

УДК 674.05:531.3

Т.П. СТУКОВА

Архангельский государственный технический университет

Стукова Татьяна Петровна родилась в 1942 г., окончила в 1963 г. Архангельский лесотехнический институт, кандидат технических наук, декан факультета механической технологии древесины, профессор кафедры теоретической механики Архангельского государственного технического университета. Имеет более 40 печатных трудов в области разработки, совершенствования и применения методов исследования динамики деревообрабатывающего оборудования.



О МЕТОДИКЕ И РЕЗУЛЬТАТАХ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ДЕРЕВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

На примере привода фрезерного узла станка ФБС-750 проиллюстрирована методика подготовки расчетной схемы; вычисления собственных частот, проверки на виброустойчивость; показано формирование углов встречи при врезании и выходе резца из древесины и моментов касательных составляющих сил резания. Показано влияние инерционных и упругих характеристик двигателя, момента касательной составляющей силы резания, жесткости рабочего вала, способов передачи вращательного движения от двигателя к фрезе на динамические характеристики приводов агрегатных станков.

Taking the driver of the machine CCM-750 milling unit as the example the technique of preparing the calculation scheme, estimating proper frequencies and testing the chatter stability have been demonstrated. The formation of incidence angles when the cutter inserts and exits timber is shown as well as tangents' moments of constituents of cutting forces. The influence of inertial and elastic characteristics of engine, tangent moment of cutting force constituent, hardness of the working shaft, ways of transmitting the rotating movement from the engine to the miller on the dynamic characteristics of the multihead machine drivers is demonstrated.

В данной статье рассмотрены некоторые обобщенные результаты наших исследований по динамике привода механизмов фрезерования агрегатных станков.

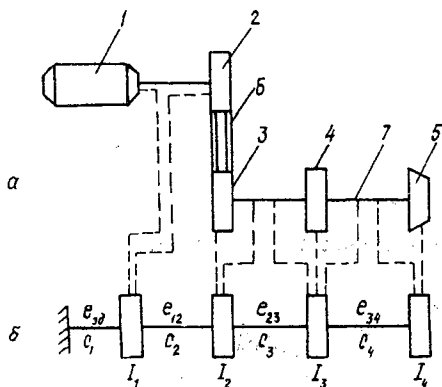


Рис. 1. Кинематическая (а) и эквивалентная (б) схемы исследуемой системы фрезерного узла станка ФБС-750: 1 – электродвигатель; 2, 3 – шкивы клиноременной передачи ($r_3 = 30$ мм, $r_2 = 23$ мм); 4 – тормозной шкив; 5 – фреза; 6 – клиновые ремни; 7 – рабочий (приводной) вал фрезерного узла

Динамические процессы, происходящие в приводах агрегатных станков, обусловлены действием переменных моментов, приложенных к различным вращающимся деталям. В частности, на фрезерную головку механизма фрезерования действует периодически изменяющийся момент силы резания. Он вызывает интенсивные крутильные колебания, что приводит к снижению виброустойчивости привода, изменению энергетических показателей процесса резания, снижению долговечности деталей из-за больших динамических нагрузок.

В статье приведено решение задачи по определению собственных частот крутильных колебаний привода механизмов фрезерования агрегатных станков ФБС-750, ФБС-750М, Ц2Д1Ф. Их необходимо знать для установления степени приближения вынужденных колебаний к резонансу и при оценке виброустойчивости механизмов фрезерования.

При определении собственных частот исследуемую систему с распределенными и сосредоточенными массами заменяли эквивалентной системой только с сосредоточенными массами [1].

Методику подготовки расчетной схемы, вычисления собственных частот и исследования динамики станков проиллюстрируем на примере привода фрезерного узла станка ФБС-750.

Кинематическая схема механизма приведена на рис. 1, а. Для привода станка использован электродвигатель 4А250М6УЗ (ГОСТ 19523–74) с частотой вращения $\omega = 100$ с⁻¹. Клиноременная передача имеет передаточное отношение $i = 1,3$.

Моменты инерции всех вращающихся деталей привода, жесткость и податливость соединительных звеньев вычислены по специально составленным программам на ПЭВМ и приведены в таблице. Для упрощения расчетной схемы моменты инерции участков вала между ведомым и тормозным шкивами и между тормозным шкивом и фрезой отнесены поровну к моментам инерции сосредоточенных масс, приложенных по концам рассматриваемых участков вала (в таблице это условно показано стрелками).

Позиция на рис. 1, а	Деталь привода	Исходные параметры реальной крутильной системы		J_i , кг·м ²	Приведенные параметры расчетной (эквивалентной) схемы	
		J_i , кг·м ²	$e \cdot 10^{-7}$, 1/(Н·м)		J_i , кг·м ²	$e \cdot 10^{-7}$, 1/(Н·м)
1	Ротор электродвигателя 4А250М6УЗ	1,260	145,70	4,470	4,470	145,70
2	Ведущий шкив	3,211				
3	Ведомый шкив	7,475	397,15	7,505	4,414	397,15
3,4	Участок вала между ведомым и тормозным шкивами	0,060	10,10			
4	Тормозной шкив	0,998	-	1,034	0,608	-
4,5	Участок вала между тормозным шкивом и фрезой	0,071	8,62			
5	Фреза И-702	16,418	-	16,454	9,678	-

Расчетная эквивалентная схема (рис. 1, б) представляет собой условный вал с закрепленными на нем четырьмя дисками и заделкой со стороны двигателя, которая соответствует бесконечно большой инерции энергосети (нумерация дисков идет от заделки).

Жесткость на кручение каждого из участков вала определена по формуле $c_i = 1/e_i$ и имеет следующие значения, Н·м: $c_1 = 0,685 \cdot 10^4$, $c_2 = 2,517 \cdot 10^4$, $c_3 = 58,510 \cdot 10^4$, $c_4 = 68,217 \cdot 10^4$.

Матрицы жесткости $\|C\|$ и моментов инерции $\|A\|$ представим в виде [2]

$$\|C\| = \begin{vmatrix} 3,203 \cdot 10^4 & -2,517 \cdot 10^4 & 0 & 0 \\ -2,517 \cdot 10^4 & 61,024 \cdot 10^4 & -58,510 \cdot 10^4 & 0 \\ 0 & -58,510 \cdot 10^4 & 126,724 \cdot 10^4 & -68,217 \cdot 10^4 \\ 0 & 0 & -68,217 \cdot 10^4 & 68,217 \cdot 10^4 \end{vmatrix};$$

$$\|A\| = \begin{vmatrix} 4,470 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4,414 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,608 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 9,678 \end{vmatrix}$$

Собственные частоты крутильных колебаний вычислены с применением пакета прикладных программ MathCAD.

По программе SOBST найдены значения частот свободных колебаний, c^{-1} : $k_1 = 17$, $k_2 = 91$, $k_3 = 328$, $k_4 = 1478$.

Проверка привода фрезерного узла на виброустойчивость проведена по методике [2]. Для фрезерного узла станка ФБС-750 с фрезой И-702 при числе ножей $z = 4$ и угловой скорости вращения $\omega = 75 c^{-1}$ степень приближения к резонансу определяли по значениям относительных частот:

$p_1/k_1 = 23,53$, $p_1/k_2 = 4,40$, $p_1/k_3 = 1,22$. Следовательно, по первой гармонике возмущающего момента возможен резонанс, имеющий форму третьего главного колебания ($p_1/k_3 = 1,22$). По всем остальным гармоникам резонансы отсутствуют. В случае изменения конструкции узла, частоты вращения, режимов эксплуатации необходимо вновь проводить проверку узла на виброустойчивость.

Внешний возмущающий момент $M(t)$ пропорционален касательной составляющей силы резания и приложен к фрезерной головке.

При составлении таблицы моментов касательной составляющей силы резания $M_i(t)$ принято

$$M_i(t) = F_i^{\tau} R,$$

где F_i^{τ} — касательная составляющая силы резания в точке i зоны резания,

$$F_i^{\tau} = P_i^{\tau} h_i;$$

P_i^{τ} — удельная касательная составляющая силы резания в точке i ;

h_i — ширина срезаемого одной головкой слоя древесины в точке i зоны резания;

R — радиус резания.

Удельная касательная составляющая силы резания в точке i первой зоны резания, соответствующей углу α_1 (рис. 2), определена как

$$P_i^{\tau} = P_{iy} \cos \beta_i - P_{ix} \sin \beta_i,$$

где $\beta_i = \alpha_1 - \alpha_i$;

α_i — текущий угол, отсчитываемый от \bar{r}_1 по часовой стрелке, $0 < \alpha_i < \alpha$;

$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$.

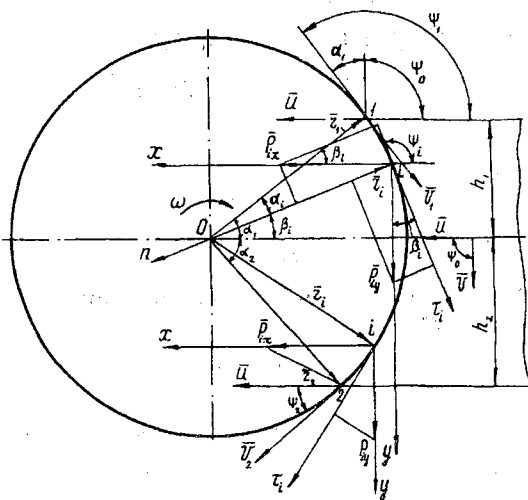


Рис. 2. Формирование углов встречи при врезании ψ_1 и выходе ψ_2 реза из древесины и касательных составляющих силы резания в точках i первой и второй зон резания

Удельная касательная составляющая силы резания в точке i второй зоны резания, соответствующей углу α_2 (рис. 2), определена как

$$P_i^{\tau} = P_{iy} \cos \beta_i + P_{ix} \sin \beta_i,$$

где P_{ix} , P_{iy} — значения удельных составляющих сил резания по осям x и y (вычислены по данным ЦНИИМОД);

$$\beta_i = \alpha_i - \alpha_1, \beta_i = \alpha_2 \text{ при } \alpha_i = \alpha.$$

Ширина h_i срезаемого, одной головкой слоя древесины в точке i определена графически.

Приведенный к валу электродвигателя момент $M_{\text{прив}}$ вычислен по формуле $M_{\text{прив}} = M_i(t)/i_{\text{пр}}$ в точках i для положений фрезы, различающихся на $\Delta\alpha$ ($\Delta\alpha = 1^\circ, 2^\circ, \dots$). Здесь $i_{\text{пр}}$ — передаточное отношение привода [2].

P_i^{τ} , F_i^{τ} , $M_i(t)$, $M_{\text{прив}}$ вычислены на ЭВМ по специально разработанной программе и представлены в виде таблиц.

Для математического описания приведенного момента касательной составляющей силы резания, заданного таблично, было использовано разложение в ряд Фурье.

Математическая модель вынужденных крутильных колебаний и методика расчета положены в основу программы PROGONS для ЭВМ [3].

С помощью программы найдены коэффициенты разложения в ряд Фурье возмущающего момента $M_{\text{прив}}$, заданного таблично; статические отклонения (постоянные составляющие углов поворота дисков от недеформированного положения); амплитуды вынужденных колебаний; углы поворота дисков относительно положения статического равновесия в момент $2\pi i/(p\tau)$; максимальные углы поворота дисков относительно положения статического равновесия; максимальные углы закручивания участков вала между дисками; крутящие моменты в упругой связи; амплитуды напряжений от крутильных колебаний.

Исследовано влияние инерционных и упругих характеристик двигателя, момента касательной составляющей силы резания, способов передачи вращательного движения от двигателя на фрезу элементов привода агрегатных станков [2].

Эта же методика была использована при решении задачи о влиянии на крутильные колебания привода инерционных и упругих характеристик двигателя. Для привода фрезерного узла станка ФБС-750 с электродвигателями разных марок (4А225М4У3, 4А250М6У3, 4А280У3) установлено следующее.

1. Собственные частоты крутильных колебаний фрезерного узла станка ФБС-750 с приводом электродвигателя 4А225М4У3 изменились незначительно по сравнению с электродвигателем 4А250М6У3. Касательные напряжения от крутильных колебаний на участках вала между фрезой и тормозным шкивом τ_4 , тормозным и ведомым шкивами ременной передачи τ_3 не превышают допустимых касательных напряжений.

2. При применении электродвигателя 4А2808УЗ возможен резонанс по первой гармонике возмущающего момента, имеющий форму первого главного колебания ($p_1/k_1 = 1,15$), т. е. установка электродвигателя этой марки в станке ФБС-750 нежелательна.

Задача о влиянии на крутильные колебания момента касательной составляющей силы резания рассмотрена на примере фрезерного узла станка ФБС-750. Графики изменения приведенных к валу электродвигателя моментов касательной составляющей силы резания $M_{прив}$ изображены на рис. 3.

Установлено, что с увеличением $M_{прив}$ (кривые 1–4, рис. 3) касательные напряжения τ_4 и τ_3 соответственно возрастают на 175 и 185 %, причем τ_4 примерно в 2,5 раза меньше τ_3 .

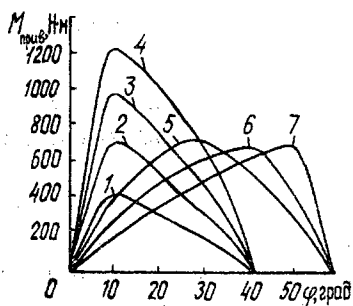


Рис. 3. Графики изменения приведенных к валу электродвигателя моментов касательной составляющей силы резания $M_{прив}$: 1–4 — в зоне резания 40° ; 5–7 — 60°

Амплитуды колебаний моментов сил упругости на третьем и четвертом участках при изменении положения максимума $M_{прив}$ от 25 до 50° (кривые 5–7, рис. 3) почти не изменяются, хотя и достигают довольно больших значений.

Задача о возможности замены ременной передачи муфтой в механизме фрезерования станка ФБС-750 (рис. 4) решена с применением программы расчета на ЭВМ исходных параметров крутильной системы, частот и амплитуд.

Расчетная схема фрезерного узла не изменилась по сравнению с приведенной на рис. 1, б. Однако численные значения моментов инерции и жесткости элементов расчетной схемы не совпадают с показателями исходной схемы, так как передаточное отношение муфты $i = 1$, а моменты инерции полумуфты и ее податливость отличаются от параметров ременной передачи.

Установлено, что возможен резонанс по первой гармонике возмущающего момента, совпадающий по форме со вторым главным колебанием p_1/k_2 .

Расчет вынужденных крутильных колебаний по программе PROGONS показал, что при принятых для муфты значениях J и e крутящие моменты в упругой связи и касательные напряжения от вибраций изме-

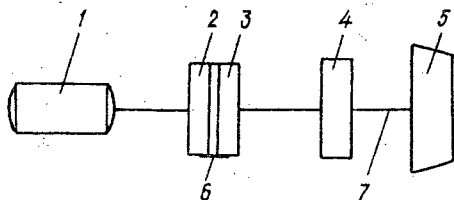
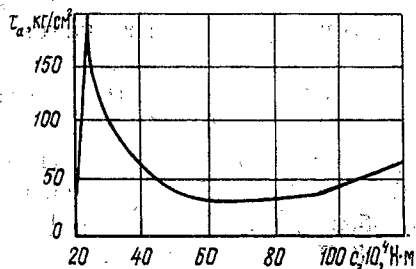


Рис. 4. Схема фрезерного узла с передачей вращательного движения через муфту (обозначения совпадают с рис. 1)

Рис. 5. График изменения τ_a в зависимости от c_3



нились незначительно по сравнению с результатами расчета крутильных колебаний привода фрезерного узла станка ФБС-750 при передаче вращательного движения через ременную передачу.

Движение привода станка ФБС-750 с передачей вращательного движения через муфту при $c_m = 6,33 \cdot 10^5$ Н·м устойчиво. При решении вопроса о замене ременной передачи муфтами другой жесткости следует по программе PROGONS произвести перерасчет частот собственных и амплитуд вынужденных колебаний и сделать соответствующий вывод.

По разработанной математической модели с применением программ расчета на ЭВМ исследована динамика привода различных фрезерных узлов агрегатных станков. Установлено, что для фрезерного узла станка Ц2Д1Ф возможен резонанс первого порядка, имеющий форму третьего главного колебания.

Для проверки степени опасности этого резонанса по программе PROGONS исследованы вынужденные крутильные колебания на различных частотах вращения (от 146 до 300 с⁻¹). Для значений τ_a существует максимум при $\omega = 167,46$ с⁻¹, что подтверждает вывод о наличии резонанса p_1/k_3 .

Однако частоты вращения в диапазоне от 146 до 300 с⁻¹ не представляют опасности с точки зрения развития больших амплитуд установившихся вынужденных крутильных колебаний, так как $\tau_a / [\tau_a] = 0,175$.

При решении задачи о влиянии жесткости рабочего вала \bar{c}_3 на касательные напряжения от вибраций τ_a установлено следующее:

значительное увеличение податливости рабочего вала незначительно изменяет амплитуду напряжений от крутильных колебаний при $\omega = 167,46$ с⁻¹;

некоторое увеличение амплитуды напряжений от крутильных колебаний при $c_3 = 20,43 \cdot 10^4$ Н·м (рис. 5) объясняется гармоническими резонансами высших порядков.

Применяемые для исследования динамики привода агрегатных станков методика и программы подготовки исходных параметров крутильных систем, методика и программы расчета частот собственных и амплитуд вынужденных крутильных колебаний, углов закручивания дисков, крутящих моментов и касательных напряжений в упругой связи могут быть использованы для исследования динамики приводов других деревообрабаты-