

621.91.01:543

## ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ТОРЦОВОМ ФРЕЗЕРОВАНИИ С ПОСТОЯННОЙ И МОДУЛИРОВАННОЙ СКОРОСТЬЮ РЕЗАНИЯ

Канд. техн. наук В.М. СВИНИН

*Методом имитационного моделирования получены виброграммы колебаний инструмента и заготовки при торцовом фрезеровании с постоянной и модулированной скоростью резания, создаваемой специальной двухвенцовой фрезой. На основе закономерностей регенерации автоколебаний выполнен анализ характера и структуры доминирующих колебаний технологической системы. Показано, что использование модулированной скорости резания изменяет структуру колебаний технологической системы, повышая ее динамическую стабильность.*

*By method of simulation modeling we received vibrograms of oscillations of the instrument and the preform at stage of face milling with the fixed and modulated speed of cutting created by a special two-rim hob. On the basis of regularities of regeneration of auto-oscillations the character and the structure of dominating oscillations of technological system was analyzed. It was found that the use of the modulated speed of cutting changes the structure of oscillations in a technological system, raising its dynamic stability.*

Возможность интенсификации режимов чернового и полустогового торцового фрезерования ограничивается, в первую очередь, пределом динамической стабильности технологической системы (ТС). Для разработки и оценки эффективности способов его повышения необходимо иметь ясное представление о природе, характере и структуре доминирующих в ТС колебательных процессов.

В условиях черновой лезвийной обработки потеря динамической стабильности ТС обусловлена, главным образом, регенерацией автоколебаний под воздействием вибрационного следа на поверхности резания [1]. Физическая сущность регенеративных автоколебаний раскрыта в работе [2]. Они обладают свойством самоорганизации, подстраиваясь к колебаниям следа с опережением на четверть периода. При прерывистом резании, например фрезеровании, регенеративный эффект оказывает возбуждающее либо демпфирующее воздействие на ТС в зависимости от величины начального сдвига фаз между ее текущими колебаниями и колебаниями следа. Если при входе зуба фрезы в заготовку ее

колебания опережают колебания следа на четверть периода, происходит их усиление, а если отстают на ту же величину – ослабление. Чем меньше волн колебаний может разместиться на поверхности резания между соседними зубьями инструмента, тем сильнее проявляется дестабилизирующее или стабилизирующее действие регенеративного эффекта. Эти закономерности регенеративных автоколебаний позволяют объяснять и предсказывать условия их возбуждения и гашения.

На основе этих закономерностей был выполнен анализ колебаний ТС при обработке заготовки шириной 120 мм из стали 45 стандартной торцовой фрезой по ТУ- 2-035-618-78 диаметром 160 мм с числом твердосплавных зубьев 10 на горизонтально-фрезерном станке мод. 6М82ГБ [3]. Для исследования были выбраны следующие режимы симметричного фрезерования:  $t=1,3$  и 6 мм,  $S_z=0,1$  мм/зуб,  $n=315, 400, 500$  и 630 об/мин. Виброграммы колебаний инструмента и заготовки по трем координатным направлениям, а также крутильных колебаний шпинделя с фрезой получены с помощью компьютерного имитационного моделирования [4]. В качестве примера в таблице представлена информация о размахе  $R$  и спектральном составе колебаний подсистем ТС по координатным направлениям при частоте вращения шпинделя 315 об/мин и глубине резания 6 мм. Ось  $x$  совпадает с направлением продольной подачи стола, ось  $y$  – с направлением оси шпинделя, а ось  $z$  имеет вертикальное направление.

Таблица

**Размах  $R$  и спектральный состав колебаний подсистем ТС по координатным направлениям при разных частотах вращения шпинделя**

| n,<br>об/мин   | Крутильная подсистема | Контуры подсистемы инструмента |            |           |            |            |            | Контуры подсистемы заготовки |           |           |     |           |     |   |   |  |
|--|-----------------------|--------------------------------|------------|-----------|------------|------------|------------|------------------------------|-----------|-----------|-----|-----------|-----|---|---|--|
|  |                       | Y                              |            | Y         |            | Z          |            | Y                            |           | Y         |     | Z         |     |   |   |  |
| Размахи колебаний (градусы, мкм)                           |                       |                                |            |           |            |            |            |                              |           |           |     |           |     |   |   |  |
| об. Гц   | $R_{кр}$              | $R_{Yин}$                      |            | $R_{Yин}$ |            | $R_{Zин}$  |            | $R_{Yст}$                    |           | $R_{Yст}$ |     | $R_{Zст}$ |     |   |   |  |
| Частоты (Гц) и амплитуды (градусы, мкм) гармоник колебаний |                       |                                |            |           |            |            |            |                              |           |           |     |           |     |   |   |  |
| f, Гц  | f                     |                                | A          |           | f          |            | A          |                              | f         |           | A   |           | f   |   | A |  |
|  | 3,5                   |                                | 574        |           | 68         |            | 771        |                              | 366       |           | 86  |           | 55  |   |   |  |
| 315  | <b>50</b>             | <b>0,35</b>                    | 50         | 5         | 50         | 1,4        | 50         | 4                            | <b>52</b> | <b>75</b> | 50  | 26        | 50  | 1 |   |  |
| ----   | 72                    | 0,23                           | 472        | 14        | 420        | 2,5        | <b>558</b> | <b>70</b>                    | 58        | 11        | 102 | 2         | 102 | 2 |   |  |
| 52,5   | 86                    | 0,25                           | <b>558</b> | <b>39</b> | 470        | 3,1        |            |                              | 102       | 13        |     |           | 378 | 4 |   |  |
| ----   | 92                    | 0,23                           |            |           | <b>556</b> | <b>3,6</b> |            |                              |           |           |     |           | 558 | 2 |   |  |
| 85,7   | 102                   | 0,21                           |            |           |            |            |            |                              |           |           |     |           |     |   |   |  |

Данные таблицы позволяют проанализировать частную картину колебаний ТС. При частоте вращения шпинделя 315 об/мин его текущие крутильные колебания на собственной частоте отстают от колебаний следа на 0,37 длины волны, что препятствует возникновению автоколебаний. Поэтому в крутильной подсистеме шпинделя устанавливается режим вынужденных колебаний, первая и более слабая вторая гармоники которых с частотами соответственно 50 и 102 Гц обязаны происхождением «зубцовой» частоте фрезы, т.е. частоте входа зубьев в заготовку (52,5 Гц). Кроме них спектр имеет еще три

гармоники, одна из которых с частотой 86 Гц является резонансным откликом крутильной подсистемы на ее собственной частоте. Во всех контурах изгибной подсистемы инструмента устанавливаются интенсивные регенеративные автоколебания с частотой 556...558 Гц, близкой, с учетом поправки на жесткость резания к собственным частотам шпинделя в направлении осей  $x$  и  $z$ . Основной причиной их возникновения является опережение колебаний следа на 0,31 длины волны. Автоколебания происходят в форме биений из-за присутствия в их спектре слабой гармоники с «зубцовой» частотой фрезы. Эта же частота обуславливает вынужденные колебания контуров  $X$  и  $Y$  подсистемы заготовки, происходящие на двух кратных гармониках.

Проведенный в [3] подобный анализ для  $n = 315, 400, 500$  и  $630$  об/мин показал сложный характер и взаимное влияние колебаний отдельных подсистем, входящих в упругую систему станка. Их виброграммы и спектры частот подтвердили, что возбуждение автоколебаний действительно подчиняется описанным выше условиям регенерации. Разнообразие динамического поведения ТС определяется, в основном, взаимодействием изгибной и крутильной подсистем шпинделя с инструментом. В зависимости от уровня возникающих при обработке сил резания в ТС складывается одна из трех структур колебательных процессов:

- при чистовой обработке во всех колебательных контурах ТС происходят вынужденные колебания на «зубцовой» частоте фрезы;
- при черновой и получистовой обработках на нижних частотах вращения шпинделя в одном или ряде нескольких колебательных контурах изгибных подсистем инструмента и заготовки возникают автоколебания с собственными частотами подсистем, увеличенными влиянием жесткости резания; в остальных контурах подсистем ТС происходят вынужденные колебания на «зубцовой» частоте фрезы;
- при черновой и получистовой обработках на верхних частотах вращения шпинделя торцовыми фрезами средних и больших диаметров в приводе главного движения устанавливаются крутильные автоколебания. Они доминируют в ТС и вызывают на своей частоте интенсивные вынужденные, в том числе резонансные, колебания изгибных подсистем инструмента и заготовки. Если частота крутильных автоколебаний не совпадает с «зубцовой» частотой фрезы, то вызванная ими модуляция скорости резания препятствует возбуждению автоколебаний в изгибных подсистемах инструмента и заготовки.

Основная причина потери динамической стабильности ТС при фрезеровании — регенеративное возбуждение колебаний, инициируемое, в первую очередь, резким изменением силового воздействия при входе зубьев в заготовку и выходе из нее. Как следствие, на интенсивных режимах реза-

ния в изгибных подсистемах шпинделя и несущей системы станка, а также в крутильных подсистемах привода главного движения и подачи могут усиливаться высшие гармоники вынужденных колебаний, имеющие частоты, близкие к собственным частотам подсистем. С увеличением силовой напряженности процесса резания они перерождаются в регенеративные автоколебания.

Установленный самоорганизующийся характер регенеративных колебаний [2] открывает новые пути управления ими в дополнение к традиционным – повышению жесткости и демпфирующей способности ТС или снижению силовой напряженности процесса резания. Поскольку эти колебания всегда подстраиваются к следу, причем на это затрачивается запасенная энергия, то для их подавления необходимо поставить ТС в такие условия, при которых процесс подстройки происходит постоянно. Наиболее устойчивый результат гашения регенеративных колебаний дает принудительное создание переменного периода волны на поверхности резания периодически плавно изменяемой, т.е. гармонически модулированной скоростью резания.

При торцовом фрезеровании созданию переменной скорости резания препятствует высокая инерционность шпинделя и инструмента. Для преодоления этого затруднения была разработана специальная торцовая фреза, основная идея конструкции которой заключается в том, что она состоит из двух соосных корончатых венцов с чередующимися зубьями [5]. Упругая связь между венцами обеспечивает возможность их периодического взаимного углового смещения во время работы. В результате скорости резания смежных зубьев при их прохождении одного и того же участка обрабатываемой поверхности будут различными, что приводит к гашению регенеративных автоколебаний ТС. Для сравнительной оценки эффективности работы созданной фрезы конструктивные и геометрические параметры ее зубьев выполнены аналогичными параметрам зубьев стандартной торцовой фрезы по ТУ- 2-035-618-78.

Демпфирующее воздействие подвижного венца зависит от двух его основных параметров – жесткости упругой связи  $C_g$  и начального окружного смещения  $\psi_g$  относительно корпуса фрезы. Эти параметры непосредственно связаны с нестационарностью процесса резания: первый из них определяет глубину модуляции скорости резания, а второй – разношаговость зубьев фрезы. Положительное направление смещения венца выбрано совпадающим с направлением действия момента резания. Условия резания, принятые при изучении влияния параметров  $C_g$  и  $\psi_g$  на виброактивность ТС, остались теми же, что и на предыдущем этапе исследования.

На рис. 1 контурным графиком представлена зависимость размаха  $R$  колебаний подсистемы инструмента в направлении продольной подачи от параметров  $C_g$  и  $\psi_g$ , дискретно изменяемых в пределах соответственно 1000...11000 Н·м/рад и  $-3...+3^\circ$ , при работе с  $n=315$  об/мин. Наиболее темные участки графика соответствуют минимальным уровням размаха колебаний.

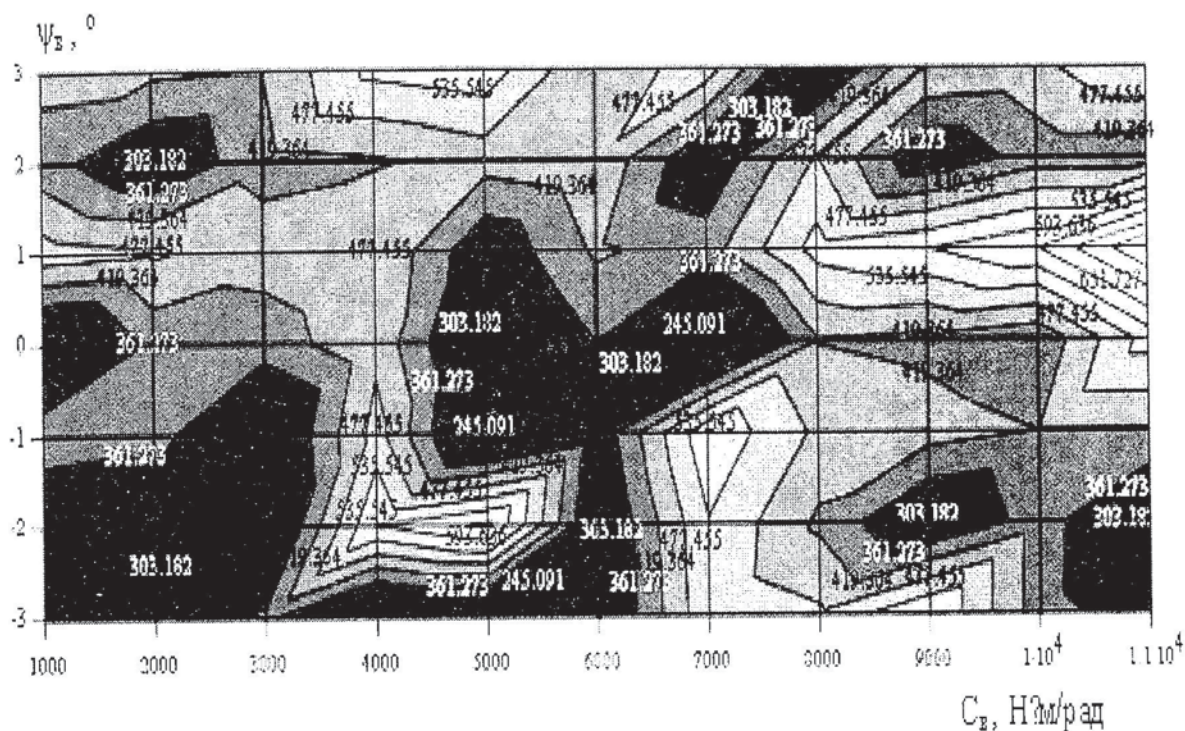


Рис. 1. Влияние жесткости упругой связи  $C_s$  и начального смещения  $\psi_s$  подвижного венца двухвенцовый фрезы на размах колебаний в направлении подачи подсистемы инструмента

Использование двухвенцовый фрезы взамен стандартной при том же режиме резания приводит для подавляющего большинства сочетаний параметров  $C_s$  и  $\psi_s$  к снижению виброактивности ТС. Наибольший эффект в подсистеме инструмента наблюдается для сочетаний  $C_s = 7000 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад} - \psi_s = 0^\circ$  и  $C_s = 5000 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад} - \psi_s = -3^\circ$ , при которых размахи колебаний уменьшаются в 2...3 раза. Вместе с тем имеются сочетания параметров  $C_s = 5000 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад} - \psi_s = -2^\circ$  и  $C_s = 11000 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад} - \psi_s = +1^\circ$ , при которых уровень колебаний ТС с двухвенцовый фрезой выше, чем со стандартной фрезой. Это вполне согласуется с представлениями о физической сущности регенеративного механизма, воздействием на который можно как ослаблять, так и усиливать колебания ТС.

Для выяснения причин изменения виброактивности ТС при использовании двухвенцовый фрезы проанализировали ее работу при двух сочетаниях изучаемых параметров:  $C_s = 5000 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{рад} - \psi_s = -2^\circ$  и  $-3^\circ$ , соответствующих наибольшему и наименьшему размахам контуров. На рис. 2 представлены виброграммы колебаний крутильной и изгибной подсистем инструмента и заготовки в направлении подачи, а также виброграммы колебаний скорости вращения корпуса и подвижного венца фрезы.

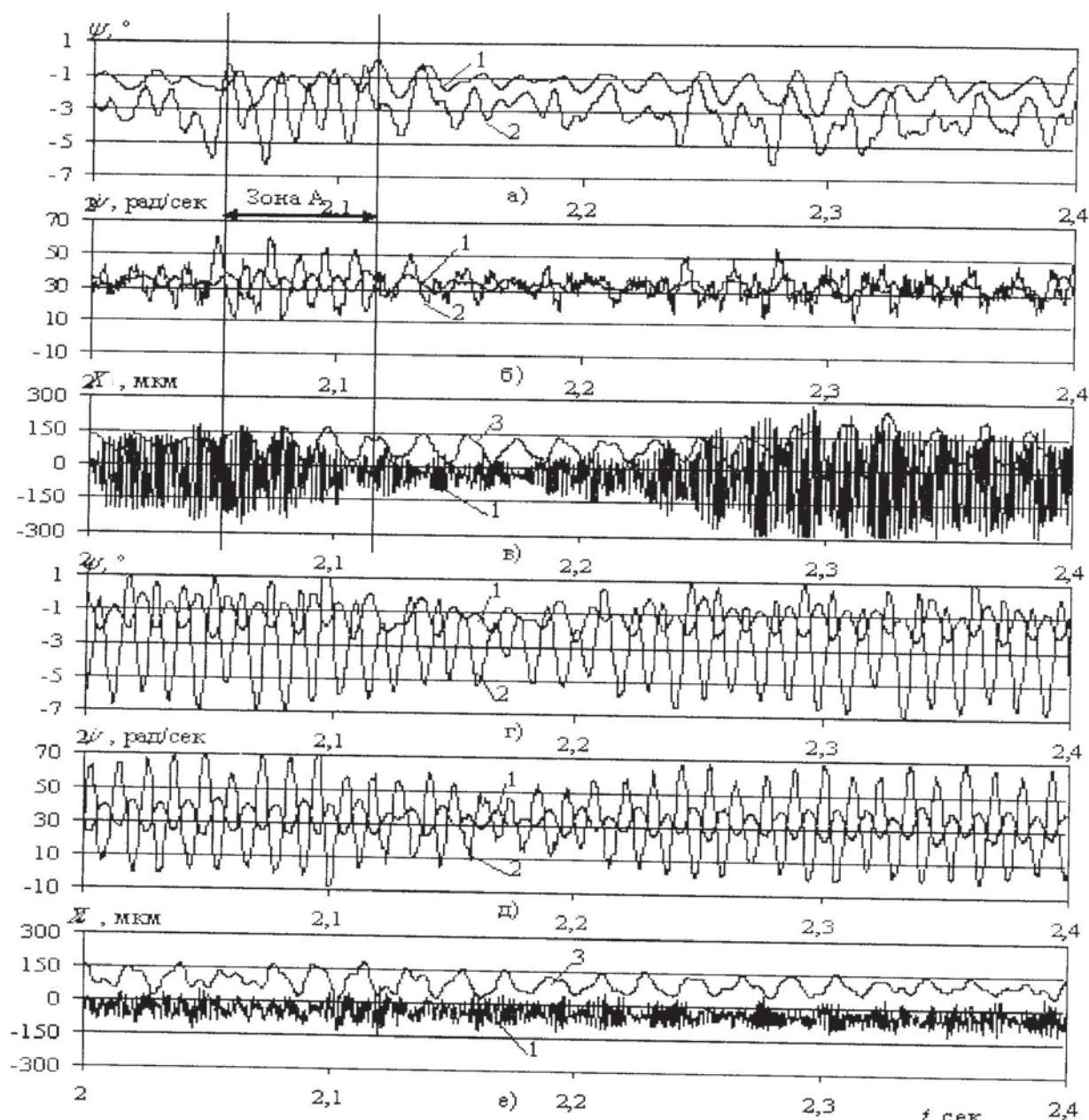


Рис. 2. Виброграммы крутильных колебаний  $\psi$  двухвенцовой фрезы (а, г), колебаний скорости  $\dot{\psi}$  ее вращения (б, д), изгибных колебаний  $X$  шпинделя с фрезой и заготовки в направлении подачи (в, е) при начальном смещении подвижного венца: а, б, в –  $\psi = -2^\circ$ ; г, д, е –  $\psi = -3^\circ$ ; 1 – шпиндель с корпусом фрезы, 2 – подвижный венец, 3 – заготовка. Фрезерование симметричное:  $d=160$  мм,  $z=10$ ,  $C=5000$  Н $\cdot$ м/рад,  $B=120$  мм,  $t=6$  мм,  $S=0,1$  мм/зуб,  $n=315$  об/мин

На рис. 3 даны спектры этих колебаний. При работе на наименее стабильном режиме движения ТС ( $\psi_s = -2^\circ$ ) подвижный венец и шпиндель с корпусом фрезы совершают крутильные синфазные вынужденные колебания с «зубцовой» частотой фрезы – 52 Гц, переходящие временами в крутильные противофазные автоколебания (зона А на рис. 2, а, б, в) с частотой 88 Гц, соответствующей второй собственной частоте двухмассовой крутильной подсистемы «шпиндель с корпусом фрезы – подвижный венец».

Синфазные вынужденные крутильные колебания подвижного венца и корпуса фрезы не созда-

ют большой разницы скоростей резания смежных зубьев (рис. 2,б), и поэтому в изгибной подсистеме инструмента устанавливаются интенсивные автоколебания с частотой 460 Гц (рис. 2,в). Периодически возникающие крутильные автоколебания подвижного венца и шпинделя с корпусом фрезы (и неподвижным венцом) резко увеличивают разность скоростей резания смежных зубьев, способствуя временному подавлению изгибных автоколебаний подсистемы инструмента (зона А на рис. 2,б,в). После исчезновения крутильных автоколебаний подвижного венца изгибные автоколебания подсистемы инструмента начинают снова увеличиваться по амплитуде до некоторого установившегося значения. Колебания заготовки при этом носят вынужденный характер и происходят на «зубцовой» частоте фрезы (рис. 2,в).

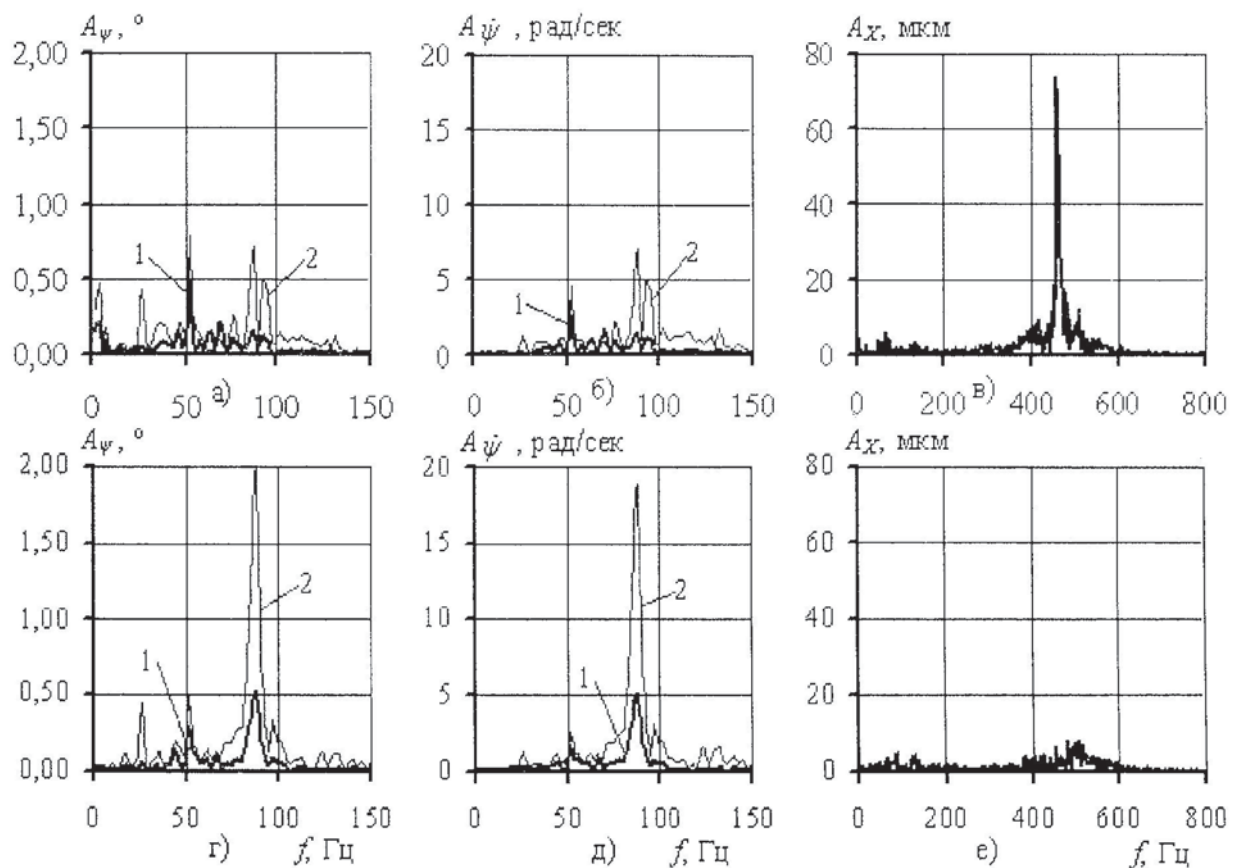


Рис. 3. Спектры крутильных колебаний двухвенцовой фрезы (а, г), колебаний скорости ее вращения (б, д), изгибных колебаний шпинделя с фрезой в направлении подачи (в, е) при начальном смещении подвижного венца: а, б, в –  $\psi_0 = -2^\circ$ ; г, д, е –  $\psi_0 = -3^\circ$ ; 1 – шпиндель с корпусом фрезы, 2 – подвижный венец. Фрезерование симметричное:  $d=160$  мм,  $z=10$ ,  $C_e=5000$  Н $\cdot$ м/рад,  $V=120$  мм,  $t_p=6$  мм,  $S_z=0,1$  мм/зуб,  $n=315$  об/мин

Работа ТС с наименьшей интенсивностью вибраций при  $\psi_0 = -3^\circ$  характерна тем, что в двухмассовой крутильной подсистеме устанавливается режим постоянных автоколебаний подвижного венца и шпинделя с корпусом фрезы с частотой 88 Гц (рис. 2,з). В результате этих колебаний относительная разность скоростей резания смежных зубьев достигает почти 100% (рис. 2,д), подавляя изгибные автоколебания подсистемы инструмента (рис. 2,е), размах которых в направлении оси  $x$

уменьшается по сравнению с предыдущим случаем в 4 раза. При этом размах вынужденных колебаний заготовки в том же направлении снижается в 1,57 раза (рис. 2,б). Инструмент при колебаниях не теряет контакта с заготовкой, о чем свидетельствует отсутствие пересечения виброграмм 1 и 3 на рис. 2,е. Работа ТС становится существенно спокойнее.

Следовательно, для создания достаточной разности скоростей резания смежных зубьев, способной эффективно подавлять регенеративные колебания изгибных подсистем ТС, необходимо, чтобы оба венца двухвенцовый фрезы совершали синхронные противофазные колебания. Для поиска условий обеспечения такого режима движения крутильной подсистемы «шпиндель с корпусом фрезы – подвижный венец» будем считать ее двухмассовой с двумя степенями свободы, пренебрегая демпфированием (рис. 4).

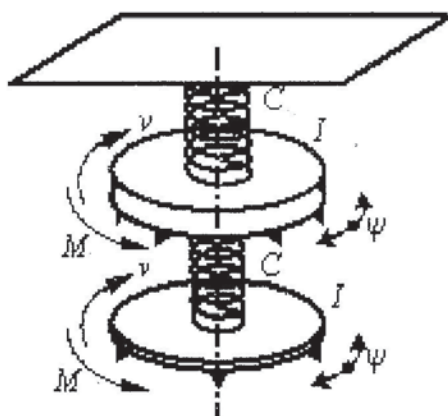


Рис. 4. Упрощенная динамическая схема двухмассовой с двумя степенями свободы крутильной подсистемы «шпиндель с корпусом фрезы – подвижный венец»:  $C_1, C_2$  – крутильные жесткости соответственно кинематической цепи шпинделя и упругой связи подвижного венца;  $I_1, I_2$  – приведенные моменты инерции соответственно шпинделя с фрезой и подвижного венца;  $\psi_1, \psi_2$  – угловые координаты колебаний соответственно шпинделя с корпусом фрезы и подвижным венцом

Положим в первом приближении, что работа резания распределяется примерно поровну между зубьями неподвижного и подвижного венцов. Тогда моменты резания  $M_{p1}$  и  $M_{p2}$ , действующие на эти венцы, равны по абсолютной величине, но их переменные составляющие смещены между собой по фазе на величину  $\pi$ , так как зубья обоих венцов чередуются и вступают в работу последовательно. Частота изменения этих переменных составляющих моментов резания равна половине «зубцовой» частоты фрезы. Колебательные свойства двухмассовых систем с двумя степенями свободы в общем виде хорошо известны [6]. Такие системы имеют две собственные частоты колебаний. Если вторая масса (в нашем случае подвижный венец) меньше первой, то имеет место следующее соотношение собственных  $\omega$  и парциальных  $\omega'$  круговых частот колебаний системы:  $\omega_1 < \omega'_1 < \omega'_2 < \omega_2$ . Собственные колебания обеих масс всегда происходят синхронно на одной из собственных частот, возникновение которых определяется начальными условиями, причем на первой (меньшей) частоте массы колеблются синфазно, а на второй – противофазно. Если на одну из масс действует внешняя периодическая сила, то вынужденные колебания совершают обе массы: противофазно в области частот первой собственной частоты и синфазно – в



области частот второй собственной частоты. Как собственные, так и вынужденные колебания второй меньшей массы происходят с большей амплитудой, чем первой массы.

Рассматриваемая крутильная подсистема «шпиндель с корпусом фрезы – подвижный венец» имеет в общем случае сложный характер колебательного движения под действием противофазно изменяющихся переменных составляющих моментов резания. Виброграммы колебаний подсистемы при различных значениях параметров  $C_g$  и  $\psi_g$  показывают, что в ней могут преобладать как синфазные, так и противофазные вынужденные колебания обоих венцов на частотах первой и второй гармоник изменения моментов резания, противофазные автоколебания венцов на второй собственной частоте системы, а также смешанные случаи. Возбуждение автоколебаний венцов на первой собственной частоте происходит гораздо слабее, чем на второй частоте, так как требует значительно больших затрат энергии системы, что хорошо согласуется с известным из аналитической механики принципом «наименьшего действия» Гамильтона – Остроградского. По физической сущности автоколебания можно трактовать как незатухающие собственные колебания системы. Поэтому фазовые соотношения автоколебаний венцов будут теми же, что и их собственных колебаний.

Природа крутильных (касательных к поверхности резания) регенеративных автоколебаний та же, что и нормальных. Колебания угловой скорости инструмента при постоянной подаче создают волнообразный след на поверхности резания. Возбуждение регенеративных автоколебаний происходит тогда, когда текущие колебания ТС (как нормальные, так и касательные к поверхности резания) опережают колебания следа примерно на четверть периода. Для инструмента с неподвижно закрепленными равномерно расположенными зубьями это условие выполняется, если начальный сдвиг фаз колебаний зуба равен  $-\pi/2$ , т.е. соответствует 75% их периода. У инструмента, четные зубья которого закреплены на подвижном венце, это условие меняется наоборот: для возбуждения автоколебаний начальный сдвиг фаз колебаний зубьев хотя бы одного (желательно подвижного) венца должен составлять  $-\pi/2$ , т.е. соответствовать четверти периода.

Для создания противофазных колебаний венцов можно выбрать режим либо их автоколебаний, либо вынужденных колебаний. При реализации первого варианта нужно выбрать такую величину  $C_g$ , при которой частота крутильных автоколебаний (вторая собственная частота системы) обеспечит размещение на поверхности резания между смежными зубьями 1,25; 2,25; 3,25 и так далее длин вибрационных волн автоколебаний. Однако увеличение количества вибрационных волн приводит к

ослаблению регенеративного эффекта и снижению возможности возбуждения автоколебаний. Предварительный поворот подвижного венца на величину  $\psi_6$  компенсирует его смещение под действием постоянной составляющей момента резания и обеспечивает одинаковые условия возбуждения автоколебаний обоих венцов. Второй вариант реализуется тогда, когда вторая собственная частота системы изменением  $C_6$  создается кратной «зубцовой» частоте фрезы. В этом случае венцы совершают вынужденные резонансные противофазные колебания, так как противофазны вызывающие их переменные составляющие моментов резания. Таким образом, проведенное исследование показало, что применение двухвенцовой фрезы позволяет управлять динамикой процесса резания путем создания условий для подавления регенерации автоколебаний и высших гармоник вынужденных колебаний изгибных и крутильной подсистем ТС. Динамическая стабилизация процесса резания выразилась в значительном (до нескольких раз) уменьшении размаха изгибных и крутильных автоколебаний шпинделя с инструментом и вынужденных колебаний заготовки по сравнению с обработкой стандартной фрезой.

Для успешной работы двухвенцовой фрезы необходима предварительная настройка жесткости упругой связи и начального смещения подвижного венца, обеспечивающая установление в ходе ее работы противофазных крутильных автоколебаний или вынужденных колебаний венцов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков / С.С. Кедров. – М.: Машиностроение, 1978. – 199 с.
2. Свищев В.М. Самоорганизация вторичных автоколебаний при лезвийной обработке //СТИН.– 2006.– №1 – С. 7–13.
3. Свищев В.М. Исследование характера и структуры колебаний технологической системы при торцовом фрезеровании /Автоматизация машиностроительного производства, технология и надежность машин, приборов и оборудования: мат-лы 2-й Междунар. научн.-техн. конф. – Вологда, 2006. – т. 2. – С. 190–198.
4. Свищев В.М. Имитационное моделирование колебаний технологической системы при торцовом фрезеровании с модулированной скоростью резания // Высокие технологии в машиностроении: мат-лы Всерос. научн.-техн. конф. – Самара, 2007. – С. 187–189.
5. Пат. 2212311 Российская Федерация, МПК, В 23С 5/16. Сборный режущий инструмент/ В.М. Свищев, А.А.Кулеш, С.В. Савоськина, В.В. Капшупов; опубл.20.09.2003, // Бюл. №26. –5с.
6. Стрелков, С.П. Введение в теорию колебаний / – М.–Л.: Машгиз, 1951. –344 с.