

УДК 621.7.013.3

МЕХАНИЗМ ВОЗНИКНОВЕНИЯ АВТОКОЛЕБАНИЙ
В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ ОБРАБОТКИ РЕЗАНИЕМ© 2024 С.А. Васин¹, С.Н. Шевченко², О.А. Ерзин¹, Е.В. Пантюхина¹¹ Тульский государственный университет, г. Тула, Россия² Самарский федеральный исследовательский центр Российской академии наук, г. Самара, Россия

Статья поступила в редакцию 29.02.2024

Рассмотрены основные причины первичного возбуждения автоколебаний, которые при определенных условиях влияют на интенсивность автоколебаний. Показано влияние неустойчивости процесса резания на автоколебания а именно, периодических срывов наростов, образования и скалывание элементов стружки, схватывания и налипания по задним поверхностям. Показано что эти явления, нарушают общую устойчивость процесса резания, но происходят с частотой, существенно отличающейся от частоты автоколебаний. Показано что частота установившихся автоколебаний всегда близка к собственной частоте наименее инерционного элемента колебательной системы или несколько её превышает вследствие нагружения системы при резании и повышения её жесткости, а, следовательно, и частоты. Проведенный анализ показывает, что все механизмы возникновения автоколебаний в технологических системах обработки резанием можно интерпретировать как влияние колебаний толщины среза на устойчивость движения упругой системы станка, а приведенные периодические и квазипериодические решения нелинейных дифференциальных уравнений относительно изменения толщины среза при автоколебаниях, принять за основу теоретического анализа автоколебательного процесса при точении.

Ключевые слова: пластическая деформация, силы резания, неустойчивость процесса резания, автоколебания инструмента, вибрация, система детали, система инструмента, процесс резания, механизмы возникновения автоколебаний, технологическая система, обработка резанием.

DOI: 10.37313/1990-5378-2024-26-3-5-9s

EDN: TSCDOE

ВВЕДЕНИЕ

Динамические процессы, протекающие в металлорежущих станках, существенно влияют на устойчивость процесса резания, а, следовательно, на качество и точность обработки. Однако в процессе резания устойчивое движение упругой системы (УС) станка нарушается различного рода колебаниями [1 – 10].

До 1937 г. считалось, что вибрации при резании металлов являются вынужденными колебаниями УС станка под действием переменной составляющей силы резания, которая появляется вследствие скалывания элементов стружки, но Н.А. Дроздов [1] установил, что в большинстве

случаев частота колебаний не зависит от скорости резания, и в результате своих исследований пришел к заключению, что вибрации при резании чаще всего являются автоколебаниями, и тем самым разграничил вибрации на вынужденные колебания и автоколебания.

На сегодняшний день принято считать, что физический механизм возбуждения автоколебаний при резании действует приблизительно в следующей последовательности [1, 7, 8]. Любое случайное возмущение (толчок), каких много в реальной системе (это резание или выход режущих лезвий из контакта с заготовкой, неоднородность обрабатываемого материала, радиальное биение заготовки или инструмента и др.), приводит к возникновению собственных затухающих колебаний технологической системы. Эти колебания всегда сопровождаются изменением сечения среза (чаще только толщины среза a) и скорости резания v (или скорости скольжения стружки по передней поверхности инструмента), так как зона резания является замыкающим звеном УС. Изменение толщины среза a и скорости резания v всегда приводит к соответствующему изменению силы резания и её составляющих. Если изменение силы ре-

Васин Сергей Александрович, доктор технических наук, профессор, профессор-консультант кафедры «Технология машиностроения». E-mail: vasin_sa53@mail.ru

Шевченко Сергей Николаевич, академик РАН, директор. E-mail: samniish@mail.ru

Ерзин Олег Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Промышленная автоматика и робототехника». E-mail: erzin79@mail.ru

Пантюхина Елена Викторовна, доктор технических наук, доцент, доцент кафедры «Промышленная автоматика и робототехника». E-mail: e.v.pant@mail.ru

зания отстает во времени (сдвинуто по фазе) относительно изменения толщины среза или с увеличением скорости происходит уменьшение радиальной составляющей силы резания (падающая характеристика силы резания от скорости), то собственные затухающие колебания переходят в незатухающие автоколебания, где энергию, необходимую для поддержания колебаний, создает переменная сила резания. Отставание изменения силы резания во времени (фазовый сдвиг) относительно изменения толщины среза объясняется с точки зрения дислокационных представлений тем, что при резании время прохождения металла через зону пластических деформаций мало и при достижении некоторой критической величины деформации напряжение падает. После этого момента пластическая деформация начинает нарастать при уменьшающемся напряжении. Физическая сущность этого – в разупрочнении металла вследствие расслоения по поверхностям сдвигов, происходящем в моменты максимумов волны напряжений [10]. Поэтому указанные два фактора – отставание изменения силы резания от изменения толщины среза (или фазовая характеристика силы резания) и падающая характеристика силы резания (или трения) от скорости – и являются основными первичными источниками возбуждения автоколебаний [2 – 6].

Кроме рассмотренных двух основных причин первичного возбуждения автоколебаний существует еще ряд причин, которые только при определенных условиях могут влиять на интенсивность автоколебаний. К ним относятся: изменение рабочих углов инструмента в металл и при отходе инструмента и работе по наклепанному слою. Также вторичное возбуждение автоколебаний наступает при работе по волнообразному следу, оставленному на поверхности резания инструментом при предыдущем обороте (для однолезвийных инструментов) или при проходе предыдущего лезвия инструмента (для многолезвийных инструментов) [2, 3, 8].

На автоколебания при резании в некоторой степени влияет собственная неустойчивость процесса резания: периодические срывы наростов, образование и скалывание элементов стружки, схватывание и налипание по задним поверхностям инструмента и другие явления, сопровождающие процесс резания. Все эти явления, хотя и нарушают общую устойчивость процесса резания, происходят с частотой, существенно отличающейся от частоты автоколебаний. Частота установившихся автоколебаний всегда близка к собственной частоте наименее инерционного элемента колебательной системы или несколько её превышает вследствие нагружения системы при резании и повышения её жесткости, а, следовательно, и частоты [2, 3, 7].

В большинстве случаев одну из парциальных систем (систему инструмента или систему изделия), совершающую наиболее интенсивные по амплитуде колебания, можно считать доминирующей колебательной системой. Так, при точении консольно закрепленной или нежесткой детали доминирующей колебательной системой, совершающей наибольшие по амплитуде колебания, обычно является деталь [2].

ВОЗНИКНОВЕНИЯ АВТОКОЛЕБАНИЙ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

Связь парциальных систем в единой замкнутой УС станка осуществляется через зону резания и может быть заменена действием сил резания.

Для большинства упругих систем, совершающих интенсивные поперечные колебания, при анализе можно пользоваться единой принципиальной схемой, показанной на рис. 1, где доминирующая колебательная система представляет собой сплошной вал (или брус), нагруженный силами упругости, сопротивления (демпфирования) и силами резания [2, 7].

Введем обозначения (рис. 1): C_y, C_z – коэффициенты жесткости обобщенного (эквивалентного) вала вдоль осей Y и Z соответственно; η_{0y}, η_{0z} – обобщенные коэффициенты сопротивления (демпфирования) по соответствующим осям.

В большинстве реальных систем доминирующими являются поперечные колебания в плоскости YOZ . Это связано с тем, что жесткость доминирующей колебательной системы вдоль оси X значительно (обычно на порядок и больше) превосходит жесткость вдоль осей Y и Z . Кроме того, из опытов известно, что составляющая силы резания P_x не превосходит двух других составляющих, а в большинстве процессов меньше их. В связи с этим влиянием на автоколебательное движение сил вдоль оси X будем пренебрегать.

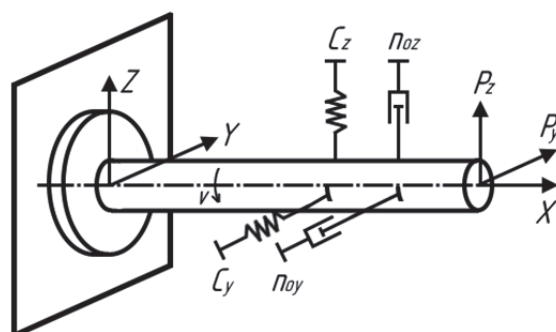


Рис. 1. Принципиальная схема доминирующей колебательной системы

Обобщенным эквивалентным валом (или брусом) будем называть вал с усредненными геометрическими и упругими параметрами так, что движение его в достаточной мере характеризует движение реальной УС.

Приведением массы m будем называть замену равномерно распределяемой массы сосредоточенной массой на свободном конце без изменения геометрических и упругих характеристик, замененных на конце вала (или бруса). Расчет приведенной массы m производится по известным из курса сопротивлений материалов формулам.

На любую из парциальных систем (систему инструмента или систему изделия) общей замкнутой УС станка, участвующих в колебаниях, действуют следующие силы: инерции $\overline{F}_И$, сопротивления (демпфирования) $\overline{F}_С$, упругости $\overline{F}_У$, резания $\overline{F}_Р$.

Для определения силы инерции обычно пользуются приведенной массой системы, определяемой по формуле свободных колебаний:

$$m = C / \omega_0, \quad (1)$$

где C – жесткость системы; ω_0 – круговая частота первой гармоники свободных затухающих колебаний.

В соответствии с известными законами механики сила инерции может быть представлена в виде

$$\overline{F}_И = -m \left[\frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} \overline{j} + \frac{\partial^2 z(x,t)}{\partial t^2} \overline{k} \right], \quad (2)$$

где \overline{j} и \overline{k} – единичные орты осей Y и Z соответственно; y и z – функции времени t и длины x (вдоль оси OX).

Силу сопротивления (демпфирования) $\overline{F}_С$ с известным приближением для зоны малых амплитуд следует принять пропорциональной скорости вибрационного перемещения:

$$\overline{F}_С = \eta_0 \left[\frac{\partial y(x,t)}{\partial t} \overline{j} + \frac{\partial z(x,t)}{\partial t} \overline{k} \right]. \quad (3)$$

Вся сложность определения этой силы заключается в правильном определении обобщенного коэффициенты сопротивления (демпфирования) η_0 . Этот коэффициент зависит, во-первых, от коэффициента внутреннего трения $\mu_{ВН}$ в материале колеблющейся системы (инструмента или изделия), упруго деформируемом при вибрациях, и, во-вторых, от коэффициентов внешнего трения между инструментом и изделием μ_1 , стружкой и инструментом μ_2 . Кроме того, существенное демпфирующее воздействие на систему оказывает сама зона пластической деформации перед передней поверхностью инструмента, так как эта зона и её объём изменяются при вибрациях. Коэффициент внутреннего трения в пластической зоне обозначим $\mu_{ВН.ПЛ.}$.

Коэффициент внутреннего трения существенно зависит от действующего напряжения и температуры материала. Однако для элементов упругой системы станок – приспособление – инструмент – заготовка, обычно работающих при небольших напряжениях ($\sigma; \tau \leq 98 \div 147$

МПа), нормальных температурах ($293 \div 323$ К), малых амплитудах ($A \leq 100 \div 200$ мкм) и сравнительно больших частотах ($50 \div 3000$ Гц), внутренне трение зависит главным образом от первых двух, иногда трех, из вышеперечисленных физических явлений, а следовательно, от марки и термообработки металла, и может быть принято постоянным [2].

Коэффициент внутреннего трения в пластической зоне $\mu_{ВН.ПЛ.}$ велик и может достигать до единицы, а для большинства обрабатываемых материалов колеблется в пределах $\mu_{ВН.ПЛ.} = 0.7 \div 0.8$.

Обобщенный логарифмический декремент затухания δ_0^* определен как функция среднеквадратической величины из всех перечисленных коэффициентов

$$\delta_0^* = f \sqrt{v_1 \mu_{ВН}^2 + v_2 \mu_1^2 + v_3 \mu_2^2 + v_4 \mu_{ВН.ПЛ.}^2}. \quad (4)$$

где $v_{1,2,3,4}$ – коэффициенты корреляции.

Если бы влияния каждого из коэффициентов $\mu_{ВН}, \mu_1, \mu_2, \mu_{ВН.ПЛ.}$ на обобщенный логарифмический декремент колебаний были независимы, то коэффициенты корреляции равнялись бы единице. В рассматриваемом случае эти коэффициенты являются зависимыми.

Наиболее тесная взаимосвязь существует между коэффициентами μ_2 и $\mu_{ВН.ПЛ.}$. Для определения коэффициентов корреляции произведены специальные вероятностные расчеты, которые позволили получить следующие их средние значения: $v_1 = 1; v_2 = 0.8; v_3 = 0.5; v_4 = 0.1$. Эти значения использованы в формуле (4) для расчета обобщенного логарифмического декремента затухания.

Обобщенный коэффициент сопротивления η_0 установлен по логарифмическому декременту затухания [1] по формуле

$$\eta_0 = \ln \frac{2m}{T_K} \delta_0^*,$$

где T_K – период колебаний; m – приведенная масса доминирующей колебательной системы.

Сила упругости системы определена в виде

$$\overline{F}_У = C |y(x,t) \overline{j} + z(x,t) \overline{k}|,$$

где C – обобщенный коэффициент жесткости.

В общем случае жесткость системы детали или системы инструмента является переменной величиной, зависящей от направления измерения. Так, при измерении в плоскости YOZ кривая, выражающая жесткость системы детали, зажатой в трехкулачковом патроне, имеет форму трехлистника, поэтому в общем случае сила упругости запишется:

$$\overline{F}_У = C_y(t) y(x,t) \overline{j} + C_z(t) z(x,t) \overline{k}. \quad (5)$$

Сила резания $\overline{P}_Р$ и её проекции (P_Y, P_Z) являются нелинейными величинами. Во – первых, они нелинейно зависят от толщины срезаа. Для

их выражения можно использовать зависимости

$$P_z = Kba(t)^{y_p}, \quad (6)$$

$$P_y = K\left(A_0 + \frac{B_0}{a(t)^{y_p}}\right)ba(t)^{y_p}, \quad (7)$$

где K, A_0, B_0, y_p – постоянные, зависящие от геометрии инструмента и свойств обрабатываемого материала; b – ширина среза.

В выражениях (6) и (7) в целях их упрощения не учтено слабой влияние на силу резания такого параметра режима резания, как скорость v , а также слабая нелинейность зависимости силы от ширины среза b . Радиальная составляющая P_y в выражении (7) принята как часть от главной составляющей.

Во-вторых, нелинейность силы резания обуславливается входом и выходом инструмента из изделия.

В-третьих, процесс резания как процесс пластической деформации обладает определенной инерционностью. Иными словами, изменение силы резания отстает по времени от изменения толщины срезаемого слоя на некоторую величину r (см. выше).

Если заданная толщина среза a_0 , то текущее значение составляющих силы резания на основании формул (6) и (7) можно выразить в виде

$$P_z = Kb[a_0 - y(x, t - r)]^{y_p}, \quad (8)$$

$$P_y = Kb\{A_0[a_0 - y(x, t - r)]^{y_p} + B_0\}, \quad (9)$$

где x – координата зоны резания.

В равенствах (8) и (9) не учтено влияние переменной вдоль оси OZ на изменение толщины среза. Здесь также не учтено влияние работы «по следу» от предыдущего оборота изделия (или предыдущего зуба фрезы). Однако почти во всех реальных процессах работа производится «по следу», при этом наличие следа на поверхности резания весьма существенно влияет на процесс автоколебаний. Влияние следа может быть учтено в выражениях (8), (9) вторичным запаздыванием – T . Тогда равенства (8), (9) принимают вид

$$P_z = Kb[a_0 + y(x, t - T - r)]^{y_p}, \quad (10)$$

$$P_y = Kb\{A_0[a_0 + y(x, t - T - r)]^{y_p} + B_0\}, \quad (11)$$

где T – время одного оборота детали при точении или борштанги при расточке.

В равенствах (10) и (11) толщина среза $a(t)$ заменена выражением $a(t) = a_0 + y(x, t - T) - y(x, T)$. Правильность такой замены на примере точения с поперечной подачей поясняется рис. 2.

Равенства (10) и (11) отображают изменчивость главной и радиальной составляющих силы резания при наличии вибраций и работе «по следу» для процесса точения (расточивания).

Тогда

$$P_z = \begin{cases} Kba_1(t)^{y_p} & \text{при } a_1(t) > 0; \\ 0 & \text{при } a_1(t) \leq 0; \end{cases} \quad (12)$$

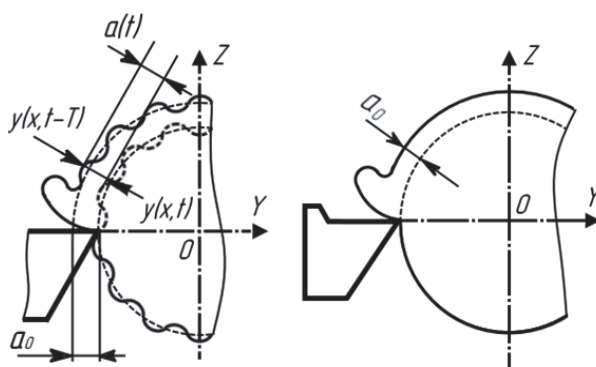


Рис. 2. Толщина среза $a(t)$ при автоколебаниях

$$P_y = \begin{cases} Kb[A_0a_1(t)^{y_p} + B_0] & \text{при } a_1(t) > 0; \\ 0 & \text{при } a_1(t) \leq 0; \end{cases} \quad (13)$$

где

$a_1(t) = a_0 + \varepsilon \sin \omega t + y(x, t - T - r) - y(x, t - r)$; ε – эксцентриситет детали; ω – угловая скорость детали; T – время одного оборота детали; r – отставание изменения силы резания от изменения толщины срезаемого слоя.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, проведенный анализ показал, что все механизмы возникновения автоколебаний в технологических системах обработки резанием можно интерпретировать как влияние колебаний толщины среза a на устойчивость движения УС станка, а приведенные выше периодические и квазипериодическиеращения нелинейных дифференциальных уравнений относительно изменения толщины среза a при автоколебаниях принять за основу теоретического анализа автоколебательного процесса при точении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дроздов, Н.А. К вопросу о вибрации станка при токарной обработке. / Н.А. Дроздов // Станки и инструмент. – 1937. – № 22.
2. Жарков, И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И.Г. Жарков // – Л.: Машиностроение, 1986. – 184 с.
3. Кедров, С.С. Колебания металлорежущих станков / С.С. Кедров. – М.: Машиностроение, 1978. – 198 с.
4. Кудинов, В.А. Динамика станков / В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 358 с.
5. Кудинов, В.А. Схема стружкообразования (динамическая модель процесса резания) / В.А. Кудинов // Станки и инструмент. – 1992. – №10. – С.14 – 17.
6. Кудинов, В.А. Схема стружкообразования (динамическая модель процесса резания) / В.А. Кудинов // Станки и инструмент. – 1992. – №11. – С.26 – 29.
7. Кудинов, В.А. Динамические расчеты станков (ос-

- новые положения). / В.А. Кудинов // Станки и инструмент. – 1995. – №8. – С. 27 – 33.
8. *Кудинов, В.А.* Автоколебания на низких и высоких частотах (устойчивость движений) при резании. / В.А. Кудинов // Станки и инструмент. – 1997. – №2. – С. 16 – 22.
 9. *Ташлицкий, Н.И.* Первичный источник энергии возбуждения автоколебаний при резании металлов. / Н.И. Ташлицкий // Вестник машиностроения. – 1960. – №2. – С. 29 – 34.
 10. *Старков, В.К.* Дислокационные представления о резании металлов. / В.К. Старков. – М.: Машиностроение, 1979. – 160 с.

MECHANISM OF SELF-OSCILLATION IN CUTTING PROCESS SYSTEMS

© 2024 S.A. Vasin¹, S.N. Shevchenko², O.A. Erzin¹

¹ Tula State University, Tula, Russia

² Samara Federal Research Center of the Russian Academy of Sciences, Samara, Russia

The main reasons for the primary initiation of self-oscillations are considered, which under certain conditions affect the intensity of self-oscillations. The effect of the instability of the cutting process on self-oscillations is shown, namely, periodic disruption of growths, formation and chipping of chip elements, setting and sticking on the rear surfaces. These phenomena have been shown to disrupt the overall stability of the cutting process, but occur at a frequency significantly different from the frequency of self-oscillations. It is shown that the frequency of steady-state self-oscillations is always close to the natural frequency of the least inertial element of the oscillatory system or slightly exceeds it due to the loading of the system during cutting and increasing its gesture-bone, and, therefore, frequency. The analysis shows that all mechanisms of self-oscillation in cutting processing systems can be interpreted as the effect of shear thickness fluctuations on the stability of the machine elastic system movement, and the given periodic and quasi-periodic solutions of nonlinear differential equations regarding the change in shear thickness during self-oscillations should be taken as the basis for theoretical analysis of the self-oscillation process during turning.

Keywords: plastic deformation, cutting forces, instability of the cutting process, self-oscillation of the tool, vibration, part system, tool system, cutting process, self-oscillation mechanisms, process system, cutting processing.

DOI: 10.37313/1990-5378-2024-26-3-5-9

EDN: TSCDOE

REFERENCES

1. *Drozhdov, N.A.* K voprosu o vibracii stanka pri tokarnoj obrabotke. / N.A. Drozdov // Станки и инструмент. – 1937. – № 22.
2. *Zharkov, I.G.* Vibracii pri obrabotke lezviynym instrumentom / I.G. Zharkov // – L.: Mashinostroenie, 1986. – 184 p.
3. *Kedrov, S.S.* Kolebaniya metallorazhushchih stankov / S.S. Kedrov. – М.: Mashinostroe-nie, 1978. – 198 p.
4. *Kudinov, V.A.* Dinamika stankov / V.A. Kudinov. – М.: Mashinostroenie, 1967. – 358 p.
5. *Kudinov, V.A.* Skhema struzhkoobrazovaniya (dinamicheskaya model' processa rezaniya) / V.A. Kudinov // Станки и инструмент. – 1992. – №10. – pp.14 – 17.
6. *Kudinov, V.A.* Skhema struzhkoobrazovaniya (dinamicheskaya model' processa rezaniya) / V.A. Kudinov // Станки и инструмент. – 1992. – №11. – pp. 26 – 29.
7. *Kudinov, V.A.* Dinamicheskie raschety stankov (osnovnye polozheniya). / V.A. Kudinov // Станки и инструмент. – 1995. – №8. – pp.27 – 33.
8. *Kudinov, V.A.* Avtokolebaniya na nizkih i vysokih chastotah (ustojchivost' dvizhenij) pri rezanii. / V.A. Kudinov // Станки и инструмент. – 1997. – №2. – pp.16 – 22.
9. *Tashlickij, N.I.* Pervichnyj istochnik energii vzbuzhdeniya avtokolebanij pri rezanii metallov. / N.I. Tashlickij // Vestnik mashinostroeniya. – 1960. – №2. – pp.29 – 34.
10. *Starkov, V.K.* Dislokacionnye predstavleniya o rezanii metallov / V.K. Starkov. – М.: Mashinostroenie, 1979. – 160 p.

Sergey Vasin, Doctor of Technical, Professor, Professor-Consultant of the Department of Engineering Technology. E-mail: vasin_sa53@mail.ru

Sergey Shevchenko, Academician of the Russian Academy of Sciences, Director. E-mail: samniish@mail.ru

Oleg Erzin, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Industrial Automation and Robotics. E-mail: erzin79@mail.ru

Elena Pantyukhina, Doctor of Technical, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Industrial Automation and Robotics. E-mail: e.v.pant@mail.ru