

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНФИГУРАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ НА ЕЕ ДИНАМИЧЕСКУЮ ПОДАТЛИВОСТЬ

В. О. Залого, д-р техн. наук, профессор;
Д. В. Криворучко, д-р техн. наук, доцент;
С. С. Емельяненко, канд. техн. наук, ассистент,
Сумский государственный университет, г. Сумы

В статье на основании методики определения передаточной функции технологической системы под действием импульсного нагружения проведены исследования влияния положения рабочих органов, наличия приспособлений, размеров инструмента и детали, места приложения силы на динамические свойства технологической системы. Сопоставление экспериментальных данных динамической податливости с расчетными частотами и формами колебаний элементов технологической системы позволило выявить элементы, которые способствуют возникновению автоколебаний, и предложить условия для эффективного управления динамическим состоянием того или иного параметра технологической системы.

Ключевые слова: фрезерование, технологическая система, динамическая податливость, частота колебаний, форма колебаний.

У статті на підставі методики визначення передавальної функції технологічної системи під дією імпульсного навантаження проведені дослідження впливу положення робочих органів, наявності пристроїв, розмірів інструменту і деталі, місця прикладення сили на динамічні властивості технологічної системи. Зіставлення експериментальних даних динамічної податливості з розрахунковими частотами і формами коливань елементів технологічної системи дозволило виявити елементи, які сприяють виникненню автоколивань, та запропонувати умови для ефективного управління динамічним станом того чи іншого параметра технологічної системи.

Ключові слова: фрезерування, технологічна система, динамічна податливість, частота коливань, форма коливань.

ВВЕДЕНИЕ

Прогнозирование области динамической устойчивости технологических операций становится в последние годы все более актуальной задачей из-за возрастания требований к качеству обработанной поверхности, интенсификации режимов резания и повышения производительности обработки. Оценить влияние режима резания, режущего инструмента и других параметров технологической системы (ТС) возможно с помощью уже разработанных моделей [1, 2, 3, 4]. В этих моделях свойства технологической системы описываются функцией динамической податливости, которая характеризует отклик технологической системы в виде перемещений на заданное силовое возбуждение. Для каждой технологической системы эта зависимость различна и может быть определена, как правило, только экспериментально [5]. В работе [6] описана методика определения функции динамической податливости, однако не проведено исследование влияния различных факторов на эту характеристику.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В связи с этим целью настоящей работы является исследование чувствительности функции динамической податливости к изменению конфигурации технологической системы, в т. ч. при фрезеровании лопатки, вид которой показан на рис. 1.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Исследования проводились на примере технологической системы станка 6Р13Ф3 для 9 возможных конфигураций (рис. 1). Варьировались: положение стола станка путем смещения его в продольном направлении на 450 мм (варианты № 1, № 2, № 3), шпиндельной бабки путем смещения ее в вертикальном положении на 200 мм (вариант № 4), состав технологической системы путем добавления в систему тисков и детали (варианты № 4, № 5, № 6), область обработки (варианты № 6-№ 8), длина инструмента путем применения инструмента с отношением $l/D=2,5$ и 4 (вариант № 9). В соответствии с методикой [6] были определены функции динамической податливости ТС (табл. 1). Материал штифта -

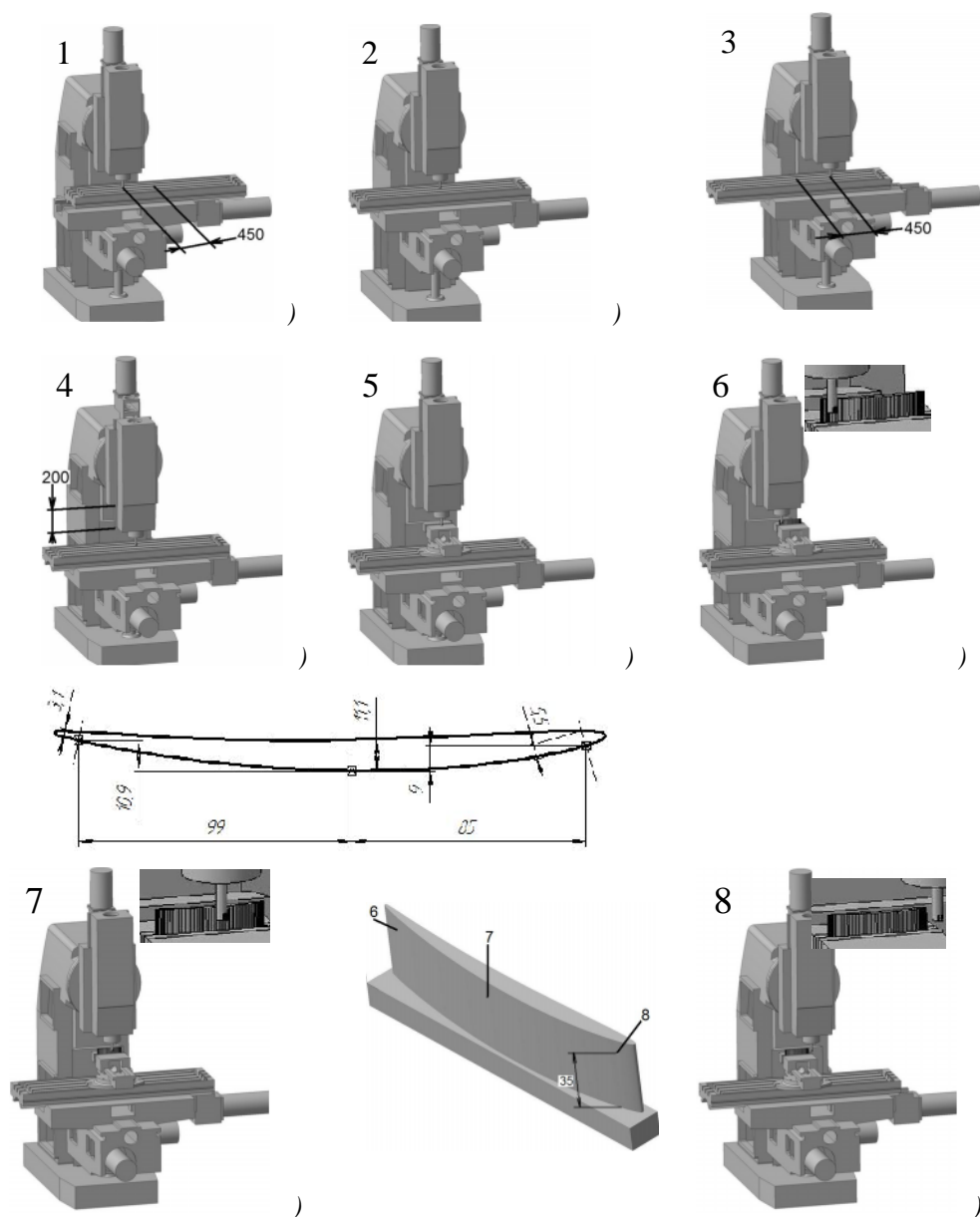


Рисунок 1 – Варианты конфигурации технологической системы в экспериментальных исследованиях (некоторые детали, например, ходовой винт тисков, условно не показаны)

сталь 45 с $\sigma=640$ МПа, размеры штифта с прямоугольным сечением - ширина $b=1$ мм, высота $h=2,8$ мм. Подача на зуб $S_z=1,5$ мм, $n=2000$ об/мин. Расчетная сила резания, возникающая при срезании штифта, согласно методике, изложенной в [6], равна 1100 Н. Осуществлялась регистрация перемещений с частотой 10кГц. Результаты исследований представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Функции динамической податливости в различных вариантах конфигурации ТС (вертикально-фрезерный станок мод. 6P13Ф3, оправка и концевая фреза)

Вариант конфигур. ТС	Ось станка	№ аппроксимируемого максимума	Частота собственных колебаний, Гц	Ускоряемость, мм/(Н с ²)	Подвижность, мм/(Н с)	Коэффициент демпфирования	Податливость, мм/Н
1	2	3	4	5	6	7	8
1	X	1	240	0,04	0,0027	0,110	4,5 10 ⁻⁵
		2	950	0,67	0,0028	0,030	4,4 10 ⁻⁵
		3	2000	7,00	0,0006	0,030	2,3 10 ⁻⁵
		4	3210	7,70	0,0140	0,015	11,8 10 ⁻⁵
	Y	1	220	0,01	0,0030	0,120	4,8 10 ⁻⁵
		2	1030	0,50	0,0025	0,030	3,5 10 ⁻⁵
		3	1950	6,00	0,0010	0,030	2,1 10 ⁻⁵
		4	3180	8,00	0,0180	0,015	15,2 10 ⁻⁵
2	X	1	220	0,01	0,0041	0,120	6,5 10 ⁻⁵
		2	1010	0,50	0,0033	0,030	4,6 10 ⁻⁵
		3	1960	6,00	0,0040	0,030	3,6 10 ⁻⁵
		4	3190	8,00	0,0080	0,015	7,1 10 ⁻⁵
	Y	1	170	0,01	0,0036	0,150	5,6 10 ⁻⁵
		2	1000	0,50	0,0031	0,030	4,3 10 ⁻⁵
		3	1980	0,10	0,0024	0,030	1,7 10 ⁻⁵
		4	3180	8,00	0,0125	0,015	1,1 10 ⁻⁵
3	X	1	180	0,01	0,0031	0,130	5,6 10 ⁻⁵
		2	960	0,50	0,0041	0,030	5,8 10 ⁻⁵
		3	1880	0,10	0,0023	0,020	2,6 10 ⁻⁵
		4	3190	8,00	0,0074	0,015	6,6 10 ⁻⁵
	Y	1	170	0,01	0,0038	0,150	5,9 10 ⁻⁵
		2	970	0,50	0,0033	0,030	4,7 10 ⁻⁵
		3	1920	0,10	0,0022	0,025	1,9 10 ⁻⁵
		4	3180	8,00	0,0118	0,015	10,2 10 ⁻⁵
4	X	1	170	0,01	0,0018	0,130	3,4 10 ⁻⁵
		2	920	0,50	0,0034	0,030	5,1 10 ⁻⁵
		3	1940	0,10	0,0035	0,020	3,7 10 ⁻⁵
		4	3220	8,00	0,0178	0,015	14,9 10 ⁻⁵
	Y	1	180	0,01	0,0044	0,165	6,0 10 ⁻⁵
		2	960	0,50	0,0035	0,030	5,1 10 ⁻⁵
		3	1940	0,10	0,0016	0,020	1,8 10 ⁻⁵
		4	3230	8,00	0,0068	0,015	6,0 10 ⁻⁵

Продолжение таблицы 1

1	2	3	4	5	6	7	8
5	X	1	190	0,01	0,0026	0,100	$5,5 \cdot 10^{-5}$
		2	960	0,50	0,0024	0,030	$3,4 \cdot 10^{-5}$
		3	1980	0,10	0,0029	0,020	$3,1 \cdot 10^{-5}$
		4	3200	7,50	0,0078	0,015	$6,9 \cdot 10^{-5}$
	Y	1	170	0,01	0,0080	0,100	$19,3 \cdot 10^{-5}$
		2	900	0,50	0,0024	0,030	$3,9 \cdot 10^{-5}$
		3	1980	0,10	0,0046	0,020	$4,7 \cdot 10^{-5}$
		4	3190	7,00	0,0098	0,015	$8,5 \cdot 10^{-5}$
6	X	1	250	0,01	0,0008	0,060	$5,1 \cdot 10^{-5}$
		2	380	1,00	0,0145	0,050	$31,3 \cdot 10^{-5}$
		3	940	1,25	0,0008	0,020	$4,5 \cdot 10^{-5}$
		4	1950	5,00	0,0040	0,015	$6,6 \cdot 10^{-5}$
		5	3200	7,00	0,0250	0,015	$20,9 \cdot 10^{-5}$
7	X	1	290	0,01	0,0030	0,060	$13,8 \cdot 10^{-5}$
		2	350	0,50	0,0144	0,060	$29,2 \cdot 10^{-5}$
		3	930	2,50	0,0030	0,025	$8,3 \cdot 10^{-5}$
		4	1970	7,00	0,0025	0,015	$6,5 \cdot 10^{-5}$
		5	3200	5,00	0,0080	0,015	$6,9 \cdot 10^{-5}$
	Y	1	170	0,10	0,0180	0,100	$44,8 \cdot 10^{-5}$
		2	330	1,00	0,0460	0,100	$57,7 \cdot 10^{-5}$
		3	940	0,10	0,0001	0,020	$6,3 \cdot 10^{-5}$
		4	1870	2,50	0,0010	0,015	$5,0 \cdot 10^{-5}$
		5	3200	7,00	0,0010	0,015	$3,6 \cdot 10^{-5}$
8	X	1	340	0,01	0,0050	0,060	$12,5 \cdot 10^{-5}$
		2	380	0,50	0,0205	0,060	$36,9 \cdot 10^{-5}$
		3	920	2,50	0,0020	0,025	$8,0 \cdot 10^{-5}$
		4	1960	4,40	0,0006	0,015	$4,0 \cdot 10^{-5}$
		5	3180	6,50	0,0115	0,015	$9,9 \cdot 10^{-5}$
	Y	1	170	0,10	0,0300	0,150	$51,0 \cdot 10^{-5}$
		2	330	1,00	0,0700	0,100	$88,0 \cdot 10^{-5}$
		3	1200	2,50	0,0035	0,023	$11,9 \cdot 10^{-5}$
		4	2190	5,00	0,0040	0,015	$8,2 \cdot 10^{-5}$
		5	3150	7,00	0,0160	0,015	$14,6 \cdot 10^{-5}$
9 l=130мм	X	1	480	0,01	0,0073	0,050	$12,3 \cdot 10^{-5}$
		2	1030	1,00	0,0070	0,030	$10,1 \cdot 10^{-5}$
		3	1300	0,10	0,0300	0,020	$46,2 \cdot 10^{-5}$
		4	2200	0,10	0,0030	0,020	$4,0 \cdot 10^{-5}$
	Y	1	380	0,01	0,0098	0,100	$10,5 \cdot 10^{-5}$
		2	950	1,00	0,0110	0,030	$15,8 \cdot 10^{-5}$
		3	1240	0,10	0,0200	0,020	$32,6 \cdot 10^{-5}$
		4	2050	0,10	0,0023	0,020	$3,6 \cdot 10^{-5}$

Анализируя полученные значения передаточной функции (табл. 1) для различных положений стола станка (рис. 1), можно выделить

несколько характерных собственных частот ТС: 200, 950, 1950 и 3200 Гц. Как показали расчеты собственных частот технологической системы методом конечных элементов, частота колебаний около 200 Гц определяется колебаниями шпиндельной бабки (рис. 2 и табл. 2), частоты около 950 и 1950 Гц являются собственными частотами шпинделя станка (рис. 2).

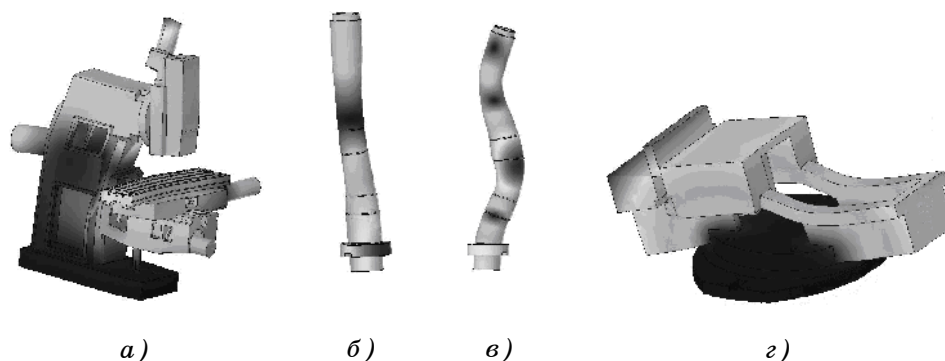


Рисунок 2 – Собственные частоты колебаний элементов ТС, полученные расчетным путем с помощью программного продукта COSMOSWorks 2008: а – собственная частота колебаний шпиндельной бабки станка (опыт №2, частота колебания 163 Гц, колебание в направлении оси Y); б, в – собственные частоты колебаний шпинделя станка (форма 1 - частота колебания 1150 Гц; форма 2 - частота колебания 2500 Гц соответственно); г – собственная частота колебаний тисков с лопаткой (колебания в направлении оси Y с частотой 567 Гц)

Во всех группах опытов, кроме № 9, доминирующей является частота 3200 Гц. При увеличении отношения l/D фрезы (1 –вылет фрезы) от 2.5 до 4 (группа опытов №9) путем использования удлиненной фрезы в передаточной функции ТС исчезает частота 3200 Гц, и появляется новая доминирующая частота порядка 1260 Гц. Сравнивая эти частоты с первыми собственными частотами использованных фрез в других сериях опытов (табл. 2), можно сделать вывод, что частота 3200 Гц является собственной частотой концевой фрезы с $l/D=2,5$, а частота 1300 Гц является собственной частотой концевой фрезы с $l/D=4$.

Величина податливости на частоте 3200 Гц в направлении оси Y станка в среднем на 40% выше, чем в направлении оси X станка (см. табл. 1). Следует также отметить, что минимальная величина податливости на частоте 3200 Гц в направлении оси X станка и на частотах 200, 950, 1950, 3200 Гц в направлении оси Y станка наблюдается в центре стола (см. рис. 1, группу опытов №2). В левой и правой частях стола (см. рис. 1, группу опытов №1 и №3) податливость на указанных частотах увеличивается в направлении оси X на 101% и 79% соответственно, в то время как в направлении оси Y станка она практически не изменяется.

Это связано с тем, что в данном случае площадь контакта продольного и поперечного столов максимальна, а центр масс продольного стола и консоли в направлении оси X станка находится в непосредственной близости, создавая при этом минимальный момент опрокидывания стола. Кроме того, гайка, с помощью которой производится продольное перемещение стола, расположена в центре. Сравнивая собственные частоты ТС при разном расположении шпиндельной бабки и отношении $l/D=2,5$, например, при ее перемещении из самого нижнего положения (группа опытов №4) в самое верхнее (группа опытов №2), нетрудно

заметить, что величина податливости на частоте 3200 Гц, которая является собственной частотой концевой фрезы с $l/D=2,5$, увеличивается как в направлении оси X станка (на 100%), так и в направлении оси Y (в среднем на 462%), что связано со снижением жесткости ТС. При этом податливость на остальных частотах практически не изменяется.

Таблица 2 – Результаты оценки собственных частот элементов ТС, полученных расчетным путем с помощью программного продукта COSMOSWorks 2008

Оценка собственных частот вертикально-фрезерного станка			
Группа опытов	Ось	Частота из опыта	Частота расчетная
1	X	240	230
	Y	220	280
2	X	220	220
	Y	170	160
3	X	180	210
	Y	170	150
Оценка собственных частот фрез			
Условный номер фрезы	Длина рабочей части фрезы l , мм	Первая собственная частота фрезы, Гц	
1	83	3080	
2	130	1280	

Величина податливости при введении в ТС приспособления (тисков) (группа опытов № 5) по сравнению с группой экспериментов № 2 уменьшается в направлении оси X станка в среднем на 14 % в связи с увеличением массы элементов системы и демпфирующим эффектом, а в направлении оси Y станка увеличивается в среднем на 186 %, что связано со снижением жесткости ТС в этом направлении. При этом доминирующей частотой также остается частота 3200 Гц.

В функциях динамической податливости ТС, включающей тиски и лопатку (рис. 1, варианты опытов № 6-№ 9) появляется новая частота ТС около 380 Гц, которая доминирует над остальными частотами как в направлении оси X станка, так и в направлении оси Y. При этом остальные частоты ТС практически не изменяются. Указанная частота не является собственной частотой тисков (рис. 2), а является частотой, которая характеризует динамические характеристики совместно тисков и лопатки, а также жесткость в стыках между губками тисков и лопаткой.

Таким образом, установка лопатки в тиски увеличивает податливость ТС, о чем свидетельствуют результаты сравнения опытов по определению податливости ТС № 2 (без лопатки) и № 6-№ 8 (с лопаткой), которые показывают, что в направлении оси X станка (вдоль лопатки) податливость увеличивается в среднем на 196 %, а в направлении оси Y станка (поперек лопатки) - в среднем на 825 %. В точках лопатки, в которых ее толщина равна 5,5 мм (группа опытов № 8), величина податливости возрастает еще в большей степени: в направлении оси X станка - в среднем на 226 %, а в направлении оси Y станка - в среднем на 1269 %. В точках с толщиной лопатки 3,1 мм (группа опытов № 6) величина податливости возрастает в направлении оси X станка в среднем на 213 %.

ВЫВОДЫ

Проведенные исследования показали, что с изменением конфигурации технологической системы изменяется функция ее динамической податливости. Показано, что на это свойство технологической системы влияют: положение рабочих органов, наличие приспособлений, размеры инструмента и детали, место приложения силы. Поэтому прогнозирование виброустойчивости как процесса фрезерования, так и элементов станка вдоль траектории движения инструмента обязательно должно выполняться с учетом изменения динамической податливости технологической системы в процессе обработки в зависимости от положения обрабатываемой детали (в данном случае лопатки) относительно осей станка.

В работе выполнено сопоставление экспериментальных данных о динамической податливости ТС с расчетными частотами и формами колебаний ее элементов. Этот анализ позволил выявить для рассмотренной ТС на базе вертикально-фрезерного станка 6P13Ф3 элементы, способствующие возникновению колебаний разной природы: шпиндельная бабка, шпиндель инструмента и заготовка. Разработанная методика выполнения проведенных исследований позволяет выявить эффективные способы конфигурации практически любой технологической системы с целью повышения ее динамической устойчивости.

ПРИМЕЧАНИЕ

Результаты исследований, представленных в данной статье, получены в процессе выполнения гранта Президента Украины для поддержки научных исследований молодых ученых в 2011 году – проект № GP/F32/084 "Исследование динамики процесса концевоего фрезерования труднообрабатываемых материалов путем его моделирования методом конечных элементов в замкнутой технологической системе".

SUMMARY

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF THE CONFIGURATION OF THE TECHNOLOGICAL SYSTEM AT ITS DYNAMIC COMPLIANCE

*Zaloha V. A., Kryvoruchko D. V., Emelyanenko S. S.,
Sumy State University*

In the article on the basis of methods of determining the transfer function of the technological system under the action of pulsed loading, the authors investigated the influence of the working bodies, the availability of devices, the size of the instrument and details, place of application of force on the property of the technological system. Comparison of experimental data with the calculated dynamic compliance frequencies and mode shapes of elements of the technological system, revealed the elements that contribute to the emergence of self-oscillations, and propose conditions for the effective management of the dynamic state of one or another parameter of the technological system.

Key words: *milling, technological system, dynamic compliance, frequency, mode shape.*

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Криворучко Д.В. Методика прогнозирования устойчивости процесса фрезерования концевыми фрезами / Д.В. Криворучко, В.А. Залого, С.С. Емельяненко // Сучасні технології у машинобудуванні: збірник наукових праць. – Харків: НТУ «ХП», 2007. – С. 39-48.
2. Altintas Y. Metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and cnc design: manufacturing automation / Y. Altintas. - New York: Cambridge university press, 2000. - 286 с.
3. Эльясберг М. Е. Автоколебания металлорежущих станков: Теория и практика / М. Е. Эльясберг. – СПб.: ОКБС, 1993. - 180 с.
4. Жарков И. Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И. Г. Жарков. - Л.: Машиностроение, 1986. - 184 с.

5. Akcaу, R., Memis, EK, Ozlu, E., Budak, E., “Increasing Productivity in High Speed Milling of Airframe Components Using Chatter Stability Diagrams”, 2nd International CIRP Conference on Process Machine Interactions (PMI2010), June 10-11, Vancouver, Canada.
6. Голобородько Л.В. Методика визначення динамічної податливості технологічної системи при фрезеруванні / Голобородько Л.В., Смельяненко С.С., Залога В.О., Криворучко Д.В. // Збірник наукових праць Процеси механічної обробки в машинобудуванні. – Житомир: ЖДТУ, 2011. – Вип.11. – С. 81-91.

Поступила в редакцію 8 ноября 2011 г.