

Висновок. Застосування комп'ютерного моделювання дає змогу більш точно і оперативно оцінити вплив різних чинників на температурний режим і розподіл теплових потоків у парах тертя дискових гальм, що становить важливу базу знань для їх концептуального проектування.

1. Weiß U. *Theoretische Temperaturuntersuchungen an Scheibenbremsen während des Bremsvorgangs // Konstruktion im maschinen – apparate – und gerätebau.* – Berlin, 1979. – 31, № 7, – S. 269 – 274.
2. Чичинадзе А.В. . *Расчет и исследование внешнего трения при торможении.* – М.: Наука, 1967. – 231 с.
3. Коздоба Л.А. *Вычислительная теплофизика.* – К.: Наук. думка, 1992. – 224 с.
4. Тарапон А.Г., Сорокин Н.А., Тернавский В.О. *Программный комплекс для моделирования процессов тепломассопереноса при аварийных ситуациях // Методы и средства компьютерного моделирования.* – Киев: Изд-во ИПМЭ НАНУ, 1997. – С. 58–60.
5. Гудз Г.С., Осташиук Н.М., Тарапон А.Г. *Методика компьютерного моделирования трехмерных температурных полей в дисковых тормозах // Зб. наук. пр. Інституту проблем моделювання в енергетиці НАНУ ім. Г.Є. Пухова.* – Київ, 2002. – Вып. 16. – С. 95–99.
6. Гудз Г.С., Дем'янюк В.А., Осташиук М.М. *Дослідження розподілу теплових потоків у парах тертя дискових гальм на тривимірних теплових моделях // Вестн. Харьковського нац. автомобільно-дорожного ун-та.* – Харьков, 2003. – Вып. 20. – С. 53–56.
7. *Правила № 13 ЕЭК ООН. Единые образные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения.* – Женева, 1979. – 150 с.

УДК 621.9.06:539.433

І.Є. Грицай

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра технології машинобудування

ВПЛИВ УМОВ ОБРОБЛЕННЯ ФАКТОРІВ НА ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ ПІД ЧАС НАРІЗАННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ЧЕРВ'ЯЧНИМИ ФРЕЗАМИ

© Грицай І.Є., 2004

Досліджено особливості збудження пружної системи зубофрезерного верстата, яке виникає під час нарізання зубчастих коліс. Наведено метод оцінки сталості пружної системи та вибору оптимальних режимів різання із умов сталої роботи обладнання.

Features of excitation of the resilient system of the machine-tool, that arise up in the process of the cutting of gear-wheels are explored. A method of estimation of constancy of the resilient system and choice of the optimum modes of cutting is led.

Нарізання циліндричних зубчастих коліс модульними черв'ячними фрезами належить до найдинамічніших процесів оброблення різанням. Робота черв'ячної фрези відбувається з неперервною зміною параметрів зрізів на кожному зубці і лезі за кутом повороту, при цьому пружна система верстата перебуває під дією періодичних ударних навантажень у момент кожного врізання зубця і рейки в заготовку та під час виходу зубця з контакту із заготовкою. Ці несприятливі умови змушують використовувати низькопродуктивні робочі режими для зменшення негативного впливу динамічних навантажень на довговічність верстата, стійкість черв'ячних фрез і якість оброблення зубчастих коліс.

Спроби інтенсифікувати швидкість різання та осьову подачу, щоб підвищити продуктивність, часто загрожують втратою сталості у пружній системі зубофрезерного верстата, що може призвести до ламання черв'ячної фрези, “підривання” заготовки або виходу з ладу верстата. Нормативи та рекомендації, які діють у цій галузі, не враховують динамічних властивостей верстата. У цих умовах оптимізація робочих режимів на практиці відбувається пошуком їх раціональних значень методом проб і помилок. Тим більш відомі нормативи не враховують впливу динамічної системи процесу різання на виникнення та підтримання коливань у замкненій пружній системі верстата й умов

забезпечення сталої роботи обладнання, оскільки динаміка цього процесу ще недостатньо вивчена. У той же час розроблені за останні роки теоретичні моделі та експериментальні методи дослідження динамічної системи процесу різання черв'ячною фрезою і пружної системи верстата дають змогу вирішити цю проблему.

Метою досліджень є визначення межі сталості та зниження коливань у пружній системі верстата під час його роботи на продуктивних робочих режимах.

Розглянемо вирішення цієї проблеми на прикладі нарізання циліндричного колеса модулем $m = 6$ мм з кількістю зубців $z = 41$ черв'ячною фрезою зовнішнього діаметра $d_{af} = 100$ мм. Кількість рейок фрези $z_0 = 9$, передній кут $\gamma = 0$; кут підйому гвинта основного черв'яка $\lambda = 2,2^{\circ}$ (ГОСТ 9324–83). Глибина різання відповідає повній висоті зубця, швидкість різання 100 м/хв, початкова осьова подача $s_0 = 1,5$ мм/об.

Вплив сили різання зубофрезерування на коливну систему верстата. Відомо, що найінтенсивніші коливання в несучій системі верстата відбуваються на власних частотах, частотах вимушувальної сили та зовнішньої дії [1, 2].

Якщо знехтувати вібраціями, які передаються через фундамент від іншого обладнання, в більшості випадків вимушені коливання, які викликані зовнішнім збудженням, у першому наближенні можна ототожнити з вібраціями, які передаються в зону різання від двигуна головного приводу.

При проходженні гармонічного сигналу або окремих періодичних імпульсів сили різання крізь пружну систему верстата остання перебуває під впливом широкополосного збудження й реагує коливаннями на частотах, які має спектр сили різання; одночасно у пружній системі можуть збуджуватися коливання на власних частотах.

У частотному спектрі сили різання зубофрезерування можна виділити низько- та високочастотні складові. Низькочастотні коливання утворюються за період оберту стола верстата, вони спричинені геометричним і кінематичним ексцентриситетами на його осі; ці коливання рідко стають причиною вібрацій верстатів.

Високочастотний спектр містить гармоніки, кратні зубцевій частоті, яка дорівнює частоті обертання черв'ячної фрези і кількості зубців колеса, та коливання на кратних їй вищих частотах. Встановлено, що за відсутності торцевого перекриття у верстатному зачепленні “фреза-зубчасте колесо” сила різання має вигляд одиничних імпульсів, відокремлених у часі, а при торцевому перекритті ця сила набирає вигляду гармонічного коливання з утворенням нових високочастотних гармонік.

У першому випадку прямокутний імпульс або імпульси, близькі за формою до прямокутного, мають широкий спектр, тому рівень збудження пружної системи верстата, в якій під дією такого збурення генеруються коливання у широкому діапазоні власних частот, є значно вищим.

Збільшення рівня торцевого перекриття змінює характер навантаження на інструмент та верстат. Внаслідок утворення нових гармонічних коливань сили різання зменшується ударна дія різання, підвищується плавність у верстатному зачепленні “інструмент-заготовка” та знижується рівень коливань і вібрацій верстата [3, 4]. Збудження на високих частотах несуть менше енергії, ніж низькочастотні коливання, проте за умови близькості або рівності їх значень власним частотам верстата, вони теж можуть викликати інтенсивні вібрації, зменшувати запас сталості в пружній системі верстата, а в певних випадках спричинити резонанси.

Кількість енергії, яку несе імпульс сили різання, визначається його формою, значенням у максимумі та інтенсивністю наростання і спадання у часі. На підставі аналізу експериментального матеріалу та числових осцилограм сили різання зубофрезерування виділено основні види імпульсів цієї сили. В таблиці наведено типові форми імпульсів та показано їх спектральний склад. У роботах [5, 6] подано результати розрахунків передавальної функції різання черв'ячною фрезою. Встановлено, що контур динамічної системи однозубчастого різання утворений трьома паралельними ланками. Досліджено, що ці ланки є аперіодичними, аналітично визначено постійних часу перехідних процесів. Кількість паралельних контурів відповідає кількості активних зубців на одній рейці фрези і становить для більшості випадків 3–5.

На динаміку різання впливають товщина a_{oi} і площа перерізу зрізів та співвідношення між площами зрізів на бокових (S_{θ}) і вершинних (S_0) лезах у невільному різанні. Для вказаних початкових умов за допомогою графоаналітичної моделі параметрів зрізів [7] визначено товщину зрізів в однозубому різанні і сумарну товщину на рейках фрези та площу зрізів при подачі 1,5 мм/об (рис. 1).

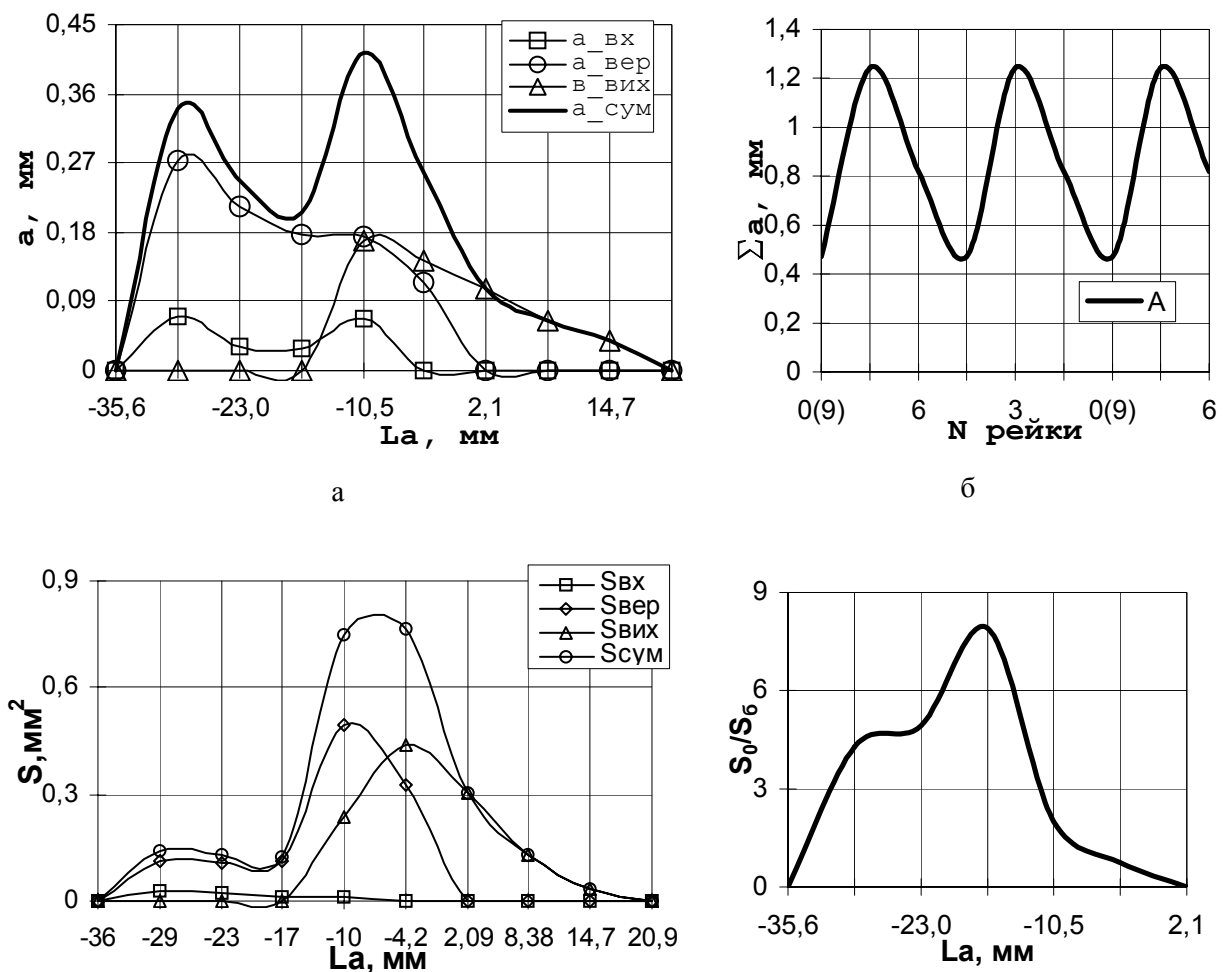


Рис. 1. Товщина зрізів в однозубому різанні (а), сумарна на рейках (б), площа перерізу однозубчастого різання (в) та співвідношення між площами зрізів на вершинних і бокових лезах (г)

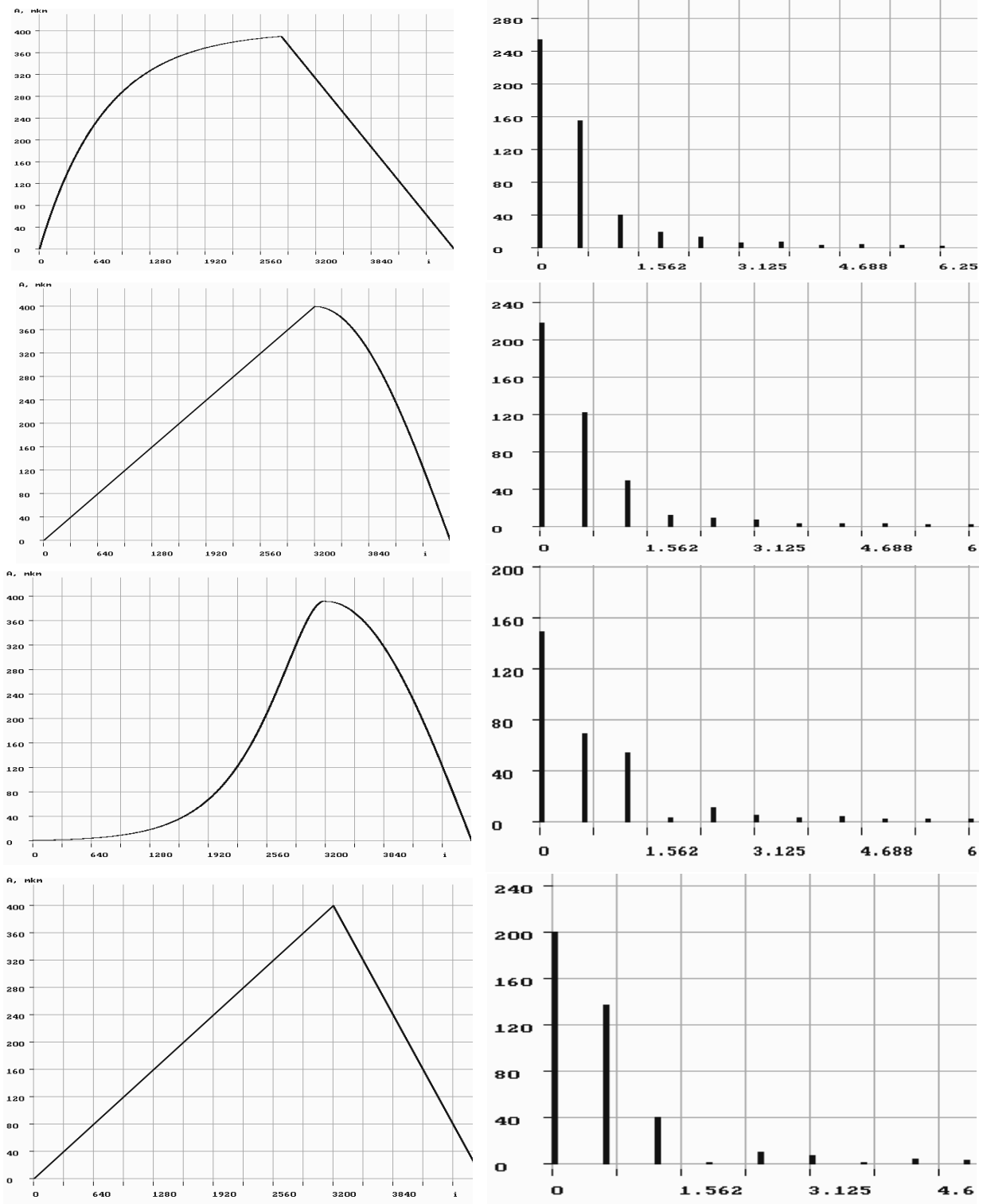
Динамічна характеристика зубофрезерного верстата. Методика аналізу динаміки зубофрезерних верстатів базувалася на таких вихідних положеннях:

- на динаміку багатомасової пружної системи верстата основний вплив має обмежена кількість нормальних коливань, інтенсивність яких є значно вищою від інтенсивності інших складових спектра;
- домінуючі коливання лежать в діапазоні низьких та середніх частот (10 Гц – 5 кГц); на цей діапазон припадає основна частка енергії, яка викликає збудження пружних систем;
- замикання пружної системи зубофрезерного верстата відбувається по поверхнях контакту зубців черв'ячної фрези і зубчастого колеса, тому нормальні коливання відображаються на коливаннях в ланцюгах фрези і зубчастого колеса в цьому контакті.

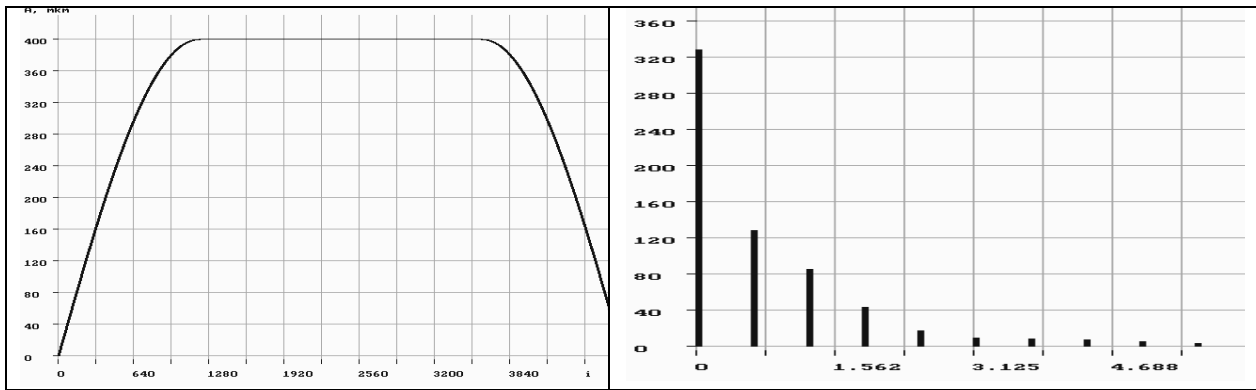
Для аналізу динамічних характеристик пружних систем верстатів використано метод автоматизованого дослідження та статистичного опрацювання даних [8]. В основі методу та автоматизованих програм для опрацювання експериментальних даних прокладено положення, що реакцією верстата на короткотривалу вхідну дію є імпульсна характеристика пружної системи при певних початкових

умовах. Використання перетворення Фур'є та параметричного спектрального аналізу цієї імпульсної функції дає амплітудно-фазову частотну характеристику системи з постійним фазовим зсувом на всіх частотах і дає змогу встановити власні частоти верстата. Фазочастотну характеристику верстата й параметри демпфування можна отримати, якщо знехтувати фазовим зсувом першої нижчої нормальної форми коливань.

Типові форми імпульсів та їх спектральний склад



Типові форми імпульсів та їх спектральний склад (продовження)



Програмним забезпеченням передбачено також можливість збудження пружної системи кількакратними послідовними імпульсами. Властивості прямокутного імпульса – рівномірний спектр в широкому частотному діапазоні робить їх періодичну повторюваність, коли період більший часу повного затухання, близькими до випадкового сигналу типу білого шуму та дозволяє підвищити точність опрацювання і достовірність результатів дослідження.

Власні частоти динамічної системи верстата визначають із записаних на комп'ютер окремо в контурах черв'ячної фрези і зубчастого колеса випадкових коливних процесів на ділянках їх локальної стаціонарності. Значення власних частот знаходять за положеннями резонансних піків на амплітудно-фазових характеристиках. Уточнення власних частот здійснюється аналізом оцінок спектральної густини та функції когерентності. Коефіцієнти затухання розраховуються за шириною резонансного піку:

$$\xi = \frac{\pi \cdot (\omega_1 - \omega_2)}{\omega_0}, \quad (1)$$

де ω_1, ω_2 – ширина резонансної кривої на висоті 0,707 від максимальної; ω_0 – власна частота цього діапазону.

Інерційна постійна часу на i -й власній частоті дорівнює $T_1 = 2\pi\omega_0$, а постійна часу демпфування $T_2 = 2\xi T_1$.

За коефіцієнтом затухання можна визначити наведену жорсткість даної нормальної форми коливань:

$$C = \frac{\pi \cdot P_z}{\xi \cdot A_{\max}} \text{ Н/мм}, \quad (2)$$

де P_z – амплітуда сили різання; A_{\max} – резонансна амплітуда коливання нормальної форми.

Передавальна функція лінійної пружної системи верстата за коливаннями по нормальних координатах дорівнює сумі передавальних функцій її ланок: $W_{ПС} = \sum_{i=1}^k W_i$.

На підставі теоретичної моделі перехідного процесу під час різання $W_{ПР}$ і експериментальної динамічної характеристики пружної системи зубофрезерного верстата $W_{ПСВ}$ передавальна функція його розімкненої системи дорівнює

$$W = W_{ПСВ} \cdot W_{ПР} = \left(\sum_i \frac{K_i}{T_{1i}^2 p^2 + T_{2i} p + 1} \right) \cdot \left[\left(\frac{1 - T_\gamma p}{1 + T_p p} + \frac{1}{1 + T_\mu p} \right) + \frac{1}{1 + T_{P\theta} p} \right], \quad (3)$$

де $K = b \cdot \cos \varphi_k \cdot \cos \lambda$ – передавальний коефіцієнт; b – ширина зрізу, мм; φ_k – середній кут контакту зубця фрези із заготовкою; λ – кут установки фрезерного супорта; $T_p, T_\mu, T_{P\theta}$ – відповідно, постійні часу ланок стружкоутворення, невіЛЬНОГО різання та деформаційно-теплової; T_γ – постійна

часу переднього кута [1]. T_{1i} , T_{2i} – відповідно інерційна постійна часу та постійна часу демпфування у перехідному процесі i -ї коливної ланки верстата, с.

Передавальну функцію одноконтурної замкненої системи, утвореної послідовними ланками процесу різання та пружної системи верстата з приводом, виражають передавальною функцією розімкненої системи

$$W = \frac{W_{ПСВ} \cdot W_{ПР}}{1 + W_{ПСВ} \cdot W_{ПР}}. \quad (4)$$

4. Моделювання коливань в динамічній системі зубофрезерного верстата під час різання.

Динамічна характеристика верстата (3) дає змогу досліджувати коливні процеси в його несучій системі під час різання. Це можна здійснити за допомогою частотних методів Найквіста–Михайлова, використовуючи функцію (3), або за допомогою пакета прикладних програм MATLAB на основі функції (4).

За допомогою системи Simulink MATLAB змодельовано перехідні процеси і коливання у замкненій пружній системі зубофрезерного верстата мод. 5Е32 з пружною системою різання, яка перебуває під впливом складного зовнішнього збудження. Структурна схема цієї системи наведена на рис. 2 Для динамічної системи різання коливна система верстата відіграє роль від’ємного зворотного зв’язку, оскільки збільшення сили різання спричиняє більше пружне відтиснення на лінії контакту інструмента з заготовкою, що призводить до зменшення глибини різання і, як наслідок, – зменшення сили різання. Періодична зміна сили різання, зсув фаз між вхідними і вихідними сигналами в обидвох пружних системах, а також температурна зміна механічних властивостей матеріалу заготовки [6] переводять затухаючі автоколивання в пружній системі верстата в незатухаючі.

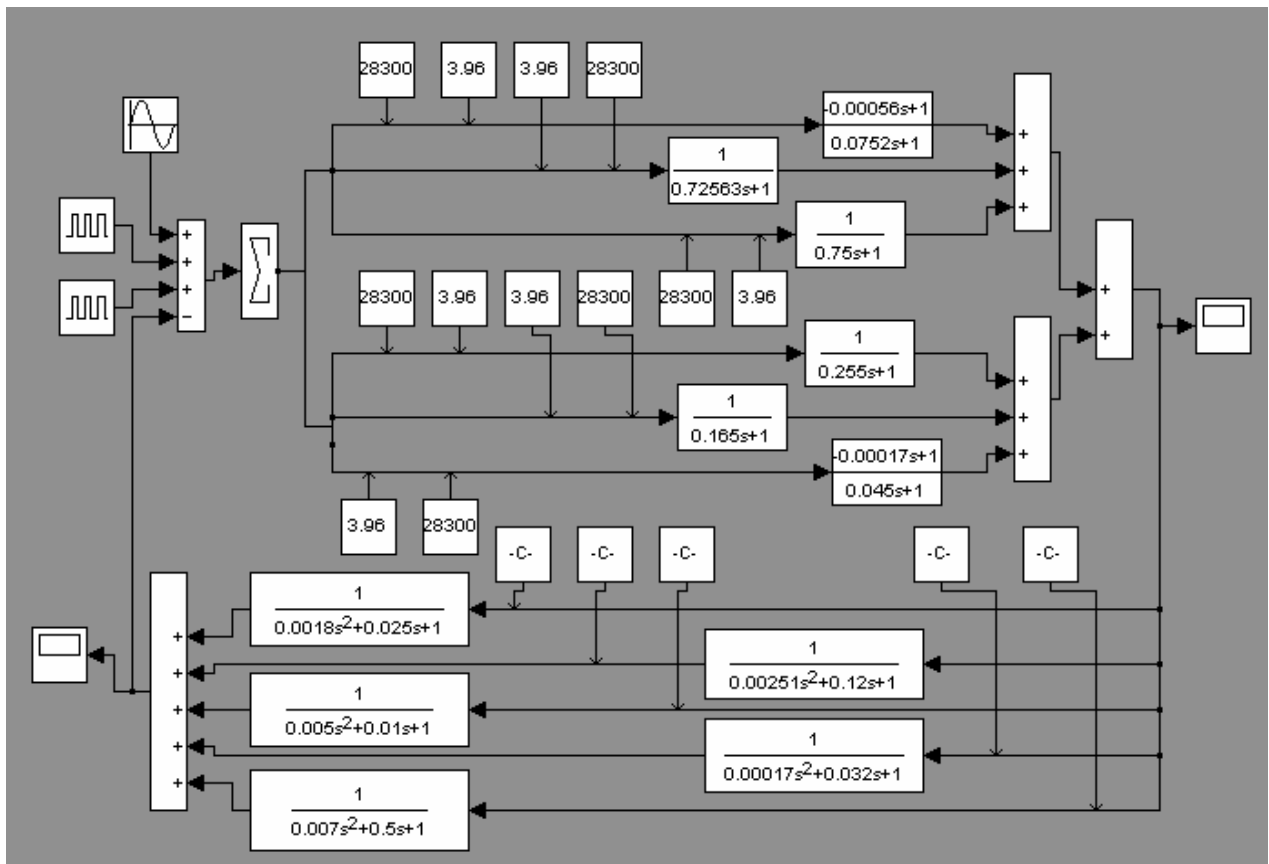


Рис. 2. Структурна схема замкненої пружної системи зубофрезерного верстата

Періодичне імпульсне навантаження під яким перебуває вантажна система верстата під дією сили різання імітує генератор періодичних імпульсів, частоти яких дорівнюють зубцевій частоті та частоті різів. Із багаточисленних досліджень цього процесу відомо, що саме ці дві гармонічні складові є основними збудниками вібропереміщень і вони домінують в осцилограмах сили різання зубофрезерування.

Вплив головного приводу моделює генератор гармонічного збудження, частота якого відповідає частоті двигуна, яка дорівнює 1420 хв^{-1} , а амплітуда коливань – 32 мкм.

Домінуюча пружна система верстата подана п'ятьма ланками, параметри яких відповідають параметрам нормальних коливань з максимальною спектральною густиною.

Пружна система процесу різання має два контури, параметри яких відповідають параметрам зрізів на двох робочих зубцях найбільш навантаженої рейки черв'ячної фрези.

Процеси, які виникають у пружних контурах замкненої системи зубофрезерного верстата, наведено на рис. 3. У лівій частині рисунка зображені форми вихідних коливань сили різання, а у правій частині – викликані цією силою та зовнішнім збудженням коливання верстата при різних значеннях осьової подачі. При осьовій подачі 1,53 мм/об, розмах сили різання 733 Н, (а), коливання на виході – 70 мкм (б). При збільшенні осьової подачі до 1,81 мм/об, розмах сили різання збільшується до 885 Н (в), пружні коливання зростають до 83 мкм (г).

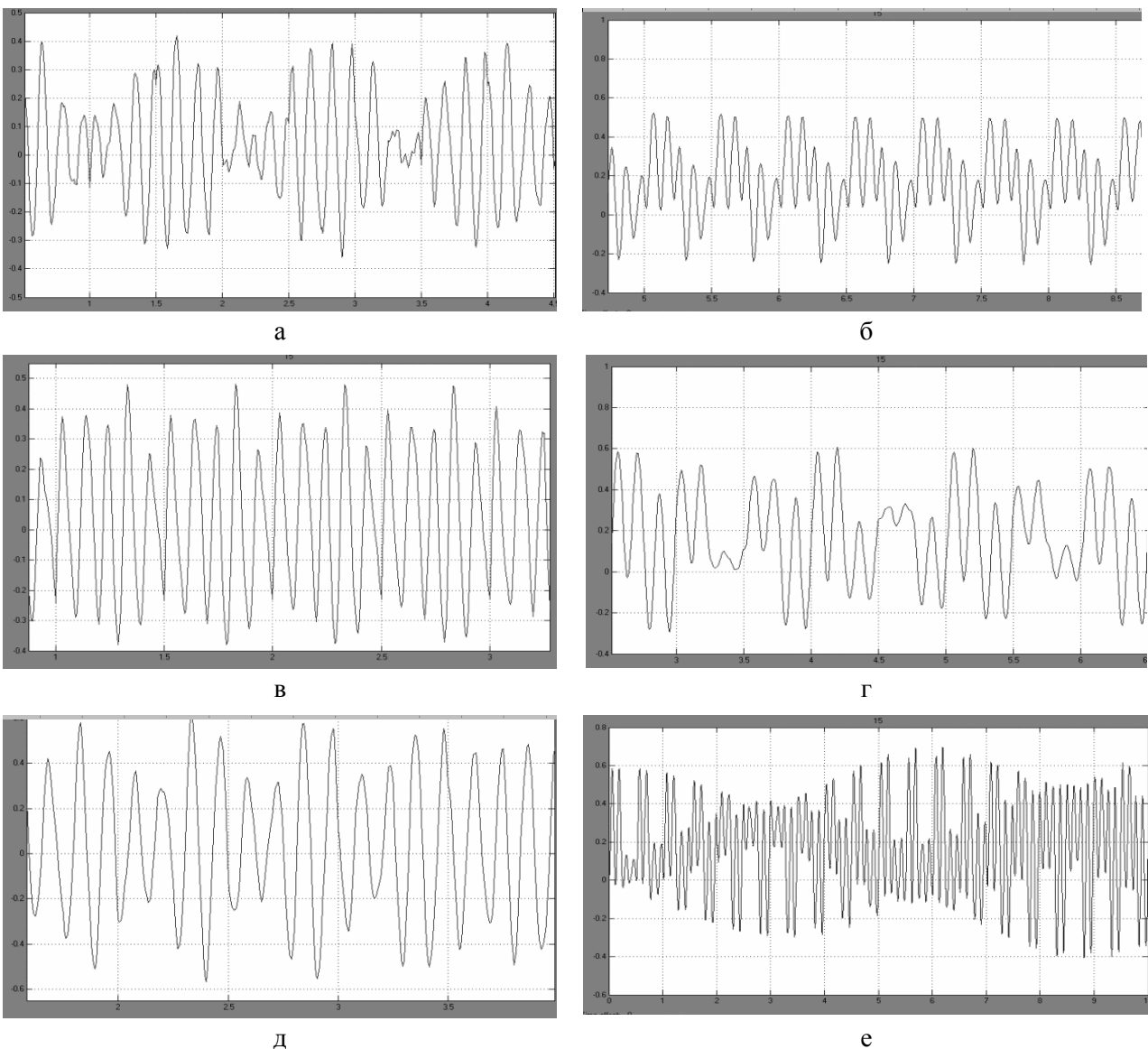


Рис. 3. Сила різання та викликані нею коливання в замкненій пружній системі верстата

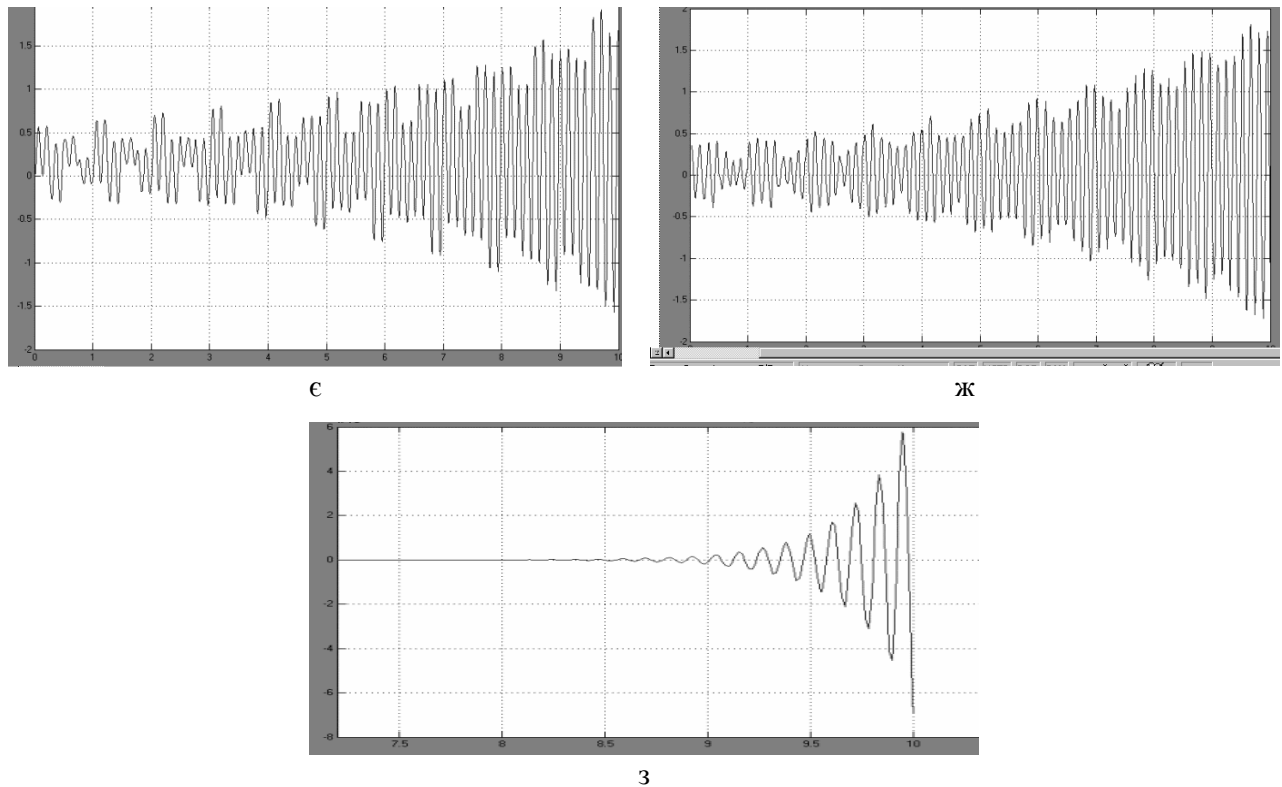


Рис. 3. Сила різання та викликані нею коливання в замкненій пружній системі верстата (продовження)

Подача 1,81 мм/об, є максимально допустимою при заданій заздалегідь швидкості різання 80 м/хв. Внаслідок подальшого підвищення подачі до 1,85, при якій сила різання збільшується до 1080 Н, пружна система зберігає сталість, проте у ній генеруються додаткові коливання на одній із власних частот системи та зростає нерівномірність сумарного вихідного коливання. Високочастотні складові у спектрі вихідного сигналу свідчать, що система наближається до межі сталості.

При осьовій подачі 1,95 мм/об спостерігається поступове наростання амплітуд сили різання і вібрацій верстата. Через 10 с після початку різання розмах сили різання перевищує 30 кН, а розмах амплітуди коливань у пружній системі становить 3,5 мм, система втрачає сталість (д, е).

На рис. 3, є показана реакція динамічної системи на подачу 2,2 мм/об, – амплітуда коливань верстата швидко зростає: через 10 с від початку різання розмах коливань перевищує 12 мм.

Отже, поєднуючи результати теоретичного моделювання перехідного процесу різання черв'ячною фрезою та експериментального аналізу динамічної верстата, використовуючи сучасні програмні засоби можна досліджувати коливання у замкненій пружній системі зубофрезерного верстата та визначати умови його сталої роботи.

1. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 360 с. 2. Каминская В.В. Расчет колебаний несущих систем станков, находящихся под действием импульсных возмущений // Станки и инструмент. – 1966. – №12. – С. 1–8. 3. Грицай І.Є. Моделювання спектру гармонічних складових сили різання у процесах зубофрезерування в умовах обкочування // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні й приладобудуванні. – 2000. – № 412. – С. 18–32. 4. Грицай І.Є. Динаміка двохперехідного нарізання зубчастих коліс черв'ячними фрезами в автоматичному циклі // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Укр. міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: Вид-во Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2000. – Вип. 35. – С. 47–54. 5. Грицай І.Є. Динамічна модель пружної системи різання // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2001. – №. 434. – С. 39–52. 6. Грицай І.Є. Вплив деформаційно-теплових процесів на виникнення та підтримання автоколивань під час різання // Вісн. Житомир. інженерно-технологічного ін-ту. – 2001. – № 19. – С. 40–44. 7. Грицай І.Є. Исследование закономерностей изменения сечений срезов при нарезании зубчатых колес червячными фрезами // Авто-

матизация производственных процессов: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – Львов: Изд-во ЛПИ. – 1990. – Вып. 29. – С. 40–45. 8. Грень Я.М. Грицай І.С., Равська Н.С. Експрес – аналіз динаміки еквівалентної пружної системи зубофрезерного верстата // Вісн. Житомир. інженерно-технологічного ін-ту. – 2001. – С. 120–128.

УДК 629.113-592

В.А. Дем'янюк

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра автомобілебудування

АНАЛІЗ ГАЛЬМУВАННЯ АВТОБУСІВ ТА СИНТЕЗ ЇХ ГАЛЬМОВИХ КЕРУВАНЬ

© Дем'янюк В.А., 2004

Запропоновано методику комплексного аналізу процесу гальмування автобусів та синтезу їх гальмівних керувань, в якій використовується удосконалений метод векторної оптимізації і на підставі якої розв'язана низка практичних задач.

The offered methods of the complex analysis of the process of the braking bus and syntheses their brake systems, in which is used advanced method to vector optimization and on the grounds of which is solved row of the practical problems.

Підвищення активної безпеки автобусів за рахунок оптимізації їх гальмівних систем має важливе практичне значення, оскільки в остаточному результаті скероване на зменшення кількості дорожньо-транспортних подій за участю автобусів.

У науково-технічній літературі, в якій йдеться про гальмове керування автомобілів, основна увага приділена проектуванню та дослідженню окремих вузлів [1, 2] або ж питанням аналізу гальмування [3], але з використанням спрощених математичних моделей.

Ця робота виконана на базі нових математичних моделей гальмуючого автобуса, які враховують підсистеми “кермове керування”, “підвіска”, “водій”, а взаємодія коліс з дорогою в площині дороги описується неперервними функціями коефіцієнтів поздовжніх та поперечних сил, які залежать від сумарного проковзування коліс. У роботі удосконалена також методика векторної оптимізації, яка використана під час синтезу гальмівних керувань.

Метою цієї роботи є розроблення методики і проведення комплексного аналізу процесу гальмування автобусів та синтезу їх гальмівних керувань з використанням нових математичних моделей гальмуючого автобуса та удосконаленого методу векторної оптимізації.

Згідно із засадами системотехніки основні задачі аналізу системи полягають у дослідженні впливу її параметрів на функціональні характеристики та критерії ефективності системи.

До компонент вектора внутрішніх параметрів X відкритої ергатичної системи „гальмуючий автобус” віднесемо: X_K – вектор параметрів, що залежать від конструктивних особливостей системи; X_E – вектор експлуатаційних параметрів; $X_{ЗБ}$ – вектор збурень; X_B – вектор керуючих дій водія.

Для ранжування компонент векторів внутрішніх параметрів з погляду їх впливу на той чи інший зовнішній параметр (оціночний показник) використовувалися розроблені математичні моделі [4] і визначалися коефіцієнти варіації оціночних показників при зміні згаданих компонент. Після ранжування встановлено, що найсуттєвішими компонентами вектора X_K є маса автобуса M , координати a і h центра мас, сумарний гальмівний момент ΣM_G , коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями автобуса β , вектора X_E – швидкість V та коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою ϕ , а вектора $X_{ЗБ}$ – коефіцієнти нерівності гальмівних моментів на лівих $K_{Г1}$ та правих $K_{Г2}$ колесах окремо передньої та задньої осей.