепленной в центрах токарного станка; возмущающие силы, возникающие от изменения скорости резания. Для детали массой m вращающейся с угловой скоростью ω при эксцентриситете массы по отношению к центру вращения e периодическая возбуждающая сила может быть вычислена по известной формуле $P = m\omega^2 e$.

Эта сила может возбудить колебания узлов станка и колебание самой вращающейся детали. Частота вынужденных колебаний узлов при некоторых условиях может совпадать с частотами свободных изгибных колебаний реза, что приводит к явлениям резонанса и биения.

Обрабатываемую деталь, закрепленную в патроне и опирающуюся на центр станка, можно рассматривать как балку с одним заделанным и другим свободно опертый концом. В этом случае круговую частоту собственных колебаний вращающейся детали можно вычислить по формуле

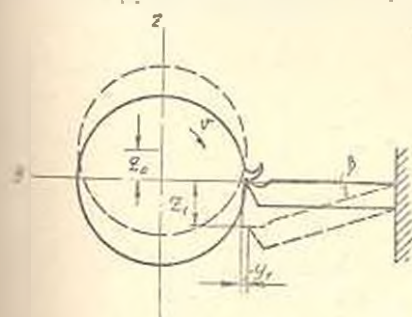


Рис. 4.

$$\omega = \frac{\alpha^2}{l_k^2} \sqrt{\frac{C_k}{m_d}} \quad (1)$$

где l_k , m_d — соответственно длина и погонная масса детали;

C_k — изгибная жесткость детали;

α — корень характеристического уравнения равный для двух-опорной балки

$$\alpha_i = \frac{4(i+1) + 1}{4} \pi \quad (i = 0, 1, 2, \dots)$$

Частоту собственных изгибных колебаний консольной части реза можно вычислить по известной формуле

$$\omega = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{\alpha^2}{l_p^2} \sqrt{\frac{C_p}{m_p}} \quad (2)$$

где l_p , m_p — соответственно длина и погонная масса консоли;

C_p — изгибная жесткость консольной части реза;

α — корень характеристического уравнения равный для консольной балки

$$\alpha_i = \frac{2(i+1) - i}{2} \pi \quad (i = 0, 1, 2, \dots)$$

Схема колебаний системы станок—деталь—инструмент в плоскости уз показана на рис. 4.