проблем АН Армянской ССР, возвратные воды с этой территории составляют 100—120 млн. $м^3$. Таким образом, по приближенным расчетам в р. Севджур поступают извне воды порядка 200 млн. $м^3$.

ИВП АН Армянской ССР Поступило 5.II. 1963

Б. С. ГУКАСЯН

РАСПРОСТРАНЕНИЕ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ РЕЗЦА НА УЗЛЫ ТОКАРНОГО СТАНКА

Процесс резания часто протекает весьма неустойчиво вследствие возникновения вибраций системы станок-деталь-инструмент. Вибрации отрицательно влияют на точность обработки, на качество обрабатываемой поверхности, на стойкость режущего инструмента и на производительность станка.

Вибрации, влияющие на состояние резца, могут быть следствием собственных колебаний узлов станка, индуктивных колебаний от работы соседних станков, вынужденных колебаний от работы механизмов станка и, наконец, автоколебаний, свойственных процессу резания. В этой заметке освещаются исследования автора в отношении характера распространения колебаний резца на узлы токарного станка.

Резец был закреплен на трехкомпонентном токарном динамометре. В качестве электроизмерительного средства была использована аппаратура отличающаяся высокой чувствительностью и стабильностью показаний. Она состояла из приемного и преобразующего устройства, месдозы, трехканального усилителя типа ПЭТ-3В-М, регистрирующего устройства, осциллографа Н-102-Т, соединительных экранированных проводов. Месдоза представляла собой стальной стакан из стали марки 65Г, внутри которого устанавливался чувствительный элемент — стальная мембрана диаметром 23 *мм*, толщиной 0,5 *мм*, со штоком диаметром 2 *мм*, длиной 10 *мм* (рис. 1).

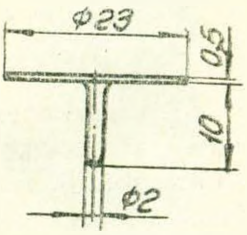

Рис. 1. Конструкция мембраны месдозы.

Стакан прикрывался конусной крышкой полусферической формы. На мембране были установлены проволочные датчики с сопротивлением 200 *ом* с базой 10 *мм*. Дно стакана имело разную толщину (d) в зависимости от требуемого диапазона действия силы (рис. 2).

Необходимую толщину дна подбирали опытным путем, по величине отклонения луча осциллографа. В опытах автора (d) изменялась в пределах от 0,8 до 1,5 *мм*. Для регистрации положительных и отрицательных перемещений, мембране 5 был дан предварительный упругий прогиб натяжением гайки 4 и контргайки 3. Тарировка датчиков производилась на специальном тарировочном стенде, при помощи кольцевых динамометров.

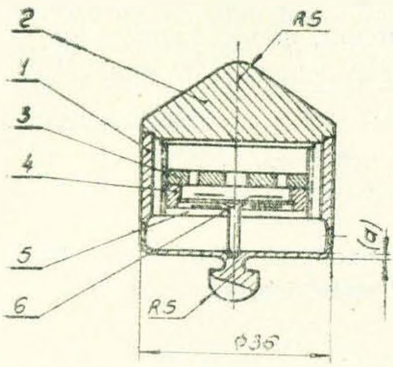

Рис. 2. Поперечный разрез месдозы: 1 — стакан; 2 — конусная крышка; 3 — контргайка; 4 — гайка; 5 — мембрана; 6 — датчики сопротивления.

Тарировкой датчиков было установлено, что между усилиями и прогибами имеется линейная зависимость.

Электротензометрический преобразователь состоял из стабилизированного выпрямителя и трехканального усилителя. Прибор позволял измерять относительные деформации в трех точках в пределах $\varepsilon = 1 \cdot 10^{-5}$ до $\varepsilon = 1 \cdot 10^{-3}$ с плавной регулировкой чувствительности по диапазону.

Диапазон частот регистрируемых деформаций колебался в пределах от 0 до 1500 *герц*.

Характеристика примененных в опытах вибраторов приводится в табл. 1

Таблица 1

№№ комплекта	Тип вибратора	№ датчика	№ вибратора	Чувствительность вибратора в *мм/ма*	Частота собственных колебаний вибратора в герцах
1	VIII М0В2	X_1	67667	13,7	1200
		Y_1	67721	13,7	1200
		Z_1	37798	13,7	1200
2	V М0В2	X_2	66105	2,7	2000
		Y_2	66205	2,7	2000
		Z_2	32486	2,5	2000

С целью обеспечения плотного прилегания датчика к вибрирующим узлам станка месдоза пригружалась стальной болванкой весом 15 *кг* (рис. 3). При записи вертикальных или горизонтальных колебаний месдозы с пригрузом ставились вертикально или горизонтально. В процессе исследований частота ν колебающегося узла всегда была ниже собственной частоты колебаний θ вибратора ($0 < \nu/\theta \leq 0{,}7$).

На трехкомпонентном токарном динамометре был установлен электровибратор, возбуждающий в резце колебания по вертикали с постоянной частотой 100 *герц* (рис. 4). Изменением зазора между электромагнитным сердечником вибратора и резцом, можно было создавать возбуждающее периодическое вертикальное усилие от 5 до 40 *кг*. Создавая постоянные вертикальные колебания резца, были записаны осциллограммы колебаний узлов станка: при его полной остановке; при вращении электродвигателя; при вращении шпинделя; при перемещении каретки.

До начала опытов были определены характер и частота собствен-

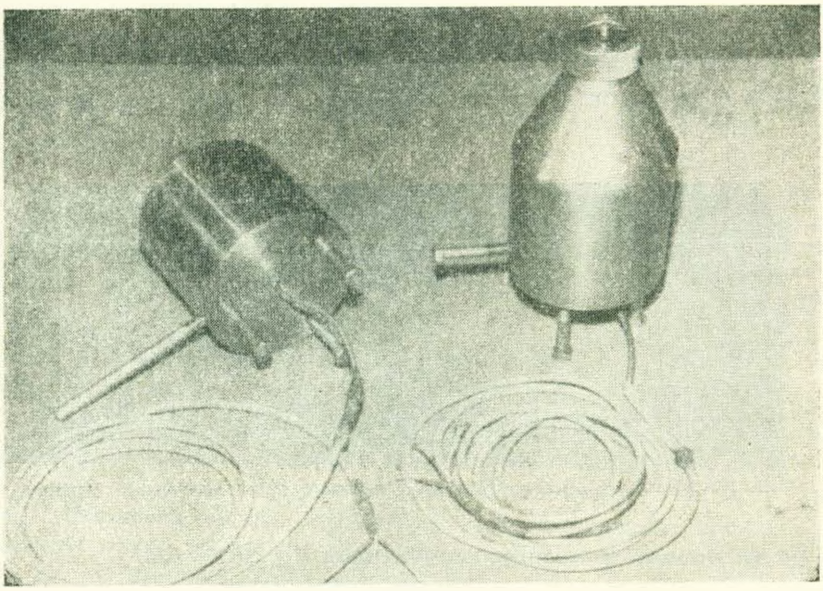

Рис. 3. Общий вид месдозы с пригрузом весом 15 *кг*

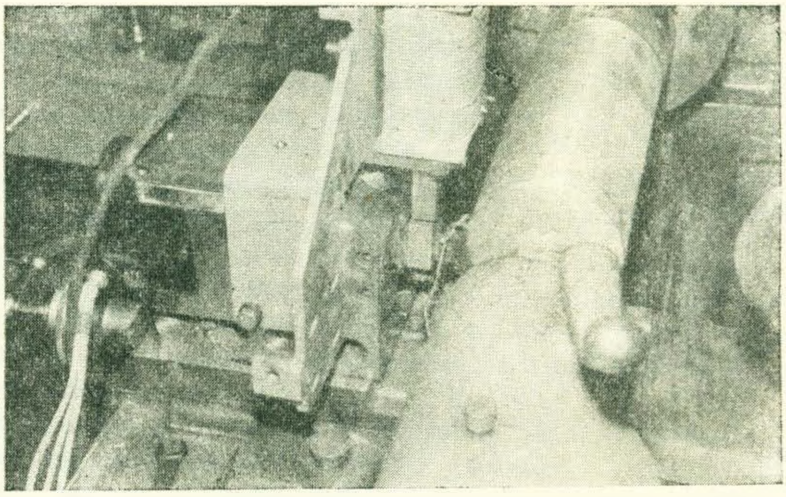

Рис. 4. Общий вид трехкомпонентного токарного динамометра с установленным на нем электровибратором.

ных колебаний отдельных узлов станка, путем резкого вывода их из состояния равновесия. Были определены частоты собственных колебаний шпинделя, станины, корпуса задней бабки и каретки с суппортом.

На рис. 5 показана осциллограмма собственных вертикальных колебаний станины и станка.

Частота собственных колебаний определялась на основании осциллограммы по следующей формуле:

$$\nu = \frac{f \cdot n}{t}, \tag{1}$$

где f — частота отметчика времени (в опытах $f = 500$ *герц*), t — число полных периодов отметчика времени, n — число колебаний за время t.

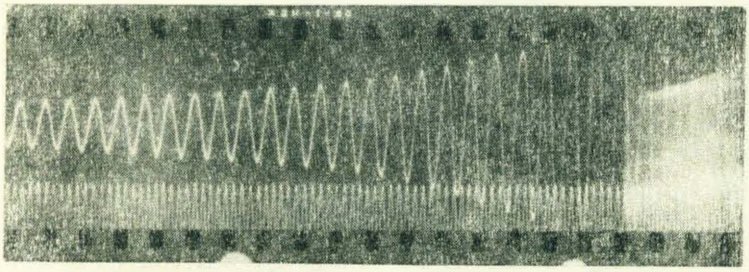

Рис. 5. Осциллограмма собственных вертикальных колебаний станины.

Коэффициент затухания вычислялся по формуле:

$$\nu = \nu \ln \frac{x_n}{x_{n+1}}, \tag{2}$$

где x_n, x_{n+1} — значение смещения на один полный условный период времени.

По опыту для станины станка (рис. 5) $n = 30$, $t = 100$ и согласно (1) частота колебаний $\nu = 150$ *герц*.

Коэффициент затухания колебаний по осциллограмме (рис. 5) оказался равным $\theta = 13{,}7$ *сек*$^{-1}$; время затухания $\tau_e = 0{,}073$ *сек*.

Частотные характеристики узлов исследуемого станка типа 1К62, полученные на основании осциллограмм, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Частота колебаний	Шпиндель	Станина	Задняя бабка	Суппорт
	В герцах			
Вертикальных (ν_z)	256—260	150—155	150—160	110—115
Горизонтальных (ν_y)	185—190	120—125	80—85	65—70

Автором была проведена другая серия испытаний с целью изучения влияния вынужденных колебаний резца (резцодержателя) на колебания узлов станка в случае: работы вибратора; одновременной работы вибратора с электродвигателем станка; одновременной работы вибратора, электродвигателя и шпинделя станка. В процессе этих испытаний были записаны порядка 70 осциллограмм вертикальных и горизонтальных колебаний узлов станка. Для иллюстрации на рис. 6 показана осциллограмма вынужденных колебаний (горизонтальная компонента) станины, шпинделя и резцодержателя.

Из анализа осциллограмм видно, что от вращения электродвигателя создаются дополнительные вынужденные колебания, влияющие на основное колебание в особенности на шпиндельном узле. Частота колебания от двигателя станка лежит в пределах 220—240 *герц*, амплитуда не превышает 3 микрона, частота горизонтальных колебаний составляет 200—220 *герц*.

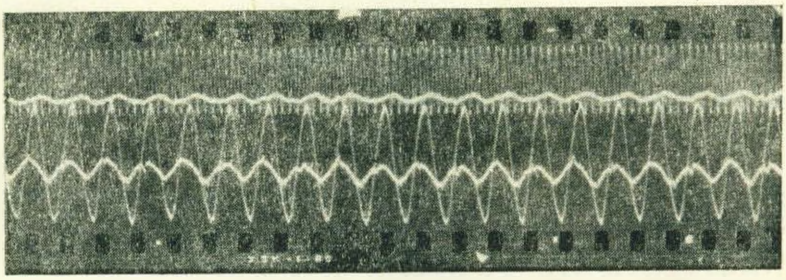

Рис. 6. Осциллограмма вынужденных колебаний резцодержателя, станины, шпинделя станка. Источник вынужденных колебаний — электровибратор с вертикальным колебанием частотой 100 *герц*.

Анализ результатов проведенных экспериментальных работ позволяет сделать следующие выводы:

1. Вынужденные колебания, возникающие на резцодержателе, распространяются на остальные узлы станка, в основном сохраняя характер первоначального колебания, причем частота колебаний передается без изменений, а амплитуда зависит от величины энергии, возбуждающего колебания;

2. Вынужденные колебания резцодержателя по вертикальному направлению возбуждают в остальных узлах колебания не только по вертикальному, но и по горизонтальному направлению. Наблюдаемый некоторый сдвиг фаз объясняется демпфированием стыковых соединений узлов станка. Амплитуда колебания в горизонтальном направлении в основном уменьшается, однако находится в определенной зависимости от жесткости узлов;

3. Вынужденные колебания в отдельных узлах, возникающие от различных факторов (электродвигатель, шпиндель, каретка, процесс резания и т. д.) могут сложиться, и вследствие малой разницы частот создать эффект биения, что зачастую вредно влияет на работу станка.

Анализ осциллограмм подтвердил, что частота вынужденных колебаний отдельных узлов станка при разных условиях его работы не совпадает с частотами собственных колебаний узлов станка.

Ер. ПИ им. К. Маркса

Поступило 15.V. 1963.