

УДК 621.941.1

В. К. ШЕЛЕГ, С. С. ДАНИЛЬЧИК

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ И РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ДЛЯ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ ИНСТРУМЕНТА ПРИ ТОЧЕНИИ С АСИММЕТРИЧНЫМ ЦИКЛОМ КОЛЕБАНИЙ

Белорусский национальный технический университет

(Поступила в редакцию 05.06.2014)

Одним из способов стружкодробления в процессе токарной обработки является вибрационное точение, при котором на подачу инструмента накладываются направленные колебательные движения. Колебания резца подчиняются синусоидальному закону. Наряду с высокой эффективностью дробления стружки данный метод имеет существенный недостаток, который заключается в увеличении шероховатости обработанных поверхностей. С целью снижения шероховатости предлагается метод точения с наложением на подачу инструмента асимметричных колебаний [1]. Создание последних возможно кулачками, профилем рабочей поверхности которых задается определенный закон внутрициклового движения. От кулачка колебательное движение передается на исполнительный механизм, в качестве которого используется специальный резцедержатель.

На рис. 1, а приведена схема специального резцедержателя к токарному станку, обеспечивающего возвратно-поворотные движения инструмента. Подвижная резцедержавка 1 механизма, смонтированная на опорах O и A , поворачивается относительно неподвижного корпуса 2 под действием внешней возмущающей силы P_B , создаваемой гидроцилиндром 3, жесткозакрепленным на резцедержавке 1. Шток гидроцилиндра упирается в неподвижный корпус 2 и приводит в движение гидроцилиндр вместе с резцедержавкой, возврат которой в начальное положение осуществляется пружинами 4. При малых углах поворота резцедержавки движение инструмента можно рассматривать как возвратно-поступательное. К силам, оказывающим наиболее значимое влияние на процесс движения резцедержавки 1, относятся возмущающая сила P_B , осевая составляющая силы резания P_x и сила упругости пружин $P_{упр}$. На рис. 1, б изображена схема приложения этих сил, которые принимаются в расчет при разработке математической модели колебательного движения инструмента. Она позволит определить конструктивные параметры кулачка и исполнительного механизма устройства, обеспечивающего асимметричные колебания.

Колебательное движение инструмента вокруг оси Y опишем уравнением

$$J_y \ddot{\varphi} + M_{P_{тр}} + M_{P_{упр}} + M_{P_x} = M_{P_B},$$

где J_y – момент инерции относительно оси Y , $M_{P_{тр}}$ – момент сил трения, $M_{P_{упр}}$ – момент сил упругости, M_{P_x} – момент силы резания P_x , M_{P_B} – момент возмущающей силы P_B .

Сила трения в воздушной среде пропорциональна скорости [2]. Следовательно, момент сил трения

$$M_{P_{тр}} = \alpha \dot{\varphi} r_{тр},$$

где α – коэффициент пропорциональности, $r_{тр}$ – плечо приложения сил трения.

Момент сил упругости определяется по формуле

$$M_{P_{упр}} = j \varphi r_N^2,$$

где j – коэффициент упругости пружины, r_N – плечо приложения сил упругости.

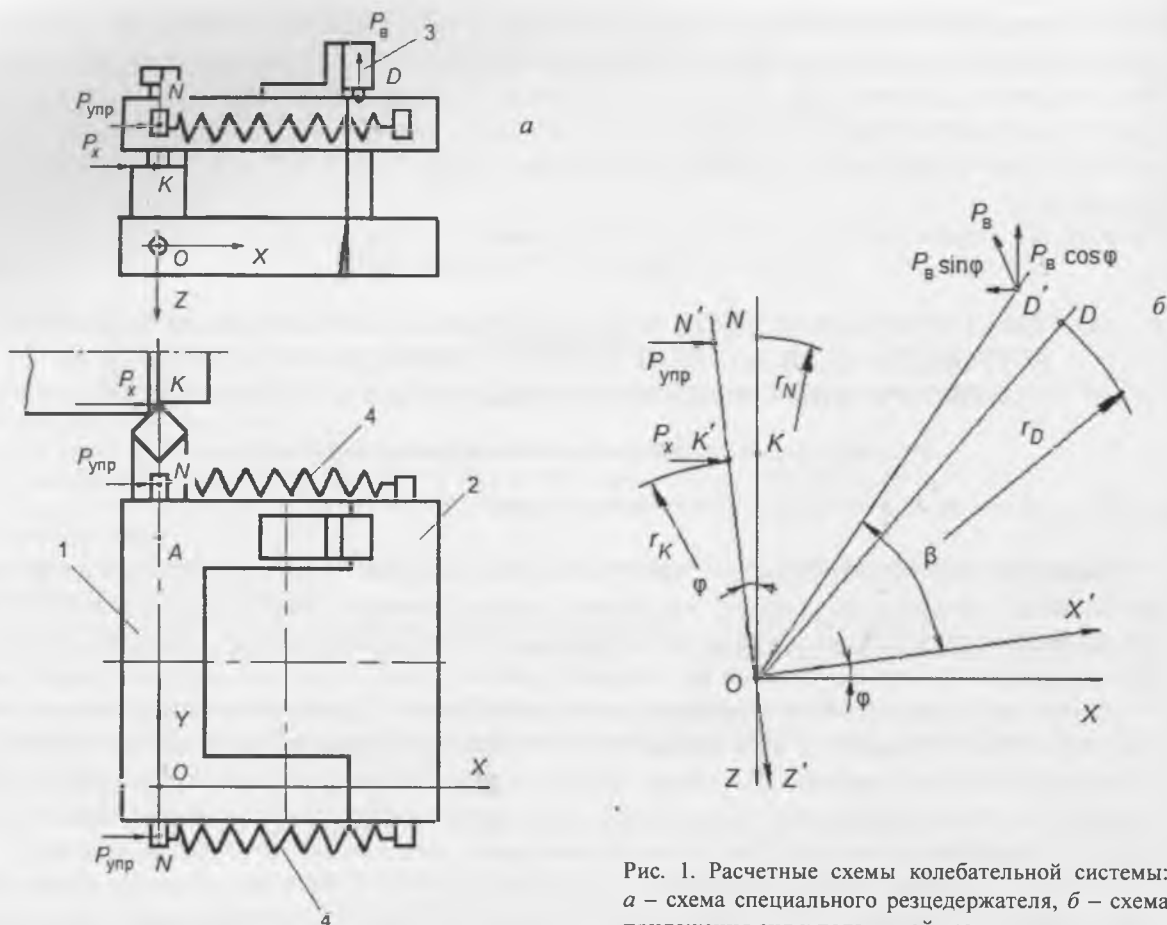


Рис. 1. Расчетные схемы колебательной системы: а – схема специального резцедержателя, б – схема приложения сил к подвижной резцедержавке

Таким образом, дифференциальное уравнение колебательного движения инструмента принимает вид

$$J_y \ddot{\phi} + \alpha \dot{\phi} r_{тр} + j \phi r_N^2 = M_{P_B} - M_{P_x}. \quad (1)$$

Зависимость силы резания P_x от режимов обработки задается уравнением

$$P_x = C_{P_x} t^{x_{P_x}} S^{y_{P_x}} V^{z_{P_x}} K_{P_x},$$

где t, S, V – глубина резания, подача, скорость резания соответственно, $C_{P_x}, x_{P_x}, y_{P_x}, z_{P_x}$ – постоянная и показатели степени, характеризующие определенные условия резания для конкретной марки обрабатываемого материала, K_{P_x} – поправочный коэффициент [3].

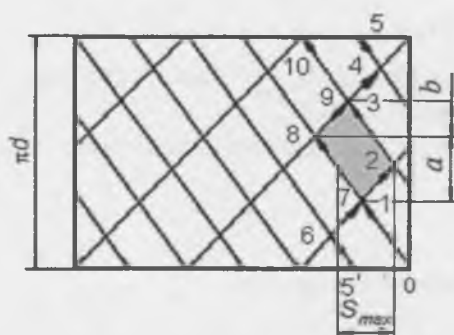


Рис. 2. Траектория движения инструмента при точении с асимметричными колебаниями

Величина подачи при точении с асимметричными колебаниями периодически изменяется. Следовательно, и сила резания имеет периодический характер. Закон внутрициклового движения инструмента с точки зрения динамики процесса резания из-за малости подач принципиального значения не имеет. Поэтому для упрощения расчетов и облегчения процесса создания колебаний с асимметричным циклом принимаем линейный закон внутрициклового движения инструмента.

На рис. 2 представлена развертка обработанной поверхности диаметром d , на которой цифрами 0–10 обозначена траектория движения инструмента в процессе точения с асимметричными колебаниями. Каждый элемент стружки (выделен заливкой) образуется за один цикл ко-

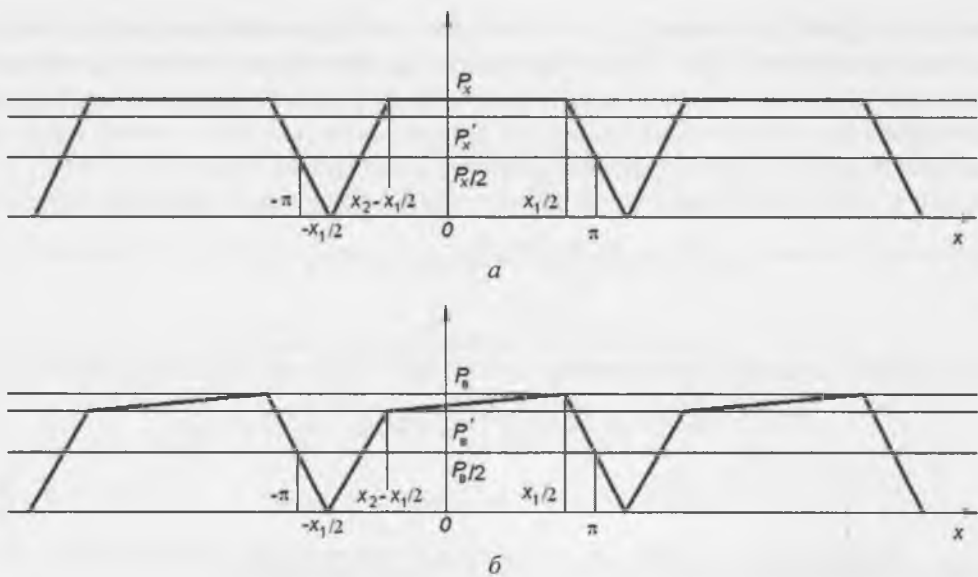


Рис. 3. Графики изменения силы резания P_x (а) и возмущающей силы P_b (б)

лебаний, составляющие a и b которого предусмотрены для врезания и отвода инструмента. При этом отношение $\frac{a}{b}$ есть коэффициент асимметрии ξ цикла колебательного движения инструмента. Исходя из траектории движения инструмента на этапе врезания a , подача S изменяется от нулевого до максимального значения и сохраняет его до начала отвода инструмента, на этапе b ее значение вновь уменьшается до нуля. Изменение подачи приводит к аналогичному изменению силы резания P_x , которую можно представить периодической функцией с периодом $2\pi = x_1 + x_2$, при этом отношение $\frac{x_1}{x_2} = \xi$. Рассмотрим течение с коэффициентом асимметрии колебаний $\xi > 1$ (рис. 3, а).

Изменение силы P_x в процессах врезания и отвода инструмента описываются различными зависимостями. Можно задать периодическую функцию одним выражением, разложив ее в ряд Фурье. Для этого необходимо определить ее в периоде 2π [4]. Для разложения функции $P_x(x)$ в ряд Фурье определим ее следующим образом:

$$\begin{aligned}
 P_x(x) &= -\frac{P_x(x+\pi)}{x_2} + \frac{P_x}{2} \quad \text{при } -\pi \leq x \leq -\frac{x_1}{2}, \\
 P_x(x) &= P_x \frac{x_1 + 2x}{2x_2} \quad \text{при } -\frac{x_1}{2} \leq x \leq x_2 - \frac{x_1}{2}, \\
 P_x(x) &= P_x \quad \text{при } x_2 - \frac{x_1}{2} \leq x \leq \frac{x_1}{2}, \\
 P_x(x) &= \frac{P_x(\pi - x)}{x_2} + \frac{P_x}{2} \quad \text{при } \frac{x_1}{2} \leq x \leq \pi.
 \end{aligned}$$

Представив функцию $P_x(x)$ в виде ряда Фурье, получим уравнение

$$\begin{aligned}
 P_x(x) &= \frac{P_x x_1}{2\pi} + \frac{P_x}{\pi x_2} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{k^2} \left(\left(\cos k \left(x_2 - \frac{x_1}{2} \right) - \cos \left(-k \frac{x_1}{2} \right) \right) \cos kx + \right. \\
 &\quad \left. + \left(3 \sin k \frac{x_1}{2} + \sin k \left(x_2 - \frac{x_1}{2} \right) \right) \sin kx \right). \quad (2)
 \end{aligned}$$

Колебательные движения инструмента генерируются возмущающей силой, величина которой также периодически изменяется. Поэтому и возмущающую силу P_b можно рассматривать как периодическую функцию $P_b(x)$ с периодом 2π . График функции $P_b(x)$ обусловлен характером

изменения сил упругости пружин $P_{yпр}$ и резания P_x . Сила упругости на этапе врезания изменяется линейно в зависимости от величины удлинения пружин. Сила резания P_x , как показано на рис. 3, а, возрастает до максимальной величины и остается постоянной до начала отвода инструмента. Предварительными исследованиями установлено, что для обеспечения траектории движения инструмента (рис. 2) сила P_B должна изменяться согласно графику (рис. 3, б).

Функция $P_B(x)$ в соответствии с рис. 3, б может быть определена следующим образом:

$$P_B(x) = -\frac{P_B(x+\pi)}{x_2} + \frac{P_B}{2} \text{ при } -\pi \leq x \leq -\frac{x_1}{2},$$

$$P_B(x) = P_B' \frac{x_1 + 2x}{2x_2} \text{ при } -\frac{x_1}{2} \leq x \leq x_2 - \frac{x_1}{2},$$

$$P_B(x) = P_B - (P_B - P_B') \frac{x_1 - 2x}{2(x_1 - x_2)} \text{ при } x_2 - \frac{x_1}{2} \leq x \leq \frac{x_1}{2},$$

$$P_B(x) = P_B \frac{\pi - x}{x_2} + \frac{P_B}{2} \text{ при } \frac{x_1}{2} \leq x \leq \pi.$$

В результате разложения функции $P_B(x)$ в ряд Фурье она примет вид

$$P_B(x) = \frac{(P_B + P_B')x_1}{4\pi} + \frac{1}{\pi} \sum_{k=1}^{\infty} \left\{ \frac{P_B'x_1 - P_Bx_2}{k^2x_2(x_1 - x_2)} \left[\cos\left(k\left(x_2 - \frac{x_1}{2}\right)\right) - \cos\frac{kx_1}{2} \right] \cos(kx) + \right.$$

$$+ \left[\frac{P_B}{k^2(x_1 - x_2)} \left[\frac{2x_1 - x_2}{x_2} \sin\frac{kx_1}{2} - \sin\left(k\left(x_2 - \frac{x_1}{2}\right)\right) \right] + \right.$$

$$\left. \left. + \frac{P_B'}{k^2x_2(x_1 - x_2)} \left(x_1 \sin\left(k\left(x_2 - \frac{x_1}{2}\right)\right) + (x_1 - 2x_2) \sin\frac{kx_1}{2} \right) \right] \sin kx \right\}. \quad (3)$$

Подставив выражения (2), (3) в уравнение (1), получим уравнение колебательного движения инструмента с коэффициентом асимметрии цикла колебаний $\xi > 1$:

$$J_y \varphi'' + \alpha r_{тр} \varphi' + jr_N^2 \varphi = \frac{(P_B + P_B')x_1 r_D \cos \beta}{4\pi} + \frac{1}{\pi} \sum_{k=1}^{\infty} \left\{ \frac{(P_B'x_1 - P_Bx_2) r_D \cos \beta}{k^2x_2(x_1 - x_2)} \times \right.$$

$$\times \left(\cos k\left(x_2 - \frac{x_1}{2}\right) - \cos\frac{kx_1}{2} \right) \cos kx + \left[\frac{P_B r_D \cos \beta}{k^2(x_1 - x_2)} \left(\frac{2x_1 - x_2}{x_2} \sin\frac{kx_1}{2} - \sin\left(x_2 - \frac{x_1}{2}\right) \right) + \right.$$

$$+ \left. \frac{P_B' r_D \cos \beta}{k^2x_2(x_1 - x_2)} \left(x_1 \sin k\left(x_2 - \frac{x_1}{2}\right) + (x_1 - 2x_2) \sin\frac{kx_1}{2} \right) \right] \sin kx \left. \right\} - \frac{P_x x_1 r_K}{2\pi} -$$

$$- \sum_{k=1}^{\infty} \frac{P_x r_K}{k^2 \pi x_2} \left[\left(\cos k\left(x_2 - \frac{x_1}{2}\right) - \cos\frac{kx_1}{2} \right) \cos kx + \left(3 \sin\frac{kx_1}{2} + \sin k\left(x_2 - \frac{x_1}{2}\right) \right) \right] \sin kx,$$

где $r_D \cos \beta$ – плечо действия возмущающей силы.

Разделив данное уравнение на J_y , получим неоднородное дифференциальное уравнение второго порядка с постоянными коэффициентами

$$\varphi'' + \frac{\alpha r_{тр} \varphi'}{J_y} + \frac{jr_N^2 \varphi}{J_y} = \frac{(P_B + P_B')x_1 r_D \cos \beta}{4\pi J_y} + \frac{1}{\pi J_y} \sum_{k=1}^{\infty} \left\{ \frac{(P_B'x_1 - P_Bx_2) r_D \cos \beta}{k^2x_2(x_1 - x_2)} \times \right.$$

$$\times \left(\cos k\left(x_2 - \frac{x_1}{2}\right) - \cos\frac{kx_1}{2} \right) \cos kx + \left[\frac{P_B r_D \cos \beta}{k^2(x_1 - x_2)} \left(\frac{2x_1 - x_2}{x_2} \sin\frac{kx_1}{2} - \sin\left(x_2 - \frac{x_1}{2}\right) \right) + \right.$$

$$+ \left. \frac{P_B' r_D \cos \beta}{k^2x_2(x_1 - x_2)} \left(x_1 \sin k\left(x_2 - \frac{x_1}{2}\right) + (x_1 - 2x_2) \sin\frac{kx_1}{2} \right) \right] \sin kx \left. \right\} - \frac{P_x x_1 r_K}{2\pi J_y} - \sum_{k=1}^{\infty} \frac{P_x r_K}{k^2 \pi x_2 J_y} \times$$

$$\times \left[\left(\cos k\left(x_2 - \frac{x_1}{2}\right) - \cos\frac{kx_1}{2} \right) \cos kx + \left(3 \sin\frac{kx_1}{2} + \sin k\left(x_2 - \frac{x_1}{2}\right) \right) \right] \sin kx. \quad (4)$$

Его общее решение представляет собой сумму частного решения φ^* и общего решения $\bar{\varphi}$ соответствующего однородного уравнения. Для решения уравнения (4) вначале рассмотрим однородное дифференциальное уравнение, которое имеет вид

$$\varphi'' + \frac{\alpha r_{\text{TP}} \varphi'}{J_y} + \frac{j r_N^2 \varphi}{J_y} = 0. \quad (5)$$

Характеристическое уравнение, соответствующее уравнению (5), запишется таким образом:

$$\lambda^2 + p\lambda + q = 0.$$

Поскольку корни характеристического уравнения являются комплексными числами, принимаем

$$\lambda_1 = \gamma + i\beta, \quad \lambda_2 = \gamma - i\beta,$$

где $\gamma = -\frac{p}{2}$, $\beta = \sqrt{q - \frac{p^2}{4}}$.

В этом случае решение однородного уравнения (5), согласно [4], ищем в виде

$$\bar{\varphi} = e^{\gamma x} (C_1 \cos \beta x + C_2 \sin \beta x).$$

Так как $\gamma < 0$, то значение $e^{\gamma x}$ с увеличением x стремится к нулю. Это означает, что решение уравнения (5) описывает затухающие колебания, имеющие место лишь в момент пуска, и их амплитуда стремится к нулю. Поэтому для описания колебательного движения инструмента в процессе точения ограничимся частным решением, определяющим вынужденные колебания.

Частное решение уравнения (4) ищем в виде

$$\varphi^* = \sum_{k=1}^{\infty} (A_k \cos kx + B_k \sin kx) + C, \quad (6)$$

где A_k, B_k – коэффициенты, C – константа.

Если принять, что частота колебательных движений инструмента в секунду равна f , то x в формуле (6) можно выразить через время t (с):

$$x = 2\pi f t.$$

Определив коэффициенты A_k, B_k и постоянную C , запишем уравнение колебаний инструмента в виде

$$\varphi = \sum_{k=1}^{\infty} \left(\frac{m_k J_y - \alpha r_{\text{TP}} k \frac{n_k (j r_N^2 - k^2 J_y) + m_k k \alpha r_{\text{TP}} J_y}{(j r_N^2 - k^2 J_y)^2 + (k \alpha r_{\text{TP}})^2} \cos 2k\pi f t + \right. \\ \left. + \frac{n_k (j r_N^2 - k^2 J_y) + m_k k \alpha r_{\text{TP}} J_y}{(j r_N^2 - k^2 J_y)^2 + (k \alpha r_{\text{TP}})^2} \sin 2k\pi f t \right) + \frac{(P_B + P'_B) x_1 r_D \cos \beta - 2P_x x_1 r_K}{4\pi j r_N^2},$$

где

$$m_k = \frac{(P'_B x_1 - P_B x_2) r_D \cos \beta - P_x r_K (x_1 - x_2)}{k^2 \pi x_2 (x_1 - x_2) J_y} \left(\cos k \left(x_2 - \frac{x_1}{2} \right) - \cos \frac{k x_1}{2} \right), \\ n_k = \frac{P_B r_D \cos \beta}{\pi k^2 (x_1 - x_2) J_y} \left(\frac{2x_1 - x_2}{x_2} \sin \frac{k x_1}{2} - \sin k \left(x_2 - \frac{x_1}{2} \right) \right) + \frac{P'_B r_D \cos \beta}{\pi k^2 x_2 (x_1 - x_2) J_y} \times \\ \times \left(x_1 \sin k \left(x_2 - \frac{x_1}{2} \right) + (x_1 - 2x_2) \sin \frac{k x_1}{2} \right) - \frac{P_x r_K}{k^2 \pi x_2 J_y} \left(3 \sin \frac{k x_1}{2} + \sin k \left(x_2 - \frac{x_1}{2} \right) \right).$$

Умножив угол φ поворота резцедержателя на расстояние r_K от оси вращения до вершины резца (рис. 1, б), получим математическую модель возвратно-поступательного колебательного движения инструмента в процессе точения с асимметричными колебаниями для коэффициента асимметрии $\xi > 1$

$$W = \sum_{k=1}^{\infty} \left[\frac{m_k J_y - \alpha r_{\text{TP}} k \left(n_k (j r_N^2 - k^2 J_y) + m_k k \alpha r_{\text{TP}} \right) J_y}{(j r_N^2 - k^2 J_y)^2 + (k \alpha r_{\text{TP}})^2} \cos 2k\pi f t + \frac{\left(n_k (j r_N^2 - k^2 J_y) + m_k k \alpha r_{\text{TP}} \right) J_y}{(j r_N^2 - k^2 J_y)^2 + (k \alpha r_{\text{TP}})^2} \sin 2k\pi f t \right] r_K + \frac{(P_B + P'_B) x_1 r_D \cos \beta - 2 P_x x_1 r_K}{4\pi j r_N^2} r_K. \quad (7)$$

Математическая модель (7) позволяет рассчитать для определенных размеров резцедержателя и силы резания P_x соотношение между возмущающей силой P_B и соответствующей ей силой P'_B , а также жесткость пружин, обеспечивающие необходимую траекторию и минимальную амплитуду колебательных движений инструмента. К примеру, при точении с $P_x = 170\text{--}350$ Н резцедержателем с радиусами приложения сил $r_K = 32$ мм, $r_N = 63$ мм и $r_D = 105$ мм для выполнения заданной траектории движения инструмента необходимо использовать пружины с жесткостью $j = 7,5$ Н/мм. Возмущающая сила P_B при этом изменяется в пределах от 85 до 180 Н. Соотношение между P_B и P'_B составляет 1,03, что обеспечивается рабочим профилем кулачка, генерирующего колебания инструмента с асимметричным циклом. Рабочую поверхность профиля кулачка, обеспечивающую врезание инструмента, необходимо разбить на два участка. На первом участке профиль кулачка имеет более крутой подъем для создания силы P'_B , в конце второго участка обеспечивается действие на резцедержавку возмущающей силы P_B .

Аналогичным образом может быть получена математическая модель и для колебательного движения с коэффициентом асимметрии $\xi < 1$.

Выводы

1. Наибольшее влияние на колебательное движение резцедержавки с инструментом оказывают возмущающая сила P_B , осевая составляющая силы резания P_x и сила упругости пружин $P_{\text{упр}}$. Поэтому они используются при разработке математической модели колебательного движения инструмента. Возмущающая сила P_B и сила резания P_x имеют периодически изменяющийся характер и могут быть представлены рядами Фурье, что упрощает процесс разработки математической модели.

2. Математическая модель колебательного движения инструмента с асимметричными колебаниями является результатом решения неоднородного дифференциального уравнения вынужденных колебаний. Она учитывает конструктивные параметры устройства для точения с асимметричными колебаниями. Исходя из величины максимальной силы резания P_x , зависящей от режимов резания и, в частности, от подачи, которая имеет периодический характер, и принятых для конструкции резцедержателя радиусов приложения сил, можно определить необходимую минимальную жесткость пружин, а также соотношение между максимальной возмущающей силой P_B и силой P'_B , которое следует учесть при проектировании задающего кулачка.

Литература

1. Данильчик С. С., Шелег В. К. // Наука и техника. 2013. № 4. С. 16–21.
2. Бутенин Н. В., Луиц Я. Л., Меркин Д. Р. Курс теоретической механики. СПб., 2006.

3. Барановский Ю. В., Брахман Л. А., Гдалевич А. И. и др. Режимы резания металлов. М., 1995.

4. Пискунов Н. С. Дифференциальное и интегральное исчисления для втузов. М., 1985. Т. 2.

V. K. SHELEN, S. S. DANILCHYK

**MATHEMATICAL MODEL AND CALCULATION OF MACHINE DESIGN PARAMETERS
OF A OSCILLATION DEVICE FOR A TOOL AT TURNING
WITH ASYMMETRIC CYCLE OF OSCILLATIONS**

Summary

Machine model for turning operations with asymmetric tool oscillations based on transducer-coupling system feed technology is considered.

Mathematical model of oscillatory motions of tools with asymmetric cycle permitting to determine the design parameters is developed.