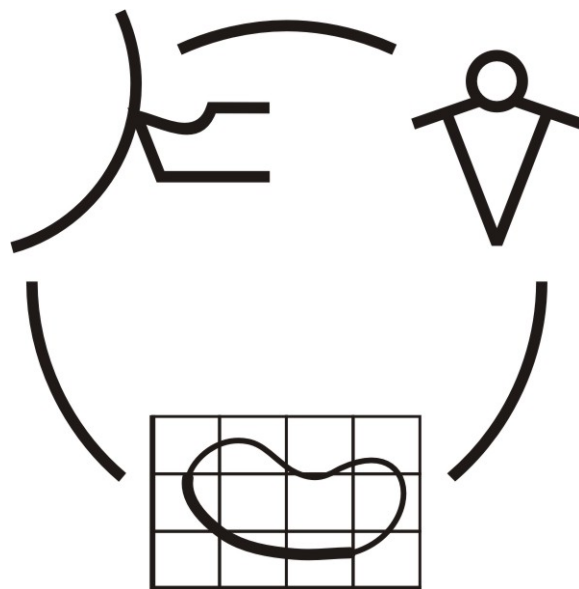


Міністерство освіти і науки України  
Донбаська державна машинобудівна академія

# НАДІЙНІСТЬ ІНСТРУМЕНТУ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ

*Збірник наукових праць*  
Випуск 22



КРАМАТОРСЬК 2007

**УДК 621.9: 658.3: 658.5: 519.8**

**Рекомендовано до видання Вченою радою  
Донбаської державної машинобудівної академії**

Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ, вип. №22, 2007. – 238 с.

Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сборник научных трудов. – Краматорск, вып. №22, 2007. – 238 с.

ISBN 978-966-379-216-3

**Редакційна рада:**

Равська Н.С.	д.т.н., професор НТУ “КП”, відповідальний редактор
Гузенко В.С.	к.т.н., доцент ДДМА, заступник відповідального редактора
Верещака А.С.	д.т.н., професор МДТУ “Станкін”
Грабченко А.І.	д.т.н., професор НТУ “ХП”
Заблоцкий В.К.	д.т.н., професор ДДМА
Клименко Г.П.	д.т.н., професор ДДМА
Ковалевський С.В.	д.т.н., професор ДДМА
Ковальов В.Д.	д.т.н., професор ДДМА
Кузнецов Ю.М.	д.т.н., професор НТУ “КП”
Матюха П.Г.	д.т.н., професор ДНТУ
Мироненко Є.В.	д.т.н., професор ДДМА
Михайлов О.М.	д.т.н., професор ДНТУ
Струтинський В.Б.	д.т.н., професор НТУ “КП”
Рогов В.О.	д.т.н., професор РУДН
Тарасов О.Ф.	д.т.н., професор ДДМА
Федорінов В.А.	к.т.н., професор ДДМА

Адреса редакційної ради: 84313, Україна, м. Краматорськ, вул. Шкадінова 72, Донбаська державна машинобудівна академія, кафедра "Металорізальні верстати та інструменти" тел.( 0626) 41-47-82, E-mail: msi@digma.donetsk.ua

ISBN 978-966-379-216-3

© Донбаська державна машинобудівна академія 2007

*На здобуття Державної премії України  
в галузі науки і техніки за 2008 рік*

**Володимиров А.Ю., Антонюк В.С., Білоусов В.М., Волкогон В.М.,  
Волошин О.І., Григоращенко В. М., Ковальов В.Д., Кориткін В.І.,  
Муковоз Ю.О., Палашек О.Г.**

ДДМА, ВАТ «КЗВВ», ВАТ «НКМЗ», м. Краматорськ,  
НТУУ «КПІ», ІСМ ім. Бакуля НАНУ,  
ІПМ ім. І.М. Францевича НАНУ, м. Київ, Україна

## **РОЗРОБКА, СТВОРЕННЯ, ОСВОЄННЯ СЕРІЙНОГО ВИРОБНИЦТВА ТА ВПРОВАДЖЕННЯ ГАМИ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ КОНКУРЕНТОСПРОМОЖНИХ ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ НОВОГО ПОКОЛІННЯ**

Виробництво важкого металургійного, енергетичного, транспортного обладнання є основою машинобудування України та важливою складовою частиною її експорту. Можливість виготовлення важких машин, конкурентоспроможних на світовому ринку, забезпечується оснащенням машинобудівних підприємств сучасним верстатним обладнанням.

Основна група верстатного парку машинобудівних підприємств України – це токарні верстати. На важких токарних верстатах з числовим програмним керуванням проводиться обробка більшості деталей, які входять до складу сучасних важких машин. Це прокатні валки, ротори турбін, колісні пари залізничного та гірничого транспорту, корабельні гребні вали та багато іншого.

Після набуття Україною незалежності об'єм випуску, наприклад, прокатного обладнання не тільки не скоротився, але в останні роки стійко зростає.

З розвитком промисловості посилюються вимоги до машин, підвищується точність їхнього виготовлення, застосовуються нові марки матеріалів, які дають можливість досягнення нового рівня експлуатаційних характеристик.

Різноманітні сучасні верстати для переоснащення машинобудівних підприємств України закуповуються в провідних верстатобудівних країнах. Але важкі токарні верстати, які не тільки не поступаються кращим світовим аналогам, але й перевершують їх, зараз серійно виготовляються на Україні на відкритому акціонерному товаристві "Краматорський завод важкого верстатобудування" (ВАТ КЗВВ) як для машинобудівних підприємств України, так і для експорту за кордон. Шістдесят вісім років найбагатшого досвіду, підкріплені реконструкцією й організацією нових виробництв, а також корінним удосконаленням існуючих, зробили підприємство конкурентоспроможним на світовому ринку. Якість

виконання замовлень будь-якої складності гарантується високою кваліфікацією робітників і інженерів колективу підприємства, передовими науковими розробками.

ВАТ КЗВВ є одним з найбільших у світі розробником і виробником важких і унікальних верстатів для обробки деталей обертання діаметром до 6000 мм і масою до 250 тонн (типові деталі, що обробляються на важких токарних верстатах представлені на рис. 1). Значна частка його продукції - токарні верстати, що працюють із сучасними системами числового програмного керування. Крім важких токарних, лоботокарних, глибокорозточувальних і колесотокарних верстатів продукція ВАТ КЗВВ включає верстати для обробки торців труб великого діаметру, вальцешліфувальні, безцентровотокарні, сферотокарні, верстати для обробки великогабаритних колінчатих валів, верстати для наплавлення зношених прокатних валків, колесофрезерні верстати для обробки коліс залізничних локомотивів без демонтажу, токарно-накатні верстати для обробки осей залізничного транспорту, автоматичні лінії для обробки вагонних осей, алюмінієвих злитків, графітованих стрижнів, муфт обсадних труб і інше устаткування. Географія поставок охоплює більше 40 країн світу.

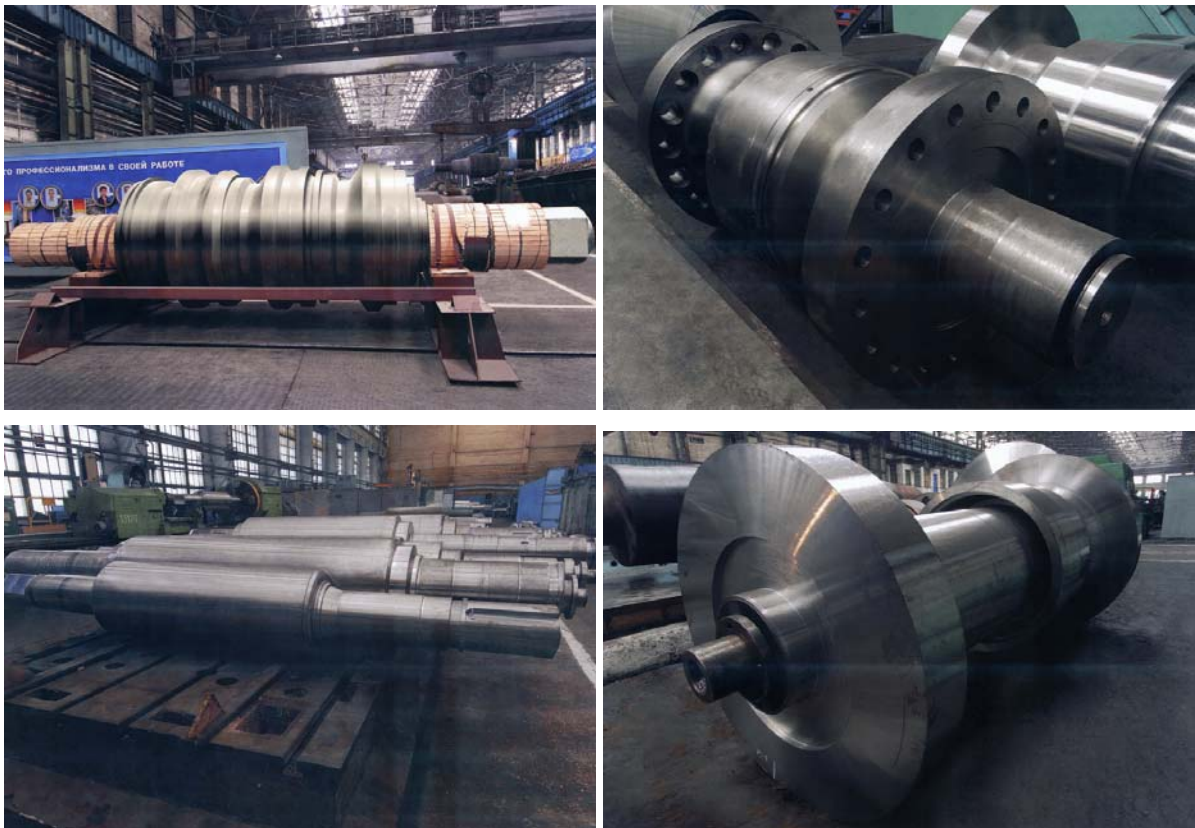


Рисунок 1 – Типові деталі, що обробляються на важких токарних верстатах

Виробництво важких токарних верстатів на ВАТ КЗВВ почалося в 1951 році. Тоді в гаму верстатів першого покоління входило 5 моделей

верстатів: 1660, 1670,1680,1683 і 1683. Це були верстати з ручним керуванням. Вони мали головний привод на постійному струмі з машинним перетворювачем, шпинделі на підшипниках ковзання, чавунні станини без загартування. За 16 років (з 1951 по 1967 рік) виготовлено 420 верстатів першого покоління.

В 1961 році була створена нова гама важких токарських верстатів другого покоління. У нову гаму входило 17 моделей верстатів:

- 6 основних моделей (1A660, 1A665, 1A670, 1A675, 1A680 і 1A685),
- 6 полегшених моделей (1A661, 1A666, 1A671, 1A676, 1A681 і 1A686),
- 5 легких моделей (1A667, 1A672, 1A677, 1A682 і 1A687).

Конструктивні особливості гами верстатів другого покоління: підвищена твердість базових корпусних деталей, дворядні регульовані високоточні роликові підшипники на шпинделях, надійна система затискача виробу за допомогою кулаків із черв'ячним підсилювачем, електрокопіювальна система на електромагнітних муфтах, датчики осьових зусиль на задніх бабках.

За 26 років (з 1962 по 1988 рік) виготовлено біля півтори тисячі токарних верстатів другого покоління.

З 1988 року завод почав випускати верстати третього покоління - 1M660, 1M665, 1M670, 1M675. Ці верстати мають: загартовані та шліфовані напрямні станин і супортів, тиристорні перетворювачі на головних приводах і приводах подач, самохідні супорти, телескопічний захист напрямних, позиційну систему числового програмного керування. Крім перерахованих вище вдосконалень верстати моделі 1M670 і 1M675 мають роздільні станини виробу й супортів, вони зроблені звареними, що більш технологічно, а також мають транспортер для збирання стружки.

Усього випущено більше сотні верстатів третього покоління.

Освоєння верстатів четвертого покоління (верстатів з контурною системою числового програмного керування) почалося ще в 1981 році.

На перших дослідних верстатах моделей 1A660ФЗ і 1A665ФЗ були випробувані основні вимоги, які необхідно було забезпечити для успішної роботи важких верстатів з контурною системою ЧПК: роздільні приводи на поздовжню й поперечну подачі, вибірка люфту в кінематичних ланцюгах, застосування кулькових гвинтових пар, підбір пар тертя з мінімальним значенням коефіцієнта тертя спокою, випробування систем ЧПУ, цілий ряд технологічних і організаційних питань для забезпечення необхідної точності, надійності й довговічності.

Усього за період з 1981 по 1988 рік було випущено 27 дослідних верстатів з ЧПК. Накопичений досвід дав можливість приступити до проектування нової гами важких токарних верстатів зі ЧПК - гами четвертого покоління. Ця робота почалася в 1983 р. У нову гаму увійшли верстати наступних моделей: 1K660ФЗ, 1K665ФЗ, 1K670ФЗ і 1K675ФЗ.

Усього з 1984 року заводом випущено більше 70 верстатів четвертого покоління.

Початку дослідно-конструкторських розробок важких токарних станків передувало проведення комплексу науково-технічних робіт, пов'язаних з удосконаленням конструкцій верстатів, систем їх керування, інструментального оснащення, технологій виготовлення.

У Донбаській державній машинобудівній академії (ДДМА) більш ніж 40 років проводились роботи по дослідженню та розробці нових конструкцій верстатів, підвищенню їх точності, працездатності, ефективності. При створенні верстатів нового покоління проведено ряд науково-дослідних робіт по підвищенню точності, удосконаленню конструювання верстатів, зниженню їх металоємності, оптимізації конструкції окремих вузлів, розробці нових адаптивних систем керування, розробці опорних вузлів.

Національним технічним університетом України “Київський політехнічний інститут” (НТУУ КПІ), Інститутом надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля Національної академії наук України (ІНМ НАНУ), Інститутом проблем матеріалознавства ім. І.М. Францевича Національної академії наук України (ІПМ НАНУ) проведено науково-дослідні роботи по удосконаленню технологій виготовлення прецизійних верстатних вузлів шляхом створення і використання нових інструментальних матеріалів, розробки нових технологій механічної обробки і методів зміцнення інструменту, удосконаленню інструментального забезпечення нових верстатів для обробки важкооброблюваних матеріалів.

Продовжуючи безупинно вдосконалювати верстати, в 2000 році розпочато створення верстатів нового – п'ятого покоління. Тоді почалися розробка й проектування важких токарних верстатів з ЧПК підвищеної точності моделей КЖ16274ФЗ і КЖ16275ФЗ за технічним завданням, розробленим акціонерним товариством „Новокраматорський машинобудівний завод” (АТ НКМЗ) у відповідності з яким верстати повинні знаходитись на рівні кращих світових зразків і могли б конкурувати з верстатами фірм HERKULES (Німеччина), SKODA (Чехія) та ін. Підвищення конкурентоспроможності продукції забезпечено впровадженням стандартів якості ISO 9001-2001. На ВАТ КЗВВ і АТ НКМЗ були реалізовані заходи щодо атестації виробництва за міжнародними вимогами якості.

Використовуючи накопичений багаторічний досвід, що містив у собі результати проведених 35 науково-дослідних робіт, застосувавши кращі вітчизняні й імпорتنі комплектуючі вироби (системи ЧПК, високоточні великогабаритні шпindelльні підшипники, гідрообладнання та ін.), поставлене завдання вдалося здійснити (табл.1).

Таблиця 1 – Технічні дані верстатів у порівнянні із кращими закордонними аналогами

№ п.п.	Найменування параметрів	КЖ 16274 Ф3	КЖ 16275 Ф3	P 500/600 CNC	SR3	STU 3500
1	Виробник	КЗВВ Україна	КЗВВ Україна	HERKULES Німеччина	SKODA Чехія	TORNITACCHI Італія
2	Найбільший діаметр обробки, мм: над супортом над станиною	1000 1250	1400 2000	1200	1000 1340	2100 3500
3	Найбільша довжина обробки, мм	6000	8000	6500	6000	6000
4	Найбільша маса оброблюваної деталі, кг	25000	60000	25000	25000	12000
5	Кількість плоских різцетримачів, шт	2	2	2	2	-
6	Розмір плоских різцетримачів, мм	35,70	35,70	80-80		-
7	Дискретність завдання переміщень, мкм	1	1	1	1	-
8	Кількість керованих осей координат, шт	2	2	2	2	-
9	Межі частот обертання шпинделя, об/хв	2-450	1-160	1-300	1-700	1,5-250
10	Найбільший крутний момент на шпинделі, кН·м	50	100	50	35	28
11	Потужність головного приводу, кВт	110	110	85	100	40
12	Габаритні розміри верстата, мм: довжина×ширина×висота	14872× 4880×2550	19157× 6020×3020	12000× 5200×2200		
13	Маса верстата, кг	54000	106800	58000		
14	Тип системи ЧПУ	Sinumeric 840D	Sinumeric 840D	Sinumeric 840D	Sinumeric 840D	Sinumeric 840D
15	Точність (при діаметрі обробки 1800мм): биття, мм циліндричність, мм відхилення профілю, мм якість поверхні	0,01 0,025/300 +/- 0,02 Ra0,8	0,01 0,025/300 +/- 0,02 Ra0,8	0,02 0,03/300 +/- 0,03 Ra0,8	0,02 0,03/300 +/- 0,03 Ra0,8	

Висновок. Порівняння важких токарних верстатів зі ЧПК підвищеної точності виробництва ВАТ КЗВВ показує, що вони перебувають на рівні зі кращими закордонними аналогами.

Перші верстати нового покоління були виготовлені в 2002 році та поставлені в механічні цехи АТ НКМЗ, яке є основним замовником. Це одне з найбільших машинобудівних підприємств України, що спеціалізується на випуску прокатного, металургійного, ковальсько-пресового, гірничорудного, підйомно-транспортного, спеціалізованого обладнання, поковок, відливок. Машина й устаткування заводу працюють більш ніж в 50 країнах миру, у тому числі Росії й країнах СНД, США, Франції, Румунії, Болгарії, Італії, Австрії, Бельгії, Японії, Канаді, Німеччині, Туреччині, Сирії.

За час експлуатації верстати показали себе як надійні, зручні в роботі машини, здатні з високим ступенем точності обробляти деталі по попередньо складеній програмі.

Токарні верстати підвищеної точності моделей КЖ16274Ф3 і КЖ16275Ф3 (рис. 1) мають ряд конструктивних особливостей, що відрізняють їх від верстатів подібного класу більш ранніх років випуску.

Верстати мають раціональну компоновку з базовими вузлами та елементами несучої системи, що мають конструктивні параметри, які визначені на базі багаторічного досвіду проектування, натурних експериментів, експлуатації верстатів, сучасних методів математичного моделювання, розрахунків.

Особлива увага приділялася вузлам, які визначають точність верстатів.

У шпindelних опорах передньої бабки та в обертовому центрі задньої бабки верстатів застосовані високоточні великогабаритні підшипники фірми FAG по точності й параметрам вище класу „SP” або гідростатичні підшипники, розроблені в ДДМА, що дозволяє робити обробку деталей з більш жорсткими допусками.

При цьому точність деталей, оброблених на цих верстатах вище:

- по осьовому биттю - в 3 рази,
- по радіальному биттю - в 4 рази,
- по сталості відхилень у поперечному перерізі деталей - в 2,3 рази,
- по площинності торцевої поверхні деталей - в 1,5 рази

у порівнянні з досягнутими параметрами на деталях, оброблених за допомогою верстатів-попередників.

Для переміщення по осі Z (уздовж осі обробки деталі) на вертикальних напрямних застосовані роликові опори кочення, що дає збільшення точності обробки деталей на цих верстатах в 6 разів.

Для напрямних поздовжніх і поперечних переміщень можуть застосовуватися гідростатичні опори, що дозволяє значно збільшити точність, плавність переміщень, практично ліквідувати зношування, ефективно демпфірувати вібрації. Високоточні шпindelні вузли, напрямні, підтримки планшайби й люнети з гідростатичними опорами забезпечують необхідну точність, надійність, довговічність надважких



токарних верстатів і дозволяють різко підвищити їхню вантажопідйомність.



а)



б)

Рисунок 1 – Токарні верстати підвищеної точності  
а) верстат моделі КЖ16274ФЗ; б) верстат моделі КЖ16275ФЗ

Для контролю переміщень по осях X і Z застосовані лінійки фірми HEIDENHAIN, що дозволяє збільшити точність переміщення й позиціонування не менш чим в 2 рази.

Гідросистема виконана на базі елементів фірми Rexroth, BOSCH і забезпечує підвищенні робочі тиски (до 22 МПа). Виносна гідростанція

передньої бабки й пристрій охолодження масла забезпечують високу термостабільність вузла.

Основні вузли супорта - каретка й поперечні салазки з ламелями. Для забезпечення плавності й точності переміщень горизонтальні напрямні армовані антифрикційним матеріалом - стрічкою з наповненого фторопласту, на вертикальних напрямних установлені роликові опори кочення. Каретка й поперечні салазки з ламелями мають жорстку конструкцію, що забезпечує високу точність обробки. На ламелях можлива установка інструментального модульного оснащення з ріжучими пластинами із твердого сплаву з покриттями та інструментом з надтвердих матеріалів.

Система керування верстатом Sinumeric 840D поєднує завдання числового програмного керування, програмувального контролера й завдання периферії в єдиному NCU- модулі. Варіанти процесора NCU дають можливість оптимально пристосувати систему керування й до верстата, і до завдань механічної обробки й максимально дозволяє звести до мінімуму вплив людського фактора. Розроблено додаткові адаптивні модулі для здійснення адаптивного керування процесом обробки з компенсацією пружних і температурних деформацій елементів несучої системи верстата, заготовки, для здійснення граничного й оптимального регулювання режимів роботи верстата.

Всі ці прогресивні рішення, застосовані в конструкції верстатів, дозволяють істотно підвищити продуктивність обробки деталей на 30 %.

Розробка, створення, освоєння серійного виробництва та впровадження важких токарних верстатів моделей КЖ16275Ф3 і КЖ16274Ф3 забезпечує:

- підвищення точності обробки виробів - зниження радіального і торцевого биття до 0,01 мм, досягнення некругlosti і нециліндричності в межах 0,008-0,01 мм, досягнення шорсткості поверхні до Ra 0,8.
- можливість вести обробку виробів складного профілю в автоматичному режимі, робити нарізання різьби з будь-яким кроком (у діапазоні від 0,1 до 300 мм);
- підвищення продуктивності праці в результаті високого ступеня автоматизації процесу обробки;
- зниження трудомісткості виготовлення виробів;
- можливість застосування прогресивного високопродуктивного інструменту;
- зниження витрат на виготовлення трудомісткого і дорогого оснащення для обробки деталей зі складними формами профілів поверхні;

- поширення номенклатури виготовлених виробів, зокрема, прокатних валків, і, як наслідок, збільшення частки експортованої продукції вітчизняного виробництва;
- підвищення професійної підготовки персоналу: конструкторів, технологів, програмістів, верстатників та ін.
- значно поліпшити умови праці верстатників, та досягти високого рівня техніки безпеки на підприємстві.

Якість виконання робочих органів верстата забезпечує високу точність обробки деталей: радіальне й торцеве биття до 0,01 мм, некруглість і нециліндричність у межах 0,008-0,01 мм, шорсткість поверхні Ra 0,8.

Це дозволяє значно скоротити трудомісткість виготовлення, виключити виготовлення дорогого оснащення, тим самим скоротити витрати виробництва та підвищити конкурентоспроможність продукції, що виготовляється.

На створених важких токарних верстатах зі ЧПК підвищеної точності можна виготовити найбільш великі й відповідальні деталі надпотужних турбін і генераторів, морських суден, прокатних станів і інших машин практично без обмеження розмірів, ваги й точності. Порівняння важких токарних верстатів зі ЧПК підвищеної точності виробництва ВАТ КЗВВ показує, що вони перебувають на рівні зі кращими закордонними аналогами.

Ці верстати, відрізняючись високою продуктивністю, точністю, надійністю й довговічністю, забезпечують новий якісний етап у розвитку важкого, транспортного й енергетичного машинобудування, чорної металургії й інших галузей промисловості, дозволяють звільнитися від імпорту подібного встаткування й розширити експорт важких токарних верстатів.

Тільки на АТ НКМЗ у період з 2002 по 2007 роки вже поставлено 13 важких токарних верстатів виробництва ВАТ „КЗВВ” моделей КЖ 16274ФЗ і КЖ 16275ФЗ (рис. 3) на суму 48,562 млн. гривень.

Ефективність їхньої експлуатації в умовах АТ „НКМЗ” підтверджується даними про зниження трудомісткості токарної обробки на 30%.

З розвитком металургійної галузі посилюються вимоги до валків, підвищується точність їх виготовлення, застосовуються нові марки сталей, які дозволяють домогтися високих експлуатаційних характеристик. Завдання АТ НКМЗ, як виробника валків і енергетичного устаткування - зміцнити свої позиції на світовому ринку валків за рахунок підвищення конкурентоспроможності цього виду продукції. Спосіб рішення даного завдання - широке застосування сучасного устаткування й передових

технологій. Верстати моделі КЖ16275Ф3 і КЖ16274Ф3 мають всі необхідні можливості й характеристики для виготовлення конкурентоспроможної продукції, що підтверджено їхнім успішним застосуванням протягом більше 5 років.

Використання нових верстатів виробництва ВАТ КЗВВ дозволяє щорічно збільшувати випуск прокатних валків, що поставляються металургійним підприємствам України й на експорт у багато країн світу (до 75% випуску). За рахунок введення в експлуатацію важких токарних верстатів з ЧПК виробництва ВАТ КЗВВ на АТ НКМЗ з 2002 по 2007 рік досягнуто зростання об'єму випуску валків холодного та гарячого прокату на 453,26%, при цьому прибуток підприємства зріс на 469,26%.

Розвитком верстатів нової гами є колесотокарні верстати зі ЧПК моделей 1К836Ф3 і 1836.10МФ3, що також випускаються на ВАТ „КЗВВ” для виконання токарних робіт з виготовлення нових і ремонту профілів бандажів колісних пар вагонів, тепловозів, електровозів і мотор-вагонних секцій із шириною колії 1435-1676 мм і діаметром по колу катання 700-1250 мм. Автоматизація більшості технологічних операцій і керування за допомогою системи ЧПК забезпечує високу точність і продуктивність обробки, збільшує припустиме число відновлюваних переточувань і робочий ресурс колісної пари. Система безконтактного автоматичного виміру профілю оброблюваного колеса інтегрована із системою ЧПУ верстата. Висока продуктивність досягається за рахунок автоматизації всіх операцій, включаючи установку колісної пари, виміру профілю, призначення припуску, керування режимами обробки й знімання обробленої деталі. Верстати оснащені сучасними засобами безконтактного виміру оброблюваного виробу. Виконання вимірів виробляється перед обробкою для автоматичного призначення припуску, і після закінчення обробки для контрольного виміру параметрів колісної пари. Виміри виконуються без зупинки верстата на робочих швидкостях обертання шпindelних бабок.

Верстат моделі 1К836Ф3 має порталне компонування, що дозволяє вбудовувати верстат у технологічну лінію обробки колісних пар на вагонобудівних і вагоноремонтних підприємствах.

Сумарний крутний момент шпindelних бабок дозволяє робити обробку з максимально можливою глибиною різання в режимі важкого токарного точіння, що скорочує час обробки. Супорти, керовані від ЧПК, мають у приводах подачі кулькогвинтові пари. Стабільна робота приводів подачі в широкому діапазоні регулювання забезпечується високомоментними електродвигунами фірми SIEMENS. Збирання стружки автоматизоване.

При організації серійного виробництва верстатів нового покоління удосконалювались існуючі та впроваджувались нові технології виготовлення прецизійних деталей з високими експлуатаційними характеристиками, методи обробки зубчастих коліс, валів, напрямних з високою твердістю та міцністю, що спонукало до розробки нових інструментальних матеріалів.

Зважаючи на те, що кінцевою метою створення інструментальних матеріалів і вдосконалення їх властивостей є розробка металорізального інструменту, підвищення його працездатності, поліпшення експлуатаційних характеристик і розширення технологічних можливостей, які визначаються фізико-механічними властивостями інструментальних матеріалів, а також використання зносостійких покриттів, для досягнення поставленої мети проведено:

- дослідження закономірності фазових і структурних перетворень у нітриді бору на всіх стадіях процесу отримання полікристалічних надтвердих матеріалів інструментального призначення, включаючи підготовку вихідних порошків і спікання в умовах високого тиску з вивченням впливу стану вихідних порошків на процеси рекристалізації за різних баротермічних умов і формування фізико-механічних характеристик;
- розробку нових видів композиційних полікристалічних надтвердих матеріалів різного призначення для виготовлення високоефективного різального й шліфувального інструменту;
- дослідження особливостей формування зміцнюючих дискретних покриттів на робочих поверхнях різального інструменту, оптимізація їх складу й топографії;
- вивчення закономірностей зношування різального інструменту з надтвердих матеріалів на основі щільних модифікацій нітриду бору та твердих сплавів із зміцнюючими покриттями залежно від типу й способу їх нанесення при обробці сталей;
- розробку нових видів високоефективного різального інструменту та технології обробки конструкційних матеріалів різанням і реалізацію їх при виготовленні та експлуатації важких токарних верстатів.

На даний час випускається до 40 верстатів нового покоління на рік, у тому числі для АТ НКМЗ, ВАТ «Енергомашпецсталь», підприємств Росії, Болгарії, Італії, США, Японії, Китаю, Великобританії та ін. на суму понад 200 млн. гривень на рік.

Попит на важкі токарні верстати зі ЧПК виробництва ВАТ КЗВВ безупинно зростає. Вже надійшли замовлення на 2008 рік і наступні роки.

## РОЗДІЛ 1

### Процеси та інструменти механообробки

УДК 621.9

**Равская Н.С., Вовк В.В., Скрынник П.В.**  
НТУУ «КПІ», г. Киев, Украина

### **ОСОБЕННОСТИ РАЗРАБОТКИ ИНФОРМАЦИОННОЙ ТЕХНОЛОГИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ, АНАЛИЗА И КОНТРОЛЯ СФЕРИЧЕСКИХ КОНЦЕВЫХ ФРЕЗ**

*In article are considered the questions of development information technology for designing of spherical end mills which used for cutting various shaped surfaces.*

#### ***Вступление***

В настоящее время в промышленности широко применяются системы автоматизированного проектирования (САПР) [1-5]. Для машиностроительной отрасли среди них можно выделить пакеты программ для автоматизированного проектирования (САД), подготовки производства (САМ) и инженерного анализа (САЕ). Одним из основных преимуществ существующих САД систем, как систем геометрического моделирования и компьютерной графики, является возможность проведения параметрического 3D-поверхностного и твердотельного моделирования. В связи с этим, такие системы, в первую очередь, нашли применение при проектировании сложных по форме изделий авиа- и машиностроения, где полученная 3D модель изделия используется в САЕ системах при проведении проверочных расчетов (прочностного, теплового и т.д.), а далее в САМ системах для получения управляющих программ станков с ЧПУ. Несмотря на широкое применение при проектировании, анализе, изготовлении и контроле сложнофасонных поверхностей, их практически не применяют при проектировании режущих инструментов. Проектирование инструментов в существующих пакетах программ сводится, главным образом, к созданию чертежа и по нему твердотельной модели. Поэтому разработка информационной технологии проектирования, изготовления и контроля является актуальной задачей и имеет большое научно-техническое и практическое значение.

В работе рассмотрены вопросы разработки информационной технологии проектирования сферических концевых фрез, которые нашли применение для обработки различных фасонных поверхностей.

#### ***Особенности проектирования режущей части сферических концевых фрез***

Основой для разработки любого режущего инструмента является теория формообразования поверхностей резанием [6]. Согласно этой теории процесс проектирования состоит из двух основных этапов:

- 1 определения исходной инструментальной поверхности (ИИП), сопряженной с поверхностью детали при выбранной схеме обработки;
- 2 превращения тела, ограниченного исходной поверхностью, в работоспособный инструмент.

Особенностью многокоординатного формообразования является возможность формообразования одной и той же поверхности детали различными исходными поверхностями, реализуя при этом разную кинематику формообразования, что является следствием точечного касания этих поверхностей [7]. Поэтому исходные поверхности выбирают из относительно небольшого количества типов поверхностей вращения: цилиндров, конусов, сфер, торов, эллипсоидов, гиперболоидов и др. В качестве ИИП принимаем цилиндрическую со сферической торцовой частью, как наиболее распространенную при обработке на станках с ЧПУ. Радиус сферы этой поверхности устанавливается технологом таким образом, что этот радиус должен быть равным или меньше минимального радиуса кривизны вогнутых участков поверхности детали.

Существует несколько способов превращения тела, ограниченного ИИП, в режущий инструмент. Можно воспроизвести полностью ИИП, обладающую режущими свойствами, создав сфероцилиндрическую шлифовальную головку. Основным недостатком такого инструмента является низкая производительность, поэтому его применение ограничено. ИИП может быть также воспроизведена как совокупность ограниченного числа режущих кромок, расположенных на этой поверхности. Форма режущих кромок такого инструмента определяется принятой формой передних и задних поверхностей. Для того, чтобы получить работоспособный инструмент необходимо также создать на его режущей части наиболее приемлемые геометрические параметры в соответствии с условиями его эксплуатации.

Геометрические параметры фрез, которые не только влияют на процесс фрезерования, но и определяют прочность режущей части, для удобства изготовления и контроля определяются в инструментальной системе координат. Однако в процессе обработки они изменяются, что обусловлено изменением вектора скорости (главного и результирующего движения резания), кроме того они переменны вдоль режущей кромки, что связано с ее криволинейностью. Поэтому геометрические параметры режущей части концевых фрез необходимо определять соответственно в статической и кинематической системах координат, которые в большей степени отражают процесс резания.

Определение геометрических параметров сферических концевых фрез приведено в работах [8-10]. На основании анализа изменения геометрических параметров вдоль режущей кромки, посредством изменения определяющих их параметров, устанавливаются такие их значения, при которых геометрия режущей части в кинематической системе в наибольшей мере соответствует рекомендуемой для данного обрабатываемого материала.

Для найденных геометрических параметров производится анализ загрузки режущих кромок, поскольку она является определяющей характер износа вдоль кромки. Так как эти фрезы применяются при многокоординатной обработке, нагрузка режущих кромок изменяется в процессе обработки, поскольку меняется направление вектора скорости подачи. Определение изменения толщины срезаемого слоя вдоль кромки производится в соответствии с [11], и используется далее при расчете усилий резания.

Геометрические параметры и нагрузка режущей кромки являются исходными данными для решения задачи прочности фрезы и являются определяющими как геометрию режущей части фрезы, так и конструктивные параметры ее рабочей части. При решении задачи прочностного расчета можно использовать инженерный подход, основанный на использовании методов сопротивления материалов. Практика и исследование эксплуатации такого инструмента [12] показывает, что наиболее часто разрушение происходит в конце стружечной канавки в месте выхода шлифовального круга, что может быть положено в основу расчета фрезы на прочность. В этом случае, можно предположить, что разрушение вызывается совместным действием изгиба и кручения, то есть, в том сечении, в котором действует максимальный изгибающий момент и сечение ослаблено канавками. При упрощенном решении задачи для трехзубой фрезы, учитывая общие закономерности распределения напряжений, ее сечение можно приближенно заменить равнобедренным треугольником, четырехзубой - соответственно заменить квадратом и т.д. На основании вариационных принципов конформных отображений это вносит отклонения в расчетные величины не большие, чем величина отклонения контура от выбранной его приближенной формы.

Определенные в процессе проектирования геометрические и конструктивные параметры являются исходными данными для создания твердотельной модели фрезы. Однако, при ее построении, необходимо учитывать формообразующие движения станка с целью учета вызываемых кинематикой станка погрешностей между полученной моделью и изготовленной фрезой.

### ***Особенности изготовления режущей части сферических концевых фрез***

Фасонные концевые фрезы диаметром до 16 мм, как правило, изготавливаются на шлифовальных станках с ЧПУ посредством вышлифовки ее поверхностей набором из двух или трех конических шлифовальных кругов различного диаметра и угла профиля.

Одним из наиболее сложных формообразующих движений при изготовлении является получение с требуемой геометрией винтовых стружечных канавок и торцовых зубьев, расположенных на сфере. По зависимостям, приведенным в [13] решается задача определения установочных параметров круга, исходя из того, что находится



характеристика контакта круга с заготовкой и связанная с ней форма поверхности фрезы, которая соответствует требуемым геометрическим и конструктивным параметрам.

Следовательно, уже при проектировании получаем возможность анализа влияния различных параметров на форму получаемой поверхности, а сравнение полученной на станке реальной канавки с ее 3D моделью позволит выявить погрешности, которые вносят динамика шлифования, точность установки заготовки и круга, а также отклонения размеров круга и его износ в процессе обработки.

На основании приведенной методики проектирования фрезы, с учетом особенностей ее изготовления, получаем все необходимые теоретические основы для создания информационной технологии проектирования, анализа и контроля фасонных концевых фрез.

### **Информационная технология проектирования, анализа и контроля сферических концевых фрез**

Разрабатываемая информационная технология с учетом автоматизации процесса проектирования, анализа и контроля представляет собой замкнутую систему, представленную на рис.1. Она состоит из трех взаимосвязанных между собой подсистем: проектирования, анализа и контроля. Основной подсистемой является подсистема проектирования 3D геометрической модели фрезы, которая и служит электронным эталоном для контроля фрез. Исходными данными для проектирования являются марка обрабатываемого материала, режимы обработки и требуемый диаметр фрезы. База данных содержит в себе информацию о марках обрабатываемых материалов и соответствующие им рекомендуемые геометрические параметры и марки инструментальных материалов.

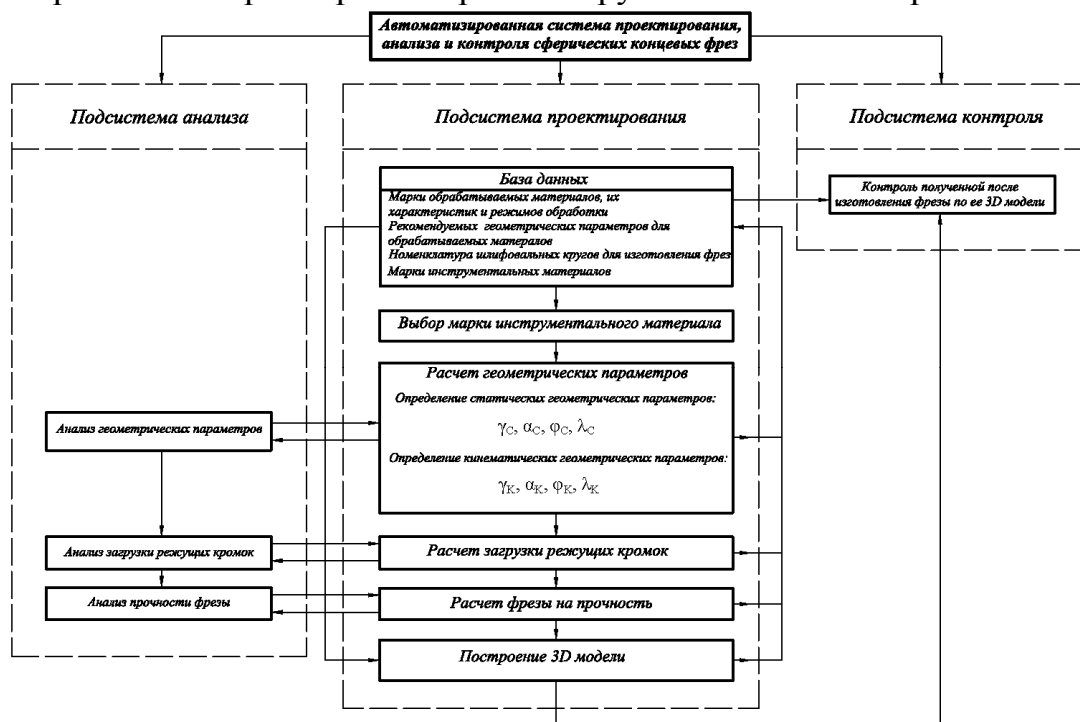


Рисунок 1 – Структурная схема автоматизированной системы проектирования, анализа и контроля сферических концевых фрез

В процессе разработки новой конструкции фрезы и совершенствовании существующей, задействуются все три подсистемы проектирования. Полученные в результате этого параметры и соответствующая им твердотельная модель могут быть сохранены в базе данных с целью последующего их использования, т.е. база данных является открытой и может быть расширена.

### **Выводы**

В статье на примере сферических фасонных концевых фрез рассмотрены общие подходы разработки информационной технологии проектирования этого инструмента, которые могут быть непосредственно использованы при разработке автоматизированных систем других режущих инструментов.

### **Литература**

- 1 Богуслаев В.А., Мозговой В.Ф., Сорокин В.Ф. Теоретические аспекты компьютеризации современного производства авиационных двигателей // Технологические системы. - Киев, 2003. - № 1. - С. 19-24.
- 2 Богуслаев А.В., Дубровин В.И., Набока И.А. Информационные технологии поддержки жизненного цикла изделий в авиадвигателестроении // Радиоелектроніка. Інформатика. Управління. – Запоріжжя, №1, 2004.- С.136-145.
- 3 Басов Ю.Ф., Басов А.Ю., Цыкура В.Ф., Кулиш Е.Д. Опыт внедрения современных информационных технологий при проектировании авиадвигателей // Технологические системы. - Киев, 2003. - № 3. - С. 60-63.
- 4 Богуслаев В.А., Агарков В.Н. Тенденции развития компьютерных информационных технологий на двигателестроительном предприятии // Технологические системы. - Киев, 2000. - № 3. - С. 19-25.
- 5 Богуслаев В.А., Жеманюк П.Д., Мозговой В.Ф., Балушок К.Б. Автоматизация технической подготовки производства в ОАО "Мотор Сич" // Технологические системы. - Киев, 2003. - № 3. - С. 5-11.
- 6 Родин П.Р. Основы теории проектирования режущих инструментов. – М.: Машгиз, 1960. – 160с.
- 7 Радзевич С.П. Формообразование сложных поверхностей на станках с ЧПУ. – К., Выща шк., 1991. – 192с.
- 8 Равская Н.С., Николаенко Т.П., Вовк В.В. Геометрия передней поверхности фасонных концевых фрез. // Вестник НТУУ "КПИ". Серия "Машиностроение". – Вып. 45. – 2004. С. 83-86.
- 9 Вовк В.В., Красновид Д.А. Определение геометрических параметров передней поверхности концевой инструмента //Вестник ДГМА. - 2007., вып. № 3(9).- С. 32- 38.
- 10 Вовк В.В. Геометрия задней поверхности концевых фасонных фрез // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ: ДДМА, вип. № 16, 2004.- С. 18-25.
- 11 Вовк В.В., Балушок К.Б. Загрузка режущей части фасонных концевых фрез // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ: ДДМА, вип. № 17, 2005.- С. 60-65.
- 12 Мазур М.П., Крижановський С.А. Основні принципи прогнозуючого моделювання 3D обробки кінцевим інструментом. // Сучасні технології в машинобудуванні: Збірник наукових статей. – Харків: НТУ "ХПІ", – Том 2, 2006. С.173-184.
- 13 Равская Н.С., Николаенко Т.П., Вовк В.В. Формообразование винтовых поверхностей коническим шлифовальным кругом. //Вестник НТУУ "КПИ". Серия "Машиностроение". – Вып. 49. – 2006. С. 150-152.

УДК 621.91

**Клименко Г.П., Заблоцкий В.К., Андронов А.Ю., Хоменко А.В.**  
ДГМА, г.Краматорск, Украина

## **ПОВЫШЕНИЕ СТАБИЛЬНОСТИ РЕЖУЩИХ СВОЙСТВ ТВЕРДОСПЛАВНЫХ РЕЗЦОВ**

*The way of increase of stability of cutting properties Carbide Cutting Tools by processing by a pulse magnetic field is presented. Increase of real durability of Carbide Cutting Tools consists in change of a structural condition of a material at the set constant level of forces of internuclear connections.*

Статистический анализ и эксплуатационные испытания твердосплавных резцов показывают [1], что на их работоспособность оказывают большое влияние как рассеивание входных и возмущающих параметров технологической системы, так и нестабильность свойств самого режущего инструмента. Все это обуславливает случайную природу выходных параметров процесса резания и осложняет прогнозирование эксплуатационных характеристик режущего инструмента, что особенно актуально при разработке управляющих программ при обработке деталей на станках с ЧПУ [2].

Основными характеристиками режущих свойств инструментов являются износостойкость и прочность их режущей части, косвенными эксплуатационными показателями которых является величина среднего периода стойкости, а также закон распределения стойкости инструмента. Наиболее информативным показателем стабильности режущих свойств инструмента может служить коэффициент вариации показателей, который представляется собой отношение среднего квадратического отклонения показателя к его математическому ожиданию [3].

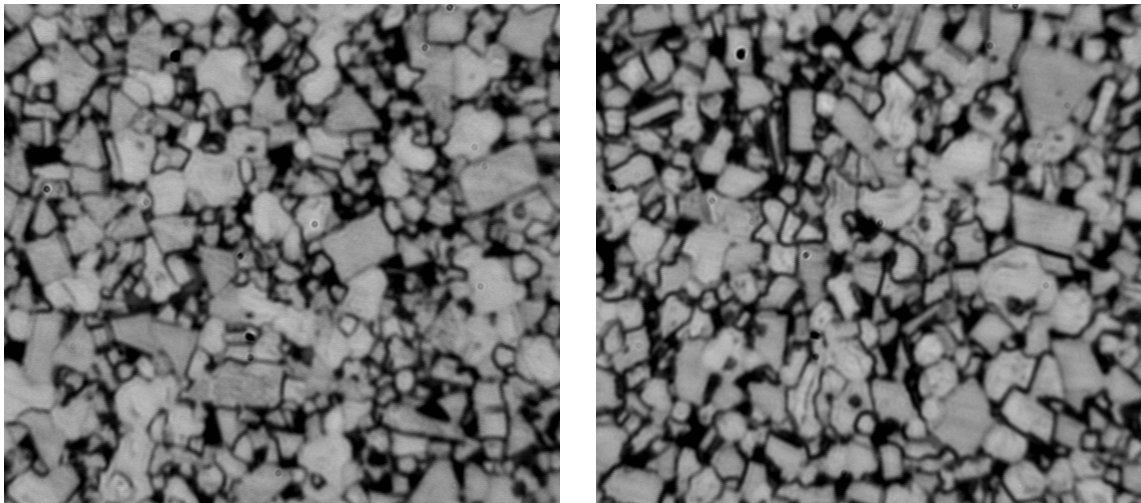
Цель работы – повышение эффективности металлообработки твердосплавными резцами за счет повышения стабильности их режущих свойств.

Для улучшения режущих свойств пластин из твердого сплава, стабилизации эксплуатационных параметров пластины были подвергнуты обработки импульсным магнитным полем.

Подвергнутые обработке пластины исследовались для того, чтобы подтвердить изменение структуры сплава, его физико-механических характеристик для объяснения полученных в лабораторных и эксплуатационных условиях повышенных показателей надежности, износостойкости и прочности твердых сплавов.

Микроструктура твердых сплавов может варьироваться в широком диапазоне (размер зерен карбидной фазы 0,5...50 мкм). С измельчением зерна и увеличением степени дисперсности твердость возрастает и,

наоборот, пластичность максимальна у сплавов с 8...10% Со и с одной зернистостью 5...6 мкм. наличие макропор в структуре является причиной повышенного износа материала.



*a*

*б*

Рисунок 1 – Микроструктура сплава Т5К10 (x1000) до (*a*) и после (*б*) обработки импульсным магнитным полем

Износ твердого сплава в значительной мере зависит от его твердости. К наиболее широко применяемым способам испытания твердых сплавов на твердость относятся способы вдавливания алмазного конуса (по Роквеллу) и алмазной пирамиды (по Виккресу). Поскольку металлокерамические твердые сплавы состоят из массы разнородных и однородных кристаллов при определении при определении макротвердости озватывается слишком большое количество кристаллов и измерение макротвердости дает только среднюю величину твердости материала. Поэтому по макротвердости нельзя получить ясного представления об отдельных компонентах структуры твердого сплава. Для этого необходимо измерение микротвердости.

Измерение микротвердости поверхностного слоя производилось для каждой из исследуемых режущих пластин сначала в начальном состоянии, затем после обработки с определенными параметрами технологических режимов магнитной обработки. При исследовании влияния обработки на микротвердость поверхностного слоя были приняты следующие режимы:

напряженность импульсного магнитного поля  $H = 1,8 \cdot 10^5$  А/м,

продолжительность обработки 2 мин,

время выдержки после обработки более 24 ч,

частота импульсов магнитного поля  $f = 5$  Гц.

Кроме того, когда от инструментального материала требуется достаточно высокая механическая прочность, необходимо принимать во внимание в качестве решающих факторов предел прочности на сжатие, на

изгиб, а также жаропрочность материала. Следовательно, при черновой обработке деталей необходимы характеристики прочности твердых сплавов.

Низкие значения прочности сплавов объясняются неоднородностью структуры – наличием неравномерно распределенных несовершенств кристаллического строения. Одним из видов несовершенств кристаллического строения инструментальных твердых сплавов является наличие незанятых мест в узлах кристаллической решетки, или иначе – вакансий, или атомных "дырок". Такой "точечный" дефект решетки играет важную роль при протекании диффузионных процессов в металлах [4]. Он обуславливает нестабильность режущих свойств инструмента.

В вольфрамкобальтовых твердых сплавах разрушающая трещина распространяется, в основном, по кобальтовой фазе, а в титановольфрамкобальтовых сплавах, где разрушающая трещина распространяется, в основном, по фазе  $(Ti,W)C$ , кобальтовая составляющая, которая может тормозить разрушающую трещину. Кобальтовая фаза твердых сплавов представляет собой твердый раствор W и C в кубическом Co.

Изменение свойств кобальтовой фазы после импульсной магнитной обработки связано с перестройкой атомов под влиянием магнитного поля. Энергия, необходимая для рекристаллизации или выделения дисперсной фазы, выше энергии магнитного поля, создающего эффект после обработки. Однако выделение фазы, кристаллизация или напряжения могут развиваться вдоль таких кристаллографических направлений, что энергия кристаллизации или выделения будет минимальна в определенном направлении, зависящем от направления магнитного поля.

Для оценки влияния ОИМП на стабильность режущих свойств пластин для чернового точения изготовленных из твердых сплавов на примере сплава T5K10 проанализировали изменение их микротвердости.

Измерение микротвердости поверхностного слоя производилось с помощью прибора ПМТ-3. Величина нагрузки на индентор составляла  $P = 50$  Н.

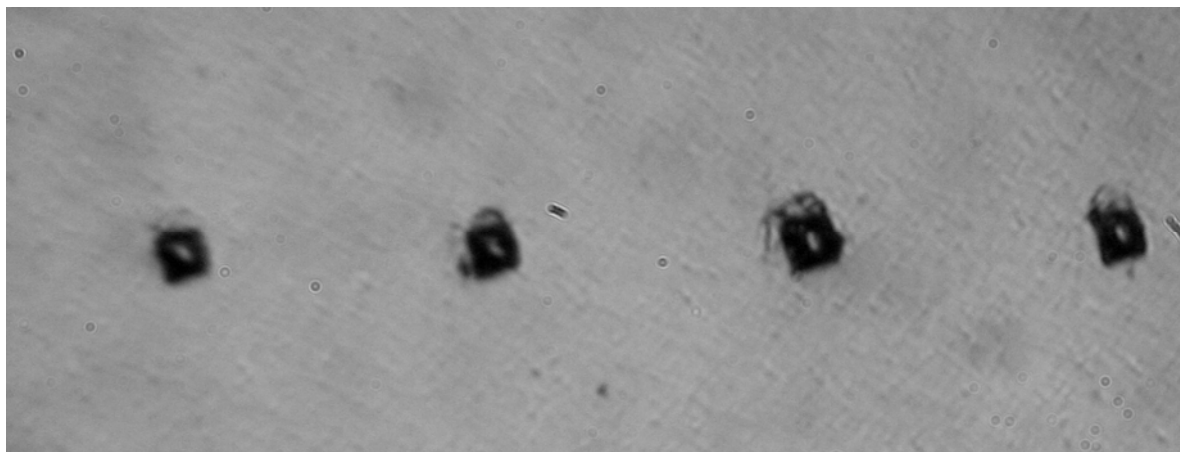
Величину микротвердости определяли по формуле:

$$H_{\mu} = \frac{2000P \sin \frac{136^{\circ}}{2}}{d^2} \text{ или}$$

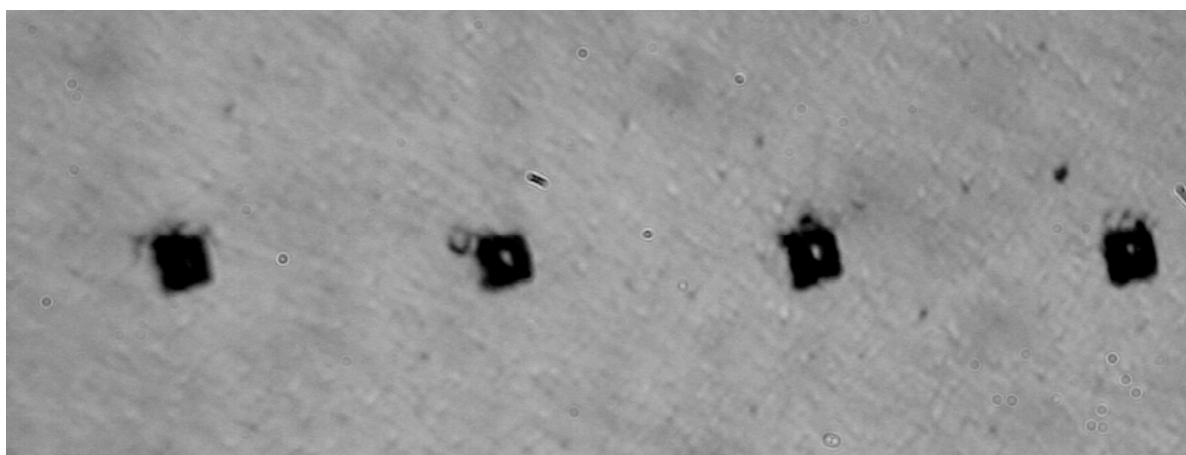
$$H_{\mu} = \frac{1854P}{d^2},$$

где  $P$  – нагрузка на индентор, Н;

$d$  – размер диагонали отпечатка, мкм.



*a*



*б*

Рисунок 2 – Микршлифи поверхні пластини (Т5К10)  
*a* – до обробки, *б* – після обробки

Анализ отпечатков производился с помощью программы ImageExpert MicroHardness2, которая предоставляет возможность измерения микротвердости с определенным шагом для измерения толщины слоев с графическим представлением результатов измерений. В ходе измерений проводился автоматический отсев измерений, не удовлетворяющих требованиям ГОСТ 9450-76. По полученным результатам сформировалась статистика и диаграммы, позволяющие наглядно оценивать получаемые данные.

На основании анализа распределения микротвердости на поверхности исследуемого твердого сплава было получено, что после ОИМП численное значение ее увеличивается в среднем от  $\bar{H}=16100$  МПа до  $\bar{H}=16900$  МПа, а также коэффициент вариации значений микротвердости снижается от 0,013 до 0,06 (значимость различий средних значений коэффициента вариации проверен по критерию Стьюдента).

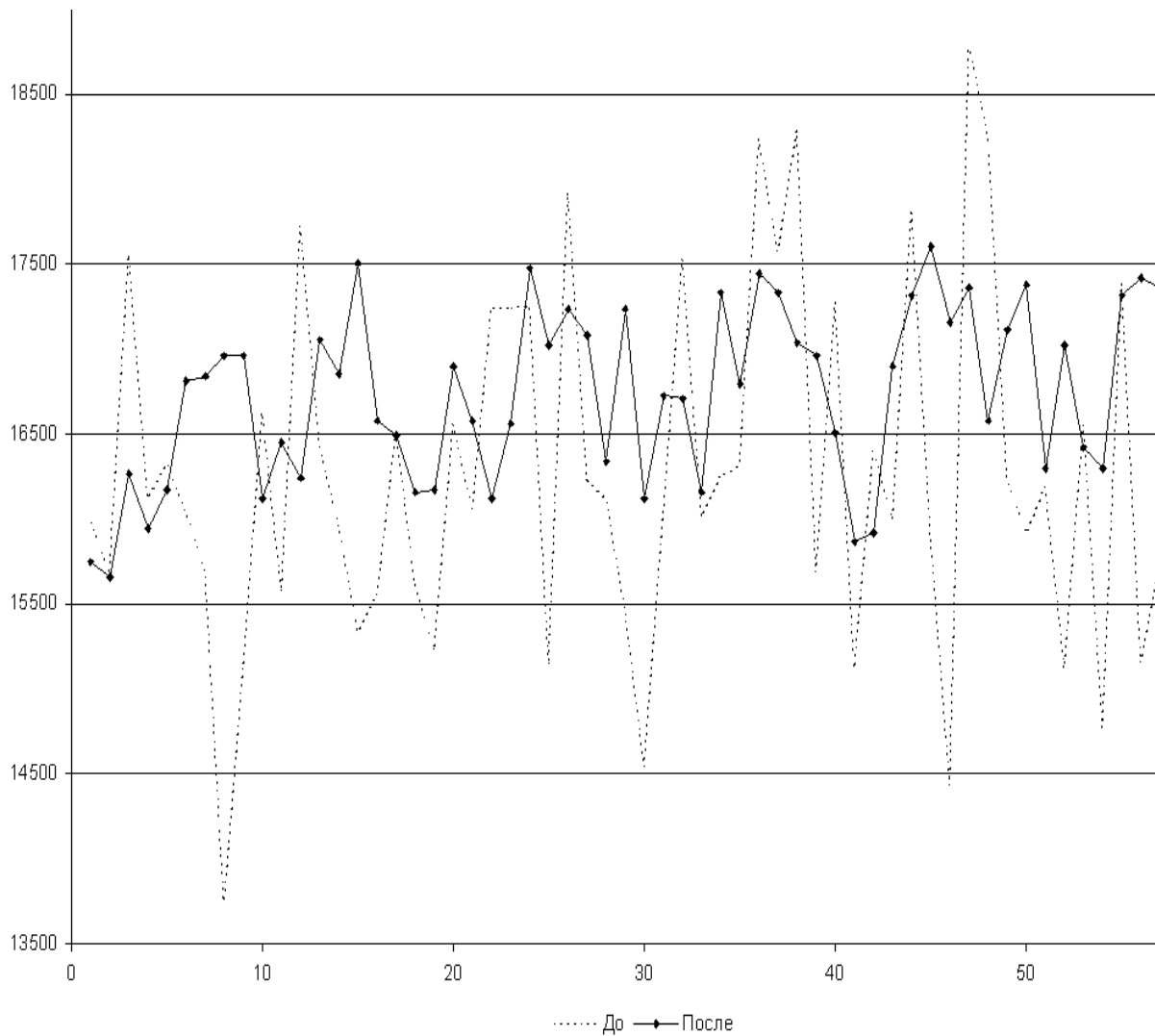


Рисунок 3 – Сравнительная картина изменения микротвердости до и после обработки пластин T5K10 импульсным магнитным полем.

Повышение прочности твердосплавного инструмента после ОИМП подтверждено лабораторными испытаниями резцов методом "разрушающей подачи" (табл. 1), объясняется, уменьшением растягивающих напряжений в кобальтовой фазе, что препятствует распространению разрушающих трещин в кобальтовой фазе твердого сплава, т.е. ведет к повышению его прочности.

Таблица 1 – Сравнительные испытания сборных резцов (сталь 40ХН, глубина 15 мм, скорость резания 22-30 м/мин)

Инструмент	Разрушающая подача $S_p$ , об./мин	Коэффициент вариации $V_{Sp}$
T5K10	1,57	0,48
T5K10 *	2,05	0,27

Для подтверждения эффекта стабилизации режущих свойств обработанных пластин при полустойковой обработке проведены эксплуатационные испытания резцов.

Таблица 2 – Результаты эксплуатационных испытаний сборных резцов Т15К6 при обработке стали 40ХН

Материал инструмента	Режимы резания			Средний период стойкости до разрушения, мин	Коэффициент вариации
	$t$ , мм	$S$ , мм/об	$V$ , м/мин		
Т15К6	3	0,86	39	38,6	0,62
Т15К6 *	3	0,86	39	47,4	0,37

### **Выводы**

Результаты показали снижение коэффициента вариации стойкости и повышение среднего его периода.

Установлено, что после магнито-импульсной обработки резцов из двухкарбидных твердых сплавов численное значение микротвердости увеличивается, а также коэффициент вариации рассеивания значений снижается в среднем в 2,1 раза. Это приводит к повышению стабильности структуры твердого сплава обуславливающую повышение надежности, сокращению коэффициента вариации значения разрушающей подачи в среднем 1,78 раза, а среднего периода стойкости при полустойковой обработке в 1,67 раза, что свидетельствует о стабилизации режущих свойств твердосплавного инструмента.

### **Литература**

- 1 Клименко Г.П. Основы рациональної експлуатації різального інструменту / Навч. посібник. – Краматорськ: ДДМА, 2004. – 200 с.
- 2 Клименко Г.П., Андронов А.Ю., Ткаченко Н.А. Определение вероятности разрушения токарных резцов / Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ: ДДМА, вип. 18, 2006. – С. 196-200.
- 3 Клименко Г.П., Андронов А.Ю., Ткаченко Н.А. Анализ отказов резцов тяжелых станков / Машиностроение и техносфера XXI века // Сб. науч. трудов XIV межд. науч.-техн. конф. в г.Севастополе 17-22 сент. 2007 г. В 5-ти томах. – Донецк: ДонНТУ, 2007. – Т.2. – С.148-150.
- 4 Гуляев А.П. Металловедение / М.: Машиностроение, 1978. – 648 с.
- 5 Ковалев В.Д., Васильченко Я.В., Клименко Г.П., Андронов А.Ю., Ткаченко Н.А. / Применение обработки импульсным магнитным полем для упрочнения деталей машин и режущего инструмента / Вестник двигателестроения. – Киев, 2004. – 64-69 С.



УДК 621.914

**Мельничук П.П., Виговський Г.М., Білявський М.Л.**  
ЖДТУ, м. Житомир, Україна

## **ЕФЕКТИВНІ СПОСОБИ ОБРОБКИ НЕЗАГАРТОВАНИХ СТАЛЕЙ КОМБІНОВАНИМИ ТОРЦЕВИМИ ФРЕЗАМИ ОСНАЩЕНИМИ НТМ З ВИПЕРЕДЖАЮЧИМ ПОВЕРХНЕВИМ ДЕФОРМУВАННЯМ**

*In the article the basic trends of mechanical treatment by the instruments equipped with SHM are considered. The kinematics charts, constructions, solid-state and pre-production models, realizing treatment process of details flat surfaces of nonhardened steel with butt mills equipped with SHM are developed.*

За матеріалами [1]. на сьогоднішній день одними з основних тенденцій розвитку процесів механічної обробки інструментами оснащеними НТМ є:

– обробка «сирих» сталей інструментами, оснащеними НТМ, обробка грузлих спеціальних сталей, наприклад сталей з аустенітною структурою, литих високомарганцевих сталей;

– відхід від дискретних методів обробки і сполучення операцій, наприклад, сполучення в одній операції поверхневого пластичного деформування та різання за рахунок кінематики процесу, геометричних параметрів і особливостей конструкції інструмента.

Застосування високопродуктивних способів обробки незагартованих сталей інструментами оснащеними НТМ неможливе, що пояснюється високою інтенсивністю зношування різальних елементів.

Збільшення твердості незагартованої сталі за матеріалами [2] призводить до зменшення довжини контактної площадки на передній поверхні і від так, до збільшення стійкості різального інструмента.

Створивши шар металу з наперед заданими необхідними фізико – механічними властивостями, підвищивши мікротвердість поверхневого шару зміцненням, можливо підвищити ефективність обробки інструментом оснащеним НТМ.

Зміцнення поверхневого шару пов'язано зі зміною тонкої кристалічної структури металу при пластичній деформації. Зміцнення поверхневого шару залежить від режимів алмазного вигладжування. Величина сили вигладжування визначає степінь пластичної деформації та в найбільшій степені впливає на характеристики зміцнення поверхневого шару.

Авторами в роботі [3] відзначено, що глибина зміцненого шару сягає до 185 мкм з середньою мікротвердістю, яка в 1,5-2 рази більша за мікротвердість серцевини металу.

Глибина зміцненого шару після алмазного вигладжування дозволяє продовжувати подальше зрізання частини зміцненого шару.

Відомі схеми точіння стругання і протягування [4,5] в яких використовують випереджаюче поверхневе пластичне деформування і

різання, однак рекомендації щодо використання даних схем обробки при торцевому фрезеруванні відсутні.

Обробка плоских поверхонь деталей з застосуванням ППД, а також високопродуктивних комбінованих методів (різання з ППД) не набули широкого використання, хоча такі поверхні по трудомісткості обробки складають більше 40% від механічної обробки всіх деталей машин. [31, 33, 36].

В роботах вітчизняних і закордонних авторів велика увага приділяється проектуванню більш досконалих конструкцій фрез з комбінованими схемами різання, а також з комбінованими схемами обробки (фрезерування - ППД та ін.).

Автори робіт [6] запропонували здійснювати обробку плоскої поверхні деталі торцевою фрезою, причому спочатку виконують зрізання припуску різальними елементами, а потім виконують зміцнення обробленої поверхні деформуючими елементами.

Незважаючи на те, що така обробка підвищує шорсткість оброблюваної поверхні з одночасним її деформаційним зміцненням, вона не може бути використаною для плоских поверхонь із незагартованих сталей в зв'язку з низькою стійкістю різального інструмента, оснащеного НТМ.

Мета роботи полягає в аналізі існуючих теоретичних та експериментальних відомостей та відпрацювання рекомендацій про можливі технологічні шляхи розширення сфери застосування інструментів оснащених НТМ при різанні незагартованих сталей.

Авторами пропонується початкове формування нагартованого поверхневого шару оброблюваної плоскої поверхні здійснювати шляхом поверхневого пластичного деформування за допомогою деформуючих елементів, які пружно закріплені в корпусі фрези і розташовані в радіальному напрямку на більшій відстані від осі фрези ( $R_1 > R_2$ ) відносно різальних елементів, а кінцеве зняття частини зміцненого шару ( $\delta_2 < \delta_1$ ) здійснювати різальними елементами, які розташовані в радіальному напрямку на меншій відстані від осі фрези відносно деформуючих елементів (рис.1).

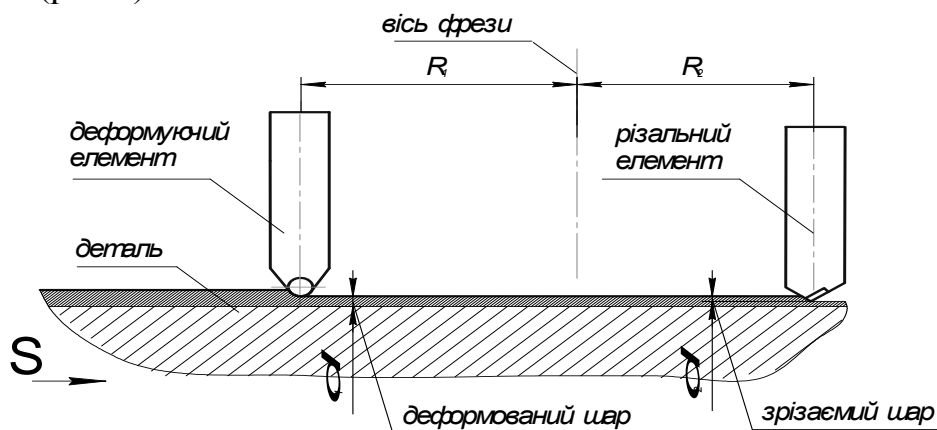


Рисунок 1 – Розташування деформуючого та різального елементів в корпусі фрези

Авторами пропонуються наступні кінематичні схеми та відповідні конструкції інструментів, що їх реалізують.

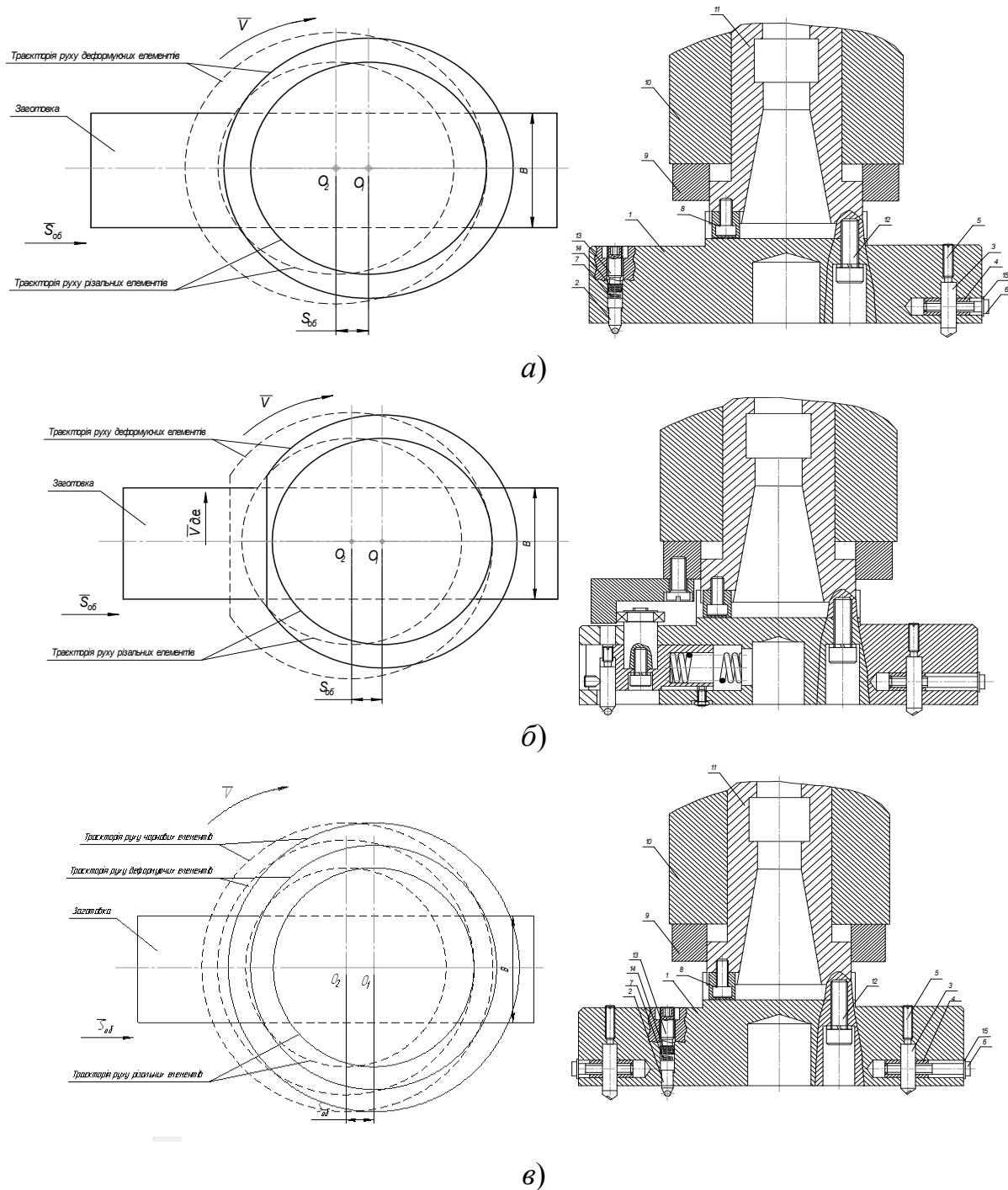


Рисунок 2 – Траєкторії руху формуютьючих елементів та конструкції комбінованих торцевих фрез

- а) деформуючі та ріжучі елементи рухаються по коловій траєкторії;
- б) деформуючий елемент рухається у напрямку перпендикулярному до подачі на оберт, а ріжальні елементи здійснюють рух по коловій траєкторії;
- в) рухаються де формівні, чорнові та чистові ножі, по коловій траєкторії, призначена для обробки плоских поверхонь із зняттям припуску більше 6 мм.

З метою подальшого моделювання процесу обробки комбінованими торцевими фрезами незагартованих сталей були спроектовані в пакеті САПР Компас тверdotільні моделі інструментів.

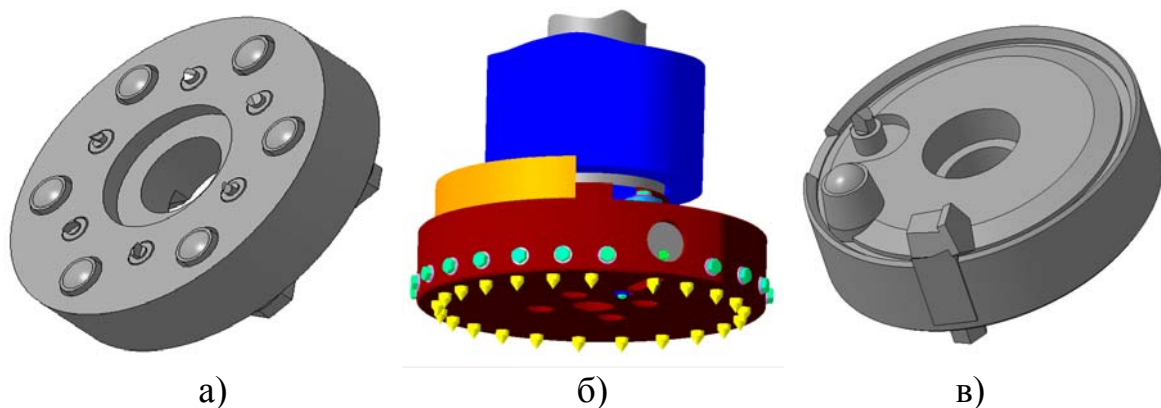


Рисунок 3 – Тверdotільні моделі розроблених торцевих фрез, що відповідають конструкціям відповідно а) рис. 2, а; б) рис.2, б; в) рис. 2, в

Робота пов'язана з виконанням НДР Житомирського державного технологічного університету "Удосконалення процесів обробки плоских поверхонь деталей торцевим фрезеруванням" РК №01060013148 та "Прогресивні інструменти та технологічні процеси для виготовлення деталей верстатів" РК №01060013149 тому авторами доповіді були розроблені наступні дослідні зразки комбінованих торцевих фрез.

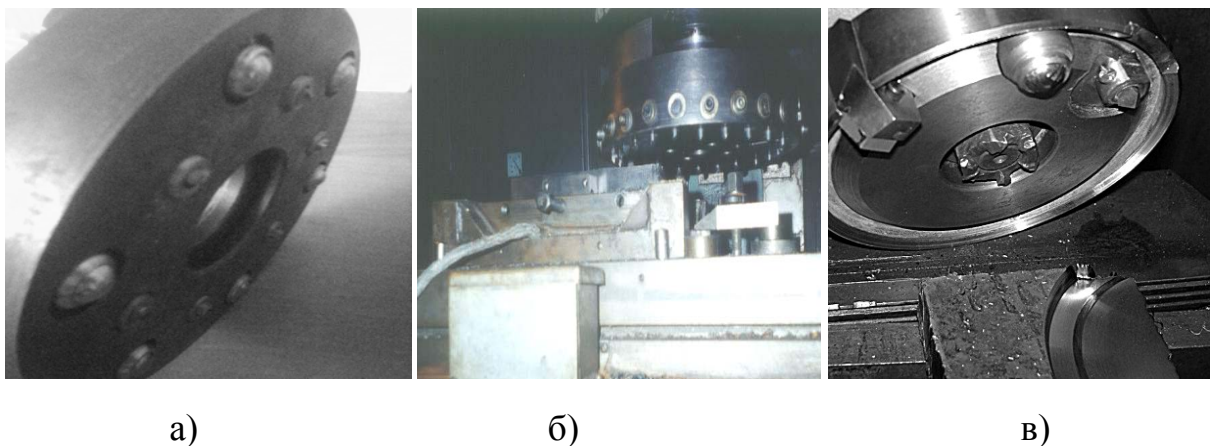


Рисунок 4 – Дослідні зразки розроблених комбінованих торцевих фрез  
а) деформуючі та ріжучі елементи рухаються по коловій траєкторії;  
б) деформуючий елемент рухається у напрямку перпендикулярному до подачі на оберт, а різальні елементи здійснюють рух по коловій траєкторії;  
в) рухаються де формівні, чорнові та чистові ножі, по коловій траєкторії, призначена для обробки плоских поверхонь із зняттям припуску більше 6 мм

По результатам теоретичних та експериментальних досліджень, викладених в роботі [8] авторами були сформовані та подані заявки на винахід, отримані позитивні відгуки.

### **Висновки**

Створені кінематичні схеми, конструкції, твердотільні моделі та дослідні зразки, що реалізують процес обробки плоских поверхонь деталей із незагартованих сталей торцевими фрезами, оснащеними НТМ.

В умовах виробництва ВАТ «Львівський завод фрезерних верстатів» та «Коростенський завод хімічного машинобудування» експериментально підтверджено:

– попереднє пластичне деформування при різанні незагартованої сталі інструментами з НТМ зменшує коливання сил різання, температуру в зоні різання;

– попереднє пластичне деформування дозволяє підвищити стійкість інструменту оснащеного НТМ на 35-40%.

В подальшому планується: виконання експериментальних досліджень обробки плоских поверхонь деталей із незагартованих сталей запропонованими торцевими фрезами, оснащеними надтвердими матеріалами.

### **Література**

- 1 Инструменты из сверхтвёрдых материалов / Под. ред. Н.В. Новикова. – М: Машиностроение, 2005. – 563 с.
- 2 Карюк Г.Г. Технологические особенности механической обработки режущим инструментом из сверхтвёрдых материалов.: Наукова думка, 1991. – 283 с.
- 3 Бойцов А.Г., Машков В.Н., Смоленцев В.А., Хворостухин Л.А. Упрочнение поверхностей деталей комбинированными способами. – М.: Машиностроение, 1991. – 144 с.
- 4 Крайнев Д.В. Повышение эффективности процесса резания сталей перлитного и аустенитного класса путем использования предварительного пластического деформирования: Дис. канд. техн. наук : 05.03.01 : Волгоград, 2006 167 с.
- 5 Посвятенко Э. К. Влияние предварительного пластического деформирования на качество поверхности после чистовой обработки.— В кн.: Сверхтвердые материалы для промышленности. Изд. ИСМ АН УССР, Киев, 1973, с. 213—215.
- 6 Мельничук П.П., Виговський Г.М., Лоев В.Ю. Удосконалення процесів фінішної обробки плоских поверхонь торцевими фрезами з комбінованими схемами різання і деформування //Резание и инструмент в технологических системах”. – Харків.: НТУ “ХП”, 2004 – Вип. 66.– С. 117-123.
- 7 Виговський Г.М., Громовий О.А., Білявський М.Л. Розширення області використання торцевих фрез, оснащених НТМ. // Процеси механічної обробки в машинобудуванні. – Ж.: ЖДТУ., 2007. – Вип. 2

УДК 621.833, 621.78

**Мироненко Е.В., Клочко А.А.**

ДГМА, г. Краматорск, Украина

## **ВЗАИМОСВЯЗЬ МОЩНОСТИ И КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ПРИ ФОРМООБРАЗОВАНИИ ЗУБЬЕВ КОЛЕС И РЕЕК**

*The method of account stationary of forces of cutting is offered at profile processing tooth of wheels and lath. The basic principle of the developed method of account stationary of forces of cutting consists in definition of a corner of a mismatch between toothes coupled disk toothies of mills. The function describing an average square-law deviation of force of cutting from constant, being average force of cutting, accepts the minimal meaning.*

### **Введение**

Важным моментом в повышении производительности обработки зубчатых изделий является рациональный выбор соответствия мощности и крутящего момента шпинделя зубообрабатывающего станка.

Варьируя мощностью резания ( $P_c$ ) и крутящим моментом ( $M$ ) на шпинделе зуборезного станка разрешается проблема соответствия силовых характеристик станка и червячных модульных и профильных фрез.

В то же время мощность и момент резания функционально зависят от режимов зубообработки. Силовые характеристики шпинделя зависят и от частоты вращения двигателя главного привода.

### **Основная часть**

Мощность резания при зубофрезеровании рассчитывается по формуле:

$$P_c = K_p \cdot C \cdot Q \cdot W_u, \quad (1)$$

где:  $K_p$  – постоянный коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала;

$C$  – коэффициент подачи, зависящий от подачи;

$Q$  – объем удаляемого материала, см<sup>3</sup>/сек.;

$W_u$  – коэффициент износа инструмента.

В свою очередь, объем удаляемого материала рассчитывается для зубофрезерования:

$$Q = \frac{f_m \cdot W \cdot d}{60000} R \quad (2)$$

где:  $V$  – скорость резания, м/мин.;

$S_o$  – подача в мм/об.;

$f_m$  – подача в мм/мин.;  $f_m = S_o \cdot n$ ;  $n = 1000 \cdot V / \pi \cdot d$ ;

$d$  – диаметр червячной фрезы, мм;

$W$  – ширина фрезерования, мм  $W=2,25 \cdot m / \cos \alpha$ ;

$m$  – модуль, мм

Червячной фрезе в процессе зубообработки зубчатого колеса для удаления стружки требуется рассчитанная по указанным формулам мощность. Усилия резания вызывают рассчитанный крутящий момент. Как видно из формул (1) и (2), силовые показатели инструмента меняются при изменении режимов резания.

Таким образом, режущий инструмент характеризуется мощностью и крутящим моментом, необходимыми для удаления стружки при заданных условиях резания.

При зубофрезеровании всем возникающим усилиям и нагрузкам противостоит зуборезный станок в его различных элементах. Мощность резания и крутящий момент воспринимается механизмом главного движения станка.

Основное требование к главному приводу заключается в преобразовании энергетического потока из сети в  $\Phi$  главным приводом является регулирование скорости зубофрезерования в диапазонах, определяемых технологическими требованиями, предъявляемыми к металлорежущему станку.

Во всем диапазоне необходимо сохранять максимально возможную постоянную мощность и максимально возможный крутящий момент. Выполнение этого условия практически невозможно, что обусловлено управлением двигателя главного привода.

В основной структуре главного движения станка различают две подсистемы: главный привод и механическую систему. Эти две части могут быть различной степени сложности и дополнять друг друга до полного совершенства системы. Простейшей системой главного привода является асинхронный неуправляемый двигатель переменного тока и коробка передач с переключаемыми ступенями. Изменение числа оборотов шпинделя осуществляется в этом случае ступенчато в соответствии с передаточными числами коробки. К достоинствам этой системы относится ее простота, сделавшая данную конструкцию классической. Однако такая система имеет ряд недостатков, к которым относится, в первую очередь, дискретность частот вращения (т. е. невозможность работы на оптимальной скорости резания) и необходимость переключать частоты при остановленном шпинделе. Все это привело к появлению в главных приводах регулируемых приводов, которые и применяются сегодня в зуборезных станках с ЧПУ. И вот тут и возникают сложности с сохранением постоянства мощности и момента на всем диапазоне.

Не вдаваясь в теорию электрических машин, рассмотрим технику управления двигателями главного привода. На сегодняшний день в главных приводах используются два основных типа двигателей - постоянного тока и асинхронные переменного тока. Каждый из типов двигателя имеет свои преимущества и недостатки. К преимуществам двигателей постоянного тока относятся высокая динамика, простая логика управления, высокий начальный крутящий момент, большой диапазон частот вращения и хорошее соотношение цена - возможности. К недостаткам относится потребность в техническом обслуживании, низкую степень защиты и ограниченное число оборотов. Это, по существу, устаревший тип двигателей, но имеющий по сей день широкое применение.

Асинхронные двигатели переменного тока практически не требуют обслуживания, имеют высокую степень защиты, высокие частоты вращения, но в то же время более трудно управляемы при высокой стоимости блоков управления. Современные тенденции обработки резанием, а именно: увеличение максимального числа оборотов до максимально допустимых при зубофрезеровании твердосплавными червячными фрезами, сокращение времени регулирования изменения частоты вращения, более высокие требования по разгону-торможению, увеличение диапазона частот вращения до 1:1000, выводят на передний план именно асинхронные двигатели переменного тока с цифровым управлением.

Одной из основных характеристик главного привода является номинальная частота вращения. Номинальная частота вращения определяет границу между разнообразными способами управления двигателем. Реализация управления различными типами двигателей приводит к одинаковому изменению силовых характеристик в зависимости от частоты вращения двигателя.

Для двигателя постоянного тока частота вращения пропорциональна напряжению на якоре и обратно пропорциональна потоку возбуждения:

$$\Pi_{\text{двиг}} \sim \frac{U_{\text{я}}}{\Phi_{\text{в}}} \quad (3)$$

При разгоне двигателя из состояния покоя до достижения номинальной частоты вращения увеличение скорости достигается за счет увеличения напряжения на якоре. Максимально возможное напряжение (ограниченное коммутационными способностями двигателя) соответствует номинальной частоте вращения. После номинальной частоты увеличение скорости вращения достигается за счет уменьшения потока возбуждения. Максимальная частота вращения определяется границей токопроводности



коллектора и щеток.

Крутящий момент пропорционален току якоря и величине потока возбуждения:

$$M_{\text{двиг.}} \sim I_{\text{я}} \cdot \Phi_{\text{в}} \quad (4)$$

Мощность пропорциональна крутящему моменту и частоте вращения (в конечном виде току якоря и напряжению на якоре):

$$P_{\text{двиг.}} \sim M_{\text{двиг.}} \cdot n_{\text{двиг.}} = I_{\text{я}} \cdot U_{\text{я}} \quad (5)$$

Из этих зависимостей следует, что в первой зоне регулирования частоты вращения, при увеличении напряжения на якоре и неизменном потоке возбуждения, крутящий момент остается неизменным и максимальным для данного двигателя, а мощность увеличивается пропорционально частоте вращения.

Во второй зоне уменьшение потока возбуждения приводит к пропорциональному уменьшению крутящего момента, оставляя мощность неизменной (так как ток и напряжение якоря не меняются).

Для двигателя переменного тока при постоянном проскальзывании крутящий момент пропорционален напряжению на статоре и обратно пропорционален частоте тока статора. Ток статора нелинейно зависит от проскальзывания и от нагрузки. Именно поэтому управление таким двигателем представляет непростую задачу и реализуется в основном в цифровых приводах с микропроцессорным управлением. Мощность также пропорциональна моменту и числу оборотов шпинделя. В первой зоне управления частотой вращения (до номинальной частоты вращения) увеличение числа оборотов происходит за счет управления напряжением на статоре при поддержании постоянного проскальзывания.

В результате, аналогично двигателю постоянного тока, крутящий момент остается постоянным и максимальным, зависящим от токовой отсечки в преобразователе. Мощность увеличивается от нуля пропорционально частоте вращения и достигает максимума при достижении номинальной частоты вращения. Во второй зоне двигатель управляется уменьшением потока возбуждения за счет изменения проскальзывания и крутящего момента при неизменном напряжении. Крутящий момент уменьшается при увеличении числа оборотов, мощность остается постоянной и максимальной.

Можно сделать вывод: указанные в технических характеристиках станка значения мощности и момента относятся только к одной частоте вращения двигателя главного привода – номинальной. На частотах вращения ниже номинальной мощность пропорциональна частоте вращения при постоянном крутящем моменте. На частотах вращения выше номинальной мощность постоянна, а крутящий момент уменьшается

пропорціонально частоте вращения.

Механическая система зуборезного станка может рассматриваться в нескольких аспектах.

Первый – элементы этой системы должны выдерживать указанные нагрузки. Шпиндель не должен «скручиваться» под воздействием крутящего момента. Все элементы должны быть спроектированы с определенным запасом прочности, чтобы противостоять не только номинальным, но и пиковым нагрузкам.

Второй аспект – в расчетах должны обязательно учитываться эффективность механической системы – ее коэффициент полезного действия.

Например, привод с зубчатыми передачами обладает эффективностью 0,7-0,8. Это означает, что только 70% - 80% от развиваемой двигателем главного движения мощности можно использовать для резания.

Третий аспект – наличие редуктора или других устройств, меняющих передаточное отношение между двигателем и шпинделем, а также характер их действия - постоянный или отключаемый. Подобные системы могут значительно изменить положение дел с мощностью и моментом главного привода, расширив диапазон работы с постоянной мощностью.

### ***Выводы***

Мощность и крутящий момент главного привода станка не постоянны и зависят от скорости вращения шпинделя. В технических характеристиках станков приводятся максимальные значения, соответствующие номинальной частоте вращения. Для проверки работоспособности инструмента необходимо рассчитывать мощность и крутящий момент для заданных условий резания.

### **Литература**

- 1 Клочко А.А., Мироненко Е.В., Овчаренко В.А. Технологическая прогнозирование точности при изготовлении зубчатых реек //Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. – Краматорск: ДГМА, 2000. – Вып. 10. – С.143 – 148.
- 2 Радзевич С.П. Изготовление закаленных зубчатых колес /Обзорная информация/ – М. ВНИИТЭМР, 1985. – 53с.

УДК 621.9

**Мальшко И.А., Татьянченко А.Г.**

ДонНТУ, г. Донецк, Украина

## **СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ ПОВЫШЕНИЯ ТОЧНОСТИ ЧИСТОВОЙ ОБРАБОТКИ ОТВЕРСТИЙ ОСЕВЫМ ИНСТРУМЕНТОМ**

*New progressive methods of the hole machining by axis cutting tool, which allowing to promote accuracy of longitudinal and transversal section of hole by management the parameters of workings processes in the cutting zone at the change of the cutting parameters is developed.*

Развитие высоких технологий вызывает рост требований к точности механической обработки. Особенно важной является задача повышения точности чистовой обработки отверстий развертыванием и зенкерованием, качество которой в значительной степени определяет надежность работы машин и механизмов. Решение этой задачи в современном машиностроении осуществляется преимущественно за счет повышения надежности оборудования и за счет снижения режимов резания. Однако, в настоящее время резервы повышения точности, связанные с оборудованием практически исчерпаны, а снижение режимов резания не всегда экономически целесообразно. В то же время значительным резервом в повышении точности обработки отверстий являются температурные деформации элементов технологической системы и, в первую очередь, термоупругие деформации детали и инструмента в зоне резания, на долю которых приходится почти 50% суммарной погрешности обработки отверстий. Эти деформации невозможно устранить за счет повышения точности оборудования и снижения режимов обработки. Поэтому в настоящее время для повышения точности обработки отверстий необходимо искать новые нетрадиционные технологические и технические решения.

Для решения этой проблемы авторами были проведены комплексные исследования рабочих процессов в зоне резания при чистовой обработке отверстий осевым инструментом [1-3] с целью создания новых способов обработки, позволяющих обеспечить повышение точности как поперечного, так и продольного профиля отверстия.

Для устранения погрешностей поперечного сечения использовался осевой инструмент с дифференцированным распределением зубьев по окружности с чередованием возрастающих и убывающих угловых шагов [4]. Такое распределение зубьев позволяет устранить огранку и овальность поперечного сечения. Минимальная величина отклонения угловых шагов определяется из соотношения

$$\Delta\Theta_{\min} \geq 2\pi / z^2,$$

а максимальная

$$\Delta\Theta_{\max} = \Delta\Theta_{\min} (z/2 - 1).$$

Значения угловых шагов для нечетных зубьев одной половины поперечного сечения развертки определяется зависимостью

$$\Theta_k = \frac{\pi - \sum_{i=1}^{z/2} i\Delta\Theta_{\min}}{z/2} + (k+1) \cdot \Delta\Theta_{\min} / 2,$$

для четных зубьев

$$\Theta_k = \frac{\pi + \sum_{i=1}^{z/2} i\Delta\Theta_{\min}}{z/2} - k \cdot \Delta\Theta_{\min} / 2,$$

где  $k$  – порядковый номер зуба.

Дифференцированная разбивка угловых шагов позволяет устранить огранку и овальность поперечного сечения, однако повышает шероховатость обработанной поверхности за счет прогрессивной схемы резания, при которой на отдельные зубья приходится различная величина подачи. Следствием неравных условий работы зубьев является неравномерный износ зубьев, увеличению шероховатости поверхности и различная температура в зоне резания зубьев. Для устранения этих недостатков была предложена дифференцированная заточка зубьев осевого инструмента по задней поверхности [5], при которой каждая  $i$ -я пара зубьев, расположенная в одной диаметральной плоскости, выполнена смещенной вдоль оси инструмента относительно пары зубьев (рис.1), следующих за минимальным угловым шагом  $\Theta_{\min}$ , на величину

$$\Delta S_i' = \frac{S_0}{2\pi} (\Theta_i - \Theta_{\min}),$$

где  $S_0$  – подача, с сохранением формы зубьев и основных углов резания (рис.1). При таком дифференцированном смещении зубьев на каждый зуб развертки приходится одинаковая подача, равная  $S_i = S_0 / z$ .

Анализ погрешностей обработки отверстия показал, что одним из основных негативных последствий влияния температурных деформаций на точность обработки отверстия является искажение его продольного профиля, принимающего характерную бочкообразную форму, которая складывается из разбивки  $\Delta_p = (d_{\max} - d_{ном}) / 2$ , характеризующей максимальное отклонение фактических размеров отверстия от номинальных, и бочкообразностью  $\Delta_b = [d_{\max} - (d_k + d_n) / 2] / 2$ , характеризующей отклонение продольного профиля от прямолинейности, где  $d_{\max}$  – максимальное значение диаметра обработанного отверстия,  $d_{ном}$  – номинальный диаметр отверстия,  $d_n$  и  $d_k$  – диаметр в начале и

конце отверстия после обработки.

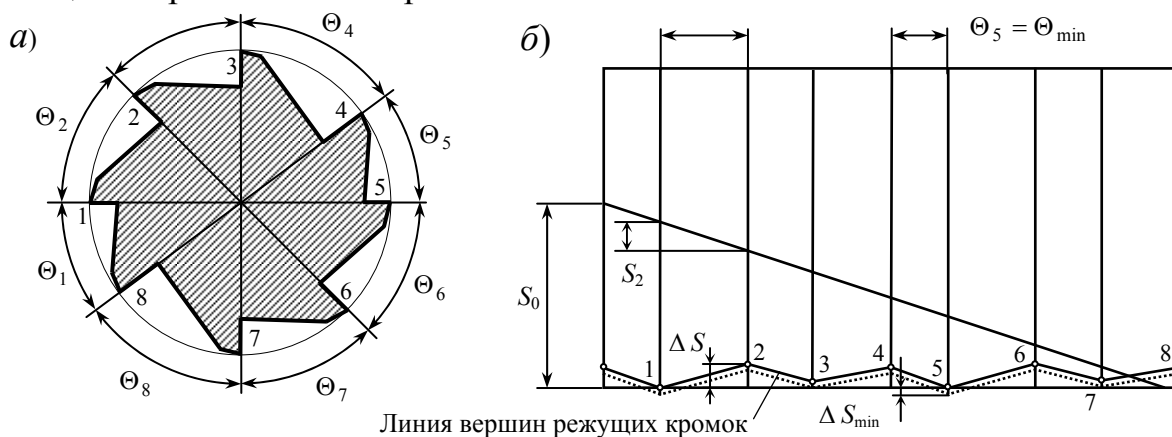


Рисунок 1 – Схема дифференцированной заточки развертки с неравномерным распределением зубьев:

а) поперечное сечение; б) развертка боковой поверхности

Исследование физических основ рабочих процессов в зоне резания при обработке отверстий позволило установить наиболее перспективные технологические подходы, позволяющие снизить эту погрешность. Для устранения этих погрешностей продольного профиля отверстия при чистовой обработке зенкерованием и развертыванием были предложены три новых способа обработки, основанные на различных научно обоснованных технических и технологических решениях.

Поскольку главной причиной искажения продольного профиля отверстия являются термоупругие деформации инструмента и детали в зоне резания, основным современным техническим решением, позволяющим повысить качество продольного профиля отверстия, является снижение температуры в зоне резания за счет уменьшения тепловыделения при снижении режимов резания. Поэтому для повышения точности продольного профиля при развертывании была предложена конструкция двухступенчатой развертки (рис.2) и способ обработки, позволяющий минимизировать тепловыделение на второй чистовой ступени [6]. Это достигалось за счет минимизации толщины срезаемого слоя на второй ступени, которая с учетом радиуса округления режущей кромки  $\rho$  определялась как

$$t_2 \geq k\rho,$$

где  $k=0,5$  при работе с СОЖ,  $k=1$  при работе без СОЖ.

Условием эффективной работы такого инструмента является обеспечение условий обратного резания (резания вспомогательной режущей кромкой) на второй чистовой ступени, позволяющее снизить шероховатость обработанной поверхности, и исключение негативного влияния тепловых источников на первой ступени.

Существования обратного резания на второй ступени обеспечивается выбором ее рациональной геометрии и выполняется при условии

$$\varphi_2 \geq \arcsin \sqrt{\frac{k_0 k \rho z}{S}}$$

где  $k_0 \geq 1,5$  – коэффициент запаса для предотвращения неустойчивого резания.

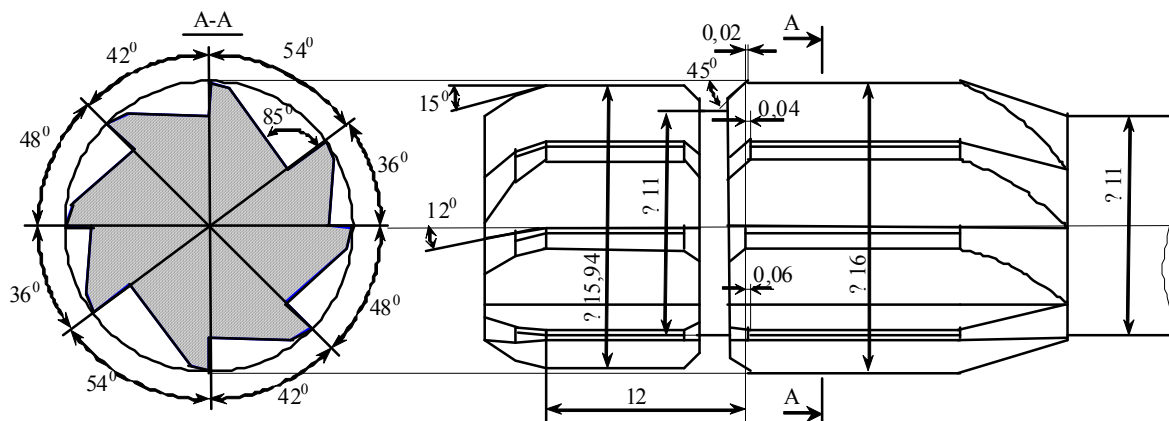


Рисунок 2 – Двухступенчатая развертка с разделением припуска и дифференцированной заточкой зубьев второй ступени

Исключение негативного влияния тепловых источников на первой ступени достигается за счет рационального расстояния между ступенями. Для уменьшения термоупругих деформации в зоне резания второй ступени в  $m$  раз по сравнению с аналогичными условиями обработки такого же отверстия одномерной разверткой это расстояние должно быть равно

$$l = \sqrt{\frac{240\omega h}{Sn} \ln\left(\frac{mt - k\rho(m + 0,5)}{t - k\rho(1 + 0,5m)}\right)},$$

где  $h$  – глубина отверстия.

Опытные испытания такой конструкции двухступенчатой развертки на различных инструментальных и машиностроительных заводах показало, что по сравнению с обработкой одноступенчатой разверткой разбивка отверстия уменьшается до 3,6 раз, а бочкообразность – до 3,9 раз. За счет использования обратной схемы резания при использовании двухступенчатой развертки шероховатость обработанной поверхности уменьшилась до 1,8 раза, а за счет дифференцированной заточки повысилась стойкость инструмента.

Для разработки способа обработки отверстий, позволяющего повысить точность продольного профиля отверстия при зенкерованием [7] было использовано известное научное положение о периодическом срыве нароста по задней поверхности инструмента и плавном изменении величины нароста при изменении режимов резания. Согласно современной

модели периодического среза нароста по задней поверхности число срывов нароста составляет от 2000 до 14500 раз в минуту. Поэтому достаточно интенсивная смена нависающей части нароста является дополнительным регулирующим технологическим фактором, позволяющим корректировать точность в процессе механической обработки. Основным фактором нароста, влияющим на точность лезвийной обработки, является нависание нароста  $h_n$  над задней поверхностью

Величина слоя материала детали, которая снимается дополнительно за счет нароста, определяется зависимостью

$$h = AV^{-n}S^{-m},$$

где  $V$  – скорость резания,  $S$  – подача, коэффициенты  $A$ ,  $n$  и  $m$  характеризуют свойства обрабатываемого материала.

Устранение разбивки отверстия в предложенном способе достигалось за счет уменьшения номинального диаметра инструмента  $d_{ном} = d - \Delta_p$ , а снижение бочкообразности – за счет изменения величины нароста при плавном изменении скорости резания от  $V_n = V_0(k(\Delta - \Delta_n)S_0^n V_0^m + 1)^p$  до  $V = V_0$  в начале отверстия и от  $V = V_0$  до  $V_k = V_0(k(\Delta - \Delta_k)S_0^n V_0^m + 1)^p$  в конце отверстия и согласованном изменении подачи  $S_n = \frac{SV}{V_n}$  и  $S_k = \frac{SV}{V_k}$ .

Применение этого способа рассчитано на обработку отверстий стандартным осевым инструментом со скоростями резания, превышающими критические скорости для наростообразования. Это характерно для зенкерования и при использовании стандартного инструмента позволяет снизить бочкообразность отверстия до 4 раз.

В результате исследования тепловых процессов в зоне резания при чистовой обработке отверстий было установлено [1-3], что основной причиной искажения продольного профиля в начале отверстия являются температурные деформации инструмента, а в конце отверстия – температурные деформации детали в зоне резания. Это связано с тем, что характер развития термоупругих деформаций инструмента и детали по глубине отверстия существенно отличается. Эта особенность была положена в основу способа обработки отверстий одноступенчатой разверткой [8]. Поскольку величина температурных деформаций детали в конце отверстия значительно меньше, чем температурные деформации инструмента, зависит от интенсивности тепловыделения, а, следовательно, от параметров режимов резания, дополнительный объем материала в начале и конце отверстия можно удалить за счет более интенсивного нагревания и температурного деформирования инструмента. Это возможно

за счет плавного увеличения подачи по мере приближения к концу отверстия до величины

$$S_k = k_m k_v k_0 S_0,$$

где  $k_m$  – коэффициент, учитывающий влияние массовой теплоемкости детали,  $k_v$  – масштабный коэффициент режимов резания,  $k_0$  – коэффициент, учитывающий разбивку  $\Delta_k$  в конце отверстия. Все приведенные коэффициенты получают на основе численного моделирования тепловых процессов для каждой пары материалов. Поэтому, несмотря на то, что этот способ обработки является наиболее перспективным, его широкое применение ограничивает необходимость дополнительной справочной информации.

Предложенные способы обработки отверстий осевым инструментом, основанные на управлении различными параметрами рабочих процессов в зоне резания при изменении режимов резания, показали эффективность и перспективность подобного подхода в решении задач повышения точности механической обработки. Поэтому дальнейшее повышение точности обработки отверстий так или иначе связано с расширением представлений о характере развития рабочих процессов.

### Литература

- 1 Татьяначенко А.Г. Влияние термоупругих деформаций на точность продольного профиля отверстия при чистовой лезвийной обработке // Наукові праці Донецького технічного університету. Серія: Машинобудування і машинознавство. Вип.110. – Донецьк: ДонНТУ, 2006. – С. 42-48.
- 2 Малышко И.А., Татьяначенко А.Г. Прогнозирование формы и размеров продольного профиля отверстия при обработке осевым инструментом // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. Вип.17. – Краматорськ: ДДМА, 2005. – С. 30-37.
- 3 Малышко И.А., Татьяначенко А.Г. Моделирование процесса формирования продольного профиля отверстия с учетом термоупругих деформаций инструмента и детали при неустановившемся теплообмене // Високі технології в машинобудуванні. Збірник наукових праць НТУ «ХПІ» – Харків, 2002. – С. 211-216.
- 4 А.С. СССР №749582 кл. В 23 D 77/02, 1979 г. опубл. 23.07.80. №27.
- 5 А.С. №37588А МКИ 6 B23D77/00. Розвертка / Татьяначенко О.Г., Малышко И.О., Дядюшек В.В.; Опубл. 15.05.2001. Бюл. №4.
- 6 А.С. №59745 Україна, МКИ 7 B23D77/02. Спосіб обробки циліндричних отворів двохступінчатим осьовим інструментом / Малышко И.О., Татьяначенко О.Г., Дядюшек В.В. – Опубл. 15.09.2003. Бюл. №7.
- 7 А.С. №68851А. МКИ 8 B23D77/00. Спосіб обробки отворів / Татьяначенко О.Г., Малышко И.О., Комар О.П., Колер С.В., Опубл. 16.08.2004., Бюл.№8.
- 8 А.С. №68832А. МКИ 8 B23D77/00. Спосіб обробки отворів / Татьяначенко О.Г. Опубл. 16.08.2004., Бюл.№8.



УДК 621.9.23

**Гузенко В. С., Миранцов С. Л., Полупан И. И.**  
ДГМА, Краматорск, Украина

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЧАШЕЧНОГО РЕЗЦА ДЛЯ КОЛЕСОТОКАРНОГО СТАНКА**

*In given article the analysis of deformations of a cutting part modular cup the tool in a direction of axes of rigidity for the purpose of comparison of rigidity of fastening of a plate of the base and improved designs is made.*

### ***Введение***

Процесс обработки профиля колесных пар локомотивов часто сопровождается внезапным отказом инструмента до момента его нормального износа, а чаще до выхода из строя. Статистика эксплуатации сборного чашечного инструмента свидетельствует, что на выкрашивания и сколы приходится до 60% отказов инструмента. Это происходит в основном за счет недостаточных жесткостных и динамических характеристик элементов узла крепления режущей пластины. Для повышения эксплуатационных характеристик чашечного резца необходимо усовершенствование конструкции узла крепления режущей пластины за счет более надежному ее базированию по цилиндрическому отверстию в радиальном и осевом направлениях [1].

### ***Основная часть***

Для исследований была принята конструкция сборного чашечного резца, применяемого для обработки профиля колесных пар локомотивов на колесотокарном станке 1836. Базовая и усовершенствованная конструкции указанного инструмента приведены на рисунке 1.

Крепление режущей пластины 3 в базовой конструкции осуществляется прижатием сверху с помощью болта 6, а упорная часть режущей пластины 3 контактирует с упорной частью оправки 2. Прижатие болта 6 осуществляется с помощью шайбы 4 и гайки 5. Недостатком указанной конструкции является отсутствие надежного базирования режущей пластины по цилиндрической поверхности отверстием в радиальном направлении.

С целью устранения указанного недостатка разработана усовершенствованная конструкция сборного чашечного резца, которая состоит из державки 1, оправки 2, режущей пластины 3, упругой разрезной втулки 4, болта 5, гайки 6. Торцовая поверхность цилиндрического выступа оправки выполнена конически и контактирует с конической частью упорной разрезной втулки, противоположная сторона которой контактирует с торцовой частью головки болта. Оправка прижимается к державке с помощью гайки 6.

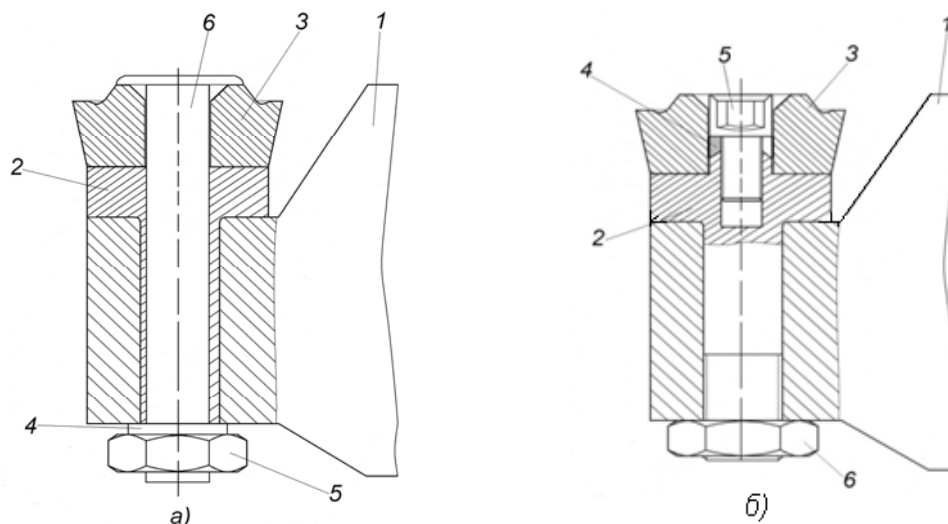


Рисунок 1 – Базовая (а) и усовершенствованная (б) конструкции сборного чашечного резца

Для анализа жесткости крепления рассматриваемых конструкций производился расчет упругих перемещений режущей кромки в базовой и усовершенствованной конструкциях сборного чашечного инструмента в среде программного пакета ANSYS. Данный программный продукт позволяет проводить полноценный, основанный на методе конечных элементов, анализ прочности сборных конструкций, с учетом сил контактного взаимодействия между элементами сборной конструкции, а также зазоров и сил трения [2]. Зная упругие перемещения, можно вычислить жесткость режущей части сборного инструмента в направлении осей жесткости  $x, y, z$  по формуле  $j_{x,y,z} = P_{x,y,z} / \Delta_{x,y,z}$ , где  $P_{x,y,z}$  – силы резания;  $\Delta_{x,y,z}$  – упругие перемещения в приложенной точке режущей кромки сборного инструмента по осям  $x, y, z$ .

Расчетная схема для определения упругих перемещений режущей кромки сборного чашечного резца в указанной точке приложения нагрузок, представлена на рисунке 2. К режущей кромки сборного чашечного инструмента были приложены следующие силы резания:  $P_x = 3605$  Н,  $P_y = 4037$  Н,  $P_z = 9553$  Н, которые были приняты для черновых режимов резания, применяемых при обработке колесных пар локомотивов на колесотокарном станке 1836.

На рисунке 3 представлено графическое изображение результатов расчета упругих перемещений режущей кромки сборного чашечного резца базовой конструкции в приложенной точке в направлении оси  $x$  в среде прикладного пакета ANSYS. Из данного рисунка видно, что максимальная величина упругого перемещения режущей кромки сборного чашечного резца в направлении оси  $x$  равна  $70,37 \cdot 10^{-6}$  м или 70,37 мкм.

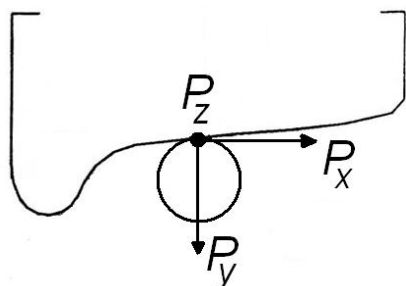


Рисунок 2 – Расчетная схема для определения упругих перемещений сборного чашечного резца

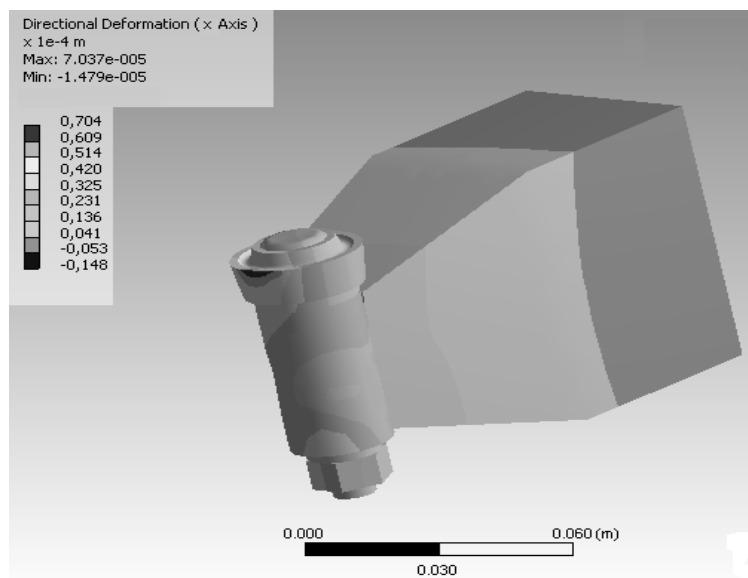


Рисунок 3 – Пример расчета упругих перемещений режущей кромки сборного инструмента с помощью программного пакета ANSYS

Результаты расчета упругих перемещений режущей кромки сборного чашечного инструмента представлены на рисунке 4.

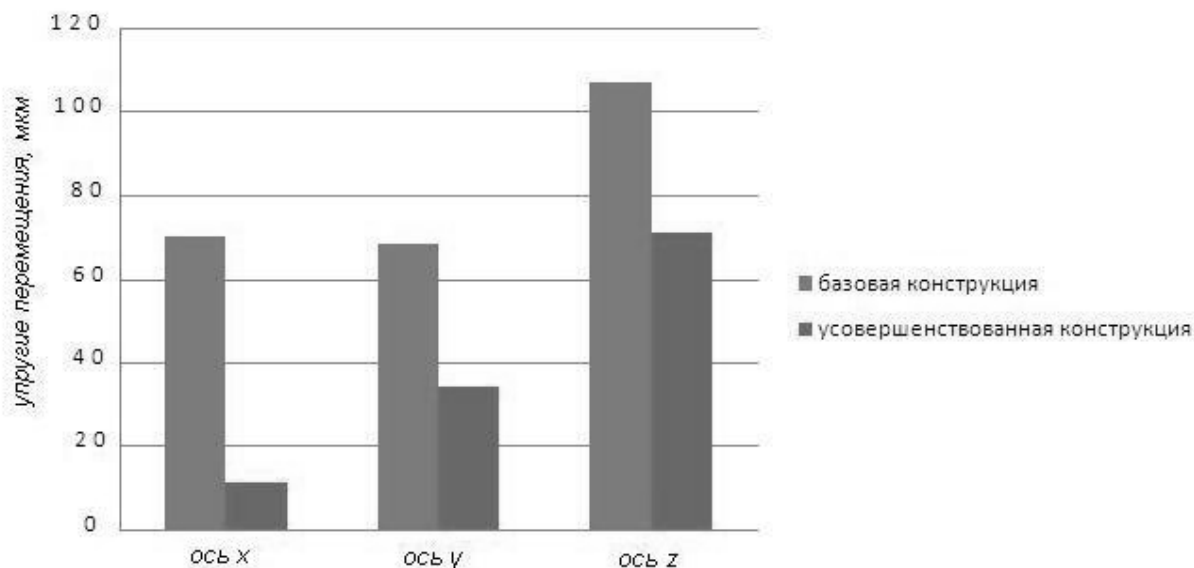


Рисунок 4 – Упругие перемещения режущей части сборного инструмента в направлении осей x, y, z

Как показал анализ, величина упругих перемещений режущей кромки усовершенствованной конструкции сборного чашечного резца уменьшилась по оси x – в 6 раз, по оси y – почти в 2 раза, по оси z – в 1,5 раза.

Для исследования динамического состояния сборного чашечного инструмента применялась методика, рассмотренная в [4].

Математической моделью рассматриваемой механической системы является система дифференциальных уравнений второго порядка вида

$$\begin{cases} m\ddot{\xi} + c_{\xi}\dot{\xi} + k_{\xi}\xi = -P_x \cos(\varphi) + P_y \sin(\varphi) \\ m\ddot{\psi} + c_{\psi}\dot{\psi} + k_{\psi}\psi = P_x \sin(\varphi) + P_y \cos(\varphi) \end{cases} \quad (1)$$

Зависимость между перемещениями в системах координат  $X - Y$  и  $\Xi - \Psi$  запишется в виде двух параметрических уравнений.

$$\begin{aligned} y &= \psi \cos(\varphi) - \xi \sin(\varphi) = -\xi \sin(\varphi) + \psi \cos(\varphi), \\ x &= -\psi \sin(\varphi) - \xi \cos(\varphi) = -\xi \cos(\varphi) - \psi \sin(\varphi). \end{aligned} \quad (2)$$

Применив преобразование Лапласа к системе (1) с учетом уравнений (2) получим передаточную искомую передаточную функцию упругой системы сборного инструмента:

$$W_u^y(s) = \frac{y(s)}{P_y(s)} = \frac{\varepsilon_2}{k_{\psi}(T_{21}^2 s^2 + T_{22}s + 1)} - \frac{\varepsilon_1}{k_{\xi}(T_{11}^2 s^2 + T_{12}s + 1)},$$

где  $\varepsilon_1 = \sin^2(\varphi) + K_{xp} \cos(\varphi) \sin(\varphi)$ ,  $\varepsilon_2 = \cos^2(\varphi) - K_{xp} \sin(\varphi) \cos(\varphi)$ ;

$$T_{11}^2 = m/k_{\xi}, T_{12} = c_{\xi}/k_{\xi}, T_{21}^2 = m/k_{\psi}, T_{22} = c_{\psi}/k_{\psi},$$

$k_{\xi}, k_{\psi}$  – коэффициенты жесткости крепления режущей пластины в направлении локальных осей координат

Амплитудно-частотно- фазовые характеристики (АФЧХ)  $W_u^Y(i\omega)$  упругой системы сборного чашечного резца базовой и усовершенствованной конструкций представлены на рисунке 5.

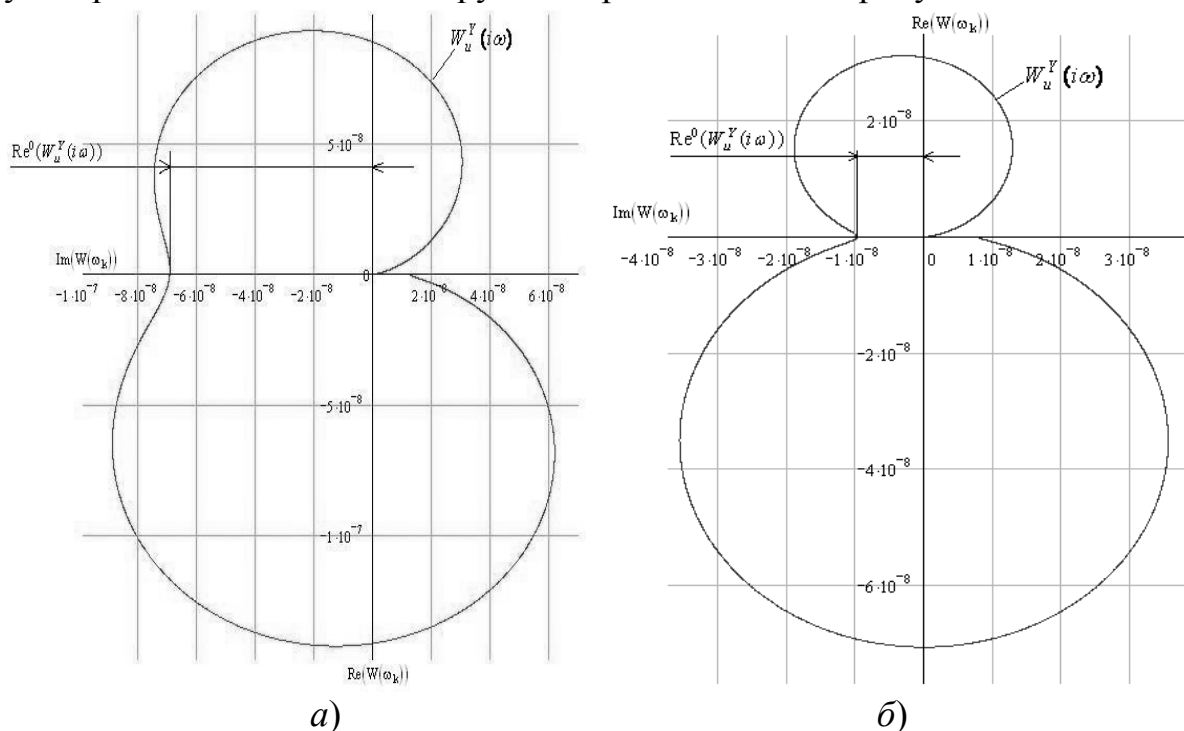


Рисунок 4 - АФЧХ упругой системы сборного инструмента базовой (а) и усовершенствованной (б) конструкций

Из рисунка 5 видно, что АФЧХ  $W_u^Y(i\omega)$  не охватывает точку - 1 на вещественной оси, что согласно критерию Найквиста, свидетельствует об устойчивости системы. Значение  $Re^0(W_u^Y(i\omega))$  – длина отсеченного отрезка действительной оси в области отрицательных значений определяет запас устойчивости эквивалентной упругой системы (ЭУС) сборного инструмента (чем меньше величина этого отрезка, тем запас устойчивости больше).

Для усовершенствованной конструкции  $Re^0(W_u^Y(i\omega))=10^{-8}$ , а для базовой  $Re^0(W_u^Y(i\omega))=7*10^{-8}$ , что свидетельствует об увеличении запаса устойчивости ЭУС сборного чашечного инструмента.

### **Выводы**

Анализ упругих перемещений режущей кромки усовершенствованной конструкции сборного чашечного резца, а также динамический анализ устойчивости упругой системы инструмента показал, что введение в узел крепления конструкции нового конструктивного элемента позволило существенно увеличить жесткость узла крепления в направлениях осей жесткости  $x$  и  $y$ , а также увеличить запас устойчивости динамической упругой системы сборного чашечного инструмента.

Разработанная конструкция сборного чашечного резца имеет существенно большую жесткость крепления пластины в направлении осей  $x$  (в 6 раз),  $y$  (почти в 2 раза),  $z$  (в 1,5 раза) по сравнению с базовой конструкцией.

### **Литература**

- 1 Сборный твердосплавный инструмент./ Хае Г.Л., Гах В.М., Гузенко В.С. и др.- М.: Машиностроение, 1989.- 256 с.
- 2 Чигарев А. В., Кравчук А. С., Смалюк А. Ф. ANSYS для инженеров. – М.: Машиностроение, 2004. – 510 с.
- 3 Гузенко В.С., Миранцов С. Л., Полупан И. И. Исследование динамических явлений при резании сборным резцом для копировальной обработки// Надежность режущего инструмента. Сб. статей. Вып. 21/ Краматорск: ДГМА, 2007.

УДК 621.952

**Дзюра В.О., Крук В.В.**

ТДТУ імені І. Пулюя, м. Тернопіль, Україна

**ІНЖЕНЕРНА МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ОСНОВНИХ  
КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ІНСТРУМЕНТУ ДЛЯ  
ДОРНУВАННЯ ВНУТРІШНІХ ПІВКРУГЛИХ ШЛІЦЕВИХ  
КАНАВОК**

*The construction of mandrel and methodic of account of mine contractual parameters for treatment inside half-round groove slots are given. The analytical dependence for detecting mine contractual parameters of ball mandrel and maximum forces of treatment are given.*

**Вступ**

Індивідуальний підхід до проектування технологічних процесів, з метою збільшення продуктивності оброблення профільних отворів, а також використання в конструкціях машин елементів, які вимагають для їх оброблення проектування спеціального інструменту, зобов'язує розробити методику розрахунку основних конструктивних параметрів інструменту в залежності від конструктивних особливостей оброблюваних поверхонь і фізико-механічних властивостей матеріалу заготовки.

Аналіз останніх досліджень. Питаннями теорії і практики визначення конструктивних параметрів інструментів для дорнування отворів займався ряд науковців [1, 2, 3], однак цілий ряд питань залишаються не вирішеними.

Мета дослідження. Метою дослідження є розробка удосконаленої конструкції лінії для порізки конвеєрної стрічки з бухти на полоси з механізованим завантаженням.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2003-2007 роки

**Основна частина**

Для проектування інструменту необхідно визначити залежні і незалежні параметри і послідовність їх визначення в залежності від конструктивних особливостей і фізико-механічних властивостей оброблюваної заготовки.

Конструктивні параметри заготовки це:

- радіус канавки  $r_k$ , мм;
- діаметр отвору втулки  $d_{отв}$ , мм;
- глибина канавки,  $h_k$ , мм;
- кількість канавок в втулці  $m$ ;

- загальна величина припуску, яку необхідно зняти  $\Delta$ , мм;
- границя міцності матеріалу канавки на контактне руйнування  $[\sigma_6]$ , МПа.

Основними конструктивними параметрами інструменту для дорнування ПШК є:

- діаметр оправки дорна під останньою кулькою  $d_k$  мм;
- зовнішній діаметр дорна в зборі  $D_o$  мм;
- діаметр дорнуючих елементів  $d$ , мм;
- кількість дорнуючих елементів в ряді  $n$ ;
- кількість дорнуючих елементів в радіальному січенні  $k$ ;
- кут між канавками в сепараторі  $\psi$ , град;
- величина кута робочого конуса оправки  $\theta$ , град;
- довжина робочого конуса оправки  $l_{p.k.}$ , мм;
- величина підйому на одну кульку  $i$ , мм;
- відстань між лунками в сепараторі  $l_k$ , мм;
- загальна довжина сепаратора  $L_c$ , мм;
- товщина упорного пояса  $l_n$ , мм;
- діаметр упорного пояса,  $D_n$ , мм;
- товщина сепаратора  $b$ , мм;
- внутрішній діаметр сепаратора  $d_c$ , мм;
- зовнішній діаметр сепаратора  $D_c$ , мм;

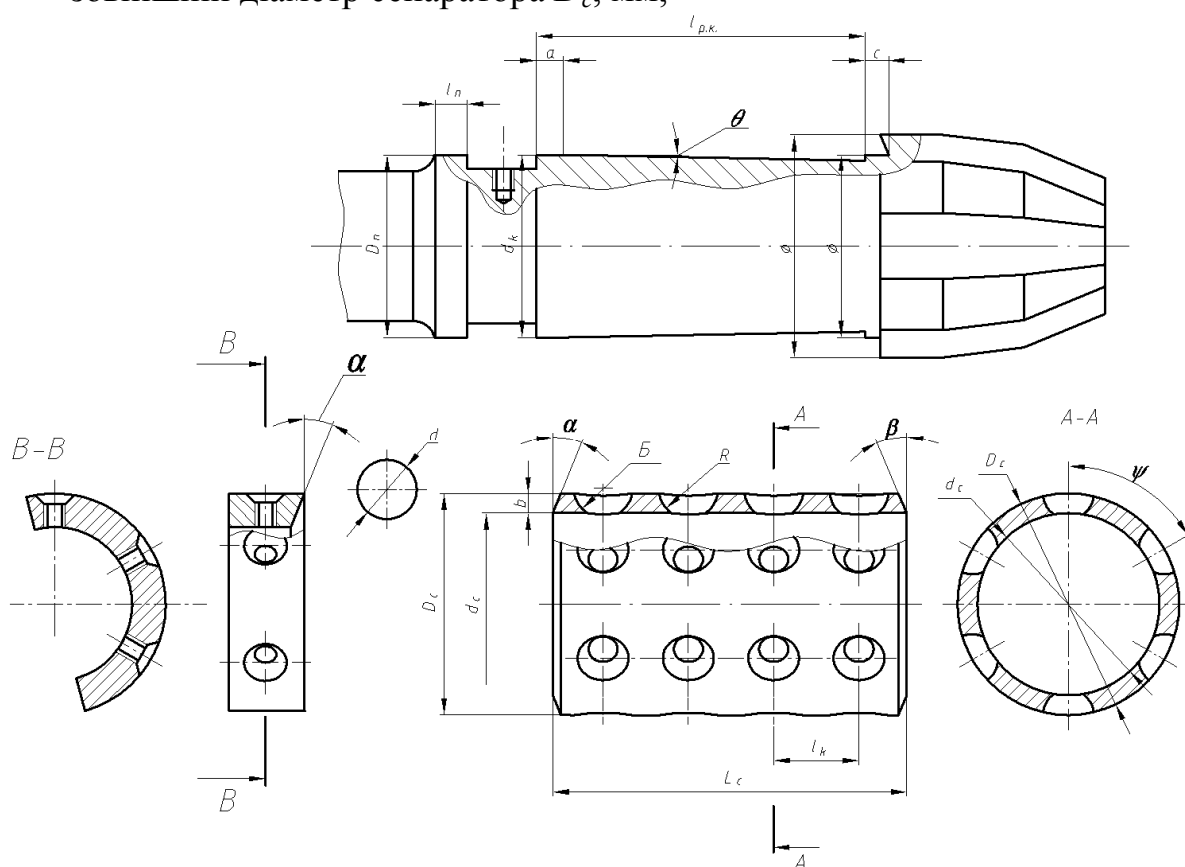


Рисунок 1 – Розрахункова схема для визначення конструктивних параметрів дорна для оброблення півкруглих шліцевих канавок

Порядок визначення конструктивних параметрів дорна буде наступним:

1 Кількість дорнуючих елементів в радіальному січенні  $k$ , буде рівна кількості півкруглих шліцевих канавок  $m$ , які необхідно обробити;

2 Кут між канавками в сепараторі  $\psi$ , визначається з формули:

$$\psi = \frac{360}{k}. \quad (1)$$

3 Діаметр оправки дорна під останньою кулькою  $d_k$  визначається за допомогою розмірного аналізу процесу дорнування і конструкції дорна і залежить від величини пружно-пластичної деформації оброблюваної заготовки;

Наприклад, для оброблення ПШК з зовнішнім діаметром 60мм:

– для товщини стінки оброблюваної заготовки 6-30мм:  $d_k = 34,72_{+0,02}^{+0,06}$ ;

– для товщини стінки оброблюваної заготовки 30-60мм:  $d_k = 34,68_{+0,02}^{+0,06}$ ;

– для товщини стінки оброблюваної заготовки >60мм:  $d_k = 34,6_{+0,02}^{+0,06}$ ;

4 Зовнішній діаметр дорна в зборі  $D_\partial$ , мм;

Ця величина є залежною від діаметра оправки під останньою кулькою, діаметра самих кульок і товщини оброблюваних заготовок. Вона також визначається за допомогою розмірного аналізу. Для прикладу наведемо значення зовнішнього діаметра дорна для трьох діапазонів товщин стінок заготовок:

– для товщини стінки деталі 6-30мм:  $d_k = 34,72_{+0,02}^{+0,06}$ ;  $d_i = 60,12^{+0,08}$

– для товщини стінки деталі 30-60мм:  $d_k = 34,68_{+0,02}^{+0,06}$ ;  $d_i = 60,08^{+0,08}$

– для товщини стінки деталі >60мм:  $d_i = 60,0$  мм.

5 Діаметр дорнуючих елементів  $d$ , повинен відповідати діаметру канавки, яку необхідно обробити, тобто  $d = 2r_k$ ;

6 Кількість дорнуючих елементів в ряді  $n$  визначається з залежності:

$$n = \frac{\Delta}{i}, \text{ шт.} - \text{ для деталей з пластичний матеріалів};$$

$$n = \frac{\Delta}{i} + 1, \text{ шт.} - \text{ для деталей з малопластичний матеріалів};$$

7 Величина підйому на одну кульку  $i$ :

Для випадку кінцевого формування канавки ( $h_k \rightarrow r_k$ ) якщо ця величина не є рекомендованою для певного випадку, то вона визначається як

$$i = \frac{\Delta}{n} \text{ мм.}$$



8 Відстань між центрами лунок в сепараторі  $l_k$  визначається з залежності:

$$l_k = d + \delta_3, \quad (2)$$

де  $\delta_3$  – товщина стінки сепаратора між кульками в осьовому напрямку,  $\delta_3 \approx (1,3-1,5)d$ , мм.

9 Довжина робочого конуса оправки  $l_{p.к.}$  рівна сумі відстаней між (робочими елементами) кульками з величиною запасу  $\delta_1$  і  $\delta_2$ .

$$l_{p.к.} = \sum_1^n l_k + \delta_1 + \delta_2, \text{ мм}; \quad (3)$$

10 Величина кута робочого конуса оправки  $\theta$ , визначається як:

$$\theta = \arcsin \frac{\Delta}{n(d + \delta_3)}; \quad (4)$$

11 Товщина сепаратора  $b$  рівна різниці зовнішнього і внутрішнього діаметрів сепаратора:

$$b = D_c - d_c. \quad (5)$$

12 Внутрішній діаметр сепаратора  $d_c$ :

Величина внутрішнього діаметра сепаратора дорна повинна дорівнювати зовнішньому діаметру оправки дорна під останньою кулькою, але з врахуванням того, що посадка сепаратора на оправку повинна бути з зазором.

$$d_c = d_k. \quad (6)$$

13 Зовнішній діаметр сепаратора  $D_c$ :

Зовнішній діаметр сепаратора повинен бути не більшим:

$$D_c < d_k + d - h_k - \delta. \quad (7)$$

де  $\delta$  – гарантований зазор для забезпечення проходження інструменту,  $\delta=3-5$ мм.

Це забезпечить утворення необхідного півкруглого профілю канавки та міцність сепаратора інструменту.

14 Загальна довжина сепаратора  $L_c$ :

Загальна довжина сепаратора рівна сумі довжини робочого конуса і довжині контактної частини  $c$  в передній частині сепаратора.

$$L_c = l_{p.к.} + c \quad (8)$$

15 Товщина упорного пояса  $l_n$ :

Ця величина визначається за умови забезпечення міцності упорного пояса на зріз в осьовому січенні і залежить від осьової величини зусилля дорнування.

16 Діаметр упорного пояса,  $D_n$ .

Повинен дорівнювати зовнішньому діаметру сепаратора дорна.

17 Максимальне зусилля дорнування  $P_i$ :

$$P_i = 2 \arccos\left(1 - \frac{h}{R}\right) \sigma_s m R^2 \left(\frac{\Delta}{R} + \mu \left(1 - \frac{\Delta}{4R}\right) \sqrt{\frac{2\Delta}{R}}\right) k. \quad (9)$$

Дійсне значення зусилля дорнування не матиме стабільного характеру. Воно змінюватиметься в залежності від кількості робочих елементів, що братимуть участь в обробці канавок деталі. Короткочасні перевантаження залежать від довжини оброблюваної канавки і відстані між дорнуючими елементами в осьовому напрямку

### ***Висновки***

Розроблено методику визначення основних конструктивних параметрів кулькового дорна для оброблення внутрішніх півкруглих шліцевих канавок. Встановлено послідовність визначення залежних параметрів від початкових даних. Також приведено аналітичну залежність для визначення максимального осьового зусилля дорнування в залежності від конструктивних і технологічних параметрів.

### ***Література***

- 1 Справочник технолога-машиностроителя. В двух томах. Изд. 3-е переработ. Том.2. Под ред. канд. техн. наук А.Т. Косиловой и Р.К. Мещерякова. М.: Машиностроение, 1985, 496с.
- 2 З.Ю. Шагалова, Н.Г. Сиротинко. Конструювання різального інструменту. – К.: Вища школа, 1970. – 267с.
- 3 Э.Н. Гулида. Теория резания металлов, металлорежущие станки и инструменты. – Львов: Вища школа, 1976. – 334с.
- 4 Дзюра В.О. Технологічні основи процесу дорнування півкруглих шліцевих канавок деталей машин. // Вісник ТДТУ. 2007 – Т12 - №3, - С.102-106/
- 5 Висновок про видачу деклараційного патенту на корисну модель за результатами формальної експертизи. МПК В21С 37/06 Дорн для обробки напівкруглих шліцевих пазів. Гевко Р. Б., Дзюра В. О. Номер заявки u2007 05890. Заявл. 29.05.2007

УДК 621.91.1

**Мироненко О.Е.**

ЗАО НКМЗ, г. Краматорск, Украина

## **ОСОБЕННОСТИ КОНТУРНОЙ ОБРАБОТКИ С ПЕРЕМЕННЫМ СЕЧЕНИЕМ СРЕЗА МНОГОГРАННЫМИ ПЛАСТИНАМИ С МНОГОСЛОЙНЫМИ ПОКРЫТИЯМИ**

*In work results of researches of characteristics of wear resistance of plates with multilayered coverings are resulted at draft tool on heavy that machine tools. Recommendations at the choice of optimum modes of cutting with use of special many-sided plates with deterioration coverings are developed*

Особенности развития машиностроения в последние годы изменили характер производства в тяжелом машиностроении в связи с освоением новой гаммы тяжелых токарных станков с ЧПУ. Это повлияло на условия эксплуатации инструмента на этих станках, а разработка и применение высокопроизводительного модульного инструмента с механическим креплением специальных многогранных пластин с многослойными износостойкими покрытиями легло в основу рационального использования этого оборудования.

При контурной обработке с переменным сечением среза режущая часть инструмента подвергается сложным воздействиям механических и тепловых нагрузок. С точки зрения физики процесса резания имеют место различные виды отказов: абразивно-механический, адгезионный, диффузионный, контактное разрушение и пластическое деформирование режущей кромки.

Как показали проведенные исследования температурные колебания, вызванные переменным характером резания, приводят к возникновению микротрещин, перпендикулярных режущей кромке. Эти трещины приводят к выкрашиванию мелких частиц из режущей кромки, что влечет за собой ухудшение качества обрабатываемой поверхности и к увеличению износа по задней поверхности. Выкрашивание также может быть связано с наростообразованием.

Очень высокая температура в зоне резания в сочетании с контактными нагрузками приводит к опусканию режущей кромки в области вершины резца или деформации со стороны задней поверхности. Это ухудшает дробление стружки, качество обработанной поверхности, а дальнейший рост износа по задней поверхности может привести к поломке пластины.

При увеличении подачи и скорости резания, в результате высокой

температуры на передней поверхности режущей пластины более интенсивно нарастает глубина лунки износа, что приводит к потере прочности режущей кромки.

В диапазоне температур от 1100 до 1300°C в зоне резания на главной задней поверхности режущего лезвия и частично на вспомогательной образуется оксидная пленка, что увеличивает интенсивность износа и приводит к ухудшению качества обработанной поверхности. А наличие борозд на главной, иногда и вспомогательной, задней поверхности может привести к поломке режущего лезвия пластины.

Наблюдения за эксплуатацией твердосплавных резцов при контурном точении показали, что наряду с износом значительное место занимает разрушение режущей части в виде выкрашиваний и поломок. Наличие неустраняемых отказов резцов (поломок) оказывает большое влияние на эффективность обработки деталей.

При снятии переменных сечений среза традиционно считалось, что необходимо повышать подачу при одновременной уменьшении скорости резания. Так при обработке прокатных валков при глубине резания до 30мм и подачей (1,2...1,6) мм/об рекомендовалось применять скорость резания  $V = (40... 60)$ м/мин для твердых сплавов без износостойких покрытий [1]. Проведенные ранее исследования [2] показали, что нанесение износостойких покрытий на твердосплавные пластины из сплава Т5К10 или Т15К6 при черновой и получистовой обработке не дали положительного эффекта. Фирмой «Sandvik Coromant» с ЗАО «НКМЗ» были разработаны специальные многогранные пластины для черновой и получистовой обработки с длиной режущей кромки  $l = 50$ мм прямоугольной формы (S-LINUX-501435025) и длиной режущей кромки  $l = 38$ мм квадратной формы (S-SCMT-380932R14025).

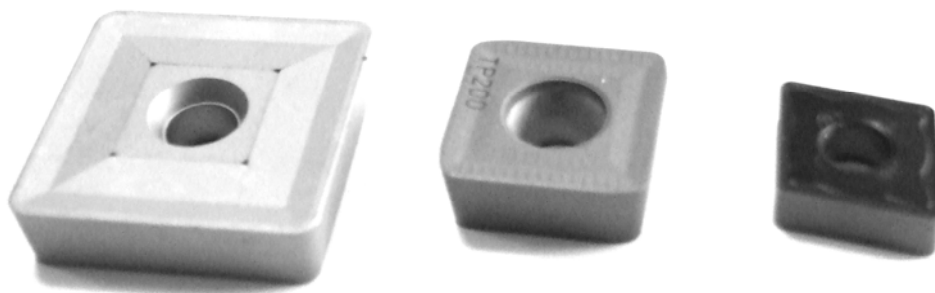


Рисунок 1 – Специальные многогранные пластины для контурной обработки

На твердосплавные пластины нанесено износостойкое покрытие GC 4025, состоящее из слоя  $Al_2O_3$ ,  $Ti(CN)$ , и износостойкого слоя  $TiN$ . Общая толщина покрытия составляет 12мкм. Основа сплава имеет высокую

твердость с повышенным содержанием кобальта, что увеличивает нагрузочную прочность режущей кромки.

Аналогичные пластины с длиной режущей кромки  $l = 38\text{мм}$  были разработаны фирмами Pramet (SCVN 380932E-OR 6630) и Seco (SCVN 380932 TR2000).

Покрyтия имеют низкую дефектность и повышенную прочность, обусловленную резким снижением количества дефектов в супертонких слоях покрyтий, более благоприятных соотношений таких характеристик, как твердость и пластичность, повышенную сопротивляемость микро и макроразрушению в условиях адгезионно – усталостных процессов и термопластического нагружения.

В результате проведенных исследований при обработке сложно-профильных деталей из Сталь 70ХЗГНМ, твердостью НВ240 на режимах резания  $t = 10/25\text{ мм}$ ,  $s = 1,5\text{ мм/об}$ ,  $V = 70\text{м/мин}$  было выявлено, что пластины фирмы «Sandvik Coromant» имеют наибольшую стойкость и обеспечивают надежность дробления стружки в широком диапазоне глубин резания. Пластины фирм «Pramet» и «Seco» не обеспечивают устойчивого дробления при изменении глубины резания и показали низкую суммарную стойкость при переменных режимах резания.

Изменение структуры и свойств покрyтий  $\text{TiN} - \text{Al}_2\text{O}_3 - \text{Ti}(\text{CN})$  оказывает положительное влияние на изменение эксплуатационных характеристик сплава GC 4025 при черновой и получистовой обработке валковых сталей.

Комбинация толстого износостойкого покрyтия и твердого основания делает сплав наиболее приспособленным к контурной обработке при снятии переменных сечений среза.

Проводились также исследования многогранных пластин других типоразмеров при контурном точении «Sandvik Coromant» (SNMM 250724 CT25M), (CNMG 190616-PR 4225) «Pramet» (SNMM 250724 S-SR 6630), (CNMG 190616-M 6630).

Изучение состояния пластин после отказа показало, что они изношены по главной задней, переходной (у вершины) и по передней поверхностям (рис. 2а, 2г). При подаче более 1,6 мм/об имела место незначительная пластическая деформация вершины (рис. 2в). Примерно 20 % всех работавших пластин имели контактные разрушения – выкрашивания режущей кромки и передней поверхности (рис. 2б, 2г).

Наблюдались случаи выкрашивания не рабочей вершины пластины сходящей стружкой (рис. 2е).

С ростом подачи число различных разрушений, включая

выкрашивание, возросло до 15% (рис. 2д). Это дает основание считать, что стойкость отражает не только износостойкость, но и в определённой мере прочность инструмента.

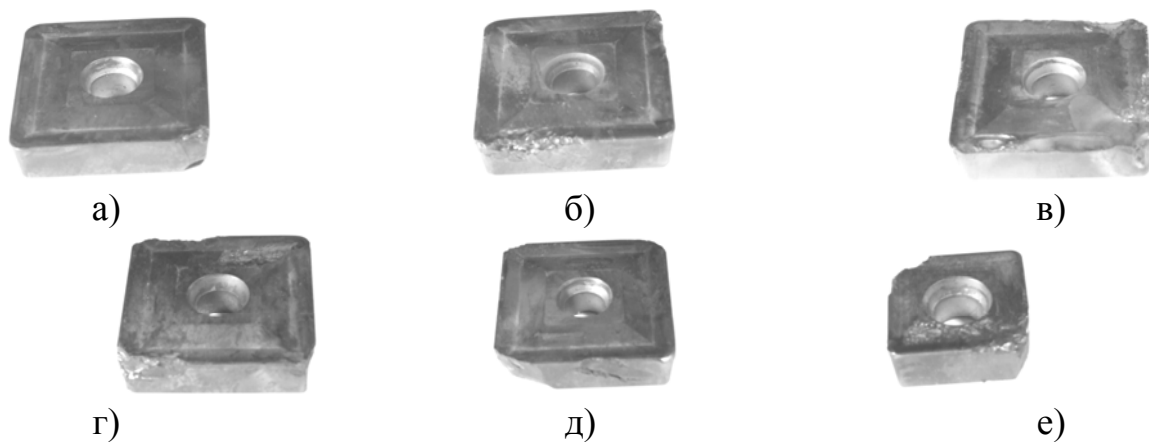


Рисунок 2 – Виды отказов твердосплавных пластин с покрытиями при контурной обработке

Анализировались также статистические данные наблюдений за процессом обработки при контурном точении конструкционных сталей типа 40X, 40XH, 60XГС (HB 210...240). При обработке конструкционных сталей глубина резания составляла  $t = (10...30)$  мм, а подача  $S = (1,2...1,6)$  мм/об. Зависимости  $T-V$ , полученные при производственных испытаниях, приведены на рисунке 3.

В определенной области подач и скоростей резания (для конструкционных сталей  $V = (60 \dots 100)$  м/мин зависимости  $T-V$  почти прямолинейны. Кроме того, указанные зависимости изгибаются в области практически применяемых скоростей резания и значений периода стойкости (при  $T=60...120$  мин).

Чтобы выяснить причины изгиба зависимостей, совокупности твердосплавных пластин были разделены на группы отказа из-за износа ( $T_u$ ), и отказа из-за выкрашивания, разрушений ( $T_p$ ) (см. рис. 3).

Приведенные данные показывают, что изгиб кривых связан с разрушением инструмента, так как с одной стороны при малых скоростях резания растет число разрушений, при которых стойкость ниже, а с другой - увеличивается разница в стойкости резцов первой и второй группы.

Выпуклый характер кривой и наличия максимума в зависимостях  $T-V$  можно объяснить процессом разрушения инструмента, зависящим от доли чисто случайных разрушений, так как последние не зависят от нагрузки, а определяются только временем работы.

Приведенные данные показывают, что изгиб кривых связан с разрушением инструмента, так как с одной стороны при малых скоростях резания растет число разрушений, при которых стойкость ниже, а с другой - увеличивается разница в стойкости резцов первой и второй группы.

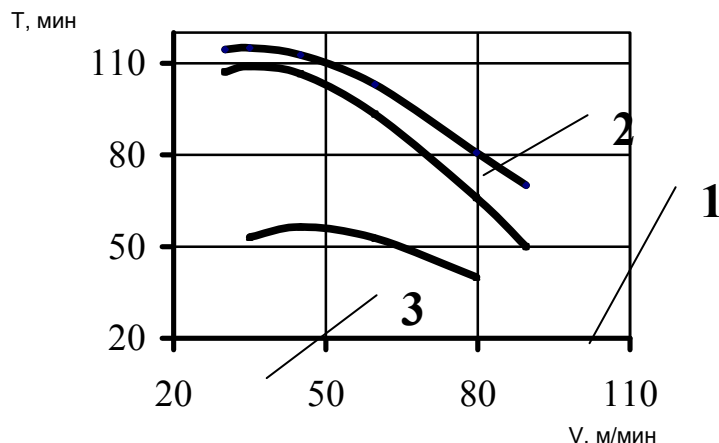


Рисунок 3 – Залежності  $T$ - $V$  при точенні конструкційних сталей (НВ 220...240),  $S=1.2...1.6$  мм/об. 1 - залежність  $T(V)$  2 –  $T_u(V)$  3 -  $T_p(V)$

Выпуклый характер кривой и наличия максимума в зависимостях  $T$  –  $V$  можно объяснить процессом разрушения инструмента, зависящим от доли чисто случайных разрушений, так как последние не зависят от нагрузки, а определяются только временем работы.

Отметим, что в зоне малых скоростей не только увеличивается доля разрушенных резцов, но и растет коэффициент вариации периода стойкости.

Таким образом, установлено, что при снятии переменных сечений среза на токарных станках резание с относительно малыми скоростями не только не даёт преимуществ в увеличении периода стойкости, но и вызывает значительные потери на производстве из-за разрушений инструмента и снижения стабильности работы.

Применение специальных твердосплавных пластин из сплава GC 4025 позволило увеличить скорость резания в 1,5 раза при стойкости (60...120)мин.

Проведенные исследования показали эффективность применения специальных многогранных пластин с многослойными покрытиями при контурной обработке с переменными сечениями среза за счет увеличения скорости резания при незначительной уменьшении подачи.

### Литература

- 1 Хае́т Г.Л. Прочность режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1975.-168с.
- 2 Васин С.А., Верещака А.С., Кушнер В.С. Резание материалов. Термомеханический подход к системе взаимосвязей при резании. Учебн. Пос. - М.: МГТУ им. Баумана, 2001. - 448с.
- 3 Мироненко Е.В. Модели формирования стружкозавивающих канавок при снятии больших сечений среза // Резание и инструмент в технологических системах. Межд. Научн-техн. сборник.-Харьков: НТУ ХПИ.-2002.-Вып. 61.-с. 141-146.

## РОЗДІЛ 2

### Якість та надійність металообробального обладнання

УДК 621.9

**Кузнецов Ю.Н.**

НТУУ «КПІ», Київ, Україна

### **ВЛИЯНИЕ НАПРАВЛЯЮЩИХ МЕХАНИЗМОВ ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ НА КОМПОНОВКУ СТАНКОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ**

*The fundamentally new pyramidal arrangement of multicoordinate drilling-milling machine-tool with the angular location of sending, converging in one point is offered.*

Создание станков на основе стержневых пространственных конструкций (при параллельной передаче нагрузок) обеспечивает достаточно жесткую пространственную форму (при заторможенных приводах). В этих станках механизмы параллельной структуры (МПС) обладают следующими основными свойствами [1, 5]:

– рационализация перераспределения движений и энергетических потоков за счёт передачи их параллельными путями;

– использование кинематических звеньев в виде стержневой пространственной формы, элементы которой работают только на растяжение-сжатие при отсутствии напряжений изгиба, что повышает жёсткость технологической системы;

– минимизация масс подвижных элементов оборудования, количества соединений составляющих компонентов и их кинематических звеньев обуславливает повышение точности позиционирования исполнительных органов (ИО) и улучшение динамических характеристик оборудования;

– геометрическая симметрия компоновки, модульное построение и расположение приводов на неподвижной несущей системе уменьшает затраты на производство и внедрение технологического оборудования.

Большинство схем формообразования фасонных поверхностей реализуют три, четыре и пять координатных движений, поэтому необходимо создавать станки нового поколения с аналогичным количеством координатных перемещений ИО, используя трёх-, четырёх-, пятикоординатные МПС [1, 3, 5, 6].

Одним из первых оригинальных МПС, построенных на основе кинематического соединения через шарнир 6 штанг 5 и 7, выполненных в виде параллелограмного механизма и получивших название «Дельта» (рис. 1) [5]. Преобразование движений в нем реализуется путем принудительного вращения опорных шарниров 8, установленных на неподвижном стационарном блоке 9. Формообразующие движения от



штанг 7 и 5 передаются подвижной платформе 2 с ИО- инструментальным шпинделем 1 с приводом 4 (электрическим или пневматическим).

В механизмах типа «Дельта» приводы перемещений кинематических звеньев размещены на неподвижной несущей системе, что обуславливает значительное уменьшение подвижных масс и позволяет им достигать величины ускорений до 50 g (в экспериментальных моделях) и 10-12 g (в производственном технологическом оборудовании) [1, 2].

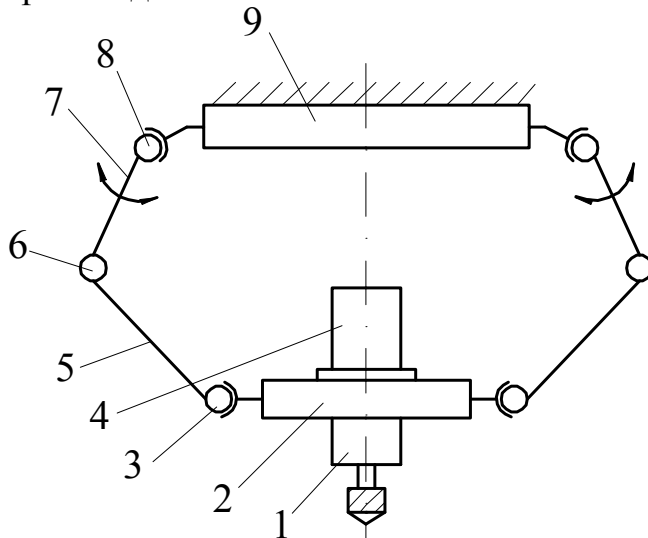


Рисунок 1 – МПС типа «Дельта» с приводами вращательного действия

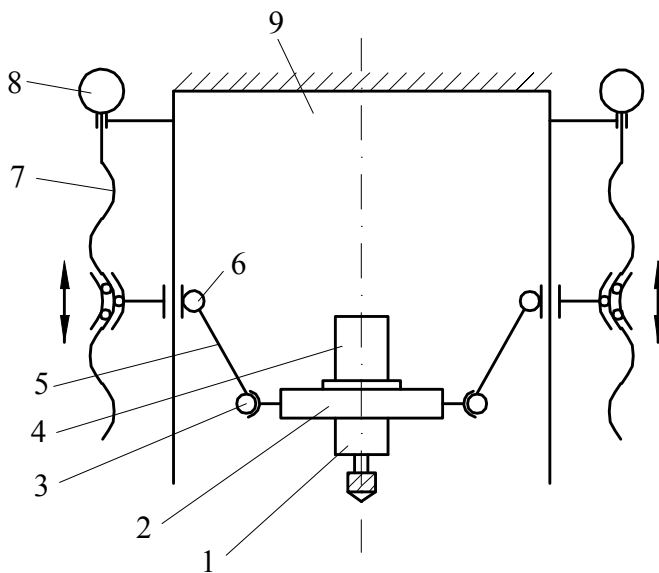


Рисунок 2 – МПС типа «Дельта» с приводами поступательного действия

Кроме того, кинематические звенья МПС в виде параллелограмма обеспечивают точную ориентацию ИО в пространстве, а станки, построенные на основе использования подобных механизмов, имеют простейшую форму рабочего пространства – цилиндр, что обусловило их интенсивное развитие за последние годы.

Созданием и исследованием подобных механизмов занимаются не только производственные фирмы, но и научные лаборатории университетов Мичигана, Мериланда, Генуи, Цюриха, Токио, Лозани и др., которые предложили более 30 вариантов МПС типа «Дельта» [1, 5, 8, 9].

Анализ существующих механизмов «Дельта» показывает, что все они подразделяются на две группы: с приводами вращательного (рис. 1) и поступательного (рис. 2) действия.

Механизмы типа «Дельта» с приводами поступательного действия от электродвигателей 8 через шариково-винтовую передачу 7 значительно сложнее конструктивно из-за необходимости выполнения направляющих 10, имеющих различные положения в пространстве.

Движение ИО 1 с приводом вращения 4 инструмента, которые установлены на подвижной платформе 2, осуществляется при перемещении опорных шарниров 6 вдоль направляющих 10. Шарниры 3 и 6 расположены по обе стороны штанг 5 постоянной длины.

Разное расположение направляющих в пространстве (рис. 3) обуславливается технологическими задачами и определенной формой и размерами рабочего пространства, что существенно влияет на компоновку и конструкцию станка с параллельной кинематикой [1, 4, 6, 7].

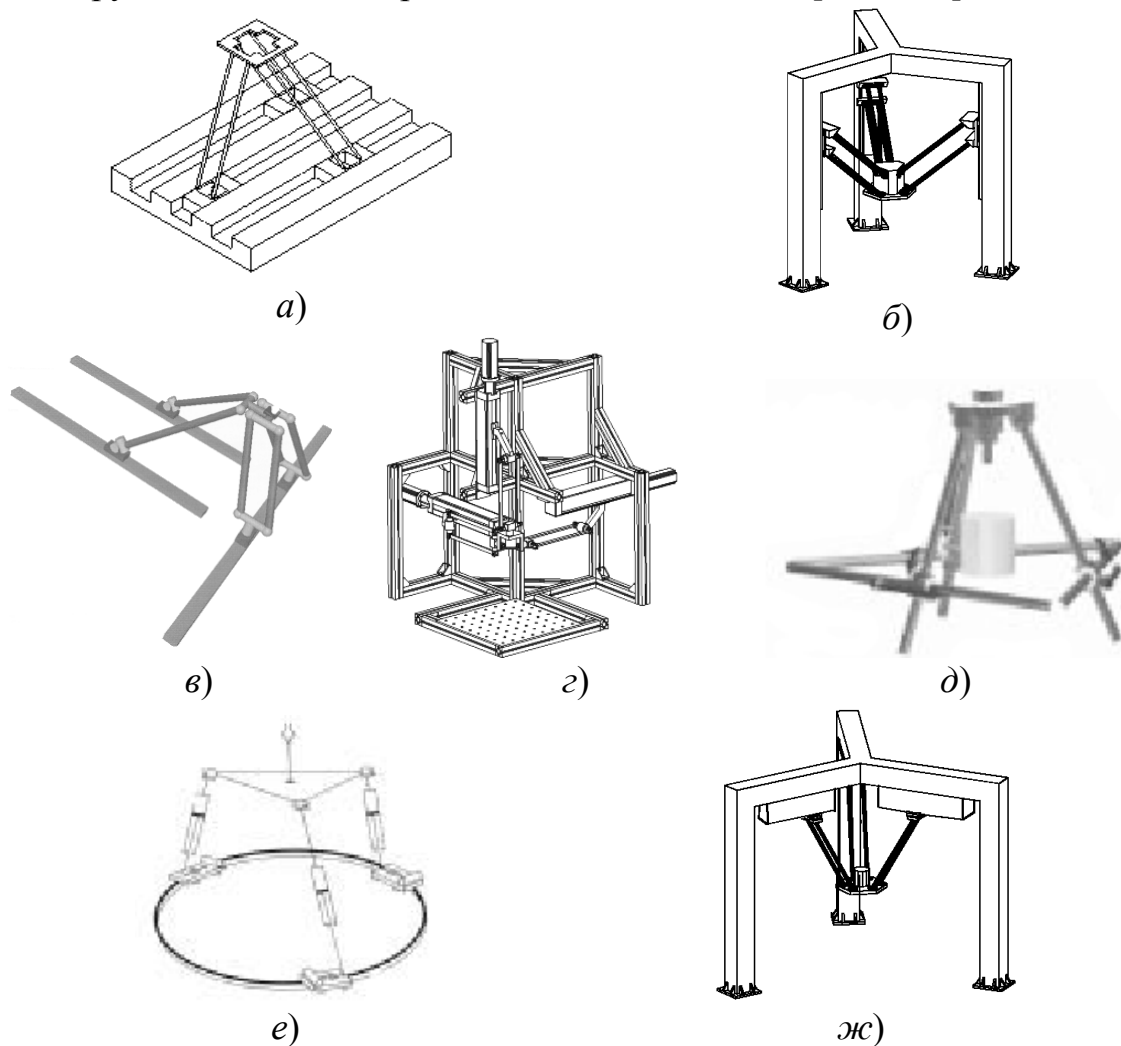
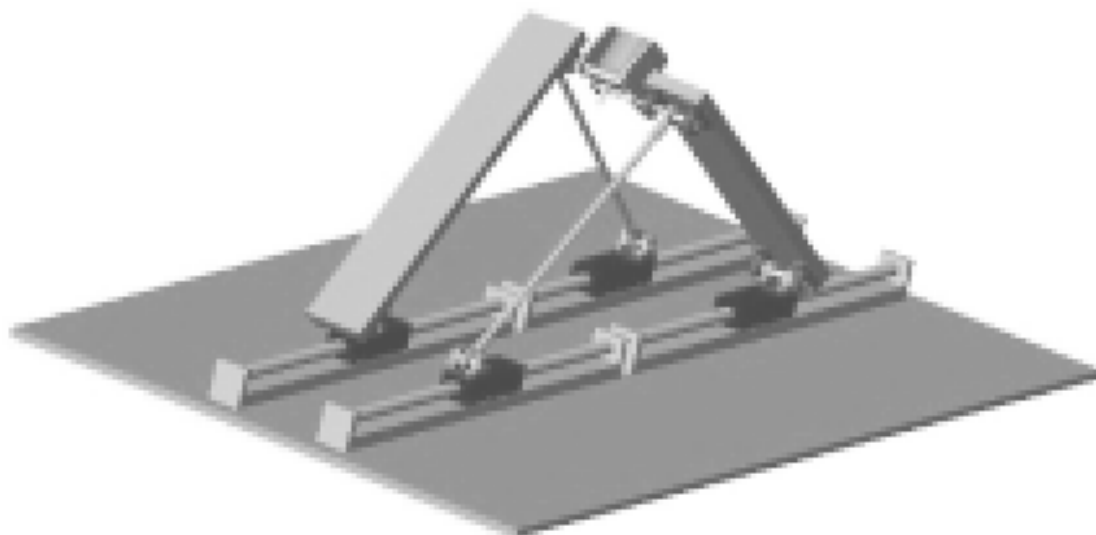
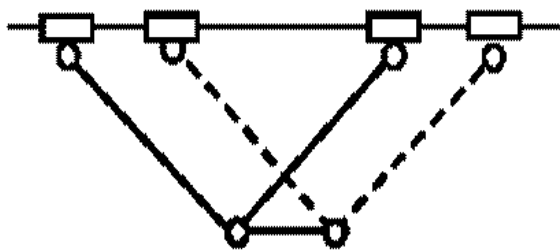


Рисунок 3 – Направляющие МПС прямые параллельные горизонтальные (а) и вертикальные (б), перпендикулярные (в), ортогональные (г), в форме треугольника (д), круговые (е), звездообразные (ж)

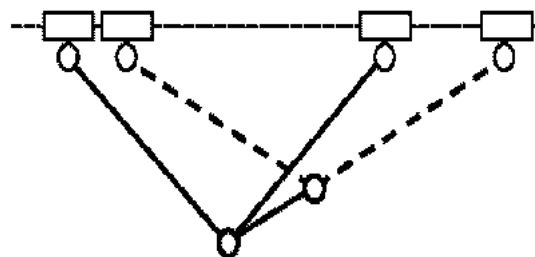
Оригинальную конструкцию четырехкоординатного МПС предложили ученые университета Монпелье (Франция) (рис. 4, а), который состоит из двух шарнирно соединенных двухкоординатных механизмов (рис. 4, б, в).



a)



б)



в)

Рисунок 4 – Четырехкоординатный механизм параллельной структуры (a) и его структурная схема в двух положениях (б, в)

При одновременном функционировании четырех приводов ИО выполняет три координатных перемещения (два поступательных относительно координатных осей X, Y и одно вращательное относительно оси Z).

На основе треугольной формы расположения направляющих [5] предложена принципиально новая пирамидальная компоновка и исследованы формообразующие движения нового многокоординатного сверлильно-фрезерного станка повышенной жесткости (рис.5). Оси механизмов поступательного движения имеют одну точку пересечения, расположенную над платформой с инструментальным ИО, и образуют правильную треугольную пирамиду. Станок имеет укороченную длину штанг, три цилиндрические направляющие и параллельно им три шарико-винтовые передачи с опорами на нижней основе. Направляющие упираются в подпятник закрепленный на Г-образной траверсе.

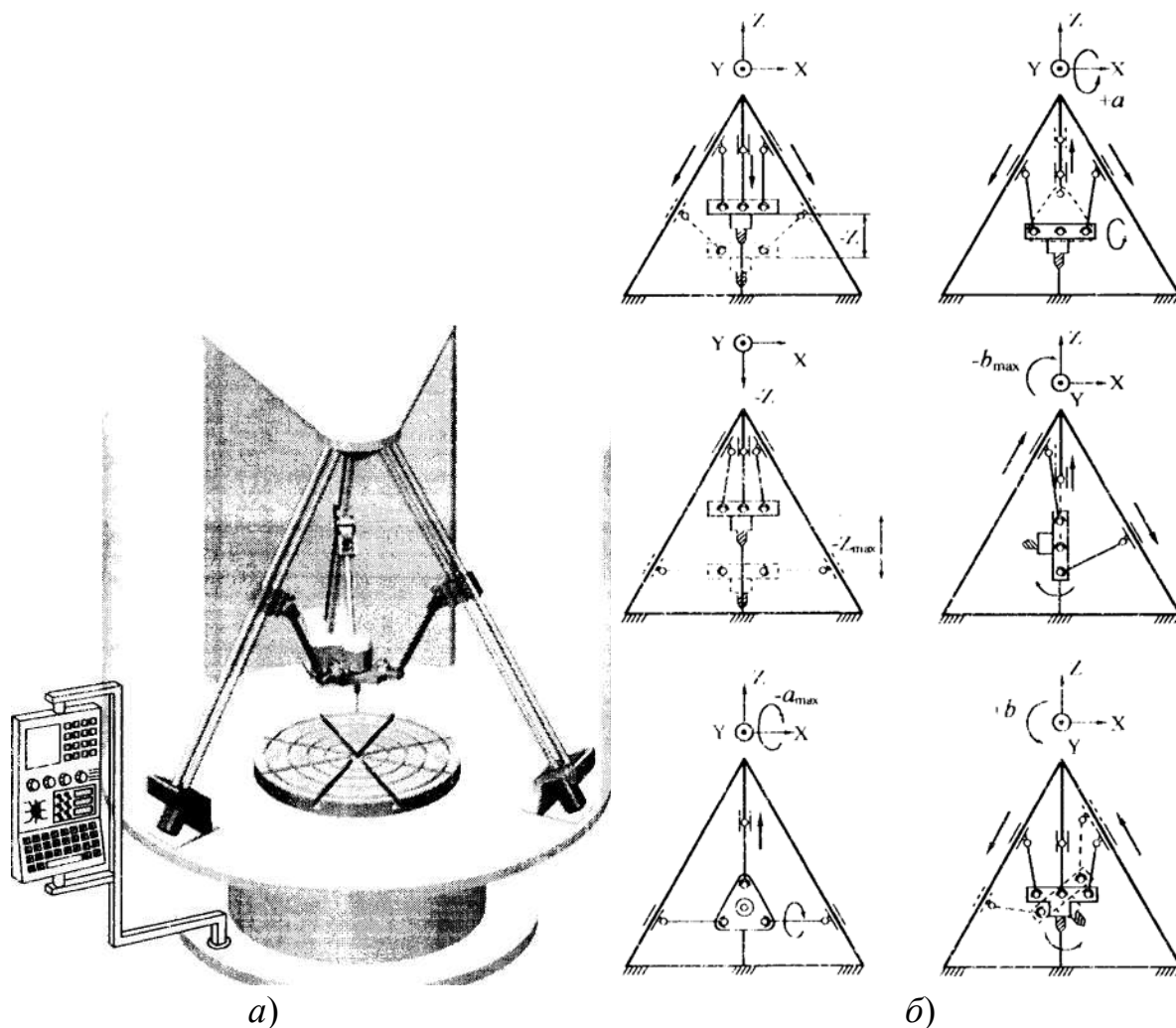


Рисунок 5 – Многокоординатный сверлильно-фрезерный станок повышенной жесткости

а) общий вид; б) основные технологические движения по управляемым координатам

Жесткость упругой пространственной рамной системы обеспечена конструктивным, а не металлоемким повышением сопротивления поперечных сечений кинематических звеньев и станины. В сравнении объемов пирамиды и призмы с одинаковой высотой и площадью основания рамной системы исполнение в новой компоновке станка втрое легче.

### Выводы

1 Направляющие МПС существенно влияют на технологические возможности, компоновку, конструктивную сложность, жесткость и вес станка с параллельной кинематикой.

2 Предложена принципиально новая пирамидальная компоновка многокоординатного сверлильно-фрезерного станка с угловым расположением направляющих, сходящихся в одной точке.

3 Предложенная пирамидальная компоновка обладает высокой жёсткостью при облегченной конструкции и по другим технико-экономическим показателям является конкурентно способной в сравнении с триподами, триглайдами, линаподами и другими МПС.

4 Необходимо продолжить исследования кинематических, кинетостатических, прочностных, жесткостных и динамических характеристик станков пирамидальной компоновки с целью их изготовления в Украине и внедрения в машиностроении и приборостроении.

#### Литература

- 1 Афонин В.Л., Подзоров П.В., Слепцев В.В. Обработка оборудования на основе механизмов параллельной структуры. Под общ. ред. В.Л. Афонина. М.: Учебное пособие. Издательство МГТУ СТАНКИН, Янус-К, 2006. – 452с.
- 2 Бушуев В.В., Хольшев И.Г. Механизмы параллельной структуры в машиностроении // СТИН. – 2001. - №1. – С.3-8.
- 3 Диментберг Ф.М., Саркисян Ю.Л., Усков М.К. Пространственные механизмы: (Обзор современных исследований). – М.: Наука, 1983.
- 4 Крайнев А.Ф. Идеология конструирования. – М.: Машиностроение-1, 2003. – 384 с.
- 5 Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.А., Склярів Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою / Під ред. Ю.М. Кузнецова. – Кіровоград, 2004. – 449с.
- 6 Обработка нового поколения. Концепция проектирования / В.Л. Афонин, А.Ф. Крайнев, В.Е. Ковалев и др.; Под ред. В.Л. Афонина. – М.: Машиностроение, 2001.-256 с.
- 7 Табацков В.П., Бергер Э.Г. Синтез напарвляющих механизмов в машиностроении и робототехнике. Николаев: НГАУ, 2004. – 188с.
- 8 Huang Q., Hadeby H., Sohlenins G. Connection Method for DDynamic Moddelling and Simulation of Parallel Kinematic Mechanism (PKM) Machines // Int J Adv Manuf Technol (2002) 19:163-173, 2002. – Springer-Verlag, London, Limited.
- 9 Majou F., Wenger Ph., Chablat D. Design of a 3 axis parallel machine tool for high speed machining: the orthoglide // IDMMME 2002, Clermont-Ferrand, France , May 14-16, 2002

УДК 621.9

**Бабин О.Ф., Гузенко В.С., Овчаренко В.А.**

ДГМА, г Краматорск, Украина

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗАГОТОВКИ В ПРОЦЕССЕ ОБРАБОТКИ НА СЛИТКОРАЗРЕЗНЫХ СТАНКАХ**

*It is set on the basis of analysis of experience of exploitation of ingot cutting machine-tools, that the most pliable element of the technological system is the processed purveyance. The calculation of flexural and turning inflexibility of purveyance is in-process executed at cutting through on a machine-tool. The ways of increase of dynamic descriptions of the technological system are set at cutting through of slots on a of ingot cutting machine-tool.*

### **Введение**

Слиткоразрезные станки используются в колесотокарных цехах для разрезки слитков массой более 4000 кг, максимальным диаметром 590мм и длиной до 2800мм. Первоначальная эксплуатацию станков, заложенная в проекте предполагала разрезку многогранных слитков восемью парами резцов, установленных диаметрально противоположно в резцедержателях до диаметра шейки  $d=150\text{мм}$ , при скорости резания  $v = 10...15$  м/мин; подаче  $S=0,5...1,1$  мм/об, ширине прорезаемой канавки – 21мм; вылете резцов  $L = 260\text{мм}$ .

На рисунке 1 показана схема прорезки слитков парными резцами.

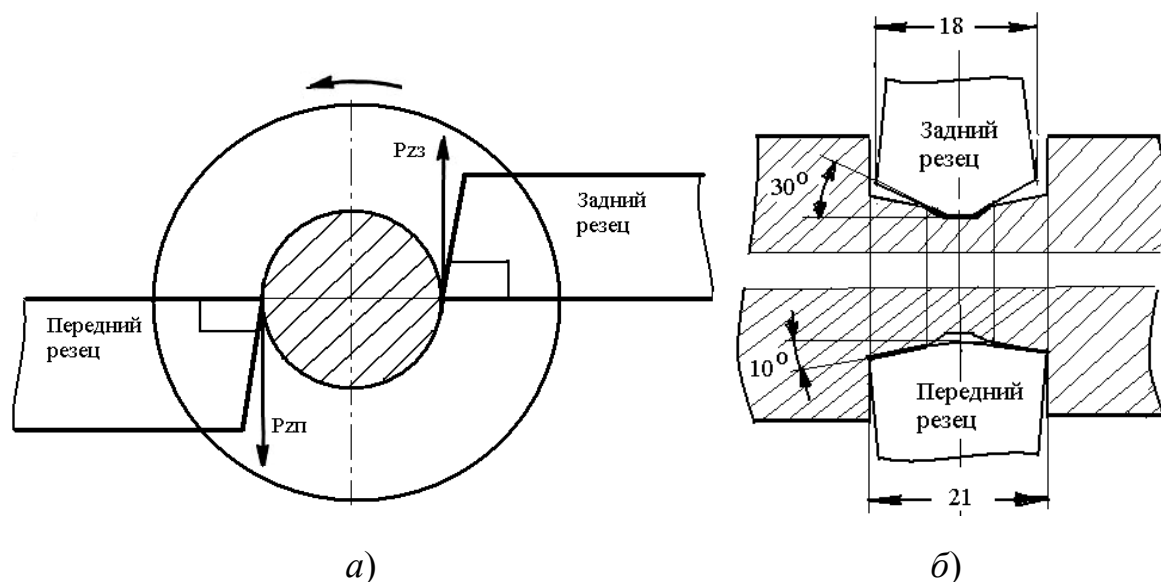


Рисунок 1 – Схема прорезки слитков

а) парными резцами; б) деления припуска между передним и задним резцами

Экспериментальные исследования, проводимые в процессе сдачи станков в эксплуатацию, позволило установить, что постоянная составляющая нагрузки на передний резец в 2 ... 2,5 раза больше, чем на

задний (при подаче  $S=0,8$  мм/об сила  $P_z$  на передний резец составляет  $P_{zp}=30000\text{Н}$ ) [1]. При разрезке слитков возникают довольно сильные крутильные и изгибные колебания, уменьшение которых можно достигнуть за счет уменьшения подачи и скорости резания.

Представление динамической системы станка как сложной многоконтурной замкнутой системы, состоящей из эквивалентной упругой системы и параллельных контуров, каждый из которых включает в себя параллельное соединение процессов резания, позволяет изобразить динамическую систему станка в следующем виде (рисунок 2).

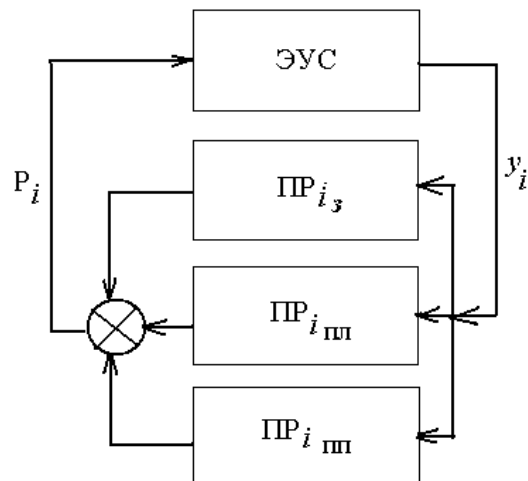


Рисунок 2 – Схема динамической системы слиткорезного станка (ПР<sub>з</sub> – элемент процесса резания  $i$ -го заднего резца; ПР<sub>пл</sub> – элемент процесса резания  $i$ -ой левой режущей кромкой переднего резца; ПР<sub>пл</sub> – элемент процесса резания  $i$ -ой правой режущей кромкой переднего резца)

Геометрия всех передних и задних резцов, подача и условия резания на слиткорезных станках примерно одинаковы, поэтому динамическую характеристику процесса резания одной парой резцов можно представить в виде [2].

$$W_{pi} = W_p = \frac{K_{pn} + K_{pz}}{1 + T_p P}$$

где  $K_p = K_{pn} + K_{pz} = P_z / a_o$  – жесткость резания;  $T_p = a a_o \xi / v$  – постоянная времени стружкообразования;  $a=1,2$  – постоянный коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала;  $a_o$  – заданная толщина срезаемого слоя (в нашем случае подача);  $\xi$  – среднее значение усадки стружки (в нашем случае  $\xi=2,5$ ).

Проведенные исследования динамической устойчивости показали, что при указанных условиях и режимах резания станок теряет устойчивость при диаметре прорезки  $d \approx 300 \dots 250\text{мм}$ , что явно не достаточно. [1]

Так при  $v = 10\text{м/мин}$  и  $S=0,8\text{мм/об}$ ,  $P_{zp}=30000\text{Н}$ ,  $P_{zb}=15000\text{Н}$  динамическая податливость  $K_{pn}=37500\text{Н/мм}$ ,  $T_p = 0,0144\text{с}$ .

### Основная часть

В процессе эксплуатации и капитального ремонта слиткорезных станков мод. 18А65 на Днепропетровском трубопрокатном заводе возникла необходимость в повышении эффективности их использовании, что в свою очередь связано со снижением динамических нагрузок в главном приводе и повышением виброустойчивости динамической системы станка при значительной глубине прорезки слитка.

Исследования [3] показали, что из двух факторов изменяющихся в процессе резки слитка – угловая скорость цепи главного движения и жесткость разрезаемого слитка – последний оказывает доминирующее влияние на виброустойчивость технологической системы. Для выяснения роли отдельных деталей и узлов станка в формировании колебаний в работе [1] были определены статистические характеристики наиболее податливых элементов станка, к которым относятся заготовка (слиток), кулачковый механизм зажима слитков и шпиндельная группа. В связи с этим были проведены исследование изменение жесткости слитка для двух видов колебаний - изгибных и крутильных в зависимости от глубины проточки.

Для изгибных колебаний была принята расчетная схема, представленная на рисунке 3, с вертикально расположенными силами как разность ( $P_{зп} - P_{з3}$ ), поскольку интенсивность колебаний в вертикальной плоскости больше, чем в горизонтальной [3].

Для определения изгибной жесткости определялись прогибы для двухопорной балки на шарнирах с переменным моментом инерции: основной части  $J_0 = \frac{\pi D_0^4}{64}$ ; и выточки  $J_{выт} = \frac{\pi d^4}{64}$ . Изгибная жесткость в 12 вариантах изменяется диаметр проточек от  $D = 590\text{мм}$  до  $d = 150\text{мм}$  с шагом равным 40мм. (см. рис. 3).

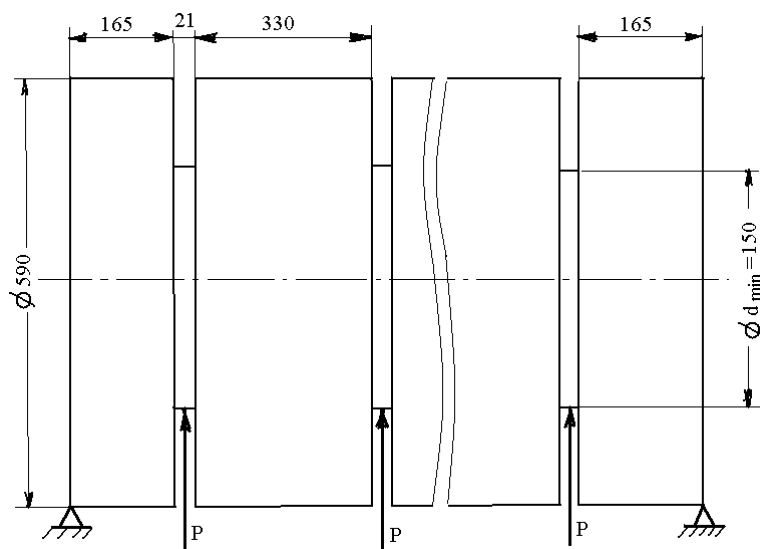


Рисунок 3 – Расчетная схема определения изгибной жесткости



Для каждого варианта прогибы определялись с помощью метода конечных элементов (МКЭ): балка разбивалась на 25 элементов, в пределах которой жесткость принималась постоянной. Составлялась и решалась с помощью ПЭВМ система 52 уравнений, в результате которой были определены прогибы в 52 точках. Результаты обработки результатов значений максимального прогиба заготовки (в 12 рассматриваемых точках изменения диаметра проточек) представлены на рисунке 4.

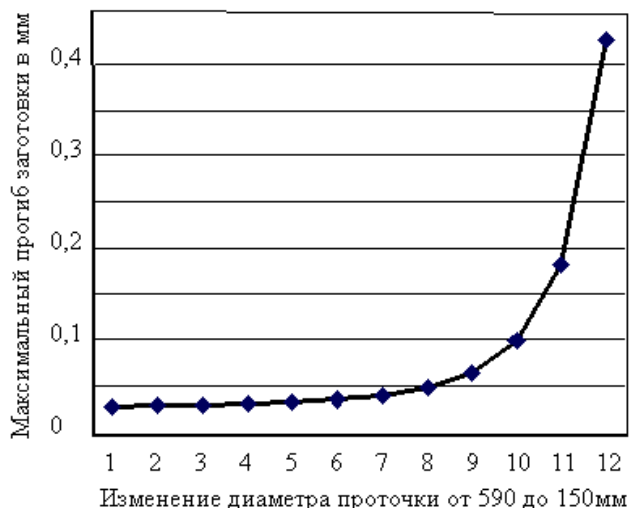


Рисунок 4 – Зависимость максимального прогиба от диаметра проточки, мм

Зависимость изгибной жесткости заготовки при прорезании показана на рисунке 5.



Рисунок 5 – Зависимость жесткости заготовки от изменения диаметров проточек

Аналогично определялась крутильная жесткость заготовки при прорезке, расчетная схема показана на рисунке 6. Рассматривался консольный вал с жесткой заделкой, угол закручивания которого определялся по формуле  $\varphi = \sum_{i=1}^n \frac{M_{кр} \cdot l_i}{GJ_p}$ . Диаметр вала  $J_{pl} = \frac{\pi D^4}{32}$ ; а диаметр

проточки  $J_{pII} = \frac{\pi d^4}{32}$ .

Используя эпюру крутящих моментов, полный угол закручивания вала равен

$$\varphi = \frac{M_{кр}}{G} \left[ \frac{0,33 \cdot 32}{J_{pI}} + \frac{0,02 \cdot 31,5}{J_{pII}} \right]$$

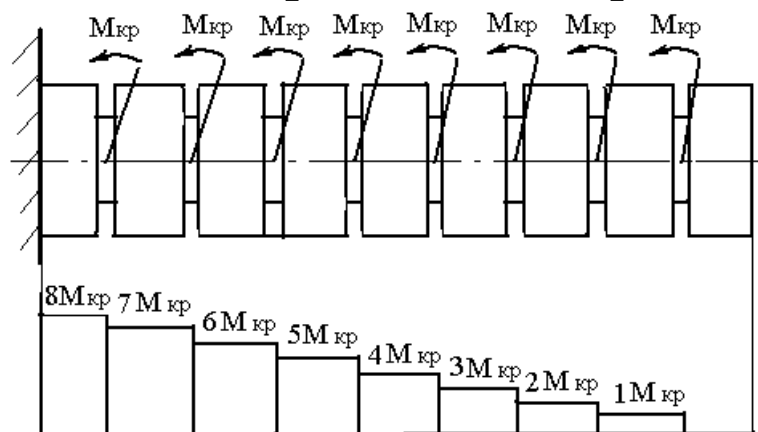


Рисунок 6 – Расчетная схема определения крутильной жесткости

В результате обработки 12 вариантов получили значения углов закручивания и крутильной жесткости заготовки, зависимости которых представлены на рисунках 7 и 8.

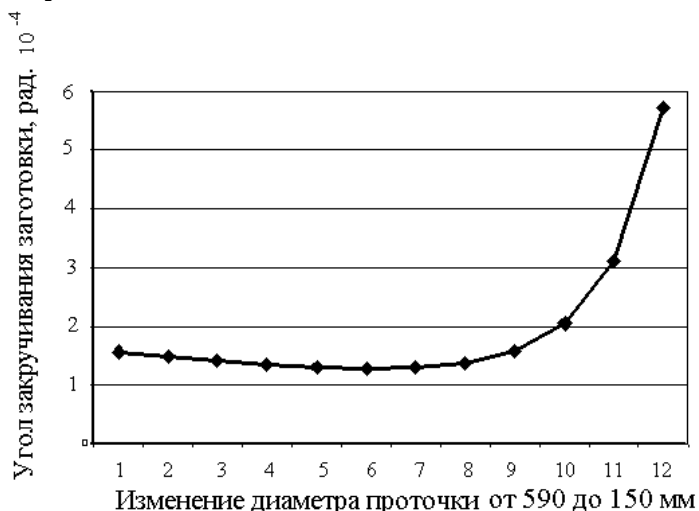


Рисунок 7 – Зависимость угла закручивания заготовки от диаметра проточки

Из графиков зависимостей изгибной и крутильной жесткости слитка от диаметра проточки (рис. 5 и рис. 8) видно, что жесткость слитка резко начинает уменьшаться с  $d \approx 250$  мм. В результате при подаче  $S = 0,8$  мм/об динамическая система слитка теряет устойчивость. Следует отметить, что в начале прорезки жесткость слитка во много раз больше приведенной к месту зажима слитка жесткости гидравлических зажимных механизмов и шпиндельного узла [1]. При этом деформация упругой системы станка в основном складывается из приведенной деформации шпиндельного узла и кулачковых механизмов зажима.

Следует отметить, что жесткость слитка перед началом отрезки в 6...8 раз выше, чем жесткость кулачковых механизмов зажима  $C_k$  и шпиндельного узла  $C_{ш}$ , а в конце отрезки становится в несколько раз меньше, чем  $C_k$  и  $C_{ш}$ .

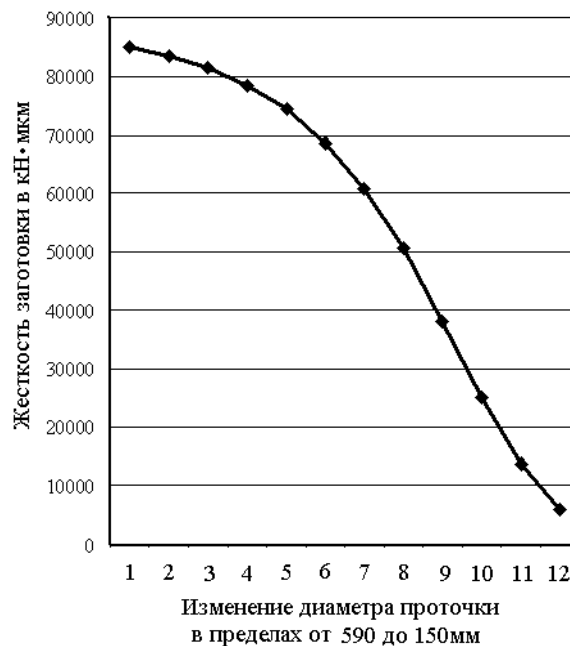


Рисунок 8 – Залежність крутильної жорсткості заготовки від діаметра проточки

### Выводы

1 Жесткость слитка является основным элементом упругой системы слиткорезного станка, определяющим его виброустойчивость. Как показали проведенные расчеты, изгибная и крутильная жесткость уменьшается по мере подрезки слитков с диаметром  $\varnothing 590$ мм до диаметра  $\varnothing 150$ мм примерно в 20 раз.

2 Эффективным путем повышения виброустойчивости станка является уменьшение ширины режущих кромок резцов, что реализовано в процессе эксплуатации, а также автоматическое уменьшение подач с диаметра подрезки  $\varnothing 250$ мм [3].

3 Дальнейшая модернизация слиткорезных станков может быть направлена на увеличение динамической жесткости шпиндельной группы коробки скоростей и применение активных виброгасителей.

4 Возможна перестановка в шахматном порядке передних и задних резцов, что значительно повысит жесткость и виброустойчивость заготовки.

### Литература

- 1 Зданевич В.А., Даниленко В.Г., Исследование тяжелых многорезцовых слиткорезных станков на виброустойчивость. Станки и инструмент, №2 1978г.
- 2 Кудинов В.А. Динамика станков. М. Машиностроение, 1967г.
- 3 Бабин О.Ф., Гузенко В.С., Миранцов С.Л. Исследование динамических характеристик токарной технологической системы при несвободном резании. Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. Краматорськ–Київ, вип. №20, 2006. – С.18-27

УДК 621.86

**Гевко Б.М., Фльонц О.В.**

ТДТУ ім. І. Пулюя, м. Тернопіль, БАІ НАУ, м. Бережани, Україна

## **ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПРИБОРУ ДЛЯ ПОДАЧІ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ В ЗОНУ РІЗАННЯ**

*Technological schema of line for cutting conveyer ribbon on a bar and it's given in cutting area with using mechanism of loading and groove given below. Analytical dependence for determinate of conveyer ribbon given force in cutting area and practical recommendations for design technological equipment are given.*

### **Вступ**

Останнім часом в приводах дорожніх, транспортних, сільськогосподарських машин (СГМ), стрічкових і пруткових транспортерів широко застосовують зубчасті ремні з відповідними шліцевими виступами замість ланцюгових передач, для зчеплення з відповідними трапецевидними виступами приводних елементів, які мають цілий ряд переваг перед ланцюговими.

Промисловість ФРН випускає такі гумово – бавовняні конвеєрні стрічки в рулонах шириною 0,9...2м., довжиною 50 м. І експортує їх в різні країни світу, в тому числі і в Україну.

Аналіз останніх досліджень. Питаннями теорії і практики визначення конструктивних параметрів елементів механізмів подачі конвеєрної стрічки в зону різання займалися ряд науковців [1, 2, 3], однак цілий ряд питань залишаються не вирішеними.

Мета дослідження. Метою дослідження є розробка удосконаленої конструкції лінії для порізки конвеєрної стрічки з бухти на полоси з механізованим завантаженням.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2003-2007 роки.

### **Основна частина**

Лінія для порізки конвеєрної стрічки на смуги складається з рами 1, пульта керування 2, і на вході лінії встановлена підставка 3, яка жорстко кріпиться до рами 1 і на відкритих опорах 4, вісь яких є перпендикулярною до напрямку руху конвеєрної стрічки, а на підставку встановлено валок 5. На останньому намотано рулон 6 конвеєрної стрічки, з можливістю його вільного розмотування і порізки на мірні розміри.

По напрямку розмотування конвеєрної стрічки 6 за підставкою 3 встановлений механізм подачі конвеєрної стрічки, який виконано у вигляді верхнього приводного валка 7 і нижнього шліцевого вала 8 з поперечним профілем і розмірами шліців аналогічними профілю конвеєрної стрічки 6, які розміщені один над одним у вертикальній площині. Привід механізму подачі здійснюється відомим способом від електродвигуна 9, який з'єднаний з системою керування лінії.

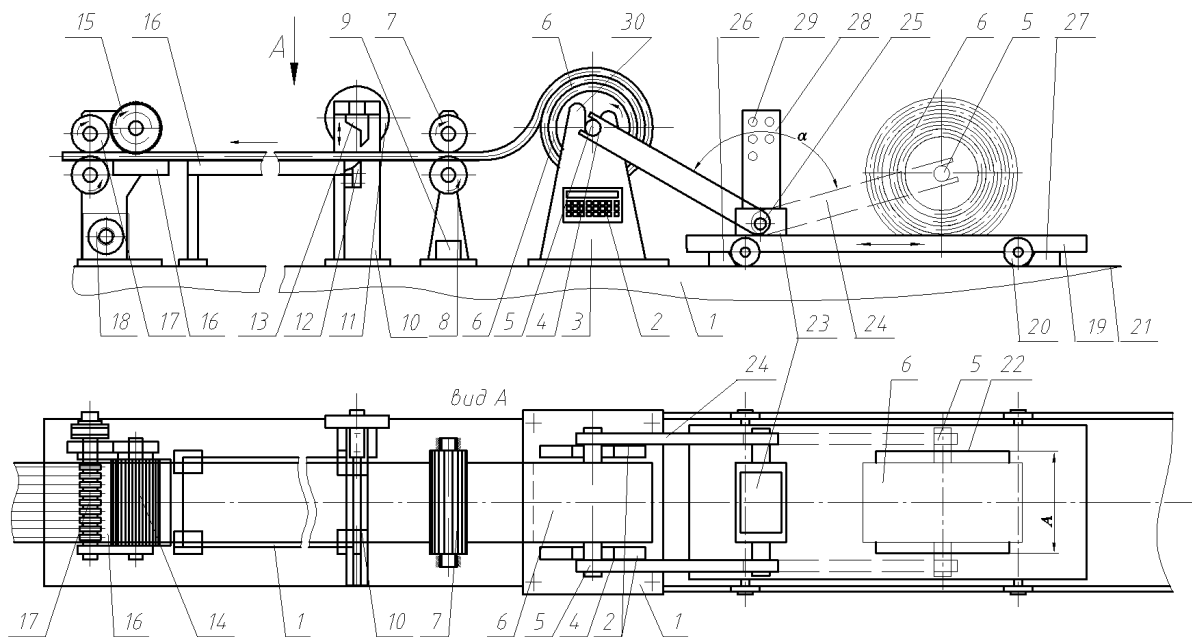


Рисунок 1 – Лінія порізки конвеєрної стрічки на смуги

За приводними валками по напрямку руху конвеєрної стрічки і паралельно їм встановлено ножиці 10 з горизонтальними ріжучими ножами, які є паралельні конвеєрній стрічці, маховика 11, нижнього нерухомого ножа 12, який жорстко закріплено до станини ножиць і верхнього ножа 13, який жорстко кріпиться до повзуна (на кресленні не показаний) і рухається у вертикальному напрямку періодично від приводу.

Нижній шліцевий вал 8 зв'язаний з датчиком довжини (на кресленні не показаний), який встановлений в пульті керування 2. Далі по ходу конвеєрної стрічки 6 встановлено притискний валок 14 з насічками 15 для кращої її подачі в зону різання, який притискає стрічку до столу 16 в зоні різання парами дискових ножів 17, які виконані у вигляді ножових блоків по два на кожному, осі яких є паралельними між собою, які обертаються від приводу 18.

В зоні завантаження рулонів встановлено візок, який складається з рамки 19 на двох осях якої встановлено колеса 20, які рухаються по рейках 21. З правої сторони дна рамки зі сторони бухти виконано проріз 22 шириною А в який встановлюють бухту у вертикальному положенні. Бухта

навіта на вал 5, яким вона встановлюється в опори 4. На рамці 19 візка встановлено пневматичний підіймач 23, який з'єднаний з двома вилками 24 віддаль між якими є більшою ширини опори. Обидві вилки 24 повертаються на валку 25 в межах кута  $\alpha=100^\circ$  з допомогою пневмоциліндра. Причому зверху вилки виконані відкриті пази шириною більшою діаметра кінців вала 5 з можливістю його вільного заходу. З лівої сторони колеса при переміщенні візка впираються в постійну опору 26, а з правої встановлюється переставна опора 27 для фіксації візка при перевантаженні бухти. На візку встановлена вертикальна стійка 28 з пультом керування 29, який забезпечує переміщення візка і повертання вилок 24 як з бухтою, так і без неї. Ліва сторона 30 опори 4 виконана видовженою для зручності встановлення бухти 6.

Робота лінії для порізки конвеєрної стрічки здійснюється відомим способом.

Процес завантаження бухти на опору 4 характеризується кутовою швидкістю обертання  $\omega$ , яка дорівнює:

$$\omega = \frac{V_{\max}}{l} - \frac{V_{\max}}{l \cdot t_k} \cdot t; \quad (1)$$

де  $l$  – довжина вилки, мм.

При цьому виникає кутове прискорення  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = -\frac{V_{\max}}{l \cdot t_k} \quad (2)$$

Необхідний крутний момент повороту вилки визначають з залежності:

$$M = F \cdot l. \quad (3)$$

Для забезпечення міцності вилки необхідно, щоб виконувалась наступна залежність:

$$\sigma_{32} = \frac{M}{2 \cdot W_{oc}} < [\sigma]_{32}, \quad (4)$$

де  $\sigma_{32}$  – напруження згину у вилці, МПа;  $W_{oc}$  – осьовий момент опору поперечного січення вилки, мм<sup>4</sup>;  $[\sigma]_{32}$  – допустимі напруження згину матеріалу вилок, МПа.

Осьовий момент опору визначають з залежності:

$$W_{oc} = \frac{d \cdot h^2}{6}; \quad (5)$$

де  $b$  – ширина вилки, мм;  $h$  – товщина вилки, мм.

По результатах досліджень побудовані графіки залежностей сили тяги від маси бухти (рис.2), від кута нахилу вилки (рис.3) і максимальної швидкості руху вилки.

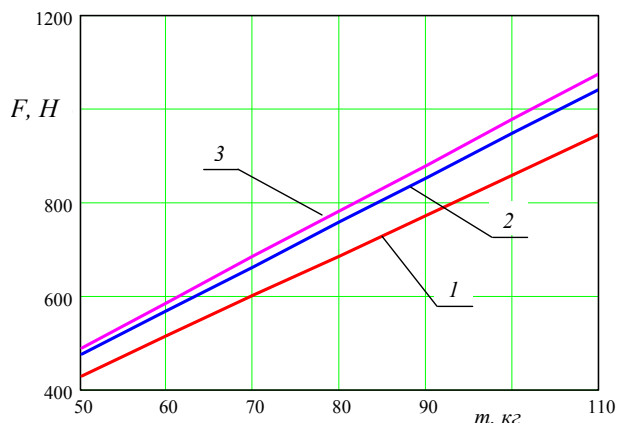


Рисунок 2 – Графік залежності сили тяги від маси бухти:  
1 –  $\alpha=1$ рад; 2 –  $\alpha=1,2$ рад; 3 –  $\alpha=1,3$ рад

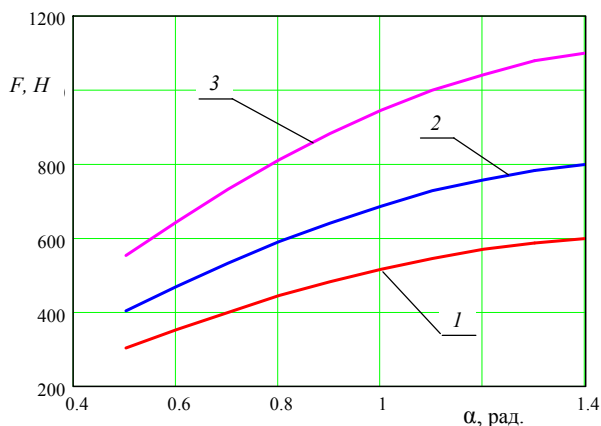


Рисунок 3 – Графік залежності сили тяги від кута нахилу вилки:  
1 –  $m=60$ кг; 2 –  $m=80$ кг; 3 –  $m=110$ кг

Як видно з графіка сила тяги при завантаженні бухти конвеєрної стрічки на лінію значно збільшується із збільшенням її маси.

З графіка видно, що із збільшенням кута нахилу сила тяги значно збільшується.

### Висновки

Приведено опис конструкції і технологічну схему роботи лінії для розрізання конвеєрної стрічки на суги з використанням при цьому механізму перевантаження бухти. Виведено аналітичні залежності для визначення сили подачі конвеєрної стрічки в зону різання

### Література

- 1 Капустин И.И. Резание и режущий инструмент в коже обувной промышленности. Л.: Легпром., 1950, 368с.
- 2 Иванова В.Н., Алешунина Л.А. Технология резино-технических изделий. Л.: Химия, 1988, 264с.
- 3 Логуш І.В. Технологічне забезпечення виготовлення стрічок з зубчастих гумово – кордових рулонних заготовок. Автореферат кандидатської дисертації к.т.н., спеціальності 05.02.08. – “Технологія машинобудування”. – Тернопіль, 2006. 21с.
- 4 Рублюк О.В. Розробка технології одержання виробів з вторинної полімерної сировини.: Дис. ...канд. техн. наук: 05.02.08. – Львів, 1994, 190с.
- 5 Висновок про видачу деклараційного патенту на корисну модель №u2007 07019 від 22.06.2007. Матвійчук А.В., Броцак І.І., Фльонц О.В., Гевко І.Б. Лінія для різання конвеєрної стрічки.

УДК 621.9

**Гаков С.О.**

ДДМА, м. Краматорськ, Україна

## **РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ДАТЧИКІВ АКУСТИЧНОЇ ЕМІСІЇ ДЛЯ ВИКОРИСТАННЯ В АДАПТИВНИХ СИСТЕМАХ КЕРУВАННЯ ПРОЦЕСОМ ВАЖКОЇ СКЛАДНОПРОФІЛЬНОЇ ОБРОБКИ**

*In the article the basic types of constructions of acoustic emission sensors applied for diagnostics of the cutting process parameters are analyzed. The basic requirements produced to the construction and materials of AE sensors elements applied during diagnosing of the treatment processes in the mechanical engineering are resulted. The example of AE sensor development is resulted.*

### **Вступ**

Відомо, що низькочастотні коливання викликаються нестационарністю процесу обробки та залежать від багатьох зовнішніх факторів, в першу чергу від жорсткості та інерційних характеристик елементів ТС, особливо це виражено при обробці на важких верстатах складнопрофільних деталей.

При різанні в ТС генеруються високочастотні хвилі пружної деформації (емісія хвилі напруги), параметри та характер появи яких обумовлений динамічною локальною перебудовою полів механічних напруг. Акустична емісія проявляється при пластичному деформуванні твердих матеріалів, в процесі тертя, виникненні тріщин, при виникненні та розвитку в них дефектів, при фазових перетвореннях, які зв'язані зі зміною кристалічної решітки [1, 4]. Основним джерелом хвиль АЕ є зона різання, у якій відбувається пластичне деформування та руйнування оброблюваного матеріалу, розрив фрикційних зв'язків на поверхнях інструменту, що контактує. Тому джерелом сигналів АЕ в значній мірі є інструмент тому, що він працює в області пружних деформацій, а ці процеси неминухо пов'язані з його динамічними навантаженням-розвантаженням, яке має різну ступінь просторово-часовій локалізації та породжує хвилі напруг (ХН), які розповсюджуються в пружному середовищі (по елементам ТС та несуть певну інформацію о тих процесах, в ході яких вони з'явилися). Таким чином основними джерелами сигналів АЕ будуть процеси зародження, росту мікротріщин, викришування різальної частини, та поломка ріжучого інструменту.

Сигнал акустичної емісії має високу перешкодозахищеність, особливо в області частот сигналів зони різання, що перевищують частоти від шумів працюючих вузлів верстата, що забезпечує отримання надійної інформації про зношування інструменту, зміну властивостей матеріалу та якості обробленої поверхні.



Відомо що системи для реєстрації сигналів АЕ відносяться до ультразвукової техніки [4]. Збільшено кожний виріб ультразвукової техніки можна представити у вигляді комплексу, який складається з двох різного роду виробів: електронного блоку та призначених для безпосередньо електромеханічного перетворення енергії ультразвукових датчиків, які представляють п'єзоелектричні перетворювачі (ПЕП) на основі п'єзоелемента (ПЕ).

В літературних джерелах [1, 3, 4] приводяться різні схеми виконання вимірювальних систем та комплексів, призначених для вимірювання та обробки сигналів акустичної емісії. В загальному вигляді система для реєстрації сигналів АЕ представлена на рис. 1 [4]. Хвилі напруг 1, що генеруються в зоні різання 2, поширюються у пружному середовищі – інструменті 3 та заготівці 4, та досягають вільної поверхні, пружні зміщення фіксуються датчиком 5. Сигнал з датчика поступає на реєстраційний пристрій 6, а з нього до блоку обробки 7.

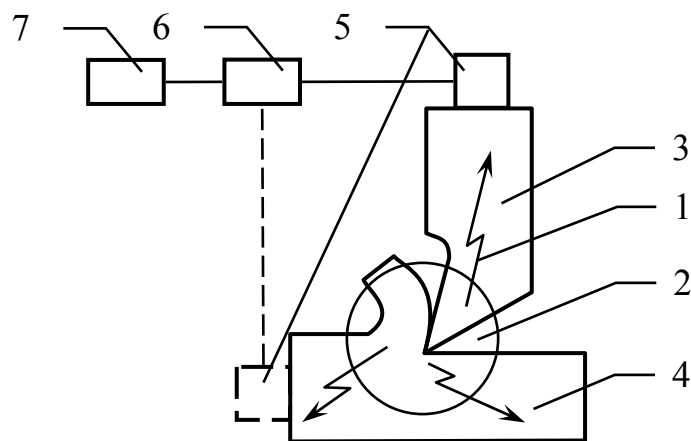


Рисунок 1 – Узагальнена схема вимірювання сигналів АЕ при різанні

Існує багато виробників які виготовляють апаратуру для реєстрації сигналів АЕ. Найбільш розповсюджені – системи виробництва СРСР, однак вони є морально застарілими. Сучасні системи закордонного виробництва (як ближнього так і дальнього), хоча і більш універсальні і точні, однак дуже дорогі. В основному всі універсальні вимірювальні комплекси призначені у першу чергу для задач дефектоскопії і використовуються як засоби неруйнівного контролю в різних областях промисловості, нафто-газо транспортуванні та видобутку. Це накладає обмеження використання стандартної апаратури для реєстрації сигналу АЕ поза лабораторних умов (тільки для цілей експерименту). Тому було вирішено виготовити власні датчики акустичної емісії, для умов використання у складі адаптивної системи керування обробкою колісних пар на колесотокарному верстаті КЖ1836Ф3 виробництва ВАТ «КЗВВ».

### ***Розробка конструкції датчика для реєстрації сигналів акустичної емісії***

В конструкції сучасного ПЕП передбачається наявність декількох обов'язкових елементів (рис. 2): ПЕ, демпфер (або гасильна підкладка), протектора та корпусу.

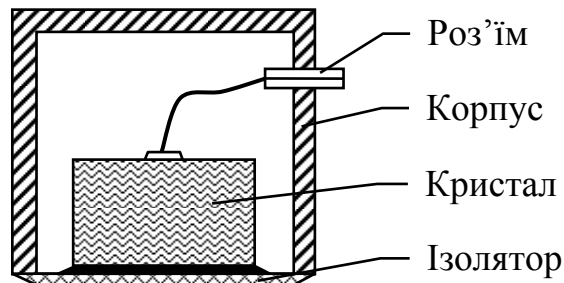


Рисунок 2 – Типова конструкція датчика ультразвукових коливань

Основним елементом датчика АЕ є п'єзоелектричний кристал (ПЕ), який перетворює механічний рух (коливання) у електричний сигнал. ПЕ поміщається в спеціальний корпус з денцем у вигляді пластинки та гніздом. Датчик збуджується хвилями напруг, які потрапляють на його денце, та перетворюються в електричні сигнали. Ці сигнали потрапляють на розташований поблизу перед підсилювач, підсилюються і на кінцевому етапі реєстрації надходять на основну вимірювальну та обробну апаратуру.

Провівши критичний огляд літературних джерел, можна виявити багато виконань конструкцій датчиків АЕ, однак більшість з цих датчиків призначені для апаратури неруйнівного контролю. Деякі науковці [ ] використовували датчики від апаратури неруйнівного контролю для дослідження процесів в технологічних системах при обробці різанням. Однак ці датчики, як правило являють собою різновид вузькосмугових резонансних датчиків, які мають основний резонанс на 150 кГц. Як зазначено в [ ] корисний інформативний сигнал АЕ при різанні металів генерується у полосі частот від 200 до 1500 кГц, це означає неможливість використання високодобротних вузькосмугових резонансних датчиків. Основні конструктивні виконання датчиків акустичної емісії, що використовуються при діагностуванні при механічній обробці представлені на рис. 3.

Всі датчики представлені на рис. 3 мають різні конструктивні виконання, однак вони всі мають спільні риси:

- ПЕ, що використовуються повинні бути поляризовані та мати металеві електроди;
- наявність металевого корпусу, який електрично розв'язаний з елементами ПЕП та вимірювальною апаратурою;
- демпфер у вигляді окремої деталі або демпферного наповнювача;
- ПЕ з'єднується з корпусом та демпфером компаундом на основі епоксидної смоли з наповнювачем або без;
- роз'єм у вигляді стандартизованого кабельного рознімача.

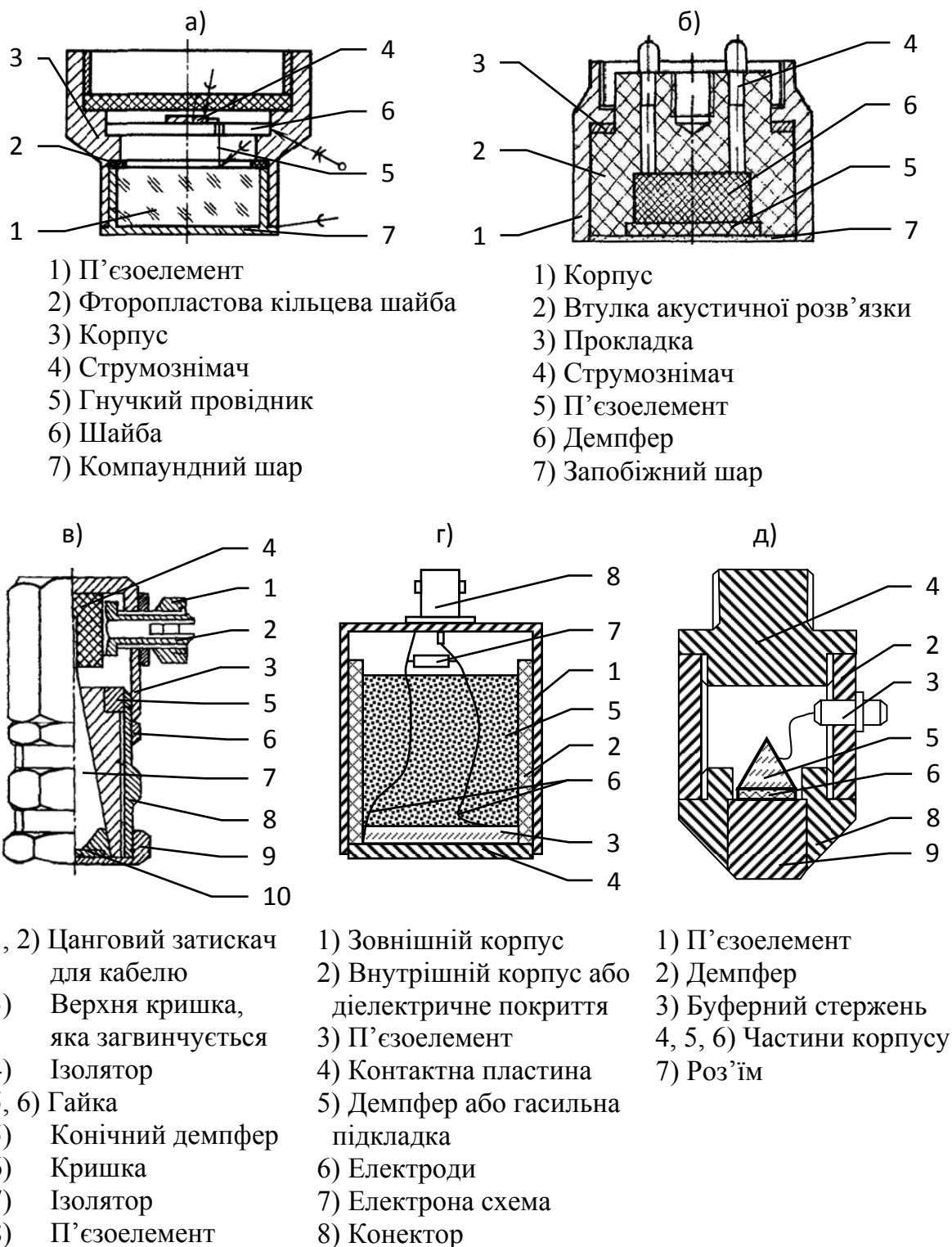


Рисунок 3 – Типові конструкції датчиків АЕ

Проаналізувавши літературні джерела [ ] та відомі конструкції датчиків АЕ, можна визначити основні вимоги, які пред'являються до його елементів.

1 Для електричного екранування корпус ПЕП виготовляють з металу або діелектрику, з металізацією зсередини. Матеріал корпуси повинен бути

виконаний з антикорозійного матеріалу та володіти достатньою міцністю для попередження зносу на таких поверхнях, як сталь та чавун.

2 Для подавлення інерційних властивостей ПЕ найбільш універсальним засобом є – механічне демпфування. Демпфер (підкладка) виконується звичайно з щільного матеріалу з високим коефіцієнтом згасання, який контролює вібрацію датчика шляхом поглинання енергії, яка випромінюється поверхнею ПЕ. Демпфер, в ідеальному разі повинен мати акустичний імпеданс рівний акустичному імпедансу п'єзокераміки, що використовується:

$$Z_{\partial} \approx Z_{нк},$$

$$Z_{\partial} = \rho_{\partial} c_{\partial}, Z_{нк} = \rho_{нк} c_{нк},$$

де  $Z_{\partial}$  – акустичний імпеданс демпфера,  $Z_{нк}$  – акустичний імпеданс п'єзокераміки,  $\rho$  – щільність,  $c$  – швидкість звуку у відповідному матеріалі.

При збіганні акустичного імпедансу демпфера та ПЕ датчик володіє високим згасанням та добрим розділенням, у випадку не збігання, зворотно у ПЕ буде відбиватися більше звукової енергії, це призводить до резонансних явищ та спотворенню реального сигналу.

3 Для вимірювання АЕ при обробці різанням найбільш повно функціональним вимогам задовольняє штучна п'єзокераміка, завдяки: високій міцності, технологічності, стабільності властивостей, малій гігроскопічності, порівняно високій температурі Кюрі. Активний елемент ПЕП повинен бути виконаний з п'єзо або сегнетоелектричного матеріалу, в цілях розширення технологічних можливостей системи ПЕ вибирають з низькодобротного (широкосмуговий), або спеціалізації у визначеному частотному діапазоні – високдобротного (спрямований, вузькосмуговий) матеріалу. Особливо високе використання в датчиках АЕ знайшли ПЕ на основі марок ЦТС (цирконат-титанату свинцю). Основні характеристики п'єзо матеріалів наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – П'єзокерамічні матеріали та їх основні електрофізичні властивості

Матеріал	$Q_M$	$K_{33}$	$K_{31}$	$g_{33}$	$tg\delta, \%$	$E, \text{ГПа}$	$c, \text{М/с}$	$\rho, \text{г/см}^3$	$T_K, \text{°C}$	$\sigma_{смк}, \text{МПа}$
ЦТС-19	50	0,40	0,28	22,6	2,5	55-85	3500	7,45	290	294
ЦТС-26	70	0,68	0,31	23,3	2,0	65-68	3000	7,40	275	343
ЦТС-36	80	0,70	0,73	37,1	2,5	-	2870	7,7	350	-
НЦТБС-1	40	-	-	12,9	2,8	-	3000	7,7	140	-

$Q_M$  – добротність;  $K_{33}$  – коефіцієнт електромеханічного зв'язку при поздовжньому п'єзо ефекті;  $K_{31}$  – коефіцієнт електромеханічного зв'язку при поперечному п'єзо ефекті;  $g_{33}$  – п'єзоелектричний модуль;  $tg\delta$  – тангенс кута діелектричних втрат;  $E$  – модуль пружності;  $\rho$  – щільність;  $c$  – швидкість звука.

Всі елементи ПЕП повинні складатися з високоякісних деталей та виготовлені з матеріалів, які мають високостабільні електро-фізико-механічні властивості. Це обумовлено потребою приймати сигнали, що







мають «вибуховий», імпульсний характер, довжина імпульсу може складати  $10^{-8} \dots 10^{-4}$  с, енергія окремого імпульсу – від  $10^{-9}$  до  $10^{-5}$  Дж, що відповідає сигналу АЕ, які проявляються у вигляді механічних коливань, зміщення при яких складає  $10^{-8} \dots 10^{-1}$  мкм

Для лабораторних випробувань АСК було прийнято рішення виготовити декілька датчиків АЕ різної конструкції і технічних характеристик, з метою визначення оптимальних характеристик для використання в працюючій АСК колесотокарного верстата з ЧПК.

Для лабораторних випробувань та досліджень роботи АС було спроектовано датчик АЕ, який показано на рис. 4, а, а для виробничої АСК колесотокарного верстату було спроектовано датчик АЕ, який показано на рис. 4, б. Ці дві конструкції мають різницю тільки у виконанні корпусу та узгоджувального шару. Обидві конструкції за розмірами – взаємозамінні.

Для датчиків АЕ було використано декілька марок та типорозмірів п'єзопластин на основі цирконат-титанату свинцю (ЦТС), основні характеристики наведені в табл. 3, а електрофізичні властивості в табл. 2.

Таблиця 3 – Основні конструктивні характеристики п'єзопластин

№	П'єзоматеріал	Геометричні параметри			Тип покриття	Загальний вигляд пластини
		$D$ , мм	$h$ , мм	$S$ , мм <sup>2</sup>		
1	НЦТБС-1	21,5	0,100	363,50	Двобічне нікелеве покриття	
2	ЦТС-26	20,0	1,100	314,16	Мідне та нікелеве покриття	
3	ЦТС-26	20,0	0,700	314,16	Двобічне нікелеве покриття	
4	НЦТБС-1	19,5	0,400	298,65	Двобічне нікелеве покриття	
5	ЦТС-19	18,0	3,075	254,47	Двобічне срібне покриття	
6	ЦТС-36	14,8	0,500	172,03	Мідне та нікелеве покриття	

Кожен ПЕ пройшов контроль на резонансну частоту. Резонансну частоту визначали теоретично та зіставляли з значенням, яке було отримано дослідженням амплітудно-частотної характеристики (АЧХ). Типова АЧХ ПЕ номер 2 (табл. 3) представлена на рис. 4. Всі пластини мають основний резонанс на частотах більш 800 кГц. Однак було вирішено використати тільки пластини під номером 2, 5, 6 (табл. 3). Пластина під номером 6 була

вибрана за малу діаметральну характеристику, для побудови датчику с порівняльно малими габаритними розмірами, з метою використання у труднодоступних або захищених (від дії СОЖ та стружки) місцях.

Наступним шагом було вибір матеріалу, геометрії демпферу та типу його приєднання до п'єзопластини. Після обзору літературних джерел [1, 2, 3, 4] всі демпфери, які використовуються у датчиках АЕ можна поділити за наступними ознаками (рис. 3).

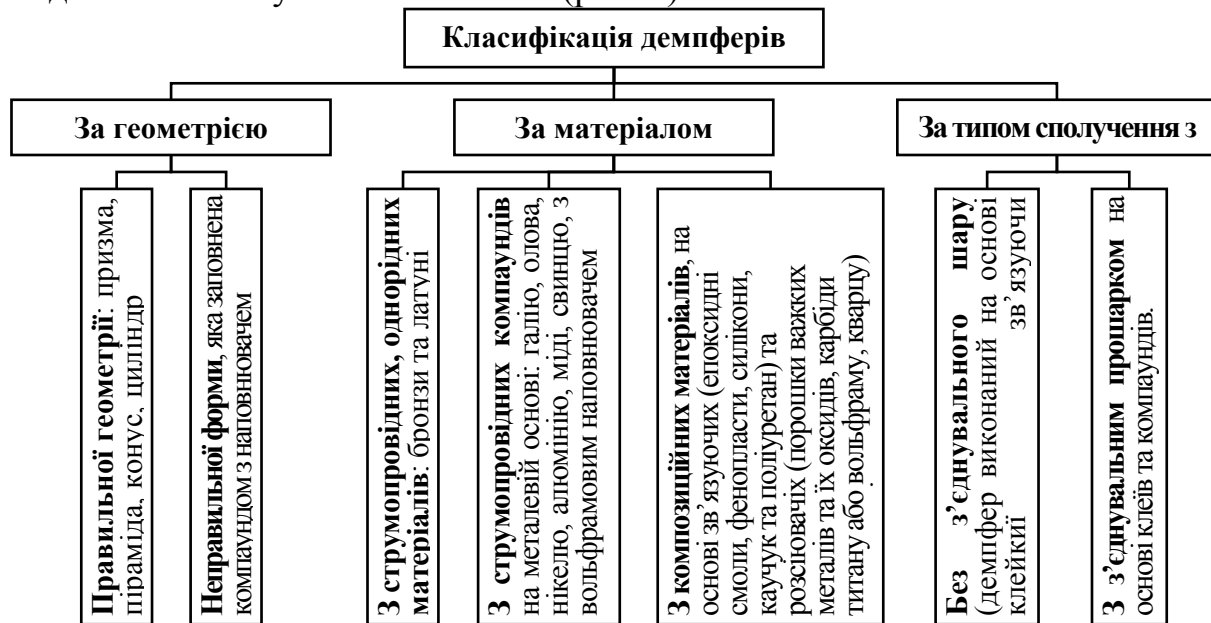
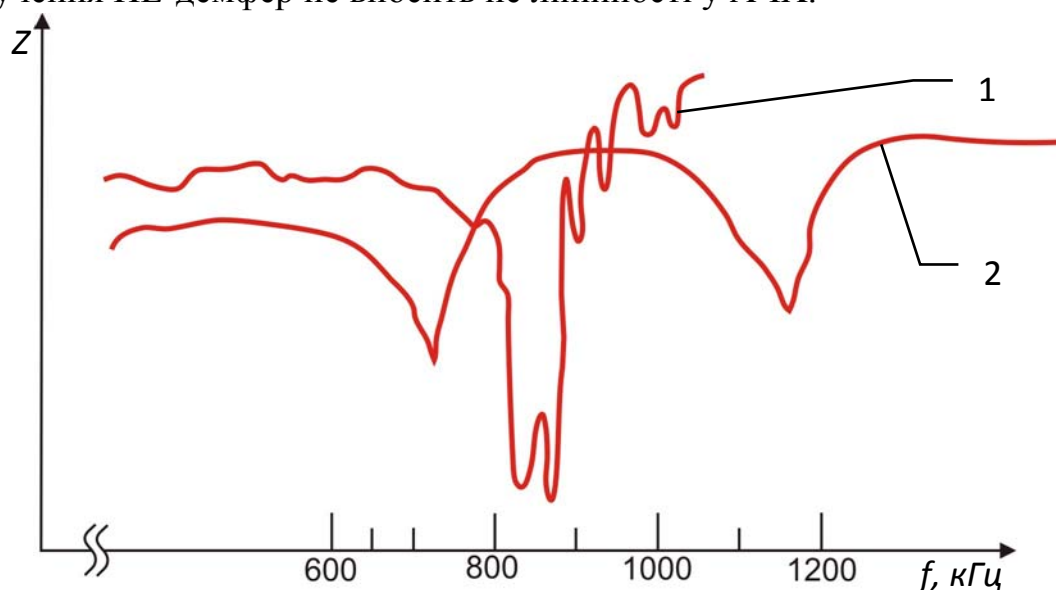


Рисунок 5 – Класифікація демпферів, які використовуються у датчиках АЕ

Проаналізувавши відомі конструкції (рис. 3) та відповідно до умов які зазначені вище, демпфером, який найбільш підходить є – циліндричний демпфер з латуні який сполучається з ПЕ за допомогою з'єднувального прошарку з епоксидного клею. Це обумовлено тим, що: латуні досить дешеві та розповсюджені; володіють хвильовим опором, близьким до імпедансу п'єзокерамічних матеріалів; порівняно великим коефіцієнтом згасання. Циліндрична форма демпферу була обрана як найбільш раціональна та технологічна у виготовленні, хоча така форма більшому відбиттю хвиль у ПЕ (ніж призматична та конічна), але це компенсується застосуванням демпферного наповнювача.

У якості з'єднувального шару, виступає шар епоксидного клею, тому що він має малу усадку при полімеризації, має досить близький коефіцієнт лінійного розширення до з'єднувальних деталей ПЕП, має можливість отримання тонких шарів (80...120 мкм), зберігає міцність з'єднання в широкому діапазоні температур та у умовах вібрацій. Шар клею потрібно наносити на підготовлену поверхню демпферу (шліфовану та очищену у ацетоні), без повітряних бульбашок, які негативно впливають на якість покриття. Контроль експлуатаційних параметрів сполучення ПЕ-демпер здійснювали непрямим методом на основі аналізу отриманих АЧХ (рис.6).

З рис. 6 видно, матеріал демфера відповідає зазначеним умовам та сполучення ПЕ-демфер не вносить не лінійності у АЧХ.



1 – АЧХ, що отримана при контролі ПЕ; 2 – АЧХ ПЕ з приєднаним демфером

Рисунок 4 – АЧХ, що отримана при контролі елементів ПЕП

Корпуса обох датчиків металеві, це обумовлено необхідністю надійно екранувати перетворювач, оскільки часто виникає потреба приймання та виділення на фоні шумів акустичних сигналів потужністю порядку  $10^{-12}$  Вт. Метал – алюміній, товщиною 0,7 мм, вибір обумовлений декількома причинами: малий коефіцієнт затухання ультразвуку, особливо це важливо в конструкції (рис. 5, а), де акустичний сигнал проходить скрізь металеве дно; мала вага та висока технологічність виготовлення.

Корпус датчика 1 (рис. 5, а) було виготовлено висадкою з алюмінієвого листа, з подальшою релаксацією напруг термічною обробкою. Зовнішня поверхня дна корпусу була відшліфована на верстаті для підготовки зразків, до отримання необхідної площинності (з використанням алмазного порошку) та відполірована на повстяному крузі з додаванням пасти ДОІ. Площинність на внутрішній поверхні, була отримана обробкою на металевій оправці (з використанням алмазного порошку), яка була закріплена у патроні радіально-свердлильного верстата мод. , поліровка не провадилася.

Корпус датчика 2 (рис. 5, б) було виготовлено з алюмінієвої труби діаметром 34 мм та товщиною 1,2 мм. Верхня кришка з фтороплату запресовувалася в корпус на спеціальному приладі, після накатки канавки на трубі.

У якості наповнювача у всіх конструкціях було використано компаунд на основі силікону та наповнювачем з кварцового піску. Вибір силікону обумовлений його високими демпферними властивостями та технологічністю використання (має добру адгезію до металевих поверхонь, добре змішується з дрібно зернистими структурами).

Таким чином було створено дві конструкції датчиків АЕ. Конструкція,

що представлена на рис. 5, а – призначена для використання у дослідженнях процесу обробки та лабораторних випробуваннях АСК колесотокарного верстата, а конструкція, що представлена на рис. 5, б – призначена для використання у виробничій системі. Різниця у використанні полягає у тому, що конструкція 1 має більш трудомісткий у виробництві корпус, однак має більш високу універсальність у використанні, порівняно з конструкцією 2. Ця універсальність полягає в тому, що металевий корпус забезпечує більш високу зносостійкість при контакті з металевими поверхнями, може витримувати багатократні приклеювання, однак ця перевага не відіграє ніякої ролі в налагодженій виробничій системі АК. Електричні характеристики обох датчиків ідентичні. Тому в усіх дослідженнях використовували конструкцію 1 (рис.5, а).

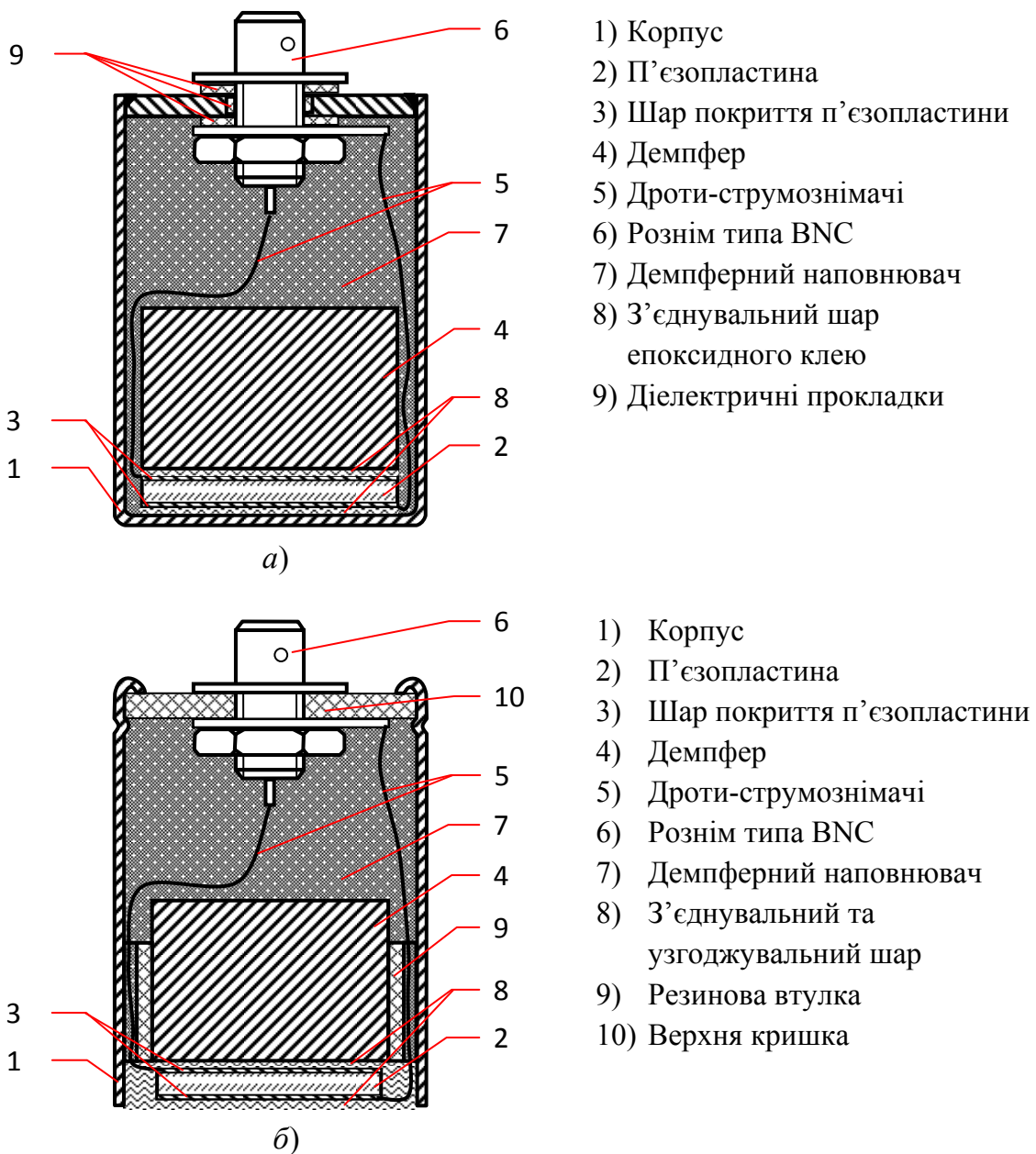


Рисунок 5 – Розроблені конструкції датчика акустичної емісії





Рисунок 6 – Комплект датчиків для вимірювання сигналів АЕ в зоні різання

### *Висновки*

Розроблені конструкції датчиків для вимірювання сигналів акустичної емісії мають наступні переваги:

- мають досить невисоку складність виготовлення;
- застосовані матеріали широкорозповсюджені, доступні, легко оброблюються;
- корпус датчиків добре захищений від навколишнього середовища;
- мають добру чутливість, тому можуть бути використані для багатьох задач діагностування в машинобудуванні.

### Література

- 1 А.В. Кибальченко. Применение метода акустической эмиссии в условиях гибких производственных систем. – М. ВНИИТЭМР, 1986, 56 с., 30 ил.
- 2 Акустика: Справочник / А.П. Ефимов, А.В. Никонов, М.А. Сапожков, В.И. Шоров; Под ред. М.А. Сапожкова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Радио и связь, 1989. – 336 с.: ил.
- 3 Неразрушающий контроль. В 5 кн. Кн. 2. Акустические методы контроля: Практ. пособие/И.Н. Ермолов, Н.П. Алешин, А.И. Потапов; Под ред. В.В. Сухорукова. – М.: Высш. шк., 1991. – 283 с.: ил.
- 4 Подураев В.Н. и др. Технологическая диагностика резания методом акустической эмиссии В.Н. Подураев, А.А. Барзов, В.А. Горелов. – М.: Машиностроение, 1988. – 56 с.: ил.

УДК 621.22.011

**Корчак Е.С.**

ДГМА, г. Краматорск, Украина

## **АНАЛИЗ УРОВНЯ ЭНЕРГИИ, НАКАПЛИВАЕМОЙ СИЛОВЫМИ ЦИЛИНДРАМИ ГИДРОПРИВОДА СТАНКА**

*In the work on the basis of practical experience and designed mathematical models complete analysis of dynamic processes occurring while unloading of power cylinders off pressure is carried out. Reasonable conditions of its performing are developed. Practical recommendations for its realization in industry are given to provide increasing of productivity, workability and reliability.*

### **Введение**

Для повышения быстродействия и надежности гидросистем станков существенное значение имеет определение времени и характера процесса разгрузки силовых цилиндров от давления [1]. В современных системах управления разгрузку силовых цилиндров осуществляют путем открытия дроссельного клапана небольшого проходного сечения, при этом характерным является длительная задержка при переключении режимов работы гидропривода, вызванная повышенным временем разгрузки полостей силовых цилиндров из-за необходимости дросселирования рабочей жидкости через малое сечение разгрузочного клапана [2]. Т.е. мала интенсивность срабатывания накопленной упругой энергии, поэтому процесс разгрузки является длительным по времени.

### **Основная часть**

Оценка уровня накопленной энергии. За время рабочего хода гидропривод накапливает энергию упругой деформации жидкости и элементов металлоконструкции. Полная энергия упругой деформации металлоконструкции во время цикла нагружения можно определить по следующей формуле [3]

$$W_M = 3 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_{cp}^2 \cdot G, \quad (1)$$

где  $W_M$  – энергия упругой деформации металлоконструкции, кДж;  
 $\sigma_{cp}$  – средняя величина нормальных напряжений в объеме машины, МПа;  
 $G$  – масса машины, кг.

Значительно большую энергию упругой деформации накапливает жидкость. Это связано с тем, что модуль упругости жидкости примерно в 100 раз меньше модуля упругости стали. Величина энергии упругой деформации жидкости определяется, как:

$$W_g = \frac{p_p^2 \cdot Q_g}{2 \cdot E_g}, \quad (2)$$

где  $W_g$  – энергия упругой деформации жидкости, кДж;  $p_p$  – рабочее давление жидкости, МПа;  $Q_g$  – объем жидкости, м<sup>3</sup>;  $E_g$  – модуль объемной упругости жидкости, МПа.

Суммарная накопленная за время рабочего хода энергия упругой деформации равна

$$W_\Sigma = W_M + W_g. \quad (3)$$

При разгрузке силовых цилиндров от давления эта суммарная накопленная энергия упругой деформации срабатываетя дросселирующим элементом клапана, превращая эту энергию в тепло.

Исследование процесса поглощения накопленной энергии дроссельным клапаном.

Построение и анализ математической модели позволяет определить оптимальные режимы разгрузки рабочих цилиндров от давления, что даст возможность уже на стадии проектирования правильно выбрать параметры и режимы работы разгрузочных устройств и сливной магистрали.

Текущее значение давления в рабочем цилиндре в процессе разгрузки можно определить по следующей зависимости [4]:

$$\frac{d^2 p_c}{dt^2} = 0,5 \cdot \rho \cdot \frac{W_c}{E_c \cdot f_{mp} \cdot L} \cdot \zeta_{k \min} \cdot \left[ 1 + \alpha \cdot \left( \frac{1}{t^{2-n}} - 1 \right) \right] \cdot \left( \frac{dp_c}{dt} \right)^2 + \frac{(p_\delta - p_c) \cdot E_c \cdot f_{mp}}{W_c \cdot \rho \cdot L}, \quad (4)$$

где  $p_c$  – давление в рабочем цилиндре, МПа;  $L$  – приведенная к площади плунжера силового цилиндра длина трубопровода, м;  $p_\delta$  – давление в сливном баке, МПа;  $\rho$  – плотность рабочей жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\zeta_{k \min}$  – коэффициент гидравлического сопротивления полностью открытого разгрузочного клапана;  $t_{omk}$  – время открытия клапана, с;  $n$  – показатель вида конструктивной характеристики клапана;  $W_c$  – объем силового цилиндра, м<sup>3</sup>;  $E_c$  – приведенный модуль упругости рабочей жидкости и металла конструкции, МПа;  $f_{mp}$  – площадь поперечного сечения сливного трубопровода, м<sup>2</sup>;  $\alpha$  – коэффициент качества гидросистемы.

Опыт проектирования и модернизации гидроприводов свидетельствует о том, что чем больший процент гидравлического сопротивления гидролинии приходится на дроссельный клапан, тем лучше характеристики клапана, выше гибкость управления и точность

остановки подвижных частей, ниже уровень гидроударов [5]. Отсюда вытекает важный параметр гидросистем: отношение падения давления на полностью открытом дроссельном клапане ( $\Delta p_{кл}$ ) к падению давления в гидролинии ( $\Delta p_c$ ) при движении подвижных частей с максимальной установившейся скоростью

$$\alpha = \frac{\Delta p_{кл}}{\Delta p_c} = \frac{\xi_{кл}}{\xi_c}, \quad (5)$$

где  $\xi_{кл}$ ,  $\xi_c$  – приведенные к силовому цилиндру коэффициенты гидравлического сопротивления полностью открытого клапана и гидролинии.

Идеальным является случай, когда  $\alpha = 1,0$ , но в реальных гидроприводах это недостижимо. Достижимой величиной при рациональном проектировании гидросистем являются величины  $\alpha$  в пределах 0.4...0.6. У станков, гидросистемы которых пересыщены арматурой, коэффициент  $\alpha$  колеблется в пределах 0.05...0.12. Отсюда неудовлетворительная управляемость, гидроудары, низкая точность остановки подвижных частей.

Для повышения коэффициента  $\alpha$  необходимо демонтировать в гидросистеме излишнюю арматуру, вышедшие из строя вентили, неоправданные резкие повороты трубопроводов и др., а также установить площадь проходного сечения разгрузочного клапана в 4...6 раз меньше, чем площадь проходного сечения подводящего трубопровода.

Весьма важным является выбор закона изменения проходного сечения разгрузочного клапана по мере его открытия, т.е. вида его конструктивной характеристики [6,7].

Наибольшее применение в промышленности получили клапаны с характеристиками трех видов (рис.1): релейной  $n = 0.5$ , линейной  $n = 1.0$  и квадратичной  $n = 2.0$ .

Конструктивная характеристика формируется переменным критическим проходным сечением клапана. Это сечение может быть образовано в двух местах: выше запорной фаски – в окнах рубашки; ниже запорной фаски – в кольцевой щели между внутренней поверхностью проходного отверстия седла и юбкой плунжера.

Переходные процессы в динамических системах носят, как правило, колебательный характер [8]. Эти колебания носят затухающий характер, т.к. в колебательном движении присутствует трение, принимаемое в теории линейных механических колебаний пропорциональным первой степени скорости колебательного движения. С этой точки зрения текущее значение изменения давления в силовом цилиндре в процессе разгрузки с учетом сжимаемости рабочей жидкости и упругости гидролинии может быть определено следующей зависимостью

$$\Delta p = p_c \cdot \left[ 1 - e^{-h \cdot t} \left( \cos \omega \cdot t + \frac{h}{\omega} \sin \omega \cdot t \right) \right], \quad (6)$$

где  $h$  и  $\omega$  – параметры колебательной системы.

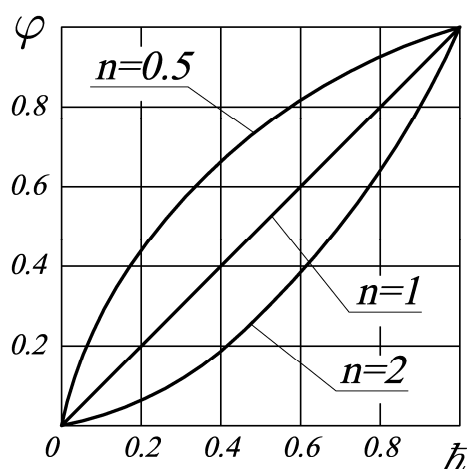


Рисунок 1 – Конструктивные характеристики разгрузочных клапанов

Значение  $p_c$  перед квадратными скобками в зависимости (6) представляет собой текущее значение давления в рабочих цилиндрах, определяемое по зависимости (4).

Аналитически уравнение (4) не решается. С целью проверки соответствия математической модели разгрузки рабочих цилиндров от давления реальному процессу разгрузки, ее решили численным методом Рунге – Кутты для типового процесса разгрузки силового цилиндра [9]. Время открытия разгрузочного клапана составило  $t_{omk.} = 0.15$ с, при этом клапан обладал линейной конструктивной характеристикой ( $n = 1$ ).

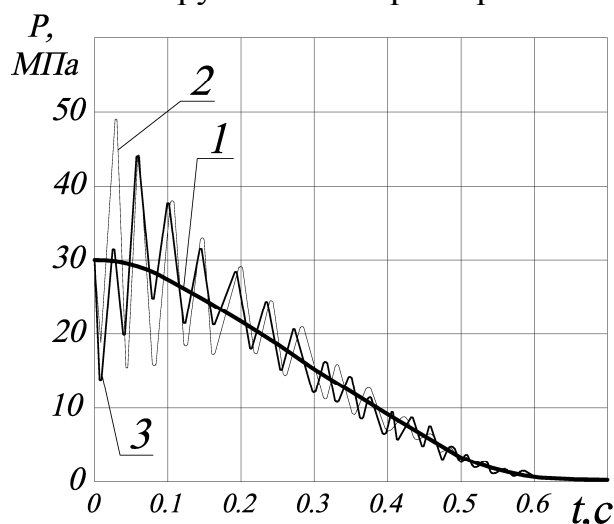


Рисунок 2 – Изменение давления в силовом цилиндре в процессе разгрузки по результатам решения уравнений (4) (кривая 1) и (6) (кривая 2), а также экспериментальная кривая изменения давления в силовом цилиндре в процессе разгрузки (кривая 3)

Результаты решения уравнений (4) (кривая 1) и (6) (кривая 2), а также экспериментальная кривая изменения давления в силовом цилиндре в процессе разгрузки (кривая 3) приведены на рисунке 2. Из полученных графиков (рис. 2) видно, что в течение 0,5с осуществляется разгрузка силового цилиндра до давления 3,4 МПа через разгрузочный клапан. При этом давления, как расчетные (кривая 2), так и экспериментальное (кривая 3), колеблются относительно расчетной кривой 1.

Практические рекомендации для реализации в производстве. При разгрузке характер изменения давления в силовых цилиндрах и сливной магистрали полностью определяется конструктивной характеристикой дроссельного клапана, временем его открытия и коэффициентом качества гидросистемы  $\alpha$ .

Достижение необходимой конструктивной характеристики обеспечивается специальным профилированием дросселирующего элемента клапана, например выполнение его в виде конфузора, который является динамически устойчивым и обладает способностью максимального поглощения энергии потока жидкости.

Применение дроссельных клапанов, имеющих показатель  $n=0.5$ , что соответствует релейной конструктивной характеристике, является недопустимым для осуществления разгрузки, т.к. такой клапан не имеет необходимых дросселирующих свойств и его использование не является безопасным в связи с возникновением интенсивного гидроудара системе.

Повышение коэффициента  $\alpha$  осуществляется путем ограничения в магистралях местных гидравлических сопротивлений, приближения сливного бака к станку, увеличения диаметра труб в магистралях и гидравлического сопротивления полностью открытого клапана.

Оптимальное время открытия дроссельного клапана определяется, главным образом, в зависимости от приведенного модуля упругости рабочей жидкости и металла цилиндров, а также зависит от их объема.

Для реализации процесса быстрой и безударной разгрузки силового цилиндра предлагается новый разгрузочно-сливной клапан [10] (рис. 3).

Рабочая среда подводится к отверстию 11, через каналы 9 и 12 в плунжере 2 заполняет полость 10 над плунжером 2 и полость 13 над разгрузочным клапаном 3. При подъеме штока 5 и открытии разгрузочного клапана 3 среда высокого давления из входного отверстия 11 через отверстие 9, полость 10, отверстие 12, полость 13, разгрузочный клапан 3 и проточку в штоке 5 поступает на слив 16. В процессе подъема разгрузочного клапана 3 полость 10 над плунжером 2 отсекается от

высокого давления в канале 9. Рабочая среда продолжает вытесняться с полости 10 на слив через разгрузочный клапан 3.

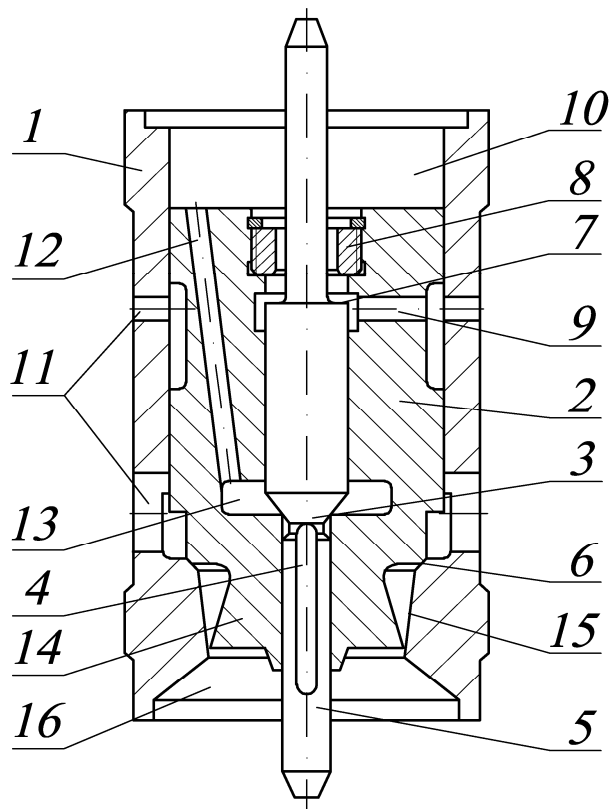


Рисунок 3 – Разгрузочно-сливной клапан

Так осуществляется окончательная разгрузка полости 10 над плунжером 2. После соприкосновения разгрузочного клапана 3 с упорной гайкой 8 плунжер 2 отрывается от запорной фаски 6. Рабочая среда из входного отверстия 11 поступает в дросселирующий канал 15 и проходит между ним и дросселирующим элементом в виде конической юбки 14.

### **Выводы**

1 Сравнивая кривые (рис. 2), можно отметить, что данная модель разгрузки силовых цилиндров от давления с достаточной степенью достоверности отражает динамику рассматриваемого процесса.

2 Замедленный сброс давления из силовых цилиндров обеспечивает эффективное срабатывание накопленной энергии упругой деформации, но при этом снижает производительность станка.

3 Для осуществления быстрой и безударной разгрузки силовых цилиндров от давления необходимо использовать дросселирующее устройство, способное эффективно поглощать накопленную упругую энергию за минимальное время.

## Литература

- 1 Свешников В.К. Станочные гидроприводы: Справочник. - 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1995. – 448с.
- 2 Цуханова Е.А. Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов. – М.: Наука, 1978. – 255с.
- 3 Роганов Л.Л. О некоторых возможностях утилизации энергии упругой деформации деталей машин// Удосконалення процесів та обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні: збірник наукових праць. - Краматорськ – Слов'янськ, 2000. - С.347-351.
- 4 Патент 20181 Україна, В21 J9/00. Спосіб розвантаження робочих циліндрів гідравлічних пресів від тиску/ О.М. Шинкаренко, О.С. Корчак (Україна). - №200607679, Заяв. 10.07.2006, Опубл. 15.01.2007, Бюл. №1.
- 5 Шинкаренко О.М., Корнеева Т.С., Корчак Е.С. Построение профиля образующей конического отверстия седла клапана// Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні: Тематич. Зб. Наук. пр. – ДДМА: Краматорськ. – 2002. – С.552-555.
- 6 Данилов Ю.А., Кирилловский Ю.Л., Колпаков Ю.Г. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики.– : Машиностроение, 1990. – 272с.
- 7 Арзуманов Э.С. Гидравлические регулирующие органы систем автоматического управления. – М.: Машиностроение, 1985. – 256с.
- 8 Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 296с.
- 9 Шинкаренко О.М., Корчак Е.С. Процессы, происходящие в рабочих цилиндрах прессы при разгрузке// Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні: Тематич.зб.наук.пр. – Краматорськ: ДДМА, 2007. – С.294-297.
- 10 Патент 21420 Україна, В21 J9/00. МПК F16 K17/00. Розвантажувально-зливний клапан/ Шинкаренко О.М., Корчак О.С. (Україна). - № u200610271, Заяв. 26.09.2006, Опубл. 15.03.2007, Бюл. №3.



## РОЗДІЛ 3

### Технологія машинобудування

УДК 621.822

Гевко Б.М., Фльонц О.В., Клендій М.Б.  
ТДТУ ім. Пулюя, БАІ НАУ, м. Тернопіль, Україна

#### ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЦЕСУ ПОДАЧІ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ В ЗОНУ РІЗАННЯ

*The constructial scheme chart of line is resulted for cutting of conveyer ribbon on bars. Analytical dependences are shown out for determination of effort of serve of conveyer ribbon from rolls in the area of cutting on a flat surface and by supporting rollers. Practical recommendations are given in relation to the choice of structural parameters of mechanism of serve of conveyer ribbon in the area of cutting.*

#### **Вступ**

**Постановка проблеми.** В сільськогосподарських, дорожніх та інших машинах і механізмах, а також в приводах автомобілів і металорізальних верстатів останнім часом набули широкого використання конвеєрні стрічки з тканинним чи металевим кордом. Промисловість Німеччини випускає і експортує її в різні країни світу в тому числі в Україну такі гумово-бавовняні конвеєрні стрічки з відкритими трапецієподібними виступами для зачеплення з відповідними шліцевими виступами шліцевих валів в рулонах шириною 0,9...2 м і довжиною 50 м. Для одночасного її розрізання на смуги певної ширини з можливістю її регулювання необхідно розробити конструктивно-компонувальну схему механізму захоплення і подачі конвеєрної стрічки в зону різання і методику їх розрахунку.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Питанням теорії і практики подаючих механізмів конвеєрної стрічки в зону різання присвячено ряд праць [1,2,3,4], однак цілий ряд питань залишилися не вирішеними.

**Мета роботи.** Метою роботи є розроблення методики розрахунку подачі конвеєрної стрічки в зону різання з мінімальними енерговитратами.

Робота виконується згідно постанови Кабінету Міністрів України “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентоспроможною технікою” на 2004...2008 роки.

#### **Основна частина**

Схема лінії для порізки конвеєрної стрічки на смуги представлена на рис.1. Лінія для порізки конвеєрної стрічки на смуги складається з рами 1, пульта керування 2, і на вході лінії встановлена підставка 3, яка жорстко кріпиться до рами.

На відкритих опорах 4, вісь яких є перпендикулярною до напрямку руху конвеєрної стрічки, на підставку встановлено валок 5, на якому намотано рулон 6 конвеєрної стрічки з можливістю його вільного розмотування і порізки на мірні розміри.

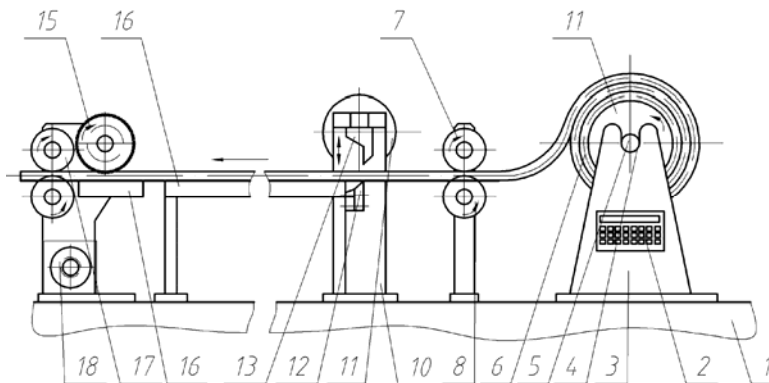


Рисунок 1 – Лінія для порізки конвеєрної стрічки на смуги

По напрямку розмотування конвеєрної стрічки за підставкою 3 встановлено механізм подачі конвеєрної стрічки, який виконано у вигляді верхнього приводного 7 і нижнього шліцевого 8 валків, поперечний профіль якого є аналогічним розмірам профілю конвеєрної стрічки 9, які розміщені один над одним у вертикальній площині.

В обертний рух механізм подачі приводиться приводом, який на кресленні не показаний.

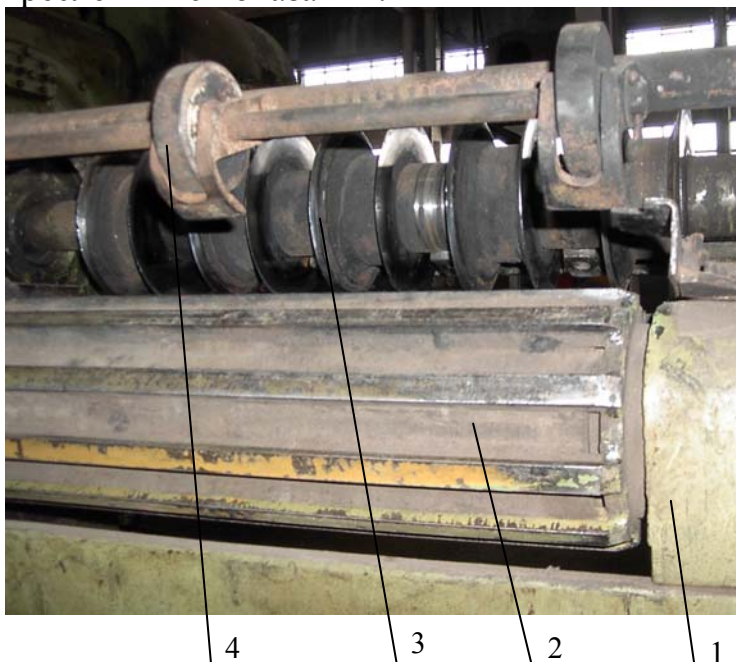


Рисунок 2 – Конструкція зубчато-шліцевої передачі для подачі конвеєрної стрічки в зону різання:

- 1 – привід; 2 – подаючий шліцевий вал;
- 3 – дискові ножі; 4 – притискний ролик

Наступним механізмом лінії за приводними валками, який встановлений по напрямку руху конвеєрної стрічки і паралельно їй, встановлено ножиці 10 з горизонтальними ріжучими ножами, які є паралельні конвеєрній стрічці. Вони складаються з приводу (на кресленні не позначений), маховика 11, нижнього нерухомого ножа 12, який жорстко закріплено до станини ножиць і верхнього ножа 13, який жорстко кріпиться до повзуна (на кресленні не показаний) і рухається у вертикальному напрямку періодично від приводу.

Нижній шліцевий валок 8 зв'язаний з датчиком довжини (на кресленні не показаний), який встановлений в пульті керування 2. Після певної кількості обертів і відповідному переміщенні конвеєрної стрічки 9 на необхідну довжину спрацьовує датчик і пульт управління 2 включає ножиці 10, які переміщуються вниз з верхнім ножем 12 і обрізають конвеєрну стрічку по заданій довжині.

Далі за ходом конвеєрної стрічки 6 встановлено притискний валок 14 з насічками 15 для кращої подачі стрічки в зону різання, який притискає стрічку до столу 16.

Розрізання конвеєрної стрічки здійснюється парами дискових ножів 17, які виконані у вигляді ножових блоків по шість на кожному, осі яких є паралельними між собою, які обертаються від приводу 18 в напрямку руху стрічки і сприяють стабільності процесу подачі. Конвеєрна стрічка в процесі розрізання переміщується по столі 16 рами згідно стрілки. Причому висота осі обертання рулону 6 у відкритих опорах 4 підставки 3 є рівною висоті перекриття дискових ножів.

Робота лінії для порізки конвеєрної стрічки здійснюється наступним чином. Рулон з намотаною конвеєрною стрічною 6 встановлюється у відкриті опори 4 підставки 3. Вільний кінець конвеєрної стрічки встановлюють в міжвалковий простір між верхнім приводним валком 7 і нижнім шліцевим 8 таким чином, що його шліци входили в зачеплення 9 конвеєрної стрічки, спрацювання датчика довжини настроюють на певну довжину в залежності від кількості обертів шліцевого валка відомими способами.

Після цього на пульті керування 2 включають верхній приводний валок 7 і нижній шліцевий валок 8, приводи притискного валка 14, ріжучих дискових ножів 17 і ножиці 10. Датчики довжини смуг настроюють на певну довжину їх відрізки з пульта керування 2 відомими способами, щоб подавати сигнал ножицям 10 для спрацювання і відрізання стрічки. Конвеєрна стрічка 6 захоплюється нижнім шліцевим валком 8 і переміщається по столі рами 1 певної довжини, аж до тих пір поки пари дискових ножів 17 не почнуть різати конвеєрну стрічку на смуги певної ширини, які задають і на які виставляють дискові ножі 17. Після переміщення конвеєрної стрічки на необхідну довжину датчик довжини дає команду на пульт керування 2 і від нього йде імпульс на включення ножиці 10. При цьому, попередньо розкручений маховик 11 сприяє збільшенню зусилля при переміщенні верхнього ножа 13 вниз і порізки конвеєрної стрічки на мірні куски по нижньому ножі 12. Після відрізання мірної довжини верхній ніж 13 займає верхню мертву точку, і стоїть до наступного включення, а маховик 11 продовжує обертатися.

Розрізані смуги конвеєрної стрічки 6 попадають в тару і відтранспортовуються в необхідне місце. Це продовжується до тих пір,

поки не завершиться порізка всього рулону. Порядок роботи з наступним рулоном аналогічний.

В разі зміни довжини смуг здійснюють переналадку датчика довжини на пульті керування 2 через зміну кількості обертів нижнього шліцевого валка 8, а при зміні ширини смуг дискові ножі 17 переставляють на приводних валах на певну віддаль з фіксацією їх положень регульованими втулками (на кресленні не показані).

Для визначення сили розмотування конвеєрної стрічки розглянемо розрахункову схему механізму подачі конвеєрної стрічки з бухти в зону різання спеціальної установки, яка представлена на рис.3.

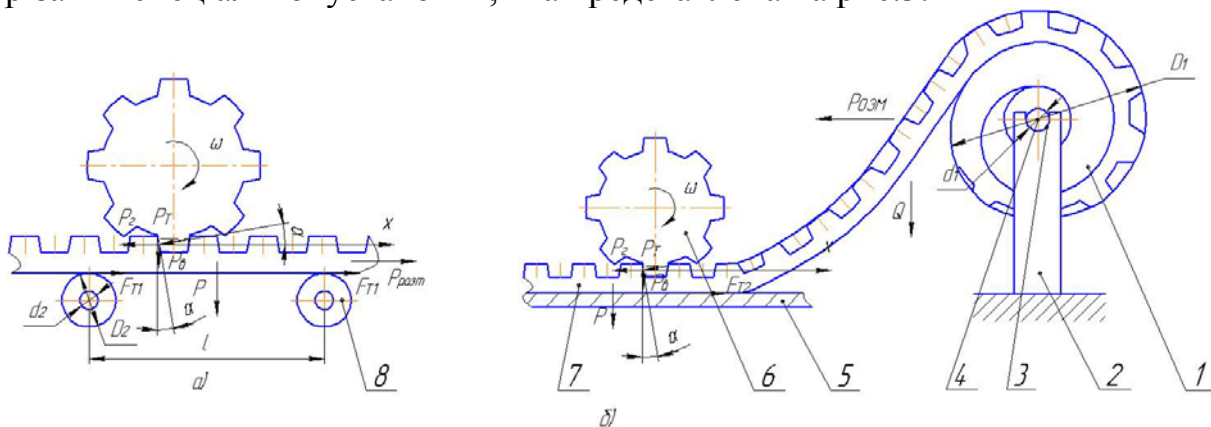


Рисунок 3 – Розрахункова схема подачі стрічки в зону різання спеціальної установки  
 а) подача конвеєрної стрічки в зону різання по опорних роликах; б) подача конвеєрної стрічки в зону різання по площині  
 1 – бухта конвеєрної стрічки; 2 – опора; 3 – відкрита опора; 4 – валок; 5 – плоска опора; 6 – подаючий шліцевий валок; 7 – конвеєрна стрічка; 8 – опорні валки

Для подачі конвеєрної стрічки з бухти в зону різання по опорних роликах (рис.2а) рівняння рівноваги проекції сил на вісь  $x$  буде мати вигляд:

$$F_{ml} + P_{розм} - P_2 = 0, \quad (1)$$

де  $F_{ml}$  – сила тертя конвеєрної стрічки на роликах, Н;  $P_{розм}$  – сила розмотування бухти, Н;  $P_2$  – горизонтальна складова сили подачі, Н.

Силу тертя знаходимо за формулою:

$$F_{ml} = n \cdot P \cdot \mu_{np} + 2 \cdot P_e \cdot \mu_{np} \quad (2)$$

Підставивши значення у формулу (2) з виразу (1), одержали:

$$n \cdot P \cdot \mu_{np} + 2P_e \cdot \mu_{np} + P_{розм} - P_2 = 0, \quad (3)$$

де  $n$  – кількість роликів;  $P$  – сила ваги стрічки, Н;  $\mu_{np}$  – приведений коефіцієнт тертя між роликом і стрічкою;  $P_e$  – вертикальна складова сили подачі конвеєрної стрічки, Н.

Вертикальна і горизонтальна складові сили подачі конвеєрної стрічки пов'язані наступною залежністю:

$$P_e = P_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (4)$$

де  $\alpha$  – кут трапецієвидного профілю конвеєрної стрічки, град.

Підставивши значення рівняння (4) у формулу (3), одержимо:

$$n \cdot P \cdot \mu_{np} + 2 \cdot P_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \mu_{np} + P_{розм} - P_2 = 0. \quad (5)$$

Звідси:

$$P_2 = K \cdot \frac{P_{розм} + n \cdot P \cdot \mu_{np}}{1 - 2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \mu_{np}}. \quad (6)$$

Силу розмотування бухти визначають з залежності:

$$P_{розм} = \frac{m \cdot \mu_1 \cdot d_1 g}{D_1}, \quad (7)$$

де  $m$  – маса бухти, кг;  $\mu_1$  – коефіцієнт тертя між опорним валком бухти та стійкою;  $d_1$  – діаметр валка, мм;  $D_1$  – діаметр бухти, мм;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.

Приведений коефіцієнт тертя конвеєрної стрічки по опорах є рівним

$$\mu_{np} = \mu_2 \cdot \frac{d_2}{D_2}, \quad (8)$$

де  $\mu_2$  – коефіцієнт тертя кочення між опорним роликом і віссю його обертання;  $d_2$  – діаметр вісі ролика, мм;  $D_2$  – діаметр опорного ролика, мм.

Для подачі конвеєрної стрічки в зону різання по площині (рис. 2,б) розрахунок ведемо аналогічно. Відмінність вищеприведеного полягає у силі тертя, яку визначають з залежності

$$F_{m2} = (P + P_2) \cdot \mu_3. \quad (9)$$

$$P_2 = K \frac{P \cdot \mu_3 + P_{розм}}{1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \mu_3}. \quad (10)$$

де  $\mu_3$  – коефіцієнт тертя ковзання між стрічкою і площиною.

Як видно із формули величина горизонтальної складової сили розмотування прямо пропорційна силі ваги конвеєрної стрічки, коефіцієнту запасу і сили розмотування.

На основі розрахунків рекомендовано використовувати подачу стрічки по опорних роликах (рис.3,а), оскільки в цьому випадку сила подачі стрічки є значно меншою ніж у випадку подачі по площині, внаслідок того, що коефіцієнт тертя кочення  $\mu_2$  на порядок менший від коефіцієнта тертя ковзання  $\mu_3$ . Крім цього віддалі між опорними роликами повинні бути регульованими для можливості транспортування конвеєрної стрічки різної товщини, величину цієї віддалі можна визначити з залежності:

$$l = 4 \sqrt{\frac{\mu \cdot E \cdot h^2}{1,56 \cdot \gamma}}, \quad (11)$$

де  $E$  – модуль Юнга для матеріалу конвеєрної стрічки, МПа;  $h$  – товщина конвеєрної стрічки, мм;  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона;  $\gamma$  – густина матеріалу конвеєрної стрічки, кг/мм<sup>3</sup>.

Залежність горизонтальної складової сили подачі конвеєрної стрічки від кута профілю зуба стрічки при подачі її на роликах, по площині при її переміщенні по опорних роликах і площині відповідно представлені на рис.4, 7.

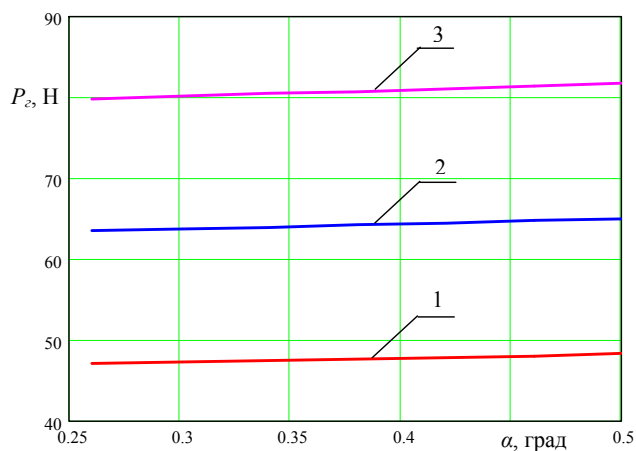


Рисунок 4 – Залежність горизонтальної складової сили подачі стрічки від кута профілю зуба стрічки при подачі на роликах:  
1. –  $P=200\text{Н}$ ; 2 –  $P=300\text{Н}$ ; 3 –  $P=400\text{Н}$

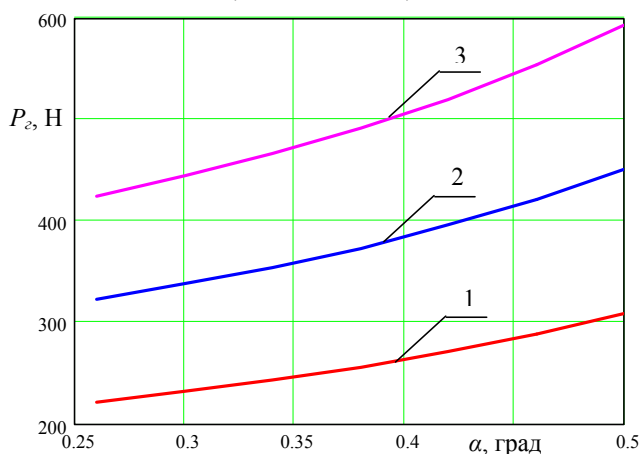


Рисунок 5 – Залежність горизонтальної складової сили подачі стрічки від кута профілю зуба стрічки при подачі по площині:  
1 –  $P=200\text{Н}$ ; 2 –  $P=300\text{Н}$ ; 3 –  $P=400\text{Н}$

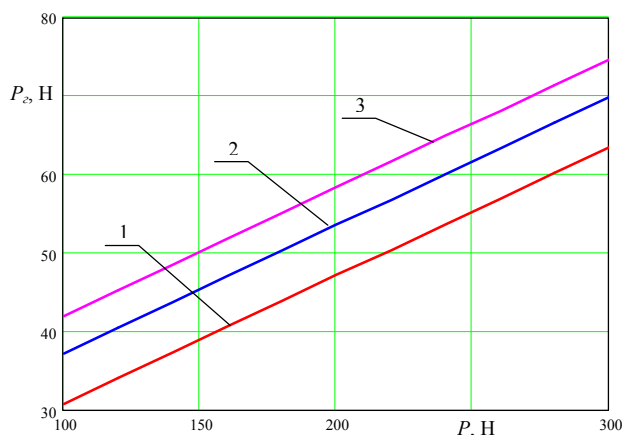


Рисунок 6 – Залежність горизонтальної складової сили подачі стрічки від її ваги стрічки при подачі з використанням опорних роликів:  
1. –  $m=90\text{кг}$ ; 2. –  $m=130\text{кг}$ ; 3 –  $m=140\text{кг}$

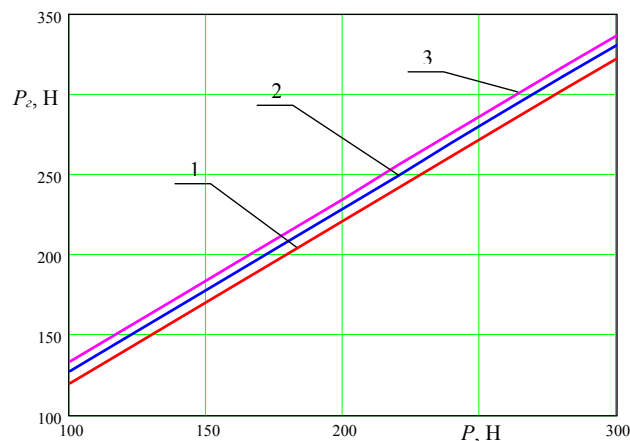


Рисунок 7 – Залежність горизонтальної складової сили подачі стрічки від ваги стрічки при подачі з використанням площини:  
 1 –  $m=90$ кг.; 2 –  $m=130$ кг; 3 –  $m=140$ кг

### **Висновки**

В результаті проведених досліджень встановлено, що на величину горизонтальної складової сили подачі конвеєрної стрічки в зону різання найбільший вплив має вага  $P$  стрічки, в цій зоні і в меншій мірі кут нахилу трапецієвидного зуба профілю стрічки та маса бухти. При цьому сила подачі стрічки в зону різання по площині у 5-7 разів вища ніж при подачі конвеєрної стрічки в зону різання через опорні ролики, які обертаються в опорах.

### **Література**

- 1 Иванов В.Н., Алешунина Л.А. Технология резиновых технических изделий, 3-е изд. Л.: Химия 1988, - 264с.
- 2 Кошелев Ф.Ф., Корнев А.Э., Буканов А.М. Общая технология резины. 4-е изд. М.: Химия 1985, 528с.
- 3 Логущ І.В. Технологічне забезпечення виготовлення стрічок з зубчастих гумово – кордових рулонних заготовок. Автореферат кандидатської дисертації к.т.н., спеціальності 05.02.08. – “Технологія машинобудування”. – Тернопіль, 2006. 21с.
- 4 Рублюк О.В. Розробка технології одержання виробів з вторинної полімерної сировини.: Автореферат кандидатської дисертації: 05.02.08. – Львів, 1994, 16с.
- 5 Висновок про видачу деклараційного патенту на корисну модель №u2007 07019 від 22.06.2007. Матвійчук А.В., Брошак І.І., Фльонц О.В., Гевко І.Б. Лінія для порізки конвеєрної стрічки.

УДК 624.9

**Мироненко Е.В., Клочко А.А.**  
ДГМА, г. Краматорск, Украина

## **МЕНЕДЖМЕНТ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ**

*The system of tool management talking into account the developed methods is find which is the numerous technical program and the information ways of concrete functional target.*

### ***Введение***

Несколько лет назад на страницах технической прессы появилось словосочетание «Tool management». Наиболее адекватным русским переводом является слово «инструментообеспечение». Ведущие мировые производители инструмента поддерживают такой подход в организации инструментального обеспечения машиностроительного предприятия [3].

«Tool management» подразумевает полный контроль и управление инструментом на всех стадиях его полного жизненного цикла. Этот подход ближе всего к управлению качеством в серии стандартов ISO 9000 и 14000.

Инструмент в современном производстве является важнейшим элементом технологического процесса, именно он, часто в большей степени, чем оборудование определяет уровень технологического процесса, применяемого на производстве, а, следовательно, и все остальные составляющие технологической конкурентоспособности: качество выпускаемой продукции, производительность труда и снижение себестоимости [1, 2, 3].

### ***Основная часть***

Построение системы инструментообеспечения необходимо для обеспечения конкурентоспособности технологии, включающей в себя высокий уровень качества выпускаемой продукции, необходимое количество изделий и адекватный уровень затрат на выпускаемую продукцию.

Работу по внедрению системы инструментального обеспечения следует начинать с проведения технических, организационных и экономических мероприятий (см. рис.1).

На первом этапе проводятся маркетинговые исследования условий эксплуатации инструмента с разбивкой на группы условий обработки. Определяются возможные области для замены существующих конструкций на модульные.

На втором этапе, на основании маркетинговых исследований, определяются приоритетные области внедрения модульного инструмента, обеспечивающие его наибольшую экономическую эффективность. При



выборе необходимо учитывать, что применение модульных инструментов с механическим креплением пластин наряду с повышением производительности обработки, снижением ее себестоимости и значительным сокращением удельного безвозвратного расхода твердого сплава, предполагается некоторый рост его количества, находящегося в обращении.



Рисунок 1 – Система инструментообеспечения машиностроительного предприятия

На третьем и четвертом этапах определяется общее количество заменяемых напайных конструкций, а также количество твердого сплава высвободившегося вследствие отказа от этих конструкций.

Далее определяют потребность в режущих пластинах и элементах модульного инструмента. Определяют месячную потребность в модульном инструменте для каждого станка, а также комплект инструмента, который должен находиться на рабочем месте.

На пятом этапе, на основании маркетинговых исследований поставщиков, выпускаемой номенклатуры инструмента, производится закупка необходимого модульного инструмента и многогранных пластин.

Если возникает необходимость в специальном инструменте - организуется изготовление инструмента на участке многофункциональных обрабатывающих центров.

На шестом этапе разрабатывают технологию заточки и переточки специальных твердосплавных пластин с учетом формы передней поверхности, обеспечивающей дробление стружки в применяемом диапазоне режимов резания.

На седьмом этапе организуют хранение модульных резцов и их элементов на специально созданных сервисных центрах, включая систему идентификации инструмента, его оборота, с обеспечением широкого круга функций: контроля расхода, своевременного заказа и поставки на рабочее место.

На восьмом этапе разрабатывают с учетом заводских условий, банка данных по эксплуатации модульного инструмента, нормативы режимов резания и нормы расхода элементов модулей.

На девятом этапе осуществляется комплекс мероприятий направленных на обучение операторов станков с ЧПУ по рациональной эксплуатации модульных резцов.

На десятом этапе организуют восстановление элементов модульного инструмента на сервисном центре, обслуживающем несколько цехов.

На одиннадцатом этапе организуют контроль за эксплуатацией инструмента.

Критерием оценки качества менеджмента эксплуатации модульного инструмента является:

- достигнутая производительность механической обработки новым инструментом;
- относительная доля поломок инструмента по сравнению с фактически имеющей место на предприятии;
- процент твердосплавных пластин с износом близким к критерию затупления.

Система менеджмента инструментального обеспечения предполагает наличие структурных единиц, каждая из которых представляет набор технических программных и информационных средств определенного функционального назначения.

Основными структурными составляющими системы, замкнутыми в единое кольцо и определяющими определенные рабочие зоны, являются зоны проектирования, изготовления, хранения, подготовки и транспортировки инструмента на рабочее место, эксплуатации, диагностики и восстановления инструмента в сервисном центре.

В системе четко организованы работы в каждой из зон, налажен обмен данными между всеми зонами, а также между зонами и управляющей ЭВМ. Вся информация об инструменте, находящемся на складе в сервисном центре, используется при разработке технологических процессов и управляющих программ для станков с ЧПУ.

Рассмотрим, как меняются переменные, некоторые показатели надёжности и критерии на примере инструментального обеспечения

предприятия тяжелого машиностроения, при переходе от минимума одного критерия к минимуму другого критерия. Для графического представления в качестве аргумента выберем штучное время  $t_{шт}$ , являющееся показателем производительности обработки (рис. 2).

Для определения точки компромисса наиболее приемлемым показателем, с точки зрения производителя, является минимум затрат на обработку. Вместе с тем, очевидно то, что на практике выбор параметров инструмента и режимов резания зависит от конкретной производственной ситуации и смещается в сторону большей производительности.

Так, с ростом штучного времени вероятность поломок инструмента уменьшается, и период стойкости растёт.

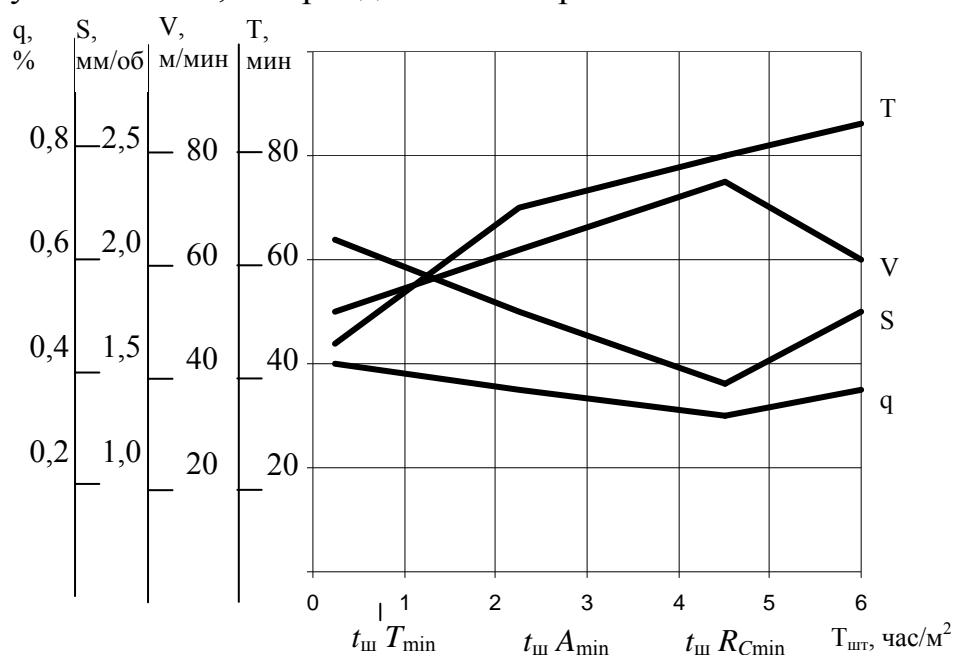


Рисунок 2 – Изменение оптимизируемых переменных в зависимости от минимума принятого критерия

Из переменных наиболее сильно изменяется подача  $S$  (мм/об) в сторону уменьшения и постепенно возрастает скорость резания  $V$  (м/мин). Уменьшение подачи и увеличение скорости резания в одинаковой степени влияет на основное и штучное время, уменьшая затраты. Режимы резания влияют двояко на состояние процесса механической обработки. С увеличением подачи растёт вероятность разрушения твёрдосплавной пластины и всего модуля, увеличивается коэффициент вариации  $W$ . Рост скорости снижает стойкость, но положительно влияет на коэффициент вариации стойкости.

Рассмотрим результаты многокритериальной оптимизации на примере механической обработки прокатного вала на тяжёлом токарном станке  $D_c = 2000$  мм с ЧПУ. Значения критериев оптимальности процесса механической обработки, функции показателей надёжности и переменные частных минимумов приведены в таблице. Одним из основных условий эксплуатации является сервисное обслуживание тяжёлого токарного станка с обязательной доставкой модульного инструмента, комплекта

специальных твёрдосплавных пластин различной длины и формы передней поверхности.

Анализируя результаты оптимизационных расчетов, можно отметить, что значения показателей надежности и переменных при различных минимумах критериев сильно отличаются. Так, например, штучное время  $t_{шт}$  изменяется в 3 раза, расход твердого сплава в 2,5 раза, стойкость в 2 раза, рекомендуемые подача  $S$  и скорость резания  $V$  могут изменяться в пределах 1,5...2 раза, а толщина применяемых твердосплавных пластин колеблется от 12 до 20 мм.

Таблица 1 – Значения критериев оптимальности параметров агрегатно-модульного инструмента, режимов эксплуатации и показателей надежности

Z	Критерий, Min	Заграты, A	Штучное время, $t_{шт}$	Расход сплава $R_c$	Вероятность разрушения, q	Стойкость, T	Вспомогательно е время $t_b$	Показатель стабильности, W	Подача S	Скорость V	Толщина пластины h	Высота реза H
1	Amin	10,7	1.88	0.89	0.225	60	10.7	0.54	1,4	60	18	160
2	$t_{шт}min$	12,9	1.02	1.61	0.244	45	9.5	0.48	1,8	90	20	160
3	$R_{c,min}$	12,9	3.1	0.52	0.18	120	7,5	0,3	1,2	60	12	160
4	$\Sigma$	11,2	2,42	0,91	0,2	75	8,5	0,4	1,2	90	16	160

### Выводы

Система инструментообеспечения должна обеспечивать весь жизненный цикл инструмента, включая: маркетинговые исследования условий эксплуатации, определение номенклатуры инструмента, разработку, сопровождение, хранение, обучение рабочих, восстановление и утилизацию твердосплавных пластин.

При выборе необходимого инструмента, его параметров, режимов эксплуатации менеджер должен учитывать особенности механической обработки, конкретную сложившуюся производственную ситуацию, запас твердосплавных пластин и модульного инструмента на складе.

### Литература

- 1 Грабченко А.И., Мироненко Е.В. Системные принципы создания агрегатно-модульного инструмента и оптимизации рабочего процесса //Резание и инструмент в технологических системах. – Межд. научн.-техн. сборник. – Харьков: НТУ «ХПИ». 2003. – Вып. 64. – С.47-52.
- 2 Зиновьев Н.И., Мироненко Е.В. Повышение надежности сборных модульных резцов для тяжелых токарных станков с ЧПУ // Материалы Международной научной конференции. «Современные проблемы механики и физики процессов резания, абразивной обработки и поверхностного пластического деформирования». / Киев: АТМ Украины. - 2002. - С. 18-20.
- 3 Инструментальное обеспечение автоматизированного производства: Учеб. для машиностр. спец. вузов./ В.А. Гречишников, А.Р. Маслов, Ю.М. Соломенцев и др. – М. Высш. шк. 2001/. – 271 с.

УДК 621.81

**Ляшук О.Л., Гевко Іг.Б., Дзюра В.О., Стефанів С.В.**

ТДТУ ім. І. Пулюя, м. Тернопіль, Україна

## **ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПРИСТРОЇВ ДЛЯ ЗАМІРУ ДЕТАЛЕЙ ТІЛ ОБЕРТАННЯ**

*Versions of appliances for determining design and technological parameters of components of axisymmetric bodies are given. Analytical dependences for determining the errors amount, quantities of comparative arrangement of components' surfaces are drawn.*

### **Вступ**

В машинобудуванні завжди були актуальними питання щодо розробки нових прогресивних, відносно недорогих, способів виготовлення деталей тіл обертання. [1, 2, 3]. Причому потрібно, щоб ці розробки забезпечували якщо не безвідходне виробництво, то хоча б давали мінімум відходів і були ресурсощадними.

Робота виконується в рамках постанови Кабінету Міністрів України “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентною технікою” на 2003-2007 роки.

Тому метою роботи є розроблення теоретичних передумов для заміру конструктивних параметрів деталей типу “тіл обертання”, розширення технологічних можливостей і одночасний замір діаметра і ширини кільцевої канавки і шорсткості поверхонь, що забезпечує підвищення точності і продуктивності замірів і його доцільно використовувати в крупносерійному і масовому виробництві.

### **Основна частина**

Контрольний пристрій для заміру конструктивних параметрів деталей типу “тіл обертання” зображено рис.1, який складається з основи 1, на якій жорстко закріплену вертикальну стійку 2 типу ластівкового хвоста. На ній, з можливістю осьового переміщення, встановлено за допомогою кронштейнів 3 індикатор 4 з вимірювальним щупом 5 для заміру відповідно зовнішнього діаметру поверхні А ролика 6. Індикатор зі щупом служать для заміру зовнішнього діаметру ступиці Б ролика, відповідно індикатор зі щупом - для заміру торця поверхні В, індикатор зі щупом для заміру торця поверхні Г ролика.

Перпендикулярно до стійки 3 жорстко закріплено установочну базу – вал 10 на підшипниках кочення з можливістю обертання. Вал 10 кріпиться до стійки 2 через упорний підшипник гайкою з можливістю вільного провертання.

На валу 10 з можливістю вільного переміщення встановлено розпирний шнек 11 діаметром, меншим внутрішнього діаметру ролика. Довжина розпирного шнека є меншою довжини ступиці ролика 6, а зі сторони вільного кінця він взаємодіє з хрестовиною 7. Остання затискується гвинтом по різі отвору валу 10, причому зовнішні розміри головки гвинта менші внутрішнього діаметру ролика 6.

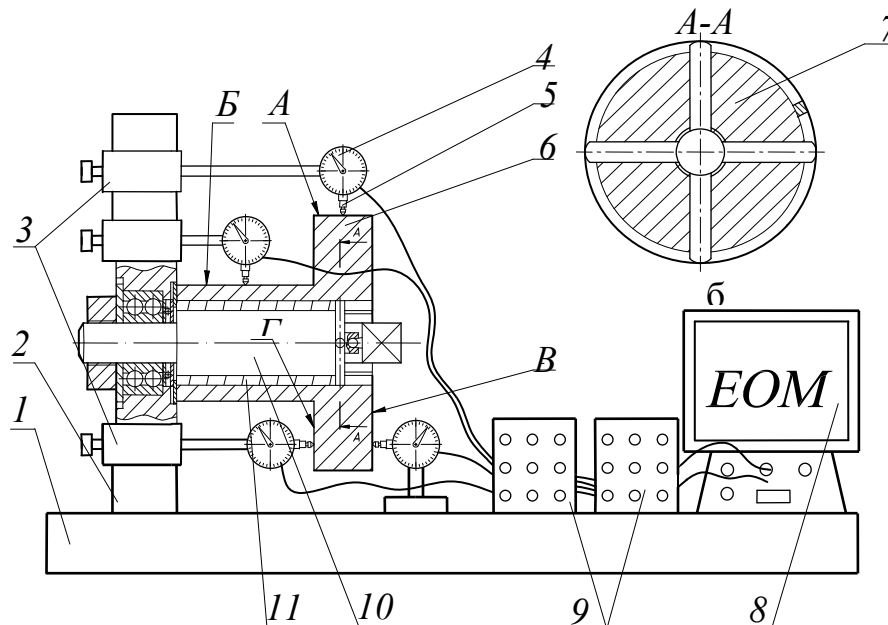


Рисунок 1 – Контрольний пристрій для заміру конструктивних і технологічних параметрів деталей типу “тіл обертання”

Розпирний шнек 11 може бути виконаний циліндричної або конічної форми з кутом нахилу  $\alpha = 6 - 7^{\circ}$  і з відповідним зворотнім кутом на валу 10. Під час стискування розпирного шнека з матеріалу ст 65Г, які забезпечують точність за 7- 9 квалітетами і шорсткістю обробленої поверхні  $Ra=1,6-2,5$  мкм з урахуванням особливостей перехідних процесів з ударними навантаженням при чому зовнішній діаметр буде збільшуватися на необхідну величину. Хрестовина 7 вільно переміщується у відповідному пазу валу 10 за допомогою з'єднання плунжера з головкою.

В разі потреби в пристрій встановлюють індикатори для заміру шорсткості, які передають її на відповідний давач шорсткості, а він в свою чергу - в комп'ютерну систему. Комп'ютер 8, провівши відповідні порівняння з параметрами еталонної деталі, видає інформацію про придатність або не придатність деталі та про доопрацювання відповідних поверхонь і розмірів, а також межі деталей, в яких брак є виправним.

До переваг контрольного пристрою відносяться точність і продуктивність замірів, а особливо точність відносного переміщення

поверхонь А, Б, В і Г, які простими універсальними пристроями заміряти складно.

Після заміру всіх конструктивних параметрів гвинт відкручується і хрестовина 7 відводиться вправо, при цьому розпірний шнек 11 під дією напружень видовжується та звільняє ролик 6 від затиску, після чого ролик 6 знімають з валу 13 і на нього встановлюють наступну деталь для заміру.

Загальну похибку оброблення визначають за формулою:  $\varepsilon = \sqrt{\varepsilon_{\sigma}^2 + \varepsilon_{\gamma}^2 + \varepsilon_{np}^2}$ .

Встановлення на гладку циліндричну оправу застосовується для контролю деталей типу втулок, дисків, обойм тощо. Положення деталі по довжині визначається бортиком оправы, а її провертання запобігається затягуванням гайкою чи іншим механізмом з другого торця.

Похибки базування для такої схеми можуть спричинятися зміщенням деталі у радіальному напрямку на величину зазору між поверхнями спряження. Якщо базовий торець деталі перпендикулярний до осі отвору, то можливе перекошування осі отвору до осі оправы на кут  $\alpha$ .

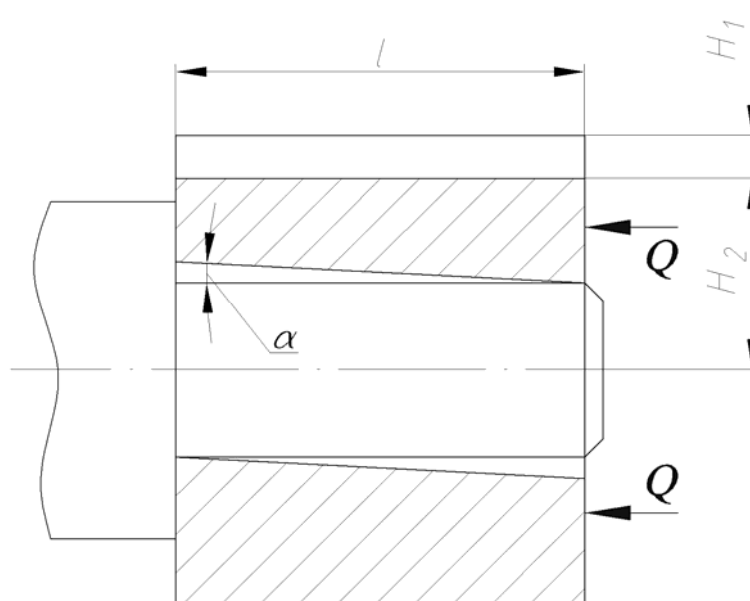


Рисунок 2 – Розрахункова схема визначення похибки базування при її встановленні на палець

Визначення похибки базування для контролю розмірів  $H_1$  і  $H_2$ , якщо базовий торець не перпендикулярний до осі отвору, знаходять за формулами:

$$\varepsilon_{\delta_{h1}} = \frac{\delta}{2} + 2e + \delta_1 + \delta_2 + 2\Delta - 2l \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (1)$$

$$\varepsilon_{\delta_{h2}} = 2e + \delta_1 + \delta_2 + 2\Delta - 2l \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (2)$$

$$\varepsilon_{np} = \sqrt{\varepsilon_{\sigma}^2 + \varepsilon_{\gamma}^2 + \varepsilon_{\delta}^2}; \quad (3)$$

де  $\varepsilon_{вс}$  – похибка встановлення установочних елементів пристрою;  
 $\varepsilon_{вс} = 0,01 - 0,005$  мм;

$\varepsilon_{зн}$  – похибка установочних елементів в результаті їх зношування, в пристосуваннях з новими установочними елементами  $\varepsilon_{зн} = 0$ ;

$\varepsilon_{с}$  – похибка встановлення пристрою на верстаті;  $\varepsilon_{с} = 0,01 - 0,02$  мм.

Інструментальний вимірювальний комплекс показано для заміру конструктивних параметрів на рис.3., які виконано у вигляді плити 1, на якій змонтовано механізми встановлення і закріплення інструменту, вимірювальні головки з індикаторами, механізми їх приводу, затиску і переміщення.

З двох сторін видовженої частини плити 1 виконані два паралельних Т-подібних пази, в одному з яких з можливістю осьового переміщення встановлено дві індикаторні стійки з вимірювальними головками для заміру конструктивних параметрів ріжучих елементів 6 за допомогою індикаторів точності 5. Індикаторні стійки жорстко кріпляться до плити 1 через Т-подібні пази і планки за допомогою гвинтів 14, а їх відносне зміщення здійснюють відомими способами в Т-подібному пазу. Посередині Т-подібних пазів зверху до плити 1 жорстко закріплені упорна стійка з підтискним центром 3, рукояткою 9 і механізмом осьового затиску і переміщення 8.

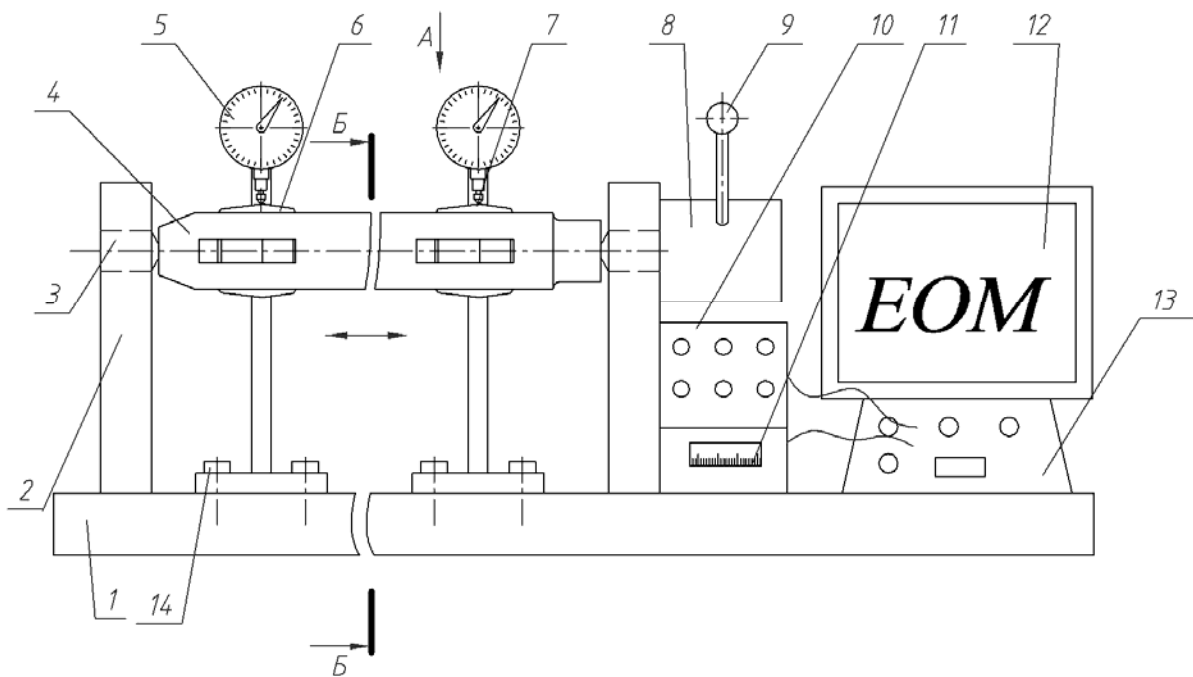


Рисунок 3 – Схема інструментального вимірювального комплексу



Ліва стійка 2 жорстко закріплена до плити 1 зліва з жорстким центром 3. Оправка 4 з ріжучими елементами 6 жорстко встановлюється в центра 3 можливістю кругового повертання. Вимірювальні головки за допомогою щупів здійснюють заміри конструктивних параметрів ріжучих елементів 6 і вони можуть змінювати своє вертикальне положення за допомогою кріпильних елементів відомими способами.

З переду видовженої сторони плити 1 в Т-подібному пазу жорстко закріплені передні ліва стійка і передня права стійка з вимірювальними головками шорсткості поверхні ріжучих елементів 6. Ці вимірювальні головки жорстко кріпляться до стійок за допомогою болтів 7 і планок. Їх відносне зміщення можна здійснювати в пазах відомими способами.

Щупи вимірювальних головок для заміру конструктивних параметрів і шорсткості поверхонь ріжучих елементів розміщені під кутом в коловому напрямку рівним куту зміщення ріжучих кромek на інструменті і з'єднані з датчиками перетворювачами 10 і комп'ютерною системою 12. Аналогічно вимірювальні щупи точності поверхні з'єднані через датчики перетворювачі з профілографом 11 і відповідно з комп'ютерною системою 12.

Керування інструментальними вимірювальною системою здійснюється з пульта керування 13.

Еталонний зразок вимірювального інструмента встановлюють в центрах 3 і всі зняті конструктивні і шорсткісні параметри заносять в комп'ютерну систему 12 по яких здійснюється висновок про відповідність вимірювальних інструментів технічним вимогам.

Проте необхідно враховувати, що оброблювані поверхні під дією багатьох факторів мають відхилення  $ES, EI$ . При вимірюванні універсальними інструментами похибки розподіляються за законом, який близький до закону нормального розподілу. Тому для оцінки точності вимірювання використовують метрологічну характеристику – граничну похибку засобу вимірювання  $\Delta_{lim} = 6\sigma$ .

Для підвищення точності вимірювання, при неможливості заміру переліченими вимірними пристроями, необхідно провести багаторазові заміри з повертанням вимірного інструмента відносно вимірювальної поверхні. В такому випадку, для одержання розміру з метою оцінки точності результату необхідно похибки сумувати. Систематичні похибки сумують алгебраїчно із своїми знаками, а випадкові похибки геометрично за законом сумування незалежних випадкових подій.

В такому випадку сумарна похибка з врахуванням систематичних і випадкових похибок

$$\Delta_{\text{lim}\Sigma} = \sum \Delta_{i_{\text{сум}}} \pm \sqrt{\Delta_{\text{lim}1}^2 + \Delta_{\text{lim}2}^2 + \dots + \Delta_{\text{lim}n}^2} . \quad (4)$$

Знак у квадратичної суми повинен бути однаковий із знаком суми систематичних похибок, що дозволяє визначити найбільше значення сумарної граничної похибки.

До переваг індикаторного нутроміра відноситься розширення технологічних можливостей і одночасний замір діаметра і ширини кільцевої канавки, що забезпечує підвищення точності і продуктивності замірів і його доцільно використовувати в крупносерійному і масовому виробництві.

### **Висновки**

Описані конструкції пристроїв для заміру параметрів корпусних деталей зручні в експлуатації, вони забезпечують значне підвищення продуктивності праці і точності вимірювання в контрольних операціях для заміру ширини і глибини кільцевих канавок в отворах і шорсткості поверхонь. Виведені аналітичні залежності для визначення величин похибок і технологічного обладнання, забезпечують ресурсощадні технології. Запропоновані конструкції конструктивних пристроїв забезпечують розширення технологічних можливості оснащення з підвищенням продуктивності контролерів.

### Література

- 1 Егоров М.Ф., Дементьев В.И., Дмитриев В.Л. Технология машиностроения. М.: Высшая школа, 1978. – 534с.
- 2 Корсаков С.А. Технология машинобудування - К.: Вища школа, 1984. – 365 с.
- 3 Руденко П.О. Проективання технологічних процесів у машинобудуванні. - К.: Вища школа, 1993. – 413с.
- 4 Матвійчук А.В., Гевко І.Б. Інструменти для заміру конструктивних параметрів кільцевих канавок в отворах // Вісник Тернопільського державного технічного університету. –2003. – Т. 8, №3, –С. 58-64.
- 5 Пат.14464 Україна МКВ В21D11/06. Контрольний пристрій для заміру конструктивних параметрів деталей типу «тіл обертання» / О.Л. Ляшук, В.Б. Левенець, В.О. Дзюра, І.С. Генік. -№200511165; Заявл.25.11.2005; Опубл. 15.05.2006; Бюл. № 5. -3с.

УДК 681.51

**Пономарев Л.Д.**

ДИТМ МНТУ, г. Краматорск, Украина

**СБАЛАНСИРОВАННЫЙ СИНТЕЗ ПАРАМЕТРОВ  
КВАЗИОПТИМАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО  
УПРАВЛЕНИЯ МЕЖЭЛЕКТРОДНЫМ ЗАЗОРОМ С  
КОМПЕНСАЦИЕЙ СИЛОВЫХ ПОМЕХ**

*It is shown, that unsatisfactory rigidity of system SPIED along an axis of submission of the cathode – the tool does problematic the basic advantage of pulse dimensional electrochemical processing on small backlashes - the raised accuracy of formation of the form. Rather simple block diagram of relay system of automatic control by a backlash with the linear engine of the direct current is offered, allowing considerably to increase rigidity of system SPIED by combined kvazioptimal on speed of management of a backlash and indirect measurement of the total revolting influence created by elastic, parametrical and temperature deformations in system SPIED. The sequence of synthesis of linear switching function for relay management of a backlash is certain.*

В работе предложена квазиоптимальная по быстродействию релейная система автоматического управления (САУ) межэлектродным зазором при импульсной размерной электрохимической обработке с частичной компенсацией силовых возмущений зазора. САУ имеет линейные и неперестраиваемые обратные связи, т.е. ее структура является простейшей из множества возможных. Ниже рассматриваются принципы и результаты, синтеза параметров этой системы.

На рис. 1 показана блок-схема моделирования САУ зазором на аналоговой вычислительной машине (АВМ). Одинарными прямоугольниками обозначены операционные (решающие) усилители (ОУ), двойными – составные блоки, включающие в себя два и более ОУ. На выходах ОУ и составных блоков указаны наименования их выходных переменных величин. Кружками обозначены потенциометры с ручной настройкой.

Постоянные времени  $\tau_1 - \tau_4$  выбираются для ОУ7 и ОУ8 с таким расчётом, чтобы в интервале рабочих частот моделирования усилитель ОУ7 выполнял с небольшой погрешностью операцию дифференцирования по времени входной величины, а ОУ8 выполнял функции разделительного звена (в простейшем случае – разделительного конденсатора), пропуская на выход переменную составляющую входной величины. Задатчик движения в модели имитирует работу реального задатчика. Блок управления моделью (БУМ) сбрасывает на ноль выходную переменную интегратора скорости в модели линейного двигателя постоянного тока (ЛДПТ) и изменяет задание (заданный зазор)  $h_3$  в моменты времени, когда зазор  $h(t) \rightarrow 0$ , где  $t$  – время, т.е. когда в модели имитируется

соприкосновение электродов (обрабатываемой детали и катода – инструмента). Назначение остальных ОУ и составных блоков понятно из рис.1. Сила тяжести  $F_m$  зависит от веса сменного инструмента. Модель силы трения  $F_{тр}$  учитывает предварительное смещение, реологические явления и гидродинамический эффект во фрикционных контактах при знакопеременном движении с остановками якоря ЛДПТ (в правильно сконструированных направляющих качения сила трения не превышает (2...3) Н и не влияет на работу САУ зазором). Положительная сила  $F_r$  (основное силовое возмущение зазора) в общем случае может иметь случайную составляющую  $F_c$ .

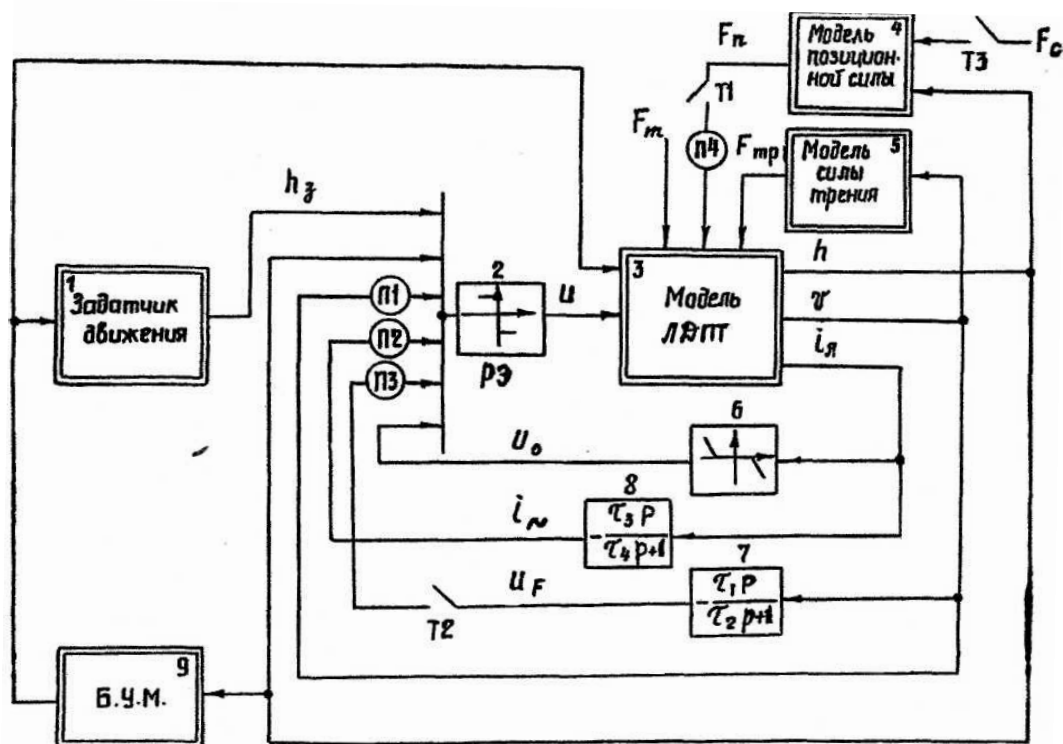


Рисунок 1 – Блок-схема моделирования САУ

По сравнению со структурной схемой САУ ([1], рис 1) в модель внесены следующие изменения:

- изъяты транзисторные ключи из обратных связей (ОС) эксперименты показали, что они не нужны;
- нелинейная силовая характеристика двигателя  $F_r = f(i_a)|_{v \rightarrow 0}$ , - где  $F_r$  – тяговая сила ЛДПТ, заменена линейной характеристикой  $F_r = c i_a$ , т.к. в двигателе новой конструкции с постоянной  $c = 10 \frac{Вс}{м}$  нелинейные;
- участки силовой характеристики не используются;
- изменена схема формирования сигнала специальной обратной связи  $U_F$  для компенсации силовых возмущений зазора. Причины этого изменения рассмотрены ниже.

Известные математические методы синтеза оптимальных систем плохо приспособлены для практического синтеза квазиоптимальных САУ с обратными связями. Более удобен для этих целей метод перебора параметров оптимальной САУ с линейной переключающей функцией (ЛПФ), т.е. с линейными ОС, предложенный Ю.Г. Антомоновым [2]. Однако и этот метод приводит к очень громоздким схемам ОС даже в простых случаях, причем остаются неясными возможности и пути их упрощения. Поэтому был разработан метод сбалансированного синтеза параметров (ССП) квазиоптимальных по быстродействию САУ с простейшими, линейными и неперестраиваемыми обратными связями. По сложившемуся мнению, переходить к более сложным схемам ОС следует, только убедившись, что простейшие ОС не позволяют получить требуемое быстродействие системы.

Метод СПП сбалансирован в том смысле, что параметры всей системы, т.е. объекта управления (когда это возможно) и всего автоматического управляющего устройства, состоящего из бесконтактного релейного элемента (РЭ), датчиков и обратных связей (ОС), выбираются совместно и взаимосвязано. Метод имеет выраженную прикладную направленность, ориентирован на применение АВМ или быстродействующей ЦВМ в режиме диалога и основан на следующих идейных предпосылках, очевидных в инженерной практике:

1 Редко требуется любой ценой увеличивать быстродействие реальных систем управления вплоть до предела их возможностей, избегая при этом малейшего перерегулирования управляемых величин (а именно на это нацелены известные методы синтеза оптимальных систем). Чаще встречается другая задача: быстродействие системы должно быть не хуже некоторой величины, например, времени управления  $T_{max}$  (тогда длительность "самого долгого" переходного процесса в системе не должна превышать  $T_{max}$ ); при этом нередко вполне допустимо небольшое перерегулирование порядка (10...15)%.

2 В инженерной практике встречается и иная, несколько неожиданная задача: иногда быстродействие автоматической системы должно быть не лучше некоторой величин, например, времени управления  $T_{min}$  тогда длительность "самого короткого" переходного процесса в системе должна быть не меньше  $T_{min}$ ). Именно такая задача решается при разработке САУ зазором для электрохимического станка.

3 Быстродействие релейных САУ можно увеличивать не только путем синтеза оптимальной нелинейной переключающей функции, зачастую исключительно громоздкой и «негрубой», но и путем уменьшения инерционности объекта управления ( что возможно не всегда), а также путем увеличения управления  $U$  (что возможно почти всегда). По меньшей мере в сравнительно маломощных САУ увеличивать управление, вероятно, выгоднее, чем резко усложнять схему обратных связей. Заметим, что

автоматическое управление по отдельному контуру величиной управления и делает систему адаптивной. Этот путь адаптации релейной САУ является, по-видимому, простейшим и эффективным ([4], стр. 99-101).

Предполагается в дальнейшем изложить метод ССП и особенности его практического применения. Здесь же освещаются основные этапы метода.

Определим исходные данные для синтеза параметров САУ зазором.

Пределы изменения независимых входных переменных: задаваемый зазор  $h_3 = (20...200)$  мкм, масса подвижных частей  $m = (0,5...2)$  кг.

Штатные зазоры в проектируемом станке: 20, 50, 100 и 200 мкм.

Минимальное время отвода инструмента от детали после их соприкосновения до уровня включения технологического тока  $T_{01min}$  должно быть не меньше наибольшего времени заполнения межэлектродного пространства (МЭП) электролитом ТЗ. Следовательно, максимально допустимое быстродействие САУ зазором ограничено соотношением:

$$T_{01min} \geq k_3 T_3 \quad (1)$$

где  $k_3=1,3...1,5$  – коэффициент запаса, учитывающий неточность гидродинамического расчета времени заполнения.

При синтезе САУ зазором на вычислительной машине удобнее оценивать с помощью соотношения (1) близкое к  $T_{01min}$  минимальное время  $T_{02min}$  отсчитываемое от момента опрокидывания задатчика движения и начала движения инструмента от детали до момента окончательного входа текущего значения зазора  $h(t)$  в зону стабилизации  $h(3) \pm \varepsilon$ , где  $h(3)=const$ ,  $\varepsilon=const$ -малая величина. С другой стороны, усиление неравенства означает ухудшение быстродействия системы сверх необходимого. Поэтому окончательно потребуем, чтобы быстродействие САУ зазором удовлетворяло приближенному равенству

$$T_{02min} \approx k_3 T_3$$

В случае постоянства обрабатываемой площади и пути электролита в МЭП время заполнения в первом приближении не зависит от величины зазора, т.к. при уменьшении зазора увеличивается гидравлическое сопротивление МЭП и уменьшается скорость потока электролита. Оценочные гидродинамические расчёты показали, что в разрабатываемом

станке следует ожидать  $T_3 \approx 2$  мс, поэтому потребуем согласно выполнения приближенного равенства

$$T_{02min} \approx (2,6...3,0) \text{ мс.}$$

Заметим, что в результате гидродинамических расчётов становится известным требуемое давление электролита на входе в зазор, которое в дальнейшем используется для оценки ожидаемой амплитуды позиционного возмущения зазора  $F_n$ .

Примем допустимое установившееся рассогласование зазора при  $t > T_{02}$

$$\Delta = \left| \frac{h(t) - h_3}{h_3} \right| 100\% \leq 3\%.$$

Допустимое максимальное перерегулирование  $\Delta_m$ , т.е. наибольший выброс зазора при отводе инструмента от детали, примем равным

$$\Delta = \left| \frac{h_{\max} - h_3}{h_3} \right| 100\% \leq 5\%$$

В граничных точках пространства входных переменных  $\{h_3, m, F_n\}$  при  $F_n = F_{n \max}$  допустим  $\Delta_{mzp} = 2\Delta_m \leq 10\%$ .

Примем допустимое число перерегулирований  $N=1$ .

Теперь необходимо оценить реально достижимые наилучшие параметры РЭ и двигателя и ввести их в модель. Последующие эксперименты с моделью, выполняемые на АВМ, показывают, можно ли, учитывая требуемое быстродействие, ухудшить эти параметры, сделав тем самым РЭ и двигатель более дешёвыми и надёжными.

Параметры РЭ и двигателя, которые позволяют получить в простейшей квазиоптимальной САУ требуемое быстродействие, назовём сбалансированными. Проще всего их найти следующим образом.

Как в оптимальной системе с перестраиваемыми коэффициентами АПФ, так и в простейшей квазиоптимальной системе время отвода наименьшее при  $h_{3\min}, m_{\min}$ . Обозначим это время: в оптимальной системе  $T_{\min}$ , в квазиоптимальной  $T_{02\min}$ . Если компромиссная настройка квазиоптимальной САУ такова, что  $h_{3\max}, m_{\max}$  и в отсутствии помехи  $F_n$ , перерегулирование  $\Delta_m \leq 5...7\%$ , то отношение  $\frac{T_{02\min}}{T_{\min}}$ , зависит от диапазона

заданий  $\frac{h_{3\max}}{h_{3\min}}$ , в то время как отношение  $\frac{T_{02\min}}{T_{\max}}$ , где  $T_{\max}$  время отвода  $T_{02}$

в оптимальной системе при  $h_{3\max}, m_{\max}$ , а  $T_{02\max}$  – тоже в квазиоптимальной системе, не зависит от диапазона заданий (табл. 1). Используем это обстоятельство.

Таблица 1 – Диапазон заданий

$\frac{h_{3\max}}{h_{3\min}}$	5	10	20
$\frac{T_{02\min}}{T_{\min}}$	1.5 ... 2	2.5 ... 4.5	5 ... 8
$\frac{T_{02\min}}{T_{\max}}$	0.95 ... 1.1	0.95 ... 1.1	0.95 ... 1.1

Отключив позиционное возмущение (помеху)  $F_n$  и компенсирующую обратную связь (КОС) тумблерами  $T_1$  и  $T_2$ , найдём оптимальные коэффициенты обратных связей по скорости  $K_v$  и по переменной составляющей тока якоря  $K_i$  для  $h_{3min}$ ,  $m_{min}$ , настраивая потенциометры П1 и П2. АВМ работает в режиме "решение периодическое", время однократного решения не должно превышать (2...3) с. Поиск выполняется визуально, с помощью электронно-лучевого индикатора решения (ЭЛИ). Правила поиска не сложны и сводятся к тому, что оба коэффициента должны быть минимально возможными: достаточно увеличить один из них сверх необходимого значения, как переходный процесс затянется. При оптимальной настройке обоих потенциометров перерегулирование зазора практически отсутствует (незаметно на экране ЭЛИ), а время отвода минимально и равно  $T_{min}$ .

Зная  $T_{min}$  и диапазон заданий, нетрудно определить с помощью время отвода  $T_{02min}$ , которое можно получить в квазиоптимальной САУ с наилучшими РЭ и двигателем. Если оно меньше требуемого выражением (3), то следует ухудшить параметры двигателя или РЭ и повторить рассмотренную процедуру. Обычно нескольких последовательных приближений достаточно, чтобы найти сбалансированные параметры РЭ и двигателя. В нашем случае они оказались следующими: управление  $\pm 80В$ , максимально допустимый выходной ток РЭ и якорной цепи ("ток отсечки")  $I_0 = \pm 5А$ ; электромагнитная постоянная якорной цепи  $\tau_{я} = 0,8мс$ ; конструктивная постоянная двигателя  $c = 10 \frac{В \cdot с}{М}$ .

Определив сбалансированные параметры РЭ и двигателя и введя их в модель, следует найти оптимальные коэффициенты ОС  $K_{Vopt}$ ,  $K_{iopt}$  в отсутствие помехи  $F_n$  для всех основных сочетаний входных переменных ( $h_3$ ,  $m$ ). Результаты этой работы представлены на рис. 2а. Чтобы определить оптимальные коэффициенты, следует из выбранной точки ( $h_3, m$ ) опустить перпендикуляр на координатные оси.

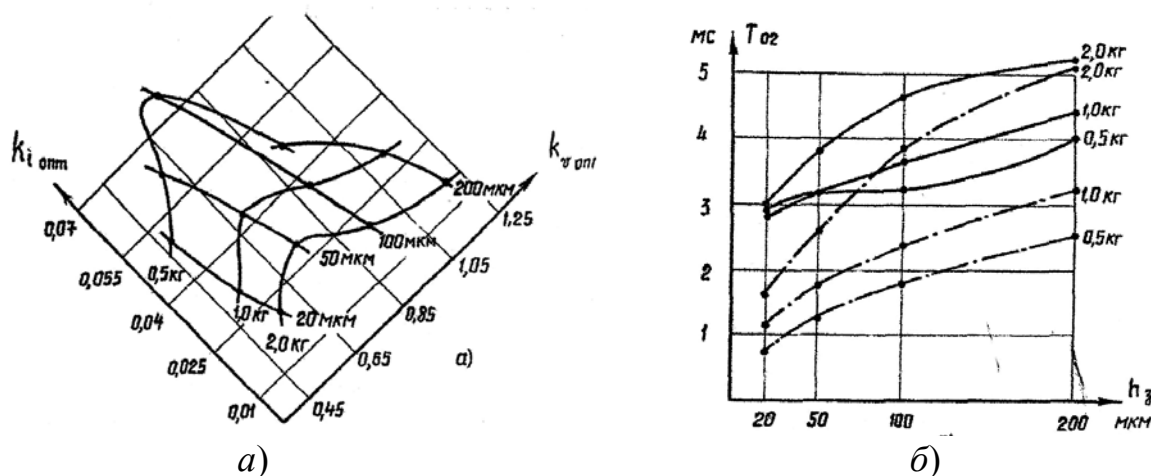


Рисунок 2 – Результаты этой работы



Теперь можно приступить к компромиссной настройке (синтезу) обратных связей квазиоптимальной системы. Настройка выполняется в режиме работы АВМ "решение периодическое" по экрану ЭЛИ с включённой обратной связью. При настройке используется регулярное позиционное распорное возмущение зазора

$$F_n = \frac{A}{B + h(t)}, \quad (4)$$

где  $A = \text{const}$ ,  $B = \text{const}$ .

Потенциометром П4 устанавливается ожидаемая амплитуда возмущения.

Компромиссная настройка коэффициентов ОС  $K_v$ ,  $K_t$  и коэффициента КОС  $K_F$  выполняется последовательными приближениями в трех граничных точках пространства входных переменных системы  $\{h_3, m, F\}$ :

1  $h_3 = h_{3\text{max}}$ ,  $m = m_{\text{max}}$ ,  $F_n = F_{n\text{max}}$ . В этой точке с помощью рис. 2 устанавливается среднее значение  $K_i$  и оптимальное значение  $K_v$ . Если фактическое перерегулирование зазора  $\Delta_{mf}$  окажется меньше допустимого,  $\Delta_{mf} \approx \Delta_{mgr}$ , то следует, уменьшая  $K_v$ , получить  $\Delta_{mf} \approx \Delta_{mgr}$  КОС в этой точке обычно малоэффективна.

2  $h_3 = h_{3\text{min}}$ ,  $m = m_{\text{min}}$ ,  $F_n = F_{n\text{max}}$ . В этой точке не изменяя  $K_i$ , следует свести к минимуму перерегулирование зазора соответствующей настройкой коэффициента  $K_F$  с помощью потенциометра ПЗ. При необходимости следует подстроить  $K_v$ .

3  $h_3 = h_{3\text{min}}$ ,  $m = m_{\text{min}}$ ,  $F_n = 0$ . (при  $F_n = 0$  моделируется обработка малой площади, например, прошивка отверстия малого диаметра). В этой точке проверяется качество переходного процесса и при необходимости подстраиваются коэффициенты  $K_v$ ,  $K_i$ . КОС может заметно улучшить в данной точке затянутый переходный процесс и в отсутствие силовых возмущений.

После нескольких последовательных приближений в указанных точках компромиссная настройка коэффициентов обратных связей  $K_v$ ,  $K_i$ ,  $K_F$  обычно заканчивается. Найти её тем проще, чем меньше  $\tau_r$ . Полученное в квазиоптимальной САУ зазором время отвода  $T_{02}$  показано на рис. 2б; помеха отсутствует. При появлении максимальной распорной помехи  $F_n$  время отвода уменьшается на (15...30)%, а перерегулирование в граничных точках не превышает 10%. При отключённой КОС в точке 2 перерегулирование превышает 50%.

Синтезированная квазиоптимальная САУ является "грубой": изменений её параметров на  $\pm (15...20)\%$  незначительно влияют на показатели качества работы.

Механизм действия предлагаемой схемы компенсации силовых помех раскрывается амплитудными и фазо-частотными характеристиками квазиоптимальной САУ зазором, снятыми при задании  $h_3(t) = H_3 \sin(\omega t + \varphi_3)$  с включённой и выключенной КОС (рис. 3). Ясно, что КОС существенно

уменьшает колебательность переходных процессов в САУ и одновременно увеличивает полосу пропускания системы, тем самым повышая её точность и быстродействие. С выключенной КОС система теряла устойчивость слежения за заданием и возбуждалась при увеличении амплитуды задания сверх некоторой графической величины  $H_{кр}$ .

После включения КОС система, потерявшая устойчивость, возвращалась в рабочее состояние и начинала отслеживать задание и при  $H_3 \geq H_{кр}$ . Возбудить САУ с включённой КОС не удалось.

На АВМ исследовалась и схема компенсации с косвенным измерением возмущения ("дифференциальной вилкой") [3], которую предполагалось использовать в САУ зазором. В этой схеме формируется сигнал обратной связи ([1],рис.1)

$$U_F \approx \tau \frac{dv}{dt} - k_i \quad (5)$$

где  $\tau$  – постоянная времени приближённого дифференцирования;  $k$  – настраиваемый коэффициент.

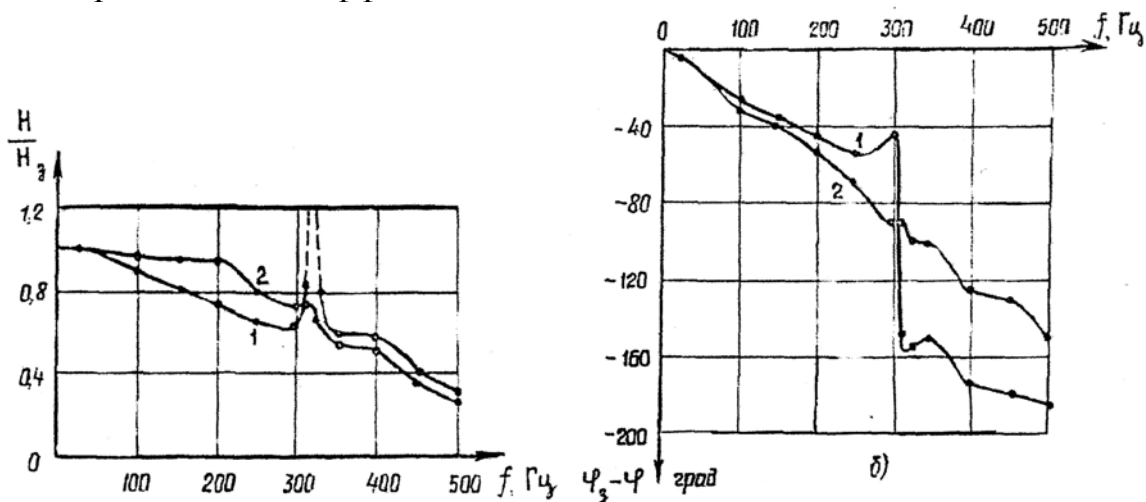


Рисунок 3 – Амплитудными и фазо-частотными характеристиками квазиоптимальной САУ зазором

Предполагалось, что в случае правильной настройки коэффициента  $k$  сигнал (5) будет пропорционален переменной составляющей суммы силовых помех и может использоваться для её компенсации. Следует заметить, что постоянная составляющей суммы силовых помех, в том числе вес движущихся частей, компенсируется постоянной составляющей тяговой силы двигателя, т.е. тока якоря. Эта постоянная составляющая не влияет на переключающую функцию, благодаря разделительному звену в цепи обратной связи по току якоря, что придаёт системе свойства астатичности, сохраняя одновременно ее быстродействие.

Но даже, используя сигнал (5), не удалось достичь удовлетворительной компенсации помехи  $F_n$  при сохранении быстродействия САУ. Попытки добиться положительного результата

вводом форсирующего звена в цепь сигнала (5), чтобы учесть инерционность преобразования управления в ток якоря, так же оказались неудачными. Работая как с регулярной, так и со случайной помехой  $F_n$  при разных настройках коэффициентов обратных связей, на экране ЭЛИ всегда наблюдалась одна и та же картина: качество переходного процесса и компенсация помехи улучшались по мере того, как уменьшался коэффициент  $k$  в выражении (5), и становились наилучшими при  $k=0$ . Поэтому схему КОС изменили, приняв вместо (5) сигнал обратной связи

$$U_F \approx \tau \frac{dv}{dt} \quad (6)$$

Исследования, выполненные на модели, доказали, что в случае выбора параметров РЭ и двигателя методом ССП эффективность компенсации силовых помех сигналом (6) уменьшается при больших массах движущихся частей, тогда подавляющую часть времени переходного процесса ток якоря максимален и равен "току отсечки". Наиболее эффективна предлагаемая компенсация помех при уменьшении движущейся массы, т.е. тогда, когда она наиболее нужна. На рис.4 показана максимально допустимая амплитуда помехи вида (4) при включённой и выключенной КОС с сигналом (6). Максимально допустимая амплитуда помехи определялась из условия  $\Delta_M=10\%$ .

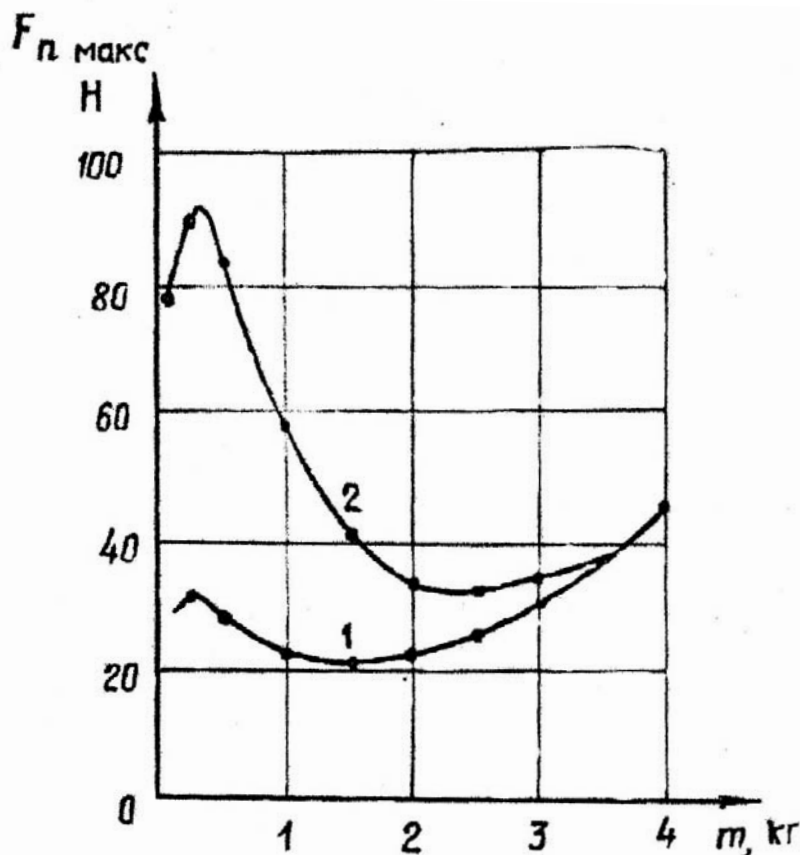


Рисунок 4 – Амплитуда помехи при включённой и выключенной КОС

В этих исследованиях компенсирующая обратная связь с дифференциальной вилкой, а так же специальная перестройка коэффициентов  $K_v$ ,  $K_i$  не смогли конкурировать с компенсацией помех сигналом (6), т.к. они оказались не универсальными: с их помощью удавалось улучшить помехоустойчивость системы, но тогда совершенно неудовлетворительным оказывался переходный процесс в отсутствие помехи. Таким образом, можно полагать доказанным преимущество предлагаемой схемы компенсации силовых помех. Этот вывод подтверждается результатами статистических исследований, рассмотренными в работе [6]

### **Выводы**

1 Установлено, что если вести электрохимическую обработку на зазорах не менее (100...200) мкм и использовать для перемещений инструмента привод с большим запасом мощности и большой массой подвижных частей, соединённых с инструментом, то специальная компенсация силовых возмущений зазора излишня.

2 Однако, стремясь улучшить качество обработки, т.е. уменьшить зазор, а тем более, если уменьшить и зазор и массу подвижных частей, то специальная схемная компенсация силовых возмущений становится необходимой - в противном случае все усилия, вероятнее всего, окажутся малоэффективными.

3 Чем больше обрабатываемая площадь, тем больше, при прочих равных условиях, распорные усилия между инструментом и деталью, и следовательно, тем настоятельнее потребуются компенсация силовых возмущений зазора даже при относительно больших зазорах и подвижных массах.

### **Литература**

- 1 Пономарев Л. Д. Квазиоптимальная система автоматического, управления межэлектродным зазором для импульсной размерной электрохимической обработки. - Краматорск, Научно-технический сборник ДГМА, № 1, 2007.
- 2 Антомонов Ю.Г. Синтез оптимальных систем. - Киев, "Наукова думка", 1999, 319 с.
- 3 Менский Б.М. Принцип инвариантности в автоматическом регулировании управления. - М., "Машиностроение", 1999, 246 с.
- 4 Новосельцев В.Н. Теория управления и биосистемы. - М., "Наука", 1998, 319 с.
- 5 Цыпкин Я.З. Основы теории автоматических систем. - М., «Наука», 1997, 599 с.
- 6 Пономарев Л. Д. Статистические испытания компенсации силовых помех в модели квазиоптимальной системы автоматического управления зазором со специальной обратной связью. - «Металлорежущие станки», Респ. межвед. научно-технич. сб., 1997, вып. 13.

УДК 621.002

**Мишура Е.В., Борисенко Ю.Б.**  
ДГМА, г. Краматорск, Украина

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКИ  
ВАЛКОВ ХОЛОДНОГО ПРОКАТА ЗА СЧЕТ ОПТИМИЗАЦИИ  
ПРИМЕНЕНИЯ РЕЖУЩИХ ИНСТРУМЕНТОВ И  
КОМПЕНСАЦИОННЫХ ФУНКЦИЙ СОТС**

*In the article the problems of practical application a neuronetwork technologies in corporations of machine-building branch.*

***Введение***

Возрастающий выпуск продукции тяжелого машиностроения приводит к увеличению объема обработки металлов резанием. Применение прогрессивной технологии производства заготовок позволяет снизить объем механической обработки, однако ее трудоемкость продолжает оставаться значительной.

На современном этапе развития производства задачу повышения производительности токарной обработки крупногабаритных деталей тяжелого машиностроения можно решать, используя два основных направления:

- совершенствование конструкции режущих инструментов с механическим креплением пластин из твердого сплава и керамики, повышение их износостойкости нанесением различных износостойких покрытий, создание новых марок синтетических алмазов и сверхтвердых материалов;
- увеличение производительности механической обработки за счет интенсификации процесса резания путем введения в зону обработки дополнительных видов энергии, применение компенсационных функций смазочно-охлаждающих технологический сред (СОТС), обеспечивающих повышение точности обработки и качества поверхностного слоя.

***Результаты исследований***

Решение задачи повышения производительности механообработки крупногабаритных деталей тяжелого машиностроения напрямую связано с общими тенденциями металлообрабатывающих производств увеличения скоростей резания и снижения сечений среза при обработке, что требует использования больших количеств инструмента повышенной теплостойкости, твердости и износостойкости (таблица 1, 2).

Оценка возможностей использования различных групп инструментальных материалов для проектирования технологических

процессов механообработки на основе применения компенсационных функций СОТС позволяет отметить следующее. Принципиальным моментом в принятии решения о выборе технологии обработки на основе использования компенсационных функций СОТС в зависимости от свойств обрабатываемого материала является выбор инструментального материала по таким критериям, как режущая способность, твердость и теплостойкость, износостойкость и физико-химическое сродство по отношению к обрабатываемому материалу.

Таблица 1 – Выбор условий обработки в зависимости от свойств инструментального материала

Инструментальный материал	Теплостойкость инструментального материала	Механообработка с использованием компенсационных функций СОТС	Механообработка с использованием СОЖ
У10А, У11А	200-250	отрицательный эффект	положительный эффект
Р6М5, Р9К10	600-650	отрицательный эффект	положительный эффект
Т15К6, Т14К8	900-950	положительный эффект	положительный эффект
ВОК-60, ВОК-71	1300-1500	положительный эффект	отрицательный эффект
Композит10, Композит 05	1200-1400	положительный эффект	отрицательный эффект
АСБ, АСПК	600-800	положительный эффект	отрицательный эффект

Таблица 2 – Химическое взаимодействие обрабатываемого и инструментального материалов

Инструментальный материал	Обрабатываемый материал			
	Железо-углеродистые сплавы	Высокохромистые стали	Титановые сплавы и сплавы на его основе	Чугуны
У10А, У11А	низкая	низкая	низкая	низкая
Р6М5, Р9К10	низкая	низкая	низкая	низкая
Т15К6, Т14К8	низкая	низкая	низкая	низкая
ВОК-60, ВОК-71	высокая	высокая	средняя	низкая
Композит10, Композит 05	низкая	низкая	низкая	низкая
АСБ, АСПК	высокая	высокая	низкая	низкая

При обработке высокохромистых сталей в диапазоне скоростей резания до 100 м/мин, инструмент, оснащенный пластинами из твердого сплава, независимо от используемой технологической среды снижает шероховатость обработанной поверхности. Это связано со способностью

уменьшать склонность инструментального материала к наростообразованию за счет пассивации адгезионной активности твердого сплава.

Максимальное снижение шероховатости ожидается при применении резания с компенсационными функциями СОТС за счет взаимодействия элементов ионизированной воздушной среды и материала твердого сплава. Это взаимодействие приведет к образованию прочных антифрикционных пленок, которые исполняют роль твердой смазки и усилят антифрикционные свойства. В результате этого произойдет снижение трения, деформаций, усилий резания, температур в контактных зонах, изнашивания инструмента, что сформирует высококачественные обработанные поверхности.

Таким образом, использование при токарной обработке в качестве инструментальных материалов твердых сплавов и компенсационных функций СОТС позволит проводить обработку валков на повышенных скоростях резания, что, в свою очередь, приведет к увеличению производительности механообработки, снизит стоимость обработки и позволит улучшить экологическую безопасность производства (рис. 1-4).

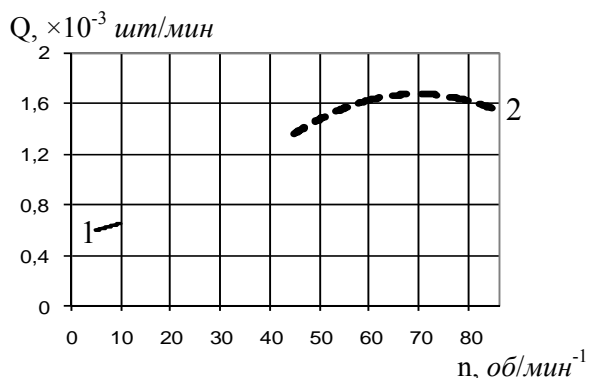


Рисунок 1 – Влияние частоты вращения на производительность токарной операции при точении высокохромистой стали 60Х2СМФ при различных условиях обработки: 1 – обработка резцами, оснащенными пластинами CNMG 190612 с обильным использованием СОЖ; 2 – обработка резцами, оснащенными пластинами TN20 с использованием компенсационных функций СОТС

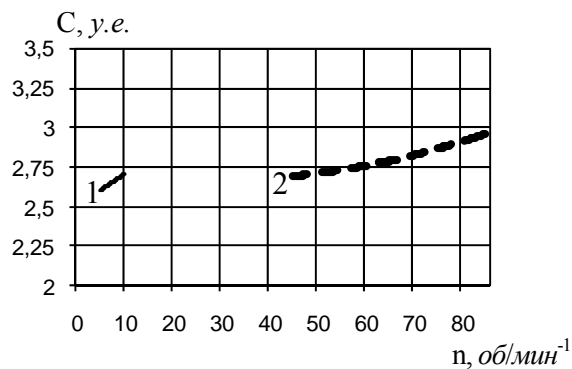


Рисунок 2 – Влияние частоты вращения на стоимость токарной операции при точении высокохромистой стали 60Х2СМФ при различных условиях обработки: 1 – обработка резцами, оснащенными пластинами CNMG 190612 с обильным использованием СОЖ; 2 – обработка резцами, оснащенными пластинами TN20 с использованием компенсационных функций СОТС

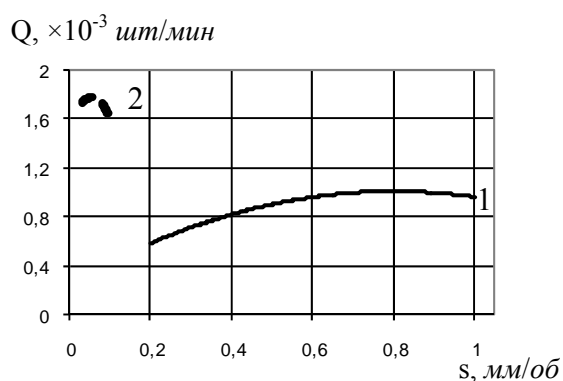


Рисунок 3 – Влияние подачи на производительность токарной операции при точении высокохромистой стали 60X2СМФ при различных условиях обработки:  
 1 – обработка резцами, оснащенными пластинами CNMG 190612 с обильным использованием СОЖ;  
 2 – обработка резцами, оснащенными пластинами TN20 с использованием компенсационных функций СОТС.

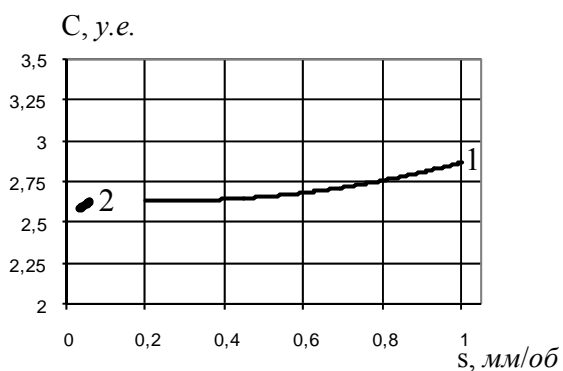


Рисунок 4 – Влияние подачи на стоимость токарной операции при точении высокохромистой стали 60X2СМФ при различных условиях обработки:  
 1 – обработка резцами, оснащенными пластинами CNMG 190612 с обильным использованием СОЖ;  
 2 – обработка резцами, оснащенными пластинами TN20 с использованием компенсационных функций СОТС.

### Выводы

Проведенные исследования позволяют предположить, что максимальную износостойкость инструмента будет обеспечивать схема подачи ионизированной газовой среды одновременно со стороны передней и задней поверхности инструмента. Полученный результат объясняется лучшей проникающей способностью ионизированной газовой среды в зону резания, за счет чего произойдет снижение трения в зоне формообразования обработанной поверхности и уменьшит наростообразование на передней поверхности инструмента.

### Литература

- 1 Грановский Г.И., Грановский В.Н. Резание металлов. М.: Высшая школа. 1985. – 304 с.
- 2 Дробышева О.А., Латышев В.Н. О взаимодействии твердого сплава и смазочно-охлаждающей жидкостей // Физико-химическая механика металлов. 1972, № 3. С. 38-40
- 3 Подураев В.Н., Татаринов А.С., Петрова В.Д. Механическая обработка охлажденным ионизированным воздухом // Вестник машиностроения. 1991. № 11. С. 37-42



УДК 621.9

**Саленко О.Ф., Поздняков П.Б.**

КДПУ, м. Кременчук, Україна

## **ІНСТРУМЕНТ ІНТЕГРАЛЬНОЇ ДІЇ ДЛЯ ВИКОНАННЯ СТРУМИННО-АБРАЗИВНОГО ОЧИЩЕННЯ**

*In the article the questions of creation of jet penetrations instruments are examined for superficial treatment (cleanings) of main pipelines. The constructions of models of devices of nozzles are resulted, the results of research of authors are presented on creation of the integrated stream-abrasive device of rotor type.*

### ***Актуальність роботи***

Розвиток трубопровідної транспортної системи України розпочався в 60-і роки ХХ-го століття і досяг свого піка наприкінці 70-х – початку 80-х років. За кілометражем і продуктивністю нафтопровідний транспорт України належить до найрозвиненіших в Європі.

Нині у зв'язку з тривалим періодом експлуатації нафтотранспортної системи гостро постає питання підтримки її працездатності шляхом проведення капітальних ремонтів.

Основний обсяг робіт при капітальному ремонті магістральних нафтопроводів приходить на заміну ізоляційного покриття, яке прийшло у непридатність (55% - 60% від загального обсягу робіт).

Очищення поверхні трубопроводу при проведенні капремонту відноситься до одного з найбільш відповідальних і трудомістких видів робіт і полягає у видаленні з поверхні трубопроводу старої ізоляції, бруду і продуктів корозії. Ретельне очищення трубопроводу є неодмінною умовою одержання якісного ізоляційного покриття, адже ступінь очищення є основним чинником, що визначає адгезію.

На даний час найбільше поширення одержав механічний спосіб очищення поверхні труби, заснований на принципі зрізання старої ізоляції. Однак, порівняння характеристик землерийної техніки й очисного пристрою доводить, що очисна машина є лімітуючою ланкою комплексу, що знижує його можливу продуктивність, а механічний спосіб видалення ізоляції приводить до ушкодження поверхневого шару тіла труби, порушує його міцність та значно здорожує вартість ремонту.

Поряд із високим енергоспоживанням і важкими умовами праці зазначені причини змушують вести пошук альтернативних методів очищення поверхні труби.

Світовий досвід проведення капітального ремонту лінійної частини трубопроводів свідчить про відмову провідних компаній від механічного методу очищення поверхні труби (перед усім, із високим ризиком її

пошкодження та ймовірністю іскроутворення). Там, де дозволяють кліматичні умови, найбільш ефективним та безпечним способом зняття практично любых ізоляційних матеріалів є гідроочищення. Пристрої для гідро- струминного видалення старої захисної плівки являють собою роторні головки з кількома соплами і належать до так званих пристроїв інтегральної дії (обертового типу).

У той же час, як зазначають виробники обладнання для виконання гідроочисних операцій, нагальною залишається проблема підвищення ефективності даного процесу за рахунок зниження його енергоємності та забезпечення високого рівня надійності очищення.

Пропоновані на ринку гідроочисні системи мають у своєму складі такі додаткові пристрої, як піскоструминні головки, камери просушування, камери контролю. Так вдається частково автоматизувати процес очищення, забезпечуючи попереднє струминне видалення поверхневої плівки потужним рідинним потоком, наступне піскоабразивне оброблення поверхні, просушування та контроль візуальними засобами або напівавтоматичними пристроями. У разі виявлення дефектів очищення (невідшарованих ділянок, зон корозії, тощо комплекс зупиняється і повертається у попередній стан для повторного виконання операцій. На трасі трубогону це потребує підняття до 200 м труби та задіяння додаткових моторизованих труботримачів.

Отже, підвищення ефективності та якості струминного очищення, яке вбачається в оптимізації процесу взаємодії струменя з оброблюваною поверхнею, в розробці пристроїв та засобів інтегральної дії, а також відповідних технологій обробки, є важливою народногосподарською проблемою, розв'язання якої дозволить значно скоротити витрати на обслуговування та експлуатацію магістральних трубопроводів, та знизить вартість газо- та нафтопродуктів, що особливо важливо для економіки України.

### ***Мета і задачі досліджень***

Підвищення ефективності гідроочищення великогабаритних виробів струминними пристроями інтегральної дії комбінованого (струминного та струминно-абразивного) впливу.

### ***Матеріал досліджень***

Для виконання операцій струминного очищення наразі використовуються різні конструкції головок.

Відомий пристрій для струминного очищення поверхонь твердих тіл [1], який являє собою циліндричний корпус з установленим в ньому соплом постійної або змінної витрати, і сполучений з утримуючою

трубкою підведення рідини високого тиску так, що центральна вісь сопла та трубки співпадають. Пристрій також оснащений елементами центрування та фіксації сопла, які стикаються із корпусом.

Отриманий за допомогою такого пристрою струмінь рідини використовується для виконання мийних або гідрорізних операцій.

Недоліком такого пристрою є те, що продуктивність процесу очищення забруднення або видалення поверхневої плівки, яка обумовлюється площею контакту ядра струменя та інтенсивністю струминного впливу, є достатньою малою, а для очищення поверхонь значної протяжності необхідне інтенсивне і щільне переміщення пристрою уздовж поверхні, що обробляється. Іншим недоліком є висока імовірність наявності залишків забруднення після струминного впливу (внаслідок того, що струмінь володіє вибіркою спроможністю «оминати» більш міцні фрагменти та адгезійні сполуки). Конструктивно (рис.1,а) такий пристрій складається із штуцера 1 з підвідним каналом 2, струменеформуючого сопла 4 з каналом 5, в якому відбувається формування ріжучого струменя рідини, ущільнюючого елемента 8 та натискної гайки 3. Інколи для зручності складання використовують установочну втулку 6. У натискній гайці, а також у втулці є отвори 7, які виконані співосно зі струменеформуючим каналом 5. Останні необхідні для виходу струменя рідини.

Інше конструктивне виконання зазначеного пристрою подано на рис.1,б. Він також складається із штуцера 1 з підвідним каналом 2, сопла 4 із струменеформуючим каналом 5 та натискної гайки 3. До переваг даної конструкції слід віднести плавність переходу підвідного каналу 2 у струменеформуючий 5, однак сопло такої конструкції надто складне у виготовленні; при встановленні останнього у штуцер необхідно регулювати силу натиску з метою запобігання його поломці.

Наступне конструктивне виконання пристрою для струминного різання або очищення поверхні обумовлене необхідністю забезпечити швидкозмінність самого сопла, а також передувати руйнуванню сопла внаслідок дії тиску рідини.

Спосіб встановлення струменеформуючого сопла в насадку повинен забезпечити його швидкозмінність, яка необхідна у випадку поломки сопла. Окрім того, технічні камені та надтверді матеріали є відносно крихкими, що вимагає забезпечення мінімуму навантаження на сопло з боку насадки. В соплових насадках із соплами з високоміцного матеріалу, зазвичай, витримуються майже всі зазначені вимоги, окрім вимоги про плавність переходу між елементами каналів, що обумовлюється, як правило, наявністю між підвідним 2 та струменеформуючим 5 каналами зони, діаметр якої більший діаметра підвідного каналу.

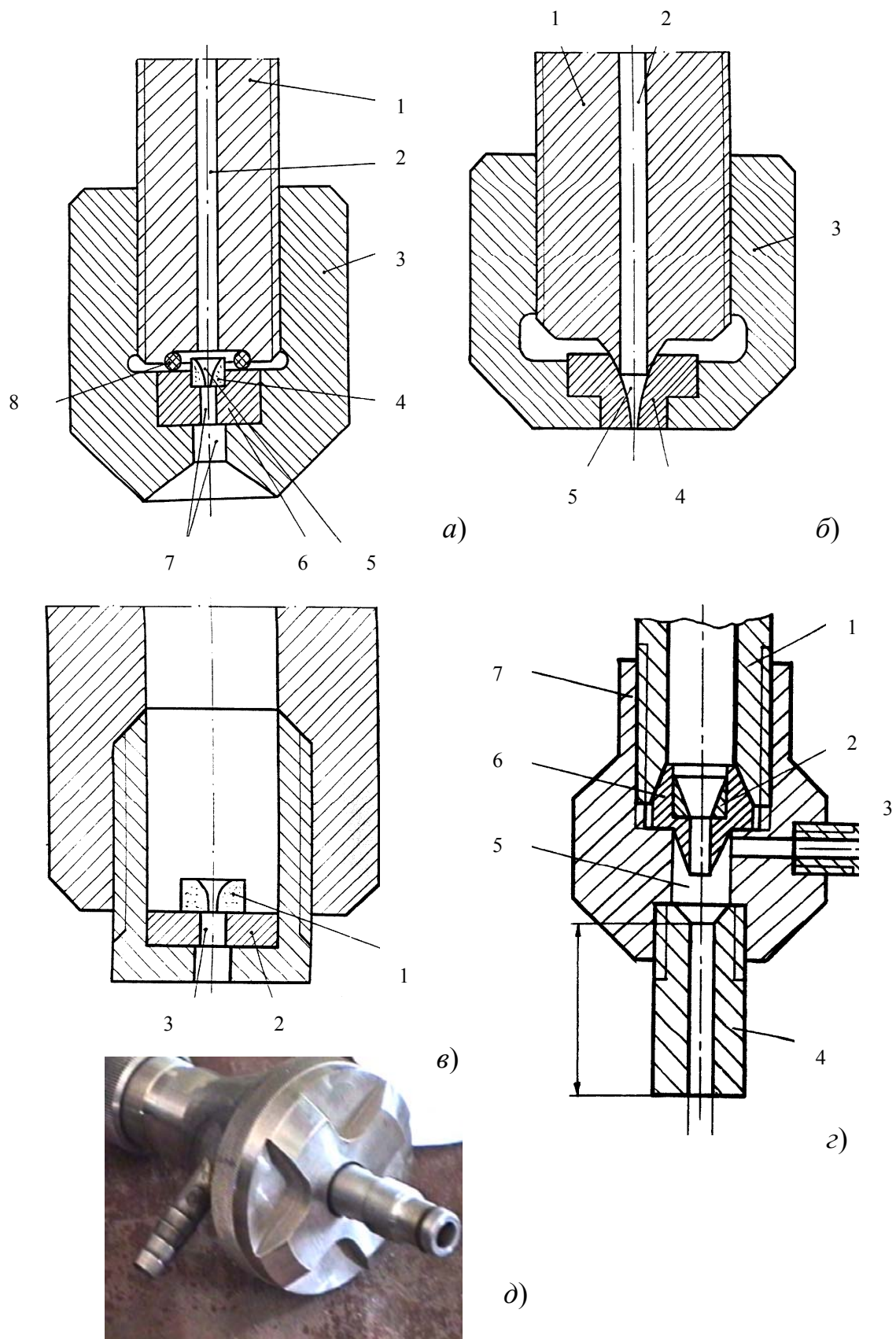


Рисунок 1 – Типові конструктивні виконання струминних та струминно-абразивних інструментів

У більшості випадків така конструктивна особливість призводить до втрат тиску та порушення плавності потоку рідини. Подолати зазначений недолік можна, забезпечивши так зване досконале стискування потоку, коли діаметр підвідного каналу набагато більший за діаметр отвору витікання, а вхід до струменеформуєчого каналу має плавні контури. Одну з таких конструкцій наведено на рис.1,в. Але слід зазначити, що вільне встановлення сопла на плиті 2 викликає труднощі при його заміні, обумовлені можливістю порушення співосності отворів струменеформуєчого та випускного 3 отворів.

Відомий пристрій, який також складається із корпусу (рис.1,г,д), в якому виконана порожнина, до якої надходить два канали, що перетинаються під гострим кутом: канал протікання рідини та канал підведення абразиву, причому на виході з каналу рідини встановлено калібрувальну циліндричну трубку, а на вході цього ж каналу

установлено сопло з елементами кріплення та центрування; корпус жорстко з'єднаний із утримуючою трубкою підведення рідини високого тиску.

Під час подання рідини під високим тиском за рахунок ефекту ежекції в змішувальній камері відбувається підхоплення абразиву струменем, і крізь калібрувальну трубку протікає абразивно-рідинний струмінь. Ефективність операцій очищення значно зростає у порівнянні з першим аналогом.

Недоліком зазначеного пристрою є також мала локальна дія ядра струменя, а також імовірність залишку в поверхневому шарі оброблюваного матеріалу частинок абразиву (зокрема, кремнію), який погіршує зчеплення з поверхнею нових захисних плівок.

Перспективним є пристрій інтегральної дії, рис. 2,а [2]. Він складається з корпусу, нерухомо закріпленому на трубці підведення рідини високого тиску, на якому, з можливістю обертання довкола осей трубки та корпусу, які співпадають, установлений ротор так, що рідина через центральний отвір трубки та корпусу крізь ущільнюючу пару спряжених поверхонь надходить до центрального каналу ротора, і далі, свердлуваннями у роторі, прямує до сопел, розташованих на передньому торці ротору, причому осі сопел перехрещуються з віссю ротору під невеликим ( $3^0-5^0$ ) кутом в напрямку передбаченого обертання ротору. Зазначених сопел може бути кілька. Подібний інструмент інтегральної дії має значну продуктивність внаслідок роботи кількома струменями з одночасним обертанням довкола осі ротору, що дозволяє виконувати операцію очищення подібно до операції торцевого фрезерування.

Особливість цієї конструкції полягає в тому, що, маючи дві окремих струменеформуєчих соплові насадки, конструкція допускає зміну кута розходження струменів. Однак обертання довкола центральної осі головка отримує від реактивної сили, що виникає при витіканні рідини з сопел,

встановлених під деяким кутом до нормалі площини обертання. Головка складається з корпусу 1, на якому з можливістю обертання змонтований ротор 2 з двома штуцерами 5, розташованими в пазах ротора та закріпленими з допомогою болтів 3. На кожному штуцері з допомогою накидної гайки 7 зафіксована соплова насадка 6. Загалом головка закріплюється на трубі з допомогою муфти 10 та контрагайки 9. Кут витікаючих струменів можна змінювати, повертаючи на болтах штуцери 5. Це дає змогу забезпечити необхідну інтенсивність гідроструменевого впливу для визначеної робочої подачі головки (швидкості її руху відносно оброблювальної поверхні).

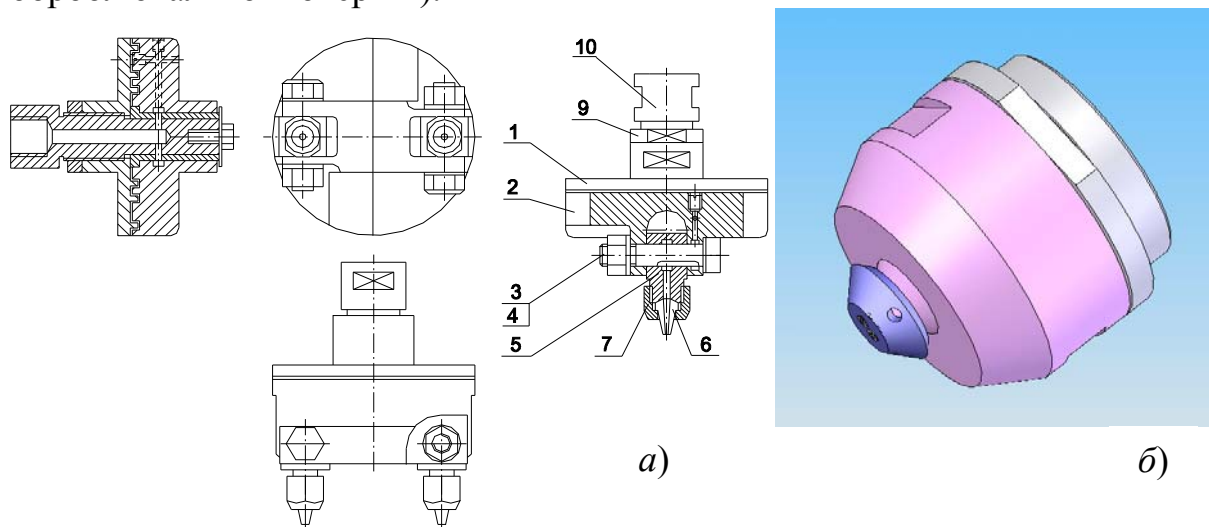


Рисунок 2 – Конструкції роторних головок:  
а) без приводу обертання; б) з відповідним приводом

Недоліком даного пристрою є відсутність засобів змішування рідинного потоку з потоком абразиву, внаслідок чого імовірна наявність залишків забруднення після струминного впливу (як і у випадку використання пристрою [1]).

Попередній пристрій інтегральної дії не мав приводу обертання, і обертовий момент забезпечувався за рахунок реактивної сили схрещених струменів. У деяких випадках це не дає змоги регулювати частоту обертання ротору, відтоді, погіршує якість ефективність виконання мийних операцій. На рис. 2,б, подано роторну головку, яка має вбудований привод у вигляді турбінки, яка, власне, і надає обертового руху фланцю із розташованими на ньому соплами.

Складність та нестаціонарність процесів, одночасна взаємодія великої кількості елементів, що мають певні матеріально-функціональні характеристики, відмінність фізико-механічних властивостей плівки внаслідок її старіння та деструкції та відсутність системного підходу до створення конструкцій очищувальних пристроїв потребують проведення морфологічного аналізу, направлено на виявлення оптимальних

конструктивних рішень, які б дозволили виконувати подібну обробку ефективно, якісно та надійно.

Попередніми дослідженнями встановлено, що:

- струминне очищення поверхні ефективно у всякому випадку, коли плівка виявляє квазікрихкі властивості, або вона достатньо пошкоджена на межі адгезійного контакту (наприклад, внаслідок поверхневої корозії тощо);

- струмінь задовільно видаляє високо еластичні або в'язкі плівки, особливо великої товщини;

- струмінь рідини не видаляє високоміцні плівки, а також поверхневі утворення (наприклад, окалину, оксидну плівку, іржу);

- гідро абразивний струмінь ефективно та надійно видаляє будь-яку міцну плівку, товщина якої суттєво не впливає на продуктивність обробки. При цьому частково змінюється мікрорельєф поверхні;

- гідро абразивний струмінь не видаляє еластичні та в'язкі покриття, частинки абразиву міцно занурюються в плівку.

Отже, метою синтезу гідроструминного інструменту інтегральної дії є створення такого компактного та надійного пристрою, який забезпечив би ефективно виконання мийних операцій за умови мінімальних енергетичних витрат на створення потоку рідини високого тиску. Створюваний інструмент повинен бути придатним для виконання операцій очищення будь-яких поверхневих плівок, а технологія – забезпечувати точно та стабільно виявлення оптимальних режимів ведення обробки.

Зазначена мета досягається тим, що у відомому пристрої інтегральної дії для виконання струминної обробки, який складається з корпусу, ротору, сопел та утримуючої труби, новим є те, що в утримуючій трубці нерухомо встановлена співвісна трубка подачі абразиву меншого діаметру, яка зовнішньою поверхнею контактує із елементом бокового підведення рідини високого тиску, жорстко з'єднаним із утримуючою трубкою, а кінцями контактує з одного боку з магістраллю подачі абразиву, а іншим – входить у додатковий центральний отвір ротору, утворюючи з останнім змішувальну камеру, на кінці якої нерухомо закріплена калібрувальна трубка у вигляді однотипних сегментних елементів, стикованих у жорстко встановленому на роторі бандажі, причому потік рідини високого тиску регульовано поділяється між боковими струминними соплами та центральним струминно-абразивним соплом, а сам ротор забезпечує встановлення сопел так, що осі струменів схрещуються з центральною віссю утримуючої труби і можуть перетинатися у зоні натікання струменів на оброблювану поверхню на відстані біля двох діаметрів сопла.

Сполучення відомих елементів – ротору з периферійно розташованими соплами, змішувальної камери із калібрувальною трубкою, розташованою на центральній осі ротору, веде до набуття пристроєм нових ознак: підвищення надійності видалення міцних забруднень та зменшення

залишку в поверхневому шарі оброблюваного матеріалу абразивних частинок після виконання операції: висока продуктивність обробки забезпечується використанням обертового ротору з соплами, які створюють періодичне пряме та косо кутове навантаження малої (біля двох діаметрів) ділянки оброблюваної поверхні; висока ефективність видалення міцних фрагментів плівки забезпечується використанням абразивно-рідинного струменя; виключення залишку в поверхневому шарі основи абразивних частинок досягається тим, що абразивно-рідинний струмінь знаходиться між обертовими з високою швидкістю струменями, в яких абразив відсутній, тобто кінцевий вплив на поверхню здійснюють саме ці струмені.

Робота пристрою пояснюється рис. 3.

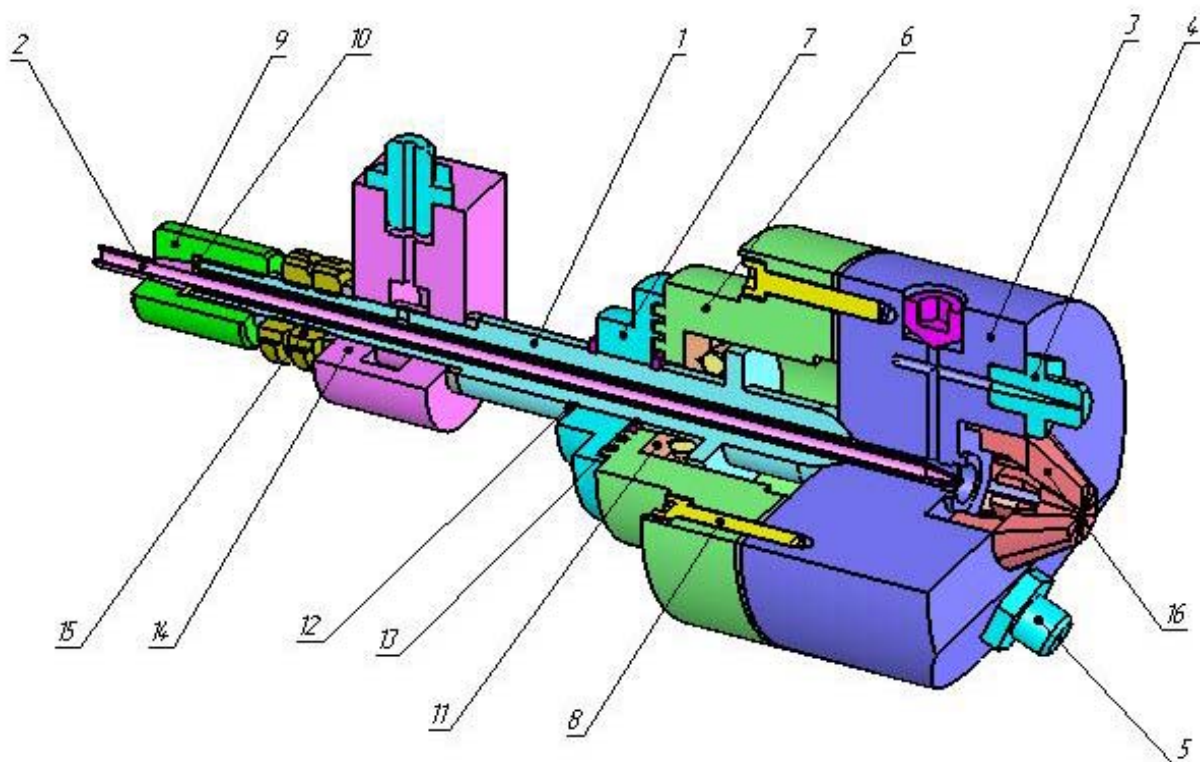


Рисунок 3 – Роторний очищувач з гідроабразивним соплом

Пристрій складається з оснащеної з одного боку сферичним кінцевиком утримуючої труби 1 (рис. 3), на якій встановлено упорно-радіальний підшипник 11, за допомогою якого утримуюча труба 1 сполучається з виконаним з можливістю обертання довкола осі труби 1 корпусом 6, жорстко з'єднаним за допомогою гвинтів 8 із ротором 3, який з можливістю обертання на конічній розточці пояску контактує зі сферичним кінцем труби 1. Ротор 3 має ряд свердловань – центральне, яке утворює змішувальну камеру, бокові, які утворюють канали для підведення рідини до сопел 4 та 5, розташованих з торця ротору так, що осі сопел 4 і 5 знаходяться на певних відстанях від центральної вісі труби 1 і



схрещуються з нею під кутом  $3^0-5^0$  (що забезпечує виникнення реактивного моменту для обертання ротору), а між собою перетинаються під кутом, який забезпечує на певній відстані до оброблюваної поверхні періодичне струминне навантаження поверхні з кроком, що приблизно дорівнює двом діаметрам сопла, та радіальні свердлування, що сполучають змішувальну камеру з боковими каналами. Всередині утримуючої труби 1 співвісно з нею розташована трубка 2 подачі абразиву, яка одним кінцем сполучена з конічним фіксуючим елементом 10, контактуючим з утримуючою трубою 1 та ковпачковою гайкою 9 так, що налагоджувальне розміщення трубки подачі абразиву 2 відносно торця центрального отвору ротору 3 забезпечується її переміщенням уздовж осі та фіксацією у цьому стані гайкою 9, а інший кінець трубки 2 виконаний у вигляді сопла, яке входить у центральний отвір ротору 3, в якому з торця ротору змонтоване сегментне сопло 16 з підтисненням потоку рідини. На корпусі 6 з протилежного від ротору боку виконане лабіринтне ущільнення 13, яке разом із елементом 7, установленим на трубці 1 та зафіксованим кільцем 12, забезпечує ущільнення обертової частини пристрою від нерухомої. Додатково на центральній трубці 1 змонтований блок підведення рідини високого тиску 14, закріплений гайками 15, розточка якого сполучається із отвором труби 1.

Пристрій працює так. Після подання рідини через канал блоку підведення рідини 14, вона надходить до отвору труби 1 і далі прямує до змішувальної камери ротору 3, в якій утворений потік поділяється і надходить крізь радіальні отвори до бокових сопел 4 та 5, а, минаючи змішувальну камеру, до сопла 16, в якому потік формується сегментами. Одночасне подавання абразивної суспензії до каналу трубки подачі абразиву 2 призводить до того, що за рахунок ежекції у змішувальній камері абразивні частинки підхоплюються рідинним потоком, розганяються, і проходячи через сопло 16, утворюють сформований рідинно-абразивний потік. За рахунок того, що сопла 4 та 5 виконані зі схрещеними осями, при стіканні струменів рідини виникає реактивний момент, який надає обертового руху ротору 3 та зв'язаному з ним корпусу 6. Обертовий рух ротору призводить до того, що оброблювана поверхня сприймає струминне навантаження як від рухаючих за кільцевою траєкторією струменів рідини, один з яких натікає на перепону у практично перпендикулярній площині, а інший є косокутовим, так і від нерухомого у площині оброблюваної заготовки струминно-абразивного потоку.

Таке поєднання призводить до технічного результату: отримання якісного очищення поверхні за рахунок поєднання періодичного струминного та струминно-абразивного впливу; виключення на поверхні залишків абразиву внаслідок того, що абразивно-рідинний швидкоплинний

потік знаходиться всередині обертових з високою швидкістю струменів чистої рідини.



Моносопловий струминно-абразивний очищувач безперервної дії



Пристрій подачі абразиву з бункеру



Роторний двосопловий струминний ристрій

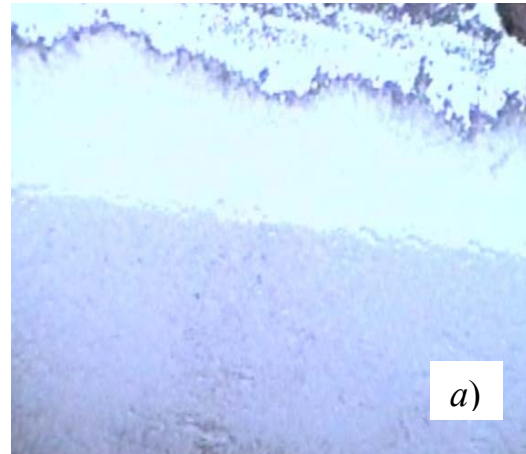


Рисунок 4 – Використовувані при випробуваннях очищувачі

Рисунок 5 – Вид поверхні, очищеної струминно-абразивним (а) та струминним (б) пристроями

Таблиця 1

Тип головки	Показники якості обробки				Показники ефективності		Примітка
	$s$	$k_{Ra}$	$k_{\sigma}$	$Rz$ , мкм	$F$ , м <sup>2</sup>	$N$ , кВт	
1) монострум. гідроабраз. очищувач	0,003	0,75	1,1	40...80	4,2	6,5	матовий блиск
2) роторний очищувач	0,12	1,0	1,0	-	12,8	13,8	чорна повня, жиров. залишок
3) очищувач WOMA	0,11	1,0	1,0	-	14,9	15,5	чорна повня, жиров. залишок
4) пропонуванний очищувач	0,003	0,88	1,05	40	13,1	12,2	матовий блиск

За результатами досліджень нами було виготовлено та випробувано струминно-абразивну головку зазначеної конструкції.

Випробовуванню піддавали:

- 1 стандартний моно струминний абразивний очищувач із системою подачі абразиву ежекційного типу (рис. 4);
- 2 роторний очищувач з двома струминними соплами;
- 3 роторний очищувач фірми WOMA з двома соплами;
- 4 пропонуваній роторній очищувач.

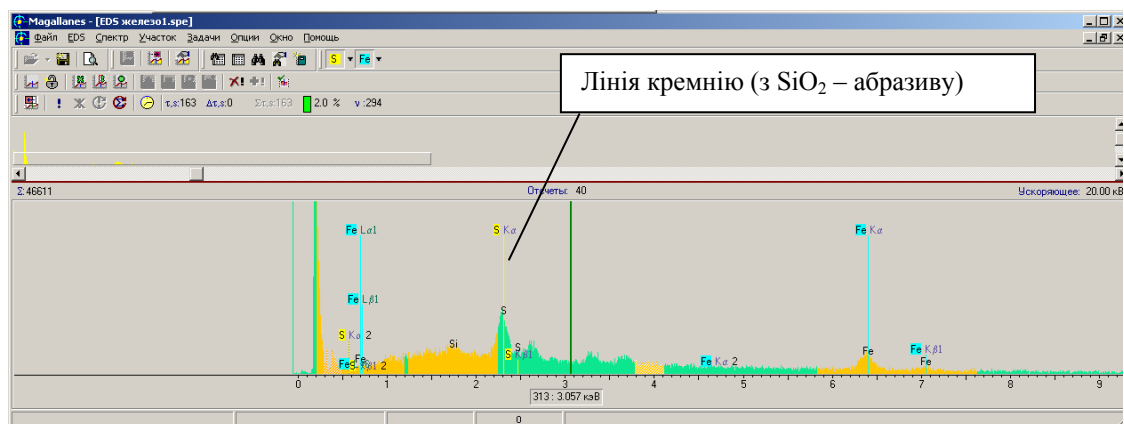
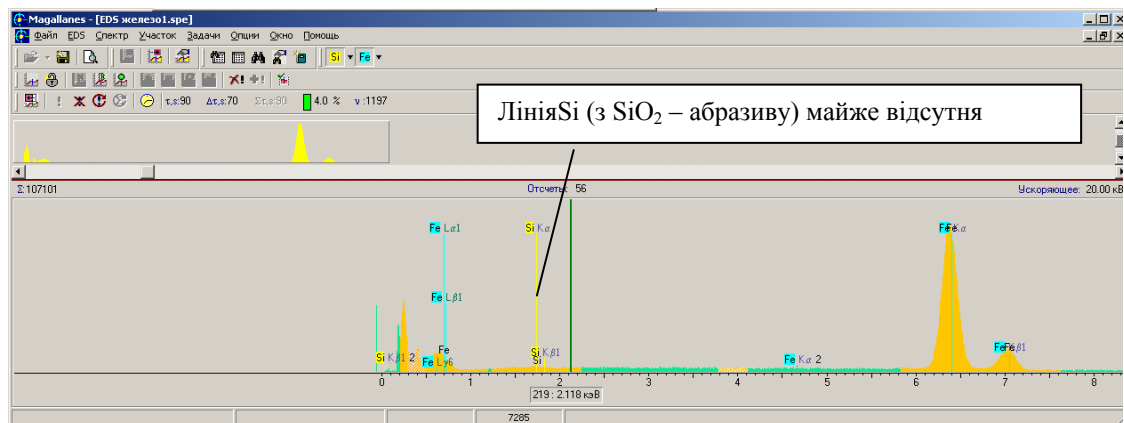
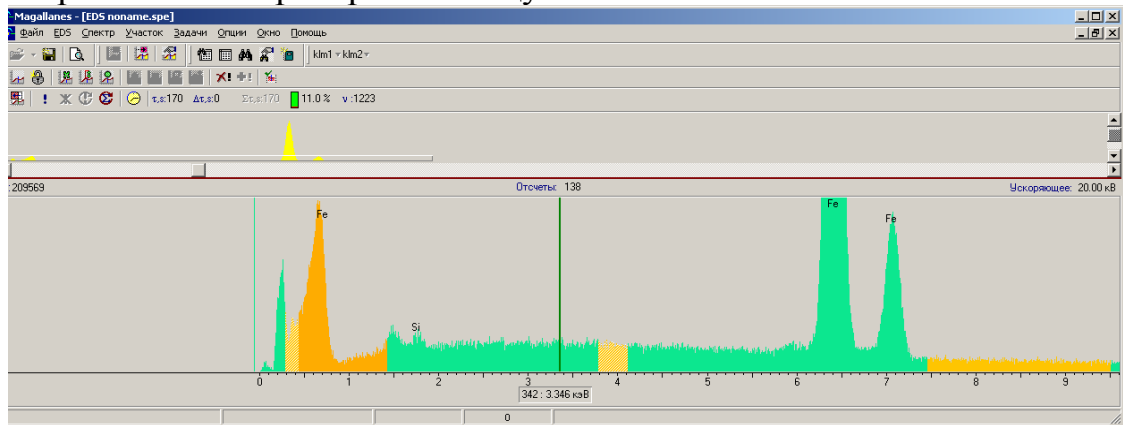


Рисунок 6 – Характерні спектри поверхневого шару при обробці гідро абразивним струменем (а), пропонуванім струминно-абразивним роторним пристроєм (б) та за існуючою технологією (в)

У якості джерела живлення високого тиску використовували помпову станцію WOMA PH-120, налагоджену на тиск 100 МПа, витрату рідини до 45 дм<sup>3</sup>/хв., що достатньо для живлення двох сопел діам. 1,8 мм, або струминно-абразивного пристрою.

Витрату енергії фіксували по споживаній потужності лічильником типу СЧЗ-100-ВНР-П УХЛ4, з похибкою визначення не більше 3% в діапазоні 0,5 – 100 кВт ч.

Ступінь очищення досліджували візуально (за допомогою 8-х луп) та мікроскопічним дослідженням (на оптичному мікроскопі МИМ-8), стан поверхневого шару визначали за контрольними зразками на електронному мікроскопі РЕМ-106, наявність залишків – енергодисперсійним аналізом (ЕДАР з ППП «Магеллан 2.2»).

Результати досліджень подано в таблиці. Дослідження виконувались при очищенні вручну, протягом 10 хв. Вид очищеної поверхні (гідро струминним роторним пристроєм та пропонованим пристроєм) подано на рис. 5, б. Ефективність визначали за ознакою питомої витрати енергії на виконання очищення одиниці площі з урахуванням наявного залишку.

При цьому брали до уваги, що залишок плівки на поверхні потребує додаткових витрат енергії та часу. Отже, розрахункова формула набула вигляду:

$$E = \frac{N}{F}(1 + s).$$

Для варіантів таблиці маємо:  $E_1 = 1,55$  кВт/м<sup>2</sup>;  $E_2 = 1,207$  кВт/м<sup>2</sup>;  $E_3 = 1,144$  кВт/м<sup>2</sup>;  $E_4 = 0,98$  кВт/м<sup>2</sup>;

Відтоді, зважаючи на подані показники, кращим є пропонований варіант виконання обробки.

Якість очищення та наявність у поверхневому шарі перевіряли шляхом виконання рентгенівського енерго-дисперсійного аналізу на РЕМ-106 И.

Так, для двох зразків, оброблених за традиційною технологією, яка передбачала гідро струминне очищення з наступним пікоструминним очищенням, та за допомогою пропонованого пристрою в один прохід (одночасна обробка струминно абразивним пристроєм) отримано такі спектрограми, рис.6.

На рис. 6,а подано спектрограму, отриману для випадку струминно-абразивної обробки поверхні. Дослідження виконували для 10 точок поверхні, вільно обраних на зразку (координати точок визначалися за допомогою генератора випадкових чисел), далі результати усереднювалися і піддавалися статистичній обробці, результатом якої є подана спектрограма. З рис. 6,а видно, що на поверхні залізного зразка присутній

кремній, який входить до складу оксиду  $\text{SiO}_2$ , що використовувався нами як абразив. Кількісний аналіз довів, що частка речовини на поверхні незначна, і знаходиться у межах 0,08%. - використання пропонованого пристрою майже повністю виключає наявність цієї речовини на поверхні тобто можна припустити, що частини абразиву, які залишилися на поверхні, видаляються роторним струменем, що ковзає по поверхні у подальшому, тобто вода практично повністю вимиває абразив (доля менша за (0,001%).

Спектрограма рис. 5.11,б доводить, що використання пропонованого пристрою майже повністю виключає наявність цієї речовини на поверхні тобто можна припустити, що частини абразиву, які залишилися на поверхні, видаляються роторним струменем, що ковзає по поверхні у подальшому, тобто вода практично повністю вимиває абразив (доля менша за (0,001%).

Спектрограма рис. 5.11, в, виконана для зразку обробки поверхні за традиційною технологією (тобто у два проходи – струминним очищенням та піскоповітряною наступною обробкою), доводить, що у даному випадку абразивні включення на поверхні максимальні, і сягають 0,1%.

Таким чином, пропонований пристрій, поряд із наведеними перевагами, дозволяє також майже повністю виключати наявність на оброблюваній поверхні залишків абразивних частинок, що підвищує якість підготовленої під нанесення нового захисного покриття поверхні.

### ***Висновки***

Проведені дослідження довели, що запропонований нами пристрій є достатньо ефективним гідроструминним інструментом інтегральної дії, а сполучення ознак струминного та струминно-абразивного сопел дає змогу практично повністю виключити недоліки, властиві традиційним інструментам. Використання запропонованого інструменту є ефективним засобом зменшення енергетичних витрат при ремонтів магістральних нафтопроводів та при виконанні аварійно-відновлювальних робіт.

### **Література**

- 1 Саленко О.Ф., Петко І.В., Третьяков О.В. “Гідро- та гідроабразивна обробка: теорія. Технологія та обладнання. – К.: ІЗМН, 1998. – 488 с.
- 2 Струтинській В.Б. Математичне моделювання процесів і систем: Підручник для студентів ВТУЗів. – Житомир, ви-во ЖІТІ, 2006. – 520 с.

УДК 621.825

**Брощак І.І.**

ТДТУ ім. І. Пулюя, м. Тернопіль, Україна

## **КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ЗАПОБІЖНОГО ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОСНАЩЕННЯ ДЛЯ ОБРОБЛЕННЯ ОТВОРІВ ІНСТРУМЕНТОМ АДАПТИВНОГО ТИПУ**

*In the article the construction of adaptive drill with hydraulic edges connection is presented. The basic are described it operating and structural descriptions. Also the developed construction of preventive cartridge which can be utilized with an adaptive drill in quality a preventive mechanism is described in detail.*

### ***Постановка проблеми***

Запобіжні механізми різного типу широко використовуються в приводах більшості механізмів і машин і мають суттєвий вплив на експлуатаційні характеристики обладнання. В машинобудуванні широкого використання набули запобіжні механізми металорізального обладнання. Поряд з передачею обертового руху запобіжні механізми металорізального обладнання виконують функції захисту від перевантаження, компенсації зміщень з'єднаних елементів приводу, амортизацію поштовхів, ударних навантажень та вібрацій.

### ***Аналіз останніх досліджень***

Результати досліджень запобіжних механізмів металорізального обладнання викладені у багатьох працях [1, 2]. Але кожна нова конструкція запобіжного механізму в міру своїх конструктивних особливостей може використовуватися з деяким обмеженим спектром металорізального інструменту. Тобто при використанні запобіжних механізмів, для кращого забезпечення умов роботи того чи іншого металорізального інструменту, потрібно якомога краще враховувати його технологічні і експлуатаційні характеристики при проектуванні даного запобіжного оснащення.

### ***Постановка задачі***

Метою наших досліджень було спроектувати запобіжний механізм, що може використовуватись для запобігання від поломок розробленого нами адаптивного свердла з міжлезовим гідравлічним зв'язком.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2003-2007 роки.

### Виклад основного матеріалу

Кожен запобіжний механізм повинен виконувати свою функцію запобігаючи руйнуванню основного технологічного обладнання. Для запобігання виходу з ладу металорізального інструменту конструкція запобіжного механізму повинна враховувати як його конструктивні особливості так і основні показники режимів різання, при яких працює даний інструмент.

На рисунку 1 наведена конструкція розробленого збірного свердла з гідравлічним міжлезовим зв'язком [3]. В корпусі 1 свердла виконані повздовжні ступінчасті циліндричні отвори, в яких встановлені плунжери 2 і 3, кінці яких вільно проходять в отворах втулок 4 і 5, жорстко з'єднаних з корпусом. Дані втулки поряд з циліндричними пальцями 6 і 7 являються напрямними елементами для лез 8 і 9, які є різальними елементами збірного свердла. Для обмеження відносного зміщення лез по відношенню до напрямних елементів призначені циліндричні пальці 10 і 11. В конструкції передбачені отвори для плунжерів, які гідравлічно з'єднані між собою кільцевою канавкою 12. Для заливки рідини використовується отвір в корпусі свердла, який закритий різьбовою конічною пробкою 13.

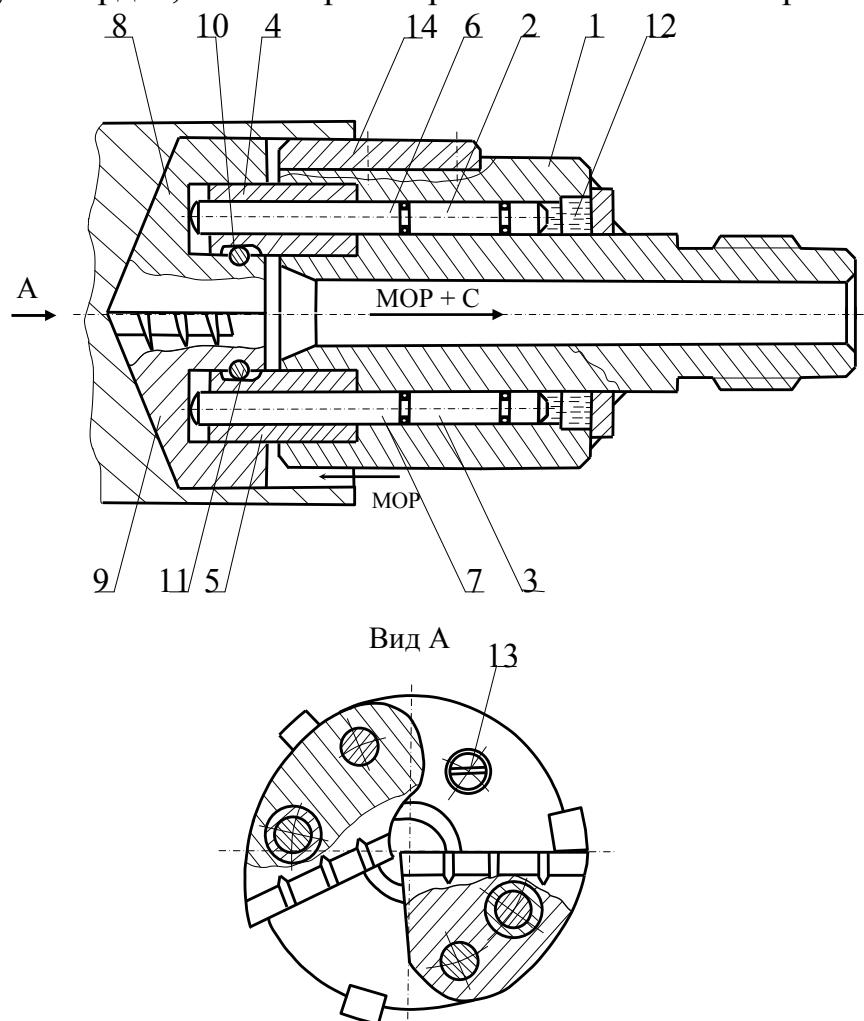


Рисунок 1 – Конструкція збірного свердла з гідравлічним міжлезовим зв'язком

Для базування свердла в отворі використовуються три твердосплавні напрямні пластини 14. В процесі оброблення отвору автоматичне вирівнювання навантажень між лезами інструменту здійснюється за рахунок відносного зміщення плунжерів, зусилля на яких внаслідок прямого гідравлічного зв'язку залишається однаковим.

Відстань між різцями і корпусом вибирається з врахуванням величини ходу плунжера та податливості рідини під навантаженням. Для базування свердла в отворі на корпусі останнього розміщено три напрямні пластини (виготовлених з вольфрамо–кобальтового сплаву ВК3, ВК6 або ВК8) із зворотною конусністю 1:100. Для запобігання заклинюванню свердла в отворі, напрямні пластини розташовують не симетрично [139]. Свердло кріпиться хвостовиком до порожнистої штанги відповідної довжини шляхом різьового з'єднання обох елементів з допомогою багатозахідної прямокутної різі [13, 139]. Внутрішня порожнина корпусу та штанги служить (рис. 2) для транспортування стружки та МОР, а також для додаткового охолодження корпусу інструменту.

Принцип дії інструмента з міжлезовим гідравлічним зв'язком базується на законі Паскаля про те, що тиск всередині рідини передається у всі сторони рівномірно, тобто при однакових діаметрах плунжерів, осьові реакції різців на силу, яка діє на них зі сторони корпусу будуть завжди однакові. В дійсності, через сили сухого тертя між рухомими частинами свердла, цей принцип частково порушується. Припустимо, що при свердлінні, по якійсь із перелічених у розділі 2.1. причин, сила на одному із різців зросла і різниця сил на обох різцях є більшою за сумарну силу сухого тертя. Зростання сили на різці викличе додаткове переміщення його плунжера і, як наслідок, додаткове зростання тиску.

Згідно закону Паскаля, навантаження на інший плунжер пропорційно зросте, що викличе збільшення глибини різання на цьому різці, тобто інструмент налагоджується до зміни умов роботи (різниці сил на різцях). Якщо ж різниця сил на різцях є меншою за сумарну силу сухого тертя в рухомих елементах конструкції, то плунжер буде утримуватися силою тертя, переміщення його буде не можливе і, як наслідок, неможливою буде адаптація. Тому в даній конструкції необхідно зменшувати сухе тертя, оскільки воно формує зону нечутливості свердла з міжлезовим гідравлічним зв'язком.

При збільшенні навантаження на інструмент (більшого за розрахункове) рідина додатково стискається, різці впираються в корпус і, тим самим, кільцева порожнина розвантажується від подальшого зростання тиску і тоді подальше протікання процесу свердління нічим не відрізняється від обробки відомими свердлами.

Внаслідок нерівномірності навантаження на леза, що викликано наявністю у структурі матеріалу заготовки твердих включень 1 або несиметричністю розташування лез, різальні елементи 2 і 3 (рис.2) мають



можливість взаємно зміщуватись на величину лезових осциляцій  $\Delta$ . Тоді додаткове навантаження на лезо компенсується додатковою силою, що виникає внаслідок зростання або зменшення глибини різання. Така технологічна схема обробки передбачає вирівнювання складових сил різання, що діють на леза інструменту і викликає деформацію системи ВПД за рахунок вирівнювання сил в напрямку подачі.

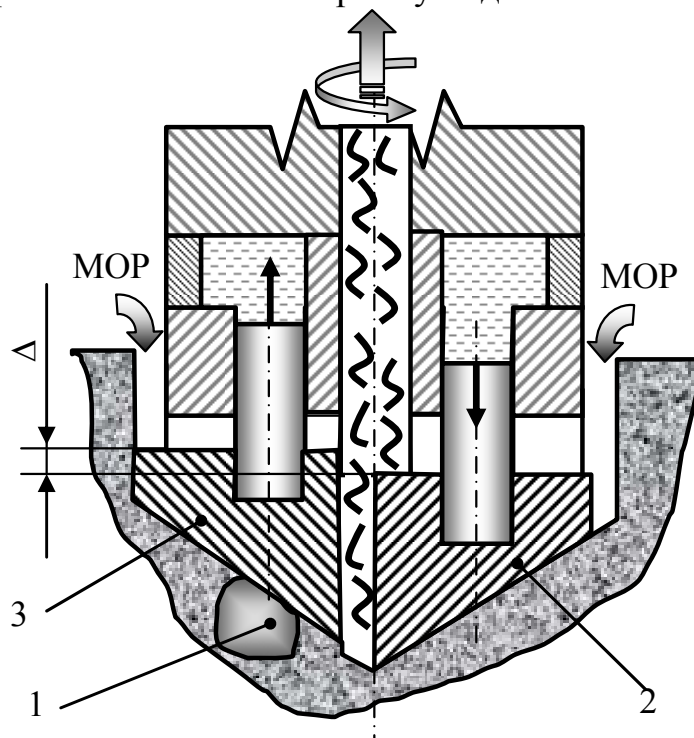


Рисунок 2 – Кінематична схема роботи свердла з міжлезовим гідравлічним зв'язком

Для визначення складової сили різання при свердлінні можна використати емпіричну формулу [33]:

$$P_z = p \cdot a^{1-m} \cdot b \cdot k_v \cdot k_l \cdot k_{мор} \cdot k_h \cdot k_b, \quad (1)$$

де  $p$  – питома сила опору різання, Н/мм<sup>2</sup>;

$a, b$  – товщина та ширина зрізу, мм;

$m$  – показник ступеня, для сталей  $m=0,17-0,2$ ; для жаростійких сталей і сплавів  $m=0,2-0,25$ ; для чавунів  $m=0,21-0,26$ ; для бронзи і сплавів  $m=0,17$ ;

$k_v$  – коефіцієнт, що враховує швидкість різання: при  $V=5-15$ ,  $k_v=1,1-1,2$ ; при  $V=20-30$  м/хв,  $k_v=0,9-1,0$ ; при  $V=30-40$  м/хв,  $k_v=0,8-0,9$ ; при  $V>40$  м/хв,  $k_v=0,7-0,8$ ;

$k_l$  – коефіцієнт, що враховує глибину свердління: при  $l/D=3-5$ ,  $k_l=1,0-1,1$ ; при  $l/D=5-10$ ,  $k_l=1,1-1,3$ ; при  $l/D>10$ ,  $k_l=1,3-1,5$ ;

$k_{мор}$  – коефіцієнт, що враховує використання мастильно-охолоджуючих рідин;

$k_h$  – коефіцієнт, що враховує зношування різальних лез свердла;  $k_h=1,25-1,4$ ;

$k_b$  – коефіцієнт, що враховує вид оброблення: при свердлінні  $k_b=1,0$ ; при розсвердлюванні  $k_b=0,95$ .

Зміну твердості матеріалу заготовки можна проілюструвати коефіцієнтом  $k_m$ :

$$k_t = \frac{HB_{max}}{HB_{min}}, \quad (2)$$

де  $HB_{max}$ ,  $HB_{min}$  – середньостатистична твердість матеріалу заготовки, найбільша та найменша, відповідно.

Слід зауважити, що для ряду чавунів та сплавів з титановими, вольфрамовими та молібденовими включеннями такі коливання можуть досягати 80-120% ( $k_m=1,8-2,2$ ) [51].

Оскільки величини  $b$ ;  $k_v$ ,  $k_{мор}$ ,  $k_h$  і  $k_b$  для роботи обох лез є незмінним і їх добуток позначимо через  $D$ , то формулу (1) записуємо у вигляді:

$$P_z = p \cdot a^{1-m} \cdot D, \quad (3)$$

Питома сила опору різання [33]:

$$p = 1,36 \cdot \sigma_g \cdot \xi, \quad (4)$$

де  $\sigma_g$  – границя міцності матеріалу, МПа [26]:

$$\begin{cases} \sigma_g = 0,343 \cdot HB & \text{- для сталі HB125-175} \\ \sigma_g = 0,362 \cdot HB & \text{- для сталі HB > 175} \end{cases}, \quad (5)$$

$\xi$  - коефіцієнт усадки стружки ( $\xi=4-6$  [33]).

Товщина зрізу:

$$a = \frac{S}{2} \cdot \sin(\varphi), \quad (6)$$

де  $S$  – подача на 1 оберт шпинделя, мм/об.

Враховуючи, що значення сил  $P_z$  формуються на 2-х лезах інструменту і вирівнюється внаслідок існування кінематичного зв'язку, то можна записати:

$$k_T = \frac{HB_1}{HB_2} = \left( \frac{a_2}{a_1} \right)^{1-m} = \left( \frac{a_1 + \Delta}{a_1} \right)^{1-m}, \quad (7)$$

де  $HB_1$  і  $HB_2$  – твердість матеріалу на першому та другому лезі, відповідно;  $a_1$  і  $a_2$  – товщина зрізу на першому та другому лезі, відповідно.

Враховуючи вираз (7) після перетворень дістанемо:

$$\Delta = \left( \sqrt[1-m]{k_T} - 1 \right) \cdot S \cdot \sin(\varphi), \quad (8)$$

Графічна інтерпретація цієї залежності подана на рис. 3.

Проаналізуємо можливу зміну величини лезових осциляцій  $\Delta$  внаслідок несиметричності різальних лез. Провівши аналіз аналогічний

вищенаведеному, але з точки зору зміни кутів при вершині першого  $\varphi_1$  і другого  $\varphi_2$  леза свердла, отримаємо:

$$\frac{\sin(\varphi_1)}{\sin(\varphi_2)} = \left(\frac{a_1}{a_2}\right)^{1-m} = \left(\frac{a_1}{a_1 + \Delta}\right)^{1-m} \quad (9)$$

Якщо прийняти, що  $|\varphi_1 - \varphi_2| = \tau_\varphi$  і прийнявши  $\varphi_1 = (2/3)\pi$  [рад], то можна записати:

$$\frac{\sin\left(\frac{\sqrt{3}}{2}\pi + \tau_\varphi\right)}{2 \cdot \sin\left(\frac{3}{2}\pi + \tau_\varphi\right)} = \left(\frac{S \cdot \sqrt{3}}{(S \cdot \sqrt{3}) + 2\Delta}\right)^{1-m} \quad (10)$$

Звідси :

$$\Delta = \frac{S \cdot \sqrt{3} \cdot m^{-1} \sqrt{2 \cdot \sin\left(\frac{3}{2}\pi + \tau_\varphi\right)} / \sqrt{3} - S \cdot \sqrt{3}}{2} \quad (11)$$

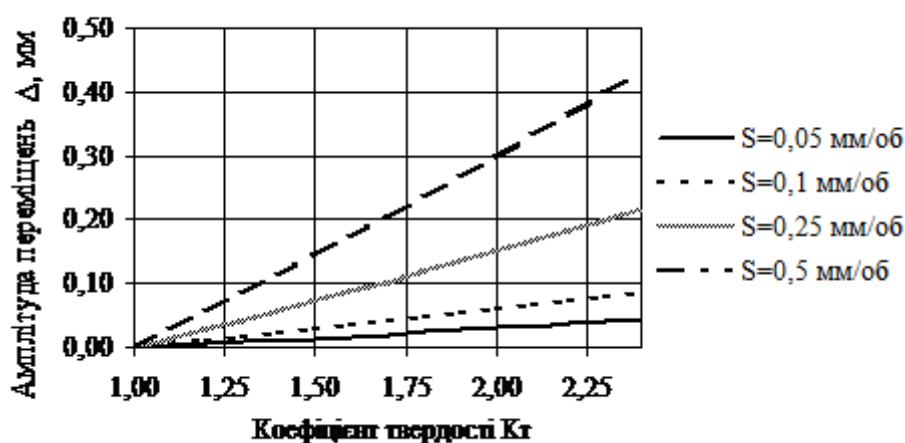


Рисунок 3 – Графічна залежність амплітуди лезових осциляцій  $\Delta$  від коефіцієнту зміни середньостатистичної твердості матеріалу заготовки  $k_m$  при різних значеннях подачі  $S$

Для захисту адаптивного свердла від перевантаження нами було розроблено конструкція запобіжного патрона.

Патрон запобіжний виконаний у вигляді хвостовика 1, яким патрон вставляється у шпіндель токарного верстату, а другий правий кінець хвостовика виконано у вигляді циліндричної частини 2 на якій встановлено циліндричний корпус 3 з можливістю осьового і кругового переміщення. З лівого торця цього корпусу рівномірно по колу виконані відкриті сферичні виїмки 4 глибиною  $H$ , наприклад чотири, в які встановлені кульки 5, які знизу взаємодіють з сферичними виїмками 6 глибиною  $h$  циліндричної частини хвостовика 2. З другої сторони кульки 5 взаємодіють з торцевою частиною циліндричного прижима 7 з можливістю

осьового переміщення, який з другого торця взаємодіє з пружиною стиснення 8, яка з другого кінця взаємодіє з шайбою і регулювальними гайками 9. Причому  $H > h$ .

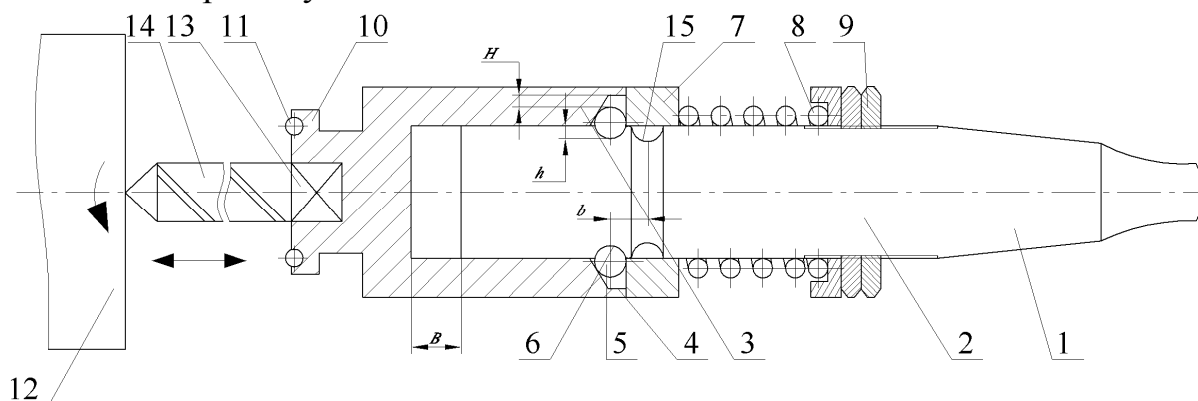


Рисунок 4 – Патрон запобіжний

З лівого торця циліндричного корпусу 3 встановлено упор 10, в торцевій частині якого рівномірно по колу завальцовано, наприклад, три кульки 11, які є у взаємодії з оброблювальною деталлю 12, при завершенні технологічного процесу обробки, наприклад, отвору. В центрі упора 10 виконано квадратний отвір 13 для встановлення, наприклад, сверла 14, або іншого ріжучого інструменту.

З правої сторони від сферичних виїмок 6 на циліндричній частині хвостовика 2 виконане радіусне кільце 15 радіусом рівним радіусу кульок 5, які попадають в нього під час завершення технологічного процесу обробки отворів і при цьому припиняється подача крутного моменту від хвостовика 1 на упор 10 і ріжучий інструмент. Причому відстань між центрами радіусного кільця 15 і сферичних виїмок 6 ( $b$ ) є меншою величини зазору між торцем отвору циліндричного корпусу 3 і торцем циліндричної частини хвостовика 2  $B > b$ .

Робота патрона здійснюється наступним чином. Патрон запобіжний хвостовиком 1 встановлюється в шпіндель токарного верстату (на кресленні не показано). Включається верстат, крутний момент передається на хвостовик 1 і циліндричну його частину 2 і через кульки 5 на циліндричний корпус 3 і далі на упор 10 і свердло 14. При завершенні технологічного процесу кульки 11 впираються в торець оброблювальної деталі 12 і при цьому під дією осьового зусилля переміщуються вправо. Кульки 5 відсовують вправо циліндричний прижим 7 і виходять з сферичних виїмок 6, переміщуються вправо і попадають в радіусне кільце 15. При цьому відбувається пробуксовування ведучої половини патрона відносно веденого. Виключають верстат, деталь 12 знімають з верстата і ставлять наступну. Зусиллям 5...10 кг, вручну або механізовано

циліндричний прижим 7 переміщують з кульками 5 вліво так, щоб вони попали в сферичні виїмки 6. Після чого технологічний процес продовжується.

До переваг патрона запобіжного відноситься відпрацьованість його конструкції на технологічність і розширення технологічних можливостей оброблення отворів адаптивним інструментом.

### ***Висновки***

В роботі представлено основні конструктивні параметри адаптивного свердла з міжлезовим гідравлічним зв'язком. З врахуванням основних технологічних і експлуатаційних характеристик адаптивного свердла розроблено конструкцію запобіжного патрона та проаналізовано принцип роботи даного запобіжного механізму. До переваг патрона запобіжного відноситься відпрацьованість його конструкції на технологічність і розширення технологічних можливостей оброблення отворів адаптивним інструментом.

### **Література**

- 1 Семинский В.К., Вирченко П.Г., Платонов С.А. Приспособление и инструмент для токарных станков .К. Изд. «Техника», 1977, 348 с.
- 2 Поляков В.С., Барабаш И.Д. Муфты. Конструкции и расчет. Изд. 4, переработ. и доп. Л., «Машиностроение», 1973, 336 с.
- 3 Деклараційний патент України №51937А, МПК В23В51/06. Інструмент для свердління глибоких отворів / Луців І.В., Брошак І.І. - №2001107135; Заявл. 22.10.2001; Опубл. 16.12.2002, Бюл.№12. - 3 с.

УДК 621.91

**Калиниченко В.В.**

ДГМА, г. Краматорск, Украина

**УРАВНЕНИЯ ОПТИМАЛЬНОЙ ИНТЕНСИВНОСТИ  
ИЗНАШИВАНИЯ РЕЗЦОВ С РЕЖУЩИМИ ПЛАСТИНАМИ ИЗ  
БВТС, ПОДВЕРГНУТЫМИ ОБРАБОТКЕ ИМПУЛЬСНЫМ  
МАГНИТНЫМ ПОЛЕМ**

*The parametrical equations of the maximal dimensional stability of cutters with cutting plates from untuntsten hard alloy TH20 in an initial condition and after processing by the pulse magnetic field are resulted at steels' fair cutting.*

***Постановка проблемы***

Важным направлением развития современной механообработки является внедрение экономичных инструментальных материалов, среди которых важное место занимают безвольфрамовые твердые сплавы (БВТС), нашедшие основное применение при чистовом точении сталей. Эффективность токарной обработки сталей резцами с режущими пластинами из БВТС, ограничивается, во-первых, недостаточно высокой стойкостью и стабильностью стойкостных характеристик резцов, а во-вторых – недостатками технологических рекомендаций, не позволяющими рационально использовать высокую износостойкость БВТС. Указанные обстоятельства обуславливают актуальность и комплексный характер проблемы повышения эффективности применения резцов с пластинами из БВТС для чистовой токарной обработки сталей различных групп.

***Анализ исследований и публикаций по рассматриваемой проблеме***

Результаты исследований различных ученых [1, 2] и предыдущие публикации автора [3–5] свидетельствуют о возможности применения резцов с режущими пластинами из БВТС для чистового точения углеродистых и легированных конструкционных [1–3], коррозионно-стойких [5], углеродистых и легированных инструментальных [1, 3, 4] сталей. При этом наиболее перспективным направлением повышения стойкости резцов с пластинами из БВТС является применение упрочняющих технологий [1]. Вместе с тем, известные способы нанесения износостойких покрытий на режущие пластины из БВТС [1, 6] являются дорогими и характеризуются сложностью технологической реализации.

В качестве перспективного и экономичного метода повышения стойкости резцов с пластинами из БВТС при чистовом точении сталей автором статьи была предложена обработка импульсным магнитным полем (ОИМП) режущих пластин, снижающая интенсивность

изнашивания резцов за счет повышения микротвердости поверхностного слоя твердого сплава вследствие деформационного воздействия магнитного поля на структуру ферромагнитной связки [7].

### ***Обзор нерешенных частей проблемы***

Обработка импульсным магнитным полем (ОИМП) обеспечивает существенное повышение стойкости резцов с режущими пластинами из БВТС. Вместе с тем, эффективность применения ОИМП зависит от режимов резания при точении резцами с магнитообработанными пластинами. Наибольшая размерная стойкость резцов и наилучшие технологические характеристики обработанной поверхности при чистовом точении сталей обеспечиваются на режимах резания, соответствующих минимальной интенсивности изнашивания резцов по задней поверхности. Поскольку наиболее адекватной характеристикой интенсивности изнашивания резцов является относительный поверхностный износ  $h_{онз}$  по задней поверхности [8], то оптимальные режимы резания должны соответствовать минимуму  $h_{онз}$ , отмечаемому при постоянной для пары «твердый сплав–обрабатываемая сталь» оптимальной температуре резания  $\Theta_o$ . Такие режимы обеспечивают максимум длины пути резания  $l$ , наилучшие точность и качество обработанной поверхности. Оптимальные скорости резания  $V_o$ , обеспечивающие минимум  $h_{онз}$  (оптимальный относительный поверхностный износ  $h_{онзо}$ ), на 20–30 % выше нормативных, что повышает производительность обработки.

Важным условием перехода на режимы резания, соответствующие  $h_{онзо}$ , является разработка математических моделей для выбора подачи и скорости резания, обеспечивающих определенное значение  $h_{онзо}$ . В качестве таких моделей могут быть использованы параметрические уравнения максимальной размерной стойкости инструмента [8].

***Цель статьи*** – на основе систематизации результатов экспериментов при чистовом точении сталей резцами с пластинами из БВТС, подвергнутыми ОИМП, получить зависимости для определения оптимальной скорости резания и оптимального относительного поверхностного износа резца по задней поверхности от режимов резания.

### ***Методика и результаты исследований***

Исследование влияния ОИМП режущих пластин на интенсивность изнашивания инструмента осуществлялось при чистовом точении заготовок из сталей 45, У8А, ХВГ, 30Х13 (таблица 1) на станке модели 1К625Сп резцами токарными проходными правыми с механическим креплением сменных шестигранных режущих пластин с углом в плане при вершине  $80^\circ$  клин-прихватом (ТУ 2-035-892-82). Геометрия резцов:  $\alpha = 10^\circ$ ,  $\gamma = 10^\circ$ ,  $\varphi = 90^\circ$ ,  $\varphi' = 10^\circ$ . Использовались

режущие пластины формы 02114–100608 (ГОСТ 19048-80) из твердого сплава ТН-20 (ГОСТ 26530-85). Средняя исходная микротвердость поверхностного слоя пластин в партии  $\overline{H_{\mu u}} = 1400$  МПа. Магнитная обработка осуществлялась с режимами, обеспечивающими наибольшее повышение микротвердости поверхностного слоя пластин для данного  $\overline{H_{\mu u}}$  (напряженность поля  $H = 1,1 \cdot 10^5$  А/м, продолжительность  $t = 2$  мин, время выдержки после обработки  $t_e = 28$  ч, частота импульсов  $f = 5$  Гц). Режимы резания: точение сталей 45 и У8А – скорость резания  $V = 100–300$  м/мин, подача  $S = 0,2–0,4$  мм/об, глубина резания  $t = 1–2,5$  мм; точение стали ХВГ –  $V = 100–300$  м/мин,  $S = 0,2–0,4$  мм/об,  $t = 1–2$  мм; точение стали 30Х13 –  $V = 50–150$  м/мин,  $S = 0,2–0,4$  мм/об,  $t = 1$  мм.

Таблица 1 – Сведения о заготовках, использовавшихся для исследований

Марка стали	Вид заготовки	Твердость	Вид термической обработки
45	Поковка	<i>НВ</i> 179	Нормализация: нагрев до 825 °С, охлаждение на воздухе
У8А	Прокат	<i>НВ</i> 187	Отжиг сфероидизирующий: нагрев до 750 °С, охлаждение – 30 – 40 °С в 1 час до 600 °С в печи и далее на воздухе
ХВГ	Прокат	<i>НВ</i> 229	Отжиг: нагрев до 770 °С и изотермическая выдержка при 670–720 °С
30Х13	Прокат	<i>НВ</i> 241	Нормализация: нагрев 1000 °С, охлаждение на воздухе. Отпуск: 650 °С, 2–3 ч

Определение величин  $h_{онз}$ ,  $V_o$  осуществлялось по методике [8] на основании однофакторного эксперимента при фиксированных значениях  $S$  и  $t$ . ОИМП режущих пластин снижает  $h_{онз}$  и повышает  $l$  при точении исследуемых сталей во всем исследуемом диапазоне режимов резания. Некоторые значения коэффициентов повышения  $l$  и снижения  $h_{онз}$  (соответственно  $K_l$  и  $K_{h_{онз}}$ ) приведены в таблице 2. Минимум  $h_{онз}$  (то есть оптимальный относительный поверхностный износ  $h_{онзо}$ ) и максимум  $l$  обеспечиваются при оптимальных скоростях резания  $V_o$ , значения которых приведены в таблице 3. ОИМП режущих пластин повышает уровень  $V_o$  при точении всех исследуемых сталей.

На основании определения значений  $h_{онзо}$ , соответствующих оптимальным для данных  $S$  и  $t$  скоростям резания  $V_o$ , получены параметрические уравнения вида

$$\left. \begin{aligned} V_o &= \frac{C_1}{S^{x_1}}; \\ h_{онзо} &= \frac{C_2}{S^{x_2}} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$



где  $C_1, C_2$  – коэффициенты;  $x_1, x_2$  – показатели степени.

Таблица 2 – Значения  $K_l$  и  $K_{h_{онз}}$  для резцов с режущими пластинами, подвергнутыми ОИМП при различных режимах резания

Марка стали	Режимы резания			$K_l$	$K_{h_{онз}}$
	$V$ , м/мин	$S$ , мм/об	$t$ , мм		
45	120	0,2	1	1,6	1,72
	160			1,62	1,7
	190			1,94	1,97
	230			2,15	2,84
	270			1,84	2,15
	120	0,4		1,47	1,39
	160			1,8	2,35
	190			1,73	1,97
	230			1,67	1,49
	270			1,54	1,47
У8А	120	0,2	1	1,83	1,89
	155			1,83	1,91
	180			2,04	2,27
	220			2,28	2,88
	260			1,89	1,92
	120	0,4		1,41	1,26
	155			1,91	2,08
	180			1,89	1,93
	220			1,85	1,67
	260			1,59	1,58
ХВГ	110	0,2	1	1,55	1,78
	125			1,79	1,96
	145			1,90	2,19
	165			2,02	2,31
	110	0,4		1,69	1,92
	125			2,05	2,29
	145			1,77	1,98
	165			1,45	1,80
30Х13	60	0,2	1	1,59	1,66
	68			1,78	1,88
	105			2,08	2,47
	116			1,77	1,99
	145			2	2,07
	60	0,4		1,22	1,28
	68			1,52	2,02
	105			1,26	1,3

Таблица 3 – Влияние ОИМП режущих пластин на уровень  $V_o$ 

Сталь	Режимы резания		Оптимальная скорость резания $V_o$ , м/мин	
	$S$ , мм/об;	$t$ , мм	пластины в исходном состоянии	пластины после ОИМП
45	0,2	1–2,5	160	230
	0,3	1–2,5	140	190
	0,4	1–2,5	120	160
У8А	0,2	1–2,5	155	220
	0,3	1–2,5	135	180
	0,4	1–2,5	120	155
ХВГ	0,2	1–2	145	165
	0,3	1–2	125	145
	0,4	1–2	110	125
30X13	0,2	1	84	105
	0,3	1	68	84
	0,4	1	60	68

Значения коэффициентов  $C_1$ ,  $C_2$  и показателей степени  $x_1$ ,  $x_2$  в параметрических уравнениях вида (1) приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Коэффициенты и показатели степени в параметрических уравнениях максимальной размерной стойкости резцов

Обрабатываемая сталь	Состояние режущей пластины	Режимы резания		$C_1$	$C_2$	$x_1$	$x_2$
		$S$ , мм/об	$t$ , мм				
45	Исходное	0,2–0,4	1	83,58	10,09	0,41	0,75
			2,5		7,03		0,92
	После ОИМП	0,2–0,4	1	100,16	4,74	0,52	0,8
			2,5		5,17		0,69
У8А	Исходное	0,2–0,4	1	86,09	9,17	0,37	0,89
			2,5		36,51		–0,08
	После ОИМП	0,2–0,4	1	97,78	7,87	0,5	0,48
			2,5		15,82		0,21
ХВГ	Исходное	0,2–0,4	1	76,89	36,18	0,39	0,14
			2		39,04		0,14
	После ОИМП	0,2–0,4	1	88,15	17,04	0,4	0,12
			2		18,42		0,16
30X13	Исходное	0,2–0,4	1	38,16	29,6	0,49	0,64
	После ОИМП	0,2–0,4	1	38,93	27,73	0,62	0,17

### **Выводы**

В работе представлены параметрические уравнения максимальной размерной стойкости инструмента при точении сталей различных групп резцами с режущими пластинами из безвольфрамового твердого сплава ТН20, подвергнутыми обработке импульсным магнитным полем. Применение представленных уравнений позволяет оперативно определить режимы резания, соответствующие определенному значению оптимума относительного поверхностного износа резца по задней поверхности.

### **Литература**

- 1 Музыкант, Я. А., Режущие инструменты с пластинами из безвольфрамовых твердых сплавов: Обзор / Я. А. Музыкант, В. С. Самойлов – М. : НИИмаш, 1984. – 58 с.
- 2 Андреев, В. И. Режущие свойства резцов с пластинами из безвольфрамовых твердых сплавов / В. И. Андреев, Б. О. Анмегилян, В. Г. Вартамян // Станки и инструмент, 1981. – № 7. – С. 16–18.
- 3 Зиновьев, Н. И. Влияние режимов резания на характеристики стойкости и относительного поверхностного износа резцов с режущими пластинами из безвольфрамового твердого сплава ТН20, обработанными импульсным магнитным полем / Н. И. Зиновьев, В. В. Калиниченко. // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем: Збірник наукових праць. – Краматорськ : ДДМА, 2001. – Вип. 11. – С. 3–12.
- 4 Калиниченко, В. В. Влияние обработки импульсным магнитным полем на стойкость инструмента и технологические характеристики деталей при чистовом точении стали ХВГ резцами с режущими пластинами из БВТС / В. В. Калиниченко // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ – Київ. – Вип. № 20, 2006. – С. 176-183.
- 5 Калиниченко, В. В. Влияние обработки импульсным магнитным полем режущих пластин из БВТС на стойкость резцов и технологические характеристики деталей при чистовом точении коррозионно-стойких сталей / В. В. Калиниченко // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ : ДДМА. – Вип. № 18, 2005. – С. 58-66.
- 6 Ленская, Т. Г. Безвольфрамовые твердые сплавы с износостойкими покрытиями / Т. Г. Ленская, В. С. Торопченков, Н. И. Анисеев. // Производство и применение твердых сплавов. – М. : Металлургия, 1982. – С. 107–109.
- 7 Зиновьев, Н. И. Влияние ОИМП на микротвердость поверхностного слоя и износ режущего инструмента из БВТС / Н. И. Зиновьев, В. В. Калиниченко // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем: Збірник наукових праць. Вип. 10. – Краматорськ : ДДМА, 2000. – Вип. 10. – С.117–122.
- 8 Макаров, А. Д. Оптимизация процессов резания / А. Д. Макаров. – М. : Машиностроение, 1976. – 278 с.

УДК 621.91.02

**Бесарабець Ю.Й., Красновид Д.О.**  
НТУУ КПІ, м. Київ, Україна

## **ЗБІЛЬШЕННЯ ВНУТРІШНЬОГО ДІАМЕТРА РІЗЬБОВОГО ОТВОРУ ПРИ ОБРОБЦІ ТИТАНОВИХ СПЛАВІВ МІЛКОРОЗМІРНИМИ МІТЧИКАМИ**

*In the article the questions of threads threading are considered. The analysis of results shows that fine-sized taps are able to cut a screw-thread in titanic alloys only at the increase of internal diameter of opening under a screw-thread on 5-7%.*

### **Вступ**

На сучасному етапі розвитку машинобудування, нарізання різьби малого типорозміру (М3-М5) в титані та титанових сплавах залишається проблематичною операцією. Проблема полягає в поломці мітчиків через їх недостатню міцність, викликану малими розмірами самого інструменту та фізико-механічними властивостями титану та його сплавів. Основним напрямком боротьби з поломками інструмента є збільшення отвору під різьбу з заниженням профілю різьби з метою запобігання заклинювання мітчика в різьбовому отворі. В деталях з важкооброблюваних матеріалів внутрішні різьби виконуються не повного профілю. Різьба повного профілю виконується в тих отворах де довжина різьби ( $L$ ) не перевищує діаметра різьби ( $D$ ). В деталях де  $D \leq L \leq 2D$  застосовують різьбу з 75% профілю, при  $L \geq 2D$  застосовують 50% різьби. За рахунок високих показників міцності титана та його сплавів, різьбове з'єднання залишається цілком придатним до використання, а збільшення внутрішнього діаметра отвору не суттєво впливає на його міцність при достатній довжині згвинчування [1,2]. Оскільки граничні розміри отворів під нарізання різьби в титані та титанових сплавах раніше не досліджувались, виникає необхідність визначення оптимального діаметра отвору під різьбонарізання в титанових сплавах.

### **Загальні положення**

Для метричної різьби характерне збільшення внутрішнього діаметра різьбового отвору та зменшення робочої висоти профілю різьби для зменшення зусиль різьбонарізання [1]. В деяких літературних джерелах [1,2] пропонується збільшення внутрішнього діаметра різьбового отвору з заниженням теоретичного профілю різьби, але теоретична відсоткова частка не надає повної уяви про залишковий профіль різьби після заниження її профілю. Виникає необхідність у визначенні дійсної відсоткової частки різьби що залишилась після збільшення отвору під різьбу при нарізанні її в титанових сплавах.

Залишковий теоретичний профіль заниженої різьби може бути

визначений наступним чином. Різьба з висотою нитки  $0,75H$ , тобто з притупленням вершини та западини профілю  $H/8$ , приймається за 100% [1] (Рис.1.). Звідси, метрична різьба ГОСТ 9150-81 [3] має висоту робочого профілю 83,3% [1,2].

Відсоткова частка заниженого теоретичного профілю різьби може бути визначена наступним чином:

$$x = 83,3 \cdot \frac{(d - d_1)}{2} \cdot \frac{8}{5H},$$

де  $d$  – діаметр мітчика;  $d_1$  – діаметр отвору під різьбу;  $H$  – теоретична висота різьби.

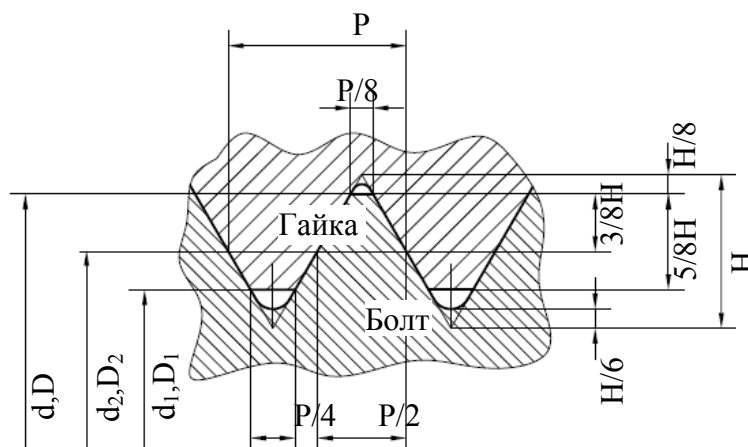


Рисунок 1 – Профіль метричної різьби

З іншого боку, відсоткова частка дійсного профілю різьби, що залишився після збільшення внутрішнього діаметра отвору можна визначити наступним чином. Якщо дійсний повний робочий профіль різьби ( $\frac{5}{8}H$ ) прийняти за 100%, то збільшення внутрішнього діаметра різьби зменшить її профіль до певної відсоткової частки дійсного профілю різьби, яка може бути визначена за наступною залежністю:

$$x_1 = \frac{(D - D_1)}{2} \cdot \frac{8}{5H} \cdot 100\%,$$

де  $D$  – зовнішній діаметр різьби;  $D_1$  – внутрішній діаметр різьби;  $H$  – теоретична висота різьби.

Режими різання, заготовки та інструмент

Інструмент – мітчик з прямими стружковими канавками ГОСТ 3266-81 [4], матеріал – швидкорізальна сталь Р6М5.

Геометрія інструменту:

- кут в плані  $\varphi=18^\circ$ ;
- передній кут  $\gamma=10^\circ$ ;
- задній кут  $\alpha=10^\circ$ ;

Швидкість різання – 0,5 м/хв., діапазон обертів 40-60 об/хв., подача - обмежена кроком інструменту.

Заготовка - титановий сплав BT5, глибина оброблюваного наскрізного отвору - 5 мм.

Свердління та нарізання різьби виконувалось на токарному верстаті мод. 1К62, з затисканням заготовки в токарному 3-кулачковому патроні.

Свердління отворів під нарізання різьби виконувалось з послідовним зменшенням діаметру свердла та наступним нарізанням різьби в отриманому отворі. Зменшення внутрішнього діаметру отвору виконувалось до тих пір, доки мітчик не ламався в процесі нарізання різьби в заниженому отворі

### *Результати дослідження*

Після нарізання метричної різьби та контролю різьбових отворів за допомогою різьбових калібрів-пробок в титановому сплаві BT5 було отримано наступні дані (табл.1):

Збільшення внутрішнього діаметру отвору визначалось як:

$$\psi = \frac{D_1}{D - p}$$

де  $D_1$  – отриманий внутрішній діаметр отвору;  $D$  – зовнішній діаметр різьби;  $p$  – крок різьби.

Внутрішній діаметр різьбового отвору був виміряний на універсальному мікроскопі УІМ-23 ЛОМО. Результати вимірів різьбових отворів наведені в табл.1.

Таблиця 1 – Різьбові отвори отримані машинно-ручними мітчиками

№	Діаметр свердла, мм	Отриманий внутрішній діаметр різьбового отвору $D_1$ , мм	Збільшення внутрішнього діаметру отвору	Отримана різьба	Примітки
M3x0,5					
1	2,80	2,82	1,13	M3-5H6H	
2	2,70	2,71	1,08	M3-5H6H	
3	2,65	2,66	1,06	M3-5H6H	
4	2,62	2,63	1,05	M3-5H6H	
5	2,60	2,61	1,05	M3-5H6H	
6	2,55	2,56	1,02	-	Поломка
M4x0,7					
1	3,80	3,82	1,16	M4-5H6H	
2	3,70	3,71	1,12	M4-5H6H	
3	3,60	3,61	1,09	M4-5H6H	
4	3,50	3,51	1,06	M4-5H6H	
5	3,40	3,41	1,03	-	Поломка
M5x0,8					
1	4,50	4,52	1,08	M5-5H6H	
2	4,40	4,41	1,05	M5-5H6H	
3	4,30	4,31	1,03	M5-5H6H	
5	4,20	4,21	1,00	-	Поломка

Аналіз результатів показує, що мілкорозмірні мітчики здатні нарізати різьбу в титанових сплавах лише при збільшенні внутрішнього діаметра отвору під різьбу на 5-7%.

За результатами експериментального дослідження було встановлено що мітчики малого типорозміру з прямими стружковими канавками (МЗ-М5) ГОСТ 3266-81 здатні витримувати крутий момент різьбонарізання лише при збільшенні внутрішнього діаметру отвору до 55% теоретичного профілю різьби, або 65% дійсного профілю різьби.

Недостатнє збільшення внутрішнього діаметра призводить до закручування мітчика вздовж вісі (Рис.2.,б) та заклинювання і поломки інструменту (Рис.2.,в).

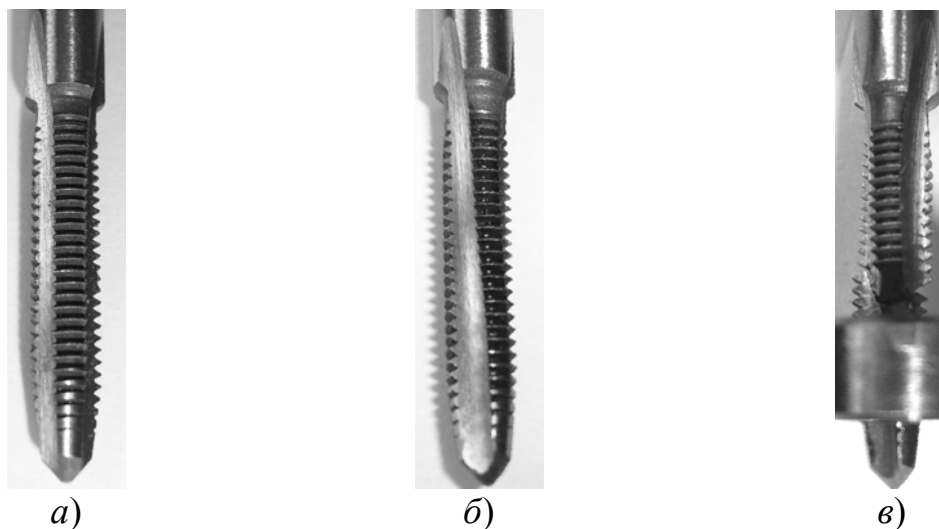


Рисунок 2 – Вплив внутрішнього діаметру різьбового отвору та швидкості різання на мітчик

- а) машинно-ручний мітчик ГОСТ 3266-81, матеріал Р6М5;
- б) закручування мітчика внаслідок збільшення швидкості різання;
- в) поломка інструмента внаслідок недостатньо збільшеного внутрішнього діаметру різьбового отвору;

### ***Порівняння різьб отриманих комплектними мітчиками та переточеним чистовим мітчиком***

В парах заготовок з титанового сплаву ВТ5 було просвердлено отвори під подальше нарізання різьби та проконтрольовано кожний отриманий отвір.

За допомогою мікроскопа УИМ-23 ЛОМО, профілометра та кругломіра було визначено внутрішні діаметри отворів під нарізання різьби та відхилення від номінального діаметра з кроком 1 мм. по висоті отвору. Таким чином було отримано кругло грами перерізів просвердлених отворів по всій висоті.

Дані вимірювань профілометра наведені в табл.2.

Аналіз даних показує що максимальне збільшення діаметра отвору склало 111 мкм., що відповідає 12 квалітету.

Для подальшого отримання повного профілю різьби використовувались 2-х комплектні мітчики. Розбивка припуску дозволила зменшити зусилля різання та отримати різьбові отвори повного профілю.

Для порівняння профілів різьби оброблених заготовок було нарізано різьбу комплектом мітчиків та окремо чистовим мітчиком зі зміненою геометрією

З комплекту машинно-ручних мітчиків, 2-й мітчик (чистовий), було затілювано по спіралі, різальну частину було заточено під кутом в плані  $\varphi=15^\circ$ , збільшено задній кут ( $\alpha=15^\circ$ ).

Геометричні параметри мітчиків наведені в табл.3.

Заготовки з різьбовими отворами були розрізані навпіл, для контролю профілю отриманої різьби.

За допомогою універсального вимірювального мікроскопа УИМ-23 ЛОМО, було проконтрольовано профіль отриманої різьби та визначено її точність.

Дані контролю різьбових отворів наведено в табл.4.

Таблиця 2 – Дані профілометра

Діаметр отвору під нарізання різьби, мм	Глибина отвору, мм	Отриманий діаметр, мм		Відхилення від номінального діаметра, мкм	
		I заготовка	II заготовка	I заготовка	II заготовка
2,5	1	2,573	2,583	73	83
	2	2,578	2,595	78	95
	3	2,563	2,504	63	4
	4	2,562	2,588	62	88
	5	2,574	2,585	74	85
	6	2,584	-	84	-
3,3	1	3,356	3,369	56	69
	2	3,368	3,363	68	63
	3	3,397	3,384	97	84
	4	3,422	3,393	122	93
	5	3,407	3,397	107	97
	6	3,411	3,381	111	81
	7	3,379	3,387	79	87
	8	3,388	-	88	-
4,2	1	4,199	4,299	-1	99
	2	4,212	4,237	12	37
	3	4,212	4,276	12	76
	4	4,219	4,272	19	72
	5	4,192	4,224	-8	24
	6	4,210	4,236	10	36
	7	4,204	4,223	4	23
	8	4,229	4,280	29	80



Таблиця 3 – Геометричні параметри комплектних мітчиків.

Геометричні параметри мітчика	Ступінь точності	ГОСТ 16925 -93	1	2	Переточений
М3					
Зовнішній діаметр $d$ , найм., мм.	Всі	$3_{+0,032}$	3,104	3,082	3,093
Середній діаметр $d_2$ , мм.	1	$2,699_{-0,016}$	-	-	-
	2	$2,715_{-0,016}$	-	2,710	2,710
	3	$2,731_{-0,016}$	2,725	-	-
Внутрішній діаметр $d_1$ , найб., мм.	Всі	2,429	2,386	2,407	2,407
Кут в плані $\phi$			13	22	15
Передній кут $\gamma$			9	10	10
Задній кут $\alpha$			8	10	15
Ступінь точності мітчика			3	2	2
М4					
Зовнішній діаметр $d$ , найм., мм.	Всі	$4_{+0,038}$	4,124	4,117	4,117
Середній діаметр $d_2$ , мм.	1	$3,575_{-0,019}$	-	-	-
	2	$3,594_{-0,019}$	-	3,589	3,589
	3	$3,613_{-0,019}$	3,602	-	-
Внутрішній діаметр $d_1$ , найб., мм.	Всі	3,202	3,167	3,186	3,186
Кут в плані $\phi$			7	16	15
Передній кут $\gamma$			10	10	10
Задній кут $\alpha$			10	10	15
Ступінь точності мітчика			3	2	2
М5					
Зовнішній діаметр $d$ , найм., мм.	Всі	$5_{+0,040}$	5,136	5,102	5,102
Середній діаметр $d_2$ , мм.	1	$4,510_{-0,020}$	-	-	-
	2	$4,530_{-0,020}$	-	4,514	4,514
	3	$4,550_{-0,020}$	4,536	-	-
Внутрішній діаметр $d_1$ , найб., мм.	Всі	4,084	3,987	4,035	4,035
Кут в плані $\phi$			6	17	15
Передній кут $\gamma$			10	10	10
Задній кут $\alpha$			9	10	15
Ступінь точності мітчика			3	2	2

Таблиця 4 – Різьбові отвори отримані комплектними мітчиками.

Геометричні параметри різьби		Комплект мітчиків		Чистовий переточений мітчик	
		ГОСТ 24705-81	Дійсн. розмір	ГОСТ 24705-81	Дійсн. розмір
M3					
Зовнішній діаметр різьби D, найм., мм	Ст. точн.	3,0	3,020	3,0	3,055
	5H	2,675 <sup>+0,080</sup>	-	2,675 <sup>+0,080</sup>	-
Середній діаметр різьби D <sub>2</sub> , мм	6G	2,675 <sup>+0,120</sup> <sub>+0,020</sub>	2,778	2,675 <sup>+0,120</sup> <sub>+0,020</sub>	2,784
	7H	2,675 <sup>+0,125</sup>	-	2,675 <sup>+0,125</sup>	-
	5H	2,459 <sup>+0,080</sup>	-	2,459 <sup>+0,080</sup>	-
Внутрішній діаметр різьби D <sub>1</sub> , мм	6G	2,459 <sup>+0,160</sup> <sub>+0,020</sub>	2,563	2,459 <sup>+0,160</sup> <sub>+0,020</sub>	2,580
	7H	2,459 <sup>+0,180</sup>	-	2,459 <sup>+0,180</sup>	-
	Різьба	-	6G	-	6G
M4					
Зовнішній діаметр різьби D, найм., мм	Ст. точн.	4,0	4,120	4,0	4,115
	5H	3,545 <sup>+0,95</sup>	-	3,545 <sup>+0,95</sup>	-
Середній діаметр різьби D <sub>2</sub> , мм	6G	3,545 <sup>+0,140</sup> <sub>+0,022</sub>	3,671	3,545 <sup>+0,140</sup> <sub>+0,022</sub>	3,680
	7H	3,545 <sup>+0,150</sup>	-	3,545 <sup>+0,150</sup>	-
	5H	3,242 <sup>+0,140</sup>	-	3,242 <sup>+0,140</sup>	-
Внутрішній діаметр різьби D <sub>1</sub> , мм	6G	3,242 <sup>+0,202</sup> <sub>+0,022</sub>	3,427	3,242 <sup>+0,202</sup> <sub>+0,022</sub>	3,436
	7H	3,242 <sup>+0,224</sup>	-	3,242 <sup>+0,224</sup>	-
	Різьба	-	6G	-	6G
M5					
Зовнішній діаметр різьби D, найм., мм	Ст. точн.	5,000	5,060	5,000	5,150
	5H	4,480 <sup>+0,100</sup>	-	4,480 <sup>+0,100</sup>	-
Середній діаметр різьби D <sub>2</sub> , мм	6G	4,480 <sup>+0,149</sup> <sub>+0,024</sub>	4,595	4,480 <sup>+0,149</sup> <sub>+0,024</sub>	4,612
	7H	4,480 <sup>+0,160</sup>	-	4,480 <sup>+0,160</sup>	-
	5H	4,134 <sup>+0,160</sup>	-	4,134 <sup>+0,160</sup>	-
Внутрішній діаметр різьби D <sub>1</sub> , мм	6G	4,134 <sup>+0,224</sup> <sub>+0,024</sub>	4,342	4,134 <sup>+0,224</sup> <sub>+0,024</sub>	4,351
	7H	4,134 <sup>+0,250</sup>	-	4,134 <sup>+0,250</sup>	-
	Різьба	-	6G	-	6G

Таким чином отримані різьби нарізані комплектом мітчиків та окремо нарізані чистовим мітчиком зі зміненою геометрією відповідають ступеню точності 6G. Результати досліджень показують що зміна геометрії дозволяє нарізати різьбу відповідної точності без додаткового збільшення отвору під нарізання різьби. При цьому при обробці комплектом мітчиків відбувається видавлювання матеріалу заготовки мітчиком, що призводить до зменшення діаметральних розмірів порівняно з заготовками обробленими одним мітчиком.

### ***Висновки***

При обробці титанових сплавів машинно-ручними мітчиками малого типорозміру (М3-М5) внутрішній діаметр отвору під різьбу доцільно збільшувати на 5-7% до формування 55% теоретичного профілю різьби, або 65% дійсного профілю різьби, що завдяки високим показникам міцності титанових сплавів дозволяє отримувати достатньо міцне різьбове з'єднання. Експериментальні дослідження показали що для отримання повно профільної різьби в заготовках з титанових сплавів доцільно використовувати комплектні мітчики, проте обробка одним чистовим мітчиком можлива при зміні геометрії різальної частини стандартних мітчиків. Витримуючи кут в плані  $\varphi=15^\circ$ , збільшуючи задній кут до  $\alpha=15^\circ$  та виконуючи затилування, можливе досягнення ступеня точності різьби - 6G при обробці заготовок одним чистовим мітчиком.

### **Література**

- 1 Фрумин Ю.Л. Высокопроизводительный резьбообразующий инструмент. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., Машиностроение, 1977.
- 2 Даниелян А.М. Обработка резанием жаропрочных сталей, сплавов и тугоплавких материалов. М., Машиностроение, 1965.
- 3 ГОСТ 9150-81. Резьба метрическая. Профиль.
- 4 ГОСТ 3266-81. Метчики машинные и ручные. Конструкции и размеры.
- 5 ГОСТ 16925-93. Метчики. Допуски на изготовление резьбовой части.
- 6 ГОСТ 24705-81. Резьба метрическая. Основные размеры.

УКД 621.86

**Ляшук О.Л.**

ТДТУ ім. І. Пулюя, м. Тернопіль, Україна

## **ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ І ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАСТИХ НАВИВНИХ КОЛІС**

*Resulted method of making of purveyances of gear-wheels of lifting-transport winches by the method of winding of band purveyance. Analytical dependences out for determination of tribometrical terms of process of winding and structural parameters of devices taking into account the terms of winding of purveyances, and also device for realization of this process are shown.*

### ***Постановка проблеми***

Збірне зубчасте навивне колесо відноситься до галузі машинобудування і може мати використання в одиничному і дрібносерійному виробництві, як при виготовленні так і при ремонті машин особливо в якості паразитних коліс, а також в механізмах з невеликими навантаженнями.

### ***Мета досліджень***

Метою є розроблення збірного зубчастого навивного колеса з розширеними технологічними можливостями і ремонтпридатність шляхом його виконання у вигляді корпуса з маточиною і фланцем, диска з нарізаними зубами, який з'єднаний з фланцем гвинтами.

Робота виконується згідно з координаційним планом Комітету з питань науки і техніки Міністерства освіти і науки України з розділу “Машинобудування” “Високоєфективні технологічні процеси в машинобудуванні” на 2004-2008 роки.

### ***Аналіз останніх досліджень***

Робота збірного навивного колеса здійснюється за аналогією відомих, але питання проектування зубчастого навивного колеса на даний час в повній мірі не вирішено [1,2,3].

### ***Результати досліджень***

Збірне зубчасте навивне колесо (рис.1) виконано у вигляді корпуса 1 з лівим фланцем 2, на торцевій внутрішній площині якого виконано торцевий гвинтовий виток 3 з кроком рівним товщині заготовки навивного колеса 4. В маточині 5 корпуса 1 виконано наскрізний шліцевий отвір 6, яким він жорстко встановлений на привідний шліцевий вал 7 з можливістю осевого переміщення.

У фланці на рівні його середнього діаметру рівномірно по колу виконано, наприклад, чотири наскрізні отвори 8, які є співвісними з наскрізними еліпсними отворами 9 гвинтової заготовки навивного диска 4

і наскрізними отворами 10 та правого притисного диска 11 в які встановлені стяжні гвинти 12, які жорстко закріплені гайками 13 з контргайками. З внутрішнього торця притисного диска 11 виконано гвинтовий виток 14, аналогічно гвинтовому витку 3 фланця 2 з кроком рівним товщині заготовки 4 навивного колеса.

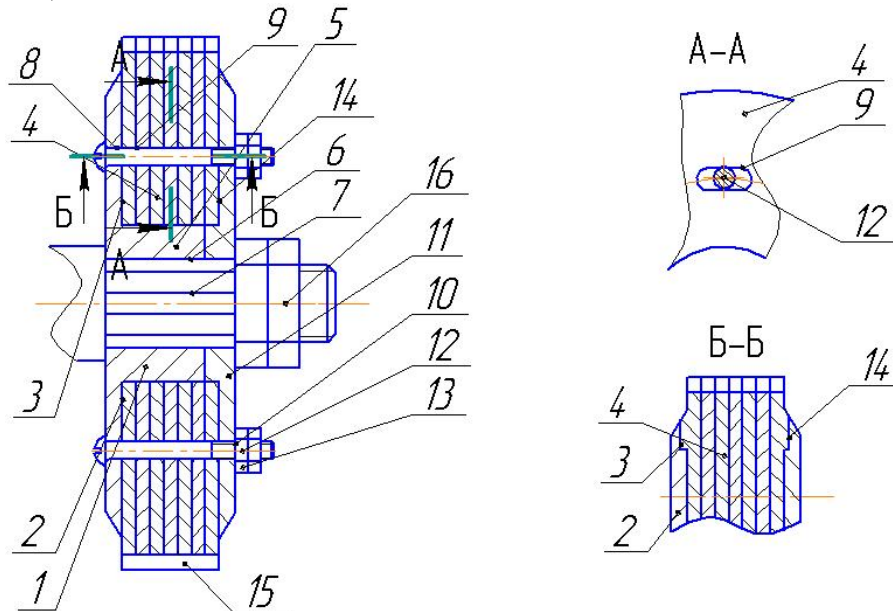


Рисунок 1 – Збірне зубчасте навивне колесо

По зовнішньому діаметру навивного диска 4 виконано зубчасте зачеплення 15 необхідного розміру і типу. Навивний диск з корпусом жорстко кріпляться на шліцевому валу 7 за допомогою гайки 16 і контргайки. Регулювання величини зазору між сусідніми гвинтовими витками 4 здійснюється їх скручуванням за допомогою торців 3 і 4 притисним диском 11 на шліцах вала 7.

Еліпсні отвори 9 забезпечують нормальну роботу збірного зубчастого навивного колеса коли деталі в процесі їх виготовлення мають відхилення від розмірів і вони їх компенсують.

Вибір матеріалу проходить для зубчастих коліс в необхідності від зносостійкості поверхонь шарів зубів. Найбільш часто колеса виготовляються марок сталей 35, 40, 45 і 50Г, а також легованих сталей 40Х, 45ХН.

При середніх навантаженнях для зменшення термообробки на зубчастих колесах зуби нарізаються після нормалізації заготовок із твердістю  $HV \leq 320 \div 350$ . При великій навантаженні зуби підлягають поверхневої запалки із із твердістю  $HV > 350$  і наступної чистової обробки – шліфування.

Приведено схему пристрою (рис.2) для виготовлення збірного зубчастого навивного колеса. Воно складається з еліпсної оправки 1, яка лівим кінцем жорстко кріпиться в патрон 2 токарного верстату, а правим кінцем підтиснута центром 10.

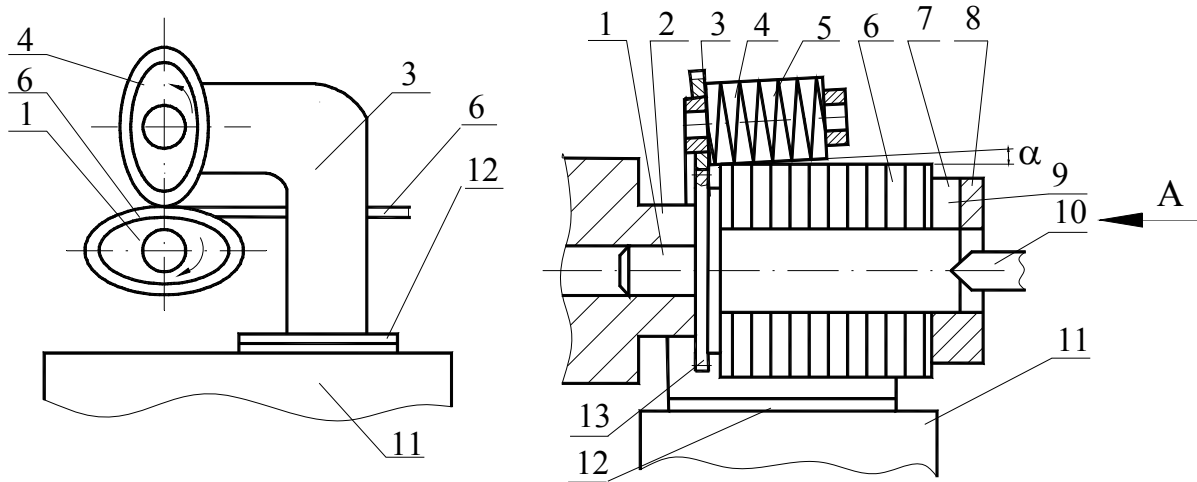


Рисунок 2 – Схема пристрою для виготовлення збірно зубчасте навивне колесо

У верхній частині над оправою на кронштейні встановлено притискний формувальний ролик 4, який за допомогою двох опор встановлено в кронштейні 3 з можливістю обертового руху навколо власної осі.

На зовнішній поверхні формувального ролика виконано гвинтову канавку 5, що сприяє переміщенню гвинтової заготовки із зони формоутворення. Ролик 4 по відношенню до оправи 1 встановлено так, щоб зубчасті колеса 13, розміщені на ролику і на оправі, перебували в зачепленні. Для закріплення кінця заготовки використовують еліпсну втулку 7 з осьовим торцевим пазом 9, яка має осьове переміщення по еліпсній частині оправи 1. Кронштейн 3 жорстко кріпиться до супорта верстату 11 через регулювальні прокладки 12, товщина яких підбирається залежно від ширини смуги, з якої виготовляється гвинтова заготовка 6. Після навивання 2-5 витків еліпсна втулка знімається з оправи і процес навивання здійснюється неперервно.

Трибологічна умова реалізації процесу неперервного навивання для встановленого режиму має вигляд:

$$\int_0^{\phi} H_o \mu_o \sigma_r(\phi, N, \dots) (ab\tilde{V})^{\frac{1}{2}} \left( b^2 \cos^2 \phi + a^2 \sin^2 \phi \right)^{\frac{1}{4}} d\phi \leq \tilde{F}, \quad (1)$$

де  $\sigma_r(\phi, N, \dots)$  – контактне нормальне напруження на оправі, яке визначається з енергетичної умови пластичності та умови рівноваги для згину;  $a, b$  – півосі еліпсного профілю поперечного перерізу оправи;  $N$  – поздовжнє зусилля яке має місце у зоні згину;  $\mu_o$  – коефіцієнт тертя стрічки по оправі в напрямку її зміщення;  $\tilde{F}$  – сила зсуву пакету витків.

Розв'язок одержаного рівняння (1) ускладнений, тому для практичних розрахунків можна використовувати наближену залежність вигляду:

$$\frac{2 \pi N \mu_o a L \int_0^{\pi/2} \sqrt{1 - [1 - (b/a)^2 \sin^2 \alpha]} d\alpha}{\xi H_E \int_0^{\pi/2} \sqrt{[(\rho \cos \phi)']^2 + [(\rho \sin \phi)']^2 + [(H \phi/2 \pi)']^2}} \leq \tilde{F}; \quad (2)$$

$$\rho = a b / \left( b^2 \cos^2 \phi + a^2 \sin^2 \phi \right)^{\frac{1}{2}}, \quad H_E = H(\tilde{\phi});$$

де  $\tilde{\phi}$  визначається в інтервалі  $[0; \pi/2]$  із рівняння  $dH/d\phi = 0$ ;

$$H = H_o \left( \tilde{B}/ab \right)^{\frac{1}{2}} \left( b^2 \cos^2 \phi + a^2 \sin^2 \phi \right)^{\frac{1}{4}}; \quad (3)$$

$\tilde{\xi}$  – коефіцієнт суцільності прилягання витків.

Внаслідок значного впливу на величини коефіцієнтів тертя  $\mu_1$  і  $\mu_o$  стану поверхні стрічки, що згинається (окалини, раковини, забруднення мастилами), точний вибір їх значень проблематичний. Для конструювання пристроїв рекомендується приймати для заготовок із гарячекатаного прокату  $\mu_1 (\mu_o) < 0,2$ , для холоднокатаного  $\mu_1 (\mu_o) < 0,12$ . Для збільшення фрикційної взаємодії оправи (валків) із заготовкою доцільно передбачати на їх поверхнях 3-4 поздовжні канавки. При конструюванні валків слід враховувати, що коефіцієнт тертя кочення валків по заготовці із гарячекатаного листа чорного металу  $f=0,8$ , по заготовці із холоднокатаного листа чорного металу  $f=0,5$  і по заготовці із кольорового металу  $f=0,3 - 0,4$ , а коефіцієнт тертя кочення валків по опорним роликам  $f=0,2$ .

До переваг збірного зубчастого навивного колеса відноситься розширення технологічних можливостей і покращення ремонтпридатності.

### Висновки

1 Запропоновано новий метод виготовлення навивних заготовок зубчастих коліс способом навивання, який забезпечує високий коефіцієнт використання матеріалу, що особливо в одиничному і дрібносерійному, а також в ремонтному виробництві.

2 Виведені аналітичні залежності для визначення і реалізації процесу неперервного навивання для збірного зубчастого навивного колеса.

### Література

- 1 Косилова А.Г., Суков М.Ф. Технология производства подъемно-транспортных машин. – М.: Машиностроение., 1982. –301 с.
- 2 Машинин Е.Н. Гибка и правка на ротационных машинах. - М.: Машстрой, 1977.- 269 с.
- 3 Гевко Б.М. Технология изготовления спиралей шнеков. - Львів, Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1986.-128с.
- 4 Первицкий Ю.Д. «Расчет и конструирование точных механизмов», Л.: Машиностроение, 1976. – 449с.

УДК621.952

**Дзюра В.О., Шевчук О.С.**

ТДТУ ім. І. Пулюя, м. Тернопіль, Україна

## **ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ ВИГОТОВЛЕННЯ ВНУТРІШНІХ НАПІВКРУГЛИХ ГВИНТОВИХ КАНАВОК**

*The global analysis of problem of making of internal spiral ditches of half-round type is conducted in the transmissions of the screw-nut wobbling spiral spline connections, technological rigging. Basic conformities to law of process of making of spiral ditches, and also necessity of planning of the special devices, are set for providing of high-quality implementation of technological process.*

### ***Постановка проблеми***

Кульково-гвинтові передачі застосовують у виконавчих механізмах, контрольних системах та у відповідальних силових передачах (верстатобудування, робототехніка, авіаційна і космічна техніка, атомна енергетика) та інше.

Складовими елементами цієї передачі є гвинтовий вал і втулка з внутрішнім гвинтовим профілем. Коефіцієнт корисної дії таких передач становить 0,9 і їх типорозміри регламентуються ОСТ 1-1-72-6-81.

Технологія виготовлення внутрішніх гвинтових профілів є однією з найскладніших задач в машинобудуванні. Складність виготовлення внутрішніх напівкруглих гвинтових профілів передачі гвинт-гайка кочення полягає в тому, що необхідно поєднати два формувальних рухи інструменту, а саме: осьове переміщення інструменту і обертання навколо власної осі. Крім цього процес ускладнюється тим, що ці рухи повинні відбуватись синхронізовано з високою точністю. Оскільки розташування канавок внутрішнє, то виникає також складність контрольних операцій, доступу до них і міцності оправок інструментів.

### ***Аналіз останніх досліджень та публікацій***

Питаннями оброблення гвинтових профілів займався ряд науковців [1, 2, 3], однак цілий ряд питань залишаються не вирішеними.

### ***Мета роботи***

Метою роботи є визначення технологічних особливостей виготовлення внутрішніх напівкруглих гвинтових канавок з виробленням практичних рекомендацій.

Робота виконується в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2004-2008 роки



### Результати роботи

Виготовлення внутрішніх гвинтових профільних елементів є задачею з підвищеною складністю, оскільки характеризується значним підвищенням працездатності.

Найбільшого поширення набув напівкруглий профіль канавки з радіусом, що на 3–5 % перевищує радіус кульок і з кутом контакту кульок  $\alpha=45^\circ$ . Робочі поверхні загартовують до твердості 60 HRC<sub>э</sub> і вище і виготовляють із сталей 9ХС, ШХ15, ХВГ з об'ємним гартуванням і цементовані сталі 18ХГТ, 12ХН3А.

Ці передачі потребують високої точності виготовлення, оскільки допустимі похибки кроку гвинта встановлюють у відповідності до класів точності від 8 до 3 мкм на один оберт.

При обертанні гвинтового вала мають місце вібрації, які посилюватимуться з збільшенням маси гвинтової втулки і наближенням її до місця найменшої радіальної жорсткості вала.

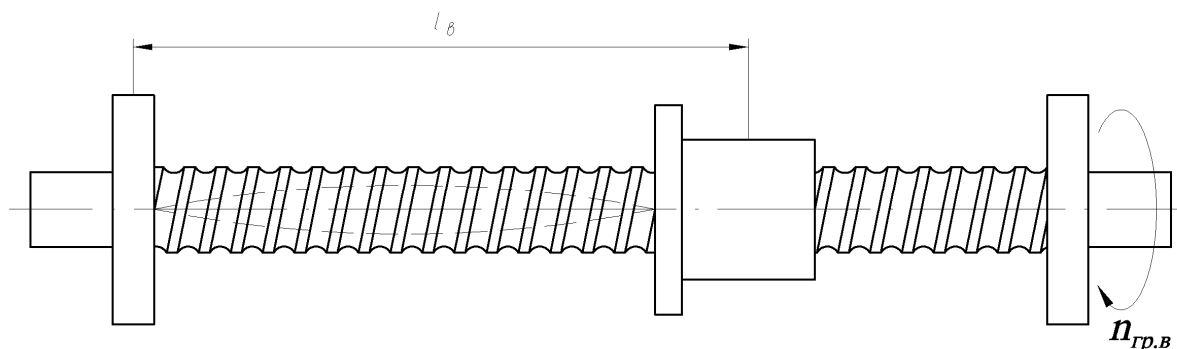


Рисунок 1 – Розрахункова схема визначення максимального числа обертів кулькової передачі

Залежність граничної швидкості обертання гвинтової втулки від її маси потребує глибокого динамічного аналізу і залежить від багатьох факторів таких як рівномірність роботи та інші, які в даній статті не розглядаються.

Гранична швидкість обертання гвинтового вала залежно від розташування на ньому гвинтової втулки описується залежністю:

$$n_{гр.в} = f_{зан.в} \cdot 1,2 \cdot 10^8 \frac{d_c}{l_g^2} k_{зак.в}, \text{ хв.}^{-1}, \quad (1)$$

де  $n_{гр.в}$  – гранична швидкість обертання гвинтового вала, хв.<sup>-1</sup>;  $d_c$  – середній діаметр гвинтового вала, м;  $l_g$  – віддаль від центра втулки до незакріпленого кінця (або кінця з меншою радіальною жорсткістю) гвинтового вала, м;  $f_{зан.в}$  – коефіцієнт запасу;  $f_{зан.в}=0,8$ ;  $k_{зак.в}$  – коефіцієнт, який залежить від методу закріплення кінців гвинтового вала,  $k_{зак.в.}=0,356-2,27$ .

Також при осьовому навантаженні втулки, а відповідно і гвинтового вала, можлива втрата ним стійкості, тому виникає необхідність визначення

максимального допустимого осьового зусилля для забезпечення не втрати його стійкості.

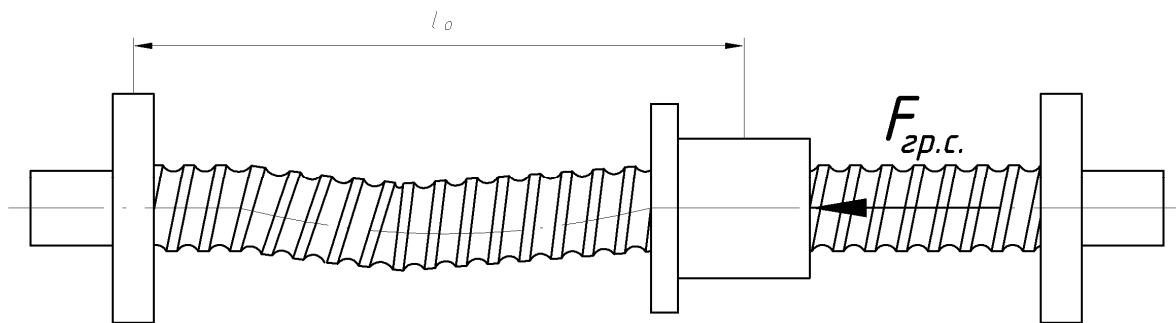


Рисунок 2 – Розрахункова схема визначення максимального осьового зусилля за умови не втрати стійкості гвинтового вала

Максимальне осьове зусилля за умови не втрати стійкості гвинтового вала визначається за формулою:

$$F_{зр.с.} = \frac{1,07 \cdot 10^5 \cdot d_c^4}{l_0^2} \cdot k_{зак.о.} \cdot f_{зан.о.} \quad (2)$$

де  $F_{зр.с.}$  – максимальне допустиме осьове зусилля, яке можна прикласти до втулки для забезпечення не втрати стійкості гвинтового вала, Н;  $d_c$  – середній діаметр гвинтового вала, м;  $l_0$  – віддаль від центра втулки до кінця гвинтового вала з більшою стійкістю, м;  $k_{зак.о.}$  – коефіцієнт, який залежить від методу закріплення кінців гвинтового вала,  $k_{зак.о.}=0,25-4$ ;  $f_{зан.о.} - 0,8$ .

Даний вид передач володіє підвищеними вимогами до точності виконання робочих поверхонь, тому виготовлення таких профілів необхідно проводити за якомога найменшої кількості операцій. Напрямок обертання дорна при обробленні повинен співпадати з напрямом гвинтової лінії розміщення кульок на ньому.

Процес виготовлення внутрішніх напівкруглих гвинтових канавок, який починається з початкової стадії формування канавки має деякі особливості і відрізняється від процесу оброблення вже сформованої канавки. Оброблення гвинтової канавки може базуватися на русі інструменту (кулькового дорна) по вже сформованій канавці. Слід відмітити, що крок гвинтової лінії, по якій будуть розміщені кульки в гвинтовому кульковому дорні повинен повністю відповідати кроку сформованої канавки а, відповідно, і кроку інструменту, що використовувався на попередній операції

Таким чином даний інструмент не виправить значної неточності кроку канавки, а точність виготовлення внутрішнього напівкруглого гвинтового профілю буде повністю перенесена на інструмент, що використовувався на попередній операції. Щоб забезпечити рух

інструменту по сформованій канавці з заданим кроком, необхідно синхронізувати осьове переміщення інструменту з його обертанням навколо власної осі. Однак наявність люфтів і похибок базування, закріплення, а також похибок самих верстатів не дозволяє забезпечити необхідну синхронізацію рухів.

Тому при обробленні внутрішніх напівкруглих гвинтових канавок (рис.3а) з заданими параметрами виникає необхідність застосування спеціальних пристроїв, які б забезпечували синхронізацію рухів за рахунок саморегулювання.

Такий пристрій забезпечував би і нормальне входження кульок інструменту в оброблювані канавки у випадку неспівпадання утворених лунок з кульками гвинтового дорна при обертанні (рис.3б).

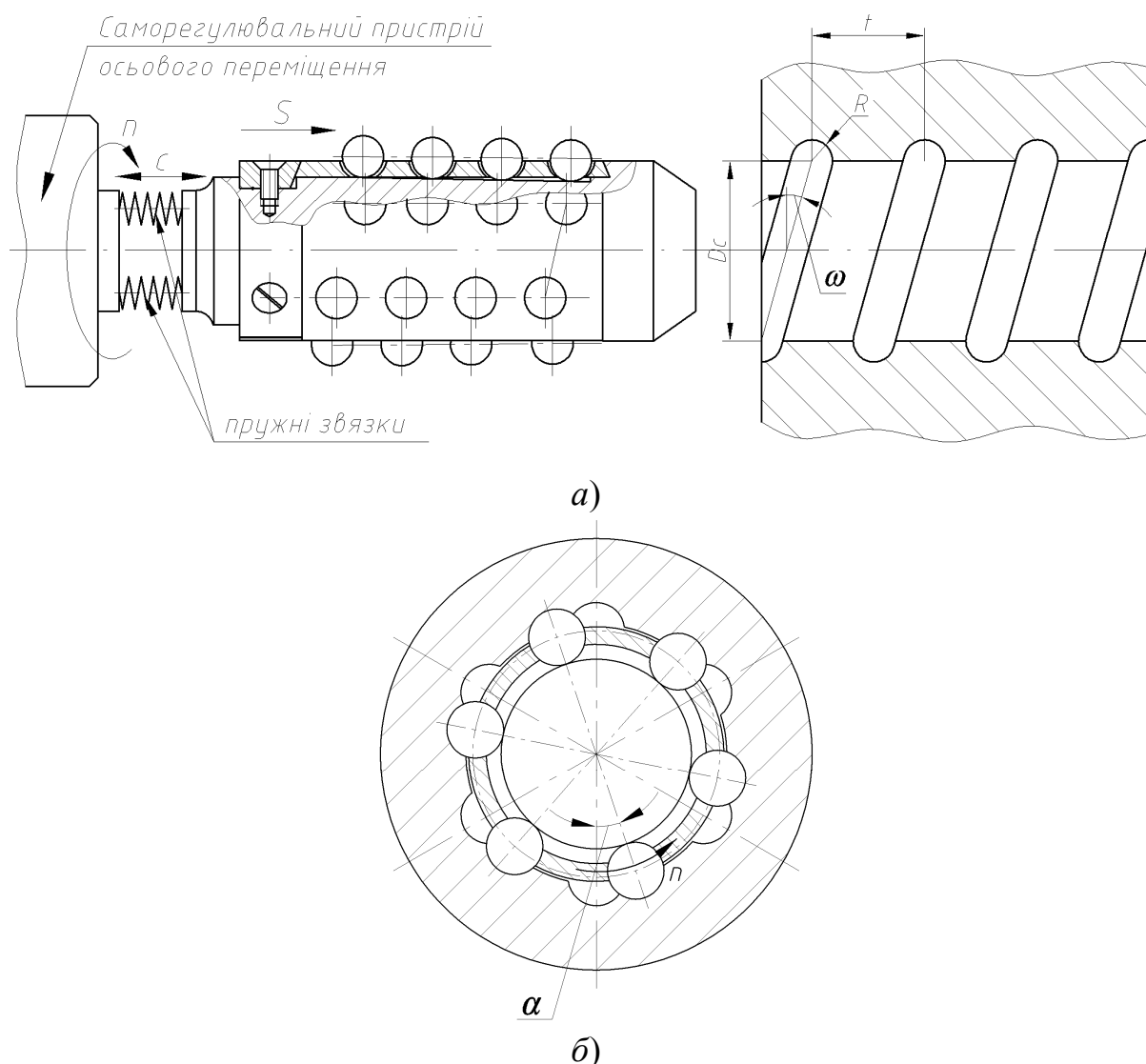


Рисунок 3 – Схема використання саморегульовального пристрою:  
 а) для виконання технологічного процесу дорнування внутрішніх напівкруглих гвинтових канавок; б) для забезпечення концентричності кульок дорна з канавками оброблюваної втулки

Пристрій повинен забезпечувати стабільність передачі крутного моменту з одночасним саморегулюванням осевого переміщення інструменту.

Оскільки пристрій передбачає саморегулювання, то необхідно визначити діапазон чутливості пристрою та обґрунтувати основні його параметри. Для забезпечення необхідної чутливості пристрій повинен забезпечити плавність руху дорна в осевому напрямку з одночасною передачею значного крутного моменту, необхідного для пластичного деформування припуску. Також виникає необхідність обґрунтування технологічних параметрів процесу дорнування гвинтових канавок.

Оскільки дорнуючий інструмент працює методом пластичного деформування, то він повинен виготовлятися з високою точністю, бо навіть незначне відхилення, таке як похибка кроку гвинтової лінії по якій розміщені кульки на оправі (рис.4) призведе до поломки або нестабільної його роботи. У зв'язку з цим також необхідно передбачити передачу значного крутного моменту, а, відповідно, значну крутильну жорсткість оправы інструменту.

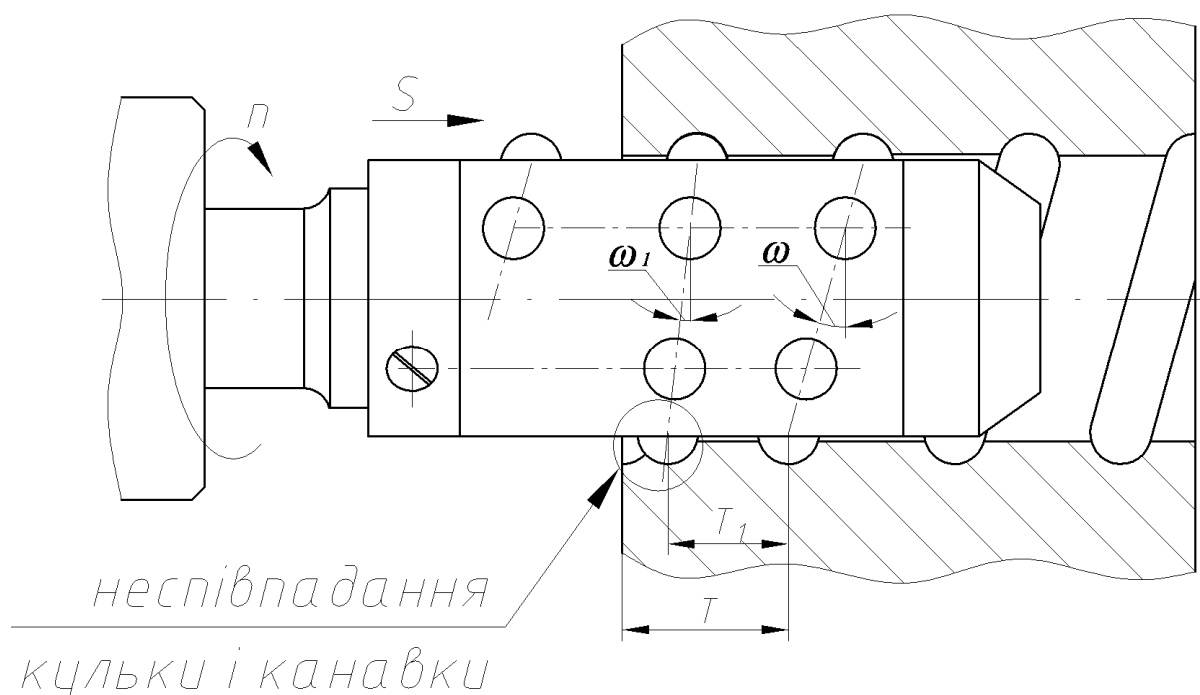


Рисунок 4 – Розрахункова схема відбудеться похибки кроку при дорнуванні внутрішніх напівкруглих гвинтових канавок

Гвинтова гайка кочення виготовляється з двох частин, з'єднаних між собою втулкою, що забезпечує повернення кульок в доріжки кочення і прокладок за допомогою яких створюється натяг що компенсує незначну похибку кроку самого з'єднання.

### ***Висновок***

1 З аналізу технологічних особливостей оброблення внутрішніх напівкруглих гвинтових канавок встановлено необхідність створення спеціального пристрою, який б забезпечив плавність руху і синхронізацію осьового переміщення інструменту відносно заготовки з обертання навколо власної осі і передачу значного крутного моменту з забезпеченням точності

2 Встановлені технологічні особливості виготовлення гвинтових пар кочення гвинт-гайка, а також похибки кроку при дорнуванні внутрішніх напівкруглих гвинтових канавок.

### ***Література***

- 1 Решетов Д.Н., Детали машин. М.: Машиностроение, 1989, 497с.
- 2 SBC Precision rolled ball screw. Mechanics of machines (second edition) by J.L.Morrison, B.J. Crossland, London&New York, 2005, 462p.
- 3 Патент №26884 Україна, МПК В21С37/06. Дорн для обробки напівкруглих шліцевих пазів / Гевко Р.Б., Дзюра В.О. -u200705890; Заявл. 29.05.2007, Опубл. 10.10.2007; Бюл. №7. –3с.
- 4 Дзюра В.О., Крук В.В. Півкруглі шліцеві з'єднання, ресурс роботи і норми їх точності. Житомирський державний технологічний університет “Процеси механічної обробки в машинобудуванні” // Збірн. наукових праць, Вип. 3.- Житомир, 2007.-С.181-198.

УДК 621.9

**Баулина Т.В.**

СПС НАН України, г. Киев, Украина

## **НАНОТЕХНОЛОГИИ И ИНТЕЛЛЕКТ**

*In the article the questions of nanotechnology application are considered. The analysis of investments volume is resulted. The concrete recommendations in relation to the conceptual sections of the national program are given.*

По многочисленным прогнозам специалистов облик XXI века будет определять эффективная наука и внедрение новых технологий, интеллект и НТР, инновации и супермногофункциональные новинки.

Развитие нанотехнологий уже сейчас становится самой мощной движущей силой новой научно-технической революции, которая уже сейчас ведет металлургию, медицину, строительство, сельское хозяйство, энергетику к существенным изменениям.

Аналитики Американского национального научного фонда (NFS) прогнозируют нанобум в ближайшее десятилетие в области нанотехнологических материалов, приборов и другой продукции. Рост объема рынка впечатляет: наноструктурные материалы и экологическое оборудование – \$ 340 млрд. в год; наноэлектроника – более \$ 300 млрд. в год; фармацевтические препараты более \$ 180 млрд. в год; химическая продукция на основе нанотехнологий - \$ 100 млрд. в год; наноматериалы для аэрокосмической промышленности - \$ 70 млрд. в год.

Суммарно мировой рынок нанопродукции до 2015 года может достичь \$ 1 триллиона. Широкомасштабные нанотехнологические разработки в большинстве развитых стран начаты 10-15 лет назад. Информация из открытых источников свидетельствует, что уже сегодня св. 50 стран имеют специальные программы развития, а ежегодные мировые объемы инвестиций в нанотехнологии исчисляются миллиардами долларов. Практически весь мировой рынок таких инвестиций сконцентрирован в 15 странах: США, Японии, Великобритании, Австралии, Германии, Израиля, Индии, Китае, Канаде, Южной Корее, Франции, Финляндии, Сингапуре, Тайване, России. В большинстве из них доля государственных затрат в отрасли нанонауки и нанотехнологии значительно превышает 50% общего объема финансирования.

Стабильно США и Япония были мировыми лидерами по объемам инвестиций в нанотехнологии, а в минувшем году к ним присоединилась Россия. Теперь в этих странах сконцентрировано более половины

мирового объема инвестиций. Так, к примеру, только первый этап государственной программы США (2001 – 2004 г.г.) составил \$ 2,8 млрд., выплаты второго (2005 – 2008 г.г.) составляют около \$ 4,6 млрд. В Японии бюджетное финансирование разработок в области нанотехнологии в 2004 году превысило \$ 1млрд., а общие выплаты в 2005 – 2008 г.г. составят \$ 3 млрд. Европейские страны в рамочной программе Евросоюза (2002 – 2006 г.г.) затратили 1,3 млрд. евро, а в 7-й рамочной программе (2007 – 2013 г. г.) на развитие нанотехнологии направлено 3,5 млрд. евро.

В России наноисследования и наноразработки финансировались из федеральных фондов и программ, общий объем выплат в 2006 году составил около 6 млрд. рублей (около \$ 200 млн.) С целью реализации президентской инициативы «Стратегия развития nanoиндустрии» 9.06.07 создан государственный совет по нанотехнологиям во главе с первым вице-премьером Сергеем Ивановым, в который вошли 38 членов правительства, ученых, предпринимателей и парламентариев. Реализации государственной политики РФ в этой сфере будет содействовать Российская корпорация нанотехнологий («Роснанотех»). Уже в 2007 году «Роснанотех» получила из федерального бюджета около \$ 1 млрд., а на развитие nanoиндустрии в России до 2015 года планируется выделить 200 млрд. рублей.

В Национальной Академии наук Украины подготовлена комплексная программа фундаментальных исследований «Наноструктурные системы, наноматериалы, нанотехнологии», которую возглавляет первый вице-президент НАНУ академик Анатолий Шпак. Исследования проводятся по 14 направлениям, в работе участвуют 30 институтов НАНУ, суммарное финансирование программы на период 2003 – 2006 г.г. составило 33 млн. грн. Если учесть сложность и масштабность решаемых задач как в научном плане, так и в практическом приложении такое финансирование следует признать недостаточным и неперспективным.

В рамках украинской программы ведутся работы в сфере микроэлектроники, физики и химии поверхностей, тонкопленочных и порошковых технологий, атомных и молекулярных моношаров, соединение и сваривание элементов конструкций, физики и химии коллоидов и атомных кластеров, сорбентов разнообразного назначения, физики металлов и сплавов с наноразмерной структурой...

В институте сварки им. Е.О. Патона применяют электронно-лучевую технологию получения материалов с многослойной наноструктурой для сварки неорганических материалов. С помощью таких слоистых структур можно сваривать такие экзотические материалы, как например, алюминий,

который раньше не могли сваривать ни с чем. Получены образцы жароустойчивого нанодисперсного амонокомпозита – перспективного материала для авиационной и космической техники; разработана технология получения наноструктурных покрытий, которые значительно повышают стойкость лопаток газовых турбин; серия магнитомягких нанокристаллических сплавов и на их основе детали телекоммуникационных систем; методы получения металлических и металлооксидных нанопленок для создания датчиков и фильтров в системах мобильной связи; образцы композитов с углеродными нанотрубками и наночастицами, эффективно поглощающими излучения радио – и СВЧ-диапозона.

Очень интересна разработка материалов с квантовыми точками германия на кремнии для создания приборов ночного видения, систем записи информации, полупроводниковых приборов; нанокompозиты для светоизлучающих диодов; твердые, радиационно устойчивые, электропроводящие смазочные материалы для космического и наземного использования; наноструктурированные катализаторы для сжигания метана в процессах газовой очистки...

Украинскими учеными созданы наноструктурированные биосовместимые с костной тканью человека керамические композиты с высокой приживаемостью. Перспективные работы ведутся в области онкологии, созданы магнитоуправляемые наноносители лекарственных препаратов для локализации опухоли, лечение ожогов, авитаминозов, туберкулеза, которые действуют прицельно. Это так называемая магнитоуправляемая терапия. Объекты в области исследований и использования нанотехнологий многочисленны и обширны, список открыт...

Кроме выполнения программы Национальной Академии Наук Украины исследования в нанообласти проводятся в рамках межведомственной научно-технической программы «Нанofизика и наноэлектроника», которой руководит Министерство образования и науки. В ней участвуют ряд учреждений НАНУ, ведущие университеты Украины, научно-производственные объединения Минпромполитики и другие организации. Некоторые работы в области нанотематики поддерживаются Государственным фондом фундаментальных исследований Украины.

Дальнейшее развитие науки о наносистемах и создание наноиндустрии зависит от национальной программы развития наноисследований и нанотехнологий, от организации производства



инновационной конкурентоспособной продукции на основе нанотехнологий.

Концептуальные разделы национальной программы включают: 1. Нанoeлектроника. 2. Наноинженерия. 3. Функциональные и конструкционные материалы. 4. Нанобиотехнологии и наноматериалы медицинского назначения. 5. Коллоидные нанотехнологии. 6. Наноматериалы для катализа и других потребностей химии. 7. Наноматериалы и нанотехнологии для защиты окружающей среды. 8. Нанотехнологии для энергетики. 9. Нанотехнологии для специального назначения.

Реализация столь масштабных задач возможна только при условии резкого многократного увеличения финансирования наноразработок. Значительные финансовые ресурсы необходимы для закупки современного оборудования, которое в Украине не производится.

Масштабный прорыв в новую область науки и техники не может осуществиться без научных и профессиональных кадров. Сегодня система подготовки квалифицированных специалистов полностью отсутствует. Назрела необходимость создания специализированных кафедр в высших учебных заведениях Министерства образования и науки и институтах НАНУ.

Конечно в стране есть предпосылки для того, чтобы стать достойным участником мирового инновационного процесса в области наноисследований и нанотехнологий, есть интеллектуальный потенциал науки и производства высокого уровня, мощная ресурсная база, потребности и рынок. Невнимание к ситуации, непонимание актуальности и срочности проблемы обрекает нас на отставание в одном из важнейших направлений современного научно-технического прогресса и мешает возможности преобразовывать экономику на основе высоких технологий.

УДК 621.9

**Бабенко Д.В., Іванов Г.О., Думенко К.М.**  
МДАУ, м. Миколаїв, Україна

**РОЗРАХУНОК ВЕЛИЧИНИ ЗАЛЕЖНОГО ДОПУСКУ.  
КЛАСИФІКАЦІЯ ДЕТАЛЕЙ ЗА КАТЕГОРІЯМИ ПРИДАТНОСТІ  
ПРИ НЕЗАЛЕЖНИХ І ЗАЛЕЖНИХ ДОПУСКАХ**

*The calculation of dependent admittance size with details classification after the fitness categories at independent and dependent admittances is resulted.*

Класифікацію деталей за категоріями придатності при незалежних і залежних допусках наведено на рис. 1 і 2.

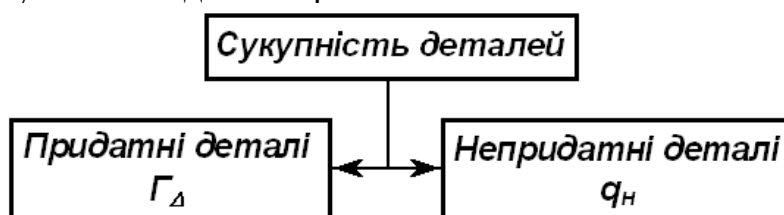


Рисунок 1 – Класифікація деталей за категоріями придатності при незалежних допусках

При незалежних допусках придатними є деталі, в яких відхилення розташування є в границях допуску за кресленням. Усі останні деталі – непридатні, при цьому брак є остаточним.

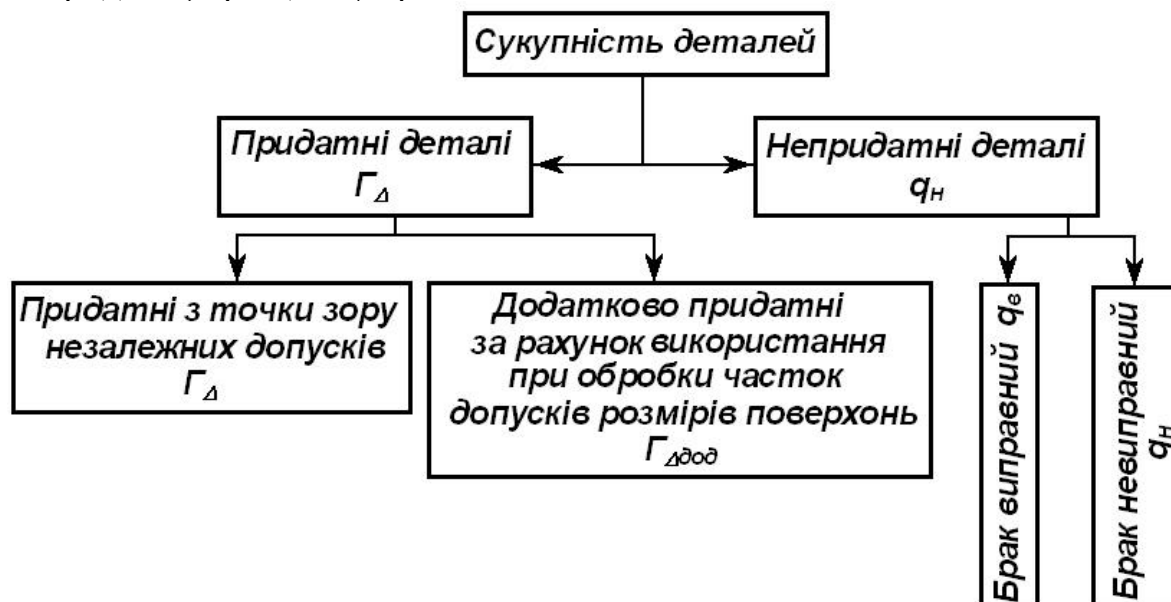


Рисунок 2 – Класифікація деталей за категоріями придатності при залежних допусках

При незалежних допусках придатними є деталі, в яких відхилення розташування є в границях розширеного, порівняно з показаним на кресленні допуском розташування, який визначається співвідношенням (1) і (2).

Коли залежний допуск зв'язаний з розмірами обох розглядуваних

елементів, тоді

$$\Delta_{зал} = \Delta + \frac{|Z_1| + |Z_2|}{2}, \quad (1)$$

де  $\Delta_{зал}$  – граничне відхилення розташування для кожної конкретної деталі (в радіусному виразі);  $\Delta$  – мінімальна величина граничного відхилення розташування, проставлена на кресленні в радіусному виразі (наприклад, при допусках співвісності  $\Delta = T_c / 2$ );  $|Z_1|$  і  $|Z_2|$  – абсолютні значення відхилень розмірів координуючих поверхонь деталей від прохідних границь (найбільшого граничного розміру вала або найменшого граничного розміру отвору).

Коли допуски розташування позначені в діаметральному виразі, тоді, наприклад, стосовно до співвісності

$$T_{сзал} = T_c + |Z_1| + |Z_2|. \quad (2)$$

де  $T_{сзал}$  – значення допуску співвісності в діаметральному виразі для конкретної деталі;  $T_c$  – мінімальне значення допуску співвісності в діаметральному виразі, проставленому на кресленні.

При повному використанні допусків розмірів поверхонь, що координуються, коли їх розміри відповідають непрохідним границям, граничне відхилення розташування в радіусному виразі підраховується за формулою:

$$\Delta_{зал. max} = \Delta + \frac{T_1 + T_2}{2}, \quad (3)$$

де  $T_1$  і  $T_2$  – допуски розмірів поверхонь, що координуються.

Коли залежний допуск пов'язаний з дійсними розмірами лише елемента, що розглядається або тільки базового елемента, то

$$\Delta_{зал} = \Delta + \frac{|Z|}{2}. \quad (4)$$

де  $|Z|$  – абсолютне значення відхилення розміру від прохідної границі того елемента, з яким пов'язаний залежний допуск.

Компенсація відхилень розташування розмірів відхиленнями розмірів поверхонь, що координуються, може відбуватися не тільки автоматично, через випадковості взаємозв'язку відхилень розташування і відхилень розмірів, але і навмисно, коли для такої компенсації додатково використовуються недовикористані при первинній обробці частки допусків на розміри поверхонь деталі.

Брак при залежних допусках підрозділяється на виправний і остаточний.

**Виправним браком** є деталі, в яких абсолютне значення відхилення розташування є в інтервалі значень, які визначаються співвідношеннями (1) і (2) (коли залежний допуск зв'язаний з розмірами обох поверхонь, що розглядаються). Деталі з виправним браком можуть бути переведені у виправні шляхом повторної обробки координуючих поверхонь в границях недовикористаних часток допусків розмірів і наближення їх до

непрохідних границь (наприклад, повторним розвертанням отворів без будь-якої спеціальної установки). Інакше кажучи, виправними є деталі, в яких частка похибки розташування, що виходить за межі проставленого на кресленні допуску, не компенсована використаними при обробці частками допусків лінійних і кутових розмірів, але компенсацію може бути проведено навмисно без спеціальної установки за рахунок повторної обробки деталей за розмірами координуючих поверхонь у межі допусків на ці розміри. Таким чином, деталь переводиться в розряд придатних за рахунок використання допусків розмірів координуючих поверхонь, а не за рахунок похибки розташування цих поверхонь.

**Остаточним браком** при залежних допусках є деталі, в яких допуски відповідних розмірів координуючих поверхонь виявляються недостатніми для компенсації доповнюючої частки відхилення розташування, тобто, в таких деталях абсолютне значення відхилення розташування перевищує значення, співвідношення, що визначається. (4).

**Розрахунок можливих часток придатних і бракованих деталей залежної від технологічної точності обробки по розташуванню поверхонь і типу допуску. Методика розрахунку.**

1 Із креслення деталі визначаються допуски розмірів координуючих поверхонь  $T$ ,  $T_1$  і  $T_2$ , з якими зв'язаний залежний допуск, і допуски розташування (або форми):  $T_C$  – допуск співвісності, симетричності, перетину осей у діаметральному виразі;  $T_L$  – допуск прямолінійності осі поверхні виробу у діаметральному виразі;  $T_{\perp}$  – допуск перпендикулярності осі поверхні виробу відносно площини;  $\pm\delta L$  – граничне відхилення розміру між осями від номінального значення;  $T_{n1}$ ,  $T_{n2}$  – позиційні допуски осей у діаметральному виразі.

2 Підраховується конструктивний коефіцієнт відносної точності деталі (виробу):

– для деталей з допуском співвісності, симетричності, перетину осей: коли залежний допуск що зв'язаний з дійсними розмірами обох елементів, що розглядаються, то

$$P = \frac{T_1 + T_2}{T_C}; \quad (5)$$

коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами тільки одного елемента (якій розглядається або базового), то

$$P = \frac{T}{T_C}; \quad (6)$$

– для деталей з допуском відстані між осями поверхонь заданим граничним симетричним відхиленням розміру між осями поверхонь від номінального значення: коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами обох елементів, які розглядаються, то

$$P = \frac{T_1 + T_2}{2\delta \cdot L}; \quad (7)$$

коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами тільки одного

елемента (розглянутого або базового), то

$$P = \frac{T}{2\delta \cdot L}; \quad (8)$$

– для деталей, у яких допуски розташування задані позиційними: коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами обох елементів, що розглядаються, то

$$P = \frac{T_1 + T_2}{T_{и1} + T_{и2}}; \quad (9)$$

коли залежний допуск пов'язаний з дійсними розмірами тільки одного елемента, то

$$P = \frac{T}{T_{и1} + T_{и2}}; \quad (10)$$

– для деталей з допуском перпендикулярності осі поверхні відносно площини:

$$P = \frac{T_1}{T_2}; \quad (11)$$

– для деталей з допуском прямолінійності осі поверхні

$$P = \frac{T}{T_L}; \quad (12)$$

– при нульових залежних допусках коефіцієнт відносної точності не визначається.

3 Визначається поле технологічного розсіювання похибки розташування (або форми) за ГОСТ 16467-70.

4 Підраховується коефіцієнт технологічної точності обробки деталей по розташуванню поверхонь, що дорівнює відношенню поля розсіювання похибки розташування (або форми) до поля допуску:

– при допуску співвісності, симетричності, перехрещення осей

$$K_{TA} = \frac{\omega}{0,5T_C}; \quad (13)$$

– при допуску відстані між осями поверхонь, завданих граничним симетричним відхиленням розміру від номінального значення  $\pm\delta L$

$$K_{TA} = \frac{\omega}{2\delta \cdot L}; \quad (14)$$

– при допуску перпендикулярності осі поверхні відносно площини

$$K_{TA} = \frac{\omega}{T_{\perp}}; \quad (15)$$

– при допуску прямолінійності осі поверхні

$$K_{TA} = \frac{\omega}{T_L}; \quad (16)$$

– при нульовому залежному допуску співвісності, симетричності, перехрещення осей: коли залежний допуск пов'язаний з дійсними

розмірами обох елементів. що розглядаються, то

$$K_{T\Delta 0} = \frac{\omega}{TD + Td}; \quad (17)$$

коли залежний допуск пов'язаний з дійсними розмірами тільки одного елемента, то

$$K_{T\Delta 0} = \frac{\omega}{0,5T}; \quad (18)$$

– при нульовому залежному допуску відстані між осями: коли залежний допуск зв'язаний з дійсними розмірами обох розглядуваних елементів, то

$$K_{T\Delta 0} = \frac{\omega}{TD + Td}; \quad (19)$$

коли залежний допуск пов'язаний з дійсними розмірами тільки одного елемента, то

$$K_{T\Delta 0} = \frac{\omega}{T} \quad (20)$$

– при нульовому залежному допуску перпендикулярності осі поверхні відносно площини, прямолінійності осі поверхні

$$K_{T\Delta} = \frac{\omega}{T} \quad (21)$$

5 Можливі частки придатних і дефектних деталей при залежних допусках розташування (або форми), не рівних нулю, визначаються:

- при допусках співвісності, симетричності, перпендикулярності, перехрещенні осей, прямолінійності;
- при допусках розмірів, координуючих осей поверхонь (відстань між осями поверхонь, між віссю поверхні й площиною).

6 Можливі частки придатних і дефектних деталей при незалежних допусках: при допусках співвісності, симетричності, перпендикулярності, перехрещенні осей, прямолінійності; при допусках розмірів, координуючих осей поверхонь (відстань між осями поверхонь, між віссю поверхні і площини).

#### ***При залежних допусках не рівних нулю***

1 Із креслення деталі визначається допуск розташування (або форми) і допуски розмірів координуючих поверхонь, з дійсними розмірами яких пов'язаний залежний допуск.

2 Підраховується значення конструктивного коефіцієнту відносної точності деталі за однією з формул (5) – (12).

3 Визначається граничне значення коефіцієнту технологічної точності  $K_{m\Delta_{гран}}$  за умови придатності всіх відпрацьованих деталей (практичної відсутності виправного і остаточного браку): при обробці деталей із залежними допусками співвісності, симетричності, перехрещення осей, перпендикулярності; при обробці деталей із залежними допусками відстаней між осями поверхонь при  $b = 1$  при обробці деталей із залежними допусками відстаней між віссю поверхні при  $b = 0$ .

4 Визначається зона допустимого технологічного розсіювання похибок

розташування за умови придатності всіх оброблених деталей:

- при допуску співвісності, симетричності, перехрещенні осей

$$\omega_{гран} = \frac{T_C}{2} K_{T\Delta_{гран}}; \quad (22)$$

- при допуску відстані між осями поверхонь, що завданий граничним симетричним відхиленням розміру від номінального значення  $\pm\delta L$

$$\omega_{гран} = 2\delta \cdot L \cdot K_{T\Delta_{гран}}; \quad (23)$$

- при допуску перпендикулярності осі поверхні відносно площини

$$\omega_{гран} = T_R \cdot K_{T\Delta_{гран}}; \quad (24)$$

- при допуску прямолінійності осі поверхні

$$\omega_{гран} = T_L \cdot K_{T\Delta_{гран}}. \quad (25)$$

5 Визначається максимально допустиме значення коефіцієнту технологічної точності за умови відсутності остаточного браку, але наявності браку виправного

$$K_{T\Delta_{max}} = 1 + P. \quad (26)$$

6 Визначається зона допустимого технологічного розсіювання похибок розташування за умови відсутності остаточного браку, але наявності браку виправного:

- при допуску співвісності, симетричності, перехрещення осей

$$\omega_{max} = 0,5T_C \cdot K_{T\Delta_{max}}; \quad (27)$$

- при допуску відстані між осями поверхонь, що завданий граничним симетричним відхиленням розміру від номінального значення

$$\omega_{max} = 2\delta \cdot L \cdot T \cdot K_{T\Delta_{max}}; \quad (28)$$

- при допуску перпендикулярності осі поверхні відносно площини

$$\omega_{max} = T_{\perp} \cdot K_{T\Delta_{max}}; \quad (29)$$

- при допуску прямолінійності осі поверхні

$$\omega_{max} = T_L \cdot K_{T\Delta_{max}}. \quad (30)$$

7 Знаходимо можливу частку виправного браку при обчислених значеннях  $P$  і  $K_{T\Delta_{max}}$ :

- при залежних допусках співвісності, симетричності, перпендикулярності, перехрещення осей, прямолінійності (табл. В.18-Д 10) або за методикою пункту 4 підрозділу 2.8;

- при залежних допусках розмірів, координуючих осі поверхонь, за табл. В.23-Д 15.

#### **При нульових залежних допусках**

1 Із креслення деталі визначаються допуски розмірів координуючих поверхонь, з дійсними розмірами яких пов'язаний залежний допуск.

2 Визначається зона допустимого технологічного розсіювання похибок розташування за умови придатності всіх оброблених деталей:

- при нульовому залежному допуску співвісності, симетричності, перехрещення осей: коли залежний допуск пов'язаний з дійсними розмірами обох елементів, що розглядаються, то  $\omega_{гран} = 0,16 \cdot (T_1 + T_2)$ ;

коли залежний допуск пов'язаний з дійсними розмірами тільки одного елемента, то  $\omega_{гран} = 0,16T$ ; при нульовому залежному допуску відстані між осями: коли залежний допуск пов'язаний з дійсними розмірами обох розглядуваних елементів, то  $\omega_{гран} = 0,47 \cdot (T_1 + T_2)$ ; коли залежний допуск пов'язаний з дійсними розмірами тільки одного елемента, то  $\omega_{гран} = 0,47T$ ; (35-2.95-2.41)

– при нульовому залежному допуску перпендикулярності осі поверхні відносно площини, прямолінійності осі поверхні  $\omega_{гран} = 0,47T$ .

3 Визначається зона допустимого технологічного розсіювання похибок розташування  $\omega_{гран}$  за умови відсутності остаточного браку, але наявності браку виправного. Розрахунки проводяться за формулами, підставляючи до них значення  $K_{T\Delta max}$

4 Можлива частка виправного браку при  $K_{T\Delta max} = 1$  становить:

– при допусках співвісності, симетричності, перехрещення осей, перпендикулярності прямолінійності  $q_e = 25,75\%$ ;

– при допусках розміру, що координує осі поверхонь,  $q_e = 15,46\%$ .

**Принципи еквівалентності заміни незалежного допуску на залежний.** Коли в діючій конструкторській документації допуски розташування показані незалежними, а їх контроль можливий тільки комплексними калібрами, то слід провести заміну незалежного допуску на залежний. Заміна може бути еквівалентна і нееквівалентна.

Еквівалентною заміною називається таке зменшення допуску розташування без зміни допусків розмірів поверхонь, що координуються, або зменшення допуску розташування і допусків розмірів координуючих поверхонь, коли гранично допустиме відхилення розташування при залежному допуску стає рівним показаному на кресленні незалежному допуску.

Еквівалентну заміну незалежного допуску на залежний слід виконувати за формулами:

– для допусків співвісності, симетричності, перетину осей

$$T_{C1} = T_C - (T_1 - T_2); \quad (31)$$

– для допусків відстані між осями поверхонь, завданих граничним симетричним відхиленням розміру від номінального значення  $\pm\delta L$

$$\delta L_1 = \delta L - \frac{T_1 + T_2}{2}, \quad (32)$$

де  $T_{C1}$ ,  $\delta L_1$  – еквівалентне значення залежного допуску або граничного симетричного відхилення розміру;  $T_C$ ,  $\delta L$  – показані на кресленні незалежні допуски або граничне симетричне відхилення розміру;  $T_1$  і  $T_2$  – допуски розмірів поверхонь, що координуються, (для нарізних поверхонь – допуск середнього діаметру різи).

Нееквівалентною заміною незалежного допуску на залежний називається зміна на кресленні виду допуску без зміни його величини.



Коли виклик нееквівалентною заміною збільшення нерівномірності зазору в сполученні (зі збільшенням найбільшого зазору при збереженні розрахункового значення найменшого зазору) не впливає на функціональні параметри виробу, тобто вимога взаємозамінності зводиться тільки до забезпечення без підгінного складання, то така зміна виду допуску розташування допускається без додаткових розрахунків і зміни величин допусків розташування і розмірів координуючих поверхонь спряженої деталі. Коли зазор у спряженні деталей є складовою ланкою функціонального розмірного ланцюга, то зміна виду допуску розташування розглянутої деталі повинна проводитися паралельно з сумарним зменшенням допуску розташування і допусків розмірів координуючих поверхонь спряженої деталі; при цьому сумарний допуск спряженої деталі  $T_c + (T_1 + T_2)$  або  $\delta L + \frac{T_1 + T_2}{2}$  має бути зменшений на суму або півсуму допусків розмірів координуючих поверхонь розглянутої деталі.

Нееквівалентна заміна незалежного допуску розташування на залежний доцільна для складних корпусних деталей; підвищення вимог до точності розташування і розмірів координуючих поверхонь спряженої деталі (наприклад, вала), що виникають через таку заміну, звичайно не призводять до технологічних труднощів.

Результати заміни незалежного допуску на залежний слід внести до конструкторської документації.

Сума допусків (сумарний допуск) розташування буде рівна:

$$T_{C1} + T_{C2} = S_{min1} + S_{min2} \quad (33)$$

$$T_{R1} + T_{R2} = S_{min1} + S_{min2} \quad (34)$$

$$\delta L_1 + \delta L_2 = \frac{S_{min1} + S_{min2}}{2} \quad (35)$$

Сумарний допуск, розрахований за формулами (33), (34) або (35), розподіляється між спряженими деталями залежно від складності виготовлення і контролю кожної із сполучених деталей.

## Література

- 1 Іванов Г.О., Бабенко Д.В., Пастушенко С.І., Гольдшмідт О.В. «Взаємозамінність та технічні виміри». Навчальний посібник для вищих навчальних закладів освіти/Г.О. Іванов, Д.В. Бабенко, С.І. Пастушенко, О.В. Гольдшмідт – К.: Видавництво «Аграрна освіта», 2006р.-335 с.: іл.
- 2 Сірий І.С., Колісник В. С. Взаємозамінність стандартизація і технічні вимірювання. –К.: Урожай,1995р.-264 с. ISBN 5-337-01622-9.
- 3 Степанов Р.А. Теоретические основы обеспечения точности в машиностроении на базе комплексного анализа зависимых и независимых допусков. Изд-во Саратовского ун-та, 1985, ч. 1, 106 с.
- 4 Взаемозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учеб. пособие для студентов механических и машиностроительных специальностей/ В.И. Гаврилюк, М.Л. Кукляк, -К.:УМК ВО, 1990 г. -216 с. - На укр. яз.

## РОЗДІЛ 4

### Моделювання та оптимізація елементів технологічних систем

УДК 621.914.1

Залога В.А., Криворучко Д.В., Емельяненко С.С.

СумГУ, м. Сумы, Украина

### ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДИКИ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ ПРОЦЕССА КОНЦЕВОГО ФРЕЗЕРОВАНИЯ К АВТОКОЛЕБАНИЯМ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОБРАБОТКИ КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ

*An approach to optimization of end milling condition based on slope diagram prediction is represented in this article. The objective of optimization is the process maximum productivity with the given constraints.*

В современном машиностроении обработка концевым фрезерованием все чаще применяется для изготовления деталей машин, имеющих сложный пространственный профиль. В условиях единичного и мелкосерийного производства изготавливать заготовки с минимальными напусками и припусками, как правило, не всегда экономически выгодно, и их заменяют заготовками, имеющими, чаще всего, элементарную геометрическую форму. В этих условиях одной из наиболее длительных операций становится операция черновой обработки, необходимая для снятия максимального объема припуска с заготовки. К обработанным на этой операции поверхностям предъявляются относительно невысокие требования: по точности - 12-14 квалитет; по шероховатости -  $R_a$  25-12.5

мкм. Поэтому повышение эффективности черновой обработки концевым фрезерованием возможно лишь за счет повышения либо производительности процесса, либо стойкости инструмента.

Особенностью концевой фрезерования является существенное влияние амплитуды колебаний на стойкость фрезы (рис. 1). Известно, что колебания зубьев фрезы могут быть вызваны как вынужденными,

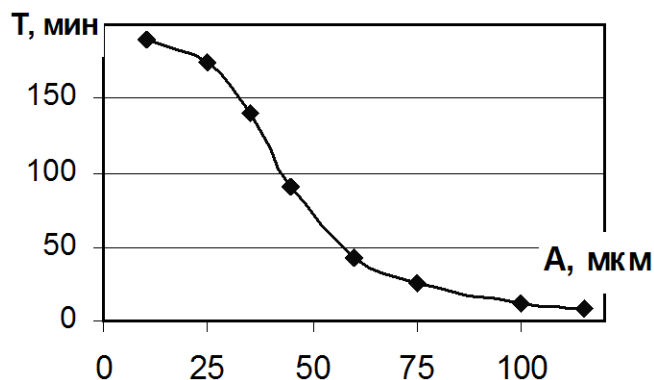


Рисунок 1 – Зависимость стойкости концевой фрезы от амплитуды вибраций концевой фрезы:  
 $D=40$  мм,  $Z=5$ ,  $B=13.5$  мм,  $t=1$  мм,  $S_z=0.056$  мм/зуб,  $V=2$  м/мин,  $\alpha=15^\circ$ ,  $\gamma=5^\circ$ ,  $\omega=5^\circ$  [3]

так и автоколебаниями. Если вынужденные колебания неизменно сопутствуют процессу фрезерования в силу цикличности собственно самого рабочего процесса, то автоколебания появляются лишь при определенных условиях и приводят к существенному увеличению амплитуды колебаний в области частот более 1кГц [4]. В связи с этим целью настоящей работы является разработка методики выбора режимов черновой обработки конструкционных сталей методом концевое фрезерования обеспечивающих максимальную производительность за счет исключения автоколебаний.

Предлагаемая методика состоит в выборе таких значений подачи, глубины резания и частоты вращения шпинделя, которые бы обеспечивали минимальное основное время обработки при заданных ширине фрезерования  $B$  и стойкости  $T$  (ресурсе  $R$ ) инструмента:

$$T_0 = \frac{L(t_{\max})}{S_z \cdot Z \cdot n} \rightarrow \min ; \quad (1)$$

где  $Z$  - число зубьев фрезы,  $S_z$  - подача на зуб фрезы,  $n$  - частота вращения шпинделя,  $L(t_{\max})$  – суммарная длина резания при заданной максимальной глубине фрезерования  $t_{\max}$ .

В работе рассматривается процесс обработки сложнопрофильных деталей, для которых траектория инструмента даже при черновой обработке не является простой, и на практике может быть определена с помощью одной из известных САМ систем. Расчеты, проведенные авторами в системе EdgeCAM, показывают, что длина резания  $L$  не пропорциональна максимальной глубине фрезерования  $t_{\max}$ . Так, например, для детали типа „Лопатка” (см. рис. 3) увеличение максимальной глубины фрезерования  $t_{\max}$  с 2 мм до 10 мм (в 5 раз) уменьшает длину резания  $L$  с 1880 мм до 568 мм, т.е. всего лишь в 3.3 раза. Это вызвано значительным отличием формы заготовки от формы детали и, следовательно, увеличением доли участков траектории инструмента при увеличении  $t_{\max}$ , на которых глубина фрезерования меньше максимальной ( $t < t_{\max}$ ).

Поиск решения должен быть выполнен с учетом ограничений:

- ограничение на подачу, допускаемую режущими свойствами фрезы

$$S_z \leq [S_z] ; \quad (2)$$

- ограничение на ресурс инструмента

$$R \geq [R] ; \quad (3)$$

- ограничение на максимальную допускаемую станком рабочую подачу

$$S_{\min} \leq [S_{\min}] ; \quad (4)$$

– ограничение по виброустойчивости процесса фрезерования к автоколебаниям

$$(n; k \cdot t) \in E ; \quad (5)$$

где  $E$  – множество пар  $(n; k \cdot t)$ ,  $n$  – частота вращения шпинделя,  $t$  – глубина резания, соответствующих границе устойчивости процесса фрезерования в заданных условиях,  $k$  – коэффициент запаса, принятый в данной статье равным 1.1. Эти данные могут быть определены из диаграммы устойчивости, рассчитанной по методике [4] с учетом допущения об инвариантности автоколебаний к величине подачи  $S_z$  [2].

Подача, допускаемая режущими свойствами твердосплавной фрезы, при обработке конструкционной углеродистой стали, может быть задана уравнением [1]:

$$[S_z] = \frac{D^{0.83}}{t^{0.41} \cdot B^{0.42}} C_S \cdot K_S ; \quad (6)$$

где  $D$  – диаметр фрезы,  $C_S \cdot K_S$  – коэффициенты, зависящие от условий обработки, в том числе от количества зубьев  $Z$  фрезы, вылета фрезы и других условий.

Так как уравнение (6) эмпирическое, то подача, рассчитанная по нему, в комплексе учитывает не только прочность фрезы, но и амплитуду ее вынужденных колебаний на уровне, обеспечивающем стойкость инструмента в соответствии с уравнением [1]:

$$V = \frac{D^{0.48}}{t^{0.23} \cdot S_z^{0.21} \cdot T^{0.436}} C_V \cdot K_V ; \quad (7)$$

где  $V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000}$  – скорость резания,  $T$  – стойкость инструмента,  $C_V \cdot K_V$  – коэффициенты, зависящие от условий обработки, в том числе от ширины фрезерования  $B$ , состояния обрабатываемой поверхности и других условий.

Ограничение (3) может быть представлено в виде:

$$S_z \leq [S_z]_R ;$$

где  $[S_z]_R$  – подача, допускаемая заданным ресурсом инструмента. Ее величина может быть определена из соотношения (7) с учетом того, что ресурс инструмента равен  $R = T / T_0$ :

$$[S_z]_R^{0.21} = C_V K_V \frac{D^{0.48}}{V \cdot t^{0.23}} \cdot T^{0.436} = C_V K_V \frac{1000 \cdot D^{0.48}}{\pi \cdot D \cdot n \cdot t^{0.23}} \cdot (R \cdot T_0)^{0.436} = C_V K_V \frac{1000 \cdot D^{0.48}}{\pi \cdot D \cdot n \cdot t^{0.23}} \cdot \left( R \frac{L}{S_z \cdot Z \cdot n} \right)^{-0.436}$$

$$[S_z]_R^{0.21-0.436} = 1000 C_V K_V \frac{D^{-0.52}}{\pi \cdot n^{0.724} \cdot t^{0.23}} \cdot \left( \frac{R \cdot L}{Z} \right)^{-0.436}$$

$$[S_z]_R = \left( \frac{1000C_V K_V}{\pi \cdot n^{0.724} \cdot t^{0.23} \cdot D^{0.52}} \cdot \left( \frac{Z}{R \cdot L} \right)^{0.436} \right)^{-0.226} ; \quad (8)$$

Максимальная рабочая подача, которую можно реализовать на данном станке при движении по криволинейной траектории, должна быть задана минутной подачей. Однако при решении поставленной задачи удобно использовать это ограничение в единицах мм/зуб. Поэтому

$$S_{мин} = S_z \cdot Z \cdot n \Rightarrow S_z \cdot Z \cdot n \leq [S_{мин}] \Rightarrow S_z \leq \frac{[S_{мин}]}{Z \cdot n} . \quad (9)$$

Таким образом, ограничения (2), (3), (4) можно кратко записать в форме

$$S_z = \min \left( [S_z]_R ; [S_z] ; \frac{[S_{мин}]}{Z \cdot n} \right) . \quad (10)$$

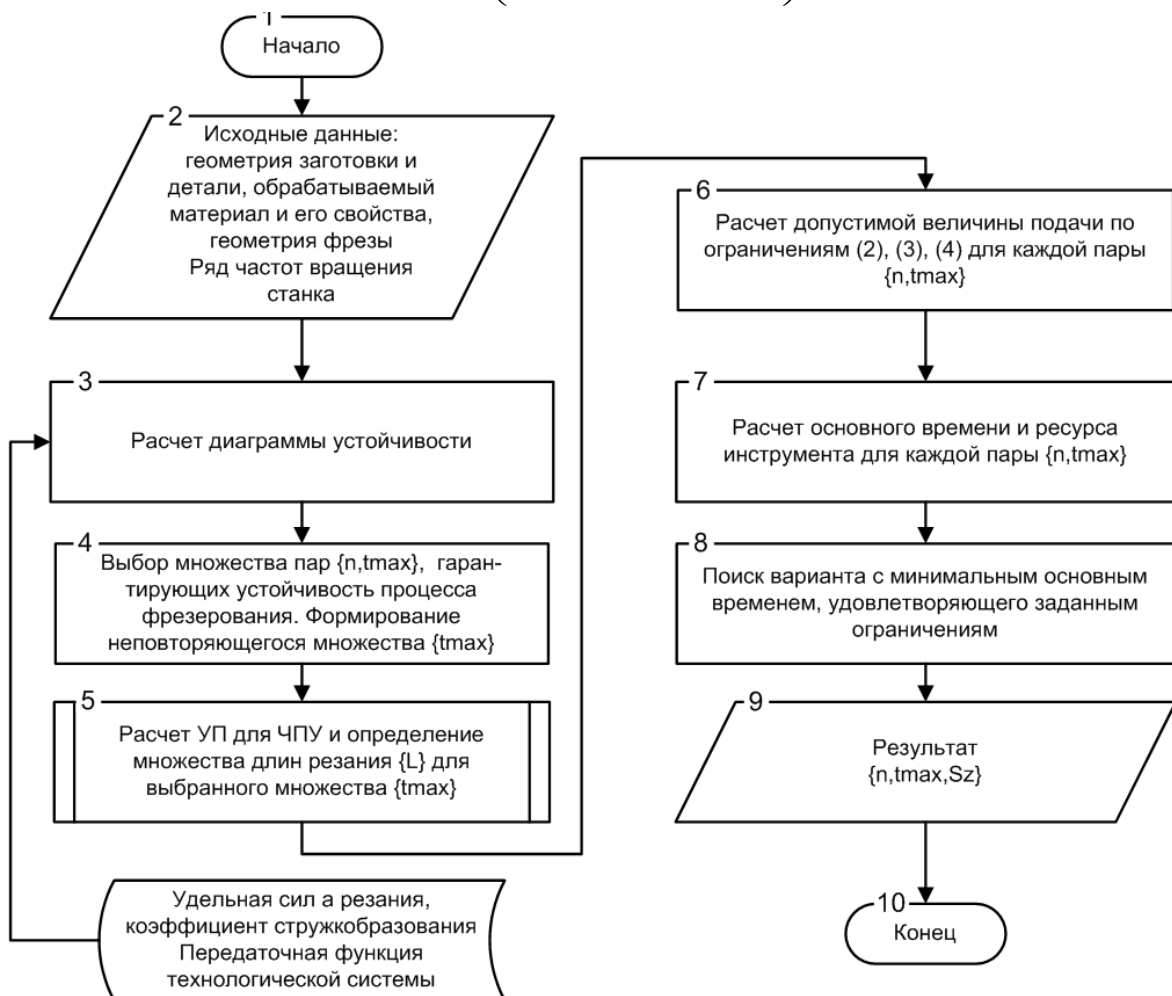


Рисунок 2 – Блок схема алгоритма определения режимов резания (УП – управляющая программа)

Алгоритм расчета режимов резания (рис. 2) предполагает вычисление в первую очередь по заданным исходным данным диаграммы

устойчивости, и, на этой основе, максимальной глубины резания для всех возможных на станке частот вращений шпинделя. Если станок имеет непрерывное регулирование частоты вращения шпинделя, то заданный диапазон частот вращения шпинделя разбивается на несколько участков с необходимым шагом. В результате получается множество пар  $\{n, t_{max}\}$ , обеспечивающих устойчивость фрезерования и, множество неповторяющихся  $\{t_{max}\}$  из множества этих пар. Для каждой  $t_{max}$  из множества  $\{t_{max}\}$  с помощью САМ системы определяется длина резания  $L(t_{max})$ , то есть длина пути резания для соответствующего значения  $t_{max}$ . После этого выполняется вычисление допустимых величин подач по каждому из ограничений и по формуле (10) вычисляется подача на зуб фрезы. Полученные данные позволяют вычислить основное время для каждой пары  $\{n, t_{max}\}$  и выбрать такую пару, которая при заданных ограничениях обеспечивает фрезерование с минимальным основным временем  $T_0$ .

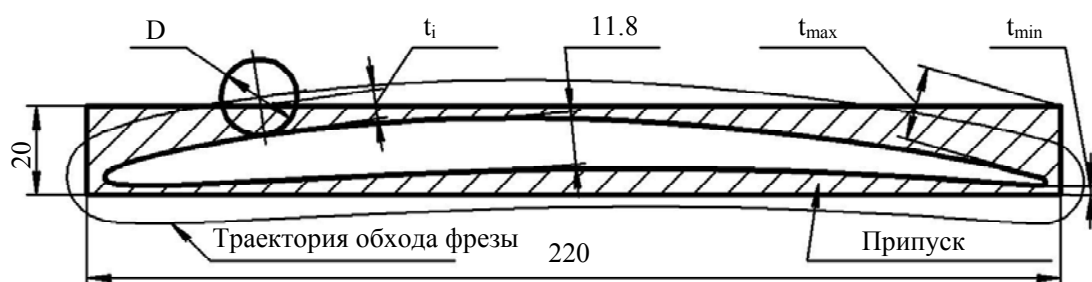


Рисунок 3 – Обрабатываемая лопатка

Рассмотрим реализацию методики для расчета режимов резания при черновой обработке детали типа «Лопатка». Эскиз поперечного сечения детали представлен на рисунке 3. Заготовка из стали 20 ГОСТ 1050-88 представляет собой параллелепипед с размерами  $L_3 \times H_3 \times B_3 = 220 \times 20 \times 55$  мм (см. рис. унок 5) Ширина лопатки (обрабатываемая поверхность)  $B_d = 45$  мм.

Данная операция реализуется на вертикально-фрезерном станке 6P13Ф3 с системой ЧПУ 2С42-65 и ступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя. Ее основной задачей является сьем большей части припуска и «выравнивание» припуска для чистовой операции. В качестве инструмента была выбрана фреза со сменными неперетачиваемыми пластинами  $\varnothing 40$  мм,  $Z=2$ ,  $\omega=10^\circ$ , максимальная допустимая ширина фрезерования  $B=50$  мм. Материал пластин - МС137. Биение режущих кромок – не более 40 мкм. В данных условиях произведение поправочных коэффициентов  $C_S \cdot K_S = 0.023$ ,  $C_V \cdot K_V = 95.2$  ( $C_S=0.0397$ ;  $K_S = 0.0579$ ;  $C_V=5.88$ ;  $K_V = 16.19$ ) [1]. Максимально допустимая станком рабочая подача  $S_{min} = 300$  мм/мин. Диаграмма устойчивости представлена на рисунке 4.

Проведенные расчеты показали, что желаемый ресурс инструмента  $R=5$  шт заготовок могут обеспечить лишь режимы резания с частотами

вращения шпинделя 800, 1000 об/мин. При больших частотах вращения шпинделя ресурс инструмента снижается. Режим резания  $B=45$  мм,  $t=10$  мм,  $n=1250$  об/мин,  $S_{min}=96$  мм/мин, по производительности можно считать наиболее выгодным ( $T_o=5.91$  мин), поскольку ресурс инструмента по сравнению с желаемым снижается всего на 20% (4 шт), а основное время в сравнении с минимальным при желаемом ресурсе 5 шт ( $T_o=16.78$  мин) при  $n=1000$  об/мин сокращается в 2.8 раза (табл. 1).

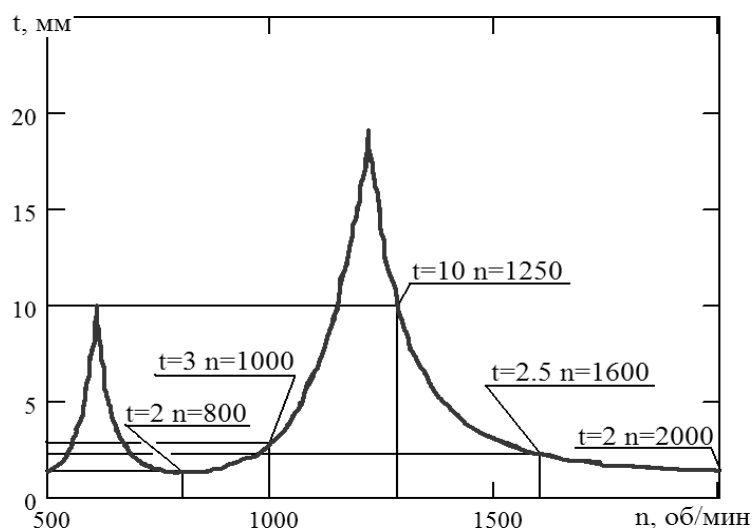


Рисунок 4 – Диаграмма устойчивости при фрезеровании концевой фрезой с механическим креплением твердосплавных пластин.  $D=40$  мм,  $Z=2$ ,  $\omega=10^\circ$ . Ширина фрезерования  $B=45$  мм, подача  $S_z=0.02$  мм/зуб.

Таблица 1 – Выбор режима резания с наименьшим основным временем при желаемом ресурсе инструмента  $R=5$  шт.

Частота вращения шпинделя $n$ , об/мин	800	1000	1250	1600	2000
Скорость резания $V$ , м/мин	101	126	157	201	251
Максимальная глубина резания $t_{max}$ , мм	2	3	10	2,5	2
Длина пути резания $L$ , мм	1880	1250	568	1650	1880
Подача из условия заданного ресурса, мм/зуб	0,031	0,037	0,048	0,171	0,306
Подача, допускаемая режущими свойствами фрезы, мм/зуб	0,074	0,063	0,038	0,068	0,074
Максимально допускаемая станком рабочая подача, мм/зуб	0,187	0,150	0,120	0,094	0,075
Принятая подача, мм/зуб	0,031	0,037	0,038	0,068	0,074
Принятая минутная подача, мм/мин	49,7	74,5	96,1	217,1	297,3
Основное время, мин	37,85	16,78	5,91	7,60	6,32
Стойкость инструмента, мин	189,2	83,9	26,3	23,6	15,2
Расчетный ресурс, шт	5,00	5,00	4,44	3,09	2,40
Фактический ресурс, шт	5	5	4	3	2

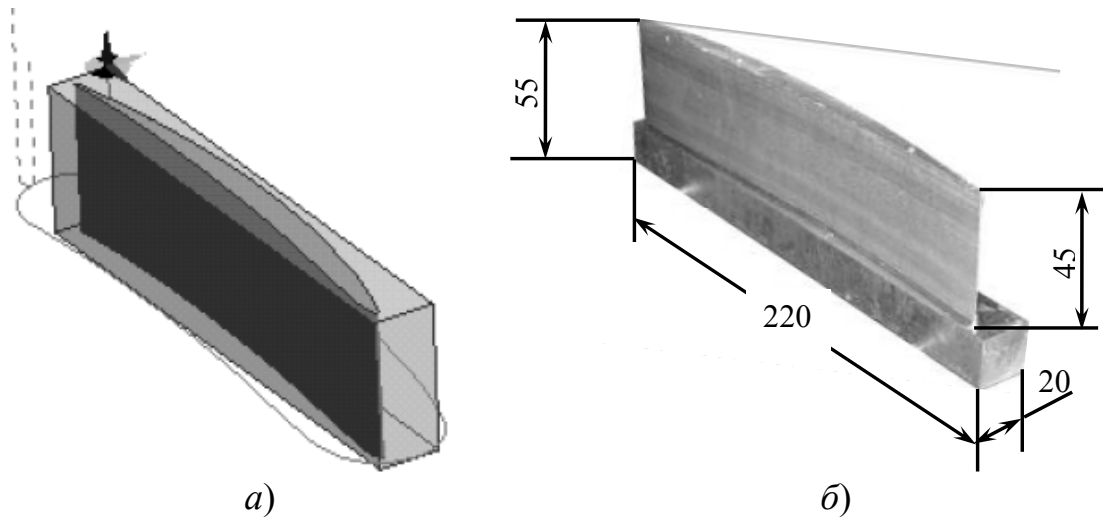


Рисунок 5 – Траектория инструмента при наиболее выгодных режимах резания (а) и обработанная заготовка (б)

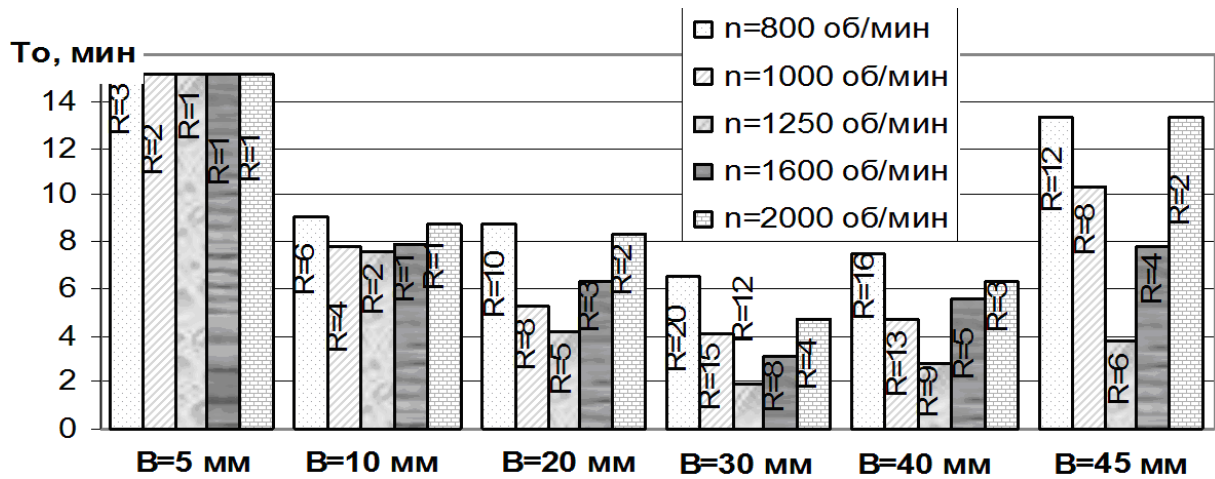


Рисунок 6 – Основное время и ресурс в зависимости от ширины фрезерования:  $Z=4$  шт,  $B_n=45$  мм, желаемый ресурс  $R=5$  шт, остальные исходные данные согласно табл. 1

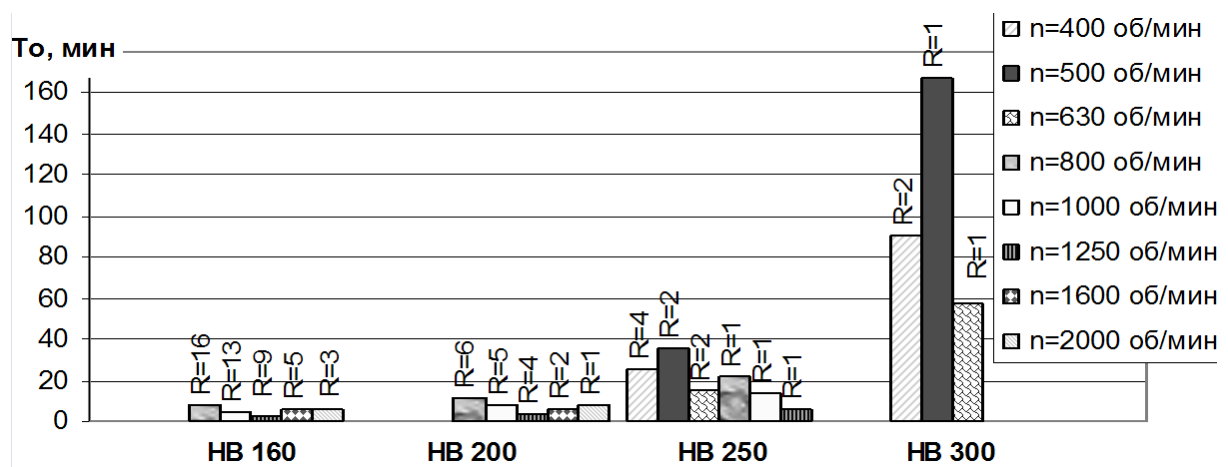


Рисунок 7 – Основное время и ресурс в зависимости от твердости заготовки:  $Z=4$  шт,  $B=40$  мм,  $R=20$  шт, остальные исходные данные согласно табл. 1



Интересным является рассмотрение влияния различных факторов на основное время  $T_0$  и режим резания. На рисунке 6 показана гистограмма изменения основного времени  $T_0$  и ресурса  $R$  в зависимости от ширины фрезерования  $B$  и частоты вращения шпинделя  $n$  при обработке рассматриваемой детали и прочих равных условиях. Видно, что ширина фрезерования за один проход  $B$  существенно влияет на основное время  $T_0$ , что связано с увеличением количества проходов  $i = B_n / B$  обработки по ширине детали  $B_n$  и, следовательно, суммарной длины резания  $L$ . Эта зависимость имеет экстремум. С одной стороны, при уменьшении ширины фрезерования  $B$  граница устойчивости смещается в область больших глубин фрезерования  $t$  и увеличивается подача  $[S_z]$ , допускаемая режущими свойствами фрезы. Поэтому максимальная глубина резания  $t_{max}$  увеличивается. Однако фактическая  $t_{max}$  ограничена формой детали и заготовки, а подача возможностями станка  $[S_{min}]$ , что приводит к реализации процесса с низкой производительностью и увеличению основного времени  $T_0$  при малых  $B$ . С другой стороны, при увеличении ширины фрезерования  $B$  подача  $[S_z]$ , допускаемая режущими свойствами фрезы, уменьшается и становится ограничивающим фактором, что также способствует увеличению основного времени  $T_0$ . В рассмотренном случае ширина фрезерования  $B$ , обеспечивающая минимальное основное время при прочих равных условиях, равна 30 мм.

Увеличение твердости обрабатываемой заготовки смещает границу устойчивости процесса к автоколебаниям в область меньших глубин фрезерования  $t$ , что приводит к уменьшению максимальной глубины резания  $t_{max}$ . Кроме того, увеличение твердости приводит к уменьшению подачи  $[S_z]$ , допускаемой режущими свойствами фрезы. В результате уменьшение  $t_{max}$  увеличивает суммарную длину резания  $L$ , которая в комплексе с уменьшением подачи  $[S_z]$ , приводит к увеличению основного времени  $T_0$  (рис. 7). При заданном ресурсе инструмента  $R$  наивыгоднейшая частота вращения шпинделя уменьшается в связи с уменьшением стойкости фрезы.

Увеличение количества зубьев фрезы  $Z$ , в общем, снижает основное время, причем особенно значительно при увеличении количества зубьев  $Z$  от 1 до 3 шт (рисунок 8). Вместе с тем, нет однозначной зависимости между наивыгоднейшей частотой вращения шпинделя  $n$  и количеством зубьев фрезы  $Z$ , поскольку параметр  $Z$  существенно изменяет диаграмму устойчивости, смещая ее вдоль оси частот.

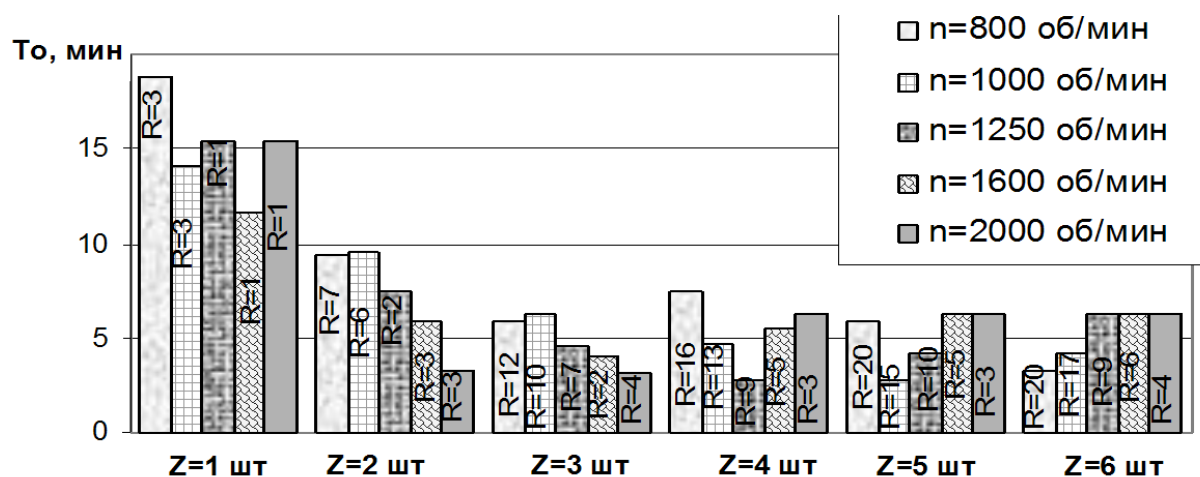


Рисунок 8 – Основное время и ресурс в зависимости от количества зубьев фрезы:  $B=40$  мм,  $R=20$  шт, остальные исходные согласно табл. 1

Таким образом, в данной работе разработана методика выбора режимов резания для чернового концевоего фрезерования сталей с обеспечением максимальной производительности на основе прогнозирования устойчивости процесса к автоколебаниям. Особенности применения методики показаны на примере черновой обработки детали типа «Лопатка». Проведенный анализ показал, что при прочих равных условиях ширина фрезерования экстремально влияет на основное время. Увеличение твердости обрабатываемой заготовки приводит к нелинейному увеличению основного времени обработки. Вместе с тем, проведенный анализ не позволил выявить однозначной зависимости между количеством зубьев фрезы и наивыгоднейшей частотой вращения шпинделя. При прочих равных условиях основное время уменьшается лишь при увеличении количества зубьев фрезы от 1 до 3 шт.

## Литература

- 1 Общемашиностроительные нормативы времени и режимов резания для нормирования работ, выполняемых на универсальных и многоцелевых станках с числовым программным управлением: Часть 2. Нормативы режимов резания. -М.: Экономика, 1990. -464 с.
- 2 Balachandran B. Nonlinear dynamics of milling processes//The Royal Society. -2001. - № 10. -С. 793- 819.
- 3 Жарков И. Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. - Л.: Машиностроение, 1986. -184 с.
- 4 Залого В. А., Криворучко Д. В., Емельяненко С.С. Прогнозирование динамического состояния инструмента при концевом фрезеровании//Современные технологии в машиностроении: Сборник научных статей. -Х.: НТУ «ХПИ», 2006. -Т. 2. - С. 146 - 156.

УДК 621.923

**Новоселов Ю.К., Братан С.М., Титков В.А.**

СевНТУ, г. Севастополь, Україна

## **ВЛИЯНИЕ СЛУЧАЙНОЙ СОСТАВЛЯЮЩЕЙ ОТКЛОНЕНИЙ ПРОФИЛЯ ВРАЩАЮЩЕГОСЯ ИНСТРУМЕНТА НА ДИНАМИКУ ПРОЦЕССА МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ**

*The change of the circle's working surface form on the flat polishing process is considered. The dependences for the expected value calculation, the correlation function and the dispersion of current radius-vector are offered. The analysis of casual components type influencing on the dynamics of process is executed.*

В современных условиях порядка 55% операций выполняется методами формообразования с применением вращающихся инструментов в виде диска. Изменение состояния таких инструментов оказывают существенное влияние на качество обработанной поверхности, что необходимо учитывать при проектировании технологических операций. В настоящее время такие операции проектируют с применением традиционных методов, не в полной мере учитывающих влияние случайных факторов, снижающих стабильность показателей качества производимых изделий. Что особенно актуально для процессов шлифования, на которых в большинстве случаев окончательно формируется качество изделий.

Исследования операций шлифования показывают [1], что, как правило, в начальный момент времени при правильном подборе характеристик инструмента, режимов резания, оптимальном построении цикла шлифования обеспечиваются заданные параметры точности и шероховатости поверхности детали. Из всех элементов технологической системы только шлифовальный круг и заготовка претерпевают существенные изменения в относительно короткий промежуток времени. Изменение состояния инструмента оказывает существенное влияние на ход технологического процесса, так как профиль инструмента копируется на поверхности заготовки. Например, увеличение отклонений формы круга эквивалентно динамическому изменению размерных параметров, что приводит к дополнительным возмущениям динамической системы станка, и, следовательно, увеличению шероховатости и волнистости детали, образованию на ее поверхности дефектного слоя, которые в конце периода стойкости инструмента могут возрасти в несколько раз.

Анализ экспериментальных и литературных данных [1] показывает, что шлифовальный круг является наиболее слабым звеном в технологической системе и оказывает наибольшее влияние на стабильность параметров качества деталей. Его состояние непрерывно

изменяется в процессе обработки. На режущих кромках инструмента появляются площадки износа, поверхность круга становится волнистой, вследствие чего по данным С.Н. Корчака [2] режущая способность инструмента за период его стойкости уменьшается на 40-50%.

При исследовании влияния на динамику процесса шлифования абразивного инструмента в большинстве работ, рассматриваются детерминированные явления, в то время как происходящие реальные процессы в существенной степени имеют стохастический характер [1].

Целью данной работы является оценка влияния случайных составляющих отклонений профиля инструмента как возмущающих факторов на динамику процесса на примере плоского шлифования. Такой анализ может быть выполнен с применением динамической модели технологической системы, как носителя свойств технологической операции. Схема динамической системы плоскошлифовального станка представлена на рисунке 1.

Составляющие, вызванные отклонениями форм шлифовального круга и заготовки, приводят к соответствующим отклонениям от номинального (спроектированного) технологического режима обработки и, следовательно, к отклонениям в показателях качества обработанной поверхности.

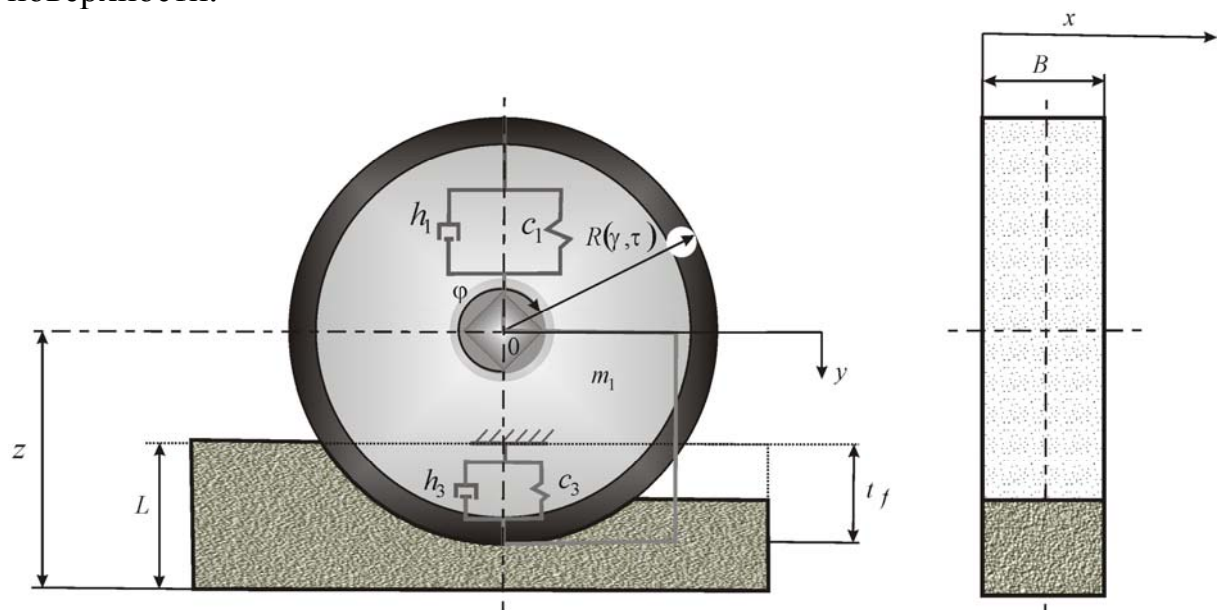


Рисунок 1 – Схема процесса плоского шлифования

С использованием принципа Даламбера с учетом того, что обрабатываемая деталь жестко закреплена (рисунок.1), модель динамики процесса плоского шлифования представлена в виде

$$m_1 \ddot{y} + h_1 \dot{y} + c_1 y = -h_3 \dot{t}_f - c_3 t_f + h_1 \dot{s} + c_1 s, \quad (1)$$

где  $m_1$  – приведенная масса шлифовального круга и шлифовальной бабки;  $h_1$  – приведенный коэффициент демпфирования шлифовального

круга;  $c_1$  – приведенная жесткость шлифовального круга и шлифовальной бабки;  $h_3$  – демпфирование зоны контакта шлифовального круга с деталью;  $c_3$  – жесткость зоны контакта шлифовального круга с деталью;  $y$  – координата перемещения центра вращения шлифовального круга;  $s$  – перемещение шлифовального круга в направлении подачи;  $t_f$  – фактическая глубина резания.

Фактическая глубина резания (размер зоны контакта заготовки с инструментом по линии центров), согласно рисунку 1, определяется

$$t_f = R + L - z, \quad (2)$$

где  $L$  – толщина заготовки (расстояние от стола до поверхности заготовки);  $R$  – радиус шлифовального круга по направлению к обрабатываемой детали;  $z$  – текущее расстояние от базовой поверхности до центра вращения шлифовального круга.

$$z = z_0 - y, \quad (3)$$

где  $z_0$  – расстояние от базовой поверхности до центра вращения шлифовального круга в начальный момент времени ( $z_0 = R_0 + L_0$ ).

При условии отсутствия дисбаланса (центр вращения совпадает с центром масс) толщина детали  $L$  и радиус шлифовального круга  $R$  имеют отклонения от номинальных значений, т.е.

$$L = L_0 + \Delta L; \quad R = R_0 + \Delta R. \quad (4)$$

После подстановки (2) – (4) в соотношение (1) получим:

$$m_1 \ddot{y} + h_1 \dot{y} + c_1 y = -h_3 (\dot{L} + \dot{R} + \dot{y}) - c_3 (L_0 + \Delta L + R_0 + \Delta R - z_0 + y) + h_1 \dot{s} + c_1 s. \quad (5)$$

Правые части представления (5) включают  $\Delta R$  – отклонения формы инструмента (основной источник возбуждения вынужденных колебаний системы (5)) и заготовки ( $\Delta L$ ) от их средних значений, что позволяет анализировать влияние соответствующих воздействий. Отметим, что вклад влияния  $\Delta L$  быстро затухает и может не приниматься во внимание при дальнейшем анализе.

Для описания формы периферии шлифовального круга целесообразно использование цилиндрической системы координат с началом в центре тела инструмента, осью  $Ox$  направленной параллельно высоте шлифовального круга так, чтобы при его вращении в ходе рабочего процесса была образована правая система координат.

Описание исходного (при  $\tau = 0$ ) полярного радиус-вектора для любого фиксированного расстояния  $x = x_b$  от базовой плоскости может быть представлено разложением в ряд Фурье отклонений от своего среднего (по углу  $\gamma$ ) значения  $R_0(x, \tau) = M\{R(\gamma, x, \tau)\}_\gamma$

$$\begin{aligned}
 R(\gamma, x, \tau)|_{\tau=0} &= R_0(x, \tau)|_{\tau=0} + \sum_{i=1}^p [A_{R_i}(x, \tau) \cdot \text{Cos}(\gamma \cdot i + \Psi_i(x, \tau))]|_{\tau=0} = \\
 &= R_0(x, \tau)|_{\tau=0} + \sum_{i=1}^p [U_{R_i}(x, \tau) \cdot \text{Sin}(\gamma \cdot i) + U_{R_i}(x, \tau) \cdot \text{Cos}(\gamma \cdot i)]|_{\tau=0}.
 \end{aligned} \quad (6)$$

Компоненти сумм в (6) рассматриваются как гармоники спектрального представления отклонения, характеризуемого совокупностью амплитуд  $A_{R_i}(x, \tau)$  и фаз  $\Psi_i(x, \tau)$  или пар амплитуд при синус ( $U_{R_i}(x, \tau)$ ) и косинус ( $W_{R_i}(x, \tau)$ ) для составляющих каждой из гармоник.

Между параметрами этих представлений для любого фиксированного значения  $i$  известны однозначные (в диапазоне изменения угла  $0 \leq \gamma < 2\pi$ ) соотношения:

$$A_{R_i}^2(x, \tau) = U_{R_i}^2(x, \tau) + W_{R_i}^2(x, \tau), \text{ и } \Psi_{R_i}(x, \tau) = \arctan\left(\frac{U_{R_i}(x, \tau)}{W_{R_i}(x, \tau)}\right). \quad (7)$$

Значение исходного радиус вектора  $R(\gamma, x, \tau)|_{\tau=0}$  и величины износа инструмента  $\Delta R(\gamma, x, \tau)$  могут включать в свой состав как закономерные, так и случайные составляющие отклонений от своих средних значений. Радиус средней окружности на расстоянии  $x$  от базовой плоскости  $R_0(x, \tau)$  в начальный момент времени  $\tau = 0$  вследствие погрешностей статической настройки станка при правке инструмента или погрешностей его изготовления является случайным начальным параметром. Совокупность амплитуд и фаз всех  $p$  гармоник в любой момент времени  $\tau$  и при любом  $x$  характеризуют неслучайную реализацию случайной функции описания рабочей поверхности инструмента.

Считая, что в описании (6) присутствуют как случайные составляющие, так и неслучайный (закономерный) компонент отклонения формы (гармоника с номером  $j$ ), можно представить (6) в одной из форм:

$$\begin{aligned}
 R(\gamma, x, \tau)|_{\tau=0} &= R_0(x, \tau)|_{\tau=0} + \sum_{i=1}^p [A_{R_i} \cdot \text{Cos}(\gamma \cdot i + \Psi_i(x, \tau))]|_{\tau=0} + \\
 &+ [A_{R_j} \cdot \text{Cos}(\gamma \cdot j + \Psi_j(x, \tau))]|_{\tau=0}
 \end{aligned} \quad (8)$$

или

$$\begin{aligned}
 R(\gamma, x, \tau)|_{\tau=0} &= R_0(x, \tau)|_{\tau=0} + \\
 &+ \sum_{i=1}^p [U_{R_i} \cdot \text{Sin}(\gamma \cdot i) + U_{R_i} \cdot \text{Cos}(\gamma \cdot i)]|_{\tau=0} + A_{R_j} \cdot \text{Cos}(\gamma \cdot j + \Psi_j(x, \tau))|_{\tau=0}.
 \end{aligned} \quad (9)$$

При обработке вращающимся шлифовальным кругом, можно записать

$$\gamma = \gamma_0 + \int_0^t \omega_k(\tau) d\tau, \quad (10)$$

где  $\gamma_0$  – начальный угол,  $\omega_k(\tau)$  – угловая скорость вращения инструмента.

Сечения плоскостями, перпендикулярными оси рабочей поверхности, для вращающихся инструментов представляют профили, характеризуемые замкнутыми кривыми (рисунок 1), радиус-вектор которых уменьшается с увеличением времени работы инструмента вследствие его износа.

$$R(\gamma, x, \tau) = R(\gamma, x, \tau)|_{\tau=0} - \Delta R(\gamma, x, \tau). \quad (11)$$

Для любого фиксированного угла  $\gamma$  величина износа инструмента зависит от условий контакта этого участка с обрабатываемой поверхностью, определяющих условия протекания процесса износа, и, следовательно, корреляционно связана с величинами исходного радиус-вектора, колебаниями припуска, твердости материала, частотой, амплитудой вибраций в технологической системе. Совокупность этих процессов приводит к появлению как закономерных, так и случайных отклонений в величине износа.

При износе могут протекать как процессы, способствующие выравниванию и сглаживанию рабочей поверхности, так и явления, способствующие увеличению закономерных и случайных отклонений.

Для любого участка рабочей поверхности инструмента радиальный износ определяется скоростью износа  $S_R(\gamma, x, \tau)$

$$\Delta R(\gamma, x, t) = \int_0^t S_R(\gamma, x, \tau) d\tau. \quad (12)$$

Математическое ожидание случайной величины радиального износа вычисляется по математическому ожиданию функции скорости износа на основании свойств линейных операторов

$$M\{\Delta R(\gamma, x, \tau)\} = M\left\{\int_0^t S_R(\gamma, x, \tau) \cdot d\tau\right\} = \int_0^t M\{S_R(\gamma, x, \tau)\} \cdot d\tau. \quad (13)$$

Учитывая, что скорость износа может быть корреляционно связана с формой исходной рабочей поверхности, представим ее в виде функционала от  $\gamma$ , подобного (6), (7):

$$S_R(\gamma, x, \tau) = \bar{S}(x, \tau) + \sum_{i=1}^p [U_{Si} \cdot \cos(\gamma \cdot i) + W_{Si} \cdot \cos(\gamma \cdot i)] + A_{Si}(x, \tau) \cdot \cos[\gamma \cdot i + \Psi_i(x, \tau)]. \quad (14)$$

С учетом (12) определим случайную функцию износа радиус-вектора инструмента как результат интегрирования (6):

$$\Delta R(\gamma, x, t) = \int_0^t \bar{S}(x, \tau) \cdot d\tau + \int_0^t A_{Si}(x, \tau) \cdot \text{Cos}[\gamma \cdot i + \Psi_i(x, \tau)] d\tau + \sum_{i=1}^p \left[ \int_0^t U_{Si} \cdot \text{Sin}(\gamma \cdot i) \cdot d\tau + \int_0^t W_{Si} \cdot \text{Cos}(\gamma \cdot i) \cdot d\tau \right] \quad (15)$$

Интегралы от случайных величин  $U_{Si}$  и  $W_{Si}$  будут новыми случайными величинами  $U_{\Delta Ri}$  и  $W_{\Delta Ri}$ , для которых также справедливы соотношения типа (7).

После подстановки полученных функций исходного радиус-вектора и величин износа в уравнение (11) получим зависимость для вычисления текущего значения радиус-вектора инструмента:

$$R(\gamma, x, \tau) = R_0(x) - \int_0^t \bar{S}(x, \tau) d\tau + A_{Rj}(x) \cdot \text{Cos}[\gamma \cdot j + \Psi_j(x)] - \int_0^t A_{Si}(x, \tau) \cdot \text{Cos}[\gamma \cdot i + \Psi_i(x)] d\tau + \sum_{i=1}^p [(U_{Si} - U_{\Delta Ri}) \cdot \text{Sin}(\gamma \cdot i) + (W_{Si} - W_{\Delta Ri}) \cdot \text{Cos}(\gamma \cdot i)] \quad (16)$$

Здесь случайные компоненты  $i$ -той и  $j$ -той гармоник оставлены под знаком суммы, их анализ выполняется по аналогии с анализом других случайных отклонений.

В состав уравнения (16) введены одна гармоника закономерных составляющих исходного профиля и одна гармоника закономерных составляющих износа инструмента. В общем случае их может быть несколько. Последовательность дальнейшего анализа при этом сохраняется.

Математическое ожидание случайной функции (16) вычисляется как сумма математических ожиданий отдельных слагаемых. Первое слагаемое является случайной величиной, распределенной по закону Гаусса,

$$M\{R_0(x)\} = m_R(x, \tau)|_{\tau=0}.$$

Математическое ожидание второго слагаемого определяется выражением (13), математическое ожидание третьего и четвертого слагаемых за целое число периодов вращения инструмента равны нулю, математическое ожидание пятого слагаемого при тех же соображениях для случаев равномерного износа инструмента также равно нулю. Таким образом,

$$M\{R(\gamma, x, t)\} = m_R(x, \tau)|_{\tau=0} - \int_0^t m_S(x, \tau) d\tau. \quad (17)$$

Для вычисления корреляционной функции разобьем правую часть уравнения (16) на несколько независимых между собою комплексов.



Первый комплекс включает первое и второе слагаемые и определяет средний радиус-вектор в момент времени  $t$ .

В силу того, что изменение радиус-вектора по отношению к его абсолютной величине за период стойкости инструмента, как правило, незначительно и не может существенно повлиять на процесс формирования синусоидальных и случайных отклонений профиля рабочей поверхности инструмента, величина дисперсии для первого комплекса

$$\begin{aligned} K_{1,R}(\gamma_1 - \gamma_2) \Big|_{\gamma_1=\gamma_2} &= M \{ [R_0(x) - m_r(x)] \cdot [\bar{S}(x,t) - m_S(x,t)] \} \cong \\ &\cong \sigma_{R_0(x)}^2 + D \cdot [\Delta R_0(x, \tau)]. \end{aligned} \quad (18)$$

Второй комплекс включает третье и четвертое слагаемые. Их корреляционная функция вычисляется как математическое ожидание центрированных величин от аргумента  $\gamma_1$  и  $\gamma_2$ :

$$\begin{aligned} K_{2,R}(\gamma_1 - \gamma_2) &= M \{ [(A_j(x) \cdot \text{Cos}(j \cdot \gamma_1 + \Psi_j(x)) - \\ &- \int_0^t A_{S,i}(x, \tau) \cdot \text{Cos}(i \cdot \gamma_1 + \Psi_i(x, \tau)) d\tau] \times \\ &\times [A_j(x) \cdot \text{Cos}(j \cdot \gamma_2 + \Psi_j(x)) - \\ &- \int_0^t A_{S,i}(x, \tau) \cdot \text{Cos}(i \cdot \gamma_2 + \Psi_i(x, \tau)) d\tau] \} = \\ &= M \{ A_j^2(x) \cdot \text{Cos}(j \cdot \gamma_1 + \Psi_j(x)) \cdot \text{Cos}(j \cdot \gamma_2 + \Psi_j(x)) - \\ &- A_j(x) \times \text{Cos}(j \cdot \gamma_1 + \Psi_j(x)) \cdot \int_0^t A_{S,i}(x, \tau) \cdot \text{Cos}(i \cdot \gamma_2 + \Psi_i(x, \tau)) d\tau - \\ &- \int_0^t A_{S,i}(x, \tau) \cdot \text{Cos}(i \cdot \gamma_1 + \Psi_i(x, \tau)) d\tau \times A_j(x) \cdot \text{Cos}(j \cdot \gamma_2 + \Psi_j(x, \tau)) + \\ &+ \int_0^t A_{S,i}(x, \tau) \cdot \text{Cos}(i \cdot \gamma_1 + \Psi_i(x, \tau)) d\tau \times \int_0^t A_{S,i}(x, \tau) \cdot \text{Cos}(i \cdot \gamma_2 + \Psi_i(x, \tau)) d\tau \}. \end{aligned} \quad (19)$$

Будем считать, что фазовые углы  $\Psi_j$  и  $\Psi_i$  распределены равномерно на интервале от 0 до  $2 \cdot \pi$ :

$$f(\Psi_i) = \begin{cases} 0 & \forall \Psi_i < 0 \\ \frac{1}{2\pi} & \forall 0 \leq \Psi_i < 2\pi \quad \forall i = 1, \dots, p \\ 0 & \forall \Psi_i > 2\pi \end{cases} \quad (20)$$

Для условий (20) первое слагаемое из (19) приобретает вид:

$$K_{2,R}(\gamma_1 - \gamma_2) = M \{ [A_j^2(x) \cdot \text{Cos}(j \cdot \gamma_1 + \Psi_j(x, \tau)) \cdot \text{Cos}(j \cdot \gamma_2 + \Psi_j(x, \tau))] = (21)$$

$$= \frac{A_j^2(x)}{2} \int_0^{2\pi} \text{Cos}(j \cdot \gamma_1 + \Psi_j(x, \tau)) \cdot \text{Cos}(j \cdot \gamma_2 + \Psi_j(x, \tau)) \cdot f(\psi_j) d\Psi_j = \frac{A_j^2(x)}{2} \text{Cos}(j \cdot (\gamma_2 - \gamma_1)).$$

Аналогічно определяется последнее слагаемое (19) при  $\Psi_i$ , не зависящем от  $\tau$

$$\begin{aligned} M\left\{\int_0^t A_{S,i}(x, \tau) \text{Cos}(i \cdot \gamma_1 + \psi_i) d\tau \times \int_0^t A_{S,i}(x, \tau) \cdot \text{Cos}(i \cdot \gamma_2 + \psi_i) d\tau\right\} = \\ = \frac{\text{Cos}(i \cdot (\gamma_2 - \gamma_1))}{2} \left[\int_0^t A_{S,i}(x, \tau) \cdot d\tau\right]^2 \end{aligned} \quad (22)$$

Математическое ожидание второго и третьего слагаемого уравнения (19) могут быть определены, если известна корреляционная или функциональная связь между гармоническими отклонениями в профиле инструмента и его износа.

Рассмотрим несколько наиболее часто встречающихся на практике случаев.

Если начальная фаза гармоник износа  $\Psi_i$  не зависит от начальной фазы  $\Psi_j$ , то математическое ожидание второго и третьего слагаемых равны нулю.

В этом случае

$$K_{2,R}(\gamma_1 - \gamma_2) = \frac{A_j^2(x)}{2} \text{Cos}(j \cdot (\gamma_2 - \gamma_1)) + \frac{\text{Cos}(i \cdot (\gamma_2 - \gamma_1))}{2} \left[\int_0^t A_{S,i}(x, \tau) d\tau\right]^2. \quad (23)$$

Если процессы имеют одинаковые частоты и отличаются только по фазе, т.е.  $i = j$  и  $\Psi_i = \Psi_j + \alpha_\psi$ , то математическое ожидание второго и третьего слагаемых для (19) вычисляются

$$\begin{aligned} M\left\{A_j(x) \cdot \text{Cos}(j \cdot \gamma_1 + \psi_j) \cdot \text{Cos}(j \cdot \gamma_2 + \Psi_j + \alpha_\psi) \cdot \int_0^t A_{S,i}(x, \tau) d\tau + \right. \\ \left. + A_j(x) \cdot \text{Cos}(j \cdot \gamma_2 + \Psi_j) \cdot \text{Cos}(j \cdot \gamma_1 + \Psi_j + \alpha_\psi) \cdot \int_0^t A_{S,i}(x, \tau) d\tau\right\}_\gamma = \\ = \frac{A_j(x)}{4} \cdot \int_0^t A_{S,i}(x, \tau) d\tau \cdot \int_0^{2\pi} [\text{Cos}(j \cdot (\gamma_1 - \gamma_2) - \alpha_\psi) + \\ + \text{Cos}((\gamma_1 + \gamma_2) \cdot j + 2\Psi_j + \alpha_\psi) + \text{Cos}(j \cdot \gamma_2 - j \cdot \gamma_1 - \alpha_\psi) + \\ + \text{Cos}(j \cdot \gamma_2 + j \cdot \gamma_1 + 2\Psi_j + \alpha_\psi)] \cdot f(\Psi_i) d\Psi_j = \\ = A_j(x) \cdot \text{Cos}[j \cdot (\gamma_2 - \gamma_1)] \cdot \text{Cos}(\alpha_\psi) \cdot \int_0^t A_{S,i}(x, \tau) d\tau. \end{aligned}$$

Последнее слагаемое (16) при выполнении условия (20) для каждой гармоники определит составляющие третьего комплекса:

$$M\{A_k \cdot \text{Cos}[\gamma_1 \cdot k + \Psi_k] \cdot A_k \cdot \text{Cos}[\gamma_2 \cdot k + \Psi_k]\} = \frac{A_{0k}^2 + D\{A_k\}}{2} \text{Cos}(k \cdot (\gamma_2 - \gamma_1)). \quad (24)$$

При условиях (20) и распределении амплитуд  $A_k$  по закону Релея, энергетический спектр, представленный составляющими (24) определится как

$$K_{3,R}(\gamma_2 - \gamma_1) = \sum_{k=1}^p \frac{A_{0k}^2 + D\{A_k\}}{2} \cdot \text{Cos}(k \cdot (\gamma_2 - \gamma_1)). \quad (25)$$

Учитывая независимость рассмотренных комплексов вычислим корреляционную функцию суммированием корреляционных функций отдельных составляющих

$$\begin{aligned} K_R(\gamma_2 - \gamma_1) = & \sigma_p^2(x) + D\{\Delta R_0(x, \tau)\} + \left\{ \frac{1}{2} A_j^2(x) + \frac{1}{2} \left[ \int_0^t A_{Sj}(x, \tau) d\tau \right]^2 - \right. \\ & \left. - A_j(x) \cdot \text{Cos}(\alpha_\psi) \cdot \int_0^t A_{Sj}(x, \tau) d\tau \right\} \cdot \text{Cos}[j \cdot (\gamma_2 - \gamma_1)] + \\ & + \sum_{k=1}^p \frac{A_{0k}^2 + D\{A_k\}}{2} \cdot \text{Cos}(k(\gamma_2 - \gamma_1)). \end{aligned} \quad (26)$$

Для вышеуказанных наборов условий корреляционная функция (26) представляет собой аддитивные комплексы, что позволяет определять спектральную плотность суммой спектральных плотностей для каждой из компонент.

Дисперсия случайной величины радиус-вектора рабочей поверхности определяется, если в (26) принять  $\gamma_1 = \gamma_2$ :

$$\begin{aligned} K_R(\gamma_2 - \gamma_1) = & \sigma_p^2(x) + D\{\Delta R_0(x, \tau)\} + \frac{1}{2} A_j^2(x) + \frac{1}{2} \left[ \int_0^t A_{Sj}(x, \tau) d\tau \right]^2 - \\ & - A_j(x) \cdot \text{Cos}(\alpha_\psi) \cdot \int_0^t A_{Sj}(x, \tau) d\tau + \sum_{k=1}^p \frac{A_{0k}^2 + D\{A_k\}}{2}. \end{aligned} \quad (27)$$

При анализе случайных компонент уравнения (26) для  $k$ -ой гармоники в работе [3] предложена зависимость

$$K_{3,R}(\gamma_2 - \gamma_1) = D_0 \cdot \exp(-\alpha_k \cdot \omega_k \cdot \tau) \cdot \text{Cos}(k \cdot (\gamma_2 - \gamma_1)), \quad (28)$$

где  $D_0$  - дисперсия высот неровностей рельефа круга  $k$ -ой гармоники,  $\alpha_k$  - эмпирический коэффициент, учитывающий изменение дисперсии за период стойкости инструмента. Для процесса плоского шлифования  $\alpha$ , как правило, меньше нуля. На основании функций (26) – (28) могут быть построены их спектральные представления, определяемые как преобразованием Фурье:

$$S_{ex}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} K_R(\gamma) \cdot \exp(-j \cdot \pi \cdot \omega) d\gamma. \quad (29)$$

Для аддитивних корреляционных функций оператор (29) является линейным, что позволяет строить покомпонентные представления их спектров и анализировать установившуюся реакцию технологической системы (5) на отдельные компоненты возмущения.

Пример графика спектральных характеристик случайной составляющей отклонений профиля инструмента (28) и квадрата модуля частотных характеристик системы (5) приведены на рисунках 2 и 3.

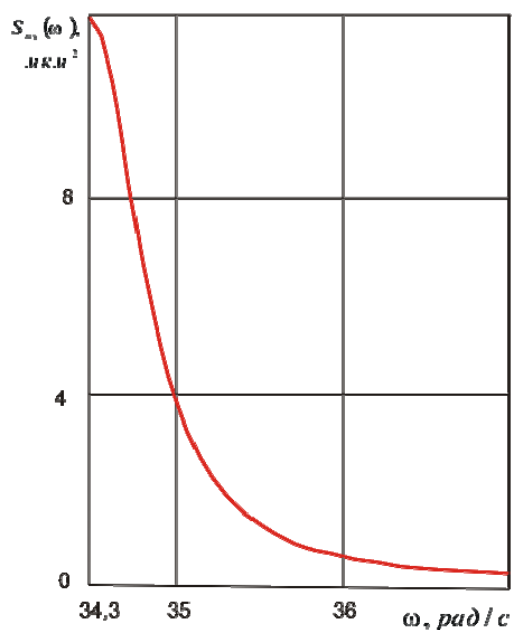


Рисунок 2 – Влияние частоты  $\omega$  на спектральную характеристику случайной составляющей отклонения профиля инструмента

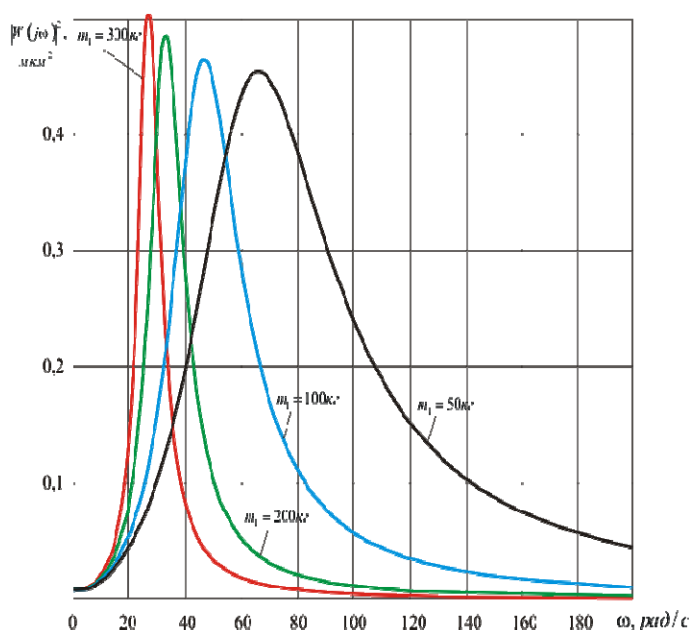


Рисунок 3 – зависимости квадратов модулей передаточной функции от частоты для разных значений  $m_1$

Спектральные характеристики вынужденных колебаний центра шлифовального круга, определяемые влиянием случайного процесса отклонений профиля инструмента при взаимодействии его с заготовкой в ходе технологического процесса шлифования, определяются, например [3], по известной зависимости

$$S_{вых}(\omega) = S_{ex}(\omega) \cdot |W_{TC}(j\omega)|^2, \quad (30)$$

где  $|W_{TC}(j\omega)|^2$  – квадрат модуля передаточной функции динамических характеристик технологической системы (5),

$S_{ex}(\omega)$  – спектральное представление отклонения профиля инструмента, определяемое как преобразование Фурье корреляционных функций, построенных на базе (29)

Подобные спектры характеризуют частотное распределение энергий вынужденных колебаний технологической системы возбуждаемой случайной составляющей отклонений профиля инструмента.

Приведенные результаты показывают нелинейный характер зависимости интенсивности колебаний элементов ТС, на которые воздействуют случайные отклонения профиля инструмента от приведенной массы шлифовального круга и шлифовальной бабки.

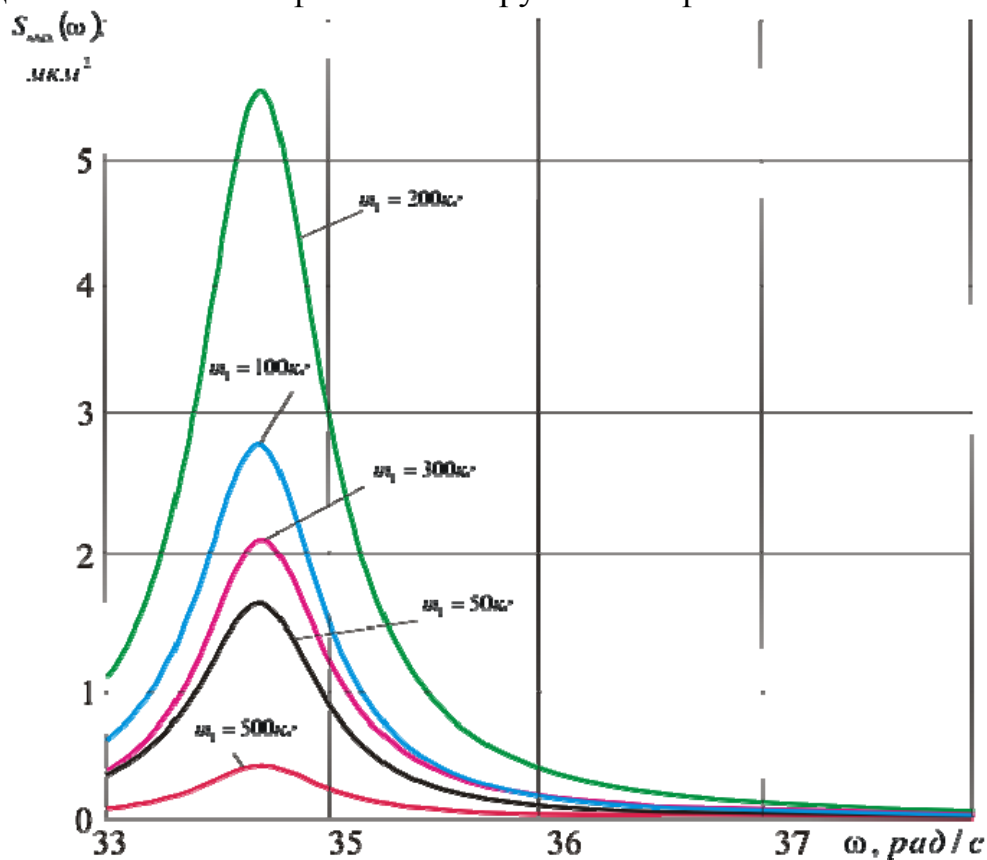


Рисунок 4 – Энергетический спектр колебаний центра инструмента вызываемый случайными отклонениями профиля шлифовального круга

Перспективы дальнейшего развития полученных результатов заключаются в их применении для выбора проектных решений и оценке характеристик технологических систем шлифования и оптимизации параметров обработки для существующих комплексов.

### Литература

- 1 Новоселов Ю.К. Динамика формообразования поверхностей при абразивной обработке.- Изд-во Саратов. ун-та, 1979.- 232 с.
- 2 Корчак С.Н. Производительность процесса шлифования стальных деталей. - М.: Машиностроение, 1974. - 280 с
- 3 Братан СМ Экспериментальные исследования случайных размерных параметров шлифовального круга и построение аналитических зависимостей для оценки влияния его рельефа на входные шумы операции шлифования // Нові матеріали і технології в металургії: Научний журнал ЗДТУ. - Запоріжжя, 2000г.- Вип.1- С.83-86.

УДК 621.9: 629.735.33

**Глоба А.В., Шевченко О.А.**  
НТУУ «КПІ», НАУ, г. Киев, Украина

## **ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЯ РАССЛОЕНИЯ ПРИ СВЕРЛЕНИИ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ**

*The method of determination of an axial force of delamination beginning at drilling of plates from polymeric composite materials without substrate is proposed. On the base of taken experimental results the efficiency of a represented method for optimization of the cutting tool geometry and cutting modes is shown.*

### ***Введение***

Современные конструкции в промышленности, строительстве на транспорте и даже в спорте все чаще изготавливаются из полимерных композиционных материалов (ПКМ), которые имеют высокую удельную прочность, жесткость и стойкость к воздействию окружающей среды. Одним из основных методов обработки элементов из ПКМ является сверление. При отсутствии подложки с противоположной стороны пластины при сверлении может возникнуть расслоение материала и растрескивание между волокнами в слоях ПКМ. Таким образом проведение процесса сверления с минимальными повреждениями материала у отверстий является важной научно-технической проблемой. С данной проблемой сталкиваются также при проведении ремонтов элементов из ПКМ для поддержания их в работоспособном состоянии на протяжении длительного срока службы изделия.

### ***Общие положения***

В работе [1] был разработан общий подход к проблеме исследования расслоения пластин из слоистых квазиизотропных композиционных материалов на основе предложенной модели, схема которой приведена на рис.1. Здесь  $H$  – это толщина слоистой пластины из ПКМ,  $h$  – толщина слоя под сверлом, а  $r$  и  $a$  – радиусы сверла и расслоения материала, соответственно. Используя уравнение энергетического баланса для части пластины под сверлом было получено критическое значение осевой силы  $F_p$  развития расслоения в таком виде:

$$F_p = \pi \sqrt{32 M G_{1c}}, \quad (1)$$

Здесь  $G_{1c}$  – критическая интенсивность освобождения энергии деформации при нормальном отрыве (I тип), а  $M$  – цилиндрическая жесткость изотропной пластины, которая определяется по формуле  $M = E h^3 / [12 (1 - \nu^2)]$ ,

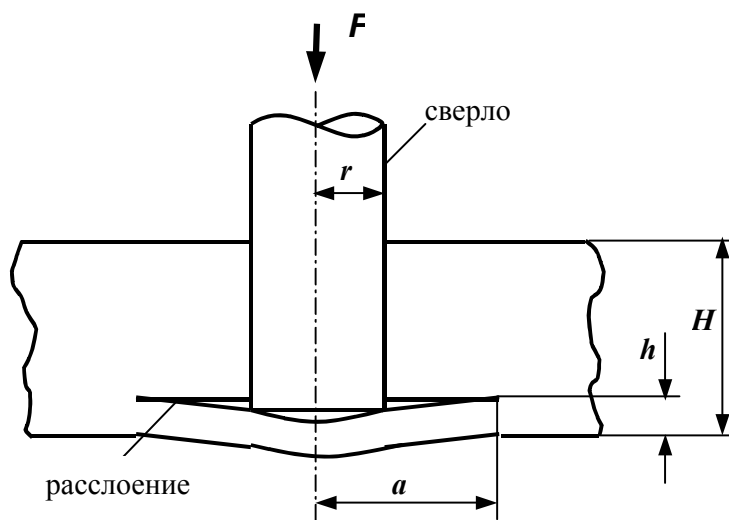


Рисунок 1 – Схема модели

где  $E$  – модуль упругости,  $\nu$  – коэффициент Пуассона для данного материала.

Подставляя значение цилиндрической жесткости  $M$  в (1), имеем:

$$F_p = \pi \sqrt{\frac{8 G_{lc} E h^3}{3 (1 - \nu^2)}}. \quad (2)$$

Данный подход был развит и использован для проведения многочисленных и разносторонних экспериментальных исследований в диссертационной работе [2]. Аналогичный подход к определению значения осевой силы начала развития расслоения был использован в работе [3] для анализа расслоений при сверлении однонаправленных ПКМ. Для определения критического значения осевой силы для однонаправленных ортотропных волокнистых композитов была получена подобная формуле (2) зависимость

$$F_p = \pi \sqrt{\frac{8 G_{lc} E_2 h^3}{3 (1 - \nu_{21}^2)}}, \quad (3)$$

где  $E_2$  – модуль упругости в направлении волокон, а  $\nu_{21}$  – меньший коэффициент Пуассона.

Для ПКМ с различной степенью анизотропии возможны следующие варианты расслоений со стороны, противоположной входу сверла. В квазиизотропном композите выпучивание материала при сверлении без подложки имеет сферическую форму в сечении при правильной окружности в плане, в однонаправленных ПКМ, которые являются сильноанизотропным, отслоения происходят вдоль направления волокон с возможными поперечными растрескиваниями, и, наконец в ортотропном ПКМ возможная форма выпучивания имеет сферическую эллипсоидную в плане форму, которая вытянута в направление с большей жесткостью материала.

### Основная часть

В процессе сверления ПКМ передняя кромка сверла действует на оставшуюся часть материала с некоторой силой, которая может вызвать отслоение, особенно при отсутствии подложки. Вероятность отслоения существенно возрастает при уменьшении толщины  $h$  оставшейся части (слоя) ПКМ. Режущие кромки сверла в процессе резанья дополнительно являются инициаторами данного расслоения. Величина осевой силы, которая стремится отслоить оставшуюся часть материала зависит от формы режущей кромки и величины трения между сверлом и материалом.

На расслоение материала при сверлении существенное влияние оказывает распределение сил в зоне резанья. На рис. 2 представлена схема сил действующих на спиральное сверло, из схемы видно, что радиальная сила  $P_y$  не оказывает влияние на расслоение материала, тангенциальная сила  $P_z$  при обработке КМ необходимо учитывать, когда исследуется



Рисунок 2 – Схема сил действующих на спиральное сверло

крутящий момент и момент трения при упругом восстановлении обрабатываемого материала. Для исследования расслоения материала при сверлении необходимо учитывать осевую силу  $P_o$ , которая является суммой сил подачи, действующих на главной режущей кромке  $P_x$  и поперечной режущей кромки  $P_{xp}$  (зависит от метода заточки). На величину  $P_o$  влияет угол наклона канавки сверла. Угол наклона винтовой канавки находится в непосредственной связи с углом заострения и углом резания. Увеличение угла резания влечет за собой увеличение сопротивлению резания. Существенное влияние на осевое усилие оказывает перемычка, с ее увеличением сопротивление резанию увеличивается однако большое уменьшение перемычки может привести к ее смятию. Так как обработка ПКМ связана с большим

абразивным износом инструмента, то затупление сверла в месте соединения фаски с режущей кромкой ведет к резкому возрастанию осевого усилия и крутящего момента.

При сверлении композиционных материалов, слои композиционного материала, которые попадают под режущую кромку поддаются местной деформации на изгиб, которая является причиной расслоения материала



вокруг отверстия. Не трудно предположить, что расслоение потребует небольшого осевого усилия особенно, когда значение толщина не срезанного слоя останется незначительная, в результате чего на выходе материала будет наблюдаться расслоение материала. При врезании сверла в материал под действием перемычки, которая имеет отрицательный передний угол, и режущего лезвия, которое возле оси сверла имеет небольшой передний угол возможно явление вспучивание (расслоение) материала. Явление расслоение материала влияет на качество обрабатываемых отверстий, поэтому это явление должно быть смоделировано как в виде экспериментов, так и рассчитано аналитически. Теоретическое определение осевого усилия, которое вызывает расслоение материала по формулам (1) и (2), является чрезвычайно сложной задачей. В данные и подобные им формулы входят достаточно сложно определяемые механические характеристики, особенно относительно слоя материала, который отслаивается, поэтому предложена методика экспериментального определения осевой отслаивающей силы.

Для определения усилия вызывающего расслоение материала была разработана установка, представленная на рис. 3. Данная установка включает: нагружающее устройство с пуансоном, динамометр для измерения приложенного усилия, модернизированный профилометр и компьютер для анализа и представления результатов эксперимента.



*а)*



*б)*

Рисунок 3 – Измерительная установка  
*а)* общий вид; *б)* зона испытания образца

Суть метода, который реализован на установке заключается в определении на исследуемом образце усилия возникновения расслоение композиционного материала. Контроль поверхности образца в эксперименте осуществляется с помощью модернизированного профилометра мод. 296, разработанного на кафедре инструментального производства НТУУ «КПИ».

Пуансон – нагружатель для реализации данного метода предлагается

3-х видов, которые отличаются местом и характером воздействия на обрабатываемый материал (см. рис. 4). Данные виды законцовок пуансона моделируют различные возможные формы режущей кромки свёрел и позволяют более точно имитировать их влияние при испытаниях.

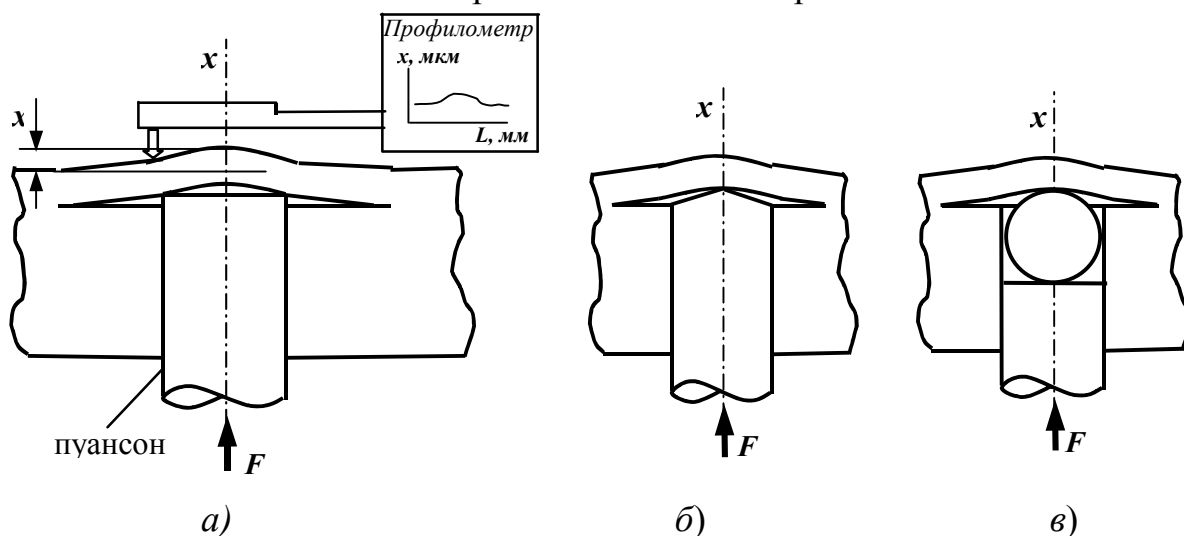


Рисунок 4 – Виды законцовок пуансона:  
а) плоская; б) коническая; в) круглая

Сила, при которой начинается расслоение в данных испытаниях, определяется следующим образом. Эксперимент начинается с того, что иглой профилометра проводим по поверхности не нагруженного образца. Полученные данные передаются на компьютер, на котором фиксируются неровности поверхности. На втором этапе производится нагружение образца силой, величина которой контролируется динамометром, после чего профилометр снова снимает неровность поверхности. Потом нагрузка снимается и опять определяется неровность поверхности, если исследуемая поверхность приняла исходное (не деформированное) положение, значит расслоение не произошло. Если контур поверхности изменился, то значение нагрузки характеризует величину осевой силы, которую надо приложить для того, чтобы произошло расслоение материала. Кроме того, по профилю поверхности мы можем определить величину подрастания расслоения (трещины).

Для апробации предложенного метода испытаний и проверки работоспособности установки был выбран плоский образец из квазиизотропного углепластика длиной 70 мм, шириной 40мм и толщиной 3,5 мм с отверстием диаметром 3 мм на его оси и оставшейся толщиной 0,5 мм (около 4 слоев). Диаграммы поверхностей испытанного образца в нагруженном состоянии и после снятия нагрузки представлены на рис. 5.

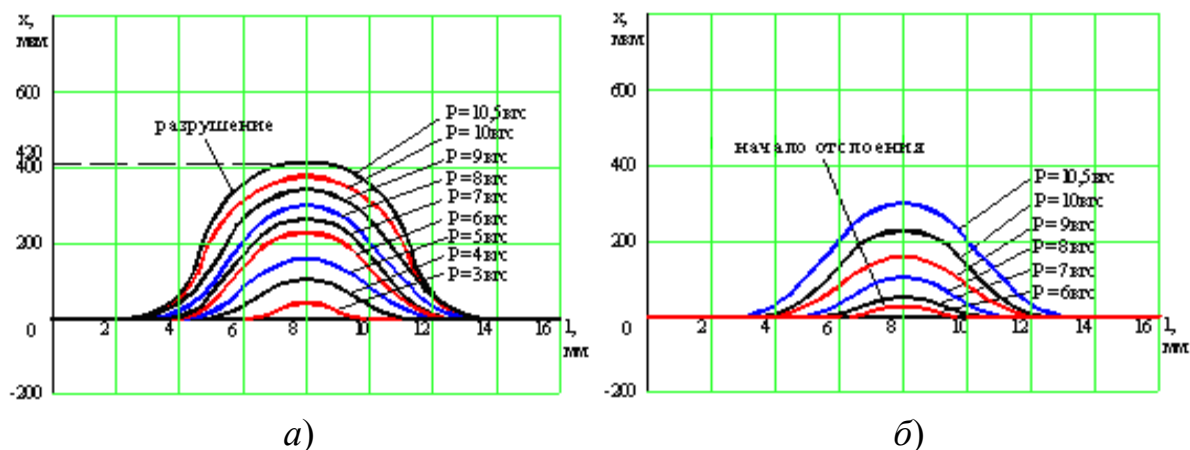


Рисунок 5 – Виды выпуклости для диаметра 3 мм  
 а) нагруженное состояние; б) после снятия нагрузки

### Выводы

В работе предложен метод испытаний образцов из ПКМ для определения осевого усилия расслоения, предложены 3 вида законцовок пуансона – нагрузителя, которые имитируют различные поверхности режущего инструмента. Собрана экспериментальная установка, позволяющая реализовать данный метод, и представлены полученные результаты испытаний.

Знание критической силы, вызывающей расслоение ПКМ, позволит проектировать сверла оптимальной формы, то-есть выбрать такую геометрию подточки перемычки, угол наклона винтовой канавки, главный угол в плане и геометрию переднего и заднего углов, которые позволят вести обработку без накладки и без подкладки не вызывая расслоения материала. Кроме того, знание величину критической осевой силы, даст возможность назначить рациональные режимы резания.

На величину усилия расслоения оказывает влияние характеристики и направление армирования ПКМ а также диаметр отверстия и остаточная толщина материала под сверлом. Так для приведенного в работе образца из квазиизотропного углепластика с диаметром отверстия 3 мм и оставшейся толщиной 0,5 мм (около 4 слоев) усилие расслоения составило 6 кгс (58,9 Н). При усиллии 10,5 кгс (103,0 Н) произошло разрушение материала.

### Литература

- 1 Hocheng H., Dharan C.K.H. Delamination During Drilling in Composite Laminates - Machining Composite, ed. by M. Taya and M. Ramulu, 1988, MD – Vo.12/PED – Vol.35, ASME, P. 39 – 47.
- 2 Ozaki M. Supervisory Control of Drilling of Composite Materials, Ph.D. Dissertation, Department of Mechanical Engineering. University of California, Berkeley, 2000, p. 156.
- 3 Sedlacek J., Humar A. Analysis of Fracture Mechanisms and Surface Quality in Drilling of Composite Materials. – Strength of Materials, 2008, 1. P. 48–51.

УДК 621.9

**Рогов В.А., Соловьев В.В., Елин А.В., Шкарупа М.И., Демидов Н.Н.**  
РУДН, г. Москва, Россия

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕЖИМОВ ОБРАБОТКИ СИНТЕГРАНА НА ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ**

*The mathematical model of determination of value of roughness depending on the cutting conditions of sintegran was developed and realized.*

### ***Введение***

В настоящее время в машиностроении все большее распространение приобретает композиционный материал - синтегран. Он обладает рядом преимуществ перед традиционными конструкционными материалами – сталью и чугуном:

- высокую коррозионную стойкость;
- высокие демпфирующие свойства;
- не проводит электрический ток;
- технологичен в изготовлении и т.д.

Однако особенности чистовой обработки синтеграном резанием недостаточно изучены. Процесс обработки таких материалов похож на процесс поверхностного разрушения, поэтому представляет научный и практический интерес исследования механики процесса разрушения в зоне контакта с режущим инструментом. Знание параметров этого процесса поможет правильно выбирать режимы резания, обеспечивающие необходимую шероховатость обрабатываемой поверхности.

### ***Основная часть***

В работе были проведены экспериментальные исследования физико-механических характеристик синтегранов, которые приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Физико-механические характеристики синтегранов

Характеристики	Значения
Прочность при сжатии, МПа;	180 ... 200
Прочность при изгибе, МПа	32 ... 36
Модуль упругости при изгибе, $10^4$ МПа	4,5 ... 5,5
Плотность, г/см <sup>3</sup>	2,4 ... 2,7
Логарифмический декремент колебания	0,06 ... 0,08
Коэффициент Пуассона	0,25 ... 0,4

Обработка проводилась на станке модели 3Д642Е алмазным кругом 12А2-20 150x10x2x32 АС6 100/80 без подачи смазывающе-охлаждающей жидкости (СОЖ).

Для проведения однофакторных экспериментов исходные данные по режимам резания представлены в таблице 2.

Таблица 2 – Исходные данные для проведения экспериментов

№ эксперимента	1	2	3	4
Постоянные факторы	$V=15$ м/сек	$V=21$ м/сек	$V=39$ м/сек	$t=0.01$ мм
Переменные факторы	$t_1=0.01$ мм $t_2=0.02$ мм $t_3=0.03$ мм $t_4=0.04$ мм $t_5=0.05$ мм	$t_1=0.01$ мм $t_2=0.02$ мм $t_3=0.03$ мм $t_4=0.04$ мм $t_5=0.05$ мм	$t_1=0.01$ мм $t_2=0.02$ мм $t_3=0.03$ мм $t_4=0.04$ мм $t_5=0.05$ мм	$V_1=15$ м/сек $V_2=21$ м/сек $V_3=29$ м/сек $V_4=39$ м/сек

После обработки синтеграна и применения к этой обработке многофакторного метода проведения экспериментов получил следующую поверхность отклика, рис. 1.

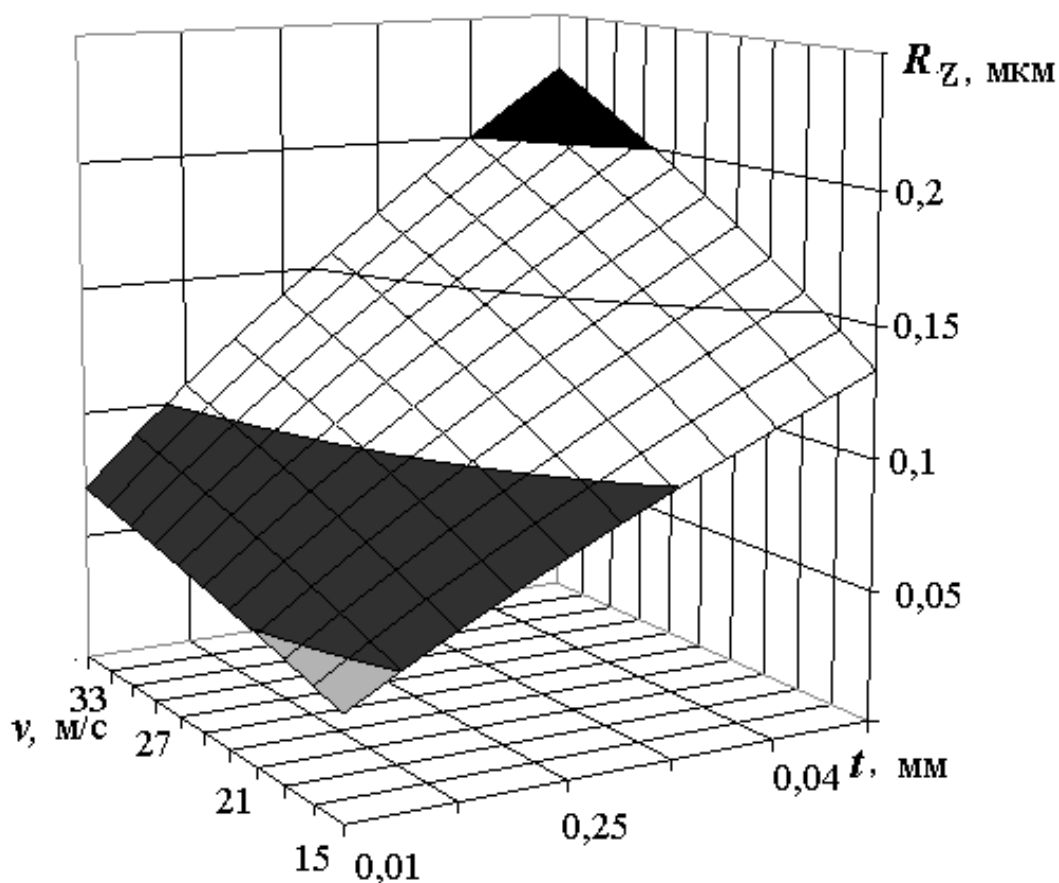


Рисунок 1 – Поверхность отклика, построенная после многофакторного эксперимента на синтегрane

Эта поверхность показывает, что на определенной глубине резания значение шероховатости возрастает при увеличении скорости резания. Так же при постоянной скорости резания при увеличении глубины резания шероховатость возрастает.

В работе была разработана и реализована математическая модель определения значения шероховатости  $R_z$  в зависимости от режимов резания. Для упрощения расчетов, в среде Visual Studio 2005, была написана оригинальная программа, которая работает по ниже представленным математическим выражениям.

$$R_z = 3 \sqrt{\frac{[9 \cdot P^2 \cdot (1 - \mu^2)]^2}{16 \cdot R_{аб} \cdot E^2}}, \quad (1)$$

где  $\mu$  – коэффициент Пуассона;  $E$  – модуль упругости, МПа;  $R_{аб}$  – радиус абразивного зерна, мкм.

Чтобы рассчитать  $R_z$  после шлифования необходимо определить величину силы  $P$  приходящейся на единичное зерно.

$$P = \frac{P_x}{S_{кон} \cdot n_p}, \quad (2)$$

где  $P_x$  – сила действующая на площадь контакта  $H$ ;  $S_{кон}$  – площадь контакта режущей кромки круга с заготовкой, мм<sup>2</sup>;  $n_p$  – количество режущих зерен на единице площади, 1мм<sup>2</sup>.

Для определения силы  $P$  используется формула (3)

$$P = 3.72 \cdot C_z \cdot R \cdot t \cdot \frac{S}{V_k} \quad (3)$$

где  $C_z$  – постоянный коэффициент, зависящий от свойств обрабатываемого материала (для синтетрана  $C_z=180...200$ ), МПа;  $R$  – радиус круга

$$n_p = \frac{n_s}{5} \quad (4)$$

где  $n_v$  – количество абразивных зерен в единице объема  $V=1$  мм<sup>3</sup>

$$n_v = \frac{10^9}{V_3 \mu_c} \quad (5)$$

где  $V_3$  – объем зерна, мкм<sup>3</sup>;  $\mu_c = 400/k$  – коэффициент, учитывающий заполнение связкой при  $k$  (концентрация алмаза в инструменте, %).

Будем считать, что абразивное зерно имеет форму эллипса. Тогда объем абразивного зерна будет рассчитываться по формуле (6).

$$V_3 = \frac{4\pi b_1^2 b_2}{3}, \quad (6)$$

где  $b_1$  и  $b_2$  – длины малой и большой оси эллипсоида соответственно, мкм.

Подставив выражение (6) в формулу (5)

$$n_v = \frac{3 \cdot 10^7 \cdot k}{16 \cdot \pi \cdot b_1^2 \cdot b_2} \quad (7)$$

Количество абразивных зерен на площади  $S = 1 \text{ мм}^2$  рассчитывается по формуле

$$n_S = \sqrt[3]{n_v^2} . \quad (8)$$

Подставив выражение (7) в (8) получаем:

$$n_S = \sqrt[3]{\left[ \frac{3 \cdot 10^7 \cdot k}{16 \cdot \pi \cdot b_1^2 \cdot b_2} \right]^2} . \quad (9)$$

Окончательно подставив данные в формулу (4) получаем число зерен участвующих в резании.

$$n_P = \frac{\sqrt[3]{\left[ \frac{3 \cdot 10^7 \cdot k}{16 \cdot \pi \cdot b_1^2 \cdot b_2} \right]^2}}{5} \quad (10)$$

Подставив выражения (3) и (10) в формулу (2) получаем:

$$P = \frac{16 \cdot C_z \cdot R \cdot t \cdot \frac{S}{V_K}}{S_{\text{кон}} \cdot \sqrt[3]{\left[ \frac{3 \cdot 10^7 \cdot k}{16 \cdot \pi \cdot b_1^2 \cdot b_2} \right]^2}} \quad (11)$$

Для более удобного использования программы, ей был присвоен дружелюбный интерфейс в виде вкладок.

Во вкладке «Параметры круга» вводятся все данные круга. Такие как диаметр, ширина режущей кромки, толщина режущего слоя, средние размеры зерна, относительная концентрация алмаза.

Во вкладке «Параметры материала» вводятся значения модуля упругости, коэффициент Пуансона, пределы прочности при сжатии и растяжении, плотность материала и логарифмический декремент колебания.

В «Схеме контакта», рисунок 2, необходимо выбрать какая схема контакта инструмента с заготовкой будет при обработке и приблизительные линейные размеры, показанные на схеме и нажать кнопку «Выбрать».

Желательно выбирать схемы Е, Ж, З, так как в этих схемах наименьший изгибающий момент, действующий на шпиндель станка, что в свою очередь обеспечивает более точную геометрию получаемой поверхности.

Во вкладке «Режимы резания» вводятся предполагаемые режимы резания: глубина резания, число оборотов шпинделя и продольная подача. После того, как все поля заполнены, нажимаем кнопку «Рассчитать».

Программа выдает окно результата «Congratulation» в котором представлен расчет шероховатости  $R_z$ .

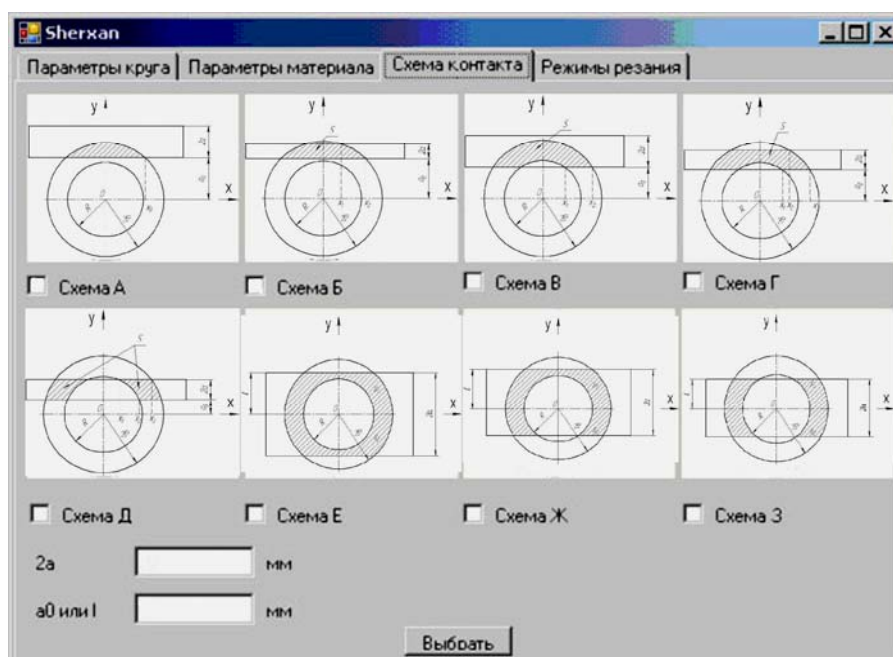


Рисунок 2 - Вкладка программы «Схема контакта»

Проведя каждый расчет, значение  $R_z$  вносится в таблицу, по результатам которой строится поверхность отклика (рисунок 7).

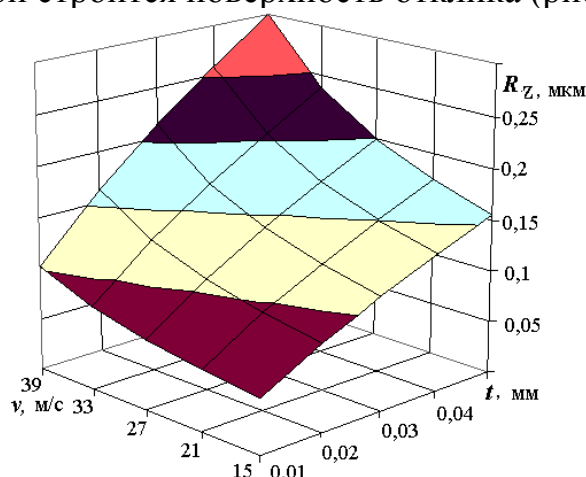


Рисунок 3 - Поверхность отклика, построенная по результатам программы для синтеграна.

Данная программа показывает, что с увеличением скорости резания, но при одной и той же глубине резания, происходит возрастание значения шероховатости. И при увеличении глубины резания и постоянной скорости так же происходит возрастание значений шероховатости. Что подтверждают экспериментальные данные.

Данная математическая модель позволяет экономить время и средства, поскольку позволяет получить значение шероховатости материалов в зависимости от режимов резания. Сравнивая, рисунки 2 и 7 видим, что погрешность вычислений, по синтеграну составила порядка 12,5%.

#### Литература

- 1 Пух В.П. Прочность и разрушение стекла – Л.: Наука, 1973. – 156 с.



УДК 621.902

**Кравченко Ю.Г.**

НМАУ, г. Днепропетровск, Украина

## **ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА ТОЧЕНИЯ НА ВЕРОЯТНОСТЬ НЕРАЗРУШЕНИЯ РЕЖУЩЕЙ КРОМКИ ПСТМ**

*These was established the essence of the probability of tool's cutting edge indestruction and a structure conclusion of multiple-factor dependence is given. The influence of parameters of cutting regime and geometry of edge of hardened steel and white cast iron while turning by cutters from superhard materials is identified.*

### **Введение**

Эффективность процесса резания наиболее полно обеспечивается оптимизацией условий обработки на основе математической модели с экономической целевой функцией, достоверность результатов которой возрастает с увеличением количества управляемых (переменных) параметров и оценочных показателей процесса.

Вероятность неразрушения (ВН) режущей кромки лезвия  $P_T=1-F_T$  ( $F_T$  – относительная частота внезапных отказов за период стойкости  $T$ ) служит одним из важных эксплуатационных показателей режущего инструмента (РИ) как относительная характеристика сопротивления хрупкому разрушению лезвия и совершенствует систему технических ограничений оптимизационной модели процесса резания [1, 2]. Точечная статистическая оценка ВН как функции одного из параметров процесса резания  $x$  (подача  $S$ , передний угол  $\gamma$ , износ по задней поверхности лезвия  $h$ , твердость обрабатываемого материала  $H$  и др.) вычислялась по формуле  $P_x=1- m/n$ , где  $n$  – общее количество испытаний (объем выборки);  $m$  – число случаев разрушений (выкрашиваний) режущей кромки за период стойкости  $T$  (число внезапных отказов на отрезке времени от 0 до  $T$ ). Число отказов из категории случайной убыли (макроразрушений в виде сколов) от ударного воздействия или неправильной эксплуатации РИ из выборки исключалось.

### **Основная часть**

С целью вывода формулы ВН для функции  $P(x)=\varphi(x)$  применим метод вариации изменения  $x$  на приращение  $\Delta x$  и сравним вероятности  $P(x)$  и  $P(x+\Delta x)$ . Так как отсутствие отказа за промежутки  $x+\Delta x$  означает его отсутствие и при значении  $x$  и  $\Delta x$ , то по правилу умножения вероятностей находим

$$P(x + \Delta x) = P(x) \cdot P(\Delta x). \quad (1)$$

ВН за интервал изменения  $\Delta x$  представим в виде разности [3,4]

$$P(\Delta x) = 1 - \lambda \cdot \Delta x, \quad (2)$$

с некоторым множителем  $\lambda$  при  $\Delta x$ . В результате математических преобразований

(1) с (2) при  $\Delta x \rightarrow 0$

$$\frac{P(x + \Delta x) - P(x)}{\Delta x} \rightarrow \frac{dP(x)}{dx} = -\lambda \cdot P(x),$$

имеем дифференциальное уравнение

$$\frac{dP(x)}{P(x)} = -\lambda \cdot dx.$$

После отдельного интегрирования левой и правой частей уравнения получаем

$$\ln P(x) = -\int \lambda \cdot dx. \quad (3)$$

Применительно к формам описания связей показателей от параметров процесса в теории резания значение  $\lambda$  может вычисляться из наиболее применяемых степенной  $\lambda_1 = b_1 \cdot x_1^{y_1}$  и полиномиальной  $\lambda_1 = l + f_1 \cdot x_1 + \dots + u_1 \cdot x_1^m$  зависимостей или задаваться в виде поправочного коэффициента  $\lambda_n = k$  параметра  $x_n$ . Интегрирование (3) каждой в отдельности функции  $\lambda$  дает соответствующее по структуре выражение:

$$\int \lambda_1 \cdot dx_1 = b_1 \cdot \frac{x_1^{y_1+1}}{y_1+1} + c_1 = b \cdot x_1^y; \quad (4)$$

$$\int \lambda_i \cdot dx_i = l \cdot x_i + f_1 \cdot \frac{x_i^2}{2} + \dots + u_1 \cdot \frac{x_i^{m+1}}{m+1} + c_i = l \cdot x_i \cdot (1 + f \cdot x_i + \dots + u \cdot x_i^m); \quad (5)$$

$$\int \lambda_n \cdot dx_n = \lambda_n \cdot x_n + c_n = k \cdot x_n \quad (6)$$

Постоянная  $c$  находится из начального условия  $P(x=0)$ . Так как  $\ln(1) = 0$  в (3), то и  $c = 0$  должно быть в (4) – (6).

Совместное влияние отдельных параметров процесса резания обуславливает сложное изменение ВН. Определение структуры обобщенной зависимости  $P = \varphi(x_1 \dots x_n)$ , учитывающей влияние независимых между собой параметров  $x_1 \dots x_n$ , построим на следующих логических заключениях. Существует исследуемый процесс многофакторного воздействия управляемых (входных) параметров определенного массива значений на оценочный (выходной) показатель. При этом установлены закономерности влияния этих параметров на показатель ВН с их взаимосвязью через среднее значение («нулевой» уровень варьирования) матрицы планирования однофакторных экспериментов.

Имеем, например, зависимость  $\ln P(x_1) = -b \cdot x_1^y$  из (3) и (4). Принимаем, что коэффициент пропорциональности включает значение другой взаимосвязанной зависимости (5) от параметра  $x_i$  в виде

$$b = g \cdot l \cdot x_i \cdot (1 + f \cdot x_i + \dots + u \cdot x_i^m).$$

С включением значения следующей зависимости (6) получаем  $b = \omega \cdot l \cdot x_i \cdot (1 + f \cdot x_i + \dots + u \cdot x_i^m) \cdot k \cdot x_n$ . В результате искомая функция выражается в виде произведения частных множителей из (4) и (6)

$$\ln P = - [\omega \cdot x_i^y \cdot l \cdot x_i \cdot (1 + f \cdot x_i + \dots + u \cdot x_i^m) \cdot k \cdot x_n],$$

откуда после потенцирования

$$P = \exp[-a \cdot x_1^y \cdot x_i \cdot (1 + f \cdot x_i + \dots + u \cdot x_i^m) \cdot k_p], \quad (7)$$

где  $a$  – коэффициент параметрической и размерной пропорциональности;  $k_p$  – поправочный коэффициент на дополнительные условия обработки при значении базового параметра в относительной величине  $x_n = 1$ .

Такая модель (7) сохраняет физический смысл ВН ( $P=1$ ) при нулевом значении соответствующих параметров из ряда  $x_1 \dots x_n$ , а результаты вычислений получаются максимально приближенными к статистическим данным. Не исключено существование более адекватных моделей, чем (7).

Системный набор исходных данных по ВН режущей кромки перетачиваемых сменных пластин и вставок с напайными пластинами из ПСТМ (поликристаллических сверхтвердых материалов на основе кубического нитрида бора – композитов) соответственно марки киборит на керамической и ниборит на металлической связках проводился на операциях продольного точения габаритных заготовок типа роликов и валов. Базовыми обрабатываемыми материалами (ОМ) являлись литая сталь Х12МЛ и отбеленный чугун исполнения СПХН.

Исследования влияния параметров режима резания и геометрии лезвия выполнялись при значениях среднего «нулевого» уровня варьирования матрицы планирования однофакторных экспериментов табл. 1 и неизменных углах в плане  $\varphi = \varphi^l = 45^\circ$ , задних  $\alpha = \alpha^l = 8^\circ$ , наклона режущих кромок  $\lambda = \lambda^l = 8^\circ$  у квадратных и  $\lambda = \lambda^l = 0^\circ$  у напайных пластин.

Таблица 1 – Среднее значение интервалов изменения параметров процесса точения

Обрабатываемый материал	Режим резания			Геометрия лезвия			ВН у киборита РТ
	глубина $t$ , мм.	подача $S$ , мм/об.	скорость $v$ , м/мин.	передний угол $\gamma$ , град.	радиус вершины $r$ , мм.	величина износа $h$ , мм.	
сталь Х12МЛ, HRC <sub>э</sub> =59	0,5	0,25	1	-20	1,6	0,4	0,78
чугун СПХН, HB=540	1		1,5			0,5	

Испытания ПСТМ на стойкость и ВН проводились одновременно. Для монолитных квадратных пластин 12,7x12,7x4,76мм из киборита и вставок с напайной пластиной на твердосплавной подложке Ø15,9x4,76мм из ниборита применялись специальные сборные резцы высокой жесткости с узлом регулировочного выдвижения рабочей части после заточек [5,6].

На рисунке 1 представлено влияние величины износа  $h$  пластин из киборита на показатели безотказности [7]. Функция распределения ВН  $P(h)$  выражает собой монотонно убывающую кривую с резким снижением в начальный период работы лезвия. Графики плотности распределения

$$f(h) = -\frac{dP(h)}{dh}$$

указывают на высокую частоту выкашивания режущей кромки до  $h < 0,2$  мм и её значительное возростание после  $h > 0,8$  мм. Наиболее наглядное представление о характере распределения частности выкашивания режущей кромки проявляет интенсивность отказов  $f(h) = -\frac{1}{Ph} \cdot \frac{dP(h)}{dh}$ , которая позволяет особенно отчетливо выявить различия между типами распределения вероятности [8,9]. Наименьшая частность выкашивания приходится на период нормального изнашивания лезвия в диапазоне  $h = 0,3 \dots 0,7$  мм. По негативной частности выкашивания период приработки лезвия значительно превосходит период ускоренного изнашивания. Дальнейшая работа пластин при «катастрофическом» изнашивании с запредельными величинами износа (резкое возростание составляющих силы резания и интенсивное тепловыделение в лезвие), особенно при высоких подачах и твердости обрабатываемых материалов, обычно приводит к макросколу вершины лезвия или даже разрушению монолитных пластин из композитов и минералокерамики без твердосплавной подложки.

Влияние наиболее значимых параметров процесса точения показано на рисунке 2 в логарифмических координатах  $lg - lg$  при остальных значениях режимных и геометрических условий обработки (таблица 1). Различная твердость заготовок из сталей 9ХС достигалась путем изменения температур объемной закалки и отпуска, а из низколегированных чугунов с шаровидным СШХН и пластинчатым СПХН графитом – исполнения отбеленных поверхностных слоев при твердости сердцевины НВ=250-270. Дополнительно обрабатывались образцы-валы из стали У10А и чугуна СЧ25 после поверхностной закалки ТВЧ. Отдельно

проводились сравнения на закаленной штамповой стали X12M и износостойком чугуне ИЧ210X28ГЗС.

Обработка полученных точечных данных с целью установления степенной зависимости

$$-\ln P = b \cdot x^y \quad (8)$$

выполнялась двумя методами.

При графоаналитическом методе показатель степени  $y$  и коэффициент  $b$  (8) определялись из выражений:

$$y = \frac{\ln(-\ln P_1) - \ln(-\ln P_2)}{\ln x_1 - \ln x_2}; \quad b = \frac{-\ln P_1 - \ln P_2}{x_1^y + x_2^y},$$

где  $\ln P_1$  и  $\ln P_2$  - значение  $\ln P$  из графиков рис. 2 соответственно для верхнего и нижнего уровня однофакторного варьирования параметра  $x$ .

При методе наименьших квадратов искомые значения (8) определялись по формулам:

$$y = \frac{n \cdot \sum \ln x \cdot \ln(-\ln P) - \sum \ln x \cdot \sum \ln(-\ln P)}{n \cdot \sum (\ln x)^2 - (\sum \ln x)^2},$$

$$\ln b = \frac{\sum \ln(-\ln P) \cdot \sum (\ln x)^2 - \sum \ln x \cdot \sum \ln x \cdot \ln(-\ln P)}{n \cdot \sum (\ln x)^2 - (\sum \ln x)^2},$$

где  $n$  – число уровней варьирования  $x$ .

Из полученных частных зависимостей (3), (4) – (6) для каждого параметра вычислялась  $P(x)$  при значениях «нулевого» уровня  $x$ . Затем определялись среднее значение  $P$  и коэффициент  $a$  обобщенной зависимости (7).

В результате математической обработки экспериментальных данных получена комплексная эмпирическая зависимость

$$P_T = \exp \left[ -C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot v^z \cdot \left(1 - \frac{\gamma}{90^\circ}\right)^n \cdot (1+r)^v \cdot p(h) \cdot \left(\frac{H}{H_0}\right)^q \cdot K_{op} \cdot K_{up} \right]. \quad (9)$$

Функция влияния величины износа выражается в виде степенного ряда

$$p(h) = h \cdot (1 - 3,44 \cdot h + 6,12 \cdot h^2 - 5,49 \cdot h^3 + 2,03 \cdot h^4).$$

Поправочный коэффициент на марку ИМ равен  $K_{ip}=1$  для киборита и  $K_{ip}=0,7$  для ниборита.

Достоинством (9) являются удобство пользования и методологическая простота установления частных зависимостей.

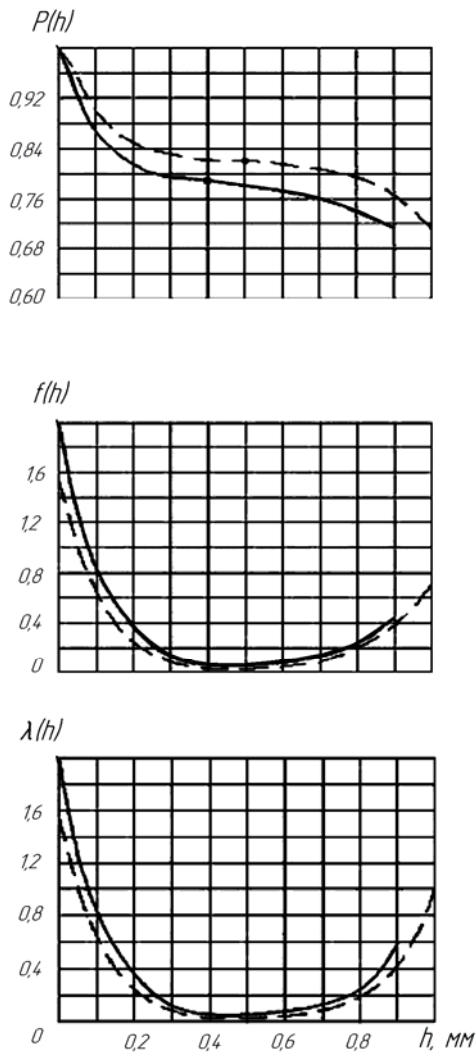


Рисунок 1 – Распределение вероятности неразрушения  $P(h)$ , плотности распределения отказов  $f(h)$  и интенсивности отказов  $\lambda(h)$  пластин из киборита в зависимости от нарастания износа  $h$ :

———— сталь X12MJ;  
 - - - - - чугун СПХН

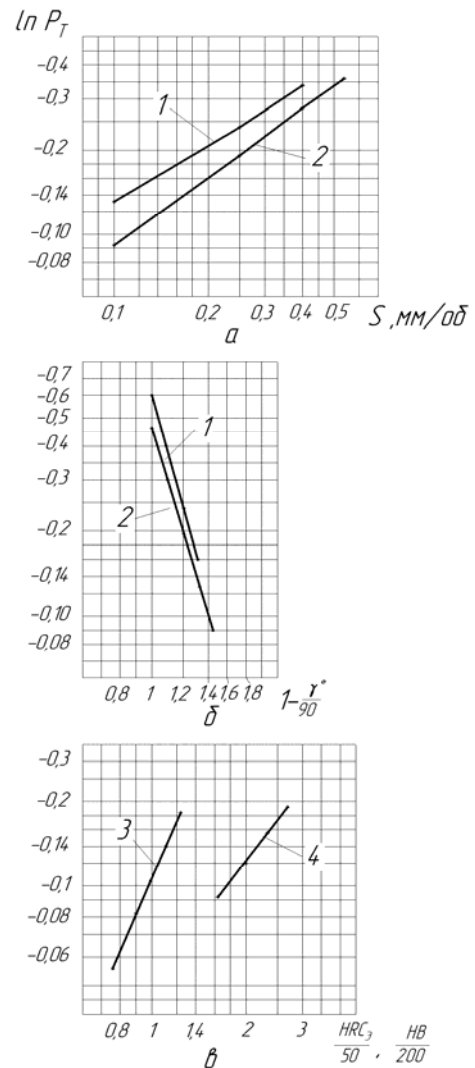


Рисунок 2 – Влияние подачи  $S$  (а), величины переднего угла  $(1 - \frac{\gamma}{90})$  (б), твердости стали  $(\frac{HRC_5}{50})$  и чугуна  $(\frac{HB}{200})$  (в) на значение вероятности неразрушения  $\ln P_T$  в логорифмической сетке координат: 1 - сталь X12MJ; 2 – чугун СПХН; 3 – сталь 9XC HRC<sub>5</sub> = 38-62; 4 - чугун СШХН HB = 330-400 и СПХН HB = 470-540.

Таблица 2 - Значения коэффициента пропорциональности  $C_p$  и показателей степени  $x - q$  при соответствующих параметрах  $t - H$ .

Обрабатываемый материал	$C_p$	$x$	$y$	$z$	$\eta$	$v$	$q$
сталь	8,972	0,1	0,7	0,2	-4,5	-0,4	$(\frac{HRC_5}{50})^{2,5}$
чугун	3,376		0,8	0,3			$(\frac{HB}{200})^{1,5}$

Таблица 3 - Поправочный коэффициент  $K_{op}$  на марку ОМ

Обрабатываемый материал	сталь				чугун		
	У10А	9ХС	Х12М	Х12МЛ	серый	низколегированный	высокохромистый
$K_{op}$	0,9	1	1,3	1,5	0,8	1	1,5

### Выводы

1 Определена математически обоснованная структура многофакторной эмпирической формулы для описания ВН режущей кромки.

2 Установлена закономерность влияния величины износа лезвия на ВН в виде полинома четвертой степени. Наименьшая интенсивность отказов происходит в середине периода нормального изнашивания, наибольшая – в начальный период работы режущих пластин.

3 Интенсификация всех параметров режима резания  $t$ ,  $S$ ,  $v$  приводит к снижению ВН. Геометрические параметры лезвия влияют неоднозначно: повышение ВН – при уменьшении (отрицательных значениях) переднего угла и увеличении радиуса вершины; снижение ВН – по мере роста износа лезвия.

4 Влияние основных параметров процесса точения на ВН количественно выражено комплексной экспоненциальной зависимостью.

### Литература

- 1 Кравченко Ю.Г., Савченко Ю.В. Надежность режущих пластин из композитов при точении отбеленных чугунов. – Высокі технології в машинобудуванні: Збірник наукових праць НТУ «ХПІ». – Харків, 2005. – Вип.1(10). – С. 99-104.
- 2 Кравченко Ю.Г., Пиньковский С.Г., Савченко Ю.В. Постановка задачи оптимизации параметров процесса резания металлов. – Резание и инструмент в технологических системах: Межд. науч. – техн. сборник. – Харьков: НТУ «ХПІ», 2005. – Вып.68. – С.273-276.
- 3 Венцель Е.С. Теория вероятностей. – Изд.4-е. – М.: Наука,1969. – 576с.
- 4 Гнеденко Б.В. Курс теории вероятностей. – Изд. 6-е. – М.: Наука, 1988. – 448с.
- 5 Кравченко Ю.Г., Архипов О.В. Сборный резец с перетачиваемой пластиной. А.с.1710203, БИ. – М.: НИИПИ, 1992, №5.
- 6 Кравченко Ю.Г., Архипов О.В. Сборный резец. – А.с. 1 773 573,БИ. – М.: НИИПИ, 1992, №41.
- 7 ГОСТ 27.002-89. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения. – М.: Изд. стандартов, 1990. – 37с.
- 8 Герцбах И.Б., Кордонский Х.Б. Модели отказов. – М.: Советское радио, 1966.-166с.
- 9 Райншке К. Модели надежности и чувствительности систем: Пер. с нем. – М.: Мир, 1979. – 452с.

УДК 621.93

**Бегунов А.А.**

ДГМА, г. Краматорск, Украина

**ФОРМОИЗМЕНЕНИЕ И СИЛОВЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПРИ РЕЗКЕ ГОРЯЧЕГО ПРОКАТА ДИСКОВЫМИ ПИЛАМИ**

*Process of hot rolled stock cutting on circular saws is considered. Characteristics of the equipment used and of the cutting process itself are shown. With the usage of LS-DYNA finite-element model of the cutting process is developed, dependents of cutting force and moment and strain-stress state of the workpiece while rolled square bar cutting are obtained.*

Резка металла дисковыми пилами является одним из самых производительных способов разделения. Дисковые пилы применяются при порезке как сортового (квадрат, круг, полоса, шестигранник) так и фасонного проката (уголок, двутавр, швеллер, рельс). Применение роторных пил (рис. 1) позволяет проводить разделения со скоростями подачи 1-3 м/с и выше [1]. Отмеченное налагает повышенные требования к прочности конструкции пильных дисков, привода и всей конструкции машины в целом. При этом наибольшие нагрузки испытывают пилы при резке сортового проката сплошных сечений – таких как круг или квадрат, поскольку при резке фасонных профилей нормируется критическая сила резания, воспринимаемая профилем с деформацией последнего, допускаемого ГОСТом на соответствующий сортамент, что значительно ограничивает силовые параметры режимов резания.

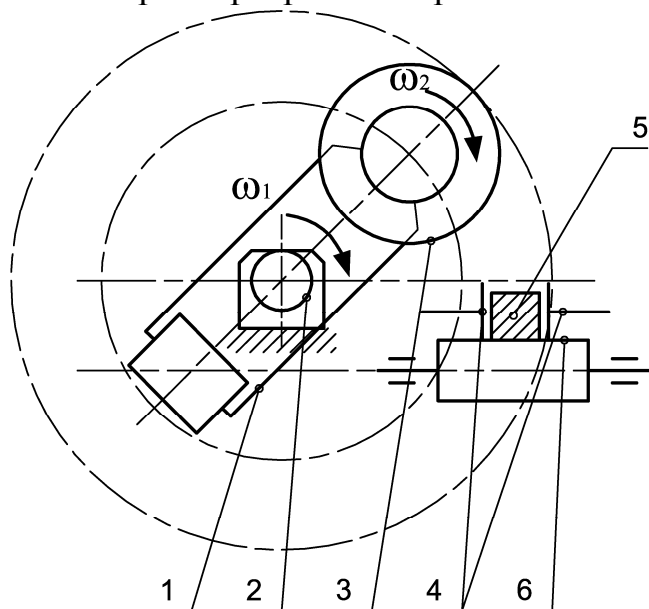


Рисунок 1 – Схема резки проката роторной пилой

Особенностью процесса резки роторной пилой (см. рис. 1) является наличие в конструкции пилы полнооборотного водила 1, закреплённого на



приводной оси 2, осуществляющего в процессе работы полный оборот с угловой скоростью  $\omega_1$ . На водиле 1 также установлен пильный диск 3, вращающийся относительно своей оси с угловой скоростью  $\omega_2$ . В процессе резания заготовки 5, лежащей на рольганге 6, окружная скорость пильного диска достигает 100 м/с, поэтому необходимо удерживать прокат с помощью прижимов 4 [2].

### Конструкция пильных дисков

В качестве режущего инструмента используют пильные диски, имеющие режущие зубья, выполненные на внешнем диаметре диска, а также центральное отверстие для установки на вал (по  $d$ ), и крепёжные отверстия (рис. 2 а). Наружные диаметры дисков по ГОСТ 4047-82 находятся в диапазоне  $D=(250..2000)$  мм, однако в промышленности находят применение диски с наружным диаметром до 3200 мм.

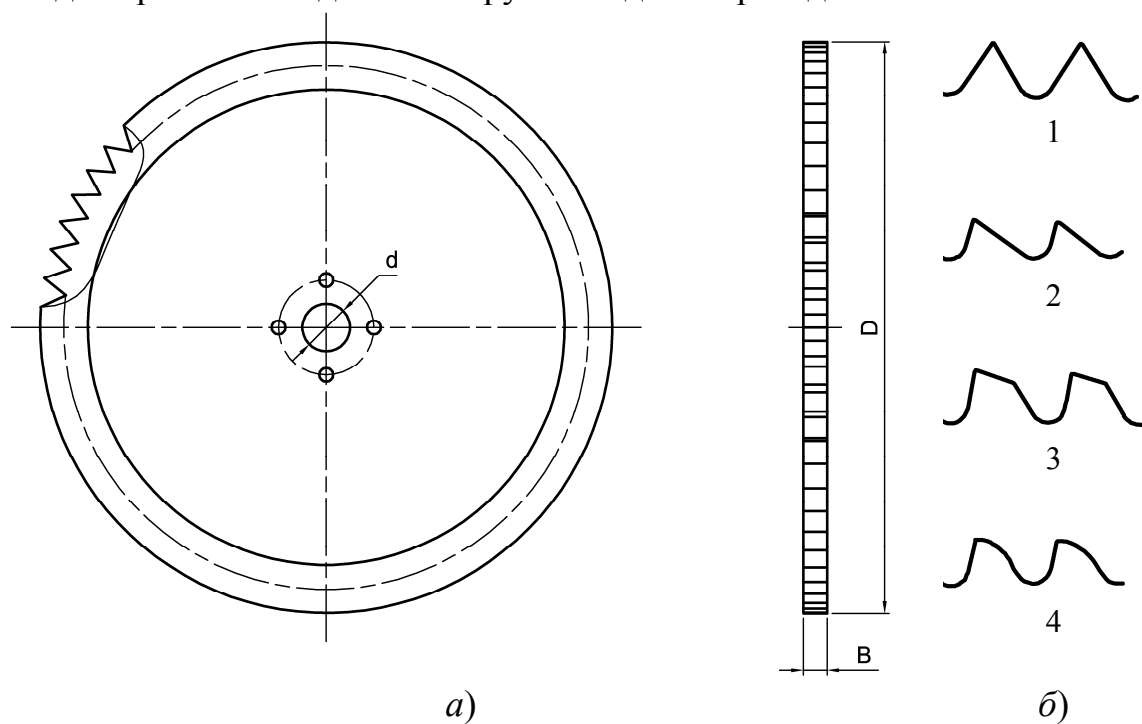


Рисунок 2 – Конструкция пильных дисков

При небольших силах резания – для резки фасонных профилей и мелкосортного проката используют профили зубьев в виде треугольника (см. рис. 2 б-1,2) [2]. Типы зубьев 3 и 4 применяют для резания толстостенных труб и сплошных сечений типа круга и квадрата. Этот профиль зубьев характеризуется повышенной прочностью, причём зубья с криволинейной задней гранью имеют преимущества перед зубьями второго типа. Зубья второго, третьего и четвёртого типов имеют небольшой передний угол ( $0..5^\circ$ ).

Выбор этого угла выполняется в зависимости от применяемых режимов резания и толщины срезаемого каждым зубом слоя металла ( $m$ ). В качестве материала дисков применяют следующие марки сталей: 50, 50Г, 65Г, 9ХФ, 50ХФ, 40ХМФ [2].

### *Исходные данные и режимы резания*

В зависимости от направления угловых скоростей пильного диска и водила различают встречное резание ( $\omega_1 \uparrow \downarrow \omega_2$ ) и попутное резание ( $\omega_1 \uparrow \uparrow \omega_2$ ), последний случай представлен на рис. 1. Окружная скорость пильного диска диаметра  $D = 1600$  мм, составляла 40 м/с, окружная скорость оси диска  $D_{в} = 2000$  мм (подача), равна 1 м/с, ширина пильного диска  $B = 8$  мм. Материал принимался изотропный с условием пластичности Мизеса, не упрочняемый, соответствовал Ст.3, нагретой до  $T \approx 1080^\circ\text{C}$ , с пределом текучести 40 МПа.

### *Модель резания*

При построении конечно-элементной модели резания (рис. 3) для заготовки были использованы: простая ортогональная эйлерова сетка с локальным сгущением в очаге деформации для повышения точности расчёта, инструмент моделировался в лагранжевой постановке с использованием оболочечных элементов. На границе заготовки, представляющей собой квадрат со стороной 120 мм (снизу и справа – по рис. 3) задавались условия неподвижного закрепления заготовки.

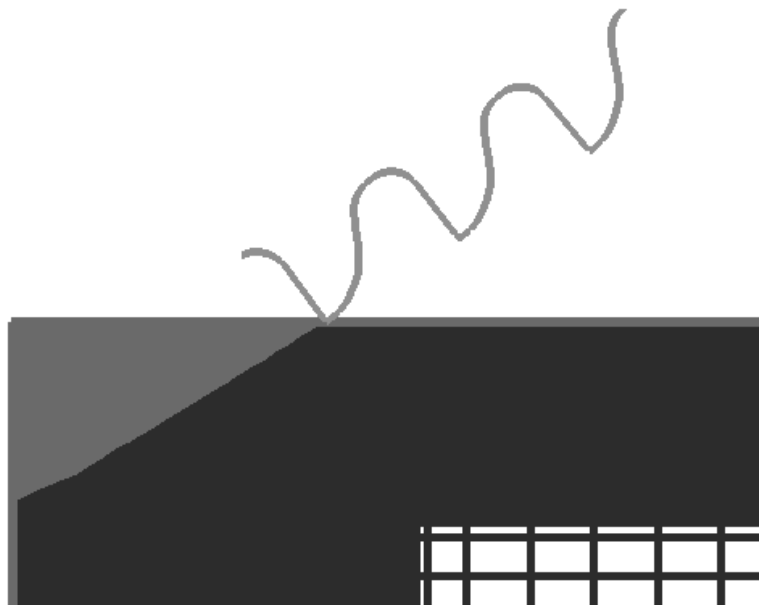


Рисунок 3 – Конечно-элементная модель процесса, применительно к резке горячего проката дисковыми пилами

Зубьям пилы задавалось плоское движение, состоящее из вращения водила вокруг оси, а также вращения самого пильного диска (см. рис. 2).

### *Напряжённно-деформированное состояние*

Как видно из представленных на рисунке 4 распределений основных компонент напряжённно-деформированного состояния, наибольшие как эквивалентные, так и сдвиговые деформации имеют место в зоне первичной деформации (выделенной пунктиром), а напряжения максимальны у вершины зуба инструмента, что вполне согласуется с экспериментальными результатами, представленными в работе [4], что позволяет судить о достаточной плотности расчётной сетки и адекватности модели в целом.

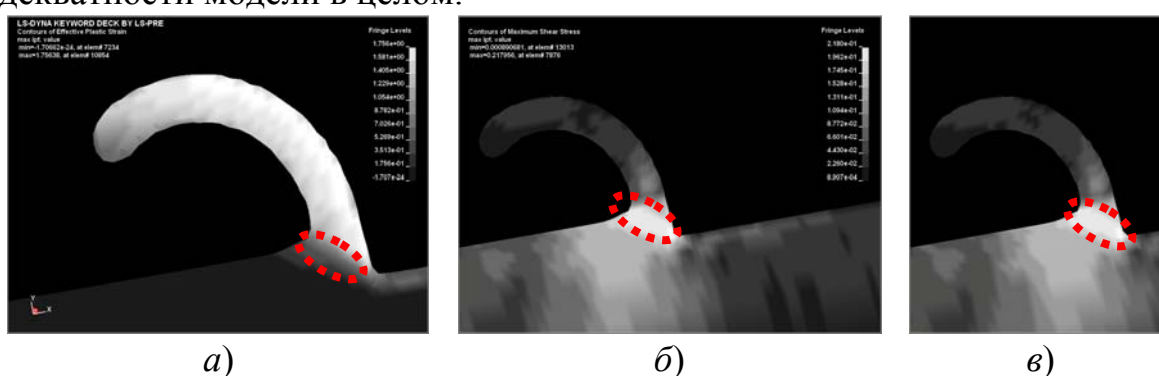


Рисунок 4 – Картины распределения компонент напряжённно-деформированного состояния при формировании сливной стружки при резании дисковой пилой:  
 а) – интенсивность деформаций; б) – максимальные сдвиговые деформации; в) распределение эквивалентных напряжений по Мизесу.

### *Формоизменение*

Резка металла дисковыми пилами является более сложным процессом формоизменения, по сравнению, например с такими процессами резания, как строганием или токарная обработка, поскольку в этом случае съём металла осуществляется сразу несколькими режущими кромками, что существенно усложняет кинематику образования стружки и анализ процесса в целом. Данная модель позволяет полностью проследить ход резания, что наглядно иллюстрировано рисунком 5, из которого следует, что в процессе резания образуется сливная стружка, постепенно заполняющая пространство между зубьями пилы, при этом данный режим резания далек от предельного, за который принимают случай полного заполнения пространства разрезаемым металлом. При этом следует отметить, что этого режима следует избегать, поскольку в этом случае резко возрастают силовые параметры процесса и существенно снижается стойкость пильных дисков. Анализ представленных картин резания

позволяет отметить, что в ходе резания толщина снимаемого слоя материала непостоянна как установившемся этапе резания, а при выходе зуба пилы из разрезаемой заготовки происходит вырыв основного металла с наблюдающимся, в ряде случаев отколом стружки от основного металла. В зависимости от величины подачи на зуб и окружной скорости пильного диска на начальном этапе возможно получение элементной стружки.

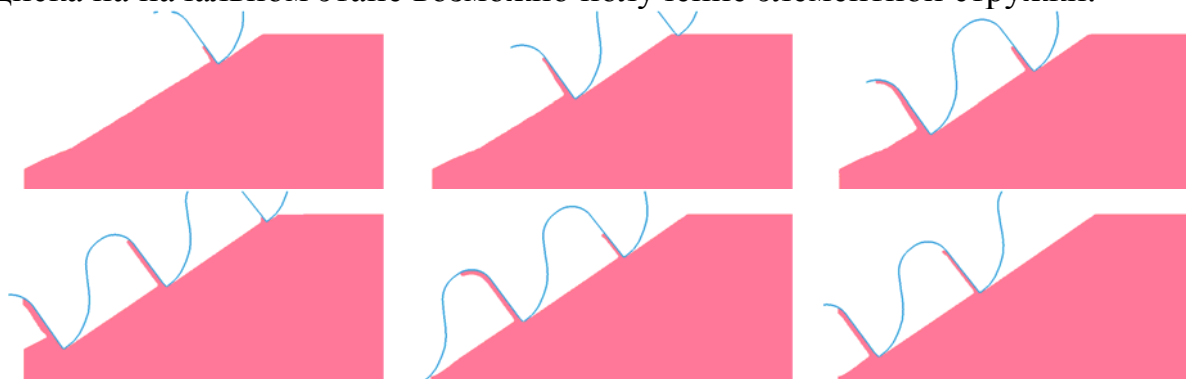


Рисунок 5 – Поэтапные картины резания проката дисковой пилой

### *Силловые параметры*

Как было показано ранее, силовые параметры резания являются исходными данными для проектирования оборудования дисковых пил. Из полученных зависимостей, представленных на рисунке 6, характер сил и момента резания существенно непостоянен во времени, при этом на кривых отчетливо видны участки входа очередного зуба пильного диска в контакт с прокатом, сопровождающегося относительно плавным ростом силовых параметров, в то время как выход зуба и срез стружки характеризуется резким ростом сил и момента резания, что необходимо учитывать при проектировании инструмента и оборудования.

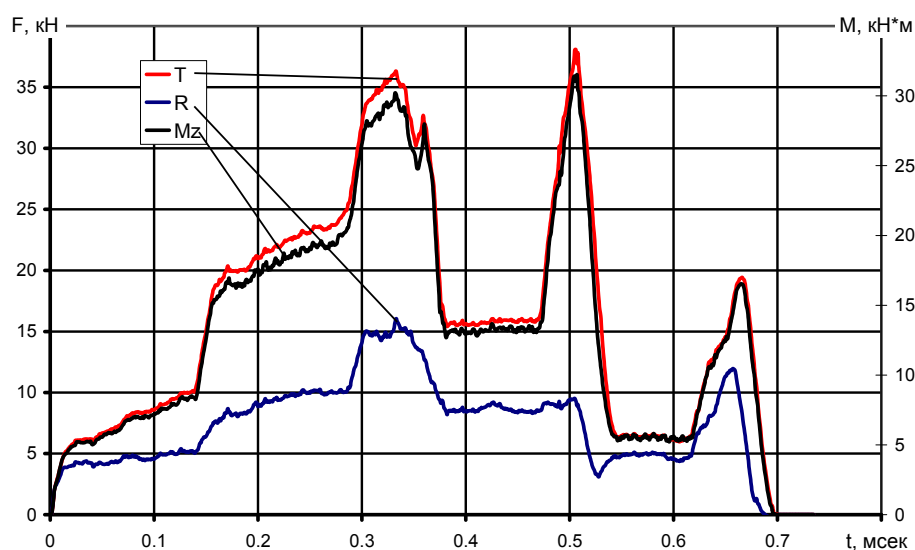


Рисунок 6 – Зависимость окружной (Т) и радиальной (R) силы резания, и момента (Mz) резания от времени.

### **Выводы**

1 Процесс резания горячего проката дисковыми пилами является недостаточно изученным с точки зрения анализа напряженно-деформированного состояния и формообразования.

2 Использование конечно-элементного моделирования позволяет получить исчерпывающую картину протекания процесса во времени с полной информацией о напряженно-деформированном состоянии и формообразовании, а также силовых параметрах процесса.

3 Дальнейшее развитие разработанной модели с учётом тепловых явлений а также деформаций инструмента позволит более глубоко рассмотреть процесс и дать конкретные рекомендации о возможностях интенсификации процесса резания дисковыми пилами.

### **Литература**

- 1 Крылов Н.И., Ким Ю.Е., Резка горячего металла дисковыми зубчатыми пилами на повышенных скоростях подачи //Науч. труды ВНИИметмаш. – 1966. – № 18.
- 2 А.А. Ищенко Участки резки проката дисковыми пилами. К. Выща школа., 1989. – 61с.: ил
- 3 A. Racz, W.J. Altenhof, A.T.Alpas, An Eulerian finite element model of the metal cutting process // 8-th International LS-DYNA User Conference. pp 9-11–9-26.
- 4 Бобров В. Ф. Основы теории резания металлов. М., «Машиностроение», 1975., 344 с. с ил.

УДК 621.822

**Білик С.Г., Ляшук О.Л., Фльонц О.В.**

БАІ НАУ, м. Бережани, Україна

**ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ  
БАГАТОШАРОВОЇ ГЛАДКОЇ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ  
ДИСКОВИМИ НОЖАМИ**

*The results of theoretical researches of scission of smooth conveyer ribbon by disks knives are resulted. Analytical dependences are shown out for determination force of cutting of multilayer conveyer ribbon by disks knives. Dependences of force of cutting are set on the thickness of conveyer ribbon and diameters of disks knives, and also the considered factors which influence on changing of effort of cutting.*

**Умовні позначення**

$F$  – площа зрізу конвеєрної стрічки, мм<sup>2</sup>;  
 $\delta_1$  – коефіцієнт, що визначає кількість тканинного кору в конвеєрній стрічці.  
 $\tau_{зр1}$  – опір різанню тканини конвеєрної стрічки, МПа;  
 $\delta_2$  – коефіцієнт, що визначає кількість тканини в конвеєрній стрічці.  
 $\tau_{зр2}$  – опір різанню гуми, МПа.  
 $S_i$  – товщина  $i$ -го шару тканини в конвеєрній стрічці, мм;  
 $n$  – кількість шарів тканини в конвеєрній стрічці, шт.;  
 $S$  – товщина конвеєрної стрічки, мм.  
 $F_2$  – площа трикутника  $ABC$ , мм<sup>2</sup>;  
 $F_3$  – площа сектора кола з центром в точці  $O$ , діаметром  $D$  обмеженого хордою  $AB$ ;  
 $\varphi$  – кут захоплення стрічки дисковим ножом, град;  
 $D$  – діаметр ножів, мм;  
 $\varphi_1$  – кут початку різання, град;  
 $\varphi_2$  – кут кінця різання, град;  
 $\varphi_3$  – кут різання, град;  
 $a$  – величина перекриття дискових ножів;  
 $V$  – швидкість різання, м/хв.;  
 $k_1$  – коефіцієнт, який враховує умови затуплення дискових ножів;  
 $k_2$  – коефіцієнт, який враховує технічний стан технологічного обладнання.

Постановка питання. Ремінні передачі, як правило, застосовують між паралельними валами, що обертаються в один бік (відкриті передачі). При цьому ремінь піддається розтягуванню і вигину. Широкого використання в приводах машин набули гладкі і з відкритими трапецієподібними виступами конвеєрні стрічки для зачеплення з відповідними шліцевими виступами на привідних валах завдяки ряду переваг, які вони

забезпечують, а саме: можливість передачі руху на значні відстані; плавність роботи, відсутність ударних навантажень, безшумність; можливість роботи з високими частотами обертання; мала вартість.

Промисловість різних країн виготовляє гумово – бавовняні гладкі і з трапецевидними виступами конвеєрні стрічки в рулонах шириною 0,9...2 м і довжиною 50 м.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питанням теорії і практики подаючих механізмів конвеєрної стрічки в зону різання присвячено ряд праць [1,2,3,4], однак цілий ряд питань залишилися не вирішеними. Технологічний процес розрізання конвеєрної стрічки з відкритими трапецеподібними виступами для зачеплення з відповідними шліцевими виступами на приводах машин розглянутий в роботі [5].

Робота виконується згідно постанови Кабінету Міністрів України “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентноспроможною технікою” на 2004...2008 роки.

Конвеєрна стрічка складається з кількох шарів міцної технічної тканини – бельтінга, що зв’язаний вулканізованою гумою. Для більшої гнучкості між шарами тканини розміщують гумові прокладки. Товщину шарів тканини позначають через  $S_i$ , де  $i=1..n$ , де  $n$  – кількість шарів тканини. Для одночасного розрізання рулонів на смуги певної ширини з можливістю її регулювання виникла потреба у створенні відповідного устаткування з блоками різальних інструментів і механізмами регулювання відстані між ними.

Одним із найпродуктивніших способів розрізання конвеєрної стрічки на смуги певної ширини є використання пари дискових ножів, що примусово обертаються в протилежну сторону із кутовою швидкістю  $\omega$ . Розрахункова схема даного процесу зображена на рис.1.

Основним параметром, що визначає конструктивні особливості обладнання для розрізання конвеєрних стрічок є технологічне зусилля різання  $P$ , яке визначаємо з залежності:

$$P = F(\delta_1 \tau_{zp1} + \delta_2 \tau_{zp2}). \quad (1)$$

При цьому  $\delta_1 + \delta_2 = 1$ .

Величину коефіцієнта  $\delta_1$  знаходимо з формули:

$$\delta_1 = \frac{\sum_{i=1}^n S_i}{S}. \quad (2)$$

Площа зрізу  $F$  конвеєрної стрічки рівна сумі площ фігур  $EGB$  і  $ABC$ , при чому  $EGB = ABC$ . Знаходимо площу фігури  $ABC$  згідно рисунка 1:

$$F_1 = F_2 + F_3. \quad (3)$$

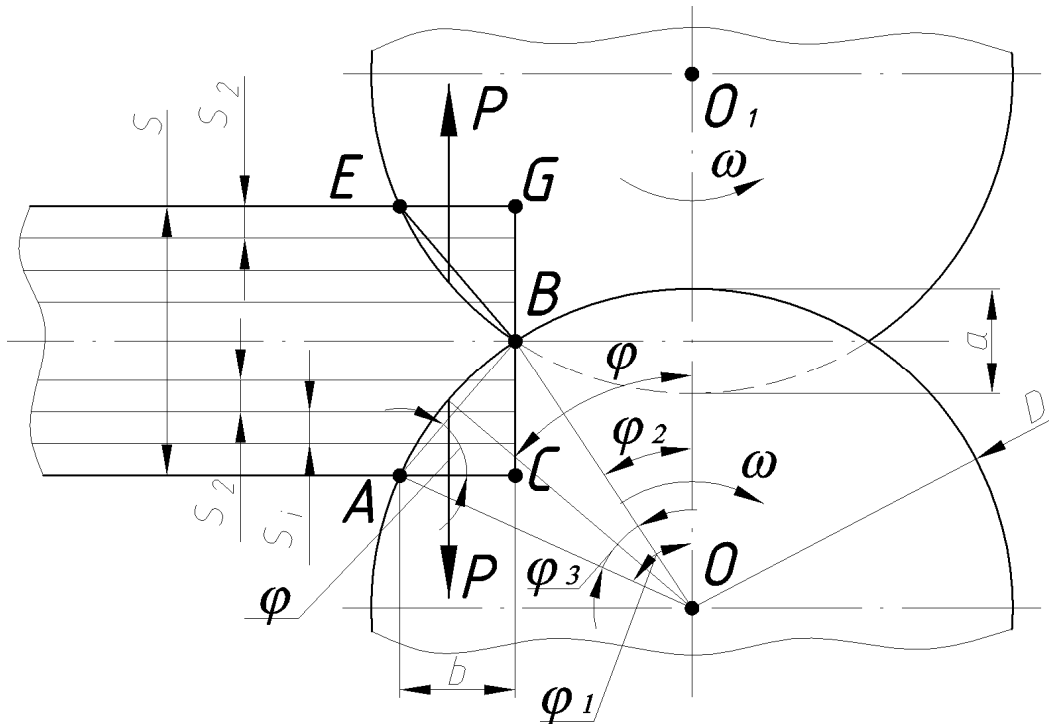


Рисунок 1 – Розрахункова схема для визначення зусилля різання багат шарової гладкої конвеєрної стрічки дисковими ножами

Провівши відповідні розрахунки одержимо залежність для визначення площі зрізу:

$$F_2 = \frac{S^2}{8 \operatorname{tg} \varphi}. \quad (4)$$

Площа сектора зрізу буде рівною:

$$F_3 = \frac{D^2}{8} \left( \frac{\pi \varphi_3}{180} - \sin \varphi_3 \right). \quad (5)$$

Кут захоплення стрічки  $\varphi$  дисковими ножами знаходиться із виразу:

$$\varphi = \frac{\varphi_2 + \varphi_1}{2}, \quad (6)$$

Разом з тим кут різання  $\varphi_3$  рівний:

$$\varphi_3 = \varphi_1 - \varphi_2. \quad (7)$$

Кути  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  визначаються за залежностей:

$$\varphi_1 = \arccos \left( \frac{D - a - S}{D} \right); \quad (8)$$

$$\varphi_2 = \arccos \left( \frac{D - a}{D} \right). \quad (9)$$

Тоді площа зрізу із врахуванням виразів (3), (4) і (5) буде рівною:

$$F = \frac{1}{4} \left( \frac{S^2}{\operatorname{tg} \varphi} + D^2 \left( \frac{\pi \varphi_3}{180} - \sin \varphi_3 \right) \right). \quad (10)$$



Підставляючи значення  $F$  у формулу (1), отримуємо вираз для визначення технологічної сили різання:

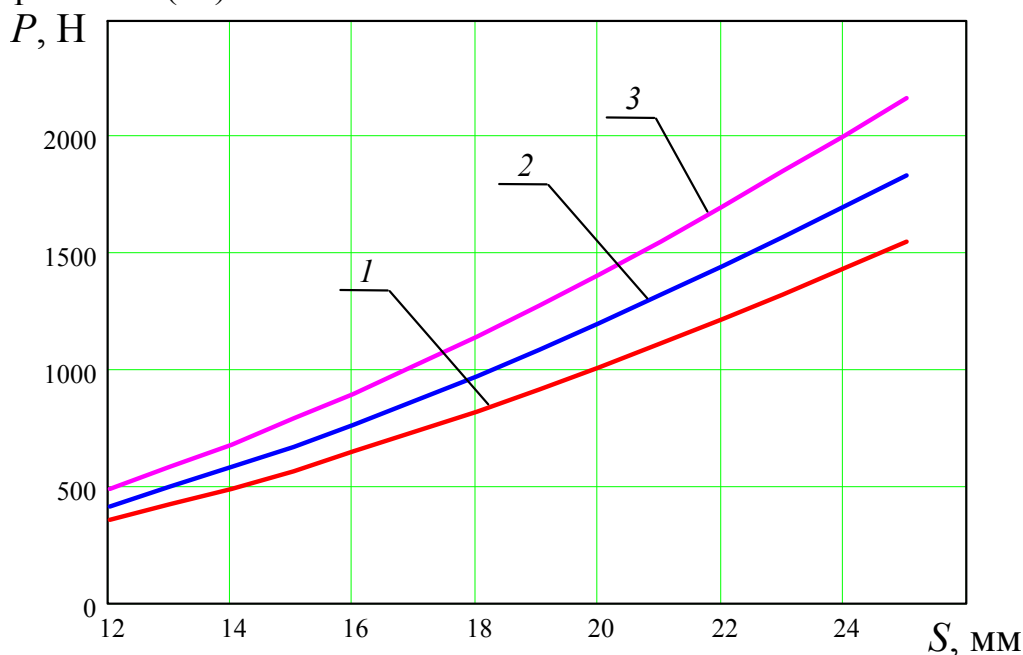
$$P = \frac{1}{4} \left( \frac{S^2}{\operatorname{tg} \varphi} + D^2 \left( \frac{\pi \varphi_3}{180} - \sin \varphi_3 \right) \right) \left( \frac{\sum_{i=1}^n S_i}{S} \tau_{\text{зр1}} + \delta_2 \tau_{\text{зр2}} \right). \quad (11)$$

Потужність різання можна визначити за формулою:

$$N = \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot n \cdot P \cdot V \cdot \sin \varphi}{61150,8}. \quad (12)$$

Проте практичне значення зусилля необхідного для розрізання багатощарової стрічки на смуги може змінюватися за рахунок затуплення різальних крайок ножів, зміни величини зазору між ними, нерівномірності механічних властивостей стрічки та інше. Як показали експериментальні дослідження дійсне значення зусилля різання може змінюватись в межах від 20 до 40%.

На рис. 2 представлено залежність величини сили різання гладкої конвеєрної стрічки від її товщини дисковими ножами різного діаметра згідно рівняння (11).



1 –  $D=90$ мм., 2 –  $D=120$ мм., 3 –  $D=160$ мм

Рисунок 2 – Графік залежності сили різання багатощарової конвеєрної стрічки від її товщини

Як видно із графіка із збільшенням товщини конвеєрної стрічки сила різання збільшується в межах від 500 до 1850 Н для товщини 12–25 мм.

На рисунку 3 представлено залежність величини сили різання від діаметра дискових ножів.

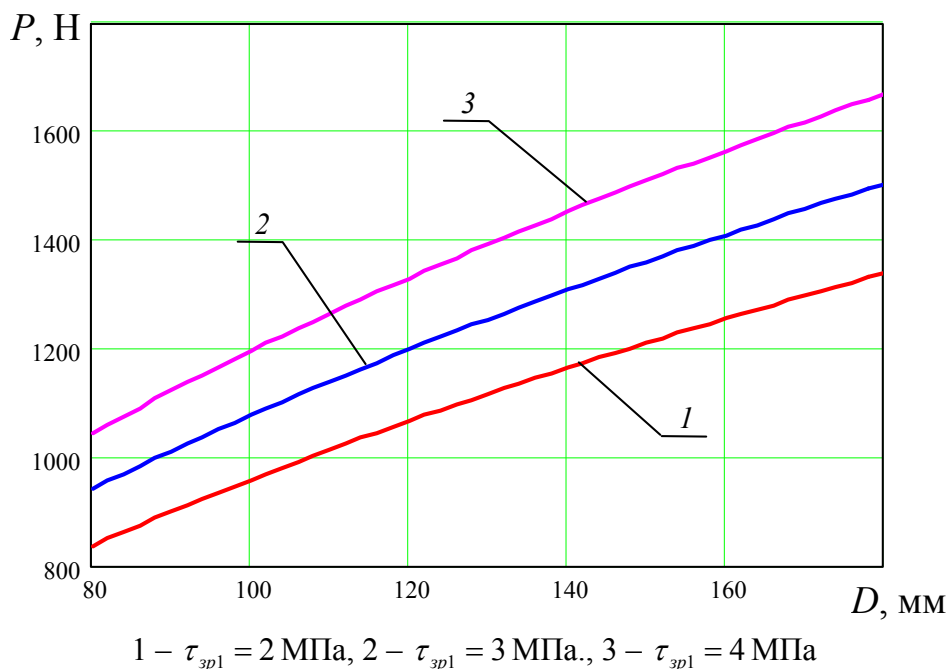


Рисунок 3 – Графік залежності сили різання багатошарової конвеєрної стрічки від діаметра ножів

Як видно з рисунка 3 величина сили різання збільшується зі збільшенням діаметра дискових ножів, що пояснюється збільшенням площі зрізу.

На рисунку 4 представлено конструкцію ножового блоку установки для розрізання конвеєрної стрічки чотирма парами дискових ножів.

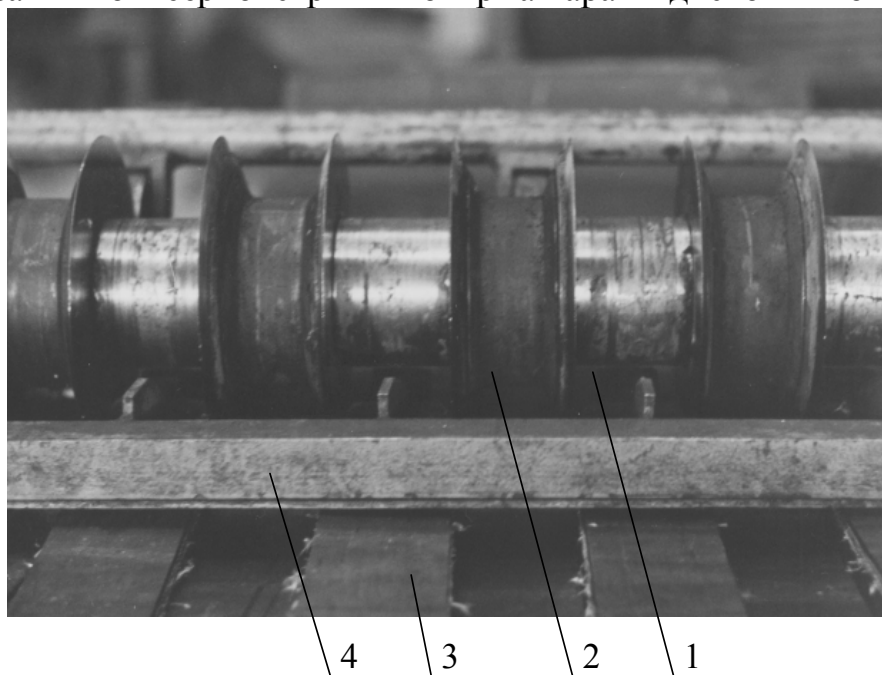


Рисунок 3 – Ножовий блок установки для розрізання конвеєрної стрічки  
 1 – розпірні втулки; 2 – спарені ножові блоки; 3 – розрізана конвеєрна стрічка;  
 4 – кронштейн рами

### ***Висновки***

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1 Виведені аналітичні залежності для визначення сили різання багат шарової гладкої конвеєрної стрічки дисковими ножами, яка складається з кількох шарів тканини і гумових або пластмасових прошарків. Встановлено, що при зростанні товщини конвеєрної стрічки і діаметра ножів сила різання зростає.

2 Виведені аналітичні залежності для визначення кута захоплення і розрізання конвеєрної стрічки дисковими ножами. Встановлено, що при затупленні ножів або збільшення зазору між ними зусилля різання може збільшуватися на 20...40%.

### ***Література***

- 1 Решетов Д.Н., Детали машин. М.: Машиностроение, 1989, 497с.
- 2 Иванов В.Н., Алешулина Л.А. Технология резиновых изделий. Л. Химия, 1988, 264с.
- 3 Рублюк О.В. Розробка технології одержання виробів з вторинної полімерної сировини. Автореф. дис. канд. техн. наук. 05.02.08., Львів, 1994, 20с.
- 4 Логуш І.В. Технологічне забезпечення виготовлення стрічок з зубчастих гумово-кордових рулонних заготовок. Автореф. дис. канд. техн. наук. 05.02.08 Тернопіль, 2006, 21с.
- 5 Логуш І.В., Фльонц О.В. Математична модель процесу різання конвеєрної стрічки на смуги. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П.Василенка, Харків 2007, С.277 – 283.

УДК 621.9

**Смирнова М.А., Матвиенко А.В., Ивченко Т.Г.**

ДонНТУ, г. Донецк, Украина

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ИЗМЕНЕНИЯ ГАРМОНИЧЕСКОГО СОСТАВА ЭДС В ПРОЦЕССЕ РЕЗАНИЯ**

*The method of determination of instantaneous values of signal with any harmonic composition based on decomposition in the row of Fur'e is presented. Using the indicated method the estimation of harmonic composition and no sinusoidal coefficient for signal at measuring of the cutting process parameters is executed.*

Перспективным направлением повышения эффективности современных механообрабатывающих систем является совершенствование методов управления на основе математического моделирования процессов их функционирования. В настоящее время весьма распространено математическое моделирование процессов и систем механики [1], в связи с чем возникает необходимость совершенствования как экспериментальных, так и теоретических методов их исследования.

Использование в современных системах механообработки измерительных комплексов с аналогово-цифровыми преобразователями существенно расширяет возможности исследований параметров процесса резания. Математический аппарат анализа сигналов весьма обширен и широко применяется на практике.

В работе [2] на основании корреляционного и спектрального анализа решаются задачи исследования влияния электродвижущей силы - ЭДС резания на шероховатость обработанной поверхности.

В работах [3, 4] предлагается способ определения гармонического состава сигналов (токов и напряжений), возникающих при измерении сил и температур резания в установившихся и переходных режимах. В результате выполненных исследований обоснована возможность расширения области применения известной в электрических системах методики определения гармонического состава фазных токов и напряжений [5].

Однако, в представленных методиках обработки сигналов, возникающих при измерении ЭДС, сил и температур резания, недостаточное внимание уделяется возможности сравнительного анализа их гармонического состава в зависимости от условий механообработки. Представляет интерес дальнейшее развитие указанной методики для различных условий функционирования системы резания.

Целью работы является исследование закономерностей изменения гармонического состава ЭДС в зависимости от износа режущего инструмента в процессе резания.

Основной параметр процесса резания, исследуемый в работе – ЭДС, представляемая в виде осциллограмм, полученных при измерениях на

токарном станке с ЧПУ 16К20Ф3 с помощью тензометрического усилителя ТА-5, тензометрических датчиков и аналогово-цифрового преобразователя модели ADC-16 ( PicoLog Ltd. Company).

Условия проведения экспериментов: обрабатываемый материал - сталь 45; инструментальный материал Т5К10; диаметр обработки  $d=45\text{мм}$ ; режимы обработки: глубина резания  $t = 1\text{мм}$ ; подача  $s = 0.4\text{мм/об}$ ; скорость резания  $v = 80\text{м/мин}$ , частота вращения  $n = 200\text{с}^{-1}$ . Измерения износа осуществлялось с помощью лупы к прессу Бринелля.

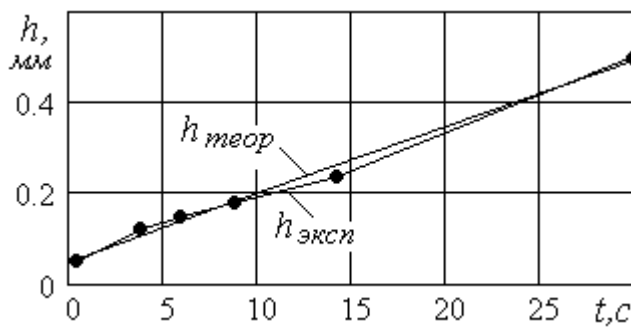


Рисунок 1 – Графики зависимости износа по задней поверхности лезвия режущего инструмента от времени резания

Закономерности изменения износа по задней поверхности лезвия режущего инструмента для указанных условий обработки представлены на рис. 1. Установлен линейный характер изменения износа во времени в исследованном диапазоне параметров:  $h_{теор} = 0,05 + 0,015t$ .

Для каждого из зарегистрированных

значений износов снимались осциллограммы  $E_{экс}$ , представленные на рис. 2.

Исходная величина ЭДС представляется в виде ряда Фурье:

$$i(t) = A_0 + \sum_{k=1}^{\infty} I_{mk} \cos(k\omega t - \varphi_k) = A_0 + \sum_{k=1}^{\infty} B_k \sin k\omega t + \sum_{k=1}^{\infty} C_k \cos k\omega t, \quad (1)$$

где  $A_0$  – постоянная составляющая,  $B_k$  и  $C_k$  - коэффициенты, определяемые как средние значения  $n$  дискретно выделенных величин на интервале:

$$A_0 = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} i(t) dt \approx \frac{1}{n} \sum_{s=1}^n i_s(t); \quad B_k = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} i(t) \sin(k\omega t) dt \approx \frac{2}{n} i\left(s \frac{T}{n}\right) \sin\left(ks \frac{T}{n}\right);$$

$$C_k = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} i(t) \cos(k\omega t) dt \approx \frac{2}{n} i\left(s \frac{T}{n}\right) \cos\left(ks \frac{T}{n}\right).$$

$I_{mk}, \varphi_k$  - амплитудное значение и начальная фаза ЭДС  $k$ -й гармоники;

$$I_{mk} = \sqrt{B_k^2 + C_k^2}; \quad \varphi_k = \arctg(B_k / C_k).$$

Гармонический состав исходных осциллограмм по результатам разложения в ряд Фурье -  $E_{теор}$  также представлен на рис.2.

В соответствии с указанной методикой разработана про-грамма, позволяющая разложить исходную кривую ЭДС в ряд Фурье с различным количеством гармо-ник. Адекватность предложенного метода оценивается по степени совпадения исходной кривой сигнала с результирующей кривой, полученной по сумме гармонических составляющих.

Сравнение ЭДС исходных осциллограмм  $E_{эксн}$ , полученных при измерении, с результатами теоретических расчетов  $E_{теор}$ , представленных на рис.2, свидетельствует о достаточно хорошем совпадении (погрешность не превышает 10%), что подтверждает адекватность расчетов и эксперимента и возможность использования предложенной методики расчета на практике.

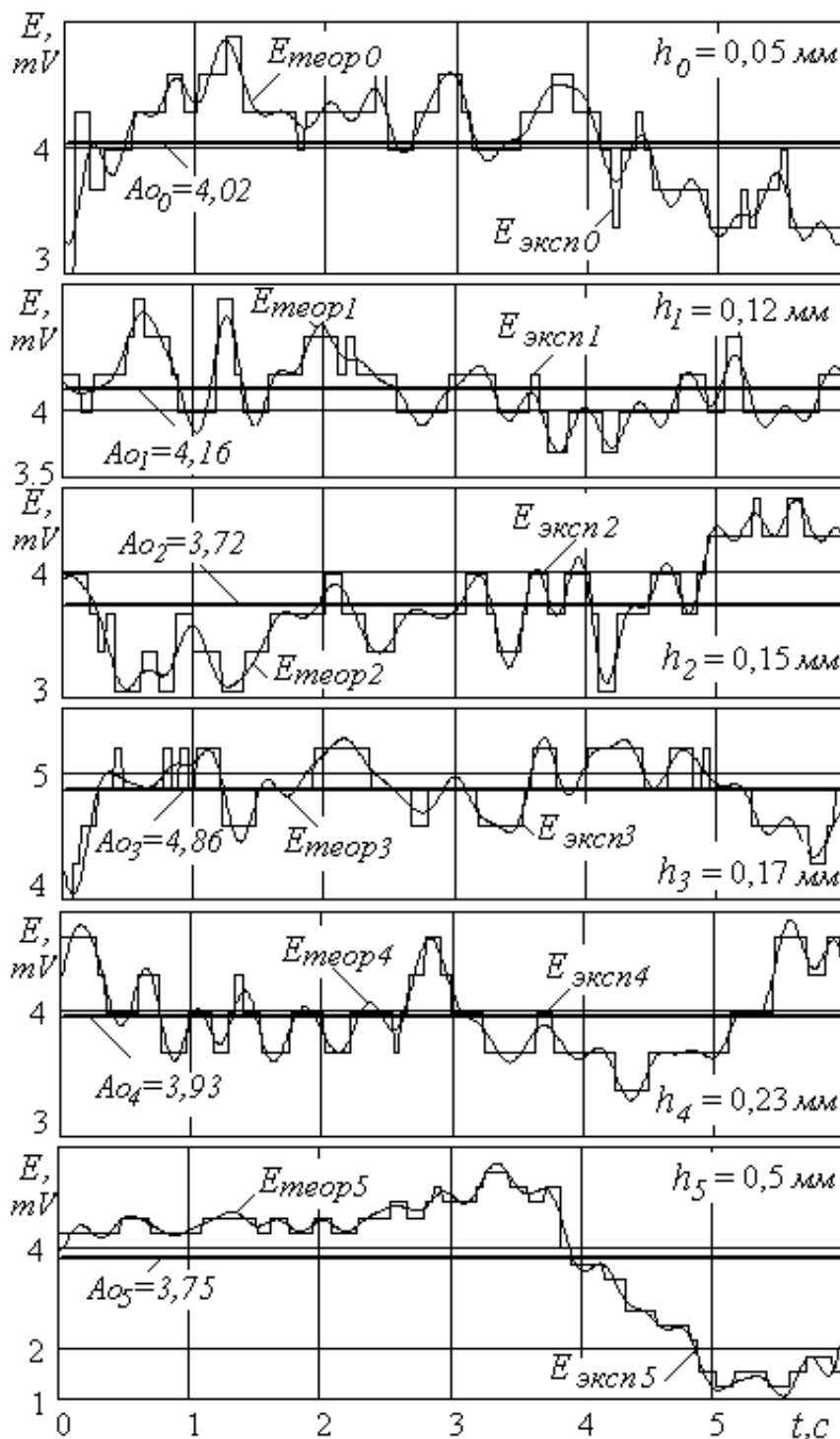


Рисунок 2 – Исходные осциллограммы ЭДС –  $E_{эксн}$  и их гармонический состав по результатам разложения в ряд Фурье –  $E_{теор}$  для вариантов обработки с различными износами инструмента

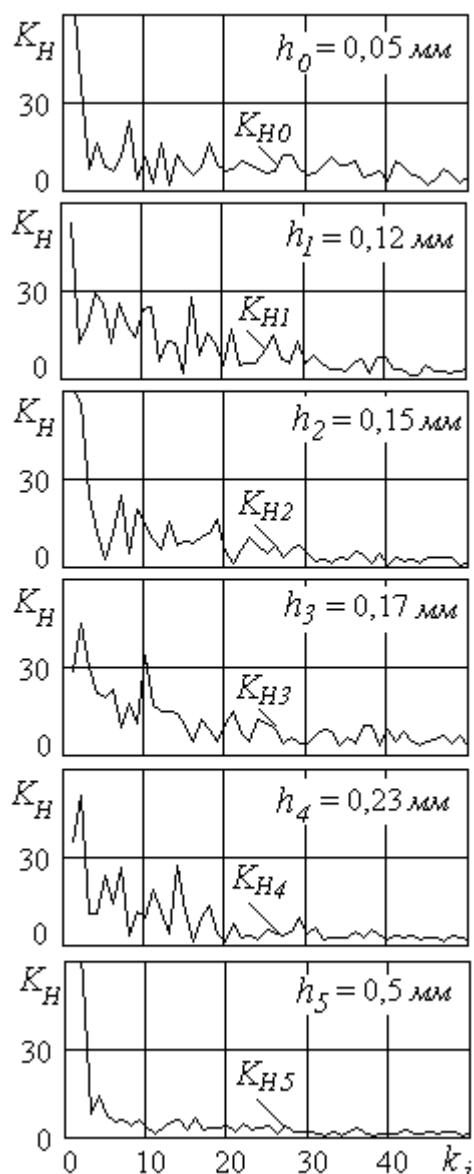


Рис. 3. Графики коэффициентов несинусоидальности для различных вариантов обработки

инструмента. Сравниваются коэффициенты несинусоидальности, характеризующие обработку при износе по задней поверхности лезвия  $h_1 = 0,12\text{мм}$  и  $h_2 = 0,15\text{мм}$  с обработкой лезвием инструмента при  $h_3 = 0,17\text{мм}$ :

$$K_{o24} = K_{H2} / K_{H4} ;$$

$$K_{o34} = K_{H3} / K_{H4} .$$

Для этого варианта значения относительных коэффициентов несинусоидальности  $K_{o24}$  и  $K_{o34}$  отличаются весьма незначительно и имеют средние значения, близкие к 1, что свидетельствует об отсутствии существенных различий сравниваемых вариантов по структуре гармонического ряда.

Коэффициент несинусоидальности  $K_H$  [5]:

$$K_H = 100 I_k / I_{НОМ} , \quad (2)$$

где  $I_{НОМ}$  - действующее значение ЭДС;  $I_k$  - значение ЭДС  $k$ -й гармоники.

Результаты расчета коэффициента несинусоидальности  $K_H$  для 50 гармоник представлены на рис.3. Визуальное сравнение представленных графиков, как по постоянным составляющим, так и по структуре гармонического ряда и степени влияния на результирующий сигнал, не позволяет установить их сходство или различие.

Для сравнительного анализа структуры гармонического ряда в настоящей работе предлагается ввести относительный коэффициент несинусоидальности  $K_o$ , представляющий собой отношение оцениваемого коэффициента несинусоидальности  $K_H$  к коэффициенту, принятому за базу для сравнения  $K_{Hбаз}$ :

$$K_o = K_H / K_{Hбаз} , \quad (3)$$

На рис. 4 приведены графики относительных коэффициентов несинусоидальности для вариантов обработки с незначительно различающимися износами

инструмента.

$$K_{o24} = K_{H2} / K_{H4} ;$$

$$K_{o34} = K_{H3} / K_{H4} .$$

Для этого варианта значения относительных коэффициентов несинусоидальности  $K_{o24}$  и  $K_{o34}$  отличаются весьма незначительно и имеют средние значения, близкие к 1, что свидетельствует об отсутствии существенных различий сравниваемых вариантов по структуре гармонического ряда.

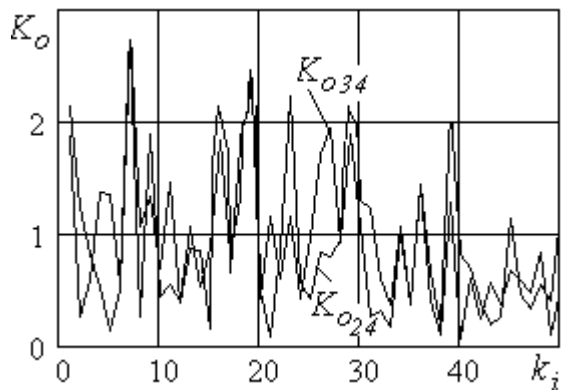


Рисунок 4 – Графики относительных коэффициентов несинусоидальности

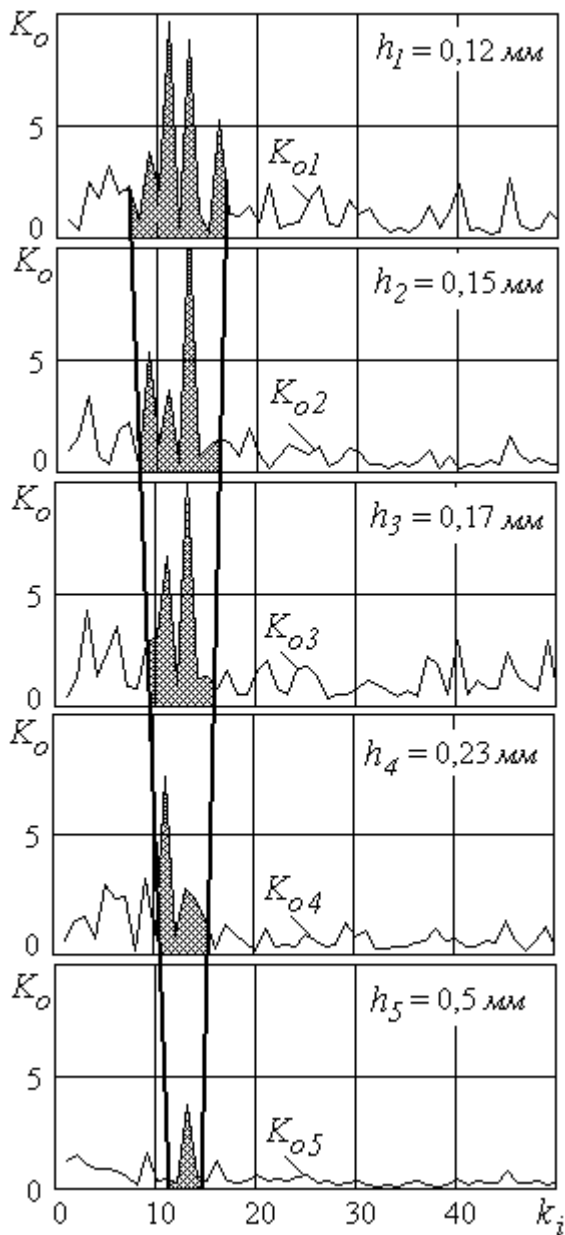


Рисунок 5 – Графики относительных коэффициентов несинусоидальности для вариантов обработки с различными износами инструмента

Графики относительных коэффициентов несинусоидальности для вариантов обработки во всем диапазоне изменения износов инструмента приведены на рис. 5. В качестве базы для сравнения принимается вариант обработки с практически неизношенным лезвием инструмента при  $h_0 = 0,05\text{мм}$ :

$$K_{oi} = K_{Hi} / K_{H0} .$$

Графики относительных коэффициентов несинусоидальности  $K_{oi}$  свидетельствуют о том, что по мере износа инструмента в структуре гармонического ряда выделяется группа гармоник, значительно превышающая остальные, причем с повышением износа диапазон выделяющихся гармоник сужается.

Для наибольшего из исследованных значений износа  $h_5 = 0,5\text{мм}$  установлено, что для 13 гармоник значение относительного коэффициента несинусоидальности  $K_{o5}$  существенно превышает остальные, то есть степень влияния этой гармоники на результирующий сигнал весьма значительна и отражает характерные изменения, связанные с особенностями сравниваемых вариантов. В соответствии с представленной методикой разложения в ряд Фурье (1) могут быть определены параметры этой гармоники: амплитудное значение  $I_{m13} = 0,096\text{mV}$ ,  $\varphi_{13} = -1,176$  (коэффициенты  $B_{13} = 0,037$  и  $C_{13} = -0,088$ ).



Таким образом, на основании предложенного относительного коэффициента несинусоидальности  $K_o$  может быть осуществлен сравнительный анализ структуры гармонического ряда параметров процесса резания при различных вариантах и условиях обработки.

Значения относительных коэффициентов несинусоидальности для незначительно отличающихся условий, например, при практически равных значениях износа задней поверхности лезвия инструмента, отличаются весьма незначительно и имеют среднее значение, близкое к 1, что свидетельствует об отсутствии существенных различий сравниваемых вариантов по структуре гармонического ряда.

В случае существенных различий в условиях обработки значения относительных коэффициентов несинусоидальности позволяют оценить различия в структуре гармонического ряда, выделить гармоники, наиболее сильно влияющие на результирующий сигнал.

### *Заклучение*

На основании предложенного относительного коэффициента несинусоидальности выполнена сравнительная оценка гармонического состава ЭДС резания для различных вариантов обработки. Исследованы закономерности изменения гармонического состава ЭДС в зависимости от износа режущего инструмента в процессе резания.

Предложенная методика может найти широкое применение для исследования и математического описания сигналов, полученных с помощью натуральных осциллограмм при измерении параметров процесса резания в различных условиях обработки, а также моделирования и управления процессами механообработки в целом.

### *Литература*

- 1 Струтинській В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки. Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612с.
- 2 Матвиенко А.В., Феник Л.Н. К вопросу о влиянии ЭДС резания на шероховатость обработанной поверхности // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. - Донецк: ДонНТУ, 2006. - Вып. 32. - С.74-77.
- 3 Смирнова М.А., Матвиенко А.В., Ивченко Т.Г. Применение методики определения гармонического состава сигналов при анализе параметров процесса резания // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Вип.21. – Краматорськ: ДДМА, 2007.- С.312-318.
- 4 Смирнова М.А. Определение гармонического состава токов и напряжений при измерении сил резания в механообработке // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія: Машинобудування і машинознавство. Випуск 4 (124) - Донецьк, ДонНТУ, 2007.- С.49-55.
- 5 Смирнова М.А. Методика определения гармонического состава и симметричных составляющих токов и напряжений в переходных режимах электромеханических систем // Практика и перспективы развития партнерства в сфере высшей школы. - Донецк: ДонНТУ. Том 3. 2007. – С.320 - 329.

## ЗМІСТ

*Володимиров А.Ю., Антонюк В.С., Білоусов В.М., Волкогон В.М., Волошин О.І., Григоращенко В. М., Ковальов В.Д., Кориткін В.І., Муковоз Ю.О., Палашек О.Г.*

Розробка, створення, освоєння серійного виробництва та впровадження гами вискоефективних конкурентоспроможних важких токарних верстатів нового покоління 3

### РОЗДІЛ 1

#### Процеси та інструменти механообробки

*Равская Н.С., Вовк В.В., Скрынник П.В.*

Особенности разработки информационной технологии проектирования, анализа и контроля сферических концевых фрез 14

*Клименко Г.П., Заблоцкий В.К., Андронов А.Ю., Хоменко А.В.*

Повышение стабильности режущих свойств твердосплавных резцов 19

*Мельничук П.П., Виговський Г.М., Білявський М.Л.*

Ефективні способи обробки незагартованих сталей комбінованими торцевими фрезами оснащеними НТМ з випереджаючим поверхневим деформуванням 25

*Мироненко Е.В., Клочко А.А.*

Взаимосвязь мощности и крутящего момента при формообразовании зубьев колес и реек 30

*Мальшико И.А., Татьяначенко А.Г.*

Современное состояние и перспективы повышения точности чистовой обработки отверстий осевым инструментом 35

*Гузенко В.С., Миранцов С.Л., Полупан И.И.*

Повышение эксплуатационных характеристик чашечного резца для колесотокарного станка 41

*Дзюра В.О., Крук В.В.*

Інженерна методика розрахунку основних конструктивних параметрів інструменту для дорнування внутрішніх півкруглих шліцевих канавок 46

*Мироненко О.Е.*

Особенности контурной обработки с переменным сечением среза многоранними пластинами с многослойными покрытиями 51

## **РОЗДІЛ 2**

### **Якість та надійність металорізального обладнання**

*Кузнецов Ю.Н.*

Влияние направляющих механизмов параллельной структуры на компоновку станков нового поколения 56

*Бабин О.Ф., Гузенко В.С., Овчаренко В.А.*

Исследование жесткостных параметров заготовки в процессе обработки на слиткорезных станках 62

*Гевко Б.М., Фльонц О.В.*

Обґрунтування параметрів завантажувального пристрою для подачі конвеєрної стрічки в зону різання 68

*Гаков С.О.*

Розробка конструкції датчиків акустичної емісії для використання в адаптивних системах керування процесом важкої складнопрофільної обробки 72

*Корчак Е.С.*

Анализ уровня энергии, накапливаемой силовыми цилиндрами гидропривода станка 82

## **РОЗДІЛ 3**

### **Технологія машинобудування**

*Гевко Б.М., Фльонц О.В., Клендій М.Б.*

Теоретичне обґрунтування процесу подачі конвеєрної стрічки в зону різання 89

*Мироненко Е.В., Клочко А.А.*

Менеджмент инструментального обеспечения машиностроительного предприятия 96

*Ляшук О.Л., Гевко Іг.Б., Дзюра В.О., Стефанів С.В.*

Обґрунтування параметрів пристроїв для заміру деталей тіл обертання 101

*Пономарев Л.Д.*

Сбалансированный синтез параметров квазиоптимальной системы автоматического управления межэлектродным зазором с компенсацией силовых помех 107

*Мишура Е.В., Борисенко Ю.Б.*

Повышение эффективности токарной обработки валков холодного проката за счет оптимизации применения режущих инструментов и компенсационных функций СОТС 117

*Саленко О.Ф., Поздняков П.Б.*

Інструмент інтегральної дії для виконання струминно-абразивного очищення 121

*Брощак І.І.*

Конструктивні особливості запобіжного технологічного оснащення для оброблення отворів інструментом адаптивного типу 134

*Калиниченко В.В.*

Уравнения оптимальной интенсивности изнашивания резцов с режущими пластинами из БВТС, подвергнутыми обработке импульсным магнитным полем 142

*Бесарабець Ю.Й., Красновид Д.О.*

Збільшення внутрішнього діаметра різьбового отвору при обробці титанових сплавів мілкорозмірними мітчиками 148

*Ляшук О.Л.*

Обґрунтування конструктивних і технологічних параметрів зубчастих навивних коліс 156

*Дзюра В.О., Шевчук О.С.*

Технологічні особливості виготовлення внутрішніх напівкруглих гвинтових канавок 160

*Баулина Т.В.*

Нанотехнологии и интеллект 166

*Бабенко Д.В., Иванов Г.О., Думенко К.М.*

Розрахунок величини залежного допуску. Класифікація деталей за категоріями придатності при незалежних і залежних допусках 170

## **РОЗДІЛ 4**

### **Моделювання та оптимізація елементів технологічних систем**

*Залого В.А., Криворучко Д.В., Емельяненко С.С.*

Применение методики прогнозирования устойчивости процесса концевой фрезерования к автоколебаниям для повышение производительности обработки конструкционных сталей 178

<i>Новоселов Ю.К., Братан С.М., Титков В.А.</i> Влияние случайной составляющей отклонений профиля вращающегося инструмента на динамику процесса механической обработки	187
<i>Глоба А.В., Шевченко О.А.</i> Определение усилия расслоения при сверлении полимерных композиционных материалов	198
<i>Рогов В.А., Соловьев В.В., Елин А.В., Шкарупа М.И., Демидов Н.Н.</i> Моделирование влияния режимов обработки синтетрана на шероховатость поверхности	204
<i>Кравченко Ю.Г.</i> Влияние параметров процесса точения на вероятность неразрушения режущей кромки ПСТМ	209
<i>Бегунов А.А.</i> Формоизменение и силовые параметры при резке горячего проката дисковыми пилами	216
<i>Білик С.Г., Ляшук О.Л., Фльонц О.В.</i> Теоретичні передумови процесу різання багатосарової гладкої конвеєрної стрічки дисковими ножами	222
<i>Смирнова М.А., Матвиенко А.В., Ивченко Т.Г.</i> Исследование закономерностей изменения гармонического состава ЭДС в процессе резания	228

Наукове видання

# НАДІЙНІСТЬ ІНСТРУМЕНТУ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ

Збірник наукових праць  
Випуск №22

Постанова президії ВАК України  
від 9 червня 1999 р., №1-05/7  
Рішення вченою радою ДДМА,  
протокол №5 від 27.12.2007

Підп. до друку 27.12.2007  
Ум. друк. арк. 14,88.  
Тираж 100 прим.

Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Обл.-вид. арк. 10,82.  
Зам. № 73

---

Видавець і виготівник  
"Донбаська державна машинобудівна академія"  
84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72  
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру  
серія ДК №1633 від 24.12.2003