

УДК 621.923

DOI: 10.20998/2079-004X.2024.2(10).12

*МИРОНЕНКО Є.В., МИРАНЦОВ С.Л., МИРОНЕНКО О.Є.***ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ ЗБІРНИХ РІЗЦІВ ДЛЯ ПОПЕРЕЧНОГО ТОЧІННЯ НА ВАЖКИХ ВЕРСТАТАХ**

В статті наведені дослідження збірних прорізних різців для важких токарних і карусельних верстатів, які призначені для прорізання глибоких пазів шириною від 32 до 40 мм у деталях типу тіл обертання. У якості методів досліджень використовувалося імітаційне моделювання тривимірного напружено-деформованого стану збірних конструкцій різців, імітаційне моделювання динамічної поведінки інструментів: гармонійний аналіз (аналіз власних частот); перехідний процес навантаження різальної пластини під час врізання інструменту в деталь (реакція на східчає навантаження); реакція конструкції на гармонійне навантаження. У якості дослідного інструментарію використаний метод скінчених елементів. В процесі досліджень виконаний порівняльний аналіз конструкцій збірних різців з точки зору міцності різальної пластини інструменту та жорсткості її закріплення в корпусі інструмента. Проаналізований вплив способу базування різальної пластини в корпусі інструменту, її конструктивних параметрів та конструктивних параметрів елементів вузлу закріплення. Запропоновано конструктивне вдосконалення вузлу механічного закріплення.

Ключові слова: важкі токарні верстати, збірні прорізні різці, різальна пластина, вузол механічного закріплення, імітаційне моделювання, напружено-деформований стан, нормальні напруження, частотний аналіз, гармонійний аналіз, форма коливань, власна частота, вдосконалення конструкції.

MIRONENKO E.V., MYRANTSOV S.L., MIRONENKO O.E.**RESEARCH AND IMPROVEMENT OF PREFABRICATED SLOTTING CUTTERS FOR CROSS TURNING ON HEAVY LATHES**

The article presents studies of prefabricated slotting cutters for heavy lathes and rotary machines designed for cutting deep grooves with a width of 32 to 40 mm in parts such as rotating bodies. The research methods used were simulation modeling of the three-dimensional stress-strain state of prefabricated cutter structures, simulation modeling of the dynamic behavior of tools: harmonic analysis (analysis of natural frequencies); transient process of loading the cutting plate when cutting the tool into a part (reaction to a step load); response of a structure to a harmonic load. The finite element method was used as an experimental tool. In the process of research, a comparative analysis of the designs of prefabricated cutters was carried out in terms of the strength of the tool cutting plate and the rigidity of its fastening in the tool body. The influence of the method of basing the cutting insert in the tool body, design parameters and design parameters of the elements of the fastening unit are analyzed. A constructive improvement of the mechanical fastening unit has been proposed.

Keywords: heavy lathes, prefabricated slotting tools, cutting plate, mechanical fastening unit, simulation modeling, stress-strain state, normal stresses, frequency analysis, harmonic analysis, vibration shape, natural frequency, design improvement.

Вступ. На важких токарних верстатах виконуються найрізноманітніші операції. Близько 94% (рис. 1) становлять операції, що виконуються різцями, при цьому прорізання кановок та підрізання тоців в середньому становить близько 13% [1]. Прорізання канавок відноситься до найбільш малопродуктивних токарних операцій, оскільки представляє собою невільне різання, яке характеризується ускладненим відводом стружки та великими навантаженнями на різальну частину та часто інтерсивними регенеративними коливаннями, що веде до частих відмов інструменту [2].

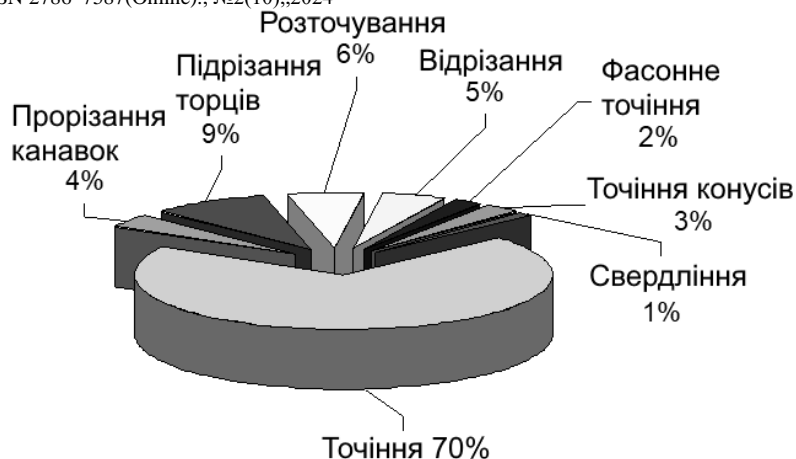


Рис. 1 – Різновиди операцій, які виконуються на важких токарних верстатах різцями

В наступний час для операцій поперечного точіння використовуються велика різноманітність конструкцій збірних різців, що мають свої переваги та недоліки. Це робить актуальними дослідження властивостей й характеристик збірних конструкцій прорізнних різців з метою їх подальшого вдосконалення для підвищення продуктивності операцій поперечного точіння на важких верстатах.

Мета дослідження. Основна мета роботи, яка полягає у підвищенні ефективності збірних прорізнних різців для важких верстатів, досягається за рахунок вдосконалення збірних конструкцій інструменту на підставі результатів порівняльного аналізу напружено деформованого стану й динамічних характеристик збірної конструкції.

© Є.В.Мироненко, С.Л.Миранцов, О.Є.Мироненко, 2024

Для порівняльного аналізу були проведені аналітичні дослідження та імітаційне моделювання величини та характеру розподілу напружень в збірних конструкціях прорізнних різців, що виникають в інструменті під дією сил різання, а також дослідження їх динамічної поведінки при перехідних процесах навантаження та гармонійного навантаження.

Основна ідея проведених досліджень полягає у тому, що за рахунок вдосконалення збірних конструкцій інструментів, яке полягає у зміні конструктивних параметрів різальних пластин та елементів вузлу механічного закріплення, досягається підвищення жорсткості закріплення пластини та зменшення величини напружень, що дозволить інтенсифікувати режими різання та в кінцевому рахунку підвищити ефективність їх використання.

Основна частина.

В роботі досліджуються збірні конструкції прорізнного різця, яка призначена для прорізання пазів шириною $b = (32 \dots 40)$ мм у деталях типу тіл обертання на важких токарних та карусельних верстатах. Різець (конструкція 1) складається з корпусу (рис. 2), різальної та опорної пластин та елементів вузлу механічного закріплення (гвинт, прихоплювач). Подібні конструкції є найбільш поширені для виконання технологічних операцій прорізання та підрізання торців.

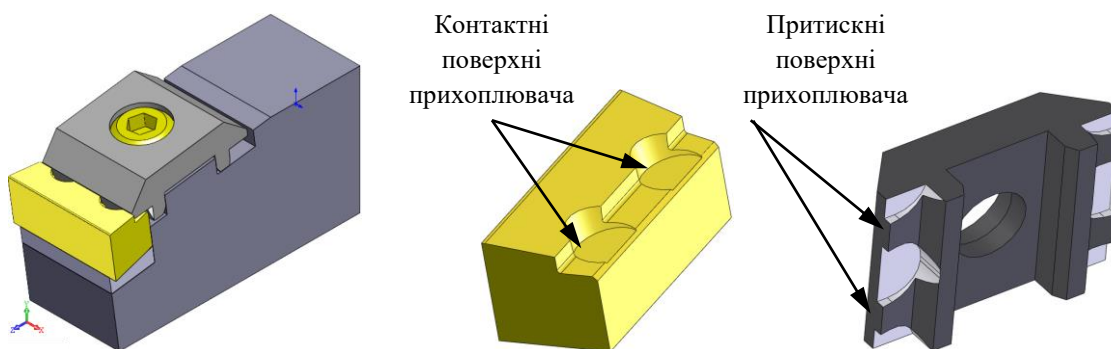
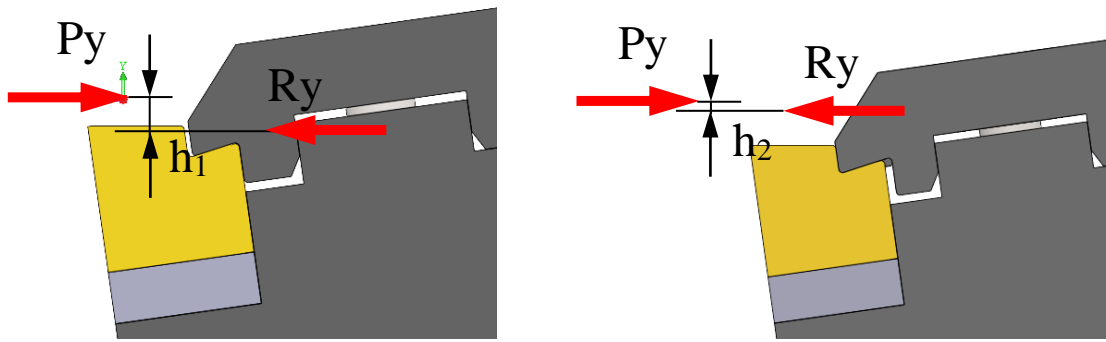


Рис. 2 – Конструктивні елементи збірної прорізнної конструкції

До недоліків подібних збірних конструкцій можна віднести недостатню надійне закріплення різальної пластини від бокових переміщень (може виникати при не рівномірному зношуванні допоміжних різальних лез або при виконанні підрізання торця), недостатню жорсткість закріплення пластини в корпусі інструмента із-за відносно невеликої площі притискних поверхонь прихоплювача.

Також базування різальної пластини може виконуватися по схемі «з нижнім упором» (рис. 3а) та «верхнім упором» (рис. 3б).



а) схема базування з «нижнім упором»; б) схема базування з «верхнім упором»

Рис. 3 – Схеми базування різальних пластин в корпусі збірного прорізного різця

Аналіз представлених на рисунку 2 способів базування різальної пластини в корпусі інструмента дозволяє висунути гіпотезу про їх вплив на напружено-деформований стан елементів різця. При вставленні різальної пластини за схемою «нижній упор» в наслідок того, що лінія дії реакції опори з боку прихоплювача R_y розташована нижче лінії дії складової сили різання P_y , виникає пара сил $P_y - R_y$ з плечем h_1 , яка є додатковим навантаженням на різальну пластину й вузол закріплення. При встановленні різальної пластини по схемі «з верхнім упором» ефект від дії пари сили $P_y - R_y$ можна зменшити за рахунок того, що $h_2 < h_1$. Висунута гіпотеза перевірятиметься в процесі досліджень.

Для усунення наведених недоліків запропонована вдоскоалена конструкція різальної пластини, яка базується по схемі «з верхнім упором» та прихоплювача з фіксатором від кокових переміщень (рис. 4).

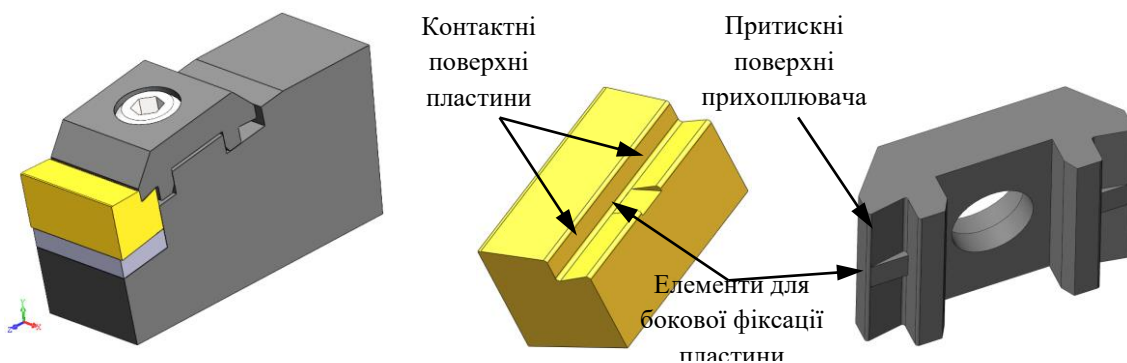


Рис. 4 – Конструктивні особливості вдосконаленої конструкції

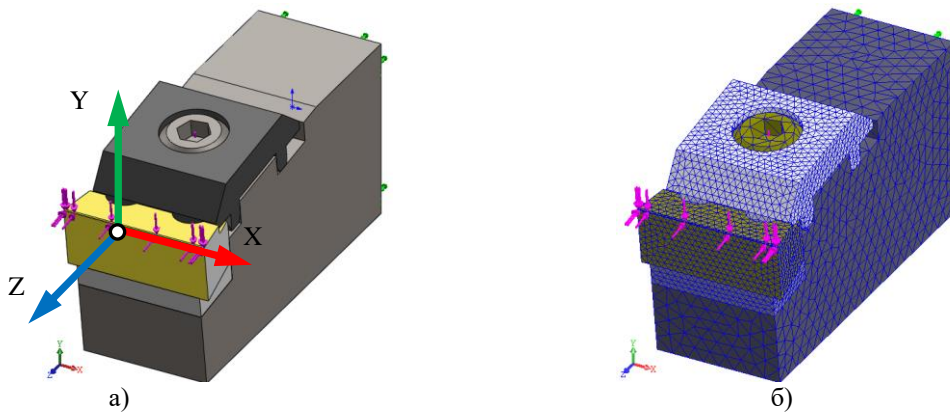
Методи досліджень. У якості методів досліджень використовувалося імітаційне моделювання тривимірного напружено-деформованого стану збірних конструкцій різців, імітаційне моделювання динамічної поведінки інструментів: гармонійний аналіз (аналіз власних частот); перехідний процес навантаження різальної пластини під час врізання інструменту в деталь (реакція на східчасте навантаження); реакція конструкції на гармонійне навантаження. У якості дослідного інструментарію використаний метод скінчених елементів, реалізований програмним пакетом Simulation.

Умови проведення досліджень. Для досліджень використовувались 3D моделі інструментів, розміри та властивості яких відповідають реальним об'єктам. Матеріали різальної та опорної пластин – Т5К10, корпусу інструмента та елементів механічного закріплення – Сталь 40Х. Навантаження визначались за нормативами режимів різання для важких токарних верстатів для двох операцій (табл. 1)

Таблиця 1 – Параметри режиму різання

№	Найменування операції	t , мм	S , мм/об	V , м/хв	n , хв ⁻¹	P_z, P_y, P_x , Н	$M_{кр}$, Нм	N_E , кВт
1	Прорізання канавки $b=32$ мм	32	0,28	32	20	17510; 8760; 0	4378	9,0
2	Підрізання торця	10	0,28	32	20	7580; 3880; 1520	1858	3,8

Розрахункові схеми інструментів для моделювання напружено-деформованого стану збірних прорізних різців та проведення аналітичних досліджень й порівняльного аналізу результатів наведені на рисунку 4.



а) – загальна розрахункова схема інструменту; б) – сформована сітка скінчених елементів

Рис. 5 – Розрахункова схема збірної конструкції прорізного різця для важких верстатів

У якості граничних умов при моделюванні були прийняті наступні умови та обмеження:

- у якості системи координат, в якій визначалися переміщення і напруження, використовувалася прямокутна система;
- торець корпусу інструменту зафіксований без переміщень по всім координатним напрямкам;
- між поверхнями, що торкаються друг друга та взаємодіють між собою під навантаженнями, має місце контакт з тертям, тобто поверхні можуть переміщуватися одна відносно іншої, та між ними може виникати зазор;
- взаємного проникнення одного елемента конструкції в інший під навантаженням не виникає, розглядається лише пружне деформування;
- пластичне деформування елементів збірної конструкції інструменту розглядається як руйнування конструктивного елемента;
- сітка скінчених елементів – не рівномірна на основі змішаної кривизни (16 точок Якобіана), розмір елементів (1,75 ... 4,45) мм;

кількість скінчених елементів – 47726, кількість вузлів – 72790;

Порівняльний аналіз напружено-деформованого стану інструментів виконувався по характеру розподілу, величині нормальних й еквівалентних напружень, які виникають під дією складових сили різання, аналіз динамічних характеристик – по максимальних величинах амплітуд переміщень різальної пластини.

В результаті порівняльного аналізу напружено-деформованого стану інструментів було встановлено, що запропоновані зміни конструкції (конструкція 2, рис. 4) різальної пластини та елементів вузлу механічного закріплення зменшують розтягувальні нормальні напруження на передній різальній пластині, що свідчить про відносне підвищення міцності різальної пластини у порівнянні з конструкцією 1 (рис. 2). В якості прикладу на рисунку 6а представлений розподіл нормальних розтягувальних напружень σ_z на передній поверхні різальної пластини у січній площині, що проходить по середині пластині, паралельно бічній поверхні корпусу інструмента для операції прорізання канавки. Також встановлений вплив способу базування різальної пластини за схемами «нижній упор» та «верхній упор» на характер розподілу нормальних розтягувальних напружень на передній поверхні різальної пластини (рис. 6б).

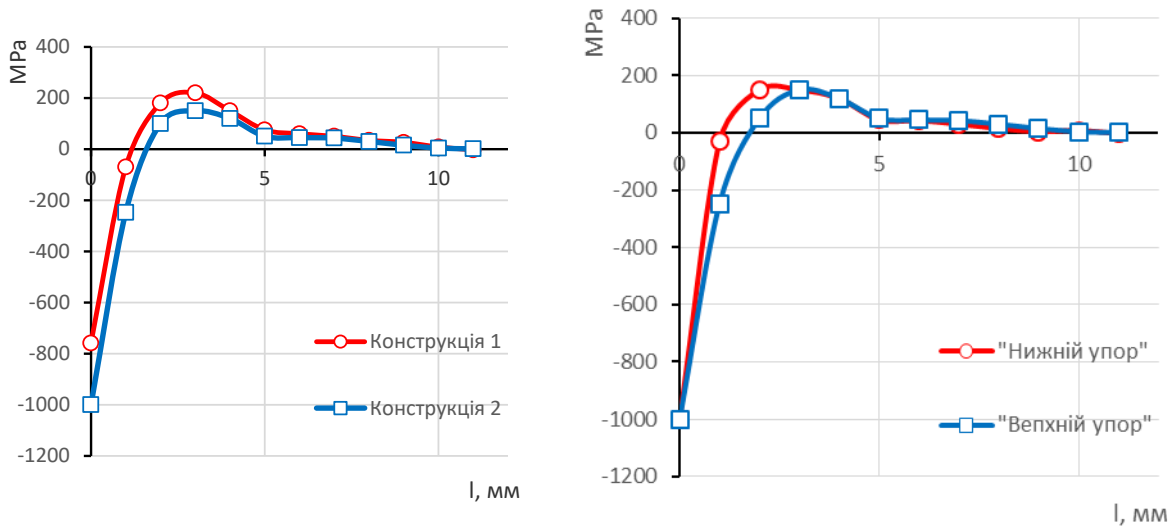


Рис. 6 – Розподіл нормальних розтягувальних напружень σ_z на передній поверхні різальної пластини

При використанні схеми «верхній упор» зона дії максимальних розтягувальних нормальних напружень σ_z , зміщується далі від різальної кромки, що також забезпечує відносне підвищення міцності різальної пластини.

Модальний аналіз інструментів. Основна мета модального аналізу – визначення власних (резонансних) частот коливань збірної конструкції та власних форм коливань. Власні частоти збірної конструкції прямо пропорційні жорсткості конструкції, що досліджується, тому порівняння власних частот різних конструкцій інструменту дозволяє робити висновок про те, яка конструкція інструменту має більш велику жорсткість. Крім того результати модального аналізу необхідні для малювання перехідних процесів та гармонійного аналізу.

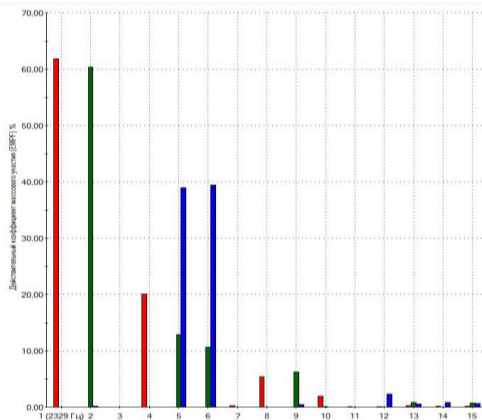


Рис. 7 – Дійсний коефіцієнт масової участі EMPF

При моделюванні була проведена серія із 10 дослідів (збільшувалася кількість власних форм, що визначаються) та визначено, що достовірним є результат моделювання, який полягає у тому, що для збірних конструкцій інструментів, що досліджується, частотний діапазон коливань складається з 45 власних частот и форм коливання. Для цієї кількості частот значення дійсного коефіцієнту масової участі EMPF (визначається сумою коефіцієнтів по всім режимам) та результуючого коефіцієнту масової участі SEMPF, які характеризують достатність кількості визначених частот і форм, перевищують 85%. Однак аналіз визначеного частотного діапазону дозволяє зробити висновок, що із всього діапазону найбільшу вагомість мають перші 6 режимів коливань в напрямках координатних осей, які відповідають частотному діапазону 2,0 - 14,0 кГц (рис. 7).

Порівняння власних частот інструментів 1 форми коливань показало відносне збільшення власної частоти коливань запропонованої конструкції від 2,3 до 2,5 кГц, що свідчить підвищення жорсткості вузлу закріплення різальної пластини.

Гармонійний аналіз. Метою гармонійного аналізу є визначення реакції збірної конструкції інструмента на дію сил, які змінюються у часі за гармонійним законом. У якості реакції аналізується амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) збірної конструкції з певними конструктивними особливостями.

Гармоній аналіз, на відміну від модального аналізу, дозволяє одержати АЧХ інструменту, що досліджується, під навантаженням та відповідно оцінити по величинам амплітуд та частот коливань жорсткісні параметри певного конструктивного варіанту.

У даному дослідженні використовуються параметрами і умови як для модального аналізу та додатково різальна пластинка навантажувалася силами різання, як при статичному аналізі напружень і деформацій, а також задавалися параметри демпфірування конструкції ($[C] = 0,019[M] + 0,039[K]$, де M – матриця мас конструкції,

K – матриця жорсткості конструкції). Якість та достовірність результатів, як і при модальному аналізі, контролювалася за допомогою CEMPF по напрямкам осей координат.

Результати гармонійного аналізу в вигляді АЧХ коливань інструменту, що досліджується, у координатах «X», «Y». Точка у якій спостерігалися коливання була розташована на середині передньої поверхні різальної пластини. Результати моделювання АЧХ інструментів наведені на рисунках 8, 9.

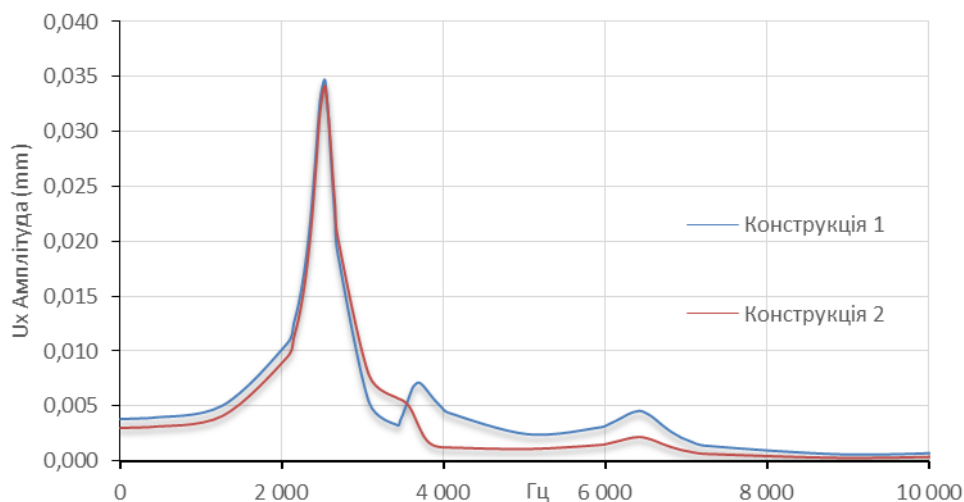


Рис. 8 - АЧХ коливань різальної пластини збірних прорізних різців у напрямі «X»

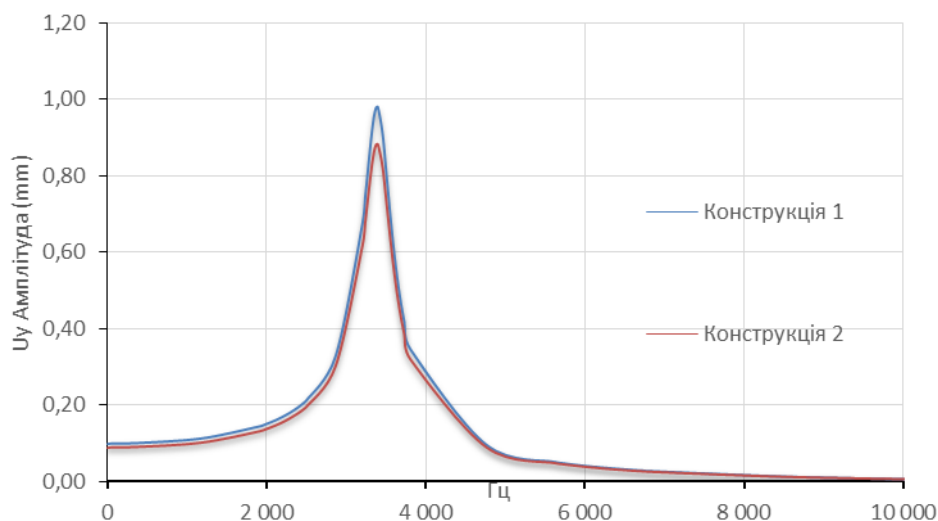


Рис. 9 - АЧХ коливань різальної пластини збірних прорізних різців у напрямі «Y»

Як видно з наведених на рисунках АЧХ коливань різальної пластини інструментів, що досліджуються, запропонована конструкція з вдосконаленим вузлом закріплення різальної пластини характеризується меншими амплітудами коливань, але це зменшення не є кардинальним. В цілому можна зробити висновок, як і за результатами модального аналізу, про збільшення жорсткості вузлу закріплення різальної пластини у вдосконаленого вузлу закріплення.

Аналіз перехідних процесів, які виникають при швидкому навантаженні інструмента (наприклад, як при врізанні в деталь) не виявив суттєвих відмінностей у динамічних характеристиках інструментів, що досліджувались, перехідні характеристики мають ідентичний вигляд з не дуже великими розбіжностями максимального значення амплітуд та часу перехідного процесу.

Висновки. В результаті проведених досліджень встановлено, що конструкція вузлу механічного закріплення різальної пластини впливає на величину та характер розподілення напружень, а розташування упорних поверхонь прихоплювача, які сприймають навантаження від складової сили різання R_y , розташовані за схемою «верхній упор», зменшують додаткове навантаження на різальну пластину інструменту від пари сил $R_y - R_y$ та підвищують міцність різальної частини інструменту.

Збільшення площі контакту притискних поверхонь прихоплювача з притисною поверхнею різальної пластини призводить до зменшення нормальних напружень розтягу та підвищує надійність закріплення різальної пластини в корпусі інструмента.

Результати досліджень динамічних характеристик прорізних різців свідчать про збільшення частот власних коливань з одночасним зменшенням амплітуд коливань збірних прорізних різців з модифікованим вузлом закріплення різальної пластини, що свідчить про більш високу жорсткість та надійність закріплення.

Наведені у роботі конструктивні рішення для різальної пластини, прихоплювача та вузлу механічного закріплення рекомендуються до застосування при проектуванні нових конструкцій збірних різців для поперечного точіння на важких верстатах.

Список літератури

1. Теория проектирования инструмента и его информационное обеспечение: маркетинг, квалиметрия, надежность и оптимизация. /Г.Л. Хаеа, В.С. Гузенко, Л.Г. Хаеа, Е.В. Мироненко.: Под общ. Ред. Г.Л. Хаеа.- Краматорск: ДГМА, 1994.-370 с.
2. Мироненко С.В. Сучасний стан лезової обробки блочно-модульним інструментом на важких верстатах із ЧПК / С. В. Мироненко, В. Д. Ковальов, Я. В. Васильченко, Г. П. Клименко, С. Л. Миранцов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Технології в машинобудуванні = Вестник Национального технического университета «ХПИ». Серия: Технологии в машиностроении: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків: НТУ «ХПІ», 2023– № 2(8). – С. 17 – 29.–ISSN 2079-004X.
3. O. C. Zienkiewicz. The Finite Element Method in Engineering sciens. McGraw-Hill. London, 1971. – 539 p.
4. Pramote Dechaumphai, Sedthawat Sucharipwatskul. Finite Element Analysis with Solidworks Simulation. – Alpha Science International, 2019. – 288 p. – ISBN 978-1-78332-480-4.

References (transliterated):

1. Teoriya proyektirovaniya i instrument yego informatsionnogo obespecheniya: marketing, kvalimetriya, nadezhnost' i optimizatsiya. /G.L. Khayet, V.S. Guzenko, L.G. Khayet, Ye.V. Mironenko.: Pod obshch. red. G.L. Khayeta.- Kramatorsk: DGMA, 1994.-370 s.
2. Mironenko E.V. Suchasniy stanok lezovoy obrabotki blochno-modul'nym instrumentom na vazhnykh verstatakh iz CHPK / E. V. Mironenko, V. D. Kovalov, YA. V. Vasil'chenko, G. P. Klimenko, S. L. Mirantsov // Visnik Natsional'nogo tekhnicheskogo universiteta «KHPI». Seriya: Tekhnologii v mashinostroyenii = Vestnik tekhnicheskogo universiteta «KHPI». Seriya: Tekhnologii v mashinostroyenii: zb. nauk. pr. / Nats. tekhn. un-t «Khar'kov. politekhn. in-t». – Khar'kov: NTU «KHPI», 2023– № 2(8). – S. 17 – 29.–ISSN 2079-004X.
3. O. C. Zienkiewicz. The Finite Element Method in Engineering sciens. McGraw-Hill. London, 1971. – 539 p.
4. Pramote Dechaumphai, Sedthawat Sucharipwatskul. Finite Element Analysis with Solidworks Simulation. – Alpha Science International, 2019. – 288 p. – ISBN 978-1-78332-480-4.

Поступила (received) 14.09.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Мироненко Євген Васильович (Mironenko Evgeny Vasilyevich) – декан, доктор технічних наук, професор кафедри комп'ютеризовані мехатронні системи, інструмент і технології, Донбаська державна машинобудівна академія, м. Краматорськ, тел.: (050)-604-4967; e-mail: evgeny.mironenko@dgma.donetsk.ua;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5440-2900>

Миранцов Сергій Леонідович (Myrantsov Serhiy) – кандидат технічних наук, доцент кафедри комп'ютеризовані мехатронні системи, інструмент і технології, Донбаська державна машинобудівна академія, м. Краматорськ, тел.: (050)-130-9661; e-mail: mirantsov@gmail.com;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1085-3467>

Мироненко Олег Євгенович (Mironenko Oleh) аспірант кафедри комп'ютеризованих мехатронних систем, інструментів і технологій Донбаської державної машинобудівної академії, м. Краматорськ, Україна; ORCID: [0009-0002-6626-5629](https://orcid.org/0009-0002-6626-5629), [тел.](https://orcid.org/0009-0002-6626-5629) 0501028428, e-mail: om7251975@gmail.com