

## О НЕКОТОРЫХ ОСОБЕННОСТЯХ КОЛЕБАНИЙ КРУГЛОШЛИФАЛЬНОГО СТАНКА

**Кохликян С.А., Баласанян Б.С.** (*Армянский государственный аграрный университет, Государственный инженерный университет Армении, Ереван, Республика Армения*)

*In work features of fluctuations of the circular grinding machine tool are considered at idling. It is established, that at all variants of installation of the machine tool, level of vertical absolute fluctuations above level of radial fluctuations. Besides, the machine tool established on the concrete isolated base, shows smaller propensity to perception of external influences, than the machine tool established on rubber rugs or on adjustable boots.*

Колебания, возбуждаемые в системе станка при холостом ходе, как параметр, предопределяющий качество обработки играют важную роль в формировании и протекании динамических процессов при осуществлении резания. На рис.1 схематично показаны только возможные возмущения в радиальном направлении и связи между элементами системы, откуда можно заметить, что в современном круглошлифовальном станке имеется большое число возбудителей вынужденных колебаний.

1. Колебания возбуждаются работой электродвигателя и гидронасоса, которые через связи  $C_9$  и  $C_7$  передаются в зону резания и непосредственно влияют на вынужденные колебания заготовки.

2. Узел шлифовальной бабки является мощным возбудителем колебаний. Источниками этих возбуждений являются электродвигатель, ременная передача и работа шлифовального круга. Дисбаланс ротора и шкивов ременной передачи возбуждают колебания, которые непосредственно передаются шпинделю шлифовального круга, а упругие связи  $C_1$  шпинделя с опорами колебания передают корпусу, который в свою очередь воспринимая колебания через связи  $C_2$  и  $C_3$  также передается шпинделю. Дисбаланс круга непосредственно влияет на уровень колебаний шпинделя и корпуса. Кроме сказанного, через связи  $C_2$  колебания передаются также нижним салазкам и станину и через связи  $C_7$ ,  $C_4$ ,  $C_6$  влияют на уровень колебаний заготовки. Из-за особенностей конструкции колебания, возбуждаемые в шлифовальной бабке, более интенсивно передаются остальным узлам, чем колебания возбуждаемые гидроприводом. К тому же, очевидно, что эти колебания интенсивно влияют на колебания инструмента, т.е. круга.

3. Возбудителями передней бабки являются электродвигатель, ременная передача и работа шпинделя в своих опорах. Колебания, возбуждаемые дисбалансом электродвигателя, через связи  $C_5$  и  $C_6$ , влияют на общий уровень колебаний передней бабки, а через связи  $C_4$  - на стол, затем на остальные узлы. Эти колебания посредством связей  $C_6$ , т.е. связей между опорами шпинделя и шпинделем, передаются последнему и через  $C_{10}$  их воспринимает обрабатываемая заготовка. Колебания, возбуждаемые работой ременной передачи и самого шпинделя или планшайбы, непосредственно влияют на уровень колебаний шпинделя и через связи  $C_6$  передаются корпусу бабки, а от последнего, через связи  $C_4$  – столу.

Колебания, возбуждаемые работой передней бабки, непосредственно влияют на уровень колебаний обрабатываемой заготовки. Ввиду наличия упругих связей, любое из указанных возмущений передаются другим элементам и в сумме возмущениями в данном элементе определяют динамическое состояние системы. Это в равной степени относится и к обрабатываемой заготовке, т.е. возбуждения, передаваемые другими узлами, в сумме с колебаниями возбуждаемые самой заготовкой определяют возмущенное состояние заготовки.

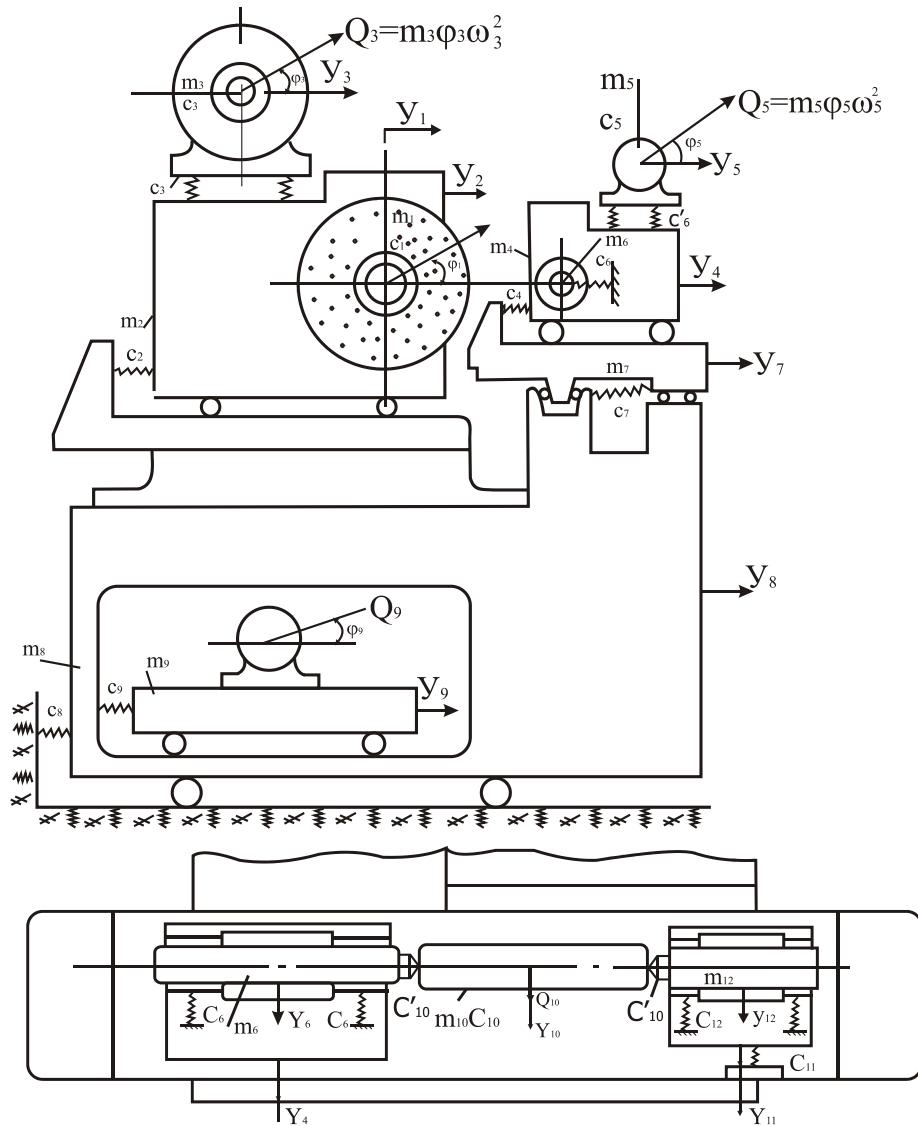


Рис.1. Схематическое изображение возбудителей и связей в кругло шлифовальном станке

С другой стороны, при холостом ходе между элементами станка существует также обратное воздействие элементов. Например, работа шлифовального круга вызывает возмущение во всей системе, но и работа отдельных органов станка воздействуют на колебательные свойства бабки круга. Все это усложняет как картину проявления колебаний, так и анализ динамики системы. В подобных условиях, учитывая возможность появления в каждом органе станка (электродвигатели, шлифовальная и передняя бабки и т.д.) многочастотные возмущения, самопроизвольно будут действовать принцип избирательности – выделение составляющих, близких по частоте. Поэтому, несмотря на чрезвычайную сложность спектра колебаний, во время экспериментов можно ожидать проявления вполне определенных по частоте колебаний и среди них обязательно - составляющие с частотами свободных колебаний отдельных парциальных систем и элементов.

Разделение зон [1], где протекают рабочие процессы: направленность воздействия основных элементов системы друг на друга; наличие в подавляющем большинстве, силового воздействия позволяют сложные нелинейные динамические системы

рассматривать как линейные системы с сосредоточенными параметрами. Если учесть еще другую особенность динамической системы металлорежущего станка заключающуюся в том, что все воздействия между рабочими процессами происходят только через упругую систему, то с определенным приближением можно динамическую систему станка рассматривать как систему, состоящую из отдельных твердых тел, связанных друг с другом произвольными упругими связями, при наличии сил трения, пропорциональных первым степеням обобщенных скоростей.

Дифференциальное уравнение вынужденных колебаний такой системы в матричной форме можно представить виде:

$$M\ddot{q}' + B\dot{q}' + Cq' = 0, \quad (1)$$

содержащее множитель вида:

$$e^{-at}(c_1 \cos \beta t + c_2 \sin \beta t). \quad (2)$$

Однако, с течением времени в системе устанавливаются вынужденные колебания каковы бы не были начальные условия. Эти колебания описываются только одним частным решением уравнения (1), соответствующем  $Q'(t)$ . Принимая  $Q'(t) = Qe^{i\omega t}$ ,  $q'(t) = qe^{i\omega t}$  вместе с (1) будем иметь:

$$(-M\omega^2 + Bi\omega + C)q = Q. \quad (3)$$

Путем несложных преобразований можно из обобщенных координат  $q_j$  перейти к нормальным координатам  $P_j$ . Тогда уравнение (3) примет вид

$$p_\mu(\lambda_\mu^2 - \omega^2) + i\omega \sum_{v=1}^n \delta_{\mu v} P_v = P_\mu, \quad (4)$$

где величина  $P_\mu$  с точностью для положительного, вещественного множителя  $e_\mu$  представляет собой не что иное, как обобщенная возмущающая сила, соответствующая новым обобщенным координатам  $P_\mu$ . Из (4) легко получить выражение для динамической податливости системы в нормальных координатах:

$$\frac{p_\mu}{P_\mu} = \frac{1}{\lambda_\mu^2 - \omega^2 + i\omega\delta_{\mu\mu}} - \frac{i\omega \sum_{v=1}^{n-\mu} \delta_{\mu v} p_v}{p_\mu(\lambda_\mu^2 - \omega^2 + i\omega\delta_{\mu\mu})}, \quad (5)$$

т.к.  $\delta_{\mu v} \neq 0$  при  $\mu \neq v$ , то  $\delta_{\mu v} \ll \delta_{\mu\mu}$ .

Поэтому, второй член правой части (5) мало влияет на величину динамической податливости, чем первый член. Этому способствует и то обстоятельство, что влияние силы  $P_\mu$ , приложенной к координате  $P_\mu$ , несомненно велико на смещение  $P_\mu$ , чем влияние силы приложенных в других координатах. В силу сказанного в (5) можно пренебречь вторым членом правой части, тогда:

$$\frac{p_\mu}{P_\mu} = \frac{1}{\lambda_\mu^2 - \omega^2 + i\omega\delta_{\mu\mu}}, \quad (6)$$

или в вещественной форме динамическая податливость будет иметь вид:

$$\frac{1}{D} = R \left[ \frac{1}{\lambda_\mu^2 - \omega^2 + i\omega\delta_{\mu\mu}} \right] = \frac{\lambda_\mu^2 - \omega^2}{(\lambda_\mu^2 - \omega^2)^2 + \omega^2\delta_{\mu\mu}}.$$

Обозначив:

$$y = \frac{1}{D}, \quad a = \frac{\lambda_\mu^2 \mu}{\omega^2} - 1; \quad x = \delta_{\mu\mu}, \quad (7)$$

можем написать:

$$y = \frac{a}{a^2 + x} \text{ или } y = \frac{a}{a + \frac{x}{a}}. \quad (8)$$

Это выражение представляет уравнение гиперболы. Причем если  $a \rightarrow 0$ , т.е частоты собственных и вынужденных колебаний близки, то динамическая податливость стремится к бесконечности. Однако в задаче в первую очередь интересует влияние качества изготовления станка на виброустойчивость системы, поэтому рассмотрим случай, когда  $\alpha = \frac{\lambda^2}{\omega^2} > 1$ , т.е. система имеет собственные частоты, превосходящие частоты вынужденных колебаний. При этом, если “а” большое число, то изменение коэффициента трения, т.е. изменение качества контактирующих поверхностей будет мало влиять на величину динамической податливости. Но, если  $\alpha \geq 1$ , то незначительное изменение  $x$ , приведет к скачкообразному изменению  $y$ .

В рассматриваемой системе последнее предположение возможно потому, что имеют место вынужденные колебания с достаточно высокими частотами: от 10 до 42 Гц с учетом избирательной способности упругой системы будут иметь место явления местного резонанса. Следовательно, система будет иметь малую динамическую податливость, если собственные частоты будут высокими и коэффициенты сил сопротивления будут большими. Первое можно обеспечить расчетом, а второе, в конечном счете, предопределется контактной жесткостью, зависит от качества изготовления. Здесь опускается вопрос правильного, более рационального построения системы с конструкторской точки зрения, при котором можно достигнуть такого распределения возмущающих сил в системе, которое привело бы к наибольшему рассеиванию энергии в системе.

При обработке металлов резанием, автоколебания чаще всего возникают на частотах близких к частотам собственных колебаний. Поэтому возникает необходимость теоретического анализа и экспериментального подтверждения возможности появления колебаний на собственных частотах при шлифовании. Для выполнения расчета принимаем следующие допущения: заготовка абсолютно жесткая; опоры заготовки (центра) упругие; из-за неоднородности материала и неточности предыдущей обработки, заготовка имеет некоторую неуравновешенность в точке А; из-за установки хомутика имеется неуравновешенность в точке В.

Вследствие указанных неуравновешенностей на заготовку действуют центробежные силы  $P_1$  и  $P_2$  (рис. 2). Эту механическую систему можно заменить эквивалентной системой [2], на которую действуют взаимно перпендикулярные статические и динамические неуравновешенности, принимая расчетную схему по (рис. 2.г), можно составить уравнение движения заготовки, используя принцип Д'Аламбера, для двух случаев:

а) на систему действует сила статической неуравновешенности, и имеют место только прямолинейные смещения:

$$\frac{G}{g} \ddot{Y} + (K_1 + K_2) Y_c = Q_{cm} \cos \omega t, \quad (9)$$

б) на систему действует пара сила динамической неуравновешенности и имеет место угловые смещения вокруг центра тяжести:

$$J_y \ddot{\phi} + (K_1 + K_2) \alpha^2 \phi = (K_1 - K_2) a y_c + Q_{din} \cos(\omega t + \psi) \quad (10)$$

где  $G$  – вес заготовки;  $g$  - ускорение силы тяжести;  $K_1$  и  $K_2$  – коэффициенты упругости;  $Q_{cm} \cos \omega t$  – проекция вектора статической неуравновешенности;  $J_y$  – массовый

момент инерции;  $\alpha$  - расстояние центра тяжести заготовки от опоры;  $Q_{\text{дин}} \cos(\omega t + \psi)$  – проекция вектора пары динамической неуравновешенности;  $\psi$  - фазовый угол смещения динамической и статической неуравновешенностей;  $\varphi$ - угол смещения заготовки.

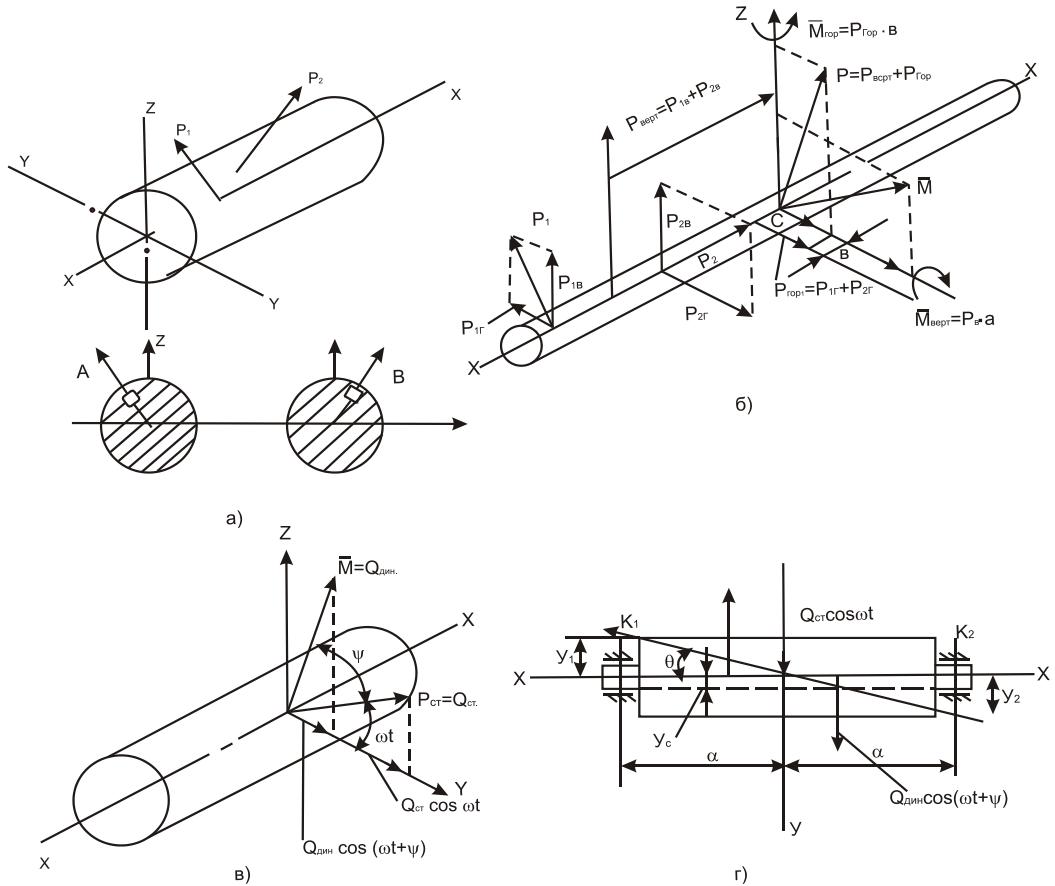


Рис. 2. Расчетные схемы к определению собственной частоты системы заготовки

Путем некоторых преобразований [1] уравнения (1) и (2) можно привести к видам:

$$\frac{d^2y}{dt^2} + P_{cm} y_c - b = 0, \quad (11)$$

$$\text{и} \quad \ddot{\varphi} + P_{\text{дин}}^2 \varphi = b_2 y_c + \frac{Q_{\text{дин}}}{J_y} \cos(\omega t + \psi), \quad (12)$$

где  $P_{ct}^2 = \frac{k_1 + k_2}{G} g$  и  $P_{\text{дин}}^2 = \frac{(k_1 + k_2)\alpha^2}{J_y}$  частоты свободных колебаний системы

заготовки соответственно в первой и второй формах.

По экспериментальным данным имеем:  $K_1 = 2,25 \cdot 10^6 \text{ Н/мм}$ ;  $K_2 = 2,4 \cdot 10^6 \text{ Н/мм}$ . Подставляя значения  $K_1$  и  $K_2$  и учитывая, что вес заготовки колеблется от 1,33 до 1,03 кг, получим следующие значения собственной частоты заготовки, установленной в центрах станка:

$$f'_1 = \frac{P_{ct}}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(2.25 + 2.4) \cdot 10^6 \cdot 9.81}{1,33}} = 296 \text{ Гц} \quad f''_1 = \frac{P_{ct}}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(2.25 + 2.4) \cdot 10^6 \cdot 9.81}{1,03}} = 319 \text{ Гц}$$

Для этих же условий частота свободных колебаний во второй форме определяется выражением:

$$f_2 = \frac{P_{\text{дин}}}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 a^2 + k_2 b^2}{J_y}},$$

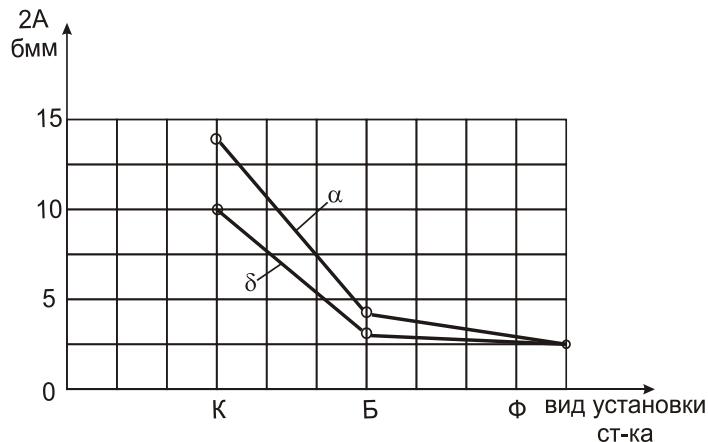
где  $a=b=150$  мм - расстояние центра тяжести детали от опор;

$J_y = \frac{G}{4g}(R^2 + \frac{H}{3})$  - массовый момент инерции заготовки относительно оси,

проходящей через центр тяжести в Н мм сек<sup>2</sup>, где  $G, R, H$  - соответственно вес, радиус и высота заготовки. Подставляя значения  $K_1, K_2, "a", "b"$  и учитывая, что массовый момент инерции заготовки колеблется от 102.5 до 79.2 Нсм. сек<sup>2</sup> в зависимости от начального - 15 мм и конечного - 12 мм радиуса заготовки получаем следующие значения частоты свободных колебаний

$$f_2^1 = \frac{1}{6,28} \sqrt{\frac{(2.25 + 2,4)15^2}{10,25}} = 518 \text{ Гц}, \quad f_2'' = \frac{1}{6,28} \sqrt{\frac{(2.25 + 2,4)15^2}{10}} = 573 \text{ Гц}.$$

Далее производились замеры колебаний в различных условиях функционирования станка. Но, так как для правильной оценки параметров колебаний самого станка значение имеет знание первоначальных параметров колебаний, воспринимаемых станком от внешних возбудителей, сначала определялся уровень колебаний заготовки при различной установке станка (рис. 2). Таким образом, при всех вариантах установки станка, уровень вертикальных абсолютных колебаний выше уровня радиальных колебаний. Кроме того, станок, установленный на бетонном изолированном фундаменте, проявляет меньшую склонность к восприятию внешних возбуждений, чем станок установленный на резиновых ковриках или на регулируемых башмаках.



Станок установлен: К – на резиновых ковриках, Б – на регулируемых башмаках,  
Ф – на бетонном фундаменте.

Рис. 2. Уровень колебаний заготовки от внешних воздействий:  
а) вертикальное, б) радиальное направление

**Список литературы:** 1. Кудинов В.А. Динамика станков. М.: Машиностроение. 1967. – 359с. 2. Есяян М.А. О влияние на точность обработки. Сб. научных трудов АСИ, N14, Ереван, 1964.

Сдано в редакцию 8.05.08