

4. Дьяконов В. МATHCAD 8/2000 : специальный справочник / В. Дьяконов. – СПб. : Питер, 2000. – 592с.

5. Кальченко В. И. Технологические методы достижения точности сопряжения «клапан-седло» в двигателе внутреннего сгорания / В. И. Кальченко, В. В. Кальченко, Г. А. Веремей // Вісник СевНТУ : зб. наук. пр. Серія «Машиноприладобудування та транспорт». – Севастополь, 2011. – Вип. 121/2011. – С. 18–21.

6. Решетов Д. Н. Точность металлорежущих станков / Д. Н. Решетов, В. Т. Портман. – М. : Машиностроение, 1986. – 336 с.

7. Турчак Л. И. Основы численных методов : учебное пособие / Л. И. Турчак. – М. : Наука, 1987. – 320 с.

8. Carlson R. E., Foley T. A. The parameter R^2 in multiquadric interpolations. Comp. Math. Applic. – 1991. – 21 (9). – P. 29–42.

9. Hardy R. L. Multiquadric equations of topography and other irregular surfaces. J. Geoph. Res., 76 (1971), P. 1905–1915.

УДК 621.9.2

І.А. Бойко, магістр

В.В. Солоха, канд. техн. наук

Л.Й. Івченко, д-р техн. наук

Запорізький національний технічний університет, м. Запоріжжя, Україна

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПОВОРОТНОГО СТОЛА 5-КООРДИНАТНОГО ОБРОБНОГО ЦЕНТРУ

И.А. Бойко, магистр

В.В. Солоха, канд. техн. наук

Л.Й. Ивченко, д-р техн. наук

Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье, Украина

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПОВОРОТНОГО СТОЛА 5-КООРДИНАТНОГО ОБРАБАТЫВАЮЩЕГО ЦЕНТРА

Ihor Boiko, master

Vasyl Solokha, PhD in Technical Sciences

Leonid Ivshchenko, Doctor of Technical Sciences

Zaporizhzhya National Technical University, Zaporizhzhya, Ukraine

DYNAMIC ANALYSIS OF 5-AXIS MILLING CENTRE TURNTABLE

Проведено динамічний аналіз двох положень поворотного стола 5-координатного обробного центру. Визначено шість ведучих частот і форм власних коливань, що лежать у діапазоні від 150 до 500 Гц. У результаті моделювання зміни жорсткості підвищенням і зниженням модуля пружності елементів системи в два рази визначено, що найбільший вплив на ЧВК чинять міст і каретка. Моделювання комплексного збільшення жорсткості моста і каретки показало можливість підвищення частоти власних коливань (ЧВК) до 30 %, при цьому відбувається зменшення переміщень центру поворотного стола, що впливають на точність і якість оброблення.

Ключові слова: модальний аналіз, частота власних коливань, амплітуда.

Проведен динамический анализ двух положений поворотного стола 5-координатного обрабатывающего центра. Определено шесть ведущих частот и форм собственных колебаний, лежащих в диапазоне от 150 до 500 Гц. В результате моделирования изменения жесткости повышением и уменьшением модуля упругости элементов системы в два раза определено, что наибольшее влияние на частоту собственных колебаний оказывают мост и каретка. Моделирование комплексного увеличения жесткости моста и каретки показало возможность повышения частоты собственных колебаний до 30 %, при этом происходит уменьшение перемещений центра поворотного стола, влияющих на точность и качество обработки.

Ключевые слова: модальный анализ, частота собственных колебаний, амплитуда.

Dynamic analysis of two provisions of the five coordinate machining centres rotary table is carried out. Six defined leading frequencies and forms of the natural vibrations lying in the range from 150 to 500 Hz. As a result of rigidity change simulation by increase and decrease of system elements elastic modulus twice defined that the bridge and the carriage have the greatest impact on the frequency of natural vibrations. Modeling complex increase the rigidity of the bridge and carriage showed the possibility of increasing the frequency of natural vibrations up to 30%, with decreases movement of rotary table center, affecting the accuracy and quality of finish.

Key words: modal analysis, frequency of natural vibrations, amplitude.

Постановка проблеми. Застосування в авіабудівній промисловості багатокоординатних високошвидкісних обробних центрів зумовлено необхідністю отримання складнопрофільних поверхонь і зменшенням часу оброблення. Однак велика різноманітність матеріалів, що застосовуються в авіабудуванні, викликає необхідність використовувати обладнання в широких межах частот обертання і подач, внаслідок чого виникає необхідність проведення динамічного аналізу, що дозволить оцінити несприятливі умови роботи верстата, при яких збурюються коливання, що можуть привести до погіршення показників точності та якості оброблення поверхонь.

Поняття динамічної якості верстата має певні показники, до яких відносяться стійкість робочих процесів у верстаті (процеси різання і тертя), рівень вимушених і власних коливань, якість перехідних процесів [1; 2].

П'ятикоординатне оброблення характеризується циклічною зміною положення поворотного стола і може супроводжуватися зміною частоти власних коливань у значному діапазоні, наслідком чого буде періодичне виникнення резонансу впродовж циклу роботи верстата.

Мета статті. Для оцінювання динамічної якості поворотних столів 5-координатного обробного центру пропонується проведення модального і гармонічного аналізу конструкції за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ). За базову конструкцію пропонується прийняти поворотний стіл верстата Ricomax 820 VERSA. Модальний аналіз дозволяє визначити частоти і форми власних коливань елементів системи, або системи в цілому [3; 4; 5]. Гармонічний аналіз дозволяє відокремити частоти власних коливань, на яких мають місце локальні коливання елементів поворотного стола, що суттєво не впливатимуть на точність і якість оброблення.

Оцінювання динамічної якості поворотних столів умовно можна поділити на такі етапи:

- 1) розроблення геометричної моделі та її оптимізація;
- 2) створення математичної моделі: призначення властивостей матеріалів; встановлення обмежень на лінійні і кругові переміщення; призначення типів і властивостей взаємодії контактних елементів; генерація скінченно-елементної сітки;
- 3) розрахунок частот власних коливань поворотного стола;
- 4) проведення гармонічного аналізу. Визначення ведучих модальних частот;
- 5) визначення елементів системи, що значною мірою впливатимуть на значення частоти власних коливань;
- 6) висновки.

Виклад основного матеріалу. Аналіз частот власних коливань проведено для поворотного стола 5-координатного обробного центру Ricomax 820 VERSA, що складається з каретки, яка переміщується двома лінійними напрямними кочення з трьома опорами кочення на кожній, передньої та задньої опор, моста та інших складових елементів (рис. 1). У передній опорі і мості розташовуються моментні електродвигуни, що передають крутний момент через кільця на вали, які з'єднані безпосередньо з мостом (обертання за віссю A) та з поворотним столом (обертання за віссю C).

Комбіновані підшипники кочення для поворотних столів, що монтуються у передній опорі і мості, а також циліндричний роликпідшипник, розташований у задній опорі, замінені кільцями з еквівалентними модулем пружності і моментом інерції, що забезпечують необхідні показники жорсткості і ваги.

Властивості матеріалів, з яких виготовлені деталі поворотного стола, наведені в табл. 1.

У передній і задній опорі, а також у мості розташований пристрій RotoClamp, що застосовується при установчих поворотах для запобігання провороту навколо осей A і C (на рис. 1 умовно не показаний).

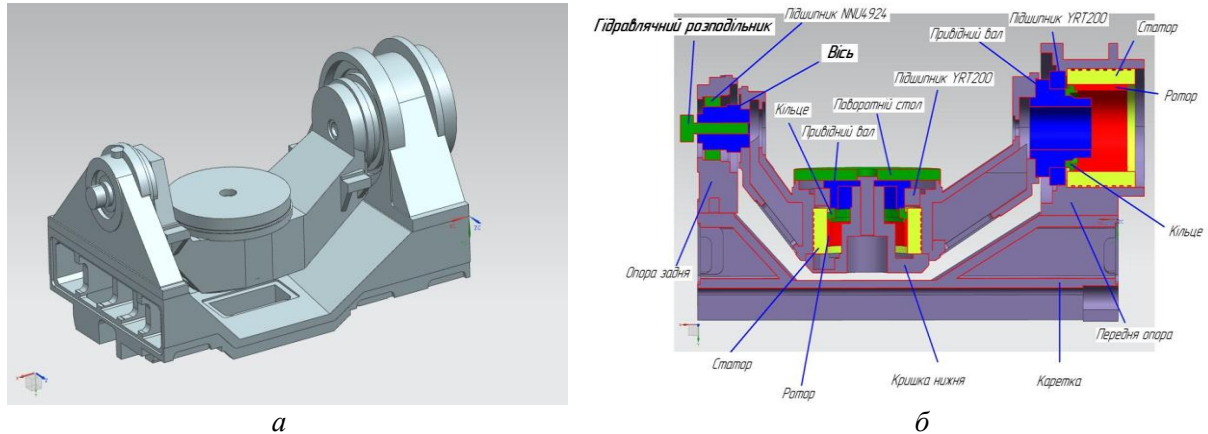


Рис. 1. Геометрична модель поворотного стола 5-координатного обробного центру:
а – загальний вигляд; б – розріз по опорах

Таблиця 1

Властивості елементів поворотного стола, що моделюються

Деталь	Матеріал	Модуль пружності Е, ГПа	Коефіцієнт Пуассона μ	Густина ρ , кг/м ³
Вал привідний (вісь С,А)	40ХН2МА	215	0,3	7850
Ротор (вісь С,А)	Сталь холодно-катана низько-легована 2212	210	0,3	7800
Статор (вісь С,А)	Сталь холодно-катана низько-легована 2212	210	0,3	7800
Корпус задньої опори	СЧ20	110	0,28	7200
Кільце (вісь С,А)	40ХН2МА	215	0,3	7850
Обертвий розподільник (вісь С,А)	40ХН2МА	215	0,3	7850
Міст	СЧ20	110	0,28	7200
Підшипник YRT200		4,17	0,3	5792
Кришка нижня поворотного стола	Алюміній	70	0,34	2700
Підшипник NNU4924		23,5	0,3	5552,4
Корпус передньої опори	СЧ20	110	0,28	7200
Каретка	СЧ20	110	0,28	7200
Поворотний стіл	40ХН2МА	215	0,3	7850
Вал	40ХН2МА	215	0,3	7850

Скінченно-елементна модель складається з 101450 елементів, з'єднаних 184699 вузлами.

Окремі деталі з'єднані між собою контактними скінченними елементами, встановленими у зафіксоване положення (bonded). Між ротором та статором двигунів, а також статором і корпусом контакт не встановлюється. У місцях приєднання напрямних до каретки задаються нульові переміщення за трьома осями.

Затискання поворотних столів після здійснення переміщення моделюється обмеженням повороту навколо відповідних лінійних осей у місцях розташування затискних систем RotoClamp.

З метою оцінювання впливу положення поворотного стола на зміну частоти власних коливань були змодельовані варіанти повороту моста за віссю А: в нульовому положенні (А0) (рис. 2, а) і поворот на 90° (А-90) (рис. 2, б).

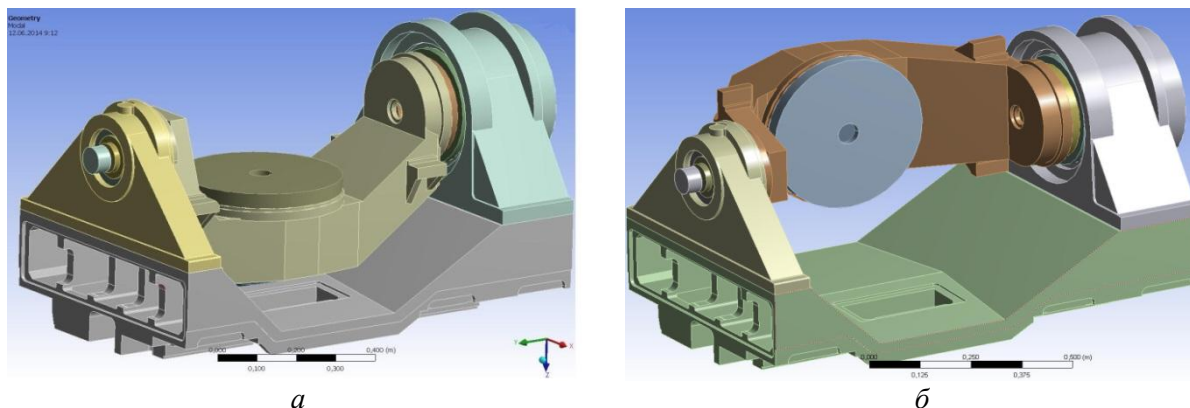


Рис. 2. Геометрична модель двох досліджуваних варіантів повороту моста за віссю А: а – А0; б – А-90

Оскільки максимальна кількість обертів шпинделя досліджуваного верстата становить 14000 об/хв, то при роботі 4-зубою фрезою частота збурення від врізання леза фрези в заготовку становитиме 933 Гц. Для обох положень у визначеному діапазоні лежить 19 ЧВК.

Під час оброблення на верстаті деталей із жароміцних сплавів робочі швидкості різання не перевищують 30–45 м/хв, сили різання великі, а частоти обертання досягають 2000 об/хв. Амплітуда коливань у такому випадку буде значно більшою, ніж при високошвидкісному різанні, що характеризується зняттям малого припуску на великій швидкості і з малими зусиллями різання. Тому першу отриману частоту можна вважати достатньо високою (приблизно відповідає 2500 об/хв для 4-зубої фрези), а отже, вузол не буде відкликатися на силове різання на середніх і низьких частотах обертання шпинделя.

Порівнюючи ЧВК двох досліджуваних положень (табл. 2) поворотного стола, варто зазначити, що немає чіткої закономірності зміни величини частот. Зміна положення моста приводить як до збільшення, так і до зменшення частот, що значною мірою залежить від площини і напрямку переміщень. Величина зміни частоти максимально досягає 10 %.

Таблиця 2

Частоти власних коливань двох досліджуваних положень поворотного стола

№ частоти	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
А0, Гц	170	180	218	370	395	437	439	518	592	677
А-90, Гц	169	184	228	356	412	447	456	570	604	677
№ частоти	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
А0, Гц	694	717	718	791	844	876	881	914	924	
А-90, Гц	699	712	721	780	850	870	875	896	91	

Проведення гармонічного аналізу дозволило відкинути частоти власних коливань окремих елементів досліджуваної системи, що не впливають на переміщення планшайби поворотного стола, а отже, і на якість та точність оброблення, за рахунок отримання амплітудно-частотної характеристики. До центру поворотного стола прикладається сила, що складається з трьох векторів, направлених вздовж осей системи координат геометричної моделі, кожна з яких дорівнювала 100Н. Визначалося відносно переміщення центру поворотного стола за трьома осями як результат коливань, що збурюються під дією гармонічно діючої сили, яка імітує силу різання. Демпфірування системи приймається на рівні 2 %.

На рис. 3 і 4 наводяться максимальні переміщення центру поворотного стола за осями X, Y, Z. Для обох положень моста за віссю А значні переміщення мали місце в межах перших семи частот власних коливань. На інших частотах збурення майже не відбувалося. Для обох випадків максимальні значення збурення спостерігаються на частотах f1, f2, f3, f5, f6, f7.

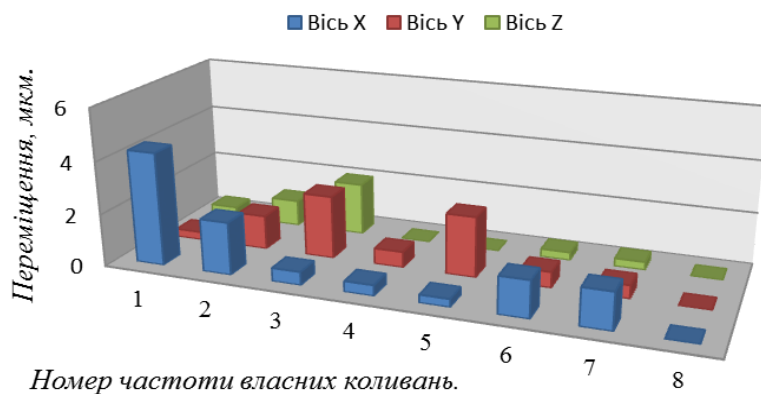


Рис. 3. Амплітуда збурення коливань від гармонічно діючої сили при A0

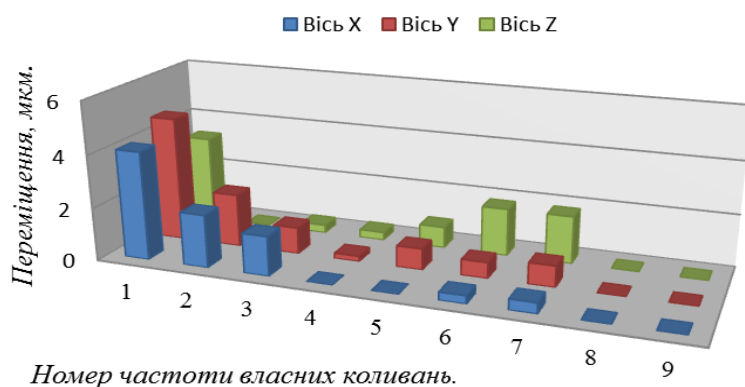


Рис. 4. Амплітуда збурення коливань від гармонічно діючої сили при A-90

Відмінність у значеннях переміщень, а також осей координат, вздовж яких відбуваються коливання, полягає саме у положенні моста. На рис. 5 показана перша власна частота коливань, що характеризується поперечними переміщеннями моста вздовж осі X. У цьому випадку міст намагається передати коливання через жорстке з'єднання з обертовими валами, які, у свою чергу, через підшипники, встановлені в передній і задній опорах, передають коливання безпосередньо опорам. У повернутому стані незмінний за формою міст природно матиме таку ж форму коливань, але за віссю Z. Однак, якщо при A0 опори за віссю X симетричні, то при A-90 несиметричні. Маємо ідентичні величини переміщень для нульового положення за віссю X, а для A-90 – віссю Z. При A0 відзначимо майже повну відсутність коливань за осями Y і Z, а також достатньо великі переміщення за цими осями для A-90.

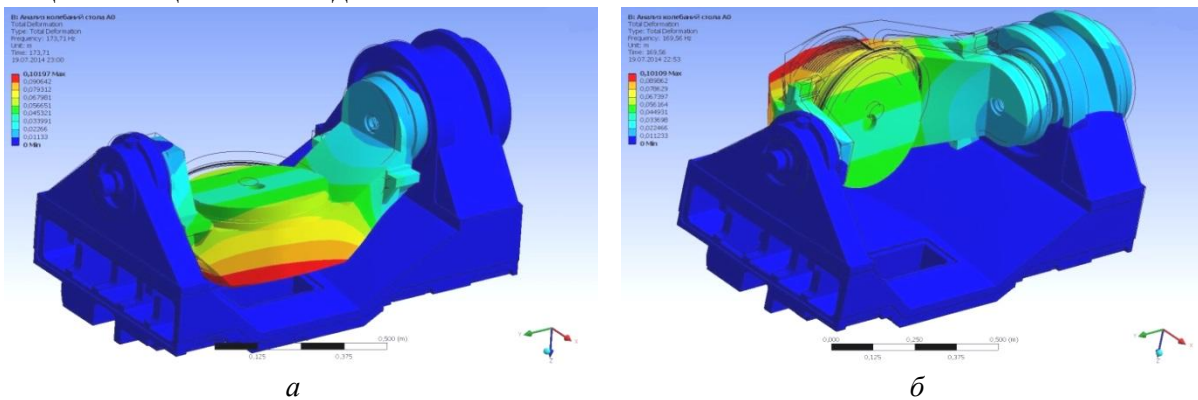


Рис. 5. Частота власних коливань f_1 (а – A0, $f_1=170,6$; б – A-90, $f_1=169,5$)

На другій і третій частотах власних коливань спостерігаються згинні переміщення задньої і передньої опор відповідно. В обох випадках при нульовому положенні моста деформації розподіляються по корпусу опори рівномірно і симетрично відносно осі симетрії. При положенні А-90 повернутий міст заважає опорам коливатися симетрично відносно площини YZ (рис. 6). Для передньої опори ситуація аналогічна (рис. 7).

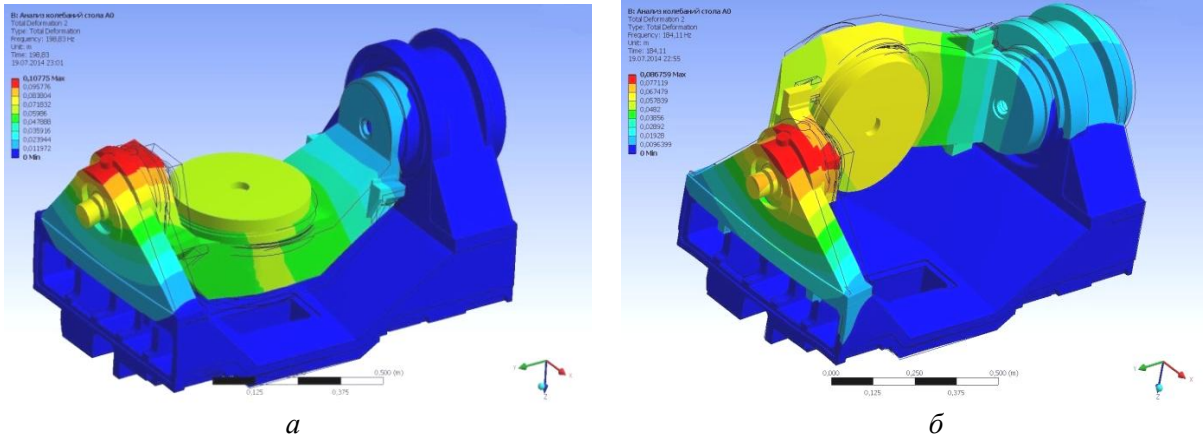


Рис. 6. Частота власних коливань f_2 (а – А0, $f_2=180,3$; б – А-90, $f_2=184,1$)

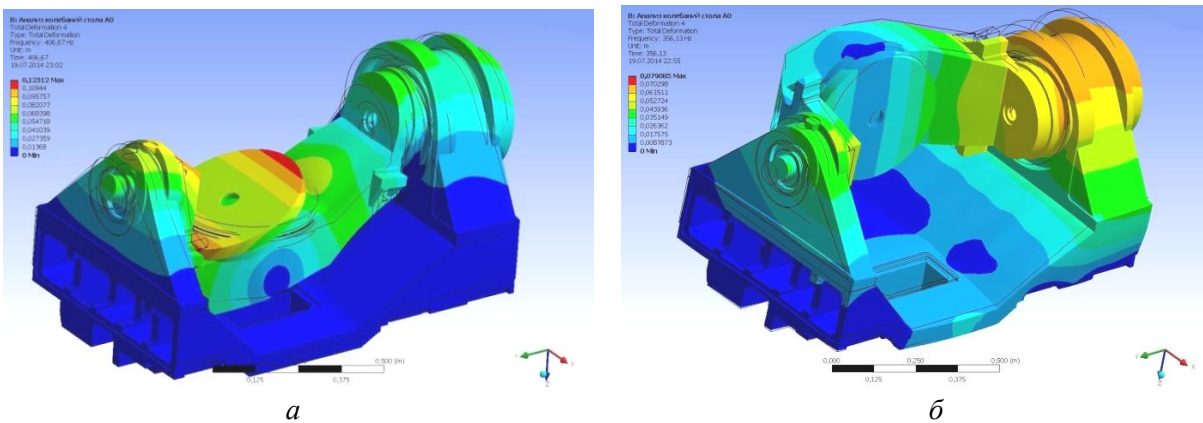


Рис. 7. Частота власних коливань f_3 (а – А0, $f_3=218$; б – А-90, $f_3=228,9$)

На частоті f_5 в обох положеннях спостерігаються крутні коливання моста навколо осі X, що стримуються передньою і задньою опорами (рис. 8).

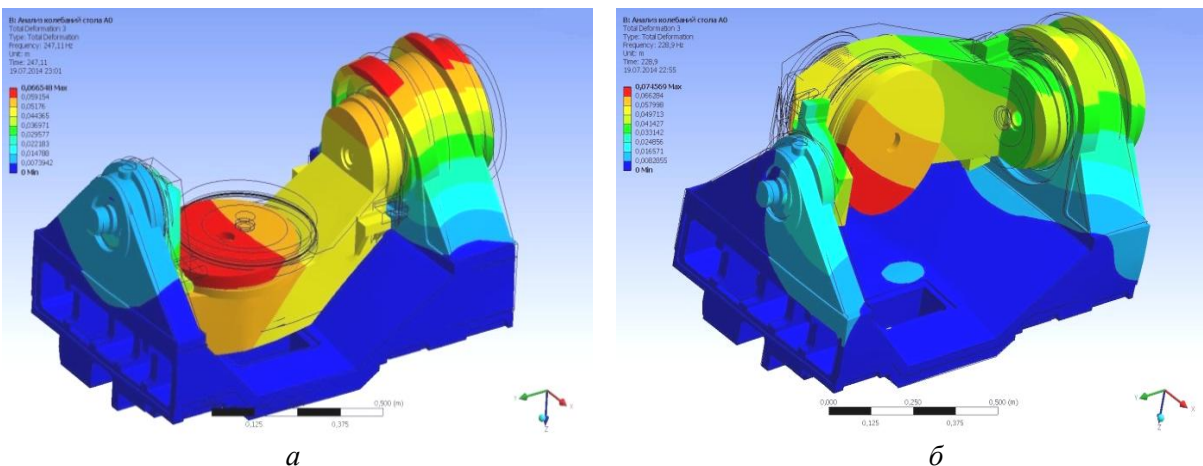


Рис. 8. Частота власних коливань f_4 і f_5 (а – А0, $f_5=395,2$; б – А-90, $f_4=356,1$)

Шоста і сьома частота власних коливань являють собою комбінацію згинних коливань задньої опори і планшайби поворотного стола, тільки на частоті f_6 коливання опо-

ри не досягли максимуму, а визначена ЧВК відноситься скоріше до планшайби, а на частоті f_7 навпаки, визначена ЧВК відноситься до задньої опори, а амплітуда коливань планшайби починає згасати. Подібне пояснюється близькістю розташування величин ЧВК елементів ($f_6=447.7$ Гц; $f_7=456.1$ Гц для А-90).

Аналіз впливу елементів поворотного стола на частоту власних коливань проводиться з метою визначення елементів, які матимуть найбільший вплив на частоту власних коливань системи. Знаючи такий елемент системи, виникає можливість у деяких межах значно впливати на ЧВК і їх амплітуду на етапі конструкторсько-технологічного проектування. Зміна жорсткості елементів поворотного стола умовно моделювалась за рахунок подвійного збільшення і зменшення модуля пружності матеріалу, з якого виготовлений елемент.

У табл. 3 наведено процентне відношення зміни ЧВК залежно від зміни модуля пружності для шести ведучих частот поворотного стола при А0.

Таблиця 3

Вплив зміни жорсткості базових деталей на частоту власних коливань у положенні А0

Елемент	Е, ГПа	f1	f2	f3	f5	f6	f7
Міст	55	141,5	161,7	207,4	341,2	392,3	394,7
	220	200,3	201,8	228,1	459,2	488,8	496,9
	Відношення, %	41,47	24,81	9,953	34,61	24,57	25,90
Задня опора	55	167,5	168,5	215,7	388,1	422,8	425,1
	220	172,8	189,3	219,7	400,3	445,2	448,8
	Відношення, %	3,211	12,55	1,849	3,145	5,300	5,591
Передня опора	55	167,5	179,0	201,0	388,1	421,7	437,1
	220	172,6	181,0	231,4	401,3	440,7	446,0
	Відношення, %	3,07	1,10	15,16	3,40	4,52	2,02
Каретка	55	159,2	164,2	183,5	375,2	380,0	390,9
	220	173,8	200,1	249,0	429,4	490,7	493,7
	Відношення, %	9,17	21,81	35,67	14,44	29,14	26,30
Кришка поворотного стола	35	169,7	179,0	217,4	393,9	434,7	436,9
	140	171,3	181,4	218,5	396,4	438,9	442,3
	Відношення, %	0,90	1,34	0,50	0,65	0,97	1,24
Підшипник передньої опори	2,08	163,5	174,1	206,8	384,2	409,1	438,8
	8,34	188,5	189,4	235,1	416,1	440,1	455,2
	Відношення, %	15,26	8,78	13,66	8,31	7,56	3,74
Підшипник задньої опори	12	171,8	182,0	218,8	403,4	440,8	464,0
	47	173,1	183,5	219,3	406,9	442,9	483,7
	Відношення, %	0,79	0,83	0,22	0,87	0,49	4,25
Підшипник поворотного стола	2,08	169,8	179,0	217,1	380,6	410,6	434,0
	8,34	171,4	181,4	218,5	401,4	439,8	456,8
	Відношення, %	0,92	1,30	0,62	5,46	7,10	5,26
Поворотний стіл	107	172,5	182,8	219,1	405,3	441,9	474,8
	430	172,5	182,9	219,1	405,	442,2	475,8
	Відношення, %	0,02	0,04	0,02	0,10	0,06	0,22

Найбільший вплив на зміну ЧВК має зміна модуля пружності моста, який безпосередньо передає коливання і переміщення на планшайбу, а також каретка. Міст чинить найбільший вплив на частоти f_1 , f_2 , f_5 , f_6 , f_7 . Взагалі на частоту f_3 , де коливається передня опора, суттєво впливає зміна жорсткості самої опори і каретки, до якої вона жорстко прикріплена. Задня і передня опори дуже слабо впливають на зміну ЧВК, крім частот, на яких вони безпосередньо коливаються. Зміни частот при збільшенні модуля пружності каретки сягають 35 %, при цьому на частоті f_1 , коли каретка опосередковано пов'язана з мостом, що коливається, зміна становить менше 10 %.

Умовна зміна жорсткості інших елементів несуттєво впливала на зміну ЧВК. Це може вказувати або на високу жорсткість елементів, або на те, що вони не беруть безпосередню участь у формуванні частот і форм коливань. Тільки підшипник передньої опори показав розмах ЧВК у досить широкому діапазоні – від 7 до 15 %.

У табл. 4 наведено зміни ЧВК залежно від зміни модуля пружності для А-90. В усіх випадках результати повторюють дані, отримані для нульового положення.

Таблиця 4

Вплив зміни жорсткості базових деталей на частоту власних коливань у положенні А-90

Елемент	Е, ГПа	f1	f2	f3	f5	f6	f7
Міст	55	140,1	167,6	211,2	361	366,1	406,7
	220	192,7	207,1	245,3	460,2	513,8	521,1
	Відношення, %	37,54	23,56	16,16	27,48	40,36	28,11
Задня опора	55	166,0	175,4	224,0	400,8	435,2	445,1
	220	172,6	190,6	233,0	421,4	455,7	464
	Відношення, %	3,96	8,64	4,02	5,15	4,71	4,23
Передня опора	55	165,0	180,4	218,9	404,0	443,7	452,2
	220	172,4	186,6	236,9	419,9	449,5	458,6
	Відношення, %	4,52	3,45	8,24	3,94	1,33	1,40
Каретка	55	155,7	166,6	200,8	350,2	403,1	431,3
	220	172,7	207,3	254,9	450,1	459,1	527,7
	Відношення, %	10,91	24,38	26,91	28,52	13,87	22,35

Для оцінювання впливу на ЧВК і величину переміщення центру поворотного стола комплексної зміни жорсткості елементів системи проведений модальний і гармонічний аналіз поворотного стола з подвоєними модулями пружності для моста і каретки. Треба розуміти, що збільшення жорсткості елементів поворотного стола можна досягти як за рахунок введення конструкторсько-технологічних змін (додавання ребер жорсткості, зміна форми тощо), так і за рахунок використання матеріалів з більш високим модулем пружності за тієї самої густини, що й у базовому матеріалі.

Таблиця 5

Частоти власних коливань двох досліджуваних положень поворотного стола при подвоєнні модуля пружності моста та каретки

№ частоти	1	2	3	4	5	6	7	8
А0, Гц	210,9	226,0	261,6	475,7	513,1	513,1	545,1	599,9
А-90, Гц	206,9	224,8	273,1	443,6	511,0	535,12	587,3	652,9

Як видно з табл. 5, подвоєння модуля пружності моста і каретки приводить до збільшення ЧВК поворотного стола в межах від 15 до 30 %. Зміна ЧВК досить суттєва, але, враховуючи що дані частоти досить високі і характерні для високошвидкісного різання, де сили різання достатньо малі, на перше місце виходить можливість зменшення амплітуди коливань.

Гармонічний аналіз показав суттєві зниження переміщень центру поворотного стола у порівнянні із конструкцією з базовими модулями пружності. Так при нульовому положенні для частот f5, f6, f7 залишилися тільки незначні збурення за віссю Y. Те ж саме стосується і частоти f2, де переміщення за віссю X дорівнює нулю, а за осями Y і Z знизилися в середньому на 30 % (рис. 9). Приблизно на 30 % зменшилися переміщення і на першій частоті.

Подібна картина спостерігається і для положення А-90. На першій частоті переміщення за осями X і Y зменшилися у три рази, а на частотах f5, f6, f7 (рис. 10) або значно знизилися, або відсутні взагалі. Деяке зростання переміщень спостерігається тільки на другій частоті за осями X та Y.

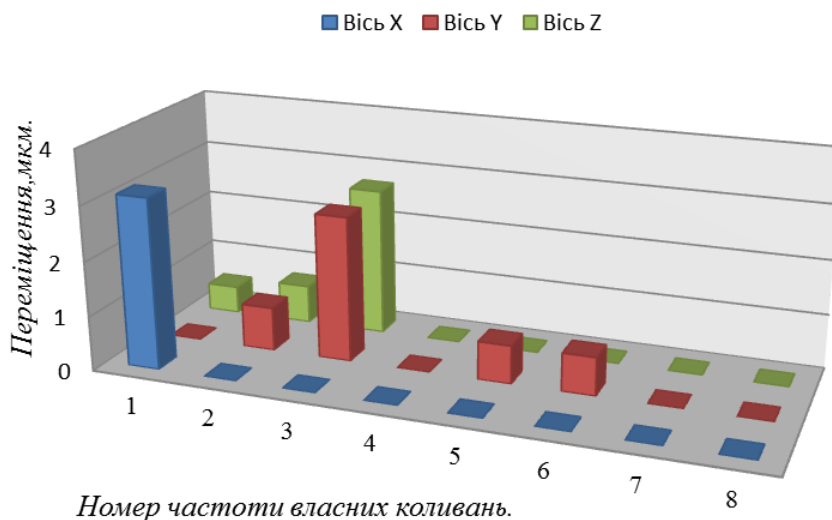


Рис. 9. Амплітуда збурення коливань від гармонічно діючої сили для положення A0

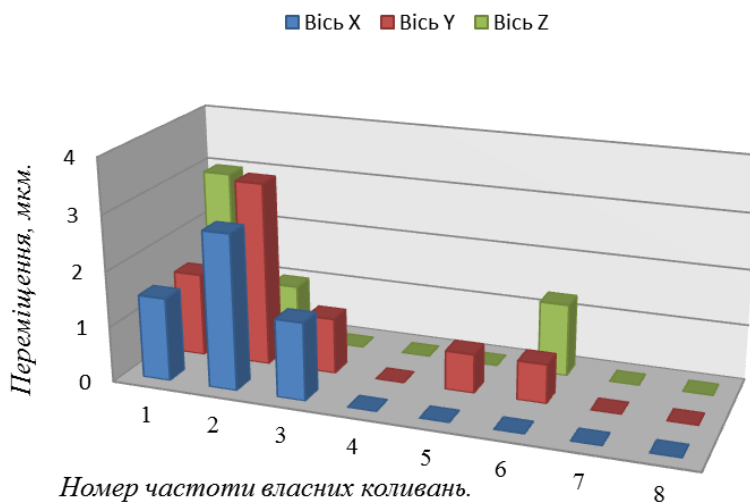


Рис. 10. Амплітуда збурення коливань від гармонічно діючої сили при положенні A-90

Таким чином, за рахунок варіювання жорсткістю окремих елементів системи з'являється можливість не тільки змінювати ЧВК поворотних столів у значних діапазонах, а і зменшити амплітуду коливань, що безпосередньо відображається на якості оброблених поверхонь, точності оброблення, а також на стійкості різального інструменту.

Висновки і пропозиції. У діапазоні робочих частот обертання шпинделя знайдено 19 ЧВК для двох положень поворотного стола. Найбільший вплив на точність оброблення матимуть частоти $f_1=170,6$ Гц; $f_2=180,3$ Гц; $f_3=218$ Гц; $f_5=395,2$ Гц; $f_6=437$ Гц; $f_7=439,5$ Гц для нульового положення і $f_1=169,5$ Гц; $f_2=184,1$ Гц; $f_3=228,9$ Гц; $f_5=412,7$ Гц; $f_6=447,7$ Гц; $f_7=456,1$ Гц для положення A-90. Поворот моста суттєво не змінює ЧВК: максимальна різниця між двома положеннями не перевищує 10 % і значною мірою залежить від компоновки поворотного стола. Перша частота достатньо висока, тому поворотний стіл не відкликатиметься на силове різання.

При повороті моста переміщення центру стола змінюються за напрямком і величиною. Вплив на величину переміщень чинитиме несиметричність положення моста при повороті відносно осі обертання.

Зміна жорсткості моста і каретки найбільше відображається на зміні ЧВК системи, яка може становити до 40 %. Інші елементи впливають тільки на окремі ЧВК, де досліджуваний елемент безпосередньо виступає тілом, що коливається, або з ним контактує. Зміна положення поворотного стола не впливає на залежність ЧВК усіх елементів від модуля пружності.

Введення одночасного подвоєння модуля пружності моста і каретки приводить до збільшення величини і зменшення кількості ведучих ЧВК та зниження переміщень центру поворотного стола. Збільшення жорсткості можливе як за рахунок введення додаткових конструктивних елементів, так і підбором матеріалів з більш високим модулем пружності за тієї самої густини.

Проведення динамічного аналізу поворотних столів багатоцільових верстатів на етапі конструкторсько-технологічного проектування дозволяє попередньо спрогнозувати несприятливі умови роботи вузла та без застосування натурних досліджень внести конструктивні зміни, оцінити їх вплив на динамічну якість.

Список використаних джерел

1. *Кудинов В. А.* Динамика станков / В. А. Кудинов. – М. : Машиностроение, 1976. – 359 с.
2. *Орликов М. Л.* Динамика станков / М. Л. Орликов. – К. : Вища школа, 1989. – 272 с.
3. *Shil-Geun Kim* Analysis of Dinamic Characteristics and Evaluation of Dynamic Stiffness of a 5-axis Multi-tasking machine tool by using FEM and Exiter test / Kim Shil-Geun, Jang Sung-Hyun // International conference on Smart Manufacturing Aplication. – 2008. – P. 565–569.
4. *Dhupia J.* Dynamics of arch-type reconfigurable machine tool / J. Dhupia, B. Powalka, R. Katz // International journal of Machine Tools and Manufacture. – 2007. – № 47. – P. 326–334.
5. *Patwari A.* Dynamic Modal Analysis of Vertical Machining Centre Components /A. Patwari, W. Faris // Advances in Acoustics and Vibration. – 2009. – P. 1–10.