

С. А. Плешко, Ю. А. Ковальов, М. М. Рубанка

# ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ В'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН

Монографія



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ

С. А. Плешко, Ю. А. Ковальов, М. М. Рубанка

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ  
В'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН**

Монографія

КИЇВ 2022

*Рецензенти:*

*Щербань Ю. Ю.* – д-р техн. наук, проф., академік міжнародної академії інформатизації, лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, заступник директора з навчально-методичної роботи Київського фахового коледжу прикладних наук;

*Поліщук О. С.* – д-р техн. наук, проф., зав. кафедри машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем Хмельницького національного університету;

*Кармаліта А. К.* – канд. техн. наук, проф., професор кафедри машин і апаратів, електромеханічних та енергетичних систем Хмельницького національного університету.

Рекомендовано Вченою радою Київського національного  
університету технологій та дизайну  
(протокол № 8 від 22 червня 2022)

Плешко С. А., Ковальов Ю. А., Рубанка М. М.

П 39 Підвищення ефективності роботи в'язальних машин : монографія  
/С. А. Плешко, Ю. А. Ковальов, М. М. Рубанка. Київ : КНУТД, 2022.  
288 с.

ISBN 978-917-7763-00-9

У монографії представлені результати досліджень навантажень, що виникають у в'язальних системах в'язальних машин при взаємодії голко-платинових виробів з клинами. Значну увагу приділено розробці методів зниження динамічних навантажень та розробці принципово нових конструкцій голко-платинових виробів механізмів в'язання та елементів приводу машин.

Монографія призначена для наукових працівників та спеціалістів галузевого машинобудування. Представлені матеріали можна використовувати для вибору та вдосконалення раціональних конструкцій робочих органів механізмів в'язання в'язальних машин. Матеріали монографії можуть бути корисними для аспірантів та студентів закладів вищої освіти.

**УДК 677.055**

---

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МЕХАНІЗМІВ В'ЯЗАННЯ В'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН НА СУЧАСНОМУ ЕТАПІ.....	9
1.1. Стан досліджень динамічних навантажень у механізмах в'язання та їх вплив на ефективність роботи в'язальних машин.....	10
1.2. Огляд досліджень по удосконаленню голково-платинових виробів.....	14
1.3. Огляд досліджень по удосконаленню механізмів в'язання....	19
РОЗДІЛ 2 ДИНАМІКА ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МЕХАНІЗМУ В'ЯЗАННЯ. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧИХ ОРГАНІВ.....	23
2.1. Навантаження у в'язальних системах, що виникають при ударі голки об клин.....	24
2.2. Динамічні процеси в голці в'язальної машини, які зумовлені інерційними навантаженнями.....	28
2.3. Напруження в стержні голки круглов'язальної машини типу КО, зумовлені інерційними навантаженнями.....	35
2.4. Вплив тертя робочих органів в'язальної машини на динамічні навантаження в парі голка-клин.....	42
2.5. Вплив робочої поверхні клина в'язальної машини на динаміку взаємодії з голкою.....	46
2.6. Взаємодія голок з клинами в'язальних машин.....	50
2.7. Прилад для вимірювання деформації пари голка-клин в'язальної машини.....	56
2.8. Вплив динамічних навантажень у в'язальних системах на зношення клинів.....	60
2.9. Аналітичне проектування безударного профілю платинного клина круглов'язальної машини.....	62
РОЗДІЛ 3 ШЛЯХИ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У МЕХАНІЗМАХ В'ЯЗАННЯ.....	67
3.1. Зниження контактних напружень в парі голка-клин в'язальної машини.....	68
3.2. Вплив тертя робочих органів в'язальної машини на довговічність роботи клинів.....	71
3.3. Ефективність використання голок в'язальних машин з уступом.....	76

3.4.	Ефективність використання голок в'язальних машин з двома пружними п'ятками.....	81
3.5.	Експериментальні дослідження впливу голок з пазами у основи та посередині п'ятки на величину динамічних навантажень в механізмі в'язання круглов'язальної машини типу КО.....	87
3.6.	Динаміка взаємодії голки в'язальної машини з клином з пружним кріпленням.....	93
3.7.	Удосконалення голок в'язальних машин.....	97
3.7.1.	Голка з пружним елементом з додатковою п'яткою.....	97
3.7.2.	Голка з хвостовиком, з'єднаним зі стержнем.....	98
3.7.3.	Голка з уступом та вибірками в зоні п'ятки.....	99
3.7.4.	Голка з П-подібною п'яткою та з хвостовиком з відгином....	100
3.7.5.	Дротяна голка з розімкненою п'яткою.....	100
3.7.6.	Голка дротяна з п'яткою у вигляді консолі.....	101
3.7.7.	Голка з п'яткою з пластиною з відгинами.....	102
3.7.8.	Голка з п'яткою з пазом.....	103
3.8.	Вплив конструкції голки в'язальної машини на довговічність її роботи.....	104
3.9.	Вплив конструкції голки на зношення клинів в'язальної машини.....	108
3.10.	Підвищення довговічності роботи голок в'язальних машин..	112
3.11.	Зниження динамічних навантажень в парі голка-клин в'язальної машини шляхом удосконалення голок.....	115
3.12.	Вплив конструкцій робочих органів в'язальної машини на довговічність їх роботи.....	121
3.13.	Теоретичні основи проектування робочих органів в'язальних машин з елементами на пружній основі.....	124
3.14.	Вплив конструкції голки в'язальної машини на зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання.....	128
3.15.	Голка в'язальної машини.....	133
3.16.	Голка в'язальної машини.....	134
3.17.	Голка в'язальної машини.....	136
3.18.	Голка в'язальної машини.....	138
3.19.	Голка в'язальної машини.....	139
3.20.	Голка в'язальної машини.....	141
3.21.	Голка в'язальної машини.....	143
3.22.	Голка в'язальної машини.....	145
3.23.	Голка в'язальної машини.....	147
3.24.	Голка в'язальної машини.....	148
3.25.	Голка в'язальної машини.....	149
3.26.	Голка в'язальної машини.....	151
3.27.	Голка в'язальної машини.....	152
3.28.	Голка в'язальної машини.....	153

3.29.	Голка в'язальної машини.....	155
3.30.	Голка в'язальної машини.....	156
3.31.	Голка в'язальної машини.....	158
3.32.	Голка в'язальної машини.....	160
3.33.	Голка в'язальної машини.....	162
3.34.	Голка в'язальної машини.....	163
3.35.	Голка в'язальної машини.....	165
3.36.	Голка в'язальної машини.....	167
3.37.	Голка в'язальної машини.....	168
3.38.	Голка в'язальної машини.....	170
3.39.	Голка в'язальної машини.....	171
3.40.	Голка в'язальної машини.....	172
3.41.	Голка в'язальної машини.....	173
3.42.	Голка в'язальної машини.....	175
3.43.	Ефективність використання пружних клинів в'язальних машин.....	177
3.44.	Удосконалення клинів в'язальних машин.....	182
3.45.	Клин в'язальної машини.....	189
3.46.	Клин в'язальної машини.....	190
3.47.	Клин в'язальної машини.....	192
3.48.	Клин в'язальної машини.....	193
3.49.	Клин в'язальної машини.....	195
3.50.	Клин в'язальної машини.....	196
3.51.	Клин в'язальної машини.....	198
3.52.	Клин в'язальної машини.....	199
3.53.	Клин в'язальної машини.....	201
3.54.	Клин в'язальної машини.....	202
3.55.	Удосконалення методу аналітичного проектування раціональних профілів клинів в'язальних машин.....	204
3.56.	Механізми зі змінною довжиною ланок для приводу вушкових голок основов'язальних машин.....	212
РОЗДІЛ 4	НАПРЯМКИ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ПРИВОДІ КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН.....	220
4.1.	Динамічні навантаження круглов'язальних машин типу КО при пуску та їх зниження.....	221
4.2.	Вплив параметрів механізму товароприйому круглов'язальної машини на зусилля знімання рулону полотна з товарного валика.....	227
4.3.	Вибір параметрів пристрою зниження динамічних навантажень з радіальними плоскими пружинами.....	231
4.4.	Ефективність використання роликів компенсаторів осьових сил косозубих передач.....	235

4.5. Удосконалення привода в'язальної машини з лобовим фрикційним варіатором.....	239
4.6. Привід в'язальної машини з пружною запобіжною муфтою з регульованим моментом та вибір її параметрів.....	243
4.7. Динаміка гальмування круглов'язальної машини з черв'ячним приводом.....	247
4.8. Пристрій зниження динамічних навантажень в приводі машин з пружиною кручення та вибір його параметрів.....	251
4.9. Динаміка круглов'язальної машини з пристроєм зниження динамічних навантажень з пружинами кручення.....	260
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	270

## ВСТУП

Трикотажна промисловість – галузь більш юна, ніж прядіння і ткацтво. І тим не менше, техніку в'язання людство освоїло в далекій давнині. Ще 50 тисяч років тому люди вміли пов'язувати, а вірніше сплітати всілякі природні матеріали.

Плетіння пізніше перейшло в ткацтво та в'язання. При розкопках в Єгипті була знайдена дитяча тувфелька, вік якої перевищує 4 тисячі років.

Перші ознаки промислового виробництва в'язаного трикотажу з'явилися в 13 столітті у Франції. Тоді люди навчилися в'язати рукавички, панчохи, шарфи і інші аксесуари. У Шотландії в той же період виникла мода на в'язані берети, які стали елементом національного костюма [71].

Найперша в'язальна машина була створена в Англії в 1589 році. Це був плоский ручний верстат для в'язання. Її творцем став Вільям Лі – помічник парафіяльного священика. А підштовхнула його до винаходу наступна історія.

Нареченою Вільяма була дівчина з бідної сім'ї, яка в'язала панчохи на спицях і цим заробляла на життя. Вільям годинами спостерігав за її роботою, дивився, як утворюються петлі на спицях. Щоб полегшити роботу коханої, він придумав верстат. Ця в'язальна машина отримала назву кулірної, так як для утворення петель нитка на верстаті вигиналася в петлі, або куліровалася.

Автор отримав патент на свій винахід – перший верстат для в'язання був призначений виключно для в'язання панчіх. Простенький, за сьогоденніми мірками верстат з обмеженим функціоналом, для тих часів став справжнім проривом у виробництві трикотажу.

В'язання на в'язальних машинах поширюється по всій Європі – спочатку верстат перекочував до Франції, Німеччини, пізніше в інші країни.

З винаходом більш складної голки для в'язальної машини, яка мала язичкову структуру, в'язальне виробництво отримало новий поштовх. У 19 столітті почалася нова епоха розвитку техніки в'язання.

На теперішній час, круглов'язальні машини є найбільш чисельними серед трикотажного устаткування. У світі існує близько 50 фірм (Quanzhou Hengyi Machine Co.,Ltd, SHIMA SEIKI, TIEN YANG, ALBI, CAMBER, JUMBERCA, LEBOCEY, MARCHISIO, MAYER, MECMOR, MONARCH, MORAT, ORIZIO, PAI LUNG, SANTONI, TERROT тощо) що випускають понад 200 різних типів круглов'язальних машин. Випуск багатосистемних круглов'язальних машин збільшується щорічно, що свідчить про їхню значимість. При цьому все більше уваги приділяється однофонтурним круглов'язальним машинам, що мають ряд переваг у порівнянні з двофонтурними, зокрема, більш низькі витрати на виробництво полотна.

Основним напрямком удосконалення круглов'язальних машин є підвищення ефективності їхнього використання та підвищення якості



продукції. По оцінках фахівців у найближчі роки продуктивність круглов'язальних машин зросте на 20...50%.

Перспективним напрямком удосконалення діючих і створення нових типів круглов'язальних машин є подальше підвищення їхньої продуктивності за рахунок збільшення числа в'язальних систем та швидкості в'язання, а також підвищення якості полотна за рахунок скорочення відмов робочих органів механізму в'язання (голок і клинів).

Стримуючим фактором у вирішенні цієї проблеми є динамічні навантаження, що виникають у механізмі в'язання в результаті ударної взаємодії голок і клинів.

Практика створення та експлуатації круглов'язальних машин показує, що основним фактором, що стримує подальший їхній розвиток, є недосконалість конструкцій робочих органів (зокрема, голок), що спричиняє значні динамічні навантаження в механізмі в'язання, і, таким чином, негативно впливає на продуктивність машин і якість трикотажного полотна.

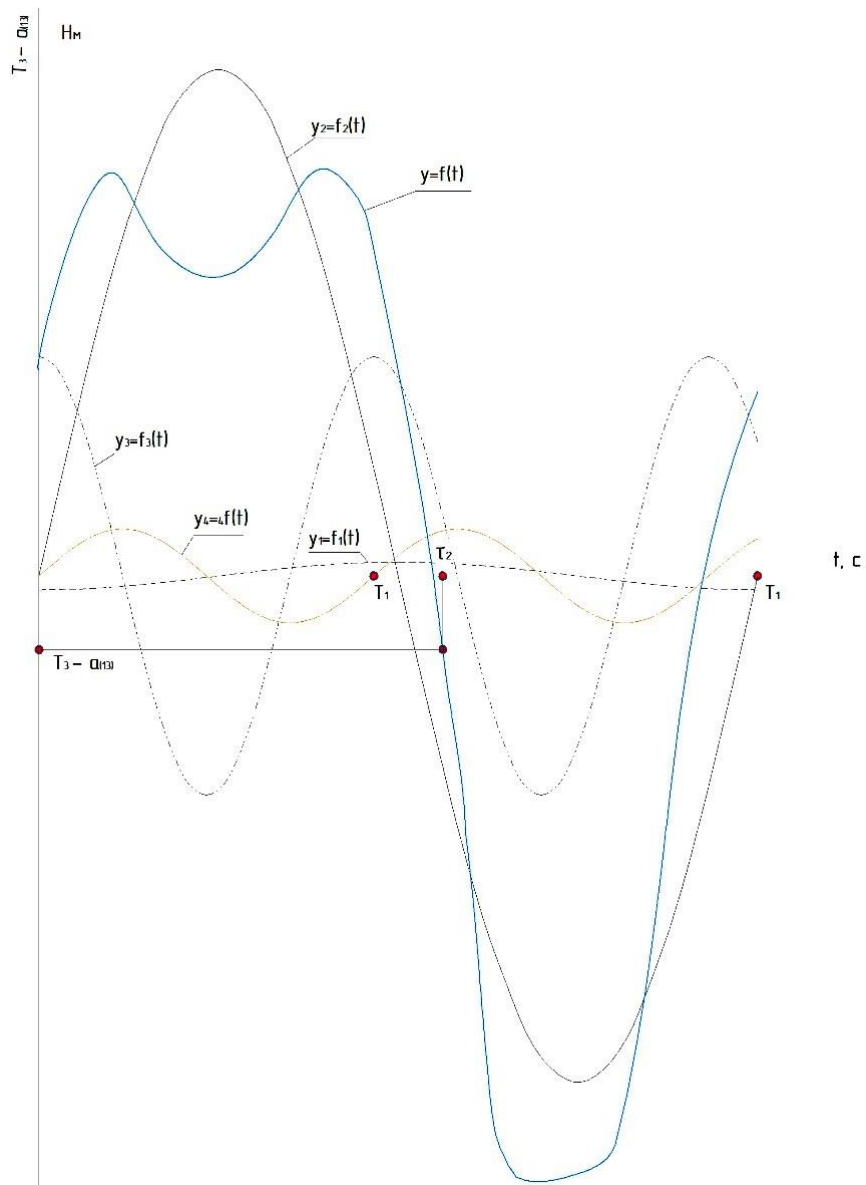
Проблема зниження динамічних навантажень у механізмах в'язання круглов'язальних машин, незважаючи на наявні досягнення в її вирішенні, все ще залишається актуальною. У свій час вже були проведені комплексні дослідження впливу конструкцій голок на величину динамічних навантажень у механізмах в'язання [190]. Але існуючі теоретичні основи і інженерні методи проектування робочих органів круглов'язальних машин, що спрямовані на зниження динамічних навантажень у механізмах в'язання, вимагають уточнень і подальших доробок. Все це підтверджує актуальність наукових досліджень по подальшому розвитку теорії динамічних процесів в механізмах в'язання круглов'язальних машин та зниженню динамічних навантажень у механізмах в'язання шляхом удосконалення їх робочих органів, зокрема – *голок*.

Враховуючи вказані вище обставини, монографія присвячена комплексним дослідженням динамічних процесів, що виникають в механізмах в'язання круглов'язальних машин і їх робочих органах, та розробці нових конструкцій робочих органів, теоретичних основ і інженерних методів їх проектування з метою зниження динамічних навантажень у механізмах в'язання, що сприяє підвищенню ефективності роботи круглов'язальних машин.

В роботі були використані матеріали монографії Піпа Б. Ф., Плешко С. А. Удосконалення робочих органів механізмів в'язання круглов'язальних машин : монографія. Київ : КНУТД, 2012. 471 с.

# РОЗДІЛ 1

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МЕХАНІЗМІВ В'ЯЗАННЯ В'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН НА СУЧАСНОМУ ЕТАПІ**



## **1.1. Стан досліджень динамічних навантажень у механізмах в'язання та їх вплив на ефективність роботи в'язальних машин**

Специфікою роботи в'язальних машин є ударна взаємодія голково-платинових виробів із клинами замків [14, 116, 117], що негативно впливає як на надійність роботи механізму в'язання, так і на якість трикотажного полотна та виробів [51]. Тому дослідженням динамічних навантажень у механізмах в'язання, обумовлених ударною взаємодією голок і клинів, приділяється першочергова увага при проектуванні і модернізації в'язальних машин.

Однією з перших робіт, присвячених дослідженням умов удару п'ятки голки об клин замка, є робота О.С. Болдирева [5], яка була опублікована ще в 1939 році. Авторіві вперше вдалося математично описати процес взаємодії голки із клином при в'язанні трикотажу. Отримана ним залежність дозволяє визначити величину динамічного навантаження, що виникає в момент удару голки об клин. Встановлено, що на величину динамічного навантаження істотно впливають наступні параметри в'язальної системи: маса голки; жорсткість пари голка-клин у зоні їхньої взаємодії; кут профілю клина, а також швидкість співударяння голки із клином, тобто швидкість в'язання трикотажного полотна.

Подальший розвиток теорії динамічної взаємодії голок із клинами замків знайшов своє відображення в працях В.М. Гарбарука [14], І.С. Мільченка [116], Є.С. Масленикова [111, 112], К.І. Молчанова, В.І. Соломонова [118] і багатьох інших дослідників.

Особливо слід відмітити праці професора Б.Ф. Піпи і його учнів [4, 12, 13, 61, 62, 124, 127, 158, 190, 207, 237], що дозволили не тільки вдосконалити теорію динамічної взаємодії голково-платинових виробів в'язальних машин із клинами, але й запропонувати перспективний напрямок зниження динамічних навантажень у механізмах в'язання, а також розробити ряд принципово нових технічних рішень по їхньому зниженню. Вперше була запропонована більш точна методика визначення податливості пари голка-клин в'язальної машини [143], що дозволило окреслити шляхи вдосконалення конструкцій робочих органів механізму в'язання, що сприяють зниженню динамічних навантажень.

Аналізу впливу параметрів в'язальної системи круглов'язальної машини на величину динамічних навантажень у механізмі в'язання присвячені дослідження [138]. Встановлено, що для зниження динамічних навантажень доцільно знижувати жорсткість пари голка-клин у зоні їхньої взаємодії. Дослідження дозволяють визначити вплив динамічних навантажень, обумовлених ударною взаємодією голок і клинів, на довговічність останніх. Отримано залежність, що дозволяє оцінити ступінь впливу динамічних навантажень на величину зношування робочої поверхні клина.

Питанням дослідження динамічних навантажень у механізмі в'язання і розробці технічних пропозицій по підвищенню експлуатаційної

надійності в'язальних машин присвячена монографія [10]. У роботі наведено результати теоретичних та експериментальних досліджень динамічних навантажень у механізмі в'язання круглов'язальних машин типу КО. Вперше запропонована методика та пристрій для експериментального дослідження динамічних навантажень, що виникають при ударі голки об клин. Запропоновано ряд конструкцій голок і клинів з підвищеною податливістю робочої зони (п'ятка голки, робоча поверхня клина тощо), що сприяють зниженню динамічних навантажень у механізмі в'язання.

З метою експериментального визначення динамічних навантажень, що діють безпосередньо на п'ятку голки при її ударі об клин, проф. Хомяком О.М. у співавторстві запропоновано спеціальний прилад [228]. Наведено функціональну, принципову схеми і опис спеціального тензопідсилувача, що дозволяє за допомогою світлопроменевого осцилографа одержати достатньо точні осцилограми динамічних навантажень, що діють на п'ятку голки в момент удару її об клин.

Питанням підвищення надійності та довговічності роботи в'язальних систем в'язальних машин шляхом зниження динамічних навантажень присвячені роботи [147, 141, 151, 157]. Відзначається, що підвищення надійності та довговічності роботи механізму в'язання й в'язальної машини в цілому можна досягти шляхом використання голок і клинів, що забезпечують зниження динамічних навантажень у зоні їхнього удару. Запропоновано конкретні технічні рішення, спрямовані на вдосконалення конструкцій голок і клинів.

Дослідження [133] присвячені вивченню впливу жорсткості пари голка-клин на величину хвиль напружень у стержні голки. Встановлено, що зниження жорсткості як п'ятки голки, так і клина приводить до зменшення ударного імпульсу, що формує хвилі напружень у стержні голки, які є основною причиною відмов голок за рахунок, в основному, поломки гачка.

Основні напрямки розвитку високопродуктивних круглов'язальних машин і панчішних автоматів викладені в роботі [153]. Відзначається, що перспективою розвитку в'язальних машин є підвищення швидкості їхнього в'язання, що спричиняє збільшення динамічних навантажень у механізмі в'язання. Тому вирішенню проблеми зниження динамічних навантажень при удосконаленні в'язальних машин приділяють першочергову увагу.

Монографія проф. Б.Ф. Піпи у співавторстві [155] присвячена дослідженням динамічних навантажень у механізмах в'язання в'язальних машин. Наведено залежності, що дозволяють визначити максимальну величину динамічних навантажень, що виникають при взаємодії голок із клинами. Відзначається, що ефективність роботи в'язальних машин цілком залежить від динамічних навантажень у механізмі в'язання. Зроблений висновок, що підвищення надійності в'язальних машин можна досягти шляхом зниження динамічних навантажень. Розроблено ряд перспективних конструкцій голок і клинів, спрямованих на зниження

динамічних навантажень у механізмі в'язання. Відмічається, що перспективним у підвищенні ефективності роботи в'язальних машин є запропонований автором механізм в'язання з голками, що мають уступ замість п'ятки. Однак така конструкція голок має підвищену жорсткість ділянки стержня, що взаємодіє із клином, що не може ефективно знизити динамічні навантаження в механізмі в'язання. Необхідні подальші дослідження з підвищення ефективності такої конструкції голки з уступом.

Дослідженням взаємодії голки круглов'язальної машини із клином у момент удару присвячені роботи [132, 149, 150]. Встановлено, що при визначенні динамічних навантажень, які виникають при ударі голки об клин, технологічними навантаженнями можна знехтувати. Такий підхід дозволяє спростити методику визначення динамічних навантажень у механізмі в'язання.

Монографія проф. О.М. Хомяка і Б.Ф. Піпи [227] присвячена дослідженням ефективності роботи в'язальних машин. Відзначається, що ефективність роботи в'язальних машин в першу чергу залежить від динамічних навантажень у механізмі в'язання. Як шлях підвищення ефективності роботи машин автори справедливо рекомендують зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання. Із цією метою пропонуються нові конструкції голок, клинів і механізмів в'язання в цілому. Досліджено явище поширення хвиль напружень у стержні голки, викликане ударом її об клин. Дано рекомендації по підвищенню довговічності голок і клинів.

Недоліком запропонованих авторами [227] технічних розробок, на наш погляд, є складність їхньої реалізації (голка з вигнутою п'яткою, клин із пружним контуром тощо) та низька ефективність використання їх для зниження динамічних навантажень (голка з п'яткою-вставкою, пружно-демпфіруючий клин з пазом, клин з регульованим пружним робочим елементом тощо).

У монографії проф. Б.Ф. Піпи та доц. Плешка С.А. [190] представлені результати досліджень динаміки взаємодії робочих органів механізмі в'язання в'язальних машин. Значна увага приділена дослідженням навантаженням, що виникають у в'язальних системах при ударі голко-платинових виробів об клини. Досліджене явище поширення хвиль напружень у голці в'язальної машини при ударі її об клин та динамічні процеси у голці, які зумовлені інерційними навантаженнями. Значну увагу приділено також розробці методів зниження динамічних навантажень у механізмах в'язання та розробці нових конструкцій робочих органів механізмі в'язання.

Питанням вивчення динамічних навантажень у механізмі в'язання та визначення їхньої ролі в ефективності роботи в'язальної машини присвячений ряд праць закордонних дослідників.

У роботах Й. Барта (J. Barth) [245, 246] приведено схеми взаємодії голок із клинами замків різних типів в'язальних машин. Відзначається, що максимальні навантаження клин сприймає в зоні удару п'ятки голки. При

цьому на величину ударного навантаження впливають як параметри клина, зокрема кут його профілю, так і швидкість обертання голкового циліндра машини. Встановлено також, що зі збільшенням швидкості підвищується інтенсивність зношення робочої поверхні клина та зростає число відмов голок (поломка гачків, п'яток тощо).

Г. Рей (G. Wray) і Н. Бернс (N. Burns) свої дослідження [271, 272, 273] присвятили ударній взаємодії голок із клинами та розробці пристрою для виміру цих зусиль. Запропонована залежність, що дозволяє проаналізувати вплив жорсткості п'ятки голки на величину сил, що виникають при ударі голок об клини. Недоліком досліджень є те, що при визначенні ударного навантаження враховується лише деформація згину п'ятки, а деформацією п'ятки від скручування не враховано. Заслугою авторів є те, що вони розробили й запропонували пристрій, що дозволяє вимірювати зусилля, обумовлене ударом голки об клин [273]. Запропонований пристрій дозволяє реєструвати динамічні навантаження в діапазоні від 0 до 196 Н, що цілком достатньо для виміру динамічних навантажень у механізмі в'язання більшості типів в'язальних машин. Недоліком запропонованої методики експериментальних досліджень навантажень у зоні взаємодії голки із клином є той факт, що при розшифровці осцилограм не враховується жорсткість консольної балочки, на якій кріпиться клин і тензодатчики.

У роботах [274, 275] попередніх авторів встановлено, що на величину сили удару п'ятки об клин істотно впливає маса голки. Наведено рівняння, що описує рух голки при ударі її об клин. Відзначається, як і раніше, що на величину ударних навантажень у механізмі в'язання впливає жорсткість п'ятки голки. При цьому зі зменшенням жорсткості величина сили удару голки об клин знижується.

Дослідження Д. Блака (D. Black) і Д. Мундена (D. Munden) [247] присвячені розробці теорії проектування високоефективних в'язальних систем в'язальних машин. Наведено математичні залежності, що дозволяють спроектувати клини із криволінійним профілем, що приводить до збільшення швидкості в'язання приблизно в 2 рази. Встановлено, що основною причиною зниження ефективності роботи в'язальних машин є динамічні навантаження, які виникають при ударі голок об клини, обумовлені недосконалістю профілю клинів. Недоліком досліджень є відсутність аналізу по вибору оптимального закону профілю клина.

Робота Г. Крауза (H. Kraus) [260] у співавторстві присвячена дослідженням впливу динамічних навантажень, обумовлених силами інерції, на руйнування гачків голок. Виявлено, що зі збільшенням швидкості в'язання кількість випадків руйнування гачків збільшується. Однак автори не враховують вплив хвиль напружень у стержні голки, зумовлених ударом її об клин, на руйнування гачка, що є недоліком досліджень.

Б. Шулер (B. Schuler) у роботі [267] встановив, що на величину динамічних навантажень у парі голка-клин, істотно впливає форма

профілю клина. Надалі в роботі [268] Б. Шулер відзначає, що підвищення швидкості в'язання приводить до інтенсивної поломки гачків голок. Для усунення цього явища пропонується використати клини із криволінійним профілем. Недоліком досліджень є те, що, як і раніше, тут не вивчено явище поширення хвиль ударних напружень у стержні голки і їхня роль у руйнуванні гачків голок.

Дослідження Й. Кнаптона (J. Knapton) і Т. Лау (T. Lau) [255, 256] дозволяють також розробити клини із криволінійним профілем. В якості кривої використовується синусоїда. Відзначається, що використання таких клинів на однофонтурних круглов'язальних машинах дозволяє підвищити швидкість в'язання до 2 м/с. Недоліком досліджень є використання в якості профілю клина синусоїди, що не є оптимальним рішенням [158]. В роботі [263] тих же авторів присвячена експериментальній перевірці ряду припущень, прийнятих при розробці теорії проектування клинів із синусоїдальним профілем [255, 256].

## **1.2. Огляд досліджень по удосконаленню голково-платинових виробів**

Дослідження [10, 14, 227 та ін.] показують, що на величину динамічних навантажень у механізмі в'язання істотно впливає конструкція голково-платинових виробів. Тому дослідженням з удосконалювання голок, які спрямовані на зниження динамічних навантажень, обумовлених їхньою ударною взаємодією із клинами, останнім часом приділяється велика увага.

У роботі [148] відзначається, що при ударі голки об клин у її стержні виникають хвилі напружень, які є основною причиною руйнування гачка. Відзначається, що підвищення ефективності роботи механізму в'язання й машини в цілому може бути досягнуте шляхом удосконалювання конструкції голки, спрямованого на зниження ударних навантажень у зоні взаємодії голки із клином, що приводить до зниження величини хвиль ударних напружень.

Про вплив конструкції голки на динамічні навантаження в механізмі в'язання й на її довговічність відзначається також у роботі [140]. Автори справедливо відзначають, що зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання можна досягти шляхом зниження жорсткості п'ятки голки. У якості одного з рішень у статті [160] пропонується голка з потоншенням стержня в зоні п'ятки. У результаті виконаних досліджень автори запропонували конструкцію такої голки й методику розрахунку її основних параметрів. Встановлено, що використання голок з потоншенням стержня в механізмі в'язання круглов'язальних машин типу КО дозволяє знизити динамічні навантаження в 2,57 рази. Витрата голок за зміну, в розрахунку на одну машину МС-5, знизилася з 19,25 до 7,43 штук. Недоліком запропонованої конструкції голки, на наш погляд, є асиметричне розташування потоншення відносно осі голки, що знижує

ефективність використання таких голок у механізмах в'язання машин реверсивної дії.

У роботі [136] наведені дослідження впливу конструкції язичкової голки на надійність її роботи. Відзначається, що голка з більш податливою п'яткою (п'ятковою частиною) більш стабільна та довговічна в роботі завдяки більш низьким динамічним навантаженням.

Динаміці голки присвячені дослідження [137]. Автор справедливо відзначає, що хвилі напружень у стержні голки залежать як від динамічних навантажень, так і від інерційних навантажень, обумовлених специфікою траєкторії руху голки (циклічність повторювань підйому та опускання). Встановлено, що зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання благотворно позначається на підвищенні довговічності роботи голки.

Стаття [135] присвячена дослідженням впливу конструкції голки в'язальної машини на напруження, що виникають у гачку при її зіткненні із клином. Відзначається, що з метою зниження хвиль напружень доцільно знижувати жорсткість п'ятки голки. Пропонується ряд конструктивних варіантів удосконалення голки, спрямованих на зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання.

Удосконаленням конструкції голки, що сприяє зниженню динамічних навантажень у механізмі в'язання, присвячені також дослідження [161]. Відзначається, як і раніше, що одним з перспективних напрямків зниження динамічних навантажень є зниження жорсткості п'ятки голки.

З метою зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання автори роботи [134] пропонують використовувати голки з ділянкою стержня, що скручується при ударі об клин. Приведено теоретичні дослідження ударної взаємодії таких голок із клином. Використання запропонованої конструкції голки в механізмі в'язання круглов'язальних машин типу КО, як показують розрахунки, сприяє зниженню динамічних навантажень приблизно в 2 рази.

У роботі [144] відзначається, що довговічність роботи голок у значній мірі залежить від величини динамічних навантажень у механізмі в'язання. Пропонується напрямок проектування голок, що забезпечують мінімальну величину жорсткості пари голка-клин.

Як показують дослідження [69], конструкція голки впливає не тільки на величину динамічних навантажень у механізмі в'язання, але й на довговічність клинів. Досліджено вплив конструкції голки на зношування робочої поверхні клина. Встановлено, що голка жорсткої конструкції негативно впливає на довговічність клинів, а саме збільшується інтенсивність зношування клинів.

Дослідження [70, 217, 236] присвячені ефективності використання голок з податливою п'яткою на зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання. Відзначається, що використання таких голок дозволяє істотно знизити динамічні навантаження й підвищити ефективність роботи в'язальних машин (підвищення продуктивності і якості трикотажного



полотна та готових виробів). Приводяться конкретні рекомендації з удосконалення конструкції голки, а також результати досліджень навантаженості язичкових голок, що використовуються на круглов'язальних машинах типу КО. Як недолік досліджень [70] слід зазначити відсутність інформації про вплив реверсивності руху в'язальної машини на довговічність голок.

Питанням вибору раціональної конструкції голки круглов'язальної машини та дослідженням її впливу на ефективність роботи машини присвячені роботи [9, 72]. Відзначається, що зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання, обумовлених ударною взаємодією голок із клинами, можна досягти шляхом зниження жорсткості п'ятки голки. Використання голок з більш податливою п'яткою сприяє зниженню числа відмов голок, а отже й підвищенню продуктивності машин і якості трикотажного полотна.

Дослідження, виконані кафедрою інженерної механіки Київського національного університету технологій та дизайну (КНУТД) [235 тощо], показують, що найбільш ефективним рішенням для зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання за рахунок удосконалення конструкції голки є використання голок з п'яткою-вставкою, виконаною зі сталевого пружинного дроту у вигляді петлі, кінці якої виконують роль п'ятки. Використання таких голок дозволяє істотно знизити динамічні навантаження в механізмі в'язання. Як показують розрахунки, використання голок з п'яткою-вставкою на круглов'язальній машині КО-2 дозволяє знизити динамічні навантаження приблизно в 9,7 рази, що є найбільш ефективним у порівнянні з відомими раніше дослідженнями. Приводиться методика розрахунку податливості пари голка-клин механізму в'язання з голками з п'яткою-вставкою.

Аналізу впливу конструкції платини на динамічні навантаження в механізмі в'язання круглов'язальних машин і розробці рекомендацій з їхнього зниження присвячена кандидатська дисертація Боженко В.І. [4], де наведено наукові основи та інженерні методи проектування платин, які спрямовані на зниження динамічних навантажень у механізмах в'язання. Відзначається, що, як і при проектуванні голок спрямованих на зниження динамічних навантажень, при вдосконалюванні платин необхідно, в першу чергу, знижувати жорсткість ділянки платини, яка взаємодіє із клином.

Всі відомі конструкції голок, що сприяють зниженню динамічних навантажень у механізмах в'язання доцільно розбити на дві групи:

- голки з податливою п'яткою;
- голки, стержень яких має спеціальну конфігурацію, що сприяє зниженню величини ударних хвиль напруг.

До першої групи відносяться голки, конструкції яких приведені в авторських свідоцтвах та патентах на винаходи [243, 249, 261, 259, 265, 266]. Недоліком таких голок, на наш погляд, є низька ефективність їхнього використання [259, 261, 265] і складність виготовлення [266, 249].

До другої групи відносяться конструкції голок, приведені в авторських свідоцтвах і патентах [125, 244, 250, 252, 251, 254, 257, 258, 264, 262, 270, 269, 276]. При цьому особливої уваги заслуговує конструкція голки, ділянка стержня якої в зоні п'ятки має вибірку із протилежної від п'ятки сторони [251]. Таке рішення дозволяє значно підвищити податливість голки за рахунок скручування стержня, що приводить до ефективного зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання.

Наявність наскрізних пазів у стержні голки [250] також сприяє підвищенню податливості голки в зоні удару її об клин і, природно, зниженню динамічних навантажень.

Пропозиція заповнювати отвір в стержні голки неметалічними демпфіруючими матеріалами з метою зниження ударних хвиль напружень [252], на наш погляд, є малоефективною і недоцільною. При цьому досить проблематичним є також забезпечення необхідної міцності з'єднання демпфіруючого матеріалу зі стержнем голки.

Конструкція голки з пружною п'яткою [276] має високу ефективність зниження динамічних навантажень. Однак така конструкція голки складна у виготовленні й не може бути використана у в'язальних машинах високих класів. Інтерес представляє також голка, виконана з термопластичної гуми [262]. Однак, на наш погляд, така конструкція, крім складності виготовлення, викликає сумніви і в її працездатності (значні деформації елементів голки негативно позначаються на процесі петлетворення, тобто на якості трикотажного полотна).

Велика робота з розробки нових конструкцій голок, спрямованих на зниження динамічних навантажень у механізмах в'язання, проведена кафедрою інженерної механіки КНУТД. Багато розроблених конструкцій голок захищені авторськими свідоцтвами і патентами на винаходи [15, 63, 64, 65, 66, 67, 240, 238, 239, 241, 242 тощо].

При цьому все різноманіття запропонованих конструкцій голок можна розбити на три групи:

- голки із пружною п'яткою [63, 64, 66, 67, 241, 240];
- голки, п'ятка яких виконана у вигляді окремого елемента (голка з п'яткою-вставкою) [15, 238, 239, 242];
- голки зі стержнем, що сприяє зниженню ударних хвиль напружень [65].

З першої групи голок найбільший інтерес представляє голка, п'ятка якої має паз, що розділяє її на дві частини [238]. Така конструкція, крім зниження жорсткості п'ятки, усуває знакозмінність напружень, що діють на п'ятку при ударі її об клин (п'ятка по черзі взаємодіє з підйомними та кулірними клинами).

Наявність відгинів робочих граней голки [241] дозволяє зменшити контактні напруження в парі голка-клин. Однак значна жорсткість п'ятки не сприяє ефективному зниженню динамічних навантажень у механізмі в'язання.

Вигнута п'ятка голки [64] знижує її жорсткість і, таким чином, динамічні навантаження в механізмі в'язання. Однак така конструкція голки не може бути використана у в'язальних машинах низьких класів, що знижує межі її застосування.

Використання голок з п'ятками-вставками, як показують дослідження [227], є найбільш ефективним для зниження динамічних навантажень у механізмах в'язання. При цьому найбільш доцільним є використання голок з п'яткою-вставкою, виконаною у вигляді вигнутої петлі із прямолінійними паралельними кінцями [15].

Конструкції голок з п'яткою-вставкою [239, 242] складні у виготовленні. Крім того, такі голки не можуть істотно знизити жорсткість п'ятки, а отже й динамічні навантаження в механізмі в'язання.

Голки, що мають трикутний виріз у зоні п'ятки й пази в стержні [65], здатні значно знизити величину динамічних навантажень у зоні удару голки об клин і хвилі напружень у зоні гачка.

Питанню зниження динамічних напружень у голці в'язальної машини присвячена робота [183]. Представлено результати досліджень впливу жорсткості системи голка-клин на динамічні напруження, що виникають у голці в'язальної машини при ударі її об клин. Завданням досліджень стало удосконалення теорії ударної взаємодії голки в'язальної машини з клином з метою оцінки впливу жорсткості системи голка-клин на величину динамічних напружень, що виникають при цьому у голці. Аналіз отриманих в роботі залежностей дозволяє зробити висновок, що жорсткість системи голка-клин впливає на величину напружень у стержні голки, зумовлених ударною хвилею. При цьому зниження жорсткості зумовлює зниження величини напружень. Так як голка має складну геометричну форму, тому при ударі голки об клин у її тілі виникає складне поле напружень, що залежить від геометричної форми голки. Отримані рівняння є лише деяким наближенням опису процесу зміни напружень у тілі голки при ударі її об клин. Однак отримані результати дозволяють зробити висновок, що зниження жорсткості системи голка-клин сприятливо впливає на підвищення довговічності голок в'язальних машин.

Ефективне змащення пари голка-клин суттєво впливає на зношення клинів в'язальних машин [229]. Представлені результати досліджень впливу ефективності змащення пари голка-клин на зношення робочих поверхонь клинів в'язальних машин. Приведено приклад впливу тертя пари голка-клин круглов'язальної машини КО-2 на зношення кулірних клинів. Результати досліджень можуть бути використані при удосконаленні процесу змащення пар голка-клин будь-яких в'язальних машин. Аналіз одержаних результатів показує, що ефективність змащення пари голка-клин в'язальної машини шляхом зниження втрат тертя в зоні їх взаємодії, суттєво впливає на зношення клинів і, відповідно, на довговічність їх роботи.

Раціональним режимом змащення круглов'язальної машини типу КО є такий режим змащення, коли коефіцієнт тертя пар голка-клин

знаходиться в межах 0,08...0,1. Це може бути досягнуто вибором відповідного виду мастила та режимів змащення механізму в'язання. При цьому довговічність кулірного клина коливається в межах від 208,79 до 76,97 год. (від 16312 до 6013 днів при 2-х змінній роботі машини).

При існуючому режимі роботи круглов'язальної машини КО-2, як показують дослідження, довговічність кулірних клинів не перевищує год. (703 днів).

В роботі [3] запропоновано формули для обчислення радіуса кривизни волокна гачка голки в точці, де визначаються напруження, відстані від неї до нейтральної лінії та формула максимального нормального напруження в точці небезпечного перерізу гачка в місці його згину. За розрахункову схему гачка прийнято стержень великої кривизни. Проаналізовано вплив різних форм поперечного перерізу гачка на міцність голки.

### **1.3. Огляд досліджень по удосконаленню механізмів в'язання**

Зниження динамічних навантажень у механізмах в'язання може бути досягнуте також шляхом використання нетрадиційних конструктивних рішень самого механізму в'язання, а саме використання пружних елементів, що виключають взаємодію голок і клинів; заміна окремих клинів пружними елементами тощо [225].

Вперше в 1979 році проф. Б.Ф. Піпа опублікував результати досліджень по вдосконаленню конструкцій механізмів в'язання й запропонував принципово новий механізм, що виключає ударну взаємодію голок із клинами [142]. Було запропоновано наукові основи проектування такого механізму в'язання. Однак конструкція механізму відрізняється складністю та, на наш погляд, низькою надійністю в роботі. Крім того, такий механізм може бути використаний у машинах лише низьких класів.

У роботі [139] автори, з метою зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання, пропонують використати в голковому циліндрі круглов'язальних машин штаги з уступом, розташованим у зоні руху п'ятки голки. Така конструкція голечниці дозволяє знизити жорсткість голки в зоні удару її об клин і тим самим знизити динамічні навантаження. Як показують розрахунки, використання в голковому циліндрі круглов'язальних машин типу КО штаг з уступом дозволяє знизити динамічні навантаження в механізмі в'язання приблизно в 6 разів.

Розробці перспективних конструкцій механізмів в'язання, що сприяють підвищенню ефективності роботи однофонтурних круглов'язальних машин за рахунок зниження динамічних навантажень, присвячена робота [159]. Запропоновано механізм в'язання з в'язальними системами, в яких роль кулірних клинів виконують пружні елементи (пружини розтягу). Використання таких механізмів дозволяє підвищити як продуктивність в'язальних машин, так і якість трикотажного полотна. Використання такого механізму в складі круглов'язальної машини КО-2

дозволяє, як показують розрахунки, збільшити механічний кут кулірування до  $80,15^\circ$  (в існуючих конструкціях машин він не перевищує  $56^\circ$ ), що дозволяє знизити довжину в'язальної системи приблизно в 1,8 рази. Запропонована конструкція механізму в'язання дозволяє також знизити динамічні навантаження, що діють як на голку, так і на нитку, що підвищує надійність роботи механізму і якість трикотажного полотна.

Робота [162] присвячена дослідженням з підвищення ефективності роботи механізму в'язання. На відміну від відомих конструкцій автори пропонують механізм в'язання, у якому роль кулірного клина виконує плоский пружний елемент. Розроблено наукові основи проектування такого механізму. Однак запропонована конструкція механізму в'язання, як і попереднє рішення [159], має ряд недоліків, основними з яких є: складність конструкції механізму; неможливість використання на круглов'язальних машинах високих класів (понад 20-го); збільшення динамічних навантажень у зоні взаємодії голки із підйомним клином (на голку додатково діє сила пружності пружного елемента).

Дослідження [151] присвячені оптимізації параметрів в'язальної системи механізму в'язання з метою зниження динамічних навантажень. Приведені результати досліджень показують, що вибір оптимальних величин робочих параметрів механізму в'язання дозволяє істотно (більш ніж в 10 разів) знизити динамічні навантаження в зоні ударної взаємодії голок із клинами. При цьому в якості оптимальних параметрів механізму в'язання прийнято: кут клина; кут тертя голки по клину та кути тертя голки в направляючих; маса голки; жорсткість пари голка-клин; технологічні навантаження, що діють на голку; швидкість в'язання (швидкість удару голки об клин); глибина голкового паза; плече сили удару п'ятки голки об клин, тобто практично всі робочі параметри механізму в'язання. Як зауваження по роботі, слід зазначити нераціональний, на наш погляд, діапазон варіювання досліджуваних параметрів, що знижує цінність отриманих результатів.

Великий інтерес у вирішенні проблеми зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання шляхом удосконалювання самого механізму представляють дослідження [154]. Тут запропоновано перспективні конструкції механізмів, що дозволяють істотно підвищити ефективність роботи механізму в'язання, у тому числі і за рахунок зниження динамічних навантажень. Слід зазначити, що запропоновані технічні рішення можуть бути використані як у круглов'язальних, так і у плосков'язальних машинах.

Наукові основи проектування запропонованих механізмів в'язання є істотним внеском у розвиток теорії проектування в'язальних машин. У роботах [61, 156] наведено дослідження з підвищення ефективності роботи в'язальних машин шляхом удосконалювання механізму в'язання. Відзначається, що підвищення продуктивності в'язальних машин та якості продукції можна досягти за рахунок використання таких конструкцій робочих органів механізму в'язання, які сприяють зниженню динамічних

навантажень. Як недоліки досліджень можна відзначити відсутність інформації про вплив конструкції клинів на динамічні навантаження в механізмах в'язання.

Перспективи вдосконалювання в'язальних машин викладені в роботі [226]. Відзначається, що підвищення ефективності роботи в'язальних машин можливо досягти шляхом зниження динамічних навантажень у механізмах в'язання. При цьому вказується на доцільність удосконалювання конструкції самого механізму в'язання.

Про вплив конструкції механізму в'язання і його робочих органів на динамічні навантаження, обумовлені ударом голок об клини, відзначається в дослідженнях [188]. Автори справедливо вказують, що подальше підвищення ефективності роботи в'язальних машин за рахунок зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання, можливо лише шляхом розробки нових, більш досконалих конструкцій механізмів в'язання. Пропонується ряд рекомендацій з вирішення цієї проблеми. Однак у роботі [188] відсутні конкретні пропозиції по удосконаленню механізмів в'язання в'язальних машин й оцінка ефективності їхнього використання для зниження динамічних навантажень.

З відомих нових технічних рішень механізмів в'язання, спрямованих на зниження динамічних навантажень, насамперед слід відзначити конструкцію механізму, приведену в роботі [68]. Зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання досягається наявністю наскрізних пазів у тілі штег. При цьому пази розташовані в зоні руху п'яток голок. Наявність пазів дозволяє знизити жорсткість стержня голки з п'яткою, що приводить до зменшення ударного навантаження в зоні взаємодії голки із клином.

Перспективним механізмом в'язання, що заслуговує уваги, є механізм запропонований в роботі [114]. На відміну від відомих механізмів в'язання, запропонований механізм відрізняється тим, що стержень кожної голки має прямокутний отвір, у якому розташовується пружний елемент, виконаний у вигляді циліндричної пружини стиску. При цьому кожний з торців пружного елемента взаємодіє з відповідною гранню штеги. Наявність пружних елементів дозволяє практично повністю виключити ударну взаємодію голок із клинами. Недоліком запропонованого механізму є більша довжина в'язальної системи, що знижує ефективність його роботи (зменшується продуктивність машини).

Оригінальним є механізм в'язання, представлений в роботі [115]. На відміну від відомих механізмів в'язання, запропонований механізм відрізняється тим, що в голковому циліндрі машини встановлені плоскі елементи, що взаємодіють з кожною голкою. Таке технічне рішення дозволяє скоротити довжину в'язальної системи (відсутність кулірного клина, роль якого виконує пружний елемент). Недоліком механізму є збільшення динамічних навантажень, обумовлених ударом голки об підйомний клин.

Найбільш повно явище динамічної взаємодії робочих органів в'язальних машин та їх удосконалення розглянуто професором Піпою Б.Ф. в монографії [178].

Таким чином, аналіз сучасного стану досліджень динамічних навантажень у механізмах в'язання в'язальних машин і шляхів їхнього зниження, виконаний на базі наукових досліджень вітчизняних і закордонних учених та дослідників, дозволяє зробити наступні висновки:

- динамічні навантаження в механізмах в'язання, обумовлені ударною взаємодією голок із клинами, є визначальним чинником в ефективності роботи в'язальних машин;

- проблема зниження динамічних навантажень у механізмах в'язання існує і є актуальною, оскільки рішення її дозволяє підвищити продуктивність в'язальних машин і якість трикотажного полотна та готових виробів;

- найбільш доцільним шляхом зниження динамічних навантажень у механізмах в'язання в'язальних машин є удосконалення діючих і розробка нових голок і клинів, при цьому, насамперед, голки й клини повинні відрізнятися більш високою податливістю робочих зон (зони робочих елементів, що взаємодіють в момент удару одна з одною);

- дотепер відсутні розробки математичної моделі динамічної взаємодії голки в'язальної машини із клином з пружним елементом, виконаним у вигляді упору й пружини;

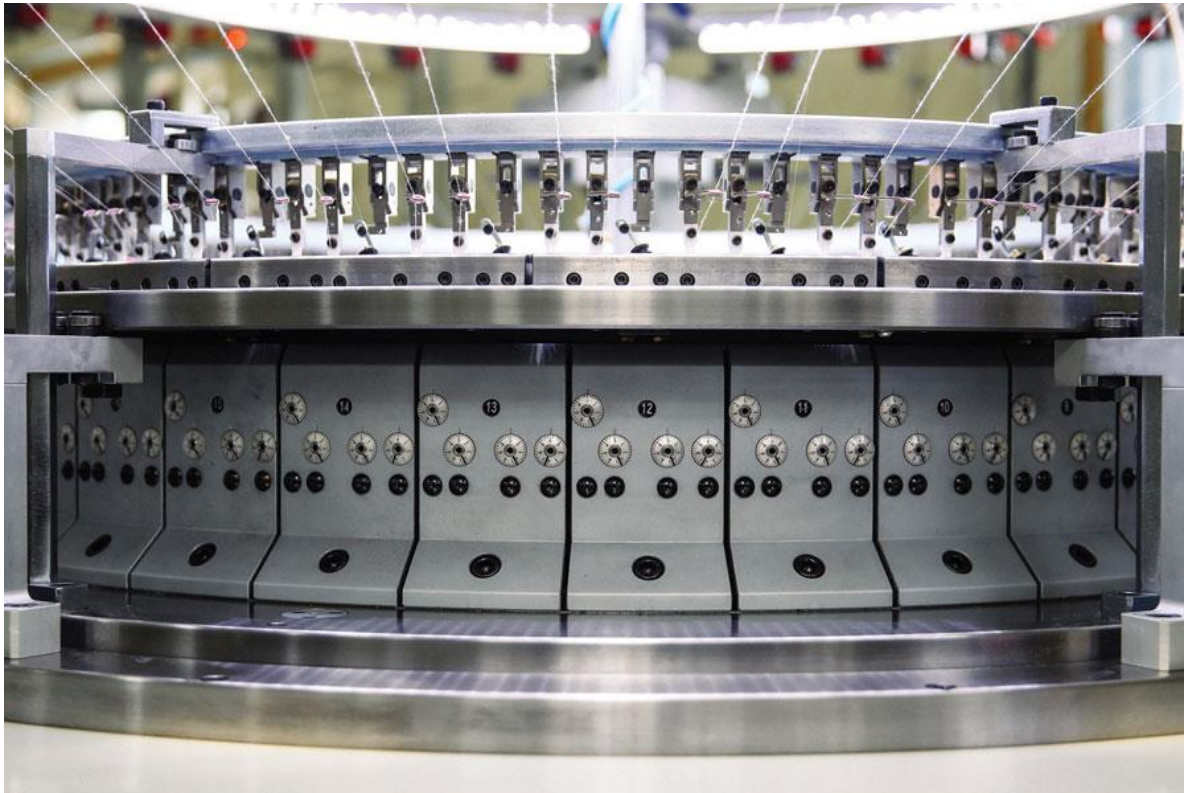
- відсутні комплексні дослідження оцінки ефективності використання голок з потоншенням стержня в зоні п'ятки для зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання;

- не досліджена ефективність використання голок з уступом для зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання; відсутні розробки по вдосконаленню такої конструкції голки, спрямовані на зниження динамічних навантажень, що виникають у зоні взаємодії її з клином;

- незважаючи на різноманіття конструкцій голок в'язальних машин, спрямованих на зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання, актуальним залишається проведення подальших досліджень по розробці більш досконалих та ефективних конструкцій голок, при цьому голки повинні мати більш високу податливість п'ятки при дотриманні високих вимог надійності їхньої роботи і одержання якісного трикотажного полотна.

## РОЗДІЛ 2

# ***ДИНАМІКА ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МЕХАНІЗМУ В'ЯЗАННЯ. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІЧНОЇ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧИХ ОРГАНІВ***





Одним із основних недоліків в'язальних машин є значні динамічні навантаження в зоні ударної взаємодії голок з клинами, що виникають при взаємодії голково-платинових виробів з клинами замків в період зміни напрямку їх руху. Ці навантаження негативно впливає на довговічність їх роботи [10, 155, 190, 227]. Динамічні навантаження, що виникають при цьому, є одним з визначальних чинників в питаннях надійності роботи в'язальної машини і якості продукції, що випускається.

Розробка методу визначення навантажень в парі голка (платина)–клин з подальшим розвитком теорії, є важливим етапом в створенні теоретичних основ проектування в'язального механізму, оскільки дозволить вирішити проблему підвищення ефективності роботи в'язальних машин. Особливо актуальним є це завдання в даний час, коли перед трикотажним машинобудуванням постає завдання підвищення швидкісних характеристик в'язальних машин і автоматів з одночасним збереженням якості продукції, що випускається.

Даний розділ присвячений створенню математичної моделі процесу взаємодії голково-платинових виробів з клинами замків, що дозволяє розробити методики розрахунку динамічних навантажень у в'язальних системах, необхідних при проектуванні сучасних типів в'язальних машин.

## **2.1. Навантаження у в'язальних системах, що виникають при ударі голки об клин**

Ефективність роботи в'язальних машин, зокрема їх продуктивність та якість полотна, значною мірою залежать від довговічності роботи голок [10, 155], яка, у свою чергу, залежить від динамічних навантажень, що виникають в зоні ударної взаємодії голок з клинами в'язальних систем.

Як показують дослідження [227], ефективним шляхом зниження динамічних навантажень, діючих на голку при роботі в'язальної машини, є зниження жорсткості пари голка-клин. Проте питання впливу жорсткості пари голка-клин на динаміку напружень, що виникають при цьому в стержні голки, практично не досліджене, що створює певні проблеми при проектуванні в'язальних машин. Дослідження [129, 130] та інших авторів показали, що в момент удару в'язальної голки об клин, в її стержні виникають ударні хвилі напружень. Це є однією з головних причин відмови голок (руйнування гачка голки тощо). При цьому при рішенні задачі визначення величини напружень, що виникають в стержні голки, розглядається випадок жорсткого удару голки (стержня) об клин. Насправді ж при ударі голки об клин має місце пружний удар, зумовлений жорсткістю пари голка-клин.

При розгляді питання поширення хвиль напружень, що виникають у момент удару, розглянемо стержень, схема якого представлена на рис. 2.1, *a* [192]. Вісь стержня приймаємо за вісь  $x$ . Сила удару приложена до точки  $O$  стержня.

За початкові умови приймаємо: при  $t = 0$   $u = 0$ ;  $\frac{\partial u}{\partial t} = 0$ ; гранична умова (при  $x = 0$ ):

$$EF \frac{\partial u}{\partial x} = -N(t), \quad (2.1)$$

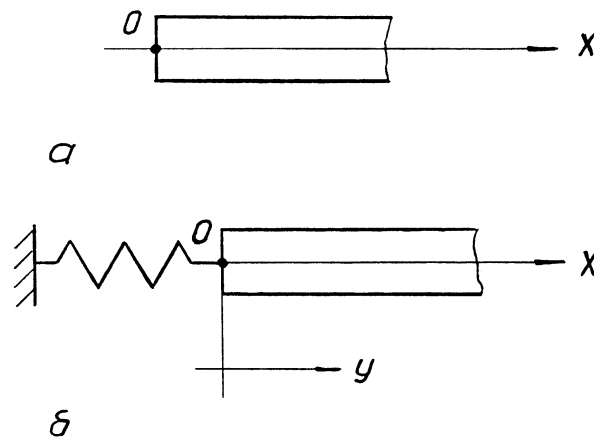
де  $u = u(x, t)$  - подовжнє переміщення перетину стержня при ударі;

$E$  - модуль нормальної пружності матеріалу стержня;

$F$  - площа поперечного перерізу стержня;

$\frac{\partial u}{\partial x} = \varepsilon$  - відносне подовження стержня;

$N(t)$  - сила стискування стержня, обумовлена ударом.



**Рис. 2.1.** Розрахункова схема до аналізу процесу поширення пружної подовжньої хвилі напружень в стержні голки в'язальної машини: а - при жорсткому ударі голки об клин; б - при пружному ударі

Очевидно:  $N(t) \equiv 0$  при  $t \leq 0$ .

Переміщення перерізів стержня у момент удару описується диференціальним рівнянням:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \quad (2.2)$$

де  $a = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$  - швидкість поширення звуку в матеріалі стержня;

$\rho$  - масова погонна щільність матеріалу стержня.

Припустимо, що уздовж стержня поширюється подовжня хвиля:

$$u = f(x - at), \quad (2.3)$$

що задовольняє рівняння (2.2).

Тоді рівняння руху перерізів стержня можна представити у виді:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = f'(x - at). \quad (2.4)$$

Розв'язуючи рівняння (4) з використанням граничних умов, маємо:

$$EFf'(-at) = -N(t).$$

Звідки:

$$f'(-at) = -\frac{N(t)}{EF}. \quad (2.5)$$

Вираз (2.5) напишемо у виді:

$$-\frac{1}{a} \cdot \frac{d}{dt} f(-at) = -\frac{N(t)}{EF},$$

або у виді:

$$\frac{d}{dt} f(-at) = \frac{aN(t)}{EF}. \quad (2.6)$$

Рішення рівняння (2.6) знайдемо, використовуючи метод варіації довільної постійної, інтегруючи:

$$f(-at) = \int_0^t \frac{aN(\tau)}{EF} d\tau = \frac{a}{EF} \int_0^t N(\tau) d\tau. \quad (2.7)$$

З рівняння (2.7) маємо:

$$f(x - at) = \frac{a}{EF} \int_0^{t - \frac{x}{a}} N(\tau) d\tau = u(x, t).$$

Використовуючи отриману залежність (2.7), можна знайти подовжнє переміщення перерізів стержня при ударі.

Розглянемо випадок удару стержня голки з урахуванням його пружних властивостей (пружний удар) (див. рис. 2.1, б).

При ударі стержня подовжнє переміщення його перерізів визначається з умови:

$$W = u(x, t) + v_0 t,$$

або, враховуючи (7):

$$W = \frac{a}{EF} \int_0^{t - \frac{x}{a}} N(\tau) d\tau + v_0 t, \quad (2.8)$$

де  $W$  – подовжнє переміщення перерізу стержня при ударі (пружний удар);

$v_0$  – початкова швидкість стержня (швидкість удару).

Сила стискання стержня, викликана ударом, знаходиться з рівняння:

$$N(t) = cu(t), \quad (2.9)$$

де  $c$  – жорсткість стержня в зоні удару.

Підставляючи (2.9) в (2.8), знаходимо:

$$W = \frac{ac}{EF} \int_0^{t-\frac{x}{a}} y(\tau) d\tau + v_0 t. \quad (2.10)$$

Рівняння (2.10) представимо у виді:

$$\frac{ac}{EF} \int_0^t y(\tau) d\tau + v_0 t = y(t). \quad (2.11)$$

Розв'язуючи рівняння (11), отримуємо:

$$\frac{ac}{EF} y(t) + v_0 = \frac{d}{dt} y(t),$$

або:

$$y'(t) - \frac{ac}{EF} y(t) = v_0. \quad (2.12)$$

Розв'язуючи (2.12), знаходимо:

$$y(t) = -\frac{EF}{ac} v_0 + A e^{\frac{ac}{EF} t}. \quad (2.13)$$

Постійну інтегрування  $A$  знаходимо, використовуючи початкові умови: при  $t=0$   $y(t=0)$ :

$$A = \frac{EF}{ac} v_0. \quad (2.14)$$

Підставляючи (2.14) в (2.13), маємо:

$$y(t) = \frac{EF}{ac} v_0 \left( 1 - e^{-\frac{ac}{EF} t} \right). \quad (2.15)$$

Силу стискання стержня визначимо, підставивши (2.15) в (2.9):

$$N(t) = \frac{EF}{a} v_0 \left( -1 + e^{-\frac{ac}{EF} t} \right). \quad (2.16)$$

Напруження в перерізах стержня при ударі дорівнюватиме:

$$\sigma(t) = \frac{N(t)}{F} = \frac{E}{a} v_0 \left( -1 + e^{-\frac{ac}{EF} t} \right). \quad (2.17)$$

Представивши голку у вигляді стержня кусочно-змінного перерізу [129], величину максимального напруження в перерізах окремих ділянок стержня знаходимо з умови (враховуючи, що  $\sigma(t)_i = \sigma_{imax}$  при  $t = \frac{2l_i}{a}$ ):

$$\sigma_{i max} = \frac{Ev_0}{a} \left( -1 + e^{\frac{2cl_i}{EF_i}} \right). \quad (2.18)$$

Аналізуючи отримані залежності (2.17) та (2.18), приходимо до висновку, що жорсткість пари голка-клин впливає на величину напружень в стержні голки, викликаних ударною хвилею. При цьому зниження жорсткості сприяє зниженню величини напруження в стержні голки.

Як відомо, голка має складну геометричну форму. Тому при ударі голки об клин в її тілі виникає складне поле напружень, яке залежить від геометричної форми голки. Отримані рівняння (2.17), (2.18) є лише деяким наближенням опису процесу зміни напружень в тілі голки при ударі її об клин. Проте отримані результати дозволяють зробити висновок, що зниження жорсткості пари голка-клин сприятливо впливає на підвищення довговічності в'язальних голок.

## 2.2. Динамічні процеси в голці в'язальної машини, які зумовлені інерційними навантаженнями

Як вже було встановлено, в процесі роботи в'язальної машини голки піддаються значним навантаженням, що є основною причиною їх відмов [176, 178, 183, 192, 203]. Дослідження [178] показують, що ударні явища, що виникають при взаємодії голок з клинами в'язальних систем, є основною причиною руйнувань голок. Ударні навантаження в в'язальних системах можуть бути ліквідовані шляхом використання безударних клинів. Однак, і в цьому випадку в стержні голки виникають напруження, викликані інерційними навантаженнями, зумовленими специфікою роботи в'язальних машин. Тому виникає потреба в аналізі динамічних процесів в голці в'язальної машини, зумовлених інерційними навантаженнями.

Аналізуючи конструкцію штампованої голки [179], приходимо до висновку, що голка, наприклад поз. 0-388, являє собою стержень кусочно-змінного перетину з трьома явно вираженими ділянками з постійним поперечним перерізом. У зв'язку з цим, при розгляді питання про повздовжні коливання голки, її розрахункову схему доцільно вибрати у вигляді, який представлений на рис. 2.2.

На рис. 2.2  $l_i$  і  $F_i$  – відповідно довжина і площа поперечного перерізу  $i$ -ої ділянки ( $i = 1, 2, 3$ ).

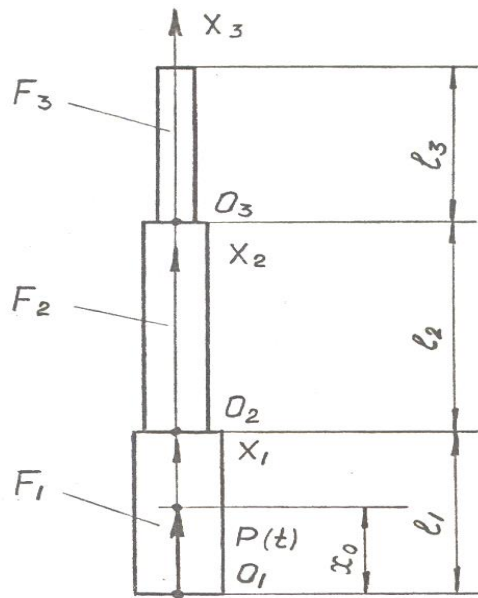
Переміщення поперечних перерізів голки при роботі машини визначається рівнянням:

$$s = s_0 + u, \quad (2.19)$$

де  $s$  – абсолютне переміщення перетину голки;

$s_0$  – переміщення голки, як твердого тіла, обумовлене технологічними вимогами процесу петлетворення;

$u$  – відносне переміщення перетину голки, обумовлене подовжніми коливаннями стержня.



**Рис. 2.2.** Розрахункова схема до визначення напружень у голці, зумовлених інерційними навантаженнями

Переміщення голки згідно закону Ньютона знаходиться в наступній залежності від сили, що діє на голку:

$$\frac{d^2 s_0}{dt^2} = \frac{Q(t)}{m}, \quad (2.20)$$

де

$$Q(t) = \sum_{i=1}^3 \int_{l_i} f_i(x_i, t) dx_i; \quad (2.21)$$

$f_i(x_i, t)$  – інтенсивність розподілу рушійної сили;

$Q(t)$  – рушійна сила;

$m$  – маса голки.

Складемо рівняння руху  $i$ -ої ділянки голки, позначивши переміщення її перетинів відповідно через  $s_i$  і  $u_i$ .

Сила інерції елемента довжиною  $dx_i$  дорівнює:

$$-\rho F_i dx_i \frac{\partial^2 s_i}{\partial t^2}, \quad (2.22)$$

де  $\rho$  – масова погонна щільність матеріалу голки.

Пружна сила, викликана подовжньою деформацією голки дорівнює:

$$EF_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} dx_i, \quad (2.23)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу голки.

З огляду на розподілене зовнішнє зусилля інтенсивності  $f_i(x_i, t)$ , одержуємо відповідно до принципу Д'Аламбера рівняння руху елемента з урахуванням виразів (2.22), (2.23) у виді:

$$-\rho F_i \frac{\partial^2 s_i}{\partial t^2} + EF_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} + f_i(x_i, t) = 0. \quad (2.24)$$

Враховуючи (2.23) і (2.20), рівняння (2.24) приймає вид:

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} = -\frac{Q(t)}{m} + \frac{1}{F_i \rho} f_i(x_i, t), \quad (2.25)$$

де  $a^2 = \frac{E}{\rho}$  ( $a$  – швидкість поширення звуку в матеріалі голки).

Рішення рівняння (2.25) варто підкорити визначеним початковим і граничним умовам.

При роботі круглов'язальної машини з постійною швидкістю обертання циліндра зовнішні впливи на голку являють собою періодичні в часі функції. У цьому випадку початкові умови можуть бути опущені, а граничні умови, що виражають відсутність навантажень на кінцях голки і сполучення окремих ділянок, мають вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_3}{\partial x_3} &= 0 \quad \text{при } x_3 = l_3; \\ F_3 \frac{\partial u_3}{\partial x_3} \Big|_{x_3=0} &= F_2 \frac{\partial u_2}{\partial x_2} \Big|_{x_2=l_2}; \quad u_3 \Big|_{x_3=0} = u_2 \Big|_{x_2=l_2} \\ F_2 \frac{\partial u_2}{\partial x_2} \Big|_{x_2=0} &= F_1 \frac{\partial u_1}{\partial x_1} \Big|_{x_1=l_1}; \quad u_2 \Big|_{x_2=0} = u_1 \Big|_{x_1=l_1}; \end{aligned} \quad (2.26)$$

$$\frac{\partial u_1}{\partial x_1} = 0 \quad \text{при } x_1 = 0$$

Таким чином подовжній рух голки описується диференціальними рівняннями (2.20) і (2.25), рішення яких задовольняє граничним умовам і умовам сполучення (2.26).

Розподілені зовнішні зусилля  $f_i(x_i, t)$  являють собою реакції, що діють на голку від її п'ятки і від штег, між якими переміщується голка. Взаємодія голки з пазом, утвореним штегами, обумовлено силами тертя, що залежать від ряду факторів, облік яких являє собою складну задачу. У зв'язку з цим будемо розглядати рух голки під дією зовнішньої сили, що діє з боку клина на п'ятку голки  $P(t)$ , припустивши для простоти її зосередженою в точці  $x_1 = x_0$  (див. рис. 2.2). У цьому випадку:

$$\begin{aligned} f_1(x_i, t) &= P(t)\sigma_1(x_1 - x_0); \\ f_i(x_i, t) &= 0, \quad (i = 2, 3), \end{aligned} \quad (2.27)$$

де  $\sigma_1(x_1 - x_0)$  – імпульсивна функція першого роду.

У цьому випадку рівняння руху окремих ділянок (2.25) приймають вид:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial x_1^2} = -\frac{P(t)}{m} + \frac{1}{F_1 \rho} P(t)\sigma_1(x_1 - x_0); \quad (2.28)$$

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} = -\frac{P(t)}{m}, \quad (i = 2, 3) \quad (2.29)$$

Як уже відзначалося, зовнішній вплив на голку є періодичною функцією часу. Її період залежить від геометрії клинів і від швидкості обертання циліндра. Поставимо цю функцію у виді:

$$P(t) = P \cos \omega t, \quad (2.30)$$

де  $P$  – амплітуда зовнішнього силового впливу на п'ятку голки;  
 $\omega$  – циклічна частота.

Частинне рішення рівнянь (2.28), (2.29), що відповідає змушеним коливанням, представимо у виді:

$$u_i(x_i, t) = X_i(x_i) \cos \omega t. \quad (2.31)$$

Для амплітудних функцій  $X_i(x_i)$  одержуємо звичайні диференціальні рівняння:

$$X_1'' + \alpha^2 X_1 = c - b\sigma_1(x_1 - x_0); \quad (2.32)$$

$$X_i'' + \alpha^2 X_i = c, \quad (i = 2, 3), \quad (2.33)$$

де введені позначення:

$$\alpha^2 = \frac{\omega^2}{a^2}; \quad c = \frac{P}{\alpha^2 m}; \quad b = \frac{P}{F_1 E}. \quad (2.34)$$



Рішення рівнянь (2.32) і (2.33) при  $b = 0$  (ділянки 2, 3 стержня голки) має вигляд:

$$X_i(x_i) = \frac{c}{\alpha^2} + A_i \cos \alpha x_i + B_i \sin \alpha x_i, \quad (2.35)$$

де  $A_i, B_i$  – постійні, вибір яких повинний бути залежним умові (2.26).

Частинне рішення рівняння (2.32) може бути знайдено операційним методом. У результаті чого маємо:

$$X_1(x_1) = \frac{c}{\alpha^2} + A_1 \cos \alpha x_1 + B_1 \sin \alpha x_1, \quad x_1 \leq x_0; \quad (2.36)$$

$$X_1(x_1) = \frac{c}{\alpha^2} + A_1 \cos \alpha x_1 + B_1 \sin \alpha x_1 - \frac{b}{\alpha} \sin \alpha (x_1 - x_0), \quad x_1 \geq x_0.$$

Таким чином, відносно переміщення поперечних перерізів голки визначається виразом (2.29) після підстановки туди амплітудних функцій (2.35) для  $i = 2, 3$  і (2.36) для  $i = 1$ .

Для визначення постійних  $A_i, B_i$ , використовуючи умови (2.26), одержуємо наступну систему алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{aligned} -A_3 \sin \alpha l_3 + B_3 \cos \alpha l_3 &= 0; \\ F_3 B_3 &= F_2 (-A_2 \sin \alpha l_2 + B_2 \cos \alpha l_2); \\ A_3 &= A_2 \cos \alpha l_2 + B_2 \sin \alpha l_2; \\ F_2 B_2 &= F_1 [-A_1 \sin \alpha l_1 + B_1 \cos \alpha l_1 - \frac{b}{\alpha} \cos \alpha (l_1 - x_0)]; \\ A_2 &= A_1 \cos \alpha l_1 + B_1 \sin \alpha l_1 - \frac{b}{\alpha} \sin \alpha (l_1 - x_0); \\ B_1 &= 0. \end{aligned} \quad (2.37)$$

Рішення цієї системи має вигляд:  $A_1 = \frac{\Delta_1}{\Delta}; B_1 = 0;$

$$\begin{aligned} A_2 &= \frac{\Delta_2}{\Delta} \cos \alpha l_1 - \frac{b}{\alpha} \sin \alpha (l_1 - x_0); \quad B_2 = -\frac{F_1}{F_2} \left[ \frac{\Delta_1}{\Delta} \sin \alpha l_1 + \frac{b}{\alpha} \cos \alpha (l_1 - x_0) \right]; \\ A_3 &= \left( \cos \alpha l_1 \cos \alpha l_2 - \frac{F_1}{F_2} \sin \alpha l_1 \sin \alpha l_2 \right) \frac{\Delta_1}{\Delta} - \frac{b}{\alpha} \left[ \cos \alpha l_2 \sin \alpha (l_1 - x_0) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{F_1}{F_2} \sin \alpha l_2 \cos \alpha (l_1 - x_0) \right]; \\ B_3 &= -\frac{\Delta_1}{\Delta} \left( \frac{F_2}{F_3} \sin \alpha l_2 \cos \alpha l_1 + \frac{F_1}{F_3} \cos \alpha l_2 \sin \alpha l_1 \right) + \frac{b}{\alpha} \left[ \frac{F_2}{F_3} \sin \alpha l_2 \sin \alpha (l_1 - x_0) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{F_1}{F_2} \cos \alpha l_2 \cos \alpha (l_1 - x_0) \right], \end{aligned} \quad (2.38)$$

де введені наступні позначення:

$$\begin{aligned} \Delta = & (\cos \alpha l_1 \cos \alpha l_2 - \frac{F_1}{F_2} \sin \alpha l_1 \sin \alpha l_2) \sin \alpha l_3 + \\ & + \frac{F_2}{F_3} (\sin \alpha l_2 \cos \alpha l_1 + \frac{F_1}{F_2} \cos \alpha l_2 \sin \alpha l_1) \cos \alpha l_3 ; \\ \Delta_1 = & \frac{b}{\alpha} [(\frac{F_2}{F_3} \sin \alpha l_2 \cos \alpha l_3 + \sin \alpha l_3 \cos \alpha l_2) \sin \alpha (l_1 - x_0) + \\ & + (\frac{F_1}{F_2} (\sin \alpha l_2 \sin \alpha l_3 - \frac{F_1}{F_3} \cos \alpha l_2 \cos \alpha l_3) \cos \alpha (l_1 - x_0)] . \end{aligned} \quad (2.39)$$

Отже, рішення рівнянь (2.28), (2.29) у розглянутому випадку періодичного руху має вигляд:  $u_1(x_1, t) = (\frac{c}{\alpha^2} + A_1 \cos \alpha x_1) \cos \omega t$ ,  $x_1 \leq x_0$ ;

$$u_1(x_1, t) = [\frac{c}{\alpha^2} + A_1 \cos \alpha x_1 - \frac{b}{\alpha} \sin \alpha (x_1 - x_0)] \cos \omega t, \quad x_1 \geq x_0; \quad (2.40)$$

$$u_2(x_2, t) = [\frac{c}{\alpha^2} + A_2 \cos \alpha x_2 + B_2 \sin \alpha x_2] \cos \omega t;$$

$$u_3(x_3, t) = [\frac{c}{\alpha^2} + A_3 \cos \alpha x_3 + B_3 \sin \alpha x_3] \cos \omega t,$$

де  $A$  та  $B$  визначаються з рівнянь (2.38).

Знаючи величину переміщень перетинів окремих ділянок голки, неважко знайти їхні деформації і напруження, що виникають у різних ділянках голки при роботі машини, а саме:

$$\varepsilon_i = \frac{du_i}{dx_i};$$

$$\sigma_i = E\varepsilon_i = E \frac{du_i}{dx_i},$$

де  $\varepsilon_i$  – деформація  $i$ -ої ділянки голки;

$\sigma_i$  – напруження в  $i$ -ій частині голки.

Наприклад, для  $x_1 \leq x_0$ :

$$\varepsilon_1 = -A_1 \alpha \sin \alpha x_1 \cos \omega t;$$

$$\sigma_1 = -EA_1 \alpha \sin \alpha x_1 \cos \omega t. \quad (2.42)$$

Абсолютне переміщення поперечного перерізу голки знаходимо шляхом додавання до (2.40), згідно (2.19), рішення рівняння (2.20), яке з урахуванням (2.30) має вигляд:

$$S_0 = -\frac{P}{m\omega^2} \cos \omega t = -\frac{c}{\alpha^2} \cos \omega t. \quad (2.43)$$

Аналізуючи (2.43), можна відзначити, що в даному рівнянні опущені складові, облік яких дозволив би задовольнити заданим початковим умовам і тим самим зафіксувати більш певне положення голки в просторі, оскільки ці складові не впливають на напружений стан голки.

Вище була розглянута задача про рух голки під дією сили, що передається на голку від п'ятки, взаємодіючої з клином. Ця сила

передбачалася у виді (2.30). З метою підвищення ступеня точності апроксимації сили, що діє на голку, вона може бути представлена рядом Фур'є у вигляді періодичності руху голки:

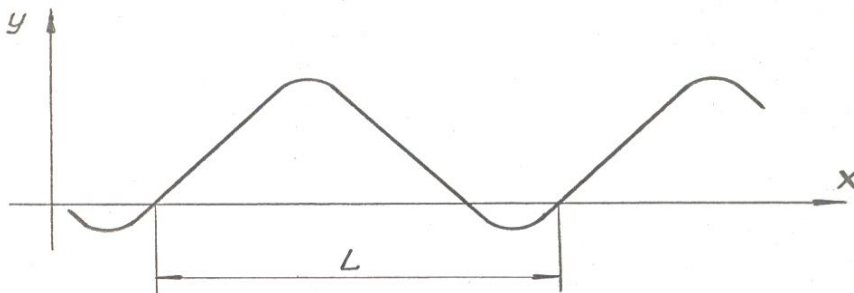
$$P(t) = \sum_{n=0}^{\infty} P_n \cos \omega_n t. \quad (2.44)$$

Переміщення перетинів ділянок стержнів голки в цьому випадку одержимо підсумовуванням по  $n$  виразів (2.40), у яких величинам  $\alpha$ ,  $c$  і  $b$  варто приписати відповідний індекс  $n$ .

З отриманих формул можна встановити залежність напруженого стану голки від виду траєкторії руху її п'ятки, тобто профілю клинів.

Припускаючи траєкторію руху п'ятки у вигляді плоскої кривої з періодом  $L$  (рис. 2.3), виразимо її рівняння у виді ряду Фур'є:

$$y = \sum_{n=0}^{\infty} f_n \cos \frac{n\pi x}{L}. \quad (2.45)$$



**Рис. 2.3.** Примірна траєкторія руху п'ятки голки

Оскільки голка переміщається в напрямку осі  $x$  зі швидкістю  $v_0$ , то  $X = v_0 t$ . Тоді закон руху п'ятки голки згідно з (2.45) має вигляд:

$$y_t = \sum_{n=0}^{\infty} f_n \cos \omega_n t, \quad (2.46)$$

де 
$$\omega_n = \frac{\pi n v_0}{L}.$$

Далі будемо вважати, що такий же рух буде здійснювати перетин голки, для якого  $X_l = X_0$  (див. рис. 2.3). Враховуючи (2.39) і (2.43), знаходимо переміщення цього перетину:

$$s_1(x_0, t) = \sum_{n=0}^{\infty} A_1^{(n)} \cos \alpha_n x_0 \cos \omega_n t. \quad (2.47)$$

Прирівнюючи (2.46) і (2.47), одержуємо:

$$A_1^{(n)} \cos \alpha_n x_0 = f_n; \quad n = 0, 1, 2, \dots \quad (2.48)$$

Одержане співвідношення зв'язує коефіцієнти розкладання в ряд Фур'є траєкторії руху п'ятки і зусилля, що передається на голку від п'ятки.

За допомогою співвідношення (2.48) виключаємо з вираз типу (2.40)  $A_1^{(n)}$  і  $b_n$ , після чого можна одержувати залежність переміщень у голці від переміщень п'ятки. Відповідні напруження будуть мати вигляд:

$$\begin{aligned} \sigma_1(x_1, t) &= E \sum_{n=0}^{\infty} \frac{-f_n \alpha_n}{\cos \alpha_n x_0} \sin \alpha_n x_1 \cos \omega_n t, & x_1 \leq x_0; \\ \sigma_1(x_1, t) &= E \sum_{n=0}^{\infty} \alpha_n \left[ -\frac{f_n}{\cos \alpha_n x_0} \sin \alpha_n x_1 - \frac{b_n}{\alpha_n} \cos \alpha_n (x_1 - x_0) \right] \cos \omega_n t, \\ & & x_1 \geq x_0; \\ \sigma_2(x_2, t) &= E \sum_{n=0}^{\infty} \alpha_n (-A_2^{(n)} \sin \alpha_n x_2 + B_2^{(n)} \cos \alpha_n x_2) \cos \omega_n t; & (2.49) \\ \sigma_3(x_3, t) &= E \sum_{n=0}^{\infty} \alpha_n (-A_3^{(n)} \sin \alpha_n x_3 + B_3^{(n)} \cos \alpha_n x_3) \cos \omega_n t. \end{aligned}$$

Величини  $A_i^{(n)}$ ,  $B_i^{(n)}$  ( $i = 2, 3$ ) визначаються з (2.38), якщо там замінити  $\frac{\Delta_1}{\Delta}$  на  $\frac{f_n}{\cos \alpha_n x_0}$  та підставити замість  $b_n$  його значення, знайдене з (2.48) після заміни в ньому  $A_i^{(n)}$ , на  $\frac{\Delta_1^{(n)}}{\Delta^{(n)}}$ .

В результаті виконаних досліджень можна зробити наступні висновки:

- розроблено теорію динаміки напружень в стержні штампованої голки в'язальної машини, зумовлених інерційними навантаженнями;
- запропоновано інженерний метод визначення напружень в стержні голки в'язальної машини, що виникають при взаємодії її з клинами механізму в'язання.

### 2.3. Напруження в стержні голки круглов'язальної машини типу КО, зумовлені інерційними навантаженнями

В процесі роботи круглов'язальної машини голки піддаються значним навантаженням, що є основною причиною їх відмов [179, 183, 192, 203]. Дослідження [178] показують, що ударні явища, що виникають при взаємодії голок з клинами в'язальних систем, є основною причиною руйнувань голок. Ударні навантаження в в'язальних системах можуть бути ліквідовані шляхом використання безударних клинів. Однак, і в цьому випадку в стержні голки виникають напруження, викликані інерційними навантаженнями, зумовленими специфікою роботи в'язальних машин. Тому проблема досліджень напружень в голках в'язальних машин, зумовлених інерційними навантаженнями є актуальною та своєчасною.

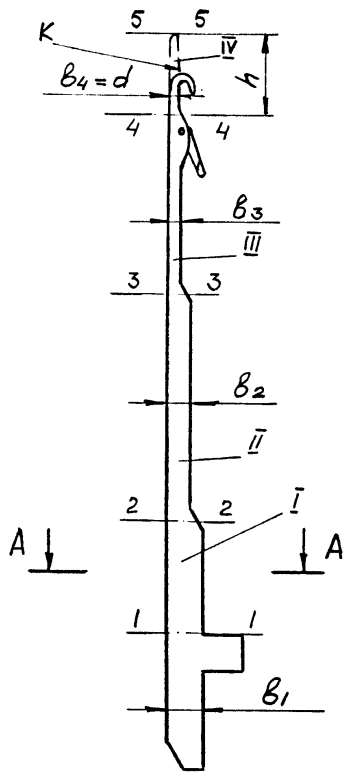
Враховуючи актуальність питання впливу напружень, що виникають в голках в'язальних машин, на довговічність їх роботи, проведемо

розрахунок напружень в голці круглов'язальної машини типу КО, зумовлених інерційними навантаженнями [202].

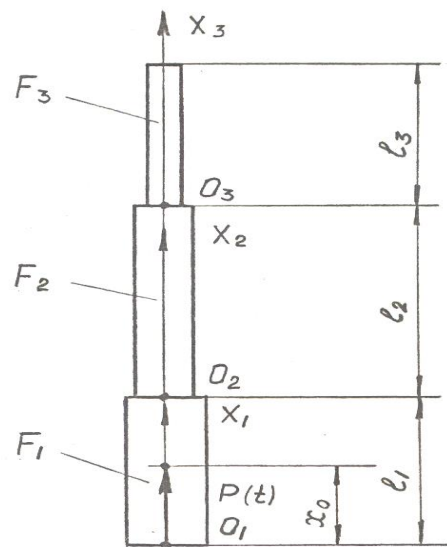
Визначимо напруження, що виникають у голці поз. 0-388 при роботі круглов'язальної машини КО-2.

Вихідні дані:

- діаметр циліндра машини  $D = 0,45$  м;
- лінійна швидкість циліндра  $V = 1,0$  м/с;
- кількість в'язальних систем  $Z = 50$ ;
- розміри голки (рис. 2.5, 2.6), м:  $l_1 = 28 \cdot 10^{-3}$ ;  $l_2 = 35 \cdot 10^{-3}$ ;  $l_3 = 22,4 \cdot 10^{-3}$ ;  $x_1 = (0 \dots 28) \cdot 10^{-3}$ ;  $x_2 = (0 \dots 35) \cdot 10^{-3}$ ;  $x_3 = (0 \dots 22,4) \cdot 10^{-3}$ ;
- площа перетину ділянок голки, м<sup>2</sup>:  $F_1 = 1,9 \cdot 10^{-6}$ ;  $F_2 = 0,8 \cdot 10^{-6}$ ;  $F_3 = 0,4 \cdot 10^{-6}$ ;
- маса голки  $m = 0,713 \cdot 10^{-3}$  кг.



**Рис. 2.5.** Схема штампованої голки (позиція 0-388) круглов'язальної машини типу КО:  $b_i$  – ширина  $i$ -ої ділянки стержня;  $\Delta$  – товщина голки



**Рис. 2.6.** Розрахункова схема до визначення напружень у голці поз. 0388, зумовлених інерційними навантаженнями

Визначаємо циклічну частоту збуджуючої сили, що діє на голку:

$$\omega = \frac{nz}{60} = \frac{vz}{\pi D} = \frac{1,0 \cdot 50}{3,14 \cdot 0,45} = 35,38 c^{-1}. \quad (2.50)$$

Враховуючи, що для матеріалу голки  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа,  $\rho = 0,795 \cdot 10^4$  кг/м<sup>3</sup>, знаходимо [180].

$$: \quad \alpha^2 = 26,41 \cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{с}^2.$$

Використовуючи рівняння (2) [180], маємо:

$$Q(t) = \frac{d^2 s_0}{dt^2} m = w m \quad (2.51)$$

де  $w$  – прискорення голки.

З огляду на те, що конструкція клинів машини МС-9 близька до конструкції клинів з ділянками профілю, обкресленими по дугах кіл, можна прийняти  $w = 200g$  [178].

$$\text{Тоді} \quad Q(t) = 200 \cdot 9,81 \cdot 0,713 \cdot 10^{-3} = 1,4 \text{ Н.}$$

Враховуючи (12) [180], можна записати:

$$P = 1,4 \text{ Н}; \quad P(t) = 1,4 \cos 35,38t.$$

З виразу (16) [180] знаходимо:

$$\alpha = 6,885 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{-1}; \quad c = 0,0743 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{-1}; \quad b = 0,0035 \cdot 10^{-3}.$$

Використовуючи (21) [180], одержимо:

$$\Delta = 1,552 \cdot 10^{-3}; \quad \Delta_1 = -2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Постійні інтегрування знаходимо з рівняння (20) [180]:

$$A_i = \frac{\Delta_1}{\Delta} = \frac{2,4 \cdot 10^{-3}}{1,55^2 \cdot 10^{-3}} = -1,546 \text{ м};$$

$$B_1 = 0; \quad A_2 = -1,546 \text{ м}; \quad B_2 = -0,502 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$A_3 = -1,546 \text{ м}; \quad B_3 = -0,26 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Напруження, що виникають у голці, згідно з (23) [180] та з урахуванням (24) [179], становлять:

для першої ділянки стержня голки:

$$\text{а) для } x_1 \leq x_0 \quad \sigma_1 = -EA_1 \alpha \sin \alpha x_1 \cos \omega t;$$

після підстановки вихідних даних маємо:

$$\sigma_{1max} = 22,35 \cdot 10^8 \sin 6,885 \cdot 10^{-3} x_1 \text{ Па};$$

$$\text{при } x_1 = 0 \quad \sigma_{1max} = 0;$$

$$\text{при } x_1 = x_0 = 13 \cdot 10^{-3} \quad \sigma_{1max} = 19,89 \cdot 10^4 \text{ Па};$$

$$\text{б) для } x_1 > x_0 \quad \sigma_{1max} = -E[\alpha A_1 \sin \alpha x_1 + b \cos \alpha(x_1 - x_0)];$$

оскільки  $x_1 - x_0 = (0..15)10^{-3} \text{ м}$ ,  $\alpha = 6,885 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{-1}$ ,  $\cos(x_1 - x_0) \approx 1$ ,

маємо:

$$\sigma_{1max} = 73,5 \cdot 10^4 - 22,35 \cdot 10^8 \sin 6,885 \cdot 10^{-3} x_1 \text{ Па};$$

$$\text{при } x_1 = 13 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad \sigma_{1max} = 53,61 \cdot 10^4 \text{ Па};$$

$$\text{при } x_1 = 28 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad \sigma_{1max} = 30,37 \cdot 10^4 \text{ Па};$$

для другої ділянки голки:

$$\sigma_{2max} = \alpha E (-A_2 \sin \alpha x_2 + B_2 \cos \alpha x_2);$$

підставляючи вихідні дані та враховуючи, що  $\cos \alpha x_2 \approx 1$ , одержуємо:

$$\sigma_{2max} = 72,57 \cdot 10^4 - 22,35 \cdot 10^8 \sin 6,885 \cdot 10^{-3} x_2 \text{ Па};$$

$$\text{при } x_2 = 0; \quad \sigma_{2max} = 72,57 \cdot 10^4 \text{ Па};$$

$$\text{при } x_2 = 35 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad \sigma_{2max} = 18,71 \cdot 10^4 \text{ Па};$$

для третьої ділянки стержня голки:

$$\sigma_{3max} = \alpha E (-A_3 \sin \alpha x_3 + B_3 \cos \alpha x_3);$$

підставивши вихідні дані, маємо:

$$\sigma_{3max} = 37,6 \cdot 10^4 - 22,35 \cdot 10^8 \sin 6,885 \cdot 10^{-3} x_3 \text{ Па};$$

$$\text{при } x_3 = 0 \quad \sigma_{3max} = 37,6 \cdot 10^4 \text{ Па};$$

$$\text{при } x_3 = 22,4 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad \sigma_{3max} = 3,2 \cdot 10^4 \text{ Па}.$$

Як алгоритм визначення напружень, що виникають у характерних ділянках стержня голки, можна рекомендувати наступне.

Вихідні дані:

- діаметр циліндра машини:  $D$ , м;
- лінійна швидкість циліндра машини:  $V$ , м/с;
- кількість в'язальних систем:  $Z$ ;
- параметри голки (рис. 2.5):  $l_1, l_2, l_3$ , м;  $x_0$ ;  $x_1 = 0..l_1$ ;  $x_2 = 0..l_2$ ;  $x_3 = 0..l_3$ , м;
- площа перетину ділянок голки:  $F_1, F_2, F_3$ , м<sup>2</sup>;
- маса голки:  $m$ , кг;
- модуль пружності матеріалу голки:  $E$ , Н/м<sup>2</sup>;
- масова погонна щільність матеріалу голки:  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>;
- прискорення голки:  $w$ , м/с<sup>2</sup>.

Порядок розрахунку:

1. З рівняння  $\omega = \frac{nz}{60} = \frac{vz}{\pi D}$  знаходимо циклічну частоту збуджуючої сили.
2. Знаходимо параметр  $a^2$  з умови  $a^2 = \frac{E}{\rho}$ .
3. Використовуючи рівняння  $P(t) = Q(t) = mw$ , знаходимо максимум збуджуючої сили  $P$ .
4. По (16) [180] знаходимо параметри  $\alpha, b$  та  $c$ .
5. Використовуючи умови (21) [180], визначаємо параметри  $\Delta, \Delta_1$ .
6. Знаходимо з рівнянь (20) [180] постійні інтегрування  $A_1, B_1, A_2, B_2$ , та  $A_3, B_3$ .

7. По рівнянню (23) [180] визначаємо напруження в характерних перетинах ділянок стержня голки:

перша ділянка стержня голки:

а) для  $x_1 \leq x_0$        $\sigma_1 = -EA_1 \alpha \sin \alpha x_1$ ;

б) для  $x_1 \geq x_0$        $\sigma_1 = -E[\alpha A_1 \sin \alpha x_1 + b \cos \alpha(x_1 - x_0)]$ ;

друга ділянка стержня голки:

$$\sigma_2 = \alpha E(-A_2 \sin \alpha x_2 + B_2 \cos \alpha x_2);$$

третя ділянка стержня голки:

$$\sigma_3 = \alpha E(-A_3 \sin \alpha x_3 + B_3 \cos \alpha x_3);$$

Рішення задачі по знаходженню напружень, що виникають у стержні голки, доцільно виконувати за допомогою ПК.

Розглянемо питання визначення величини напружень, що виникають у характерних ділянках стержня голки поз. 0-388 круглов'язальної машини КО-2, а також вплив основних параметрів в'язальної системи (величина збуджуючої сили, швидкість в'язання) на величину напружень у голці.

Завдання розрахунку полягає в наступному:

1. Одержати результати:

$\sigma_1 = f(x_1)$ ;  $\sigma_2 = f(x_2)$ ;  $\sigma_3 = f(x_3)$  при кроці варіювання  $\Delta x_1 = 2,8 \cdot 10^{-3}$ ;  $\Delta x_2 = 3,5 \cdot 10^{-3}$ ;  $\Delta x_3 = 2,24 \cdot 10^{-3}$  м для вихідних параметрів з урахуванням, що  $P = 1,4$  Н.

2. Одержати результати:

$\sigma_1 = f(x_1)$ ;  $\sigma_2 = f(x_2)$ ;  $\sigma_3 = f(x_3)$  при наступних значеннях збуджуючої сили  $P = (5...50)$  Н при кроці варіювання  $\Delta P = 5$  Н.

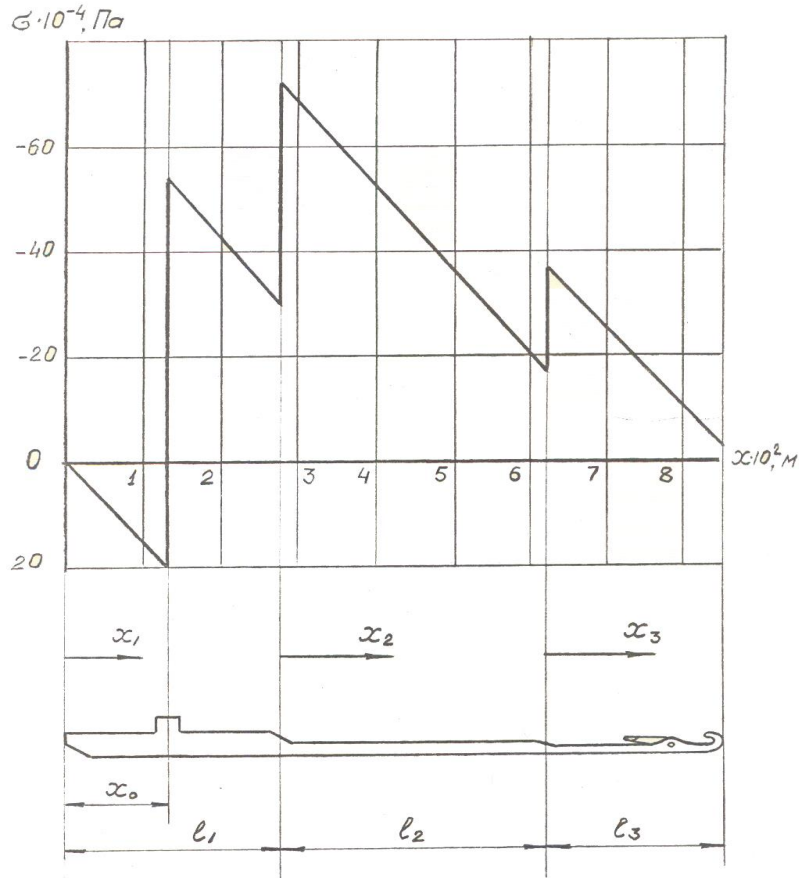
3. Одержати результати:

$\sigma_1 = f(x_1)$ ;  $\sigma_2 = f(x_2)$ ;  $\sigma_3 = f(x_3)$  при різних значеннях циклічної частоти (швидкість машини) збуджуючої сили; межа зміни частоти  $\omega = 20...60 c^{-1}$ , інтервал варіювання  $\Delta \omega = 5 c^{-1}$ .

Взаємозв'язок між параметрами  $\omega$  в  $v$  (швидкість машини) виражається умовою:  $\omega = 35,386 v$ .

Результати розрахунку напружень, що виникають у голці поз. 0-388 при роботі круглов'язальної машини КО-2, виконані на ПК, представлені на рис. 2.7. Як видно з отриманих результатів, максимальні напруження в голці виникають на ділянці  $l_2$  при  $x_2 = 0$ . При цьому  $\sigma_2 = \sigma_{2max} = 71,98 \cdot 10^4$  Па. Залежності  $\sigma_1 = f(x_1)$ ;  $\sigma_2 = f(x_2)$ ;  $\sigma_3 = f(x_3)$  є лінійними. На ділянці I при  $x_1 \leq x_0$  напруження  $\sigma_1$  зростає від 0 до кінцевої величини; на ділянці I при  $x_1 \geq x_0$  і на ділянках II, III напруження зі збільшенням параметрів відповідно  $x_1, x_2, x_3$  убиває.



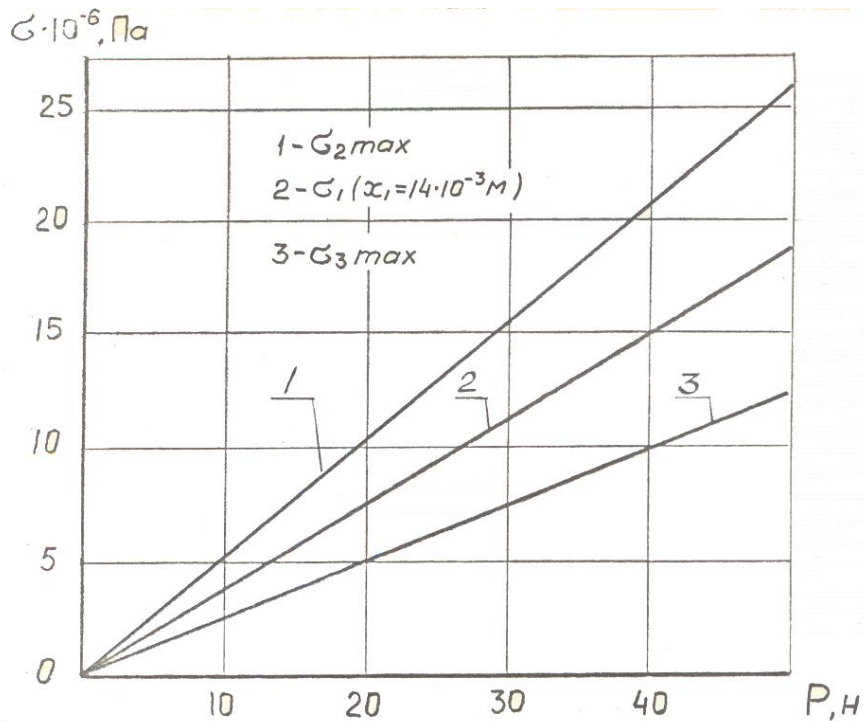


**Рис. 2.7.** Епюра напружень, що виникають у голці поз. 0-388 від інерційних навантажень

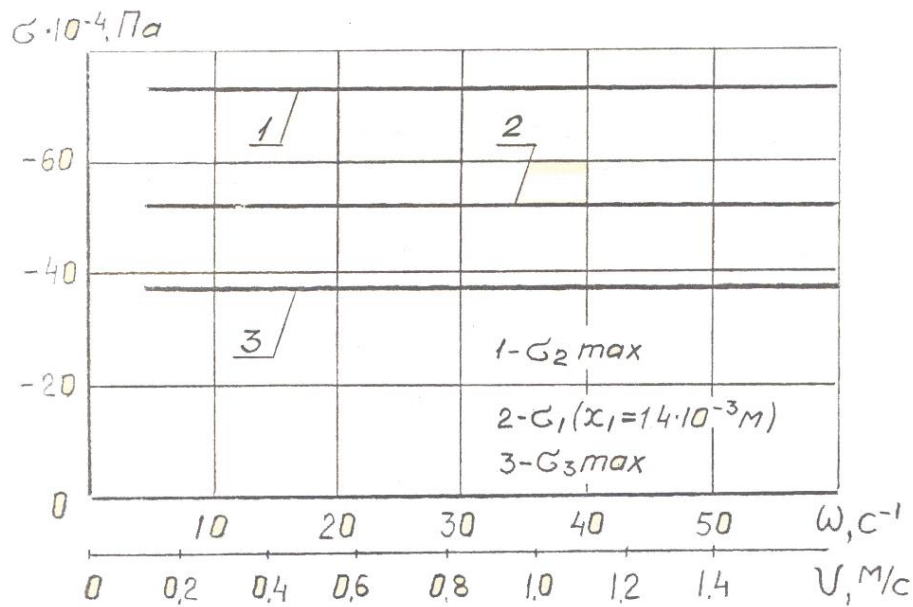
Результати обчислень впливу збуджуючої сили на величину напружень у стержні голки поз. 0-388 (діапазон варіювання величини сили  $P$  в межах 5...50 Н; інтервал варіювання 5 Н) представлені на рис. 2.8.

Аналізуючи отримані результати, приходимо до висновку, що збільшення збуджуючої сили  $P$  приводить до зростання напружень у голці. На рис. 2.8 представлена графічна залежність впливу сили  $P$  на величину напружень в характерних перетинах стержня голки:  $\sigma_{2max}$ ;  $\sigma_{1(x=14 \cdot 10^{-3} \text{ м})}$ ;

$\sigma_{3max}$ .



**Рис. 2.8.** Вплив збуджуючої сили на напруження в голці  
Як видно з рис. 2.8, залежність напружень в стержні голки від збуджуючої сили для всіх ділянок голки є лінійною.



**Рис. 2.9.** Вплив циклічної частоти  $\omega$  збуджуючої сили ( $V$  - швидкість циліндра машини) на напруження в голці

Результати обчислень по визначенню впливу циклічної частоти збуджуючої сили (швидкості машини) на напруження в голці представлені на рис. 2.9.

Як показує аналіз, частота збурювання (швидкість машини) у межах досліджуваного інтервалу параметра  $\omega$  практично не впливає на напруження в стержні голки.

Виконані дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

- максимальні напруження в голці від інерційних навантажень виникають на границі ділянок стержнів I і II (рис. 2.7);
- напруження на всіх ділянках стержня голки змінюються зі зміною довжини ділянки стержня лінійно;
- напруження в зоні гачка голки від інерційних навантажень практично дорівнює нулеві;
- збільшення величини збуджуючої сили, прикладеної до голки в зоні п'ятки, викликає збільшення напружень у всіх ділянках стержня;
- залежність напружень від збуджуючої сили для всіх ділянок стержня голки є лінійною;
- циклічна частота збуджуючої сили (швидкість машини) практично не впливає на напруження в стержні голки, обумовлені інерційними явищами.

#### **2.4. Вплив тертя робочих органів в'язальної машини на динамічні навантаження в парі голка-клин**

Тертя суттєво впливає на роботу механізмів машин [106] в тому числі і на механізм в'язання в'язальних машин. Практика експлуатації в'язальних машин, зокрема круглов'язальних, показує, що при недостатньому змащенні пар тертя механізму в'язання збільшується кількість відмов голок, що призводить до зниження продуктивності машин і якості трикотажного полотна.

В результаті аналізу роботи механізмів в'язання круглов'язальних машин [10, 155, 227] встановлено, що основною причиною відмов голок є значні динамічні навантаження, що виникають в парі голка-клин. Відмічається також, що одним із факторів, що суттєво впливає на величину динамічних навантажень в парі голка-клин, є сили тертя в парах голка-клин та голка-штеги (направляючі голки). Очевидно, що зниження тертя робочих органів механізму в'язання призводить до зниження динамічних навантажень в парі голка-клин і, відповідно, до зниження відмов голок.

Проаналізуємо вплив тертя на динамічні навантаження в механізмі в'язання круглов'язальної машини типу КО [172]. Як відомо [227]], можливі два випадки взаємодії голок з клинами механізму в'язання: взаємодія голок з клинами з жорстким кріпленням (жорсткі клини); взаємодія голок з клинами з пружним кріпленням.

При жорсткому кріпленні клинів максимальна величина динамічних навантажень пари голка-клин (сила удару голки об клин) знаходиться із умови:

$$F_{max} = V \sqrt{\frac{mC}{K}} \operatorname{tg} \alpha + \frac{F}{K}. \quad (2.53)$$

де  $F_{max}$  – максимальна сила удару голки об клин;  
 $V$  – колова швидкість голки (голкового циліндра);  
 $m$  – маса голки;  
 $C$  – приведена жорсткість пари голка-клин в зоні удару;  
 $F$  – технологічне навантаження на голку;  
 $K$  – конструктивний параметр в'язальної системи,

$$K = \operatorname{ctg}(\alpha + \rho) - \frac{2a + b}{b} \operatorname{tg}\rho_1; \quad (2.54)$$

$\rho$ ,  $\rho_1$  – кути тертя пар голка-клин та голка-штеги відповідно (зазвичай  $\rho = \rho_1$ );

$a$  – плече сили удару;

$b$  – плече опорної реакції голки (глибина голкового пазу).

Як видно з наведеного, зменшення сил тертя в зоні взаємодії робочих органів (голок, клинів, штег) в'язальних машин за рахунок, наприклад, удосконалення системи змащення, позитивно впливає на конструктивний параметр  $K$  в'язальної системи і, відповідно, на зниження величини динамічних навантажень в парі голка-клин.

Проаналізуємо вплив тертя на динамічні навантаження в механізмі в'язання круглов'язальної машини КО-2. Використовуючи параметри машини [113] та результати досліджень [190], в якості вихідних даних приймаємо:  $V = 1,1$  м/с;  $\alpha = 56^\circ$ ;  $m = 0,477 \cdot 10^{-3}$  кг;  $C = 824,5 \cdot 10^3$  Н/м;  $a = 1,5$  мм;  $b = 3,8$  мм;  $F = 0,17$  Н.

Прогнозуючи, що в результаті стану змащення пар тертя [106] голки-клини-штеги кут тертя  $\rho$  може змінюватися в межах від  $3^\circ$  до  $12^\circ$  (при  $\rho > 12,45^\circ$   $K < 0$ , що призводить до заклинювання голки), були розраховані (інтервал варіювання кута тертя  $\Delta\rho = 0,5^\circ$ ) динамічні навантаження в парі голка-клин з жорстким кріпленням. Результати зведені в табл. 2.1.

Для оцінки впливу тертя робочих органів в'язальної машини при заміні жорсткого кріплення клинів пружним на динамічні навантаження розглянемо механізм в'язання круглов'язальної машини КО-2, в якому клин прикріплений до блоку замків за допомогою пружної балочки з робочими розмірами (вибрані із конструктивних міркувань з урахуванням особливостей механізму в'язання): довжина 48 мм; товщина перерізу 5 мм; ширина перерізу 10 мм. При цьому в якості вихідних даних приймаємо:  $V = 1,1$  м/с;  $\alpha = 56^\circ$ ;  $m_1 = 0,477 \cdot 10^{-3}$  кг (маса голки);  $m_2 = 36,41 \cdot 10^{-3}$  кг (сумарна приведена маса клина і балочки);  $C_1 = 824,5 \cdot 10^3$  Н/м (приведена жорсткість пари голка-клин);  $C_2 = 2486,6 \cdot 10^3$  Н/м (приведена жорсткість вузла кріплення клина);  $a = 1,5$  мм;  $b = 3,8$  мм;  $F_1 = 0,17$  Н (технологічне

навантаження на голку);  $F_2 = 9,67 \text{ Н}$  (статичний тиск голок на клин);  
 $\rho = 3^0 \dots 12^0$ ;  $\Delta\rho = 0,5^0$ .

Для знаходження сили удару голки об клин з пружним кріпленням ( $F_{1max}$ ) та динамічного навантаження в зоні його пружного кріплення ( $F_{2max}$ ) в залежності від тертя (кута тертя  $\rho$ ) доцільно використати наступний алгоритм [227]:

1. Знаходимо параметр  $\lambda$ :  $\lambda = \frac{2a+b}{b} \text{tg}\rho$ . (2.54)

2. Знаходимо параметр  $\psi$ :  $\psi = 1 - \lambda \text{tg}(\alpha + \rho)$ . (2.55)

3. Знаходимо параметр  $\gamma$ :  $\gamma = C_1 \frac{m_1 + \psi m_2}{m_1 m_2}$ . (2.56)

4. Знаходимо частоти коливань  $\beta_1, \beta_2$  мас системи голка-клин-пружне кріплення клину:

$$\beta_{1,2}^2 = \frac{C_1(m_1 + \psi m_2) + C_2 m_1 \pm \sqrt{[C_1(m_1 + \psi m_2) + C_2 m_1]^2 - 4\psi C_1 C_2 m_1 m_2}}{2m_1 m_2}. \quad (2.57)$$

5. Знаходимо параметр  $z$ :  $z = \beta_1^2 - \beta_2^2$ . (2.58)

6. Знаходимо параметри  $\Delta_1, \Delta_2$ :  $\Delta_1 = \gamma - \beta_1^2$ ;  $\Delta_2 = \gamma - \beta_2^2$ . (2.59)

7. Знаходимо постійні інтегрування  $A, B$ :

$$A_{11} = \frac{C_1 - \Delta_2}{m_2} \cdot \frac{F_1}{\psi}; \quad A_{12} = \frac{\Delta_1 - C_1}{m_2} \cdot \frac{F_1}{\psi}; \quad A_{21} = A_{11} \frac{m_2}{C_1} \Delta_1; \quad A_{22} = A_{12} \frac{m_2}{C_1} \Delta_2;$$

$$B_{11} = \frac{C_1 V \Delta_2}{\beta_1 z}; \quad B_{12} = -\frac{C_1 V \Delta_1}{\beta_2 z}; \quad B_{21} = B_{11} \frac{m_2}{C_1} \Delta_1; \quad B_{22} = B_{12} \frac{m_2}{C_1} \Delta_2. \quad (2.60)$$

8. Знаходимо сумарні постійні інтегрування:

$$D_{11} = \sqrt{A_{11}^2 + B_{11}^2}; \quad D_{12} = \sqrt{A_{12}^2 + B_{12}^2}; \quad D_{21} = \sqrt{A_{21}^2 + B_{21}^2}; \quad D_{22} = \sqrt{A_{22}^2 + B_{22}^2}. \quad (2.61)$$

9. Знаходимо постійні складові динамічних навантажень:

$$a_1 = \frac{F_1}{\psi}; \quad a_2 = \frac{F_1}{\psi} + F_2. \quad (2.62)$$

10. Знаходимо динамічні навантаження в механізмі в'язання:

$$F_{1max} = (D_{11} + D_{12} + a_1) \text{tg}(\alpha + \rho); \quad F_{2max} = (D_{21} + D_{22} + a_2) \text{tg}\alpha. \quad (2.63)$$

Одержані результати розрахунків зводимо в табл. 2.1.

**Таблиця 2.1. Результати розрахунків впливу тертя на динамічні навантаження в механізмі в'язання круглов'язальної машини типу КО-2**

Кут тертя $\rho$ , град.	Динамічні навантаження, Н		
	$F_{max}$ (в парі голка-клин при жорсткому кріпленні клина)	$F_{1max}$ (в парі голка-клин при пружному кріпленні клина)	$F_{2max}$ (в зоні пружного кріплення клина)
3,0	45,753	39,651	24,241
3,5	47,055	41,178	24,647
4,0	48,469	42,834	25,105
4,5	50,013	44,637	25,626
5,0	51,708	46,612	26,222
5,5	53,581	48,788	26,912
6,0	55,666	51,202	27,719
6,5	58,008	53,903	28,673
7,0	60,663	56,953	29,820
7,5	63,711	60,437	31,222
8,0	67,260	64,470	32,973
8,5	71,464	69,218	35,216
9,0	76,556	74,928	38,189
9,5	82,901	81,983	42,303
10,0	91,115	91,030	48,340
10,5	102,346	103,261	57,975
11,0	119,045	121,203	75,464
11,5	147,822	151,589	114,761
12,0	217,434	223,260	235,935

Аналіз одержаних в даному розділі результатів показує:

- зі збільшенням сил тертя робочих органів в'язальної машини суттєво збільшується сила удару голки об клин як з жорстким, так і з пружним кріпленням, що негативно впливає на ефективність роботи машини (збільшується кількість відмов голок та знижується довговічність роботи клинів) та на якість полотна (збільшення відсотку бракованого полотна);

- при куті тертя  $\rho > 12,45^{\circ}$  конструктивний параметр  $k$  круглов'язальних машин типу КО набуває від'ємного значення, що викликає заклинювання та поломку голок ( $F_{max} \rightarrow \infty$ );

- в якості ефективного доцільно рекомендувати режим роботи в'язальної машини, при якому коефіцієнт тертя пари голка-клин не перевищує 0,1 ( $\rho \leq 5,7^{\circ}$ );

- спосіб кріплення клинів (жорстке чи пружне) практично не впливає на величину динамічних навантажень в парі голка-клин.

## 2.5. Вплив робочої поверхні клина в'язальної машини на динаміку взаємодії з голкою

Одним із основних недоліків в'язальних машин та автоматів є значні динамічні навантаження, що виникають в зоні ударної взаємодії голок з клинами [10, 190, 227]. Ударна взаємодія голок з клинами призводить до зниження надійності та довговічності роботи голок [190], що негативно впливає як на ефективність роботи в'язальних машин, так і на якість продукції, що виготовляється. При цьому значну роль у динамічній взаємодії голок з клинами відіграє точність виготовлення робочого профілю клина.

В розділі розглянута оцінка впливу робочої поверхні клина в'язальної машини на динаміку взаємодії з голкою [193].

З метою забезпечення безударної взаємодії голки з клином в'язальної машини авторами була розроблена методика синтезу раціонального профілю клина [190]. Результатом цієї методики було рівняння (поліном шостого порядку), що визначає шуканий, оптимальний стосовно прискорення голки, профіль клина. Реалізація цього профілю не може бути забезпечена абсолютно ідеально. У зв'язку з цим виникає питання: як будуть змінюватися динамічні навантаження в системі голка-клин, якщо фактично реалізований профіль буде відрізнятися від оптимального.

Розглянемо профілі клинів, представлені на рис. 2.10.

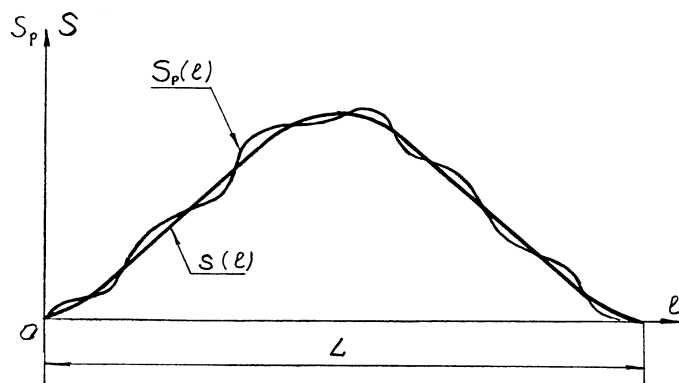


Рис. 2.10. Фактично реалізований  $s_p(l)$  і розрахунковий  $s(l)$  профілі клина

Тут  $S_p(l)$  — реальний (виготовлений) профіль,  $S(l)$  — ідеальний, розрахований за приведеною раніше методикою [190], профіль. Обидва профілі розглядаються в координатах:  $S$  — переміщення голки у вертикальному і  $l$  — у горизонтальному напрямках. Далі  $S_p(l)$  будемо називати реальним профілем клина, а  $S(l)$  — ідеальним профілем. Різницю  $\delta(l) = S_p(l) - S(l)$  природно називати погрішністю виготовлення клину. Її графік показаний на рис. 2.11.

Припустимо, що виготовлено "K" клинів. Профіль (реальний) кожного з них позначимо через  $S_{pi}(l)$ , де  $i = 1, 2, \dots, k$ . Очевидно, що

кожному з цих профілів відповідає один і той же ідеальний профіль. Тому погрішність виготовлення профілю клина з номером  $i$  прийме вид:

$$\delta_i(l) = S_{pi}(l) - S(l). \quad (2.64)$$

Графік  $\delta_i(l)$  для конкретного значення  $i = j \leq k$  будемо називати реалізацією погрішності  $k$ -ої операції виготовлення клина.

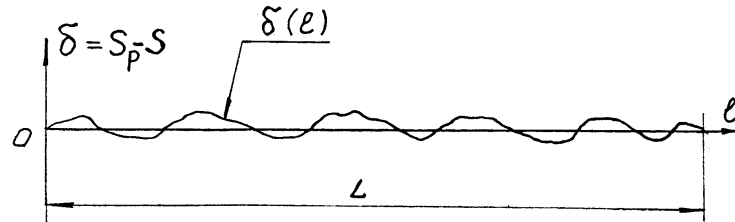


Рис. 2.11. Графік погрішності виготовлення клина  $\delta(l) = S_p(l) - S(l)$

Перше допущення щодо природи розглянутої тут погрішності полягає в тому, що для будь-якого фіксованого значення  $l = l_p \in [0, L]$  величини  $\delta_i(l_p)$ , де  $i = \overline{1, k}$  передбачаються випадковими. Це припущення виправдується тим, що погрішність  $\delta_i(l_p)$  залежить від безлічі факторів, що не повторюються від однієї операції виготовлення до іншої. Тому відмінність  $\delta_{j+1}(l_p)$  від  $\delta_j(l_p)$  завжди буде. У силу даного припущення погрішність  $\delta_i(l)$ , як функція від параметра  $l$ , і номер операції буде відповідати поняттю випадкової функції [190]. При фіксованому значенні  $i = i_1$  ця функція, як функція тільки від  $l$ , називається реалізацією даної випадкової функції, а при фіксованому значенні  $l = l_p$  значення  $\delta_i(l_p)$  цієї функції, як функції від номера реалізації  $i$ , являють собою випадкові величини.

Друге припущення буде полягати в тому, що при кожному фіксованому значенні  $l = l_p \in [0, L]$  приймається, що величини  $\delta_1(l_p)$ ,  $\delta_2(l_p), \dots, \delta_k(l_p)$  розподілені по нормальному закону [211]. Дане припущення звичайно виконується в тому випадку, коли кожна з величин є наслідком декількох діючих одночасно невизначених факторів (практично їхнє число повинне бути не менш трьох-чотирьох). Але це і справді має місце, оскільки на значення погрішності виготовлення  $\delta_i(l_p)$  впливають такі фактори як зазори і люфти в кінематичних ланках, температура і швидкість обробки деталі, неоднорідність оброблюваного матеріалу тощо.

Нарешті, третє припущення полягає в тому, що на інтервалі  $[0, L]$  (рис. 2.11) середнє відхилення профілю  $S_p(l)$  від  $S(l)$  дорівнює нулеві або точніше середня погрішність



$$\delta = \frac{1}{L} \int_0^L \delta_i(l) \delta l \quad (2.65)$$

дорівнює нулеві на ділянці  $[0, L]$  для будь-якої операції  $i (i = 1, 2, \dots, k)$ . Іншими словами відсутня систематична помилка виготовлення профілю.

Повертаючись до поставленої задачі, будемо припускати, що виготовлено  $K$  клинів. Вибираємо деякий крок дискретності, вимірів профілю  $\Delta$ , рівний, наприклад,  $\frac{L}{10}$ , де  $L$  розмір клина по осі абсцис (рис. 2.10). У точках  $q\Delta$ , де  $q = 0, 1, \dots, 10$  за допомогою профілометра вимірюємо значення  $S_p(q\Delta)$  ординат фактично виготовленого профілю клина і знаходимо погрішність:

$$\delta(q\Delta) = S_p(q\Delta) - S(q\Delta), \quad (2.66)$$

де, як і раніше,  $q = 0, 1, \dots, 10$ .

Зазначену операцію виконуємо з кожним із " $K$ " клинів. Отримані для кожного окремого клина реалізації (2.66) погрішності виготовлення клинів розташовуємо послідовно одна за одною (по осі абсцис) у будь-якому порядку. У результаті одержуємо реалізацію  $\delta(r\Delta)$  для  $r = 0, 1, \dots, 10K$ . Припускаючи, що ця реалізація відповідає реалізації стаціонарної випадкової функції, визначаємо характеристики  $m_\delta$  і  $K_\delta(r\Delta)$  цієї функції по формулах (2.67) і (2.68), де  $N = 10K$ .

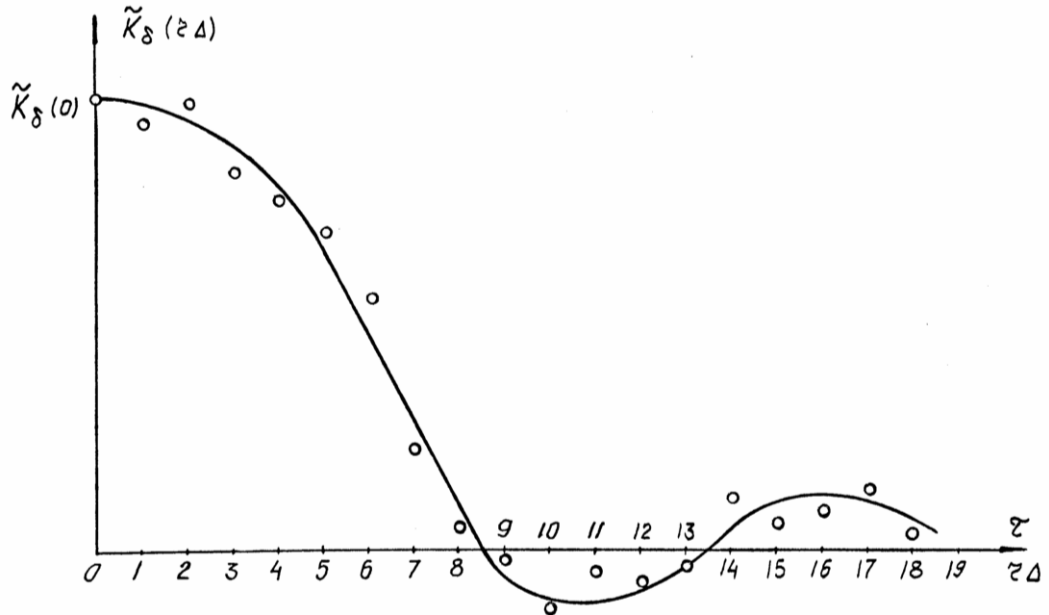
$$m_x = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{\omega^*} [(j-1)\Delta]; \quad (2.67)$$

$$\tilde{K}_x(n\Delta) = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{\omega^*}^{(0)} [(j-1)\Delta + n\Delta] x_{\omega^*}^{(0)} [(j-1)\Delta]. \quad (2.68)$$

При цьому математичне чекання (2.67) при відсутності систематичної погрішності виготовлення клинів повинне дорівнювати нулеві.

Типовий вид одержаної кореляційної функції (2.68) показаний на рис. 2.12. Тут кружками позначені точки, у яких по співвідношенню (2.68) обчислюється значення функції  $\tilde{K}_\delta(r\Delta)$ . Суцільною лінією проведена інтерпольована крива. Помітимо, що в силу симетрії функції  $\tilde{K}_\delta(r\Delta)$  для позитивних і негативних значень аргументу, на рис. 2.12 представлена тільки одна половина графіка цієї функції. Далі для суцільної кривої на рис. 2.12 варто підібрати підходяще аналітичне вираження і визначити його параметри. Для цього потрібно скористатися табл. 2.2. Так, у розглянутому випадку можна прийняти:

$$\frac{1}{\tilde{K}_\delta(0)} \tilde{K}_\delta(\tau) = e^{-h(\tau)} \cos \beta\tau. \quad (2.69)$$



**Рис. 2.12.** Кореляційна функція погрішності виготовлення профілю клина

**Таблиця 2.2.** Щільності розподілу параметра  $\Omega$  для різних випадків кореляційної функції  $R_x(\tau)$

Кореляційна функція $R_x(\tau)$	Щільність імовірності $P(\Omega)$
$e^{-(h)\tau}, \quad h > 0$	$\frac{h}{\pi(\Omega^2 + h^2)}$
$e^{-(h)\tau} \cos \beta\tau, \quad h > 0, \quad \beta > 0$	$\frac{h}{2\pi} \left[ \frac{1}{h^2 + (\beta + \omega)^2} + \frac{1}{h^2 + (\beta - \omega)^2} \right]$
$e^{-(h)\tau} \cdot \left[ \cos \beta\tau + \frac{h}{\beta} \sin \beta\tau \right]$ $h > 0, \quad \beta^2 = k^2 - h^2, \quad k > h$	$\frac{2hk^2}{\pi} \cdot \frac{1}{(k^2 - \omega^2)^2 + (2h\omega)^2}$

Параметр  $\beta$  неважко визначити з умови рівності нулеві кореляційної функції (рис. 2.12) у точці  $\tau = 8,5\Delta$ . Після чого, задаючись декількома значеннями параметра  $h$  варто побудувати декілька кривих і вибрати з них найближчу до заданої. Далі по табл. 2.2 потрібно знайти щільність  $P(\Omega)$ , що відповідає обраному аналітичному виразу для кореляційної функції. У даному прикладі це буде щільність, записана в другому рядку табл. 2.2. Після чого по формулі (2.70) варто визначити величину дисперсії  $D_x''$  прискорення голки, обумовлену неточністю виготовлення профілю:

$$D_x'' = \sigma_x^2 \int_{-\infty}^{\infty} \Omega^4 P(\Omega) d\Omega. \quad (2.70)$$

Як дисперсію  $\sigma_x^2$  тут варто взяти значення  $\tilde{K}_s(0)$ . Таким чином, шукана дисперсія буде дорівнювати:

$$D_{\delta} = \tilde{K}_{\delta}(0) \int_{-\infty}^{\infty} \Omega^4 P(\Omega) d\Omega. \quad (2.71)$$

Використовуючи правило трьох сигм [216] і допущення про нормальний закон розподілу погрішності, можна стверджувати, що з імовірністю близької до одиниці прискорення, зумовлені неточністю виготовлення, не перевершить величини  $3\sqrt{D_{\delta}}$ .

Нехай  $\bar{a}$  – максимальне прискорення, що набуває голка, переміщаючись по ідеально виготовленому профілю клина. Тоді з урахуванням погрішності виготовлення, фактичне прискорення голки не перевершить величини:

$$a \leq \bar{a} + 3\sqrt{\tilde{K}_{\delta}(0)} \cdot z, \quad (2.72)$$

де позначено 
$$z^2 = \int_{-\infty}^{\infty} \Omega^4 P(\Omega) d\Omega.$$

Оцінка (2.72) безпосередньо впливає з попередніх міркувань, заснованих на правилі трьох сигм і гіпотезі нормальності.

З умови (2.72) можна установити необхідні вимоги на точність виготовлення профілю клина, аналізуючи кореляційні функції погрішностей виготовлення запропонованим тут способом.

Визначення параметра  $a$  по (2.72) і співставлення його з  $\bar{a}$  дозволить зробити висновок про вплив точності виготовлення профілю клина на величину динамічних навантажень у парі голка-клин, а також на величину напружень, що виникають у голці при роботі машини.

Представлені дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

- отриманий метод дослідження впливу точності виготовлення профілю клина на величину динамічних навантажень у системі голка-клин;
- реалізація запропонованого методу дозволяє підвищити точність виготовлення профілю клина в'язальної машини і, таким чином, знизити динамічні навантаження в парі голка-клин, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи механізму в'язання і в'язальної машин в цілому.

## 2.6. Взаємодія голок з клинами в'язальних машин

Розрахунок довговічності клинів в'язальних машин, оснований на механічному підході, не дає повної картини усіх тих процесів, які відбуваються при зношенні клинів. Цим пояснюються суттєві розходження теоретичної та дійсної довговічності клинів [110, 145, 155].

Для більш повного представлення механізму зношення клина необхідно враховувати фізичні та структурні властивості матеріалу, що зношується. Крім того процес зношення слід розглядати з точки зору енергетичної теорії.

Нами пропонується метод визначення величини зношення клину, де

процес зношення розглядається з точки зору енергетичної теорії. Основна із концепцій цієї теорії в тому, що для відокремлення частинки зношення необхідно, щоб деякий об'єм матеріалу накопичив конкретний критичний запас внутрішньої енергії. Ця теорія одержала свій розвиток в працях Брегера Г. [6].

У відповідності з енергетичною гіпотезою міцності накопичення енергії відбувається в так званому акумулюючому об'ємі. Коли енергія досягає свого критичного значення, розвивається пластична течія матеріалу і утворюється мікротріщина. Для більш точного визначення величини акумульованої енергії, яка необхідна для відокремлення частинки зношення, можна іти по шляху визначення температури поверхні тіл в зоні їх контактної взаємодії.

У зв'язку з тим, що експериментальні методи визначення температури тіл в зоні їх контактної взаємодії в будь який момент часу недосконалі і не дають точних значень, необхідно йти по шляху аналітичного визначення цієї температури [104].

Представимо запропонований аналітичний метод визначення температури при ударі тіл (найбільш небезпечний момент взаємодії органів в'язальної машини, які утворюють петлі, з клинами [178]).

Загальна кількість теплоти  $q$ , що генерується при ударі, знаходиться із умови:

$$q = WJ = \frac{mV^2}{2}, \quad (2.73)$$

де  $J$  – механічний еквівалент теплоти;

$m$  – маса тіла;

$V$  – початкова швидкість тіла (швидкість удару).

Ця кількість тепла прогріє деякий об'єм тіл, що ударяються (голка та клин) до конкретної температури (процес вважаємо адіабатичним):

$$q = q_1 + q_2 = C_1 S_1 A b_1 V_1 + C_2 S_2 A b_2 V_2, \quad (2.74)$$

де  $C_1, C_2$  – питома теплоємність відповідно матеріалу клина і голково-платинового виробу;

$S_1, S_2$  – щільність матеріалу клина і голково-платинового виробу;

$A$  – площа контактної взаємодії тіл;

$b_1, b_2$  – ефективна глибина проникнення теплового імпульсу,  
 $b_{1,2} = 1,73 \sqrt{a_{1,2} t}$ ;

$a_{1,2}$  – температуропровідність відповідного матеріалу тіла;

$t$  – тривалість ударного імпульсу;

$V_1, V_2$  – середня об'ємна температура відповідного тіла.

При ударі в зв'язку з незначним часом процесу співударяння голки і клина для визначення коефіцієнту розподілу теплових потоків можна використати формулу Р. Шаррона [213]:

$$\alpha_T = \sqrt{\lambda_2 C_2 \gamma_2} / \left( \sqrt{\lambda_1 C_1 \gamma_1} + \sqrt{\lambda_2 C_2 \gamma_2} \right), \quad (2.75)$$

де  $\alpha_T$  – частина тепла, що переходить з одного тіла в інше;

$\lambda_1, \lambda_2$  – коефіцієнт теплопровідності відповідного тіла;

$\gamma_1, \gamma_2$  – питома вага відповідного тіла.

З виразу (2.74), враховуючи (2.75), знаходимо:

$$V_1 = m_1 V_2 J(1 - \alpha_T) / C_1 S_1 A b_1. \quad (2.76)$$

Формула дійсна для приблизної оцінки середньої температури об'єму тіла, яке прогрівається за час удару, але вона не дає можливості визначити температуру в будь який момент часу на поверхні та на деякій відстані від неї. Найбільш повно деформаційне джерело тепла характеризує потужність удару. Тому розглянемо випадок, коли потужність удару змінюється за часом по параболічному закону. При цьому враховуємо, що поточна величина контактної сили (сили удару) знаходиться із умови  $P = P_0 t / \Delta t$ , а швидкість змінюється по закону  $V = V_0(1 - t / \Delta t)$ . Тоді потужність удару в будь який момент часу визначається із залежності:

$$N = P_0 V_0 \frac{t}{\Delta t} \left( 1 - \frac{t}{\Delta t} \right), \quad (2.77)$$

де  $P_0, V_0$  – відповідно максимальна сила та початкова швидкість удару;

$t$  – поточна координата часу;

$\Delta t$  – час генерування удару (час удару).

Задача теплоутворення та теплопровідності при ударі зводиться до розв'язання диференційного рівняння теплопровідності для лінійного теплового потоку:

$$\frac{\partial V}{\partial t} = a \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} \quad (2.78)$$

при початковій умові  $V = 0$  при  $t = 0$  та граничних умовах:

$$-\lambda \frac{\partial V}{\partial x} \Big|_{x=0} = \frac{P_0 V_0 (1 - \alpha) J \left( \frac{t}{\Delta t} - \frac{t_2}{\Delta t} \right)}{A a}; \quad (2.79)$$

$$\partial V = 0 \text{ при } x \rightarrow \infty. \quad (2.80)$$

Рівняння (2.78) розв'язуємо методом інтегрального перетворення

Лапласа. Підставивши відображення вільних в рівняння (6), приходимо до операторного рівняння:

$$PV = ad^2V / dx^2. \quad (2.81)$$

Використавши перетворення Лапласа відносно граничної умови (2.79), одержимо граничну умову для рівняння (2.81):

$$-\lambda \frac{dV}{dx} \Big|_{x=0} = \frac{(1-\alpha)JP_0V_0}{Aa\Delta t} \left( \frac{1}{P_2} - \frac{2}{P_3\Delta t} \right). \quad (2.82)$$

Загальний розв'язок диференційного рівняння (2.81) має вигляд:

$$V(x, P) = A_1 \exp\left(x \sqrt{\frac{P}{a}}\right) + A_2 \exp\left(-x \sqrt{\frac{P}{a}}\right). \quad (2.83)$$

Постійні  $A_1, A_2$  знаходимо за допомогою граничних умов (2.79), (2.80) та за умови: відображення  $V(x, P)$  обмежене при  $x \rightarrow \infty$ .

Останнє означає, що  $A_1 = 0$ .

Тоді

$$\frac{dV(x, P)}{dx} = -\sqrt{\frac{P}{a}} \cdot A_2 \exp\left(-x \sqrt{\frac{P}{a}}\right). \quad (2.84)$$

Після деяких підстановок та перетворень одержуємо:

$$V(x, P) = \beta \left( \frac{1}{P_2} - \frac{2}{P_3\Delta t} \right) \frac{1}{\sqrt{P}} \exp\left(-x \sqrt{\frac{P}{a}}\right), \quad (2.85)$$

де

$$\beta = (1-\alpha)JP_0V_0\sqrt{a} / Aa\Delta t\lambda. \quad (2.86)$$

За допомогою таблиць інтегральних перетворень виконаємо зворотний перехід від відображень до оригіналу:

$$V(x, P) = \beta \left( t - \frac{t^2}{\Delta t} \right) \frac{1}{\sqrt{\pi t}} \exp\left(-\frac{x^2}{4at}\right). \quad (2.87)$$

Після ряду перетворень одержуємо формулу, що дозволяє знайти середню температуру поверхні контакту та об'ємну температуру в будь-який момент удару:

$$V(x, t) = \frac{(1-\alpha)P_0V_0J}{Aa\lambda\Delta t\sqrt{\pi}} \left\{ \left(1 - \frac{t}{\Delta t}\right) \left[ 2\sqrt{at} \exp\left(-\frac{x^2}{4at}\right) - \sqrt{\pi x} \operatorname{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{at}}\right) \right] - \frac{1}{2a} \left(0,5 - \frac{t}{\Delta t}\right) \left[ \frac{(2\sqrt{at})^3 \exp\left(-\frac{x^2}{4at}\right)}{3} - \frac{4x^2 \exp\left(-\frac{x^2}{4at}\right)}{3} + \frac{2}{3} x^3 \sqrt{\pi} \operatorname{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{at}}\right) \right] - \frac{1}{80a^2\Delta t} \left[ (2\sqrt{at})^5 \exp\left(\frac{x^2}{4at}\right) - \frac{2}{3} x^2 (2\sqrt{at})^3 \exp\left(-\frac{x^2}{4at}\right) + \frac{4}{3} x^4 \cdot 2\sqrt{at} \exp\left(-\frac{x^2}{4at}\right) - \frac{4}{3} x^5 \sqrt{\pi} \operatorname{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{at}}\right) \right] \right\}. \quad (2.88)$$

Для розрахунку середньої температури поверхні контакту в формулі (2.88) приймаємо  $x = 0$ , оскільки функція  $V(x, t)$  безперервна. В цьому випадку:

$$V(a, t) = \frac{4(1-\alpha)JP_0V_0\sqrt{at}}{3\sqrt{\pi}Aa\lambda} \left(1 - 0,8\frac{t}{\Delta t}\right) \frac{t}{\Delta t} \quad (2.89)$$

Оскільки не вся енергія удару поглинається матеріалом, в подальшому необхідно розглянути енергетичний баланс контактної взаємодії голково-платинового виробу з клином.

Кількість теплоти, що витрачається на нагрівання поверхневого слою матеріалу клина, можна знайти із виразу:

$$q = mC_1(t_2 - t_1), \quad (2.90)$$

де  $m$  – маса поверхневого слою матеріалу клина;

$t_1, t_2$  – температура поверхні клину відповідно до та після удару.

Енергію, що поглинається клином через еквівалент тепла, знаходимо із залежності:

$$E = \frac{q}{J} \quad (2.91)$$

Деякі спеціалісти при розгляді подібних питань вводять поняття мнимой щільності енергії тертя у вигляді [107]:

$$j_T^* = \frac{P_T}{\Delta V}, \quad (2.92)$$

де  $P_T$  – робота тертя;

$\Delta V$  – об'єм зношеного матеріалу.

Вводиться також поняття елементарної щільності енергії  $j_{Te}$ , як відношення роботи сил тертя до деформованого об'єму. Розглядається той випадок, коли одної разової взаємодії недостатньо для відокремлення частинки зношення. Якщо припустити, що цей випадок наступив при  $n$  циклів взаємодії пари тіл, то:

$$j_T^* = \frac{n_k j_{Te}}{\lambda}, \quad (2.93)$$

де  $n_k$  – число взаємодій, що необхідно для відділення частинки зношення;

$\lambda = \Delta V / V_0$  – об'єм матеріалу, що деформується, в якому акумулюється енергія тертя.

Звідси випливає:

$$J_h = \frac{\tau \lambda}{j_{Te} n_k} \quad (2.94)$$

Та обставина, що не вся робота сили удару акумулюється у вигляді

внутрішньої енергії матеріалу, враховується коефіцієнт  $\varepsilon$ .

Після критичного числа циклів взаємодії відбудеться відокремлення частинок зношення. При цьому середня щільність частинок енергії за  $n_{k-1}$  циклів буде визначатися величиною  $J_{ak}$ , а на критичному циклі  $n_k$  вся енергія, що підводиться, витрачається на руйнування, тобто середня щільність енергії руйнування при ударі визначається залежністю:

$$j_{Tb} = j_{Te} [\varepsilon(n_{k-1}) + 1] \quad (2.95)$$

Як відомо, інтенсивність зношення знаходиться із залежності:

$$J_h = \frac{\Delta V}{A_T N}, \quad (2.96)$$

де  $N$  – загальне число циклів навантаження (контактної взаємодії тіл).

Енергія, в даному випадку робота, що витрачається на ударну взаємодію голки з клином, як відомо, знаходиться із умови:

$$P_T \frac{m_1 V_0^2}{2}, \quad (2.97)$$

де  $m_1$ ,  $V_0$  – відповідно маса та лінійна швидкість голки.

Із залежності (2.90) відома енергія, що поглинається клином. Тоді:

$$\varepsilon = \frac{2 m C_1 (t_2 - t_1)}{m_1 V_0^2} \quad (2.98)$$

Використовуючи залежності (2.93) та (2.96), можемо записати:

$$\Delta V = \frac{\tau}{j_T^*} A_T N \quad (2.99)$$

Використовуючи залежність (2.99) та враховуючи, що  $j_T^* = j_{Te} n_k$ , де  $j_{Te} = W_y / W_o$  ( $W_y$  – робота удару;  $W_o$  – об'єм матеріалу, що деформується), можемо записати рівняння для знаходження інтенсивності зношення клину (для нашого випадку) у вигляді:

$$\frac{\tau}{j_{Te} n_k} = \frac{\Delta V}{A_T N} \quad (2.100)$$

Враховуючи, що строк служби клину  $T$  знаходиться із умови  $T = N / 60nZ$  ( $n$  – частота обертання голкового циліндра для круглов'язальних машин;  $Z$  – кількість голок механізму в'язання), із виразу (2.100) знаходимо строк служби клина:

$$T = \frac{\Delta V n_k j_{Te}}{60 n Z \tau A_T} \quad (2.101)$$

Запропоновані результати теоретичних досліджень можуть бути використані в практиці інженерних розрахунків строку служби клинів як



круглов'язальних, так і плосков'язальних машин. При цьому такий метод дає можливість отримати більш точні результати у порівнянні з методом розрахунку довговічності клинів, основанийого на механічному підході.

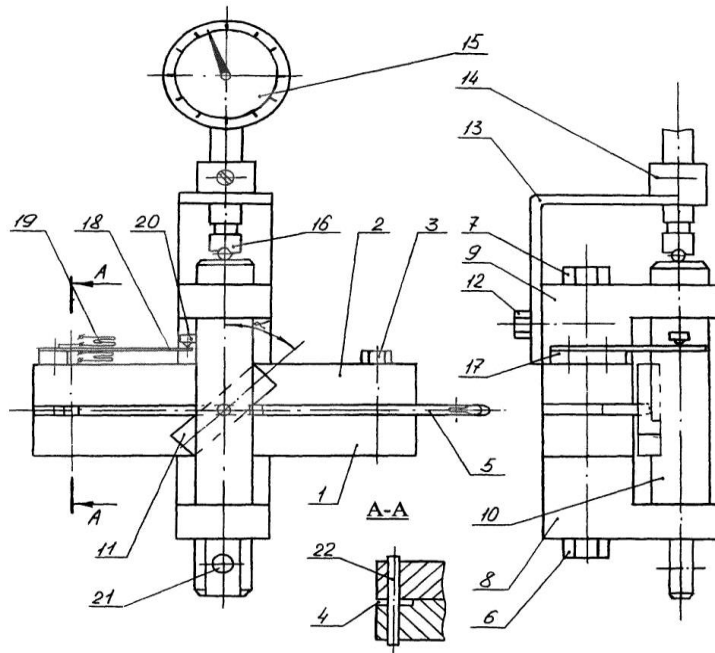
## **2.7. Прилад для вимірювання деформації пари голка-клин в'язальної машини**

Як відзначалося раніше, одним із основних недоліків в'язальних машин та автоматів є значні динамічні навантаження, що виникають в зоні ударної взаємодії голок з клинами [10, 190, 227]. Ударна взаємодія голок з клинами призводить до зниження надійності та довговічності роботи голок [169], що негативно впливає як на ефективність роботи в'язальних машин, так і на якість продукції, що виготовляється. При цьому значну роль у динамічній взаємодії голок з клинами відіграє деформація пари голка-клин.

При проведенні досліджень впливу конструкції голки та клина в'язальної машини на величину динамічних навантажень у механізмі в'язання необхідно, насамперед, знати деформацію пари голка-клин в зоні її взаємодії [190]. Відома конструкція приладу для вимірювання деформації голки [10] не може з достатнім ступенем точності вирішити поставлене завдання (ціна шкали індикатора приладу 0,01 мм; візуальне спостереження результатів вимірювання; можливість вимірювання деформації голки лише в статиці).

З огляду на вищевказане, автор пропонує нову конструкцію приладу для вимірювання деформації пари голка-клин, схема якого представлена на рис. 2.14.

Прилад містить дві направляючі 1 та 2, з'єднані між собою болтами 3. В пазу 4, утвореному направляючими встановлена досліджувана голка 5. До направляючих 1, 2 за допомогою болтів 6, 7 кріпляться планки 8, 9, в отвори яких поміщений шток 10 із клином 11, що взаємодіє з п'яткою голки 5. До планки 9 двома гвинтами 12 кріпиться кронштейн 13 із втулкою 14, в отворі якої встановлена вимірювальна головка 15 типу 1 ИГ із ціною шкали 1 мкм. Шток 16 вимірювальної головки 15 упирається у верхній торець штоку 10 приладу. До направляючої 2 за допомогою кронштейну 17 кріпиться вимірювальна балочка 18 із двома наклеєними тензодатчиками омичного опору 19. Шток 10 за допомогою упору 20 взаємодіє з вимірювальною балочкою 18. У нижній частині штока 10 є отвір 21 для з'єднання його з вантажем (на рис. 2.14 не показаний), що створює за допомогою клина навантаження на п'ятку голки 5. Осьове переміщення голки 5, обумовлене тиском клина, виключає штифт 22.



**Рис. 2.14.** *Схема приладу для вимірювання деформації пари голка-клин*

Принцип роботи приладу полягає в наступному. Тиск за допомогою клина 11 передається п'ятці голки 5, встановленої в пазу 4 між направляючими 1 та 2. Деформація голки в зоні взаємодії її із клином (деформацією клина нехтуємо [10, 190]) вимірюється за допомогою вимірювальної головки 15. При переміщенні штока 10, обумовленому деформацією голки 5, упор 20 деформує вимірювальну білочку 18 з тензодатчиками 19. Сигнал, що виникає при цьому, записується (після посилення) за допомогою осцилографу. Величина сигналу прямо пропорційна переміщенню штока [97].

Запропонований прилад на відміну від відомого приладу [10], дозволяє вимірювати деформацію пари голка-клин не тільки в статиці, а й в динаміці з високим ступенем точності. При цьому максимальна частота реєструючого процесу  $f$  визначається з умови [105]:

$$f = 0,1f_0, \quad (2.73)$$

де  $f_0$  - власна частота коливань вимірювальної балочки приладу,

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EJ}{ml^3}}; \quad (2.74)$$

$E$  - модуль пружності матеріалу вимірювальної балочки;

$J$  - момент інерції перетину вимірювальної балочки (балочки),

$$J = ab^3 / 12; \quad (2.75)$$

$a$  - ширина перетину балочки;

$b$  – товщина перетину балочки;

$m$  – маса балочки з урахуванням маси тензодатчиків;

$l$  – робоча довжина балочки.

Враховуючи, що робочими параметрами балочки є:  $a = 10$  мм;  $b = 0,5$  мм;  $l = 25$  мм;  $m = 2,5$  г, із виразу (2.75) знаходимо:  $J = 0,104$  мм<sup>4</sup>.

Оскільки для пружинної сталі, з якої виготовлена балочка,  $E = 2,2 \cdot 10^5$  МПа, з рівняння (2) маємо:  $f_0 = 208,8$  Гц.

Максимальна частота реєструючого процесу запропонованого приладу, згідно умови (2.73), дорівнює 20,88 Гц, що цілком достатньо для досліджень деформації пари голка-клин в'язальної машини.

В якості перетворювачів деформації в електричний сигнал в приладі використані дротяні тензодатчики КФ 5 П1-20-200А з базою 20 мм, які підключені до мостової вимірювальної схеми, що забезпечує максимальну чутливість та лінійність вихідних параметрів. Сигнал з тензодатчиків поступає на вимірювальну плату WAD-AIK-BUS (на рис. 2.14 не показана) через екранований дріт, що значно знижує рівень перешкод, де сигнал підсилюється, перетворюється в цифрову форму та через USB інтерфейс надходить на обчислювальну мережу (персональний комп'ютер), де відбувається збір показань датчиків та остаточна обробка отриманих значень. Вимірювальна плата WAD-AIK-BUS підключена до джерела живлення.

Прилад для вимірювання деформації пари голка-клин може бути використаний при розробці нових конструкцій голок і клинів та для оцінки ефективності їхнього використання для зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання в'язальних машин.

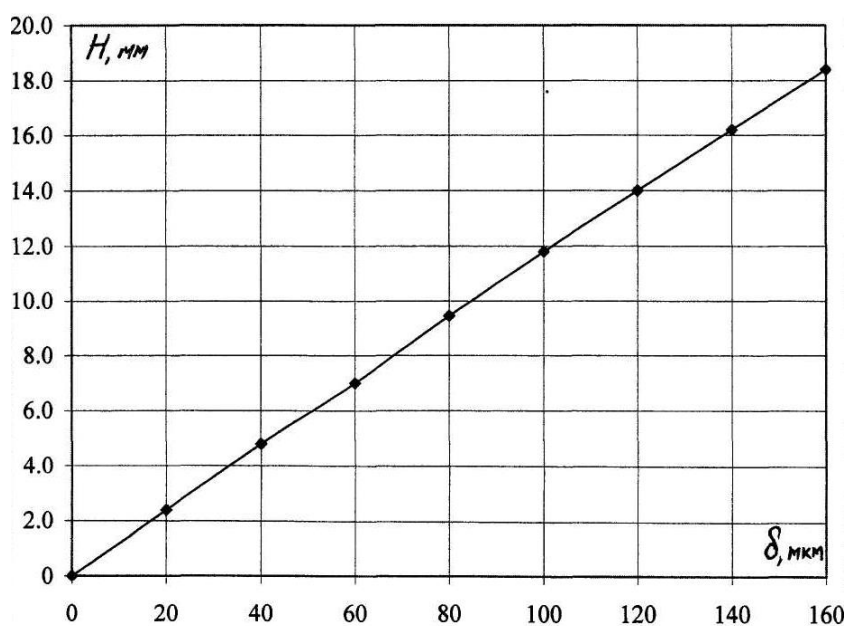


Рис. 2.15. Графік тарування тензодатчиків приладу

Розглянемо приклад експериментальних досліджень деформації пари голка-клин при використанні запропоновано приладу. Об'єктом досліджень при проведенні експерименту були обрані голки поз. 0-1262 [108]. Параметри голки, клина та їхній кінематичний взаємозв'язок відповідали прийнятим параметрам їх установки у в'язальній системі машини: плече сили, прикладеної з боку клина на п'ятку голки  $l = 2$  мм; кут нахилу клина  $\alpha = 50^\circ$ .

Тарування тензодатчиків приладу здійснювалося за допомогою вимірювальної головки 15 (рис. 2.14) та тарувальних вантажів. Графік тарування тензодатчиків представлено на рис. 2.15.

Результати експериментальних досліджень деформації пари голка-клин та їх обробка представлені в табл. 2.3.

**Таблиця 2.3. Приклад обробки результатів експериментальних досліджень деформації пари голка-клин (голка поз. 0-1262)**

Деформація пари голка-клин $\delta_i$ , мкм	Кількість повторень результатів $n_i$	$n_i \delta_i$	Похибка окремих вимірів $\Delta \delta_i$	$n_i (\Delta \delta_i)^2$
10,75	1	10,75	1,25	1,5625
11,00	1	11	1	1
11,25	1	11,25	0,75	0,5625
11,50	3	34,5	0,5	0,75
11,75	4	47	0,25	0,25
12,00	3	36	0	0
12,25	2	24,5	-0,25	0,125
12,5	1	12,5	-0,5	0,25
12,75	2	25,5	-0,75	1,125
13,5	2	27	-1,5	4,5
	$n = 20$	$\sum 240$		$\sum 10,125$

Була проведена обробка результатів експерименту. Отримані дані:

- середнє значення деформації:

$$\bar{\delta} = \frac{\sum n_i \delta_i}{n} = \frac{240}{20} = 12 \text{ мкм}; \quad (2.76)$$

- середня квадратична похибка результатів вимірів:

$$\Delta S = \sqrt{\frac{\sum n_i (\Delta \delta_i)^2}{n(n-1)}} = \sqrt{\frac{10,125}{20(20-1)}} = 0,1632 \text{ мкм}; \quad (2.77)$$

- границі довірчого інтервалу:

$$\Delta \delta = \sqrt{(t_\alpha \Delta S)^2 + \left(\frac{K_\alpha}{3} \gamma\right)^2} = \sqrt{(2,09 \cdot 0,1632)^2 + \left(\frac{1,96}{3} \cdot 0,24\right)^2} = 0,375 \text{ мкм}, \quad (2.78)$$

де  $t_\alpha$  – коефіцієнт Стюдента; при  $\alpha = 0,95$   $t_\alpha = 2,09$  [74];

$$K_{\alpha} \equiv t_{\alpha}(n \rightarrow \infty) = 1,96 \text{ [74];}$$

$\gamma$  – похибка вимірювальних приладів,

$$\gamma = \frac{\beta \bar{\delta}}{100\%} = \frac{2 \cdot 12}{100\%} = 0,24 \text{ мкм;} \quad (2.79)$$

$\beta$  – помилка вимірювального пристрою та приладів,  $\beta = 2\%$  [74];

$\varepsilon$  – відносна похибка серії вимірів:

$$\varepsilon = \frac{\Delta \delta}{\bar{\delta}} \cdot 100\% = \frac{0,375}{12} \cdot 100\% = 3,125\% . \quad (2.80)$$

Можна зробити висновок, що запропонований прилад для вимірювання деформації пари голка-клин в'язальної машини, на відміну від відомих аналогічних приладів, дозволяє вимірювати деформацію пари голка-клин не тільки в статиці, а й в динаміці їх взаємодії з високим ступенем точності.

Прилад може бути використаний при розробці нових конструкцій голок і клинів та для оцінки ефективності їхнього використання для зниження динамічних навантажень у механізмах в'язання як круглов'язальних, так і плосков'язальних машин та автоматів.

## **2.8. Вплив динамічних навантажень у в'язальних системах на зношення клинів**

Динамічні навантажень у в'язальних системах суттєво впливають на зношення клинів. Цій проблемі присвячена робота [190].

Дослідження [110] показують, що термін служби клинів, а отже і платинових замках, визначається залежністю:

$$T = \frac{\Delta H_{\max}}{60n z K f^t \rho_{np}^{-0,5\beta t} N_0^{1+0,5\beta t}} , \quad (2.81)$$

де  $T$  – термін служби клина (замка);

$\Delta H_{\max}$  – гранично допустиме зношення клина, що вимірюється по нормалі до робочої поверхні клина;

$n$  – частота обертання циліндра машини;

$z$  – кількість голок (платин) циліндра;

$$K = 2K_0 \left( \frac{4\eta}{\pi} \right)^{0,5} \cdot 0,418^{1+\beta t} E^{0,5(1+\beta t)} \frac{1+\beta t}{1,5+\beta t} ;$$

$$\eta = \frac{1+\mu_1}{E_1} + \frac{1-\mu_2}{E_2} ;$$

$\mu_1, \mu_2$  – коефіцієнти Пуассона відповідно для матеріалу голки (платини) і клина;

$E_1, E_2$  - модулі пружності відповідних матеріалів;

$$K_0 = C_1 \left( \frac{1-\mu_2}{E} \right)^{1+(\beta-1)} \left( \frac{K_1}{C_2 \sigma_0} \right)^t ;$$

$K_1$  – коефіцієнт пропорційності між питомою силою тертя і приведеним напруженням в парі голка-клин;

$\sigma_0$  – межа міцності при однократному напруженні:

$$C_1 = \frac{1,2 \cdot \nu^{0,5}}{K_2(1+\nu)}; \quad \beta = \frac{1}{1+2\nu};$$

$$C_2 = \left(\frac{b}{2}\right)^\beta \left(\frac{2,35}{K_2}\right)^{1-\beta} \left(\frac{r}{h_{\max}}\right)^{0,5(1-\beta)}; \quad (2.82)$$

$b, \nu$  – коефіцієнти кривої опорної поверхні;

$K_2$  – табличний коефіцієнт, що залежить від  $\nu$ ;

$r$  – середній радіус вершин і виступів мікронерівностей;

$h_{\max}$  – максимальна висота мікронерівностей;

$f$  – коефіцієнт тертя в парі голка-клин (платина-замок);

$t$  – показник ступеня кривої контактної втоми;

$\rho_{np}$  – приведений радіус кривизни досліджуваної пари;

$N_0$  – питомий нормальний тиск у зоні контакту голки з клином (платини з замком).

Аналізуючи (2.81), приходимо до висновку, що, з метою визначення ефективності впливу величини динамічних навантажень у в'язальній системі на довговічність замків, рівняння може бути представлене у виді:

$$T = \frac{A}{N_0^{1+0,5\beta t}}, \quad (2.83)$$

де

$$A = \frac{\Delta H_{\max}}{60 n z K f^t \rho_{np}^{-0,5\beta t}} = const;$$

Враховуючи, що:

$$N_0 = \frac{N}{l} = \frac{P}{l \sin \alpha},$$

де  $N$  – нормальний тиск у парі голка (платина) – клин;

$l$  – довжина контакту досліджуваної пари;

$P$  – горизонтальна складового динамічного навантаження на клин;

$\alpha$  – кут профілю клина,

рівняння (2.86) приймає вид:

$$T = \frac{B}{P^{1+0,5\beta t}}, \quad (2.84)$$

де

$$B = A(l \sin \alpha)^{1+0,5\beta t} = const.$$

Приймаючи [110]  $\nu = 3$  (робоча поверхня замка полірована) і  $t = 4$ , з (2.82), знаходимо:

$$\beta = 0,143.$$

Тоді рівняння (2.84) остаточно приймає вид:

$$T = \frac{B}{P^{1,286}}. \quad (2.85)$$

На підставі (2.85) одержуємо:

$$n_T = n_P^{1,286}, \quad (2.86)$$

де  $n_T$  – коефіцієнт підвищення довговічності клина замка,

$$n_T = \frac{T_2}{T_1}; \quad (2.87)$$

$T_1, T_2$  – довговічність клина відповідно до і після реалізації заходу, спрямованого на зниження динамічних навантажень;

$n_P$  – коефіцієнт зниження навантажень у в'язальних системах,

$$n_P = \frac{P_1}{P_2}; \quad (2.88)$$

$P_1, P_2$  – динамічні навантаження відповідно до і після модернізації в'язальної системи.

Таким чином, отримана залежність (2.86) показує ступінь впливу зниження динамічних навантажень у в'язальних системах на підвищення довговічності клинів замків.

## 2.9. Аналітичне проектування безударного профілю платинного клина круглов'язальної машини

Ефективність роботи круглов'язальних машин значною мірою залежить від досконалості клинів в'язальних систем, зокрема платинних клинів [14]. Одним із основних факторів, що впливають на ефективність роботи круглов'язальних машин, є динамічні навантаження, зумовлені ударною взаємодією робочих органів механізмів в'язання (голок та платин) з клинами замків. Зниження динамічних навантажень може бути досягнуто, зокрема, заміною існуючих платинних клинів з прямолінійними робочими поверхнями безударними клинами (клинами, робоча поверхня яких виконана криволінійною). Тому задачею даних досліджень стала розробка методу аналітичного проектування платинних клинів з безударним робочим профілем з урахуванням жорсткості пари платина-клин.

Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин шляхом удосконалення платинних клинів, розділ присвячений розробці методу аналітичного проектування безударного профілю платинного клина круглов'язальної машини з урахуванням жорсткості пари платина-клин [168].

Наявність в в'язальних системах круглов'язальних машин платинних клинів прямолінійного профілю призводить до ударної взаємодії платин з клинами. Причиною цього є миттєва зміна швидкості руху платини при переході її з однієї прямолінійної ділянки профілю клина на другу. Удари платин об клини викликають динамічні навантаження в парі платина-клин, що призводить до підвищеного зношення робочої поверхні клинів.

В роботі [168] пропонується аналітичний метод проектування безударних профілів платинних клинів, здатних знизити динамічні

навантаження в парі платина-клин. Від відомих методів [14, 163, 164, 190] він відрізняється тим, що враховує жорсткість досліджуваної системи (жорсткість пари платина-клин).

Представимо платинний клин 1 (надалі клин), по якому рухається п'ятка платини, у вигляді кулачка, а платину 2 – у вигляді штовхача (рис. 2.16). Як відомо [109], при синтезі швидкохідних кулачкових механізмів профіль кулачка повинен знаходитись з урахуванням жорсткості системи. В нашому випадку з урахуванням жорсткості платини та робочої поверхні клина.

Задача синтезу кулачка (клина) з урахуванням жорсткості елементів системи відноситься до задачі динамічного синтезу. При вирішенні даної задачі приймаємо наступні спрощення: розподілену масу елементів системи вважаємо зосередженою в точці; жорсткість елементів системи представляємо у вигляді пружин, масою яких нехтуємо. В результаті прийнятих припущень одержуємо динамічну модель (рис. 2.16), яка з деяким наближенням має ті ж динамічні характеристики, що і реальна пара платина-клин.

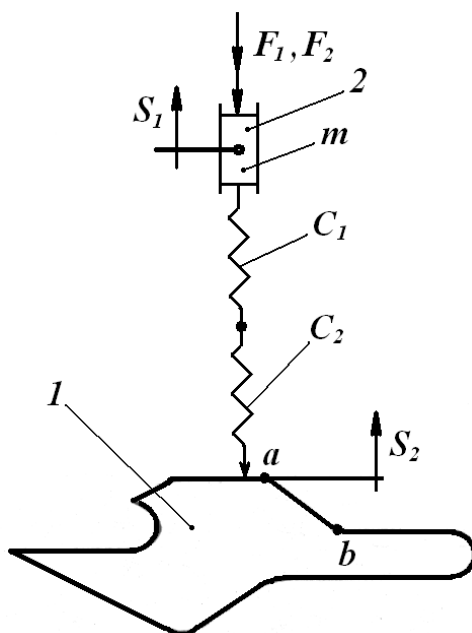


Рис. 2.16. Динамічна модель пари платина-клин

На масу  $m$  (рис. 2.16) діють зовнішні сили тертя  $F_1$  і технологічні навантаження  $F_2$ . П'ятка платини ( $C_1$  – жорсткість тіла платини;  $C_2$  – жорсткість п'ятки) рухається в контактній взаємодії з клином. Переміщення п'ятки  $S_2$  відраховуємо від найвищого положення, заданого профілем клина. Переміщення борідки платини  $S_1$  в результаті жорсткості платини відрізняється від переміщення п'ятки  $S_2$ . Зв'язок між  $S_1$  і  $S_2$  можна знайти із диференціального рівняння руху маси  $m$ :



$$m\ddot{S}_1 = -F_1 - F_2 + C_2(S_2 - S_1). \quad (2.89)$$

Позначивши  $P = F_1 + F_2$ , рівняння (2.89) набуває вигляду:

$$m\ddot{S}_1 = -P + C_2(S_2 - S_1). \quad (2.90)$$

Модуль сили  $P$  при силовому замиканні:

$$\bar{P} = C_1 + S_1 + P_c, \quad (2.91)$$

де  $P_c$  – сила опору руху платини.

З урахуванням (2.91) рівняння (2.89) приймає вид:

$$\ddot{S}_1 + \frac{C_1 + C_2}{m} S_1 = \frac{-P_c + C_1 S_2}{m}. \quad (2.92)$$

З рівняння (2.92) маємо:

$$S_2 = \frac{P_c}{C_2} + \frac{C_1 + C_2}{C_2} S_1 + \frac{m}{C_2} \ddot{S}_1. \quad (2.93)$$

При заданому законі руху верхнього кінця штовхача (носіка платини)  $S_1 = S(t)$  із рівняння (2.93) знаходимо переміщення нижнього кінця штовхача (п'ятки платини)  $S_2 = \pm S(t)$ , тобто відповідний профіль кулачка (клина). Таким чином при профілюванні профілю клина необхідно враховувати закон руху платини та її жорсткість.

Для встановлення умов, при яких відсутні скачки швидкостей та прискорень (жорсткі та м'які удари) продиференціюємо рівняння (2.93) два рази по часу, приймаючи, що сила опору  $P_c$  постійна:

$$\dot{S}_2 = \frac{C_1 + C_2}{C_2} \dot{S}_1 + \frac{m\ddot{S}_1}{C_2}; \quad (2.94)$$

$$\ddot{S}_2 = \frac{C_1 + C_2}{C_2} \ddot{S}_1 + \frac{m}{C_2} S_1^{IV}. \quad (2.95)$$

Із рівняння (2.94) слідує, що для запобігання жорстких ударів необхідно вибирати такі закони руху, при яких функції  $\dot{S}_1$  і  $\ddot{S}_2$  неперервні і дорівнюють нулю в крайніх положеннях штовхача. Поставленим умовам на ділянці від  $t = 0$  до  $t = t_n$  може задовольняти закон у вигляді багаточлена (полінома) сьомого ступеню [109]:

$$S_1 = (ak^4 + bk^5 + ck^6 + dk^7)h \quad \text{при} \quad k = t/t_n. \quad (2.96)$$

Коефіцієнти полінома (2.96) знаходяться із граничних умов:

$$S_1 = \dot{S}_1 = \ddot{S}_1 = \ddot{S}_1 = 0 \quad \text{при} \quad k = 0; \quad S_1 = h; \quad \dot{S}_1 = \ddot{S}_1 = \ddot{S}_1 = 0 \quad \text{при} \quad k = 1.$$

Диференціюючи поліном (2.96) по часу, одержуємо:

$$\begin{aligned} \dot{S}_1 &= (4ak^3 + 5bk^4 + 6ck^5 + 7dk^6)h; \\ \ddot{S}_1 &= (12ak^2 + 20bk^3 + 30ck^4 + 42dk^5)h; \\ \ddot{S}_1 &= (24ak + 60bk^2 + 120ck^3 + 210dk^4)h. \end{aligned}$$

Граничні умови для  $k = 0$  задовольняються при любых значеннях коефіцієнтів полінома. Граничні умови при  $k = 1$  дають систему лінійних рівнянь:

$$\begin{aligned} a + b + c + d &= 1; \\ 4a + 5b + 6c + 7d &= 0; \\ 12a + 20b + 30c + 42d &= 0; \\ 24a + 60b + 120c + 210d &= 0. \end{aligned}$$

Знайшовши коефіцієнти полінома з цієї системи рівнянь, одержуємо:

$$S_1 = (35k^4 - 84k^5 + 70k^6 - 20k^7)h. \quad (2.97)$$

Для запобігання не тільки жорстких, але і м'яких ударів, згідно з умовами (2.94), (2.95), необхідно вибирати закони руху, що задовольняють граничним умовам:

$$\begin{aligned} S_1 = \dot{S}_1 = \ddot{S}_1 = \ddot{\dot{S}}_1 = S_1^{IV} &= 0 \text{ при } k = 0; \\ S = h, \dot{S}_1 = \ddot{S}_1 = \ddot{\dot{S}}_1 = S_1^{IV} &= 0 \text{ при } k = 1. \end{aligned}$$

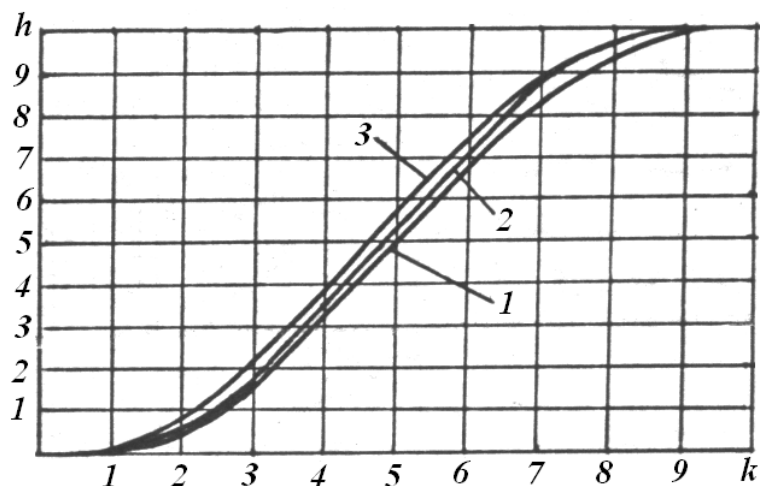
Поліном, що задовольняє цим умовам має вид:

$$S_1 = (126k^5 - 420k^6 + 540k^7 - 315k^8 + 70k^9)h. \quad (2.98)$$

Побудову траєкторії руху борідки платини виконуємо наступним чином. Знаходимо величини  $S_1 \dots S_n$ . По осі  $y$  відкладаємо максимальну величину переміщення  $h$  платини. По осі  $x$  відкладаємо величину  $k$ , що дорівнює горизонтальній проекції ділянки  $a - b$  платинового клину (рис. 2.16). Розбиваємо відрізки  $h$  і  $k$  на  $n$  рівних частин. Знаходимо із рівняння (2.98) значення  $S_1 \dots S_n$  і відкладаємо їх на осі  $y$ . На осі  $x$  відкладаємо

величини  $\frac{k_1}{n} \dots k_n$ . На перетині відповідних значень  $S$  і  $k$  знаходимо точки траєкторії руху борідки платини. Побудову робочого профілю клина виконуємо подібно побудові траєкторії руху платини лише з тією різницею, що по осі  $y$  відкладаємо величини  $S_2$ , одержані із рівняння

(2.93). Таким чином на перетині величин  $S \frac{h}{n} \dots S h$  і  $k \frac{1}{n} \dots k_n$  одержуємо точки профілю безударного клину.



**Рис. 2.17.** Вплив жорсткості п'ятки платини на профіль клина:  
 1 –  $C_2 = 1,5 \cdot 10^5$  Н/м; 2 –  $C_2 = 2 \cdot 10^5$  Н/м ; 3 –  $C_2 = 1,1 \cdot 10^5$  Н/м

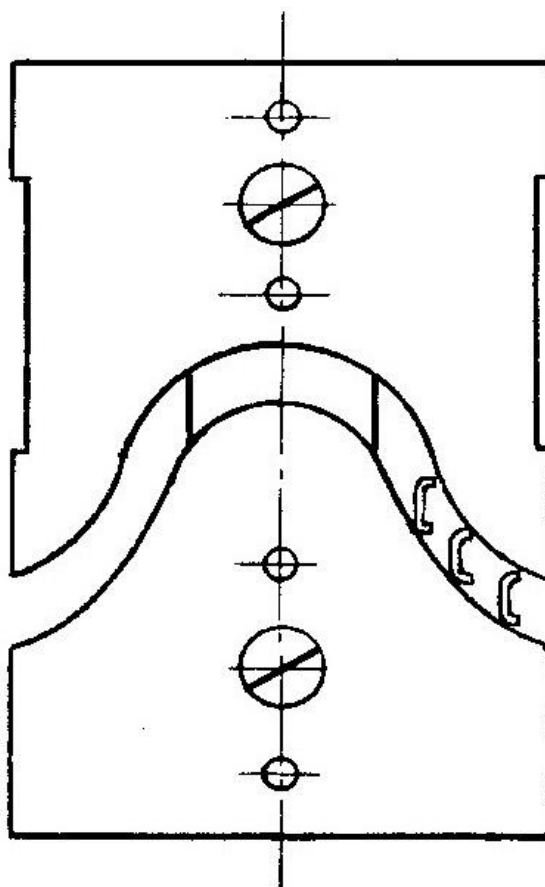
Авторами [168] досліджено також вплив жорсткості пари платина-клин на профіль клину. При цьому жорсткість пари платина-клин варіювалась в діапазоні  $(1,0...50,0) \cdot 10^5$  Н/м, п'ятки платини – в діапазоні  $(1,0...16,6) \cdot 10^5$  Н/м. За допомогою розробленої програми знайдено масив ординат множини кривих робочого профілю клина з урахуванням жорсткості пари платина-клин. Із множини кривих (рис. 2.17) вибираємо профіль максимально приближений до ідеального (профіль клина, побудований з урахуванням жорсткості п'ятки платини).

В результаті виконаних досліджень:

- запропоновано метод аналітичного проектування безударного профілю (робоча поверхня) платинного клина круглов'язальної машини з урахуванням жорсткості пари платина-клин;
- досліджено вплив жорсткості пари платина-клин на профіль клина;
- розроблено програму та знайдено оптимальну величину жорсткості п'ятки платини. Для круглов'язальних машин типу КО ця величина складає  $C_2 = 2 \cdot 10^5$  Н/м).

### РОЗДІЛ 3

## **ШЛЯХИ ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ У МЕХАНІЗМАХ В'ЯЗАННЯ**



### 3.1. Зниження контактних напружень в парі голка-клин в'язальної машини

Зниженню контактних напружень в парі голка-клин в'язальної машини присвячена робота [201].

Об'єктом досліджень в роботі обрано контактну взаємодію голки в'язальної машини з клинами та вплив голки з п'яткою з відгинами на зниження контактних напружень в парі голка – клин. При проведенні досліджень та вирішенні завдань, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин та теорії опору матеріалів і пружності.

Завданням досліджень стало аналітичне дослідження впливу голки з п'яткою з відгинами на контактні напруження в парі голка – клин та доцільність використання таких голок з метою підвищення ефективності роботи в'язальних машин.

Одним з недоліків пари голка-клин, як вищої пари, є значні контактні напруження, що виникають у зоні удару голки об клин. Надійність роботи зазначеної пари обумовлена відсутністю стомлення матеріалу голки та клину, що визначається умовою [166]:

$$\sigma_{max} < [\sigma], \quad (3.1)$$

де  $\sigma_{max}$  – максимальне контактне напруження стиску в зоні взаємодії голки і клина;

$[\sigma]$  – допустиме контактне напруження матеріалу голки або клину.

Практика експлуатації в'язальних машин показує [10], що робоча поверхня клинів піддається в зоні контакту з п'ятками голок дії пульсуючих напружень стиску і руйнується не від нормальних, а від дотичних напружень, що викликають специфічне явище втоми – пітинг (викришування поверхні). Для запобігання пітингу необхідно забезпечити умову:

$$\tau_{max} < [\tau], \quad (3.2)$$

де  $\tau_{max}$ ,  $[\tau]$  – відповідно максимальне і допустиме дотичні напруження.

Для сталей звичайно приймається [166]:

$$[\tau] = 0,285\sigma_B, \quad (3.3)$$

де  $\sigma_B$  – межа міцності сталі при розтягу.

При цьому максимальне дотичне напруження в зоні контакту пари голка-клин може бути визначене із рівняння:

$$\tau_{max} = 0,145\sqrt{\frac{NE}{l\rho}} = 0,145\sqrt{\frac{FE}{l\rho \cos \alpha}}, \quad (3.4)$$

де  $N$  – максимальне нормальне навантаження в зоні контакту;

$E$  – приведений модуль пружності матеріалів голки і клина;  
 $l$  – довжина лінії контакту пари п'ятка голки-клин;  
 $\rho$  – приведений радіус кривизни пари п'ятка голки-клин;  
 $F$  – горизонтальна складового максимального навантаження в зоні контакту пари п'ятка-клин;  
 $\alpha$  – кут профілю клину в досліджуваній зоні взаємодії голки з клином.

Аналізуючи вираз (3.4), приходимо до висновку, що одним із параметрів, який істотно впливає на величину максимальних дотичних напружень, а отже і на довговічність клинів, є приведений радіус кривизни пари п'ятка голки-клин  $\rho$ .

Для загального випадку:

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}, \quad (3.5)$$

де  $\rho_1$  – радіус кривизни робочої поверхні п'ятки;

$\rho_2$  – радіус кривизни профілю клину.

При взаємодії голки з клином, що має прямолінійний профіль ( $\rho_2 = \infty$ ):

$$\rho = \rho_1. \quad (3.6)$$

Клини з криволінійним профілем (рис. 3.1), як правило, мають робочу поверхню, що складається з двох ділянок: ділянки з негативним радіусом кривизни (ділянка  $ab$  підйомного клина і ділянка  $de$  кулірного клина) і ділянки з позитивним радіусом кривизни (ділянка  $bc$  підйомного клина і ділянка  $ef$  кулірного клина). Отже приведений радіус кривизни при взаємодії голки з ділянками  $ab$  і  $de$  клинів визначається із рівняння:

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 - \rho_1}. \quad (3.7)$$

При взаємодії голки з ділянками  $bc$  і  $ef$  клинів приведений радіус кривизни дорівнює:

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_2 + \rho_1}. \quad (3.8)$$

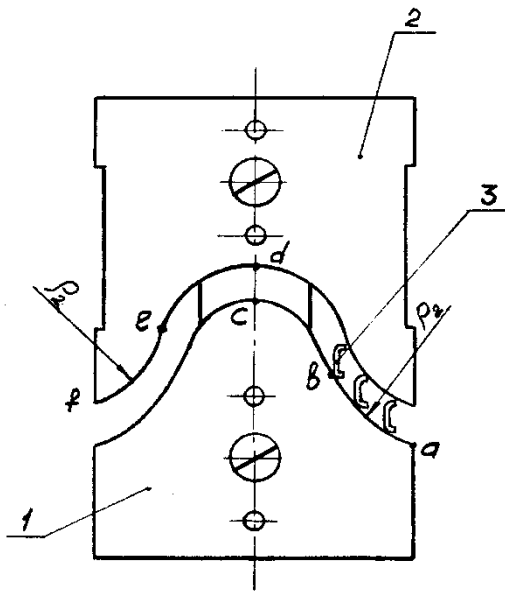
Очевидно, що за інших рівних умов:

$$\tau_{1max} < \tau_{2max}, \quad (3.9)$$

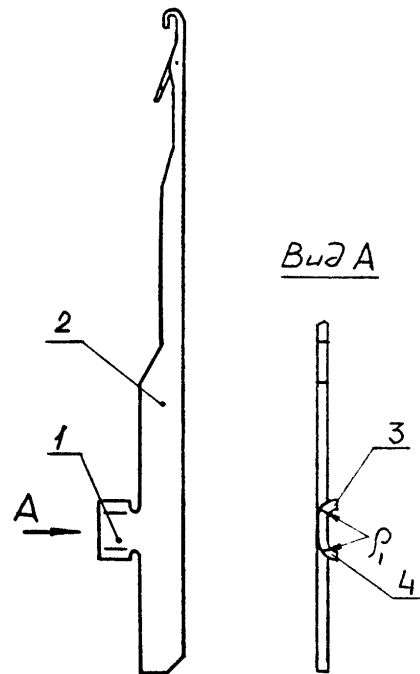
де  $\tau_{1max}$  – максимальне дотичне напруження, що виникає при взаємодії голки з ділянками  $ab$  або  $de$  клинів;

$\tau_{2max}$  – максимальне дотичне напруження, що виникає при взаємодії голки з ділянками  $bc$  або  $ef$  клинів.

Підвищення довговічності клинів може бути досягнуте шляхом застосування у в'язальному механізмі голок спеціальної конструкції, у яких п'ятка має відгини.



**Рис. 3.1.** Схема взаємодії голки з клинами: 1 – підйомний клин; 2 – кулірний клин; 3 – п'ятка голки



**Рис. 3.2.** Голка в'язальної машини з п'яткою з відгинами

На рис. 3.2 показана конструкція голки [241], що служить для зниження зносу робочих поверхонь клинів. Голка містить стержень 2 з крючком і язичком та п'ятку 1. П'ятка має відгини 3, 4, спрямовані у протилежний від напрямку обертання голкового циліндра круглов'язальної машини бік. Відгин 3 призначений для взаємодії з кулірними клинами, а відгин 4 – для взаємодії з підйомними клинами. Таке конструктивне рішення дозволяє значно знизити напруження в зоні контактної взаємодії голки з клином і тим самим підвищити надійність та довговічність голок, клинів і в'язального механізму в цілому.

При виготовленні голок з п'ятками з відгинами слід брати до уваги умову:

$$\rho_1 < \rho_2, \quad (3.10)$$

де  $\rho_1$  – радіус відгину п'ятки голки;

$\rho_2$  – максимальний радіус криволінійної ділянки клина з негативною кривизною (ділянка *ab* клина 1 і ділянка *de* клина 2 – рис. 3.1).

Перевіримо працездатність пари голка-клин однофонтурної круглов'язальної машини типу КО, де використовуються голки поз. 0–388 [108].

Оскільки максимальні напруження виникають у зоні удару голки об кулірний клин, розглянемо цей випадок. Максимальна величина дотичних напружень згідно з (3.4) складе (максимальне навантаження в парі голка-клин  $F = 85,7 \text{ Н}$  [10]); приведений модуль пружності матеріалів голки і клина

$\dot{A} = 2,2 \cdot 10^5$  МПа [166]; довжина лінії контакту голки з клином  $l = 2,7$  мм [113]; радіус п'ятки голки  $\rho_1 = 0,2$  мм [155]):

$$\tau_{max} = 1146 \text{ МПа.}$$

Для загартованої сталі марки ШХ 15, з якої звичайно виготовляють клини в'язальних машин,  $\sigma_A = 750$  МПа [14]. Тоді згідно з умовою (3.3)  $[\tau] = 214$  МПа.

Таким чином, напруження в зоні контакту голки з робочим профілем клина круглов'язальної машини у момент удару істотно перевищують допустимі напруження. Це пояснює причину недовговічної роботи голок та клинів круглов'язальних машин типу КО.

У випадку заміни голок поз. 0–388 голками з п'ятками з відгинами (рис. 3.2) фактична величина максимальних дотичних напружень складе (приймаємо з конструктивних міркувань  $\rho_1 = 8,0$  мм) всього  $\tau_{max} = 181$  МПа, що нижче допустимих напружень.

Аналізуючи результати розглянутих досліджень, можемо зробити наступні висновки:

- запропонована методика дозволяє знайти величину контактних напружень, що виникають в парі голка-клин при їх взаємодії, та оцінити працездатність тих чи інших конструкцій голок і клинів;
- запропонована конструкція голок з п'ятками з відгинами при використанні їх в круглов'язальних машинах типу КО дозволяє більш ніж у 6 разів знизити контактні напруження в парі голка-клин і тим самим підвищити надійність та ефективність роботи машин;
- результати досліджень можуть бути використані при аналізі взаємодії голок з клинами усіх існуючих типів в'язальних машин та автоматів;
- запропонована методика доповнює теорію проектування в'язальних машин і буде корисною як при удосконаленні діючих, так і при проектуванні нових конструкцій в'язальних машин.

### 3.2. Вплив тертя робочих органів в'язальної машини на довговічність роботи клинів

Підвищення ефективності роботи в'язальних машин, як відомо [10, 155, 227], можливо досягти зниженням втрат на тертя робочих органів механізму в'язання (в основному пар тертя голка-клин та голка-штеги). Тому задачею даних досліджень [173] є аналіз впливу тертя робочих органів в'язальної машини на зношення робочих поверхонь клинів та на їх довговічність.

Використовуючи результати досліджень [10, 155], довговічність роботи клинів може бути визначена із умови:

$$T = \frac{H_{max} r_{np}^{0,5\beta t}}{60 n z K f^t q^{1+0,5\beta t}} = \frac{H_{max} r_{np}^a}{N K f^t q^b}, \quad (3.11)$$



де  $T$  – термін служби клина в годинах (довговічність);

$H_{max}$  – гранично допустиме зношення клину, що вимірюється по нормалі до його робочої поверхні;

$r_{np}$  – приведений радіус кривизни пари п'ятка голки-клин (надалі голка-клин);

$$a - \text{показник степені,} \quad a = 0,5\beta t; \quad (3.12)$$

$\beta$  – коефіцієнт, що враховує характеристику поверхонь пари голка-клин,

$$\beta = \frac{1}{1 + 2\nu}; \quad (3.13)$$

$\nu$  – коефіцієнт кривої опорної поверхні;

$t$  – показник степені кривої контактної утоми пари голка-клин;

$N$  – число циклів навантаження пари тертя на протязі однієї години роботи,

$$N = 60nz = \frac{360Vz}{\pi d}; \quad (3.14)$$

$n$  – частота обертання голкового циліндра машини (для круглов'язальної машини);

$z$  – кількість голок в голковому циліндрі;

$V$  – лінійна швидкість голкового циліндра;

$d$  – діаметр голкового циліндра;

$K$  – параметр, що характеризує властивості матеріалів пари тертя,

$$K = 2K_0 \left( \frac{4\eta}{\pi} \right)^{0,5} \cdot 0,418^c E^{0,5c} \frac{c}{c + 0,5};$$

$$K_0 = C_1 \left( \frac{1 - \mu_1^2}{E} \right)^{c-t} \left( \frac{K_1}{C_2 \sigma_0} \right)^t;$$

$$\eta = \frac{1 - \mu_1}{E_1} + \frac{1 - \mu_2}{E_2} = \frac{2(1 - \mu)}{E}; \quad (3.15)$$

$\mu_1, \mu_2$  – коефіцієнти Пуассона матеріалів голки та клину відповідно,

$$\mu_1 = \mu_2 = \mu;$$

$E_1, E_2$  – модулі пружності матеріалів голки та клину відповідно;

$E$  – приведений модуль пружності матеріалів голки та клину,

$$E = E_1 = E_2;$$

$$c - \text{показник ступені,} \quad c = 1 + \beta t; \quad (3.16)$$

$$C_1 = \frac{1,2\nu^{0,5}}{K_2(1 + \nu)}; \quad (3.17)$$

$K_2$  – коефіцієнт, що вибирається в залежності від параметра  $\nu$ ;

$K_1$  – коефіцієнт пропорційності між питомою силою тертя та напруженням;

$$C_2 = \left(\frac{b_1}{2}\right)^\beta \left(\frac{2,35}{K_2}\right)^{1-\beta} \left(\frac{r}{h_{max}}\right)^{0,5(1-\beta)} ; \quad (3.18)$$

$b_1$  – коефіцієнт кривої опорної поверхні;

$r$  – середній радіус вершин і виступів мікронерівностей поверхонь тертя,  $r = \sqrt{R_1 R_2}$  ;

$R_1, R_2$  – радіуси кривизни мікронерівностей поверхонь тертя в поперечному та поздовжньому напрямках обробки поверхонь;

$h_{max}$  – максимальна висота мікронерівностей поверхні клину;

$\sigma_0$  – межа міцності при однократному напруженні пари голка-клин;

$f$  – коефіцієнт тертя пари голка-клин;

$q$  – питомий нормальний тиск в зоні контакту голки з клином,

$$q = \frac{F_{max}}{l \sin \alpha} ;$$

$F_{max}$  – максимальна сила удару голки об клин (горизонтальна складова);

$l$  – ширина ділянки контакту голки з клином;

$\alpha$  – кут зустрічі голки з клином в момент удару;

$b$  - показник ступені,  $b = 1 + 0,5\beta t$  .

Оскільки метою досліджень є аналіз впливу пари тертя голка-клин на довговічність клину, рівняння (3.11) перетворимо в наступний, зручний для аналізу, вид:

$$T = \frac{A}{f^t F_{max}^b} , \quad (3.19)$$

де 
$$A = \frac{H_{max} r_{np}^a (l \sin \alpha)^b}{NK} . \quad (3.20)$$

Проаналізуємо вплив тертя на довговічність кулірного клина круглов'язальної машини КО-2.

Враховуючи конструктивні особливості машини [10] та результати досліджень [10, 155, 190, 227], в якості вихідних даних приймаємо: діаметр голкового циліндру машини  $d = 450$  мм; лінійна швидкість голкового циліндру  $V = 1,0$  м/с; кількість голок в циліндрі  $z = 1224$ ; матеріал голки сталь У7А, твердість HRC 68...70; матеріал клина сталь ШХ 15, твердість HRC 62...65; ширина ділянки контакту голки з клином  $l = 2,5 \cdot 10^{-3}$  м; кут зустрічі голки з клином в момент удару  $\alpha = 56^0$ ; модулі пружності та коефіцієнти Пуассона матеріалів голки і клину  $E_1 = E_2 = E = 1,96 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>;  $\mu_1 = \mu_2 = \mu = 0,29$ ; гранично допустиме зношення клину

$H_{max} = 0,6 \cdot 10^{-3}$  м; коефіцієнти кривої опорної поверхні  $\nu = 3$ ,  $b_1 = 5$ ; радіуси кривизни мікронерівностей поверхонь тертя  $R_1 = 16$  мкм,  $R_2 = 11300$  мкм; максимальна висота мікронерівностей поверхні клину  $h_{max} = 3,2$  мкм; межа міцності при однократному напруженні пари голка-клин  $\sigma_0 = 7 \cdot 10^8$  Н/м<sup>2</sup>; коефіцієнти  $t = 3$ ,  $K_1 = 2$ ,  $K_2 = 0,69$ .

Використовуючи вихідні дані та приведені вище залежності, знаходимо;  $a = 0,2145$ ;  $b = 1,2145$ ;  $c = 1,429$ ;  $\beta = 0,143$ ;  $N = 3,117 \cdot 10^6$  цикл/год.;  $\eta = 0,724 \cdot 10^{-11}$ ;  $C_1 = 0,753$ ;  $C_2 = 26,5$ ;  $r = 425,2$  мкм;  $K_0 = 595,4 \cdot 10^{-15}$ ;  $K = 0,898 \cdot 10^{-10}$ ;  $q = 4,395 \cdot 10^4$  Н/м;  $q^b = 43,544 \cdot 10^4$ ;  $r_{np}^a = 99,8 \cdot 10^5$ ;  $A = 11781$ .

Враховуючи вище приведене, рівняння (3.19) приймає вид:

$$T = \frac{11781}{F_{max}^{1,2145} f^3} \text{ год.} \quad (3.21)$$

Підставляючи в рівняння (3.21) величини коефіцієнта тертя пари голка-клин  $f$  та максимальної сили удару голки об клин  $F_{max}$ , що відповідає даному значенню  $f$  [190], за допомогою розробленої програми знаходимо необхідну довговічність роботи кулірних клинів круглов'язальної машини КО-2 (результати представлені в табл. 3.1 та на рис. 3.1 – крива 1).

Вплив тертя на величину зношення клинів можна оцінити перетворюючи рівняння (3.11) в зручний для цього вид:

$$H = \frac{TNKf^t F_{max}^b}{r_{np}^a (l \sin \alpha)^b} = Bf^t F_{max}^b, \quad (3.22)$$

де 
$$B = \frac{TNK}{r_{np}^a (l \sin \alpha)^b}. \quad (3.23)$$

Прийнявши  $T = 10 \cdot 10^3$  год., одержуємо  $B = 0,51 \cdot 10^{-3}$ . Тоді рівняння (3.22) приймає вид:

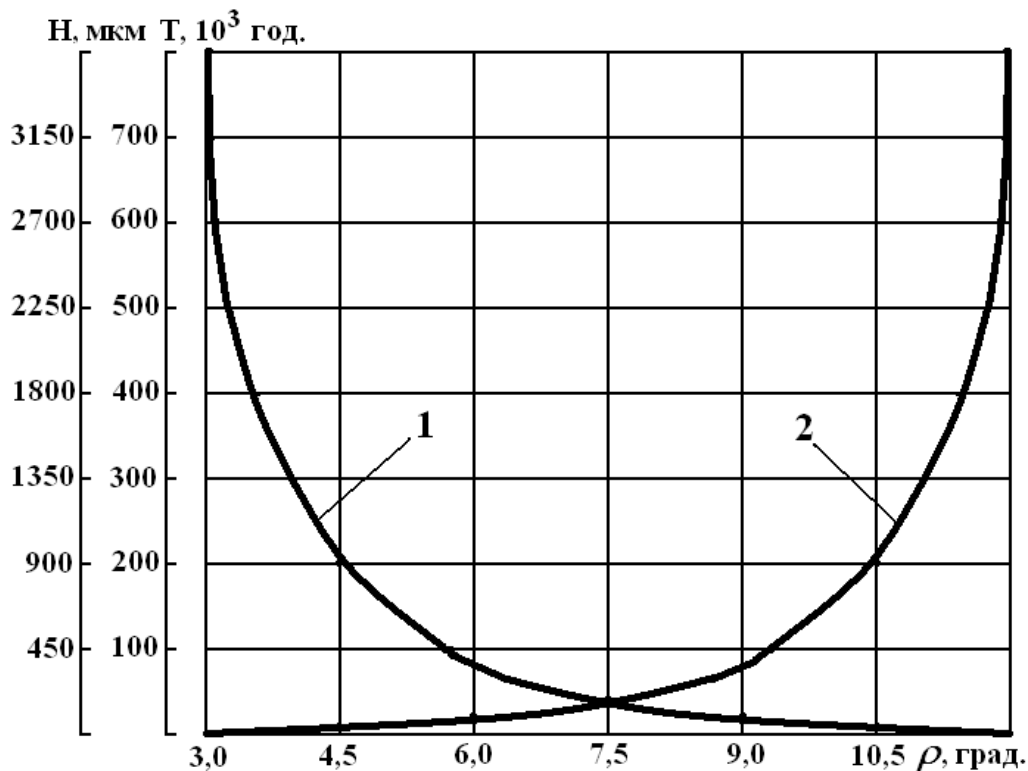
$$H = 0,51 \cdot 10^{-3} F_{max}^{1,2145} f^3, \text{ м} = 510 F_{max}^{1,2145} f^3 \text{ мкм.} \quad (3.24)$$

Підставляючи в рівняння (3.24)  $F_{max}$  та  $f$  (див. табл. 3.1) за допомогою розробленої програми знаходимо необхідну величину зношення робочої поверхні кулірних клинів круглов'язальної машини КО-

2 при  $T = 10 \cdot 10^3$  год. Одержані результати представлені в табл. 3.1 і на рис. 3.3 – крива 2.

**Таблиця 3.1. Результати розрахунків впливу тертя на довговічність кулірних клинів круглов'язальної машини КО-2 та на їх зношення (при  $T = 10 \cdot 10^3$  год.)**

Коефіцієнт тертя пари голка-клин $f$	Кут тертя пари голка-клин $\rho$ , град	Максимальна сила удару голки об клин $F_{max}$ , Н	Довговічність роботи клина $T$ , $10^3$ год.	Величина зношення клину $H$ , мкм при $T = 10 \cdot 10^3$ год.
0,0524	3,0	45,753	788,15	7,62
0,0611	3,5	47,055	480,48	12,50
0,0699	4,0	48,469	309,56	19,41
0,0787	4,5	50,013	208,79	28,77
0,0875	5,0	51,708	145,89	41,18
0,0963	5,5	53,581	104,81	57,32
0,1051	6,0	55,666	76,97	78,05
0,1139	6,5	58,008	57,52	104,45
0,1228	7,0	60,663	43,47	138,20
0,1316	7,5	63,711	33,28	180,53
0,1405	8,0	67,260	25,60	234,64
0,1494	8,5	71,464	19,78	303,67
0,1584	9,0	76,556	15,27	393,48
0,1673	9,5	82,901	11,76	510,68
0,1763	10,0	91,115	8,96	670,27
0,1853	10,5	102,346	6,70	896,25
0,1944	11,0	119,045	4,83	1243,39
0,2034	11,5	147,822	3,24	1852,55
0,2125	12,0	217,434	1,78	3375,44



**Рис. 3.3.** Вплив тертя на довговічність кулірних клинів круглов'язальної машини КО-2 (крива 1) та на зношення їх робочої поверхні при  $T = 10 \cdot 10^3$  год. (крива 2)

Аналіз одержаних результатів показує що тертя робочих органів суттєво впливає на зношення клинів в'язальних машин і, відповідно, на довговічність їх роботи.

Раціональним режимом роботи круглов'язальної машини типу КО є такий її режим, коли коефіцієнт тертя пар голка-клин та голка-штеги знаходиться в межах 0,08...0,1 (може бути досягнуто вибором відповідного виду мастила та режимів змащення механізму в'язання). При цьому довговічність кулірного клина коливається в межах від  $208,79 \cdot 10^3$  до  $76,97 \cdot 10^3$  год. (від 16312 до 6013 днів при 2-х змінній роботі машини).

При існуючому режимі роботи круглов'язальної машини КО-2, як показують дослідження [155], довговічність кулірних клинів не перевищує  $9 \cdot 10^3$  год. (703 днів).

### 3.3. Ефективність використання голок в'язальних машин з уступом

Перспективним напрямком підвищення ефективності роботи в'язальних машин є заміна традиційної конструкції голок з п'яткою на голки з уступом [155]. При цьому кут кулірування можна збільшити, наприклад, для круглов'язальних машин типу КО з  $56^\circ$  до  $60^\circ$ , що позитивно позначається на процесі петлетворення (збільшується технологічний кут кулірування) [14] і на підвищенні продуктивності

в'язальних машин (можливість збільшення кількості в'язальних систем машини).

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи в'язальних машин шляхом удосконалення голок, розділ присвячений розробці конструкції голки в'язальної машини, здатної забезпечити підвищення ефективності її роботи [181].

Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою на другому його кінці [10]. П'ятка голки виконана у вигляді суцільного елемента прямокутної форми, утвореного переходом хвостовика в п'ятку. Така форма п'ятки не виключає можливості взаємодії робочої грані клину з п'яткою безпосередньо в зоні її основи [14], що призводить до значних ударних навантажень в парі голка-клин [227]. Крім того, безпосередній перехід хвостовика в п'ятку зумовлює появу значних концентрацій напружень у основі п'ятки. Все це призводить до зниження довговічності роботи голки в'язальної машини.

Відома також голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з уступом на другому його кінці [155]. Розташування уступу в суцільному тілі хвостовика зумовлює значну жорсткість уступу і, відповідно, значні динамічні навантаження в парі голка-клин, що призводить до зниження довговічності роботи голки в'язальної машини.

Таким чином в основу досліджень авторів [181] покладена задача створити таку конструкцію голки в'язальної машини, в якій шляхом нового виконання її елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.

Поставлена задача вирішена тим, що в голці в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з уступом на другому його кінці, в тілі хвостовика по обидві сторони уступу розташовані вибірки.

Доцільно, щоб уступ та вибірки мали розміри, що вибираються із умови:

$$a = (0,8...1,0)h, \quad l = (0,3...0,5)b, \quad c = (0,4...0,5)h, \quad (3.25)$$

де  $a$  – ширина вибірки;

$h$  – ширина уступу;

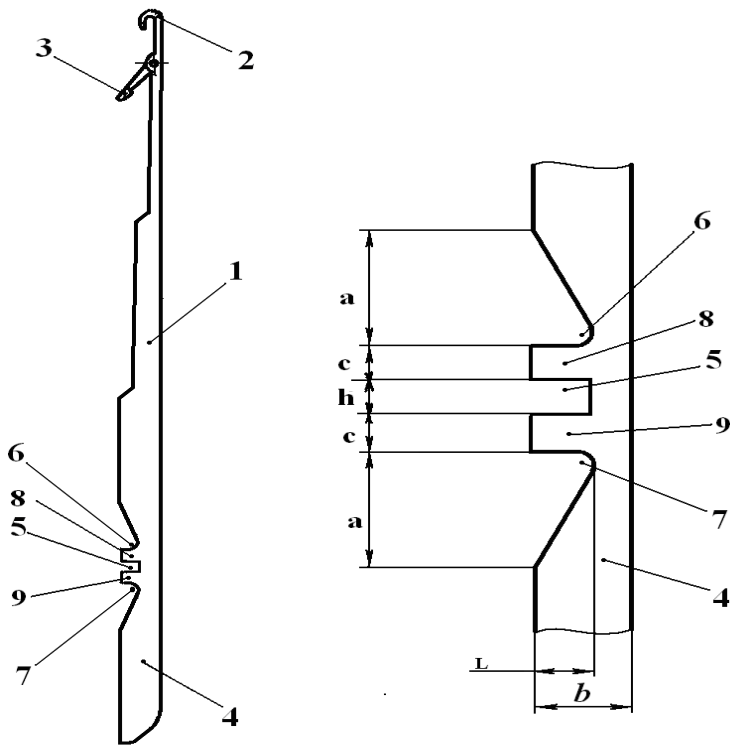
$l$  – глибина уступу (вибірки);

$b$  – ширина хвостовика;

$c$  – ширина перегородки між уступом та вибіркою.

Наявність в тілі хвостовика вибірок, розташованих по обидві сторони уступу, знижує жорсткість уступу і, відповідно, величину динамічних навантажень при взаємодії голки з клинами, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки.

Вибір розмірів уступу та вибірок із умови  $a = (0,8...1,0)h$ ,  $l = (0,3...0,5)b$ ,  $c = (0,4...0,5)h$  забезпечує рівномірність елементів голки в'язальної машини [166], що також призводить до підвищення довговічності її роботи.



**Рис. 3.4.** Голка в'язальної машини з уступом

Запропонована голка в'язальної машини (рис. 3.4) містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці та хвостовик 4 з уступом 5 на другому його кінці. В тілі хвостовика 4 по обидві сторони уступу 5 розташовані вибірки 6, 7. Голка в'язальної машини містить також перегородки 8, 9, утворені в тілі хвостовика 4 вибірками 6, 7 та розташовані між вибірками 6, 7 та уступом 5.

Принцип роботи голки в'язальної машини такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.4 не показані), починають разом з ним обертатися. При цьому уступ 5, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 1 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.4 не показані), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Наявність вибірок 6, 7, утворює перегородки 8, 9 між вибірками та уступом 5, що знижує жорсткість уступу в зоні взаємодії голки з клинами і, відповідно, динамічні навантаження, які діють на голку при роботі в'язальної машини.

Проаналізуємо ефективність використання голок з уступом та вибірками для круглов'язальних машин.

Ефективність зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання (взаємодія голки з клином) при заміні голок, як відомо [10], може бути оцінена за допомогою коефіцієнта ефективності:

$$n = \sqrt{\delta_2 / \delta_1}, \quad (3.25)$$

де  $n$  – коефіцієнт ефективності зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання;

$\delta_1, \delta_2$  – податливість пари голка-клин при використанні існуючої голки з уступом [155] і запропонованої нової конструкції голки з уступом і вибірками відповідно.

Визначимо вплив запропонованої конструкції голки на зниження динамічних навантажень при використанні її в круглов'язальних машинах типу КО-2.

При проектуванні голок з уступом необхідно виходити з умови, що використання таких голок не повинне збільшувати динамічні навантаження в механізмі в'язання [10]. Припускаючи, що маса голки з уступом така ж, як і маса голки з п'яткою, для виконання вищевказаної умови відповідно до [10] необхідно дотримувати рівність:

$$K \delta = K_1 \delta_1, \quad (3.26)$$

де  $K, K_1$  – конструктивний параметр відповідно механізму в'язання з голками з п'яткою та з голками з уступом;

$\delta$  – податливість пари голка-клин при використанні голок з п'яткою.

З умови (3.26) знаходимо:

$$\delta_1 = \frac{K \delta}{K_1}. \quad (3.27)$$

Враховуючи, що для круглов'язальних машин типу КО-2 з голками поз. 0-388  $K = 0,148$ ;  $\delta = 7,25 \cdot 10^{-4}$  мм/Н [10], а при використанні голок з уступом  $K_1 = 0,282$  [155], згідно з (3.27) маємо:  $\delta_1 = 3,8 \cdot 10^{-4}$  мм/Н.

Податливість пари запропонована голка-клин, очевидно, визначається з умови:

$$\delta_2 = \delta_1 + \delta_3, \quad (3.28)$$

де  $\delta_3$  – податливість робочого елемента уступу, зумовленого наявністю вибірок.

Використовуючи методику [10], можна записати:

$$\delta_3 = \frac{l_p^3 \operatorname{tg} \alpha}{3EJ_X} + 0,25 \frac{(c \cdot \operatorname{tg} \alpha - \Delta) l_p c}{GJ_p}, \quad (3.29)$$

де  $l_p$  – плече сили удару голки об клин;

$\alpha$  – кут профілю клину;

$E$  – модуль пружності матеріалу голки;

$J_X$  – момент інерції перетину робочого елемента уступу,

$$J_X = c \Delta^3 / 12; \quad (3.30)$$



$\Delta$  – товщина голки;

$G$  – модуль пружності матеріалу голки при зсуві;

$J_p$  – полярний момент інерції перетину робочого елемента уступу,

$$J_p = \eta \Delta^4 \quad (3.31)$$

При використанні запропонованих голок (див. рис. 3.4) у круглов'язальних машин типу КО-2, розміри уступу, вибірок та інші, враховуючи (3.25), можемо прийняти:  $a = 4$  мм;  $b = 5$  мм;  $c = 2$  мм;  $h = 5$  мм;  $l = 2,5$  мм;  $l_p = 1,5$  мм;  $\Delta = 0,5$  мм;  $\alpha = 56^\circ$ .

Враховуючи, що для сталеві голки  $E = 2,2 \cdot 10^5$  МПа,  $G = 8,1 \cdot 10^4$  МПа та беручи до уваги, що  $\eta = 1,1232$  [166], використовуючи (3.30), (3.31) ( $J_x = 208 \cdot 10^{-4}$  мм<sup>4</sup>;  $J_p = 702 \cdot 10^{-4}$  мм<sup>4</sup>), одержимо:

$$\delta_3 = 5,8 \cdot 10^{-4} \text{ мм/Н.}$$

Підставляючи отримані результати в (3.28), знаходимо:

$$\delta_2 = 9,6 \cdot 10^{-4} \text{ мм/Н.}$$

Тоді коефіцієнт зниження динамічного навантаження в механізмі в'язання при використанні запропонованої голки замість відомої голки з уступом [155] згідно з (3.25) буде дорівнювати:

$$n = \sqrt{\frac{9,6 \cdot 10^{-4}}{3,80 \cdot 10^{-4}}} = 1,6$$

Таким чином, використання голок запропонованої конструкції (рис. 3.4) в круглов'язальній машині типу КО-2 здатне зменшити максимальну величину динамічних навантажень в зоні взаємодії голок з клинами в 1,6 рази.

Отримані результати свідчать про доцільність та ефективність використання запропонованої конструкції голки в механізмі в'язання в'язальних машин.

Використання запропонованої конструкції голки в'язальної машини дозволяє:

- розширити асортимент голок в'язальних машин;
- підвищити довговічність роботи голок і в'язальної машини в цілому за рахунок зменшення динамічних навантажень, що діють на голку при взаємодії її з клинами;
- підвищити якість трикотажного полотна за рахунок підвищення стабільності роботи пари голка-клин;
- підвищити продуктивність в'язальної машини за рахунок підвищення довговічності роботи голок.

### 3.4. Ефективність використання голок в'язальних машин з двома пружними п'ятками

В розділі представлено результати досліджень по оцінці впливу конструкції голки на динамічні навантаження, зумовлені ударною взаємодією її з клином [198].

Перспективою підвищення ефективності роботи в'язальних машин, як відомо [10, 14, 155, 227], є зниження динамічних навантажень в в'язальних системах, зумовлених ударною взаємодією голок з клинами. Конструкції голок, здатних зменшити динамічні навантаження, запропоновані авторами раніше (пат. України на корисні моделі №№ 36042, 36043, 43996 та ін.) не можуть в повній мірі вирішити дану проблему в силу складності технології їх виготовлення.

Як показують дослідження [178], одним із перспективних і актуальних напрямків зниження динамічних навантажень в в'язальних системах в'язальних машин є удосконалення конструкції голок шляхом зниження жорсткості п'ятки голки.

Об'єктом досліджень [198] обрано голку в'язальної машини, її удосконалення та метод вибору її параметрів, здатних забезпечити підвищення ефективності роботи голки.

При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування робочих органів в'язальних машин, теорії пружності та опору матеріалів.

Завданням досліджень стала розробка нової конструкції голки в'язальної машини, здатної суттєвим чином зменшити динамічні навантаження в в'язальних системах, зумовлених ударною взаємодією голки з клином.

В результаті виконаних досліджень автори запропонували нову конструкцію дротяної голки з двома п'ятками, схема якої представлена на рис. 3.5, та метод оцінки ефективності її роботи.

Голка містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці та хвостовик 4 з п'яткою 5 на другому його кінці. Голка містить також пружний елемент 6 з п'яткою 7, прикріплений кінцем 8 до стержня 1, при цьому п'ятка 7 пружного елемента 6 розташована над п'яткою 5 стержня 1 голки. П'ятки 5 і 7 виконані у вигляді відгинів кінців сталевого пружинного дроту, з якого виконані голка в'язальної машини та пружний елемент. Між п'ятками 5 і 7 міститься зазор 9.

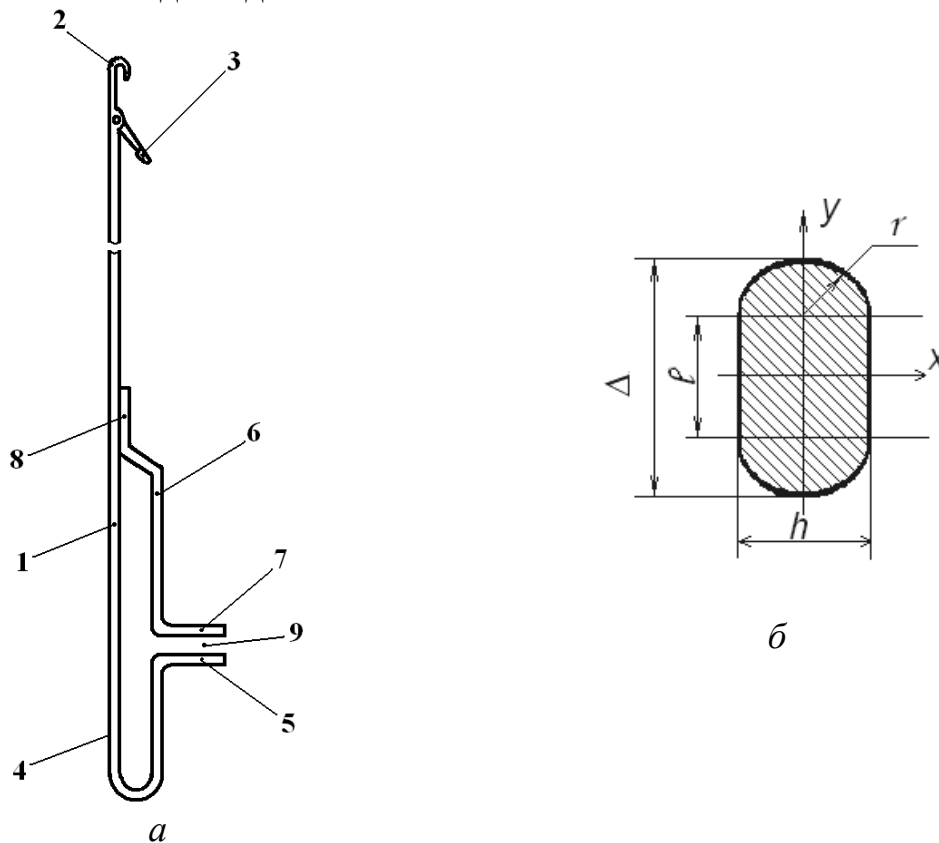
Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.5 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятки 5 і 7, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.5 не показані), забезпечують зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.5 не показані), здійснюють

процес петлетворення, що необхідно для одержання трикотажного полотна. Наявність пружного елемента 6 з п'яткою 7, прикріпленого до стержня 1 голки, та наявність зазору 9 між п'ятками 5 і 7 дозволяє усунути знакозмінні навантаження, що діють на п'ятки при роботі в'язальної машини (кожна з п'яток сприймає навантаження лише одного знаку – п'ятка 5 стержня 1 голки взаємодіє лише з підйомними клинами механізму в'язання, а п'ятка 7 пружного елемента 6 взаємодіє лише з кулірними клинами механізму в'язання), що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи голки і механізму в'язання в цілому. Утворення п'яток 5, 7 голки шляхом відгину кінців сталевго дроту знижує жорсткість п'яток, що призводить до зниження динамічних навантажень в зоні взаємодії п'яток з клинами.

Проаналізуємо ефективність використання запропонованої конструкції голки для зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання. Як відомо [227], в якості критерію ефективності нової голки, конструкція якої спрямована на зниження динамічного навантаження, доцільно використати коефіцієнт  $n$  зниження навантаження, обумовленого ударом голки об клин, що знаходиться із рівняння:

$$n = \sqrt{\delta / \delta_1}, \quad (3.31)$$

де  $\delta, \delta_1$  – податливість (величина зворотна жорсткості) пари голка-клин в зоні їхньої взаємодії при використанні нової та існуючої конструкцій голок відповідно.



**Рис. 3.5.** Голка в'язальної машини з двома пружними п'ятками:  
а – загальний вид голки; б – переріз п'яток

Податливість пари голка-клин, нехтуючи податливістю клину [14], може бути визначена з умови:

$$\delta = \delta_X \operatorname{tg} \alpha + \delta_Y, \quad (3.32)$$

де  $\delta_X, \delta_Y$  – податливість п'ятки в зоні удару її об клин в напрямку осей  $X$  (перпендикулярно осі голки) та  $Y$  відповідно;

$\alpha$  – кут клина в зоні зустрічі п'ятки голки з клином.

Очевидно:

$$\delta_X = \frac{\Delta_X}{F_X}; \quad \delta_Y = \frac{\Delta_Y}{F_Y}, \quad (3.33)$$

де  $\Delta_X, \Delta_Y$  – деформація п'ятки в точці удару об клина в напрямку осей  $X$  та  $Y$ , зумовлена силою удару  $F_X, F_Y$  відповідно.

Деформація  $\Delta_X$  кожної п'ятки визначається із умови [166] з використанням схеми, приведеної на рис. 3.6:

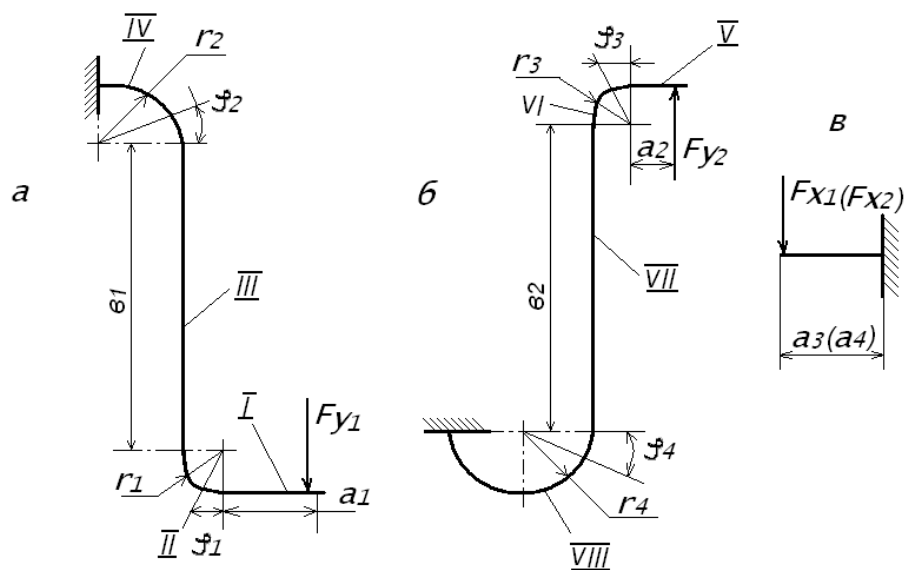
$$\Delta_{X_1} = \frac{F_{X_1} a_3^3}{3EJ_Y}, \quad \Delta_{X_2} = \frac{F_{X_2} a_4^3}{3EJ_Y} \quad (3.34)$$

де  $F_{X_1}, F_{X_2}$  - сила удару п'ятки 7 (рис. 3.5, а) об кулірний клин, та сила удару п'ятки 5 (рис. 3.5, а) об підйомний клин відповідно;

$a_3, a_4$  – плече сили  $F_{X_1}, F_{X_2}$  відповідно;

$E$  – модуль пружності матеріалу голки та пружного елемента;

$J_Y$  – момент інерції перетину дроту, з якого виготовлена голка, відносно осі  $Y$  (рис. 3.6, б).



**Рис. 3.6.** Розрахункові схеми для знаходження деформацій п'яток голки

Для визначення деформації кожної п'ятки  $\Delta_{Y_1}, \Delta_{Y_2}$  використаємо розрахункові схеми, приведені на рис. 3.6, *а*, (взаємодія голки з кулірним клином) та рис. 3.6, *б* (взаємодія голки з підйомним клином).

Робоча частина пружного елемента 6 з п'яткою 7 (рис. 3.5) складається з чотирьох ділянок: горизонтальної прямолінійної ділянки I довжиною  $a_1$ ; криволінійної ділянки II з радіусом кривизни  $r_1$  і кутом  $\varphi_1 = 0,5\pi$ ; вертикальної прямолінійної ділянки III довжиною  $b_1$ ; криволінійної ділянки IV з радіусом кривизни  $r_2$  і кутом  $\varphi_2 = 0,5\pi$ .

Навантаження, що діють на ділянки пружного елемента з п'яткою згідно з теорією пружності [166] визначаються із умов:

– поперечні сили:

$$\begin{aligned} Q_I &= F_{Y_1}; \\ Q_{II} &= F_{Y_1} \cos \varphi_1; \quad Q_{II, \varphi_1=0,5\pi} = 0; \\ Q_{III} &= F_{Y_1} \cos 0,5\pi = 0; \\ Q_{IV} &= F_{Y_1} \sin \varphi_2; \quad Q_{IV, \varphi_2=0,5\pi} = F_{Y_1}; \end{aligned} \quad (3.35)$$

– осьові сили:

$$\begin{aligned} N_I &= 0; \\ N_{II} &= F_{Y_1} \sin \varphi_1; \quad N_{II, \varphi_1=0,5\pi} = F_{Y_1}; \\ N_{III} &= F_{Y_1}; \\ N_{IV} &= F_{Y_1} \cos \varphi_2; \quad N_{IV, \varphi_2=0,5\pi} = 0; \end{aligned} \quad (3.36)$$

– згинальні моменти:

$$\begin{aligned} M_I &= F_{Y_1} X; \quad M_{I, X=a} = F_{Y_1} a; \\ M_{II} &= F_{Y_1} (a + r_1 \sin \varphi_1); \quad M_{II, \varphi_1=0,5\pi} = F_{Y_1} (a + r_1); \\ M_{III} &= F_{Y_1} (a + r_1); \\ M_{IV} &= F_{Y_1} [a + r_1 + r_2 (1 - \cos \varphi_2)]; \\ M_{IV, \varphi_1=0,5\pi} &= F_{Y_1} (a + r_1 + r_2). \end{aligned} \quad (3.37)$$

Навантаження, що діють на ділянки хвостовика з п'яткою, можуть бути визначені аналогічно.

Деформацію п'ятки 7 (рис. 3.5)  $\Delta_{Y_1}$  визначаємо, використовуючи енергетичний метод переміщень [166]:

$$\Delta_{Y_1} = \frac{F_{Y_1}}{EJ_X} \left[ \int_0^{a_1} X^2 dX + \int_0^{\varphi_1} (a_1 + r_1 \sin \varphi_1)^2 r_1 d\varphi_1 + \int_0^{b_1} (a_1 + r_1)^2 dX + \int_0^{\varphi_2} [a_1 + r_1 + r_2 (1 - \cos \varphi_2)]^2 r_2 d\varphi_2 \right], \quad (3.38)$$

де  $J_X$  – момент інерції перетину дроту, з якого виготовлена голка, відносно осі  $X$  (рис. 3.5, *б*).

Враховуючи, що  $\varphi_1 = \varphi_2 = 0,5\pi$ , після інтегрування рівняння (3.38) приймає вид:

$$\Delta_{Y_1} = \frac{F_{Y_1}}{EJ_X} \left[ \frac{a_1^3}{3} + r_1 \left( \frac{a_1^2}{2} \pi + 2a_1 r_1 + \frac{r_1^2}{4} \pi \right) + (a_1 + r_1)^2 b_1 + r_2 \left[ (a_1 + r_1)^2 \frac{\pi}{2} + (a_1 + r_1) r_2 \pi + \frac{3}{4} r_2^2 \pi \right] \right]. \quad (3.39)$$

Деформацію п'ятки 5 (рис. 3.5)  $\Delta_{Y_2}$  визначаємо аналогічним методом:

$$\Delta_{Y_2} = \frac{F_{Y_2}}{EJ_X} \left[ \int_0^{a_2} X^2 dX + \int_0^{\varphi_3} (a_2 + r_3 \sin \varphi_3)^2 r_3 d\varphi_3 + \int_0^{b_2} (a_2 + r_3)^2 dX + \int_0^{\varphi_4} [a_2 + r_3 + r_4(1 - \cos \varphi_4)]^2 r_4 d\varphi_4 \right]. \quad (3.40)$$

Враховуючи, що  $\varphi_3 = 0,5\pi$ ,  $\varphi_4 = \pi$ , після інтегрування рівняння (3.40) приймає вид:

$$\Delta_{Y_2} = \frac{F_{Y_2}}{EJ_X} \left[ \frac{a_2^3}{3} + r_3 \left( \frac{a_2^2}{2} \pi + 2a_2 r_3 + \frac{r_3^2}{4} \pi \right) + (a_2 + r_3)^2 b_2 + r_4 \left[ (a_2 + r_3)^2 \pi + 2(a_2 + r_3) r_4 \pi + \frac{3}{2} r_4^2 \pi \right] \right]. \quad (3.41)$$

При використанні запропонованої конструкції голки (рис. 3.5) в круглов'язальній машині типу КО [113] за розміри пружного елемента з п'яткою та хвостовика з п'яткою можна прийняти:  $a_1 = a_2 = 1,3$  мм;  $a_3 = a_4 = 1,5$  мм;  $b_1 = b_2 = 15$  мм;  $r_1 = r_3 = 0,6$  мм;  $r_2 = r_4 = 1,0$  мм;  $\Delta = 0,8$  мм;  $h = 0,5$  мм;  $r = 0,25$  мм;  $l = 0,3$  мм.

Враховуючи форму перетину дроту, з якого виготовлена п'ятка-вставка (рис. 3.5, б), маємо [166]:

$$J_X = \frac{l^3 h}{12} \left[ 1 + 0,165 K^3 + 3\pi K(0,5 + 0,212 K)^2 \right];$$

$$J_Y = \frac{lh^3}{12} \left( 1 + \frac{3\pi}{16} K \right). \quad (3.42)$$

Підставляючи вихідні дані в рівняння (3.42) та враховуючи, що  $K = h/l = 5/3$ , знаходимо:

$$J_X = 1485,23 \cdot 10^{-5} \text{ мм}^4; \quad J_Y = 619,29 \cdot 10^{-5} \text{ мм}^4.$$

Враховуючи, що для матеріалу голки  $E = 2,2 \cdot 10^5$  МПа, після підстановки вихідних та одержаних вище даних у рівняння (3.34), (3.39), (3.41), а потім в (3.33) одержуємо:

$$\delta_{X_1} = \delta_{X_2} = 8,26 \cdot 10^{-4} \text{ мм/Н};$$

$$\delta_{Y_1} = 219,05 \cdot 10^{-4} \text{ мм/Н}; \quad \delta_{Y_2} = 261,89 \cdot 10^{-4} \text{ мм/Н}.$$

Податливість пари голка-клин згідно (3.32) буде дорівнювати (кут кулірного клина для машин типу КО  $\alpha_1 = 56^0$ , кут підйомного клину  $\alpha_2 = 54^0$  [113]):

– при взаємодії п'ятки з кулірним клином:

$$\delta_1 = \delta_{X_1} \operatorname{tg} \alpha_1 + \delta_{Y_1} = (8,26 \cdot \operatorname{tg} 56^0 + 219,05) \cdot 10^{-4} = 231,29 \cdot 10^{-4} \text{ мм/Н};$$

– при взаємодії п'ятки з підйомним клином:

$$\delta_2 = \delta_{X_1} \operatorname{tg} \alpha_2 + \delta_{Y_2} = (8,26 \cdot \operatorname{tg} 54^0 + 261,89) \cdot 10^{-4} = 273,26 \cdot 10^{-4} \text{ мм/Н}.$$

Враховуючи, що податливість пари голка-клин при використанні існуючих голок поз. 0-388  $\delta = 7,25 \cdot 10^{-4}$  мм/Н [155], з рівняння (5.18) знаходимо:

$$n_1 = \sqrt{\frac{\delta_1}{\delta}} = \sqrt{\frac{231,29 \cdot 10^{-4}}{7,25 \cdot 10^{-4}}} = 5,65; \quad n_2 = \sqrt{\frac{\delta_2}{\delta}} = \sqrt{\frac{273,26 \cdot 10^{-4}}{7,25 \cdot 10^{-4}}} = 6,14$$

Таким чином, використання запропонованих голок в однофонтурних круглов'язальних машинах типу КО замість голок поз. 0-388 дозволяє істотно знизити динамічні навантаження в механізмі в'язання, обумовлені ударом голок об клини (з  $F'_X = 85,7$  Н [155] до  $F_{X1} = 85,7 / 5,65 = 15,17$  Н,  $F_{X2} = 85,7 / 6,14 = 13,96$  Н), що сприяє підвищенню продуктивності машин та якості трикотажного полотна.

Деформація п'яток 7 і 5 (рис. 3.5) в точці удару їх об кулірний та підйомник клини відповідно при цьому становлять:

$$\Delta_{X_1} = \delta_{X_1} F_{X_1} = 8,26 \cdot 10^{-4} \cdot 15,17 = 0,0125 \text{ мм};$$

$$\Delta_{X_2} = \delta_{X_2} F_{X_2} = 8,26 \cdot 10^{-4} \cdot 13,96 = 0,0115 \text{ мм};$$

$$\Delta_{Y_1} = \delta_{Y_1} F_{X_1} \operatorname{ctg} \alpha_1 = 219,05 \cdot 10^{-4} \cdot 15,17 \cdot \operatorname{ctg} 56^0 = 0,224 \text{ мм};$$

$$\Delta_{Y_2} = \delta_{Y_2} F_{X_2} \operatorname{ctg} \alpha_2 = 261,89 \cdot 10^{-4} \cdot 13,96 \cdot \operatorname{ctg} 54^0 = 0,266 \text{ мм},$$

що не вплине негативно на процес в'язання трикотажного полотна [14].

Виконані дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

– запропоновані дротяні голки з двома п'ятками працездатні та ефективні в роботі;

– використання запропонованих голок в механізмі в'язання в'язальних машин типу КО дозволяє знизити динамічні навантаження зумовлені ударною взаємодією голок з клинами більш ніж у 6 разів.

### **3.5. Експериментальні дослідження впливу голок з пазами у основи та посередині п'ятки на величину динамічних навантажень в механізмі в'язання круглов'язальної машини типу КО**

Приведено результати експериментальних досліджень впливу нової конструкції голок – голок з пазами у основи та посередині п'ятки, на величину динамічних навантажень в механізмі в'язання круглов'язальної машини типу КО [196].

Ефективність роботи круглов'язальних машин в значній мірі залежить від досконалості робочих органів (голок та клинів) механізму в'язання [10, 14, 117, 155, 227]. При цьому, як показують дослідження [178], жорсткість п'ятки голки – основний фактор, що впливає на величину динамічних навантажень в механізмі в'язання і, відповідно, на довговічність роботи в'язальної машини.

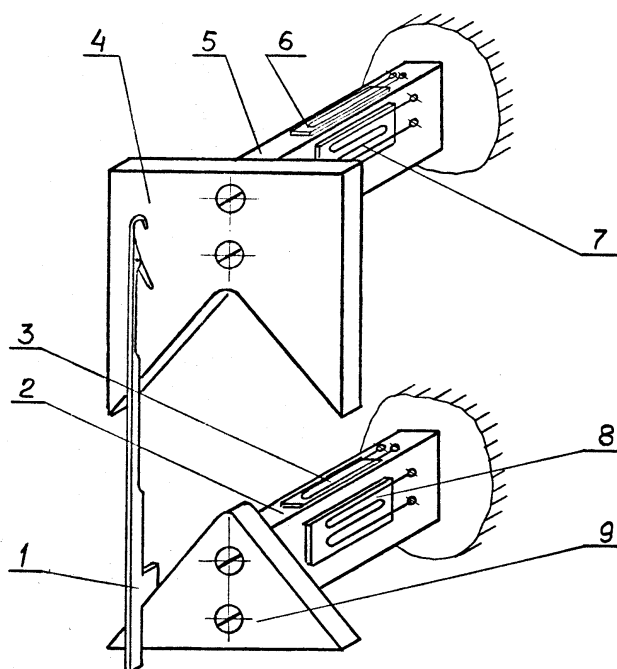
В якості експериментальної установки для проведення досліджень була використана однофонтурна круглов'язальна машина МС-9 з діаметром циліндра 450 мм. При проведенні експериментальних досліджень навантажень, що виникають в парі голка-клин в'язального механізму при роботі машини, доцільно використовувати тензометричний метод, що дозволяє з високим ступенем точності фіксувати швидкоплинні процеси [96], до яких відносяться ударні навантаження у в'язальних системах.

Для реєстрації досліджуваних навантажень, що виникають при ударі голок об клин механізму в'язання, використовувався спеціальний прилад (рис. 3.7), в якому підйомний та кулірний клин кріпилися до пружних балочок, жорстко закріплених на кронштейні. Прилад встановлювався замість однієї з в'язальних систем круглов'язальної машини.

Для вимірювання динамічних деформацій, що виникають під впливом досліджуваних навантажень, використовувалася тензометрична станція УТСІ-ВТ-12 зі стабілізуючим блоком живлення. В якості реєструючого приладу служив універсальний восьмиканальний шлейфовий осцилограф Н-102 з комплектом вібраторів типу Н-135 з робочою смугою частот, що дозволяє реєструвати досліджуваний процес без спотворень.

Обробка результатів вимірювань виконувалася по загальноприйнятій методиці визначення числових характеристик випадкових величин [74, 121, 214, 221].





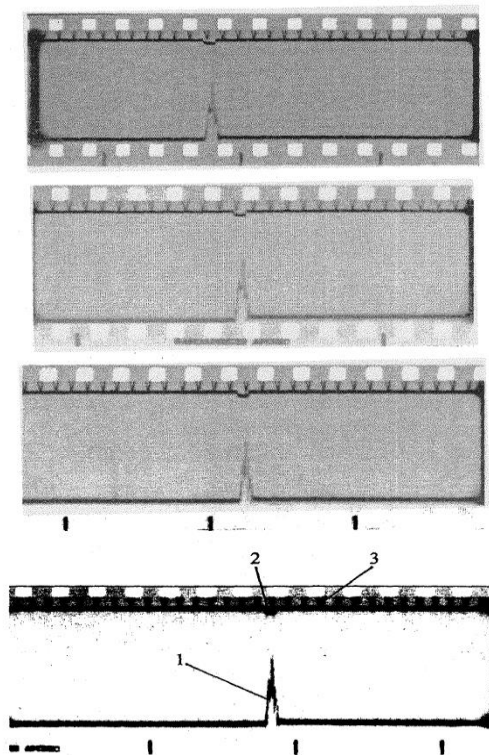
**Рис. 3.7.** *Схема приладу для дослідження навантажень, що виникають при ударі голки об клини: 1 – голка; 2 – балочка підйомного клину; 3 – датчик, що реєструє вертикальну складову навантаження на підйомний клин; 4 – кулірний клин; 5 – балочка кулірного клину; 6,7 – датчики, що реєструють відповідно вертикальну і горизонтальну складові навантаження, яке діє на кулірний клин; 8 – датчик, що реєструє горизонтальну складову на підйомний клин; 9 – підйомний клин*

Нова голка, запропонована авторами (об'єкт досліджень оцінки ефективності її використання в круглов'язальних машинах типу КО взамін існуючих голок поз. 0-388), представлена на рис. 3.8.

Голка містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці, хвостовик 4 з п'яткою 5, у основ якої містяться пази 6 і 7, на другому його кінці, та додатковий паз 8 прямокутної форми, розташований в хвостовику 4 співвісно з п'яткою 5.

Принцип роботи голки такий. При вмиканні круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 2 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятка 5, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.8 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Крючок 2 та язичок 3 стержня 1, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна, здійснюють процес петлетворення, що необхідно для одержання трикотажного полотна. Взаємодія п'ятки 5 з клинами призводить до ударного імпульсу, який викликає в тілі голки ударні хвилі напружень. Наявність пазів 6, 7 та додаткового пазу 8 дозволяє погасити ударні хвилі напружень, що виникають при цьому в тілі голки, і зменшити інтенсивність їх розповсюдження від п'ятки 5 до крючка 2 і вузла кріплення язичка 3. Вибір розмірів пазів 6, 7 та додаткового пазу 8





**Рис. 3.9.** Приклад осцилограм динамічних навантажень, що виникають при ударі п'ятки голки поз. 0-388 об кулірний клин: 1 - динамічне навантаження; 2 – сигнал, що фіксує час взаємодії клина з п'яткою голки; 3 - частота промислового струму (50 Гц)

Одержані результати досліджень наведені в табл. 3.3, 3.4.

**Таблиця 3.3.** Амплітуди динамічних навантажень у механізмі в'язання круглов'язальної машини МС-9, зумовлені ударом голок поз. 0-388 об кулірний клин

Амплітуда динамічних навантажень $A_i$ , мм	Кількість повторень результатів $n_i$	$n_i A_i$	Похибка окремих вимірів $\Delta A_i$	$n_i (A_i)^2$
17,5	1	17,5	2,6	6,76
18,0	2	36,0	2,1	8,82
18,5	1	18,5	1,6	2,56
19,0	2	38,0	1,1	2,42
19,5	2	39,0	0,6	0,72
20,0	3	60,0	0,1	0,03
20,5	2	41,0	- 0,4	0,32
21,0	2	42,0	- 0,9	1,62
21,5	1	21,5	- 1,4	1,96
22,0	3	66,0	- 1,9	10,83
22,5	1	22,5	- 2,4	5,76
	$n = 20$	$\Sigma 402$		$\Sigma 41,8$

**Таблиця 3.4. Амплітуди динамічних навантажень у механізмі в'язання круглов'язальної машини МС-9, зумовлені ударом голок з пазами та посередині п'ятки об кулірний клин**

Амплітуда динамічних навантажень $A_{2i}$ , мм	Кількість повторень результатів $n_i$	$n_i A_{2i}$	Похибка окремих вимірів $\Delta A_{2i}$	$n_i (A_{2i})^2$
8,5	2	17,0	1,1	2,42
8,7	2	17,4	0,9	1,62
9,0	1	9,0	0,6	0,36
9,3	2	18,6	0,3	0,18
9,5	3	28,5	0,1	0,03
9,7	2	19,4	- 0,1	0,02
10,0	3	30,0	- 0,4	0,48
10,2	2	20,4	- 0,6	0,72
10,5	2	21,0	- 0,9	1,62
10,7	1	10,7	- 1,1	1,21
	$n = 20$	$\Sigma 192$		$\Sigma 8,66$

Обробка результатів експерименту (див. табл. 3.3):

– середнє значення амплітуди динамічного навантаження:

$$\bar{A}_1 = \frac{\sum n_i A_{1i}}{n} = \frac{402}{20} = 20,1 \text{ мм}; \quad (3.44)$$

– середня квадратична похибка результатів вимірів:

$$\Delta S_1 = \sqrt{\frac{\sum n_i (\Delta A_{1i})^2}{n(n-1)}} = \sqrt{\frac{41,8}{20(20-1)}} = 0,332 \text{ мм}; \quad (3.45)$$

– границі довірчого інтервалу:

$$\Delta A_1 = \sqrt{(t_\alpha \Delta S_1)^2 + \left(\frac{K_\alpha}{3} \gamma\right)^2} = \sqrt{(2,09 \cdot 0,332)^2 + \left(\frac{1,96}{3} \cdot 0,402\right)^2} = 0,742 \text{ мм}, \quad (3.46)$$

де  $t_\alpha$  – коефіцієнт Стьюдента; при  $\alpha = 0,95$   $t_\alpha = 2,09$  [74];

$$K_\alpha \equiv t_\alpha (n \rightarrow \infty) = 1,96 \text{ [74];}$$

$\gamma$  – похибка вимірювальних приладів,

$$\gamma = \frac{\beta \bar{A}_1}{100\%} = \frac{2 \cdot 20,1}{100} = 0,402 \text{ мм}; \quad (3.47)$$

$\beta$  – помилка приладу та апаратури,  $\beta = 2\%$  [10];

– відносна похибка серії вимірів:

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta A_1}{\bar{A}_1} \cdot 100\% = \frac{0,742}{20,1} \cdot 100\% = 3,7\% \quad (3.48)$$

Остаточний результат вимірів:

$$A_1 = \bar{A}_1 + \Delta A_1 = (20,1 \pm 0,742)_{\text{мм}} \quad (3.49)$$

Обробка результатів експерименту (табл. 3.4), виконана аналогічно з використанням залежностей (3.44)...(3.49):  $\bar{A}_2 = 9,6_{\text{мм}}$ ;  $\Delta S_2 = 0,15_{\text{мм}}$ ;  $\Delta A_2 = 0,338_{\text{мм}}$ ;  $\gamma = 0,192_{\text{мм}}$ ;  $\varepsilon_2 = 3,5\%$ .

Тоді остаточний результат досліджень становить:

$$A_2 = \bar{A}_2 + \Delta A_2 = (9,6 \pm 0,338)_{\text{мм}}.$$

Максимально вірогідна помилка експерименту з урахуванням погрішності апаратури і приладу (2%) при прийнятому коефіцієнті надійності, рівному 0,95 не перевищила 3,7%.

Оскільки завданням досліджень була оцінка впливу нової конструкції голки на зниження динамічних навантажень в механізмі в'язання, тарування датчиків не проводилось.

Ефективність роботи нової конструкції голки оцінювалась коефіцієнтом зниження динамічних навантажень.

Враховуючи одержані результати досліджень, коефіцієнт зниження динамічних навантажень  $n$  у механізмі в'язання круглов'язальної машини типу КО (МС-9) при використанні запропонованих авторами голок з пазами у основи та посередині п'ятки (рис. 3.8) становить:

$$n = \frac{\bar{A}_1}{A_2} = \frac{20,1}{9,6} = 2,09$$

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити наступні висновки:

- запропонована методика та прилад для проведення експериментальних досліджень динамічних навантажень в механізмі в'язання в'язальної машини дають можливість оперативно та достовірно оцінити ефективність роботи діючих та нових голок (вплив їх на величину динамічних навантажень);

- запропонована авторами голка з підвищеною податливістю п'ятки працездатна та надійна в роботі;

- нова конструкція голки спроможна ефективно (більш ніж у 2 рази) знизити динамічні навантаження в механізмі в'язання круглов'язальної машини типу КО, зумовлені взаємодією голок з клинами.

### 3.6. Динаміка взаємодії голки в'язальної машини з клином з пружним кріпленням

Приведено результати досліджень взаємодії голки в'язальної машини з клином з пружним кріпленням [195].

Специфікою роботи в'язальних машин є значні динамічні навантаження, що виникають при взаємодії голково-платинових виробів з клинами замків в період зміни напрямку їх руху [14, 117]. Динамічні навантаження, що виникають при цьому, є одним з визначальних чинників в питаннях надійності роботи в'язальної машини і якості продукції, що випускається [10, 155, 227]. Одним із конструктивних рішень, направлених на зниження динамічних навантажень в парі голка-клин є заміна жорсткого кріплення клинів до блоків замків пружним [10].

Розробка методу визначення навантажень в парі голка – клин з пружним кріпленням є важливим етапом в розвитку теоретичних основ проектування в'язального механізму, оскільки дозволить вирішити проблему підвищення ефективності роботи в'язальних машин. Особливо актуальне це завдання в даний час, коли перед трикотажем машинобудуванням постає завдання підвищення швидкісних характеристик в'язальних машин.

Завданням досліджень стало аналітичне дослідження динамічних процесів, що відбуваються при ударній взаємодії голки в'язальної машини з клином з пружним кріпленням, з метою удосконалення методу знаходження максимальних динамічних навантажень в парі голка – клин, що виникають при цьому.

Одним із методів зниження динамічних навантажень, що виникають при ударній взаємодії голок з клинами в'язальних машин, є заміна жорсткого кріплення клинів до блоків замків в'язальних систем пружним. Одна із конструкцій такого рішення є конструкція, представлена на рис. 24, с. 85 монографії [10]. Як показують попередні дослідження авторів [176], в якості розрахункової схеми при визначенні динамічних навантажень, що виникають при взаємодії голок з такими клинами, можна приймати двомасову динамічну модель.

Оскільки на другу масу системи (маса клину) навантаження в початковий момент не діє, клин приходить в рух одночасно з моментом взаємодії голки з клином. При цьому динамічні умови рівноваги мас системи мають вигляд [96]:

$$m_1 \ddot{S}_1 = F_1 + F_2 - C_1(S_1 - S_2), \quad m_2 \ddot{S}_2 = F_3 + C_1(S_1 - S_2) - C_2 S_2, \quad (3.50)$$

$$\text{де} \quad F_2 = \lambda C_1(S_1 - S_2) \operatorname{tg}(\alpha + \rho_1), \quad \lambda = \frac{2a+b}{b} \mu_2;$$

$m_1, m_2$  – приведені маси відповідно голки і клина (за вісь приведення параметрів досліджуваної системи доцільно прийняти напрям руху голки в голковому пазу – вертикальну складову руху голки для круглов'язальних машин);

$C_1, C_2$  – приведена жорсткість відповідно голки і пружного кріплення клину;

$F_1, F_2, F_3$  – приведені: технологічне навантаження на голку; сила опору руху голки в пазу циліндра, обумовлена тертям; статичне навантаження на клин, викликане тиском п'яток голок;

$S_1, S_2$  – координати (переміщення) голки і клина в період удару.

Тоді:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{S}_1 &= F_1 - \psi C_1 (S_1 - S_2), \\ m_2 \ddot{S}_2 &= F_3 + C_1 (S_1 - S_2) - C_2 S_2, \end{aligned} \quad (3.51)$$

$$\text{де} \quad \psi = 1 - \lambda \operatorname{tg}(\alpha + \rho_1). \quad (3.52)$$

Враховуючи, що

$$C_1 (S_1 - S_2) = P_1; \quad C_2 S_2 = P_2, \quad (3.53)$$

можна записати:

$$m_1 \ddot{S}_1 = F_1 - \psi P_1; \quad m_2 \ddot{S}_2 = F_3 + P_1 - P_2, \quad (3.54)$$

де  $P_1, P_2$  – динамічні навантаження в пружних в'язях системи відповідно  $C_1$  і  $C_2$ .

Підставляючи параметри  $\ddot{S}_1$  і  $\ddot{S}_2$ , отримані із (3.54), у вирази

$$\ddot{P}_1 = C_1 (\ddot{S}_1 - \ddot{S}_2); \quad \ddot{P}_2 = C_2 \ddot{S}_2, \quad (3.55)$$

знаходимо:

$$\ddot{P}_1 = \frac{C_1}{m_1} \left[ P_2 - \left( 1 + \frac{m_2}{m_1} \psi \right) P_1 + \frac{m_2}{m_1} F_1 - F_3 \right]; \quad \ddot{P}_2 = \frac{C_2}{m_2} (F_3 + P_1 - P_2). \quad (3.56)$$

Оскільки навантаження  $F_1$  і  $F_3$  є постійними, рішення системи рівнянь (3.56) має вигляд [96]:

$$\begin{aligned} P_1 &= A_{11} \cos \beta_1 t + A_{12} \cos \beta_2 t + B_{11} \sin \beta_1 t + B_{12} \sin \beta_2 t + \frac{F_1}{\psi}; \\ P_2 &= A_{21} \cos \beta_1 t + A_{22} \cos \beta_2 t + B_{21} \sin \beta_1 t + B_{22} \sin \beta_2 t + \frac{F_1}{\psi} + F_3, \end{aligned} \quad (3.57)$$

де  $A, B$  – постійні інтегрування;

$\beta_1, \beta_2$  – циклові частоти коливань мас  $m_1, m_2$  системи;

$a$  – постійна складова динамічного навантаження,

$$\frac{F_1}{\psi} = a_1; \quad \frac{F_1}{\psi} + F_3 = a_2. \quad (3.58)$$

Постійні інтегрування можуть бути визначені по відомій методиці [96]:

$$\begin{aligned}
A_{11} &= \frac{C_1 - \Delta_2}{m_2} \cdot \frac{F_1}{\psi}; & A_{12} &= \frac{\Delta - C_1}{m_2} \cdot \frac{F_1}{\psi}; \\
A_{21} &= A_{11} \frac{m_2}{C_1} \Delta_1; & A_{22} &= A_{12} \frac{m_2}{C_1} \Delta_2; \\
B_{11} &= \frac{C_1 \nu \Delta_2}{\beta_1 z}; & B_{12} &= -\frac{C_1 \nu \Delta_1}{\beta_2 z}; \\
B_{21} &= B_{11} \frac{m_2}{C_1} \Delta_1; & B_{22} &= B_{12} \frac{m_2}{C_1} \Delta_2,
\end{aligned} \tag{3.59}$$

$$\text{де } \Delta_1 = \gamma - \beta_1^2; \quad \Delta_2 = \gamma - \beta_2^2; \tag{3.60}$$

$$\gamma = C_1 \frac{m_1 + \psi m_2}{m_1 m_2}; \tag{3.61}$$

$$z = \beta_1^2 - \beta_2^2. \tag{3.62}$$

Циклові частоти коливання мас двомасової системи, як відомо, визначаються із рівняння:

$$\beta_{1,2}^2 = \frac{C_1(m_1 + \psi m_2) + C_2 m_1 \pm \sqrt{[C_1(m_1 + \psi m_2 + C_2 m_1)]^2 - 4\psi C_1 C_2 m_1 m_2}}{2m_1 m_2}. \tag{3.63}$$

З метою спрощення знаходження максимуму навантажень в пружних в'язях системи, виконаємо додавання коливань однакової частоти [121]. Тоді рівняння (3.57), приймуть вигляд:

$$\begin{aligned}
P_1 &= D_{11} \sin(\beta_1 t + \varphi_1) + D_{12} \sin(\beta_2 t + \varphi_2) + a_1; \\
P_2 &= D_{21} \sin(\beta_1 t + \varphi_1) + D_{22} \sin(\beta_2 t + \varphi_2) + a_2,
\end{aligned} \tag{3.64}$$

$$\begin{aligned}
\text{де } D_{11} &= \sqrt{A_{11}^2 + B_{11}^2}; & D_{12} &= \sqrt{A_{12}^2 + B_{12}^2}; \\
D_{21} &= \sqrt{A_{21}^2 + B_{21}^2}; & D_{22} &= \sqrt{A_{22}^2 + B_{22}^2};
\end{aligned} \tag{3.65}$$

$$\varphi_1 = \arctg \frac{A_{11}}{B_{11}}; \quad \varphi_2 = \arctg \frac{A_{12}}{B_{12}}. \tag{3.66}$$

$$\begin{aligned}
\text{Очевидно: } P_{1max} &= D_{11} + D_{12} + a_1; \\
P_{2max} &= D_{21} + D_{22} + a_2.
\end{aligned} \tag{3.67}$$

Враховуючи [175], остаточно знаходимо:

$$\begin{aligned}
P_{max} &= (D_{11} + D_{12} + a_1) \text{tg}(\alpha + \rho_1); \\
P_{2max} &= D_{21} + D_{22} + a_2,
\end{aligned} \tag{3.68}$$

де  $P_{max}$  – максимальна величина горизонтального навантаження, що виникає в зоні удару голки об клин.



Аналізуючи отримані результати, як алгоритм визначення максимуму динамічного навантаження, що виникає при ударі голки об клин з пружним кріпленням, можна рекомендувати:

Вихідні дані: технологічне навантаження на голку  $F_1$ , Н; тиск п'яток голок на клин (вертикальна складова)  $F_3$ , Н; лінійна швидкість циліндра машини  $v$ , м/с; маса голки  $m_1$ , кг; маса клина  $m_2$ , кг; приведена жорсткість системи голка-клин-штега  $C_1$ , Н/м; жорсткість вузла кріплення клина  $C_2$ , Н/м; кут профілю клина  $\alpha$ ; плече сили удару голки об клин  $a$ , мм; плече опорної реакції  $b$ , мм; коефіцієнт тертя голки по клину  $\mu_1$ ; коефіцієнт тертя голки по штегам  $\mu_2$ .

Порядок розрахунку:

1. З рівняння (3.50) знаходимо параметр  $\lambda$ .
2. Використовуючи рівняння (3.52) знаходимо  $\psi$ .
3. Згідно (3.63) знаходимо частоти коливань мас системи  $\beta_1, \beta_2$ .
4. З (3.62) знаходимо параметр  $z$ .
5. З (3.61) знаходимо  $\gamma$ .
6. Обчислюємо параметри  $\Delta_1, \Delta_2$  по (11)
7. З (3.59) знаходимо постійні інтегрування  $A$  і  $B$ .
8. Згідно (3.65) знаходимо постійні  $D$ .
9. З (3.58) визначаємо параметри  $\dot{a}_1, a_2$ .
10. По (3.68) знаходимо максимальні динамічні навантаження  $P_{max}$  і  $P_{2max}$ .

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити наступні висновки:

– запропонована методика дозволяє знайти максимальну величину динамічних навантажень, що виникають при ударній взаємодії голки в'язальної машини з клином з пружним кріпленням та оцінити вплив їх параметрів на ці динамічні навантаження;

– результати досліджень можуть бути використані при аналізі динаміки взаємодії голки з клином практично усіх існуючих типів в'язальних машин та автоматів;

– запропонована методика доповнює теорію проектування в'язальних машин і буде корисною як при удосконаленні діючих, так і при проектуванні нових конструкцій в'язальних машин.

### 3.7. Удосконалення голок в'язальних машин

Запропоновано ряд нових конструкцій дротяних та штампованих голок, здатних суттєво підвищити ефективність їх роботи за рахунок зниження динамічних навантажень, що виникають при взаємодії голок з клинами в'язальних систем [231].

Перспективним напрямком підвищення ефективності роботи в'язальних машин є удосконалення їх робочих органів, зокрема, голок [10, 155, 190, 227] показують, що заміна традиційних конструкцій голок з жорсткою п'яткою на голки з пружними елементами дозволяють в 5 і більше разів знизити динамічні навантаження, що виникають в зоні ударної взаємодії пари голка-клин, що позитивно позначається на підвищенні ефективності роботи як голок, так і в'язальних машин в цілому.

Аналіз впливу конструкцій голок в'язальних машин на ефективність їх роботи показує, що перспективними є конструкції голок, захищені патентами авторів (патенти України на винаходи та корисні моделі №№ 36042, 36043, 40667, 40669, 40670, 40693, 43996, 62691, 63914).

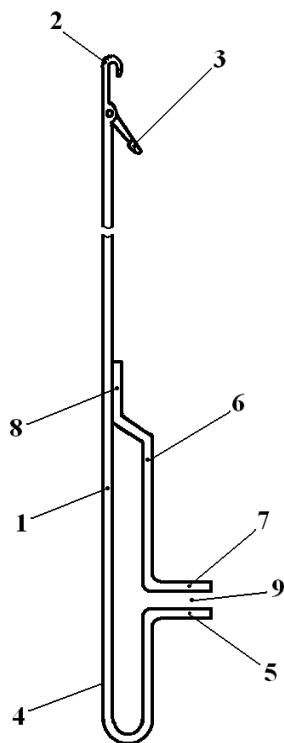
Нижче представлені подальші розробки авторів систем [231] по удосконаленню дротяних та штампованих голок в'язальних машин, здатних підвищити ефективність роботи в'язальних машин.

#### 3.7.1. Голка з пружним елементом з додатковою п'яткою

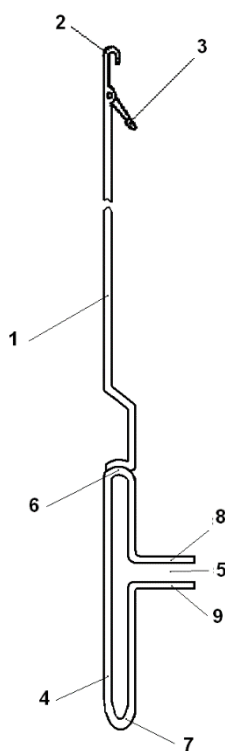
З метою усунення знакозмінних навантажень на п'ятку голки, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи голки і механізму в'язання в цілому, автори запропонували нову конструкцію дротяної голки, схема якої представлена на рис. 3.10 [18].

Голка містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці і хвостовик 4 з п'яткою 5 на другому його кінці. Голка містить також пружний елемент 6 з п'яткою 7, прикріплений кінцем 8 до стержня 1, при цьому п'ятка 7 пружного елемента 6 розташована над п'яткою 5 стержня 1 голки. П'ятки 5 і 7 виконані у вигляді відгинів кінців сталевого пружинного дроту, з якого виконані голка в'язальної машини та пружний елемент. Між п'ятками 5 і 7 міститься зазор 9.

Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 1 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятки 5 і 7, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.10 не показані), забезпечують зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.10 не показані), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна.



**Рис. 3.10.** Голка з пружним елементом з п'яткою



**Рис. 3.12.** Голка з хвостовиком, з'єднаним зі стержнем

Наявність пружного елемента 6 з п'яткою 7, прикріпленого до стержня 1 голки, та наявність зазору 9 між п'ятками 5 і 7 дозволяє усунути знакозмінні навантаження, що діють на п'ятки при роботі в'язальної машини (кожна з п'яток сприймає навантаження лише одного знаку – п'ятка 5 стержня 1 голки взаємодіє лише з підйомними клинами механізму в'язання, а п'ятка 7 пружного елемента 6 взаємодіє лише з кулірними клинами), що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи голки і механізму в'язання в цілому.

### 3.7.2. Голка з хвостовиком, з'єднаним зі стержнем

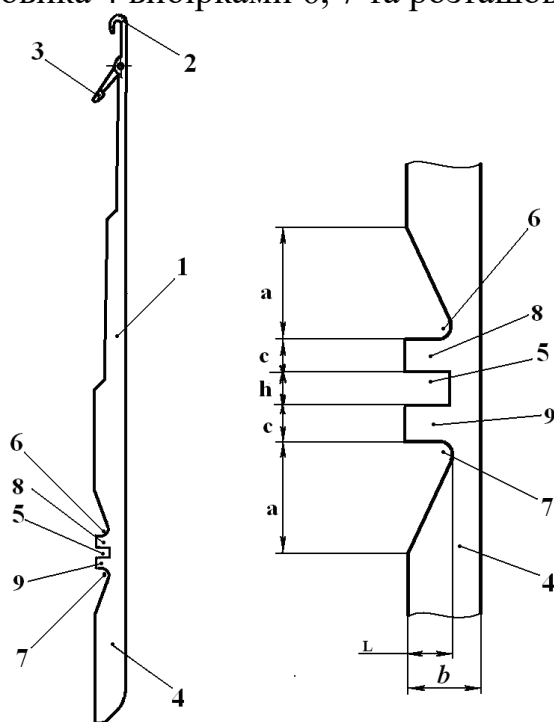
Голка, представлена на рис. 3.12 [26], містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці і хвостовик 4 з п'яткою 5 на другому його кінці, з'єднаний з другим кінцем стержня, причому хвостовик 4 з п'яткою 5 виконаний зі сталевго пружинного дроту і містить верхній 6 та нижній 7 торці. Хвостовик 4 з п'яткою 5, з'єднаний з другим кінцем стержня верхнім торцем 6. П'ятка 5 виконана у вигляді відгинів 8, 9 кінців сталевго пружинного дроту, з якого виконаний хвостовик.

Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.12 не показані), починають обертатися. При цьому відгини 8 і 9, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.12 не показані), забезпечують зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.12 не показані), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. З'єднання хвостовика 4 з п'яткою 5 з другим кінцем стержня 1 верхнім торцем 6 дозволяє практично повністю усунути знакозмінні навантаження, що діють на їх з'єднання, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи голки.

### 3.7.3. Голка з уступом та вибірками в зоні п'ятки

З метою підвищення ефективності роботи голки автори пропонують конструкцію голки з уступом та вибірками в зоні п'ятки, схема якої представлена на рис. 3.13 [19]. На відміну від існуючих голок її взаємодія з клинами механізму в'язання здійснюється за допомогою уступу, утвореного двома перегородками. З цією метою клини в'язальної машини повинні мати робочі елементи, утворені, наприклад, шляхом відгину корпусу [190].

Голка в'язальної машини містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці та хвостовик 4 з уступом 5 на другому його кінці. В тілі хвостовика 4 по обидві сторони уступу 5 розташовані вибірки 6, 7. Голка в'язальної машини містить також перегородки 8, 9, утворені в тілі хвостовика 4 вибірками 6, 7 та розташовані між вибірками та уступом 5.



**Рис. 3.13.** Голка з уступом та вибірками в зоні п'ятки

в'язання (на рис. 3 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.13 не показані), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Наявність вибірок 6, 7, утворює перегородки 8, 9 між вибірками та уступом 5, що знижує жорсткість уступу в зоні взаємодії голки з клинами і, відповідно, динамічні навантаження, які діють на голку при роботі в'язальної машини.

Доцільно, щоб уступ та вибірки мали розміри, що вираються із умови:

$$a = (0,8 \dots 1,0)h, \quad l = (0,3 \dots 0,5)b,$$

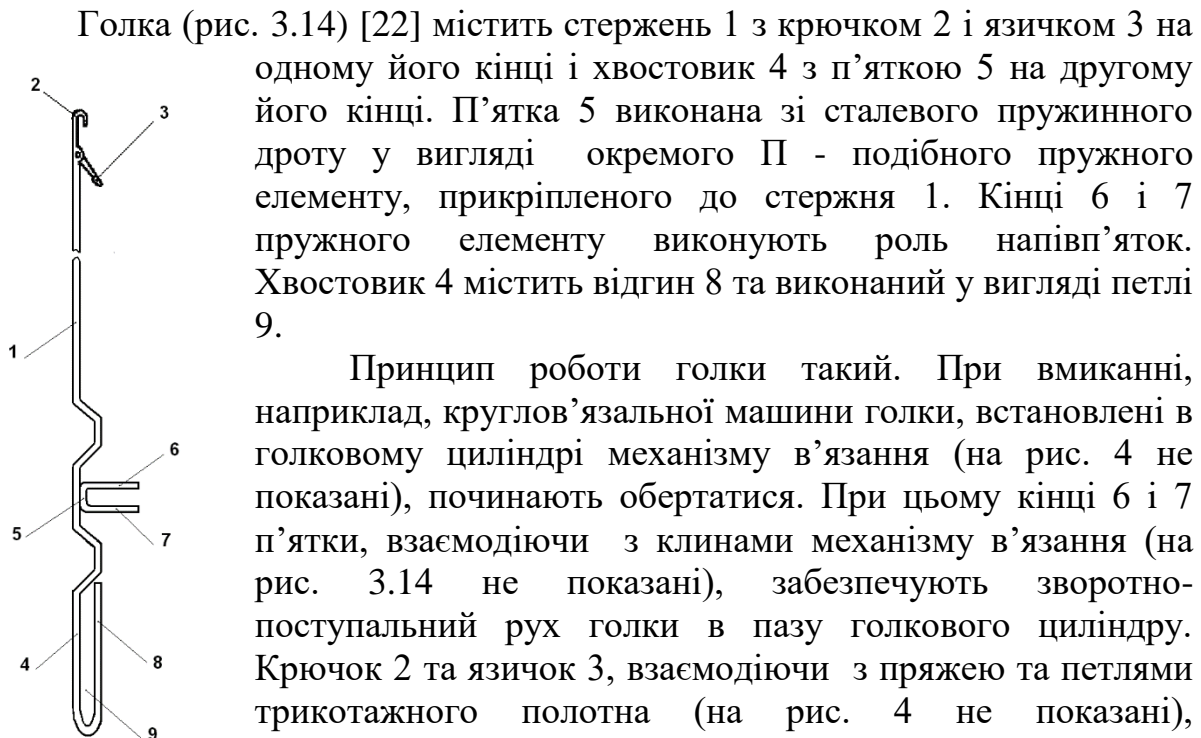
$$(0,4 \dots 0,5)h,$$

де  $a$  – ширина вибірки;  $h$  – висота уступу;  $l$  – глибина уступу вибірки;  $b$  – ширина хвостовика;  $c$  – ширина перегородки між уступом та вибіркою.

Принцип роботи голки в'язальної машини такий. При обертанні, наприклад, глов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.13 не показані), починають разом з ним обертатися. При цьому уступ 5, взаємодіючи з клинами механізму

Співвідношення розмірів уступу та вибірок ( $a = (0,8...1,0)h$ ;  $l = (0,3...0,5)b$ ;  $c = (0,4...0,5)h$ ) вибрані із умови забезпечення працездатності голки.

### 3.7.4. Голка з П-подібною п'яткою та з хвостовиком з відгином



**Рис. 3.14.**  
Голка з П-подібною п'яткою

Голка (рис. 3.14) [22] містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці і хвостовик 4 з п'яткою 5 на другому його кінці. П'ятка 5 виконана зі сталевого пружинного дроту у вигляді окремого П - подібного пружного елемента, прикріпленого до стержня 1. Кінці 6 і 7 пружного елемента виконують роль напівп'яток. Хвостовик 4 містить відгин 8 та виконаний у вигляді петлі 9.

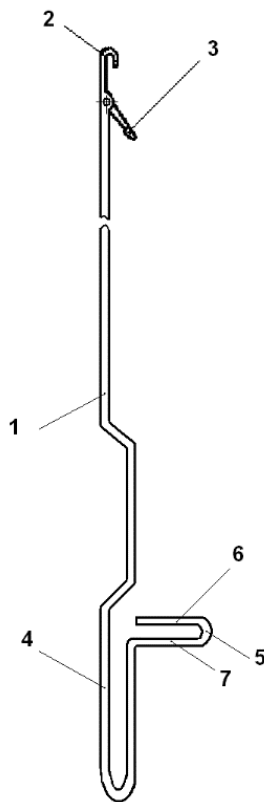
Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 4 не показані), починають обертатися. При цьому кінці 6 і 7 п'ятки, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.14 не показані), забезпечують зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 4 не показані), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Наявність у хвостовика 4 відгину 8 та виконання його у вигляді петлі 9 забезпечує стійкість положення голки при взаємодії її з клинами механізму в'язання, що призводить

до підвищення довговічності її роботи.

### 3.7.5. Дротяна голка з розімкненою п'яткою

Для зниження динамічних навантажень в парі голка-клин шляхом зниження жорсткості п'ятки голки автори пропонують дротяну голку з розімкненою п'яткою, схема якої представлена на рис. 3.15 [21].

Голка містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці і хвостовик 4 з п'яткою 5 на другому його кінці. П'ятка 5 виконана у вигляді петлі з двома вітками 6, 7, на другому його кінці. Вітка 6 (згідно з рис. 3.15) петлі розташована на кінці хвостовика і не має жорсткого кріплення з іншими елементами голки. Наявність вільного розташування вітки 6 на кінці хвостовика знижує жорсткість п'ятки, що призводить до підвищення довговічності роботи голки.



**Рис. 3.15.**

*Дротяна голка з розімкненою п'яткою*

П'ятка 5 виконана у вигляді консольної балки шляхом відгину кінця хвостовика 4.

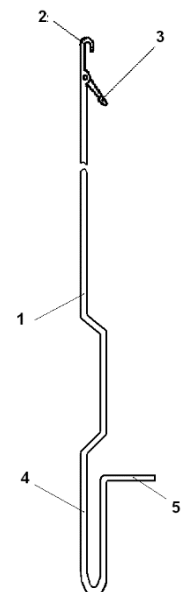
Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.16 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятка 5, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 6 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 6 не показані), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Виконання п'ятки 5 у вигляді консольної балки шляхом відгину кінця хвостовика 4 дозволяє зменшити жорсткість п'ятки 5, що призводить до підвищення довговічності роботи голки.

Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.15 не показані), починають обертатися. При цьому вітки 6 і 7 п'ятки, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 5 не показані), забезпечують зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна, забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання полотна.

### 3.7.6. Голка дротяна з п'яткою у вигляді консолі

Зниження жорсткості п'ятки дротяної голки, що призводить до зменшення динамічних навантажень та підвищення довговічності роботи голки, можна досягти шляхом виконання п'ятки у вигляді консолі. Така конструкція голки запропонована авторами (рис. 3.16).

Запропонована авторами голка [24] містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці і хвостовик 4 з п'яткою 5 на другому його кінці.



**Рис. 3.16.**

*Дротяна голка з п'яткою у вигляді консолі*

### 3.7.7. Голка з п'яткою з пластиною з відгинами

З метою зменшення жорсткості п'ятки голки, що призводить до зниження динамічних навантажень в парі голка-клин і, таким чином, підвищує довговічність роботи голки, автори запропонували конструкцію голки з п'яткою з пластиною з відгинами (рис. 3.17) [27].

Додаткове обладнання голки в'язальної машини сталеву пластину з закругленими відгинами на кінцях, жорстко прикріпленою до п'ятки, зменшує жорсткість п'ятки та збільшує радіус кривизни її робочих поверхонь, що взаємодіють з клинами (роль робочих поверхонь п'ятки виконують відгини пластини), що знижує динамічні навантаження, зумовлені взаємодією п'ятки голки з клинами замків та зменшує контактні напруження в парі голка-клин.

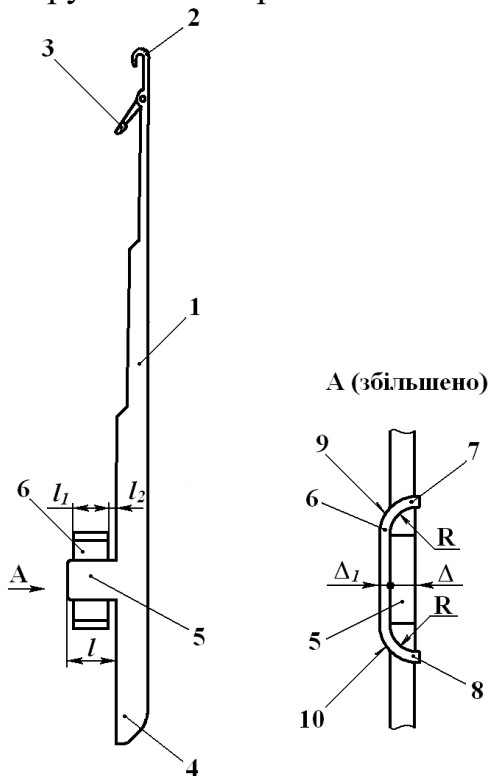


Рис. 3.17. Голка з п'яткою з пластиною з відгинами

Голка містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці, хвостовик 4 з п'яткою 5 на другому його кінці та сталеву пластину 6 з закругленими відгинами 7, 8 її кінців. Кожен з відгинів 7, 8 має відповідну робочу поверхню 9, 10. Сталева пластина 6 жорстко прикріплена до п'ятки 5 (наприклад, приварена контактною зваркою).

Доцільно, щоб пластина та відгини мали розміри, що вибираються із умови:

$$l_1 = l - 2\Delta; \quad \Delta_1 = (0,6 \dots 0,8)\Delta; \\ R = (2 \dots 4)\Delta; \quad l_2 = \Delta,$$

де  $l_1$  – ширина пластини;  $l$  – довжина п'ятки;  $\Delta$  – товщина п'ятки;  $\Delta_1$  – товщина пластини;  $R$  – радіус

закруглення відгину;  $l_2$  – зазор між пластиною та стержнем.

Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.17 не показані), починають обертатися. При цьому відгини 7, 8 сталеві пластини 6, взаємодіючи своїми робочими поверхнями 9, 10 з клинами механізму в'язання (на рис. 7 не показані), забезпечують зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.17 не показані), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна.

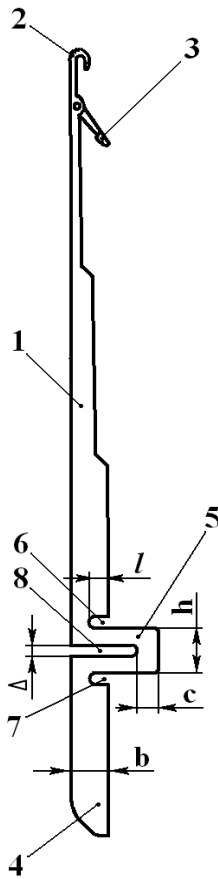
### 3.7.8. Голка з п'яткою з пазом

З метою зниження жорсткості п'ятки, забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи голки, автори запропонували голку з п'яткою з пазом, схема якої представлена на рис. 3.18 [20].

Голка в'язальної машини містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці, хвостовик 4 з п'яткою 5, у основ якої містяться пази 6 і 7, на другому його кінці, та додатковий паз 8 прямокутної форми, розташований в хвостовику 4 співвісно з п'яткою 5.

Доцільно, щоб розміри пазів та додаткового пазу вибирались із умови:

$$c = (0,5 \dots 0,7)h, \quad \Delta = (0,15 \dots 0,2)h, \quad l = (0,4 \dots 0,5)b,$$



**Рис. 3.18.**  
Голка з п'яткою з пазом

де  $c$  – відстань додаткового пазу від кінця п'ятки;  
 $h$  – ширина п'ятки;  $\Delta$  – ширина пазів та додаткового пазу;  $l$  – довжина пазів;  $b$  – ширина хвостовика.

Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.18 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятка 5, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 8 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Крючок 2 та язичок 3 стержня 1, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.18 не показані), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Взаємодія п'ятки 5 з клинами призводить до ударного імпульсу, який викликає в тілі голки ударні хвилі напружень. Наявність пазів 6, 7 та додаткового пазу 8 дозволяє погасити ударні хвилі напружень, що виникають при цьому в тілі голки, і зменшити інтенсивність їх розповсюдження від п'ятки 5 до крючка 2 і вузла кріплення язичка 3. Вибір розмірів пазів 6, 7 та додаткового пазу 8 із співвідношень  $c = (0,5 \dots 0,7)h$ ,  $\Delta = (0,15 \dots 0,2)h$ ,  $l = (0,4 \dots 0,5)b$  зумовлений умовою збереження рівномірності елементів голки та їх працездатності.

Отримані результати досліджень свідчать про доцільність та ефективність удосконалення в'язальних голок та використання їх як у круглов'язальних, так і у плосков'язальних машинах та в'язальних автоматах.

Використання запропонованих авторами нових конструкцій голок в'язальних машин дозволяє:

- розширити асортимент голок в'язальних машин;



- підвищити надійність та довговічність роботи голок і в'язальної машини в цілому за рахунок зменшення динамічних навантажень, що діють на голку при взаємодії її з клинами в'язальних систем;
- підвищити якість трикотажного полотна за рахунок підвищення стабільності роботи пари голка-клин;
- підвищити продуктивність в'язальної машини за рахунок підвищення довговічності роботи голок.

### **3.8. Вплив конструкції голки в'язальної машини на довговічність її роботи**

Ефективність роботи в'язальних машин (продуктивність та якість трикотажного полотна) в значній мірі залежить від досконалості робочих органів механізму в'язання, зокрема голок [10, 14, 117, 155, 178, 190, 227]. При вирішенні питань підвищення ефективності роботи в'язальних машин особлива увага приділяється підвищенню довговічності роботи голок [178, 190], що є однією із актуальних проблем трикотажного машинобудування.

Завданням досліджень стали прискорені випробування довговічності роботи існуючих голок (поз. 0-388) круглов'язальних машин типу КО і нових, запропонованих авторами, голок [20] та оцінка впливу конструкції голки на довговічність її роботи [169].

При проведенні досліджень впливу конструкції голки на довговічність її роботи були використані сучасна методика прискорених випробувань довговічності роботи голок в'язальних машин [10, 155] та раніше розроблена установка, схема якої представлена на рис. 30 [10].

Нова голка, яка запропонована авторами [169], представлена на рис. 3.19, 3.20.

Голка містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці, хвостовик 4 з п'яткою 5, у основ якої містяться пази 6 і 7, на другому його кінці, та додатковий паз 8 прямокутної форми, розташований в хвостовику 4 співвісно з п'яткою 5.

Принцип роботи голки такий. При вмиканні круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.19 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятка 5, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.19 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Крючок 2 та язичок 3 стержня 1, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна, здійснюють процес петлетворення, що необхідно для одержання трикотажного полотна. Взаємодія п'ятки 5 з клинами призводить до ударного імпульсу, який викликає в тілі голки ударні хвилі напружень. Наявність пазів 6, 7 та додаткового пазу 8 дозволяє погасити ударні хвилі напружень, що виникають при цьому в тілі голки, і зменшити інтенсивність їх розповсюдження від п'ятки 5 до крючка 2 і вузла кріплення язичка 3. Вибір розмірів пазів 6, 7 та додаткового пазу 8

доцільно проводити із умови збереження рівномірності елементів голки та їх працездатності:

$$c = (0,5 \dots 0,7)h; \quad \Delta = (0,15 \dots 0,2)h; \quad l = (0,4 \dots 0,5)b, \quad (3.69)$$

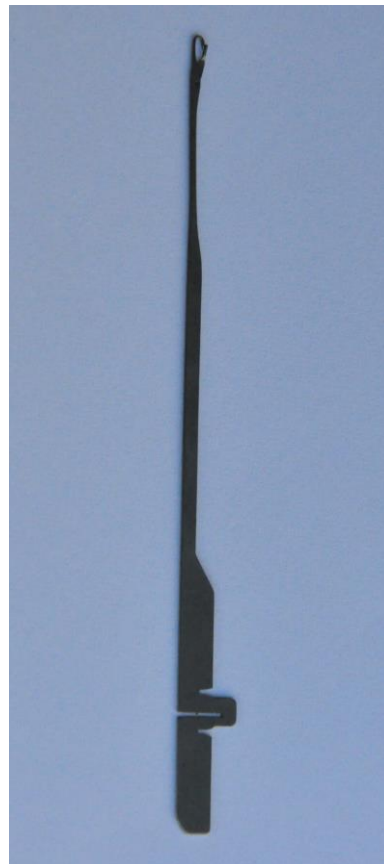
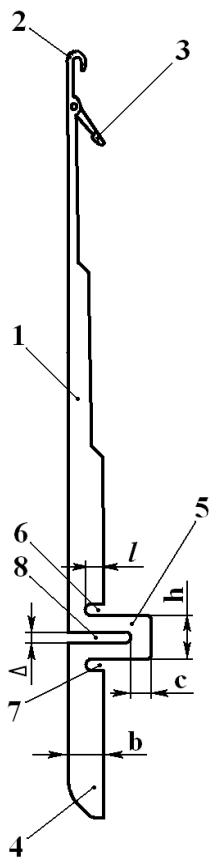
де  $c$  – відстань додаткового пазу від кінця п'ятки;

$h$  – ширина п'ятки;

$\Delta$  – ширина пазів та додаткового пазу;

$l$  – довжина пазів;

$b$  – ширина хвостовика.



**Рис. 3.19.** Голка з пазами у основи та посередині п'ятки

**Рис. 3.20.** Фото голки

Об'єктом досліджень, як уже відмічалось вище, при проведенні експерименту були обрані голки поз. 0-388 та нові голки, виготовлені із одної і тієї ж партії голок поз. 0-388. На відміну від відомих голок (поз. 0-388), що використовуються в круглов'язальних машинах типу КО, запропонована голка додатково містить пази у основ п'ятки та паз,

розташований посередині п'ятки з тильної її сторони. При цьому, враховуючи рекомендації (3.69), в якості робочих параметрів нової голки було прийнято: глибина пазів у основ п'ятки 1,8 мм; глибина пазу посередині п'ятки 4,5 мм; ширина всіх пазів 0,5 мм.

Умови експерименту:

– для проведення експерименту згідно з методикою прискорених випробувань голок [10] було обрано 28 голок поз. 0-388 та 28 голок з пазами вказаних параметрів, виготовлених з тієї ж партії голок поз. 0-388;

– у всіх дослідах режим роботи установки для прискорених випробувань голок залишався однаковим і контролювався відповідними приладами;

– прийнята вірогідність результатів експерименту  $\alpha = 0,95$ .

Одержані результати досліджень наведені в табл. 3.5, 3.6.

**Таблиця 3.5. Результати прискорених випробувань довговічності роботи голок в'язальних машин (голки поз. 0-388)**

Довговічність роботи голок $T_{li}$ , с	Кількість повторень результатів $n_i$	$n_i T_{li}$	Похибка окремих вимірів $\Delta T_{li}$	$n_i (\Delta T_{li})^2$
32	1	32	7,28	52,99
33	3	99	6,28	118,32
35	2	70	4,28	36,63
36	3	108	3,28	32,27
38	2	76	1,28	3,27
39	3	117	0,28	0,23
40	2	80	-0,72	1,04
41	2	82	-1,72	5,91
42	3	126	-2,72	22,19
43	2	86	-3,72	27,67
44	3	132	-4,72	66,83
46	2	92	-6,72	90,32
	$n = 28$	$\Sigma 1100$		$\Sigma 457,67$

Обробка результатів прискорених випробувань довговічності роботи голок поз. 0-388 (табл. 3.5) виконувалась у відповідності з методикою [74]:

– середнє значення довговічності роботи голки:

$$\bar{T}_1 = \frac{\sum n_i T_{li}}{n} = \frac{1100}{28} = 39,28 \text{ с}; \quad (3.70)$$

- середня квадратична похибка результатів замірів:

$$\Delta S_1 = \sqrt{\frac{\sum n_i (\Delta T_{1i})^2}{n(n-1)}} = \sqrt{\frac{457,67}{28(28-1)}} = 0,78 \text{ с}; \quad (3.71)$$

- границі довірчого інтервалу:

$$\Delta T_1 = \sqrt{(t_\alpha \Delta S_1)^2 + \left(\frac{K_\alpha}{3} \gamma\right)^2} = \sqrt{(2,09 \cdot 0,78)^2 + \left(\frac{1,96}{3} \cdot 0,785\right)^2} = 1,71 \text{ с}, \quad (3.72)$$

де  $t_\alpha$  – коефіцієнт Стюдента; при  $\alpha = 0,95$   $t_\alpha = 2,09$  [74];

$$K_\alpha \equiv t_\alpha(n \rightarrow \infty) = 1,96 \text{ [74];}$$

$\gamma$  – похибка вимірювального приладу,

$$\gamma = \frac{\beta \bar{T}_1}{100\%} = \frac{2 \cdot 39,28}{100} = 0,785 \text{ с}; \quad (3.73)$$

$$\beta = 2 \% \text{ [10];}$$

- відносна похибка серії вимірів:

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta T_1}{\bar{T}_1} \cdot 100\% = \frac{1,71}{39,28} \cdot 100\% = 4,35\% \quad (3.74)$$

Остаточний результат досліджень прискорених випробувань довговічності голок поз. 0-388:

$$T_1 = \bar{T} \pm \Delta T_1 = (39,28 \pm 1,71) \text{ с}. \quad (3.75)$$

Обробка результатів експерименту, виконана аналогічно з використанням залежностей (3.70)...(3.75):

$$\bar{T}_2 = 136,18 \text{ с}; \quad \Delta S_2 = 2,77 \text{ с}; \quad \Delta T_2 = 6,05 \text{ с}; \quad \gamma = 2,723 \text{ с}; \quad \varepsilon_2 = 4,44\%.$$

Тоді остаточний результат досліджень прискорених випробувань довговічності роботи нових голок в'язальних машин:

$$T_2 = (136,18 \pm 6,05) \text{ с}.$$

Коефіцієнт ефективності (підвищення довговічності) роботи нових голок в порівнянні з існуючими голками, що використовуються для круглов'язальних машин типу КО становить:

$$n = \frac{\bar{T}_2}{\bar{T}_1} = \frac{136,18}{39,28} = 3,47 \quad (3.76)$$

Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити наступні висновки:

– використані методика та установка для проведення прискорених випробувань довговічності роботи голок в'язальних машин дають можливість оперативно та достовірно оцінити вплив конструкції голки на довговічність її роботи;

- запропонована авторами нова конструкція голки з пазами у основі та посередині п'ятки [20] працездатна та надійна в роботі;
- нова конструкція голки майже у 3,5 рази більш довговічніша, ніж існуючі конструкції голок поз. 0-388.

**Таблиця 3.6. Результати прискорених випробувань довговічності роботи голок в'язальних машин (нові голки [20])**

Довговічність роботи голок $T_{2i}$ , с	Кількість повторень результатів $n_i$	$n_i T_{2i}$	Похибка окремих вимірів $\Delta T_{2i}$	$n_i (\Delta T_{2i})^2$
121	1	121	15,18	230,43
123	2	246	13,18	347,42
125	2	250	11,18	249,98
127	2	254	9,18	168,54
130	2	260	6,18	76,38
133	3	399	3,18	30,34
135	1	135	1,18	1,39
137	2	274	-0,82	1,34
140	3	420	-3,82	43,78
141	2	282	-4,82	46,46
143	2	286	-6,82	93,02
146	3	438	-9,82	289,29
148	1	148	-11,82	139,71
150	2	300	-13,82	381,98
	$n = 28$	$\Sigma 3813$		$\Sigma 2100,06$

### 3.9. Вплив конструкції голки на зношення клинів в'язальної машини

Представлено результати експериментальних досліджень впливу конструкції голки на зношення клинів в'язальних машин [170].

Ефективність роботи в'язальних машин значною мірою залежить від довговічності клинів в'язальних систем [10, 155, 227], довговічність роботи клинів в'язальних машин суттєво залежить від динамічних навантажень, зумовлених взаємодією з ними голок. Аналіз показує [190], що зниження динамічних навантажень і, отже, підвищення довговічності клинів за рахунок зниження зношення їх робочих поверхонь може бути досягнуто використанням нових конструкцій голок з більш податливими п'ятками. Тому задачею даних досліджень є експериментальні дослідження впливу нової конструкції голки, запропонованої авторами [20], на зношення клинів круглов'язальних машин типу КО.

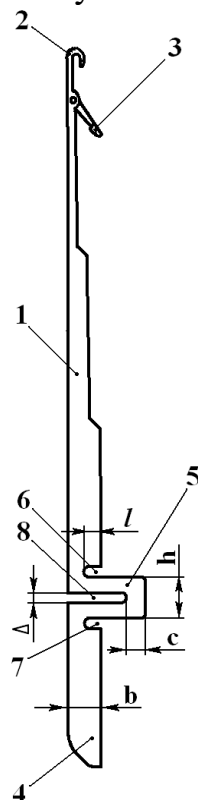
Дослідження впливу конструкції голки на інтенсивність зношення клинів проводились на однофонтурній круглов'язальній машині КО-2 з

діаметром голкового циліндра 450 мм. Програмою досліджень передбачалось знаходження величини зношення підйомних клинів в зоні ударної взаємодії з ними голок при роботі машини заправленої існуючими голками (поз. 0-388) та новими голками, запропонованими авторами. В якості параметрів роботи машини були прийняті: лінійна швидкість голкового циліндра (голок) 0,625 м/с; кількість голок, заправлених в голковий циліндр 1224; кількість клинів для кожного досліду 10 (клини маркувались – для досліду з голками поз 0-388: „1”...„10”; для досліду з новими голками: „11”...„20”); тривалість роботи машини з голками поз. 0-388 та новими голками становила 70 год (прийнято із конструктивних міркувань).

Контроль часу роботи машини здійснювався за допомогою лічильника мотогодин СМЧ типу 228ЧП [154]. Контроль зношення робочих поверхонь клинів здійснювався за допомогою профілографа-профілометра моделі 201.

Нова голка [20], запропонована авторами (об’єкт досліджень оцінки ефективності її використання в круглов’язальних машинах типу КО взамін існуючих голок поз. 0-388), представлена на рис. 3.21.

Голка містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці, хвостовик 4 з п’яткою 5, у основ якої містяться пази 6 і 7, на другому його кінці, та додатковий паз 8 прямокутної форми, розташований в хвостовику 4 співвісно з п’яткою 5.



**Рис. 3.21.** Голка з пазами у основі та посередині п’ятки

Принцип роботи голки такий. При вмиканні круглов’язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в’язання (на рис. 1 не показані), починають обертатися. При цьому п’ятка 5, взаємодіючи з клинами механізму в’язання (на рис. 3.21 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Крючок 2 та язичок 3 стержня 1, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна, здійснюють процес петлетворення, що необхідно для одержання трикотажного полотна. Взаємодія п’ятки 5 з клинами призводить до ударного імпульсу, який викликає в тілі голки ударні хвилі напружень. Наявність пазів 6, 7 та додаткового паза 8 дозволяє погасити ударні хвилі напружень, що виникають при цьому в тілі голки, і зменшити інтенсивність їх розповсюдження від п’ятки 5 до крючка 2 і вузла кріплення язичка 3. Вибір розмірів пазів 6, 7 та додаткового паза 8 доцільно проводити із умови збереження рівномірності елементів голки та їх працездатності:

$$c = (0,5 \dots 0,7)h, \quad \Delta = (0,15 \dots 0,2)h, \quad l = (0,4 \dots 0,5)b, \quad (3.77)$$

де  $c$  – відстань додаткового пазу від кінця п'ятки;

$h$  – ширина п'ятки;

$\Delta$  – ширина пазів та додаткового пазу;

$l$  – довжина пазів;

$b$  – ширина хвостовика.

Враховуючи залежності (3.77), в якості робочих параметрів нової голки прийнято: глибина пазів у основ п'ятки 1,8 мм; глибина пазу посередині п'ятки 4,5 мм; ширина всіх пазів 0,5 мм.

Одержані результати досліджень наведені в табл. 3.7, 3.8.

**Таблиця 3.7. Результати експериментальних досліджень зношення клинів круглов'язальної машини КО-2 (голки поз. 0-388)**

№№ клинів	Зношення клина $H_{li}$ , мкм	Кількість повторень результатів $n_i$	$n_i H_{li}$	Похибка окремих вимірів $\Delta H_{li}$	$n_i (\Delta H_{li})^2$
1	34	1	34	3,5	12,25
8, 10	35	2	70	2,5	12,5
4	36	1	36	1,5	2,25
3,6	37	2	74	0,5	0,5
2	38	1	38	-0,5	0,25
5	40	1	40	-2,5	6,25
7	41	1	41	-3,5	12,25
9	42	1	42	-4,5	20,25
		$n = 10$	$\Sigma 375$		$\Sigma 66,5$

Обробка результатів експерименту (табл. 3.7):

– середнє значення зношення клинів:

$$\bar{H}_1 = \frac{\sum n_i H_{li}}{n} = \frac{375}{10} = 37,5 \quad \text{мкм}; \quad (3.78)$$

– середня квадратична похибка результатів замірів:

$$\Delta S_1 = \sqrt{\frac{\sum n_i (\Delta H_{li})^2}{n(n-1)}} = \sqrt{\frac{66,5}{10(10-1)}} = 0,86 \quad \text{мкм}; \quad (3.79)$$

– границі довірчого інтервалу:

$$\Delta H_1 = \sqrt{(t_\alpha \Delta S_1)^2 + \left(\frac{K_\alpha}{3} \gamma\right)^2} = \sqrt{(2,09 \cdot 0,86)^2 + \left(\frac{1,96}{3} \cdot 0,75\right)^2} = 1,86 \quad \text{мкм}, \quad (3.80)$$

Де  $t_\alpha$  – коефіцієнт Стьюдента; при  $\alpha = 0,95$  (прийнято з умов

експерименту)  $t_\alpha = 2,09$  [74];

$$K_\alpha \equiv t_\alpha(n \rightarrow \infty) = 1,96 \quad [74];$$

$\gamma$  – похибка вимірювального приладу,

$$\gamma = \frac{\beta \bar{H}_1}{100\%} = \frac{2 \cdot 37,5}{100} = 0,75 \quad \text{мкм}; \quad (3.81)$$

$$\beta = 2\% \quad [10];$$

– відносна похибка серії вимірів:

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta H_1}{\bar{H}_1} \cdot 100\% = \frac{1,86}{37,5} \cdot 100\% = 4,96\% \quad (3.82)$$

Остаточний результат досліджень зношення клинів (голки поз. 0-388):

$$H_1 = \bar{H}_1 \pm \Delta H_1 = (37,5 \pm 1,86) \quad \text{мкм}. \quad (3.83)$$

**Таблиця 3.8. Результати експериментальних досліджень зношення клинів круглов'язальної машини КО-2 (голки з пазами у основ та посередині п'ятки)**

№№ клинів	Зношення клина $H_{2i}$ , мкм	Кількість повторень результатів $n_i$	$n_i H_{2i}$	Похибка окремих вимірів $\Delta H_{2i}$	$n_i (\Delta H_{2i})^2$
12	10	1	10	3,2	10,24
16	11	1	11	2,2	4,84
11, 15	12	2	24	1,2	2,88
17	13	1	13	0,2	0,04
13, 18	14	2	28	-0,8	1,28
19, 14	15	2	30	-1,8	6,48
20	16	1	16	-2,8	7,84
		$n = 10$	$\Sigma 132$		$\Sigma 33,6$

Обробка результатів експерименту, виконана аналогічно з використанням залежностей (3.78)...(3.83):

$$\bar{H}_2 = 13,2 \quad \text{мкм}; \quad \Delta S_2 = 0,61 \quad \text{мкм}; \quad \Delta H_2 = 1,28 \quad \text{мкм}; \quad \gamma = 0,264 \quad \text{мкм};$$

$$\varepsilon_2 = 9,7\%$$

Тоді остаточний результат досліджень деформації пари голка-клин (нові голки):

$$H_2 = (13,2 \pm 1,28) \quad \text{мкм}. \quad (3.84)$$

Коефіцієнт зменшення зношення клинів круглов'язальної машини КО-2 при використанні голок з пазами у основ та посередині п'ятки (нові голки)  $n_{He}$  згідно з результатами експерименту становить:



$$n_{He} = \frac{\bar{H}_1}{\bar{H}_2} = \frac{37,5}{13,2} = 2,84 \quad (3.85)$$

Згідно з дослідженнями [190] використання голок з більш високою податливістю п'ятки, що має місце у нових голках, коефіцієнт зменшення зношення клинів знаходиться із умови:

$$n_{Hp} = n_F^{1,286}, \quad (3.86)$$

де  $n_F$  – коефіцієнт зниження динамічних навантажень в зоні взаємодії нової голки з клином.

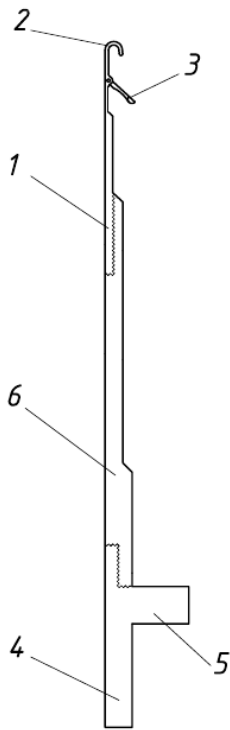
Враховуючи, що при використанні нових голок  $n_F = 2,14$  [196], згідно з (3.86)  $n_{Hp} = 2,66$ . Таким чином розбіжність результатів експерименту та розрахунку становить 6,3%.

Аналіз одержаних результатів показує:

- конструкція голки в'язальної машини суттєво впливає на зношення клинів;
- запропонована авторами нова конструкція голки дозволяє знизити зношення робочої поверхні клина в'язальної машини типу КО більш ніж у 2,8 рази;
- розбіжність результату експерименту та розрахунків величини зношення підйомних клинів круглов'язальної машини КО-2 становить 6,3%.
- удосконалення голок – один із актуальних шляхів підвищення ефективності роботи як круглов'язальних, так і плосков'язальних машин.

### 3.10. Підвищення довговічності роботи голок в'язальних машин

Перспективним напрямком підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин є удосконалення їх механізмів, зокрема механізмів в'язання та їх робочих органів (голок, клинів та ін.) [190, 227]. Дослідження [190] показують, що довговічність голок суттєво впливає на продуктивність в'язальних машин та на якість полотна. При проектуванні механізмів в'язання особливу увагу слід приділити конструкції голок [190, 227]. В останній час все більше уваги приділяється підвищенню довговічності роботи голок в'язальних машин. Вирішення цієї проблеми без удосконалення конструкції самих голок практично неможливе.



**Рис. 3.22.** *Голка в'язальної машини з неметалевою вставкою між стержнем та хвостовиком*

Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи в'язальних машин, завданням є удосконалення в'язальних голок, здатних підвищити довговічність роботи машин, та інженерного методу вибору раціональних параметрів голок [203].

Високі швидкості взаємодії голок з клинами механізму в'язання (особливість сучасних в'язальних машин) призводить до появи ударних хвиль напружень, що виникають в тілі голки та розповсюджуються від п'ятки (зона удару голки об клин) до гачка та язичка [190]. Ударні хвилі напружень призводять до значних динамічних навантажень в зоні гачка голки і вузла кріплення язичка і є основною причиною їх поломки [128], що призводить до суттєвого зниження надійності та довговічності роботи голки і в'язальної машини в цілому.

Авторами пропонується нова конструкція голки в'язальної машини, яка на відміну від відомих голок містить неметалеву вставку, розташовану між стержнем на хвостовиком (рис. 3.22). При цьому стержень та хвостовик

голки з'єднані з вставкою жорстко.

Обладнання голки неметалевою вставкою, розташованою між стержнем та хвостовиком, дозволяє знизити величину ударних хвиль напружень, що виникають в тілі голки в результаті удару її п'ятки об клини механізму в'язання в'язальної машини і, таким чином, зменшити інтенсивність їх розповсюдження від п'ятки до гачка і вузла кріплення язичка. Все це забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи голки і в'язальної машини в цілому.

Запропонована голка містить стержень 1 з гачком 2 і язичком 3 на одному його кінці, хвостовик 4 з п'яткою 5 на другому його кінці та неметалеву вставку 6, розташовану між стержнем 1 та хвостовиком 4. Стержень 1 та хвостовик 4 з'єднані з неметалевою вставкою 6 жорстко.

Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму, починають обертатися. При цьому п'ятка 5 голки, взаємодіючи з клинами механізму в'язання, забезпечує зворотню поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Гачок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна, забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Взаємодія п'ятки 5 з клинами призводить до ударного імпульсу, який викликає ударні хвилі напружень. Наявність неметалевої вставки 6 дозволяє погасити ударні хвилі напружень, що виникають в тілі голки в

результаті удару її п'ятки 5 об клин, і зменшити інтенсивність їх розповсюдження від п'ятки 5 до гачка 2 і вузла кріплення язичка 3. Все це забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи голки в'язальної машини.

Оцінимо ефективність роботи запропонованої голки при використанні її в складі круглов'язальної машини типу КО (аналог голки поз. 0-388).

При ударній взаємодії голки з клином в зоні гачка (найнебезпечніша та найвідповідальніша ділянка стержня голки) виникають хвилі напружень, максимальна величина  $\sigma$  яких знаходиться із умови [190]:

$$\sigma = 4,5 \rho a V \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.87)$$

де  $\rho$  – масова щільність матеріалу голки ;

$a$  – швидкість поширення звуку в матеріалі голки;

$V$  – швидкість удару голки об клин (лінійна швидкість голкового циліндра);

$\alpha$  – кут клина в зоні взаємодії з голкою.

Враховуючи, що  $a = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ , вираз (3.87) набуває вигляду:

$$\sigma = 4,5 \sqrt{E \rho} \cdot V \operatorname{tg} \alpha = A \sqrt{E \rho}, \quad (3.88)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу голки;

$A$  – коефіцієнт пропорційності,  $A = 4,5 V \operatorname{tg} \alpha$  (3.89)

Ефективність роботи запропонованої (нової) голки можемо оцінити коефіцієнтом ефективності  $K$ , який знаходиться із умови:

$$K = \frac{\sigma}{\sigma_n} = \sqrt{\frac{E \rho}{E_n \rho_n}}, \quad (3.90)$$

де  $\sigma_n$  – напруження, зумовлене ударною взаємодією нової голки з клином;

$E_n$  – модуль пружності матеріалу неметалевої вставки голки;

$\rho_n$  – масова щільність матеріалу неметалевої вставки голки.

В якості матеріалу вставки нової голки для забезпечення її працездатності доцільно приймати наступні матеріали [166]: текстоліт

( $E_n = 0,25 \cdot 10^5$  МПа,  $\rho_n = 1,4 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>); вініпласт ( $E_n = 0,04 \cdot 10^5$  МПа,

$\rho_n = 1,4 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>); капрон ( $E_n = 0,015 \cdot 10^5$  МПа,  $\rho_n = 1,1 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>).

Враховуючи технічну характеристику круглов'язальної машини КО-2 [113]

( $V = 1,0$  м/с;  $\alpha = 56^0$ ; голки поз. 0-388), характеристику сталі [166], з якої

виготовлена голка поз. 0-388,  $E = 2,2 \cdot 10^5$  МПа,  $\rho = 7,9 \cdot 10^3$  кг/м<sup>3</sup>, згідно з (3.88), (3.90) одержуємо:

$$\sigma_T = 39,34 \text{ МПа}; \sigma_B = 15,73 \text{ МПа}; \sigma_K = 8,54 \text{ МПа};$$

$$K_T = 7,0; K_B = 17,6; K_K = 32,4,$$

де  $\sigma_T$ ;  $\sigma_B$ ;  $\sigma_K$  – напруження в гачку голки при наявності текстолітової, вініпластової та капронової вставки відповідно;

$K_T$ ;  $K_B$ ;  $K_K$  – коефіцієнт ефективності (зниження напруження в гачку) при наявності в голці текстолітової, вініпластової та капронової вставки відповідно.

Для сталюї голки поз. 0-388, як показують розрахунки, напруження в гачку, зумовлене ударом голки об кулірний клин становить  $\sigma = 277,2$  МПа, що знаходиться в межах допустимого напруження для гачка  $[\sigma] = 314$  МПа [232]. Ця обставина свідчить про високу ймовірність відмов голок, зумовлених руйнуванням гачка, що підтверджується практикою експлуатації в'язальних машин [190]. Таким чином, заміна сталюих голок в'язальних машин голками з неметалевими вставками доцільне та ефективне.

Виконані дослідження показують наступне:

- обладнання голки неметалевою вставкою дозволяє погасити ударні хвилі напружень, що виникають в тілі голки при ударі її об клин, і зменшити інтенсивність їх розповсюдження до гачка та вузла кріплення язичка, що забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи голки;

- виконані розрахунки підтверджують працездатність та доцільність використання запропонованих голок у в'язальних машинах;

- використання запропонованих голок дозволяє покращити умови експлуатації в'язальних машин за рахунок зменшення відмов голок та підвищити продуктивність машин за рахунок скорочення витрат часу на заміну голок.

- результати досліджень можуть бути використані при удосконаленні голок будь-яких в'язальних машин.

### **3.11. Зниження динамічних навантажень в парі голка-клин в'язальної машини шляхом удосконалення голок**

Суттєвим недоліком в'язальних машин є динамічні навантаження, що виникають в зоні ударної взаємодії голок з клинами в'язальних систем [117, 169, 190, 198, 227]. Ударна взаємодія голок з клинами призводить до зниження надійності та довговічності роботи голок [169], що негативно впливає як на ефективність роботи в'язальних машин, так і на якість продукції, що виготовляється.

Тому проблема зниження динамічних навантажень, що виникають в парі голка-клин в'язальної машини, шляхом удосконалення голок є актуальною та своєчасною.

Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи в'язальних машин шляхом зниження динамічних навантажень в парі голка-клин, завданням досліджень є удосконалення конструкції голки та оцінка впливу голки з потоншенням стержня в зоні п'ятки на зниження динамічних навантажень в парі голка-клин в'язальних машин типу КО [200].

Зниження динамічних навантажень в парі голка-клин в'язальної машини можна досягти шляхом зниження її жорсткості (збільшення податливості голки) [227]. При цьому доцільно існуючу конструкцію штампованої голки замінити голкою з потоншенням стержня в зоні п'ятки [190].

Параметрами потоншення голки (рис. 3.23) є товщина стержня голки в зоні потоншення  $\Delta$  та довжина ділянки потоншення  $l$ .

Оскільки сила удару прикладена ексцентрично відносно осей  $X$  і  $Y$ , в якості розрахункової можна прийняти схему, де здійснено перенос сили удару голки об клин в точку  $C$  (рис. 3.23, *a*). Тоді на стержень голки в зоні потоншення будуть діяти сила  $P$ , прикладена в точці  $C$ , і моменти  $m_1$ ,  $m_2$ , що діють відповідно відносно осей  $x$  і  $y$ .

Аналізуючи умову роботи голки з потоншенням стержня, приходимо до висновку, що основною деформацією голки в зоні удару її п'ятки об клин є деформація зумовлена горизонтальною складовою сили удару  $P$  (сила, що діє в напрямку перпендикулярному осі стержня голки).

Деформація голки з потоншенням стержня складається з: деформації вигину стержня в зоні потоншення  $\delta_1$ ; деформації скручування стержня голки в зоні потоншення  $\delta_2$ ; деформації скручування п'яти голки  $\delta_3$ .

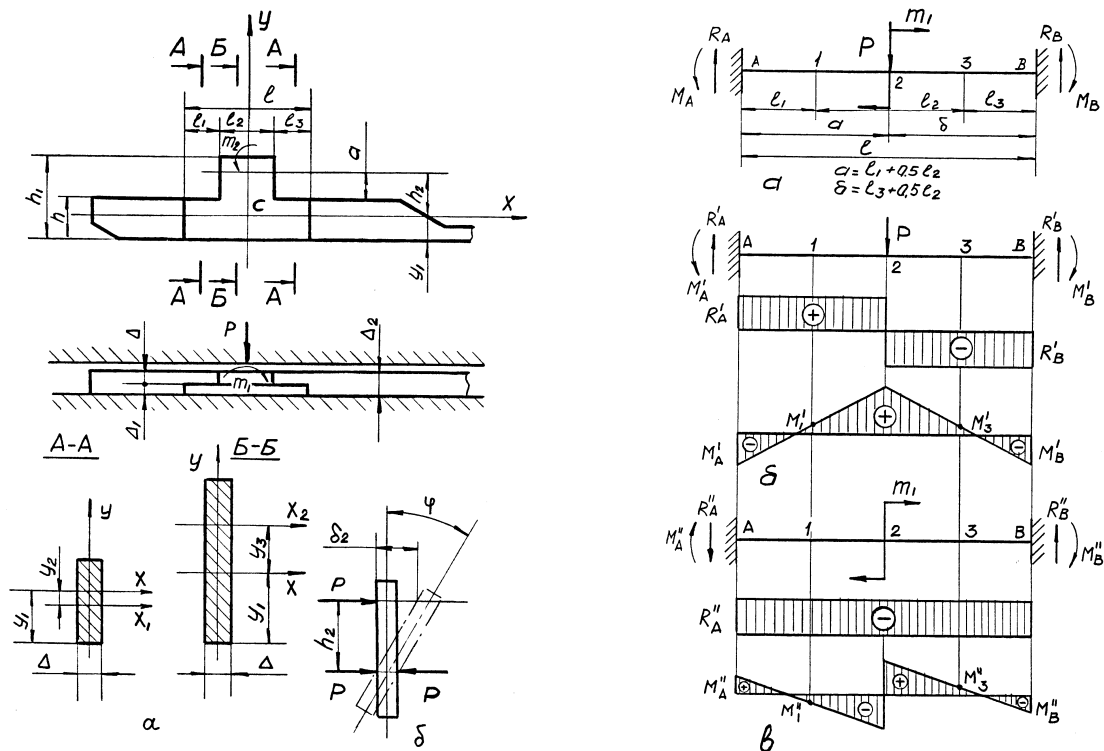
Визначимо деформацію вигину стержня голки  $\delta_1$ . Оскільки зона голки в місці потоншення являє собою ступінчатий стержень перемінного перетину з моментами інерції  $J_1$ ,  $J_2$ ,  $J_3$ , за розрахункову схему приймаємо ступінчасту балку, навантажену зосередженою силою  $P$  і крутним моментом  $m_1$  (рис. 3.23).

Для розв'язання поставленої задачі замінимо ступінчасту балку еквівалентною балкою постійного перетину з моментом інерції  $J_0$ , що дорівнює моментів інерції одної з ділянок балки, наприклад другої. Тоді коефіцієнти приведення  $\beta$  для ділянок балки визначаються із умови [165]:

$$\beta_1 = J_0 / J_1; \beta_2 = 0; \beta_3 = J_0 / J_3. \quad (3.91)$$

Розглянута система відноситься до статично невизначеної. З метою спрощення розв'язання задачі по визначенню опорних реакцій і згинальних моментів використовуємо метод сил і принцип незалежності дії сил [165, 167]. Тоді прийнята схема (рис. 3.23, *a*) може бути замінена двома незалежними системами (рис. 3.23, *б*, *в*), розв'язуючи які знаходимо:

$$R_A = R'_A + R''_A; \quad R_B = R'_B + R''_B,$$



**Рис. 3.23.** Голка з потоншенням стержня в зоні п'ятки: а – конструкція голки (хвостова частина); б – розрахункова схема до визначення скручування стержня; в – розрахункова схема для визначення деформації прогину стержня голки

де

$$R'_A = P \frac{(0,5l_2 + l_3)^2 (3l_1 + 2l_2 + l_3)}{l^3}; \quad R''_A = -6m_1 \frac{(l_1 + 0,5l_2)(0,5l_2 + l_3)}{l^3}; \quad m_1 = 0,5Pl_2 \quad (3.92)$$

$$R'_B = P \frac{(l_1 + 0,5l_2)^2 (l_1 + 2l_2 + 3l_3)}{l^3}; \quad R''_B = -R''_A$$

$$M_A = M'_A + M''_A; \quad M_B = M'_B + M''_B; \quad (3.93)$$

$$M'_A = -P(l_1 + 0,5l_2) \frac{(0,5l_2 + l_3)^2}{l^2}; \quad M''_A = m_1 \frac{0,5l_2 + l_3}{l^2} (2l_1 + 0,5l_2 - l_3); \quad (3.94)$$

$$M'_B = -P(0,5l_2 + l_3) \frac{(l_1 + 0,5l_2)^2}{l^2}; \quad M''_B = -m_1 \frac{l_1 + 0,5l_2}{l^2} (0,5l_2 - l_1 + 2l_3) \quad (3.95)$$

$$M_1 = M'_1 + M''_1; \quad M'_1 = M'_A + R'_A l_1; \quad M''_1 = M''_A + R''_A l_1; \quad (3.96)$$

$$M_3 = M'_3 + M''_3; \quad M'_3 = M'_B + R'_B l_3; \quad M''_3 = M''_B + R''_B l_3. \quad (3.97)$$

При заміні ступінчатої балки на балку постійного перетину приведені навантаження відповідно складуть: на 1-й ділянці  $\beta_1 Q_1$ ,  $\beta_1 M_1$ ;

на 2-й –  $Q_1, Q_2, M_1, m_1, P$ ; на 3-й –  $\beta_3 Q_2, \beta_3 M_3$ . У місцях сполучення ділянок стержня голки будуть діяти стрибки поперечних сил та згинальні моменти, величини яких визначаються з умов:

$$\Delta Q_1 = Q_1(\beta_1 - 1); \Delta Q_2 = Q_2(\beta_3 - 1); \quad (3.98)$$

$$\Delta M_1 = M_1(\beta_1 - 1); \Delta M_3 = M_3(\beta_3 - 1). \quad (3.99)$$

Отже на еквівалентну балку діють зовнішні навантаження:

$$P_1 = Q_1(\beta_1 - 1); P_2 = Q_2(\beta_3 - 1); \quad (3.100)$$

$$M'_1 = M_1(\beta_1 - 1); M'_3 = M_3(\beta_3 - 1). \quad (3.101)$$

Для визначення переміщення перетину балки (стержня голки) в точці удару голки об клин використовуємо метод початкових параметрів [165]. Рівняння пружної лінії для двохопорної балки, навантаженої зосередженими силами і згинальними моментами в загальному випадку має вигляд:

$$\omega_x = \omega_0 + \theta_0 x + \frac{1}{EJ} \left[ M_0 \frac{x^2}{2!} + \sum \frac{(x-a)^2}{2!} + Q_0 \frac{x^3}{3!} + \sum P \frac{(x-b)^3}{3!} \right], \quad (3.102)$$

де  $\omega_0, \theta_0, M_0, Q_0$  – початкові параметри;

$a$  – відстань від початку координат до точки прикладення згинаючого моменту;

$b$  – відстань від початку координат до точки прикладення зосередженої сили.

Оскільки для нашого випадку  $\omega_0 = 0; \theta_0 = 0; M_0 = \beta_1 M_A; Q_0 = \beta_1 Q_1; J = J_0; a_1 = l_1; a_2 = l_1 + 0,5l_2; b_1 = l_1; b_2 = l_1 + 0,5l_2$ , вираз (3.102) приймає вигляд:

$$\omega_x = \frac{1}{EJ_0} \left[ -\beta_1 M_A \frac{x^2}{2} - M_1 \frac{(x-l_1)^2}{2} + m_1 \frac{(x-l_1-0,5l_2)^2}{2} + \beta_1 Q \frac{x^3}{6} - P_1 \frac{(x-l_1)^3}{6} - P \frac{(x-l_1-0,5l_2)^3}{6} \right]. \quad (3.103)$$

Для випадку  $x = l_1 + l_2$  (точка удару голки об клин):

$$\omega = \delta_1 = \frac{1}{EJ_0} \left[ -\beta_1 M_A \frac{(l_1+l_2)^2}{2} - M_1 \frac{l_2^2}{2} + m_1 \frac{(0,5l_2)^2}{2} + \beta_1 Q \frac{(l_1+l_2)^3}{6} - P_1 \frac{l_2^3}{6} - P \frac{(0,5l_2)^3}{6} \right]. \quad (3.104)$$

Деформація стержня голки від скручування  $\delta_2$  в точці удару, з огляду на те, що кут  $\varphi$  закручування стержня голки в зоні потоншення малий, може бути визначена з виразу (рис. 3.23, б):

$$\delta_2 = h_2 \varphi. \quad (3.105)$$

Для визначення кута закручування стержня голки, з огляду на його ступінчастість, використовуємо залежність:

$$\varphi = \frac{1}{G} \sum_{i=1}^n \frac{M_{ki} l_i}{J_{ki}}, \quad (3.106)$$

де  $G$  – модуль пружності при здвигу;

$M_{ki}$  – крутний момент, що діє на  $i$ -й ділянці стержня голки в період удару;

$l_i$  – довжина  $i$ -ої ділянки стержня голки;

$J_{ki}$  – момент інерції при крутінні  $i$ -го перетину.

Крутні моменти, що діють на ділянки стержня голки в зоні потоншення, знаходимо з умови [165]:

$$M_{k1} = Ph_2 \frac{l_3 \frac{J_{k1} J_{k2}}{J_{k3}} + 0,5 l_2 J_{k1}}{l_3 \frac{J_{k1} J_{k2}}{J_{k3}} + l_1 J_{k2} + l_2 J_{k1}}; \quad M_{k1} = Ph_2 \frac{l_1 J_{k2} + 0,5 l_2 J_{k1}}{l_3 \frac{J_{k1} J_{k2}}{J_{k3}} + l_1 J_{k2} + l_2 J_{k1}}. \quad (3.107)$$

Оскільки стержень голки в зоні потоншення ступінчатий, скручування буде відбуватися відносно осі  $x$  (рас. 3.23,  $a$ ). Відстань осі  $x$  від краю стержня голки визначається з умови [167]:

$$y_1 = 0,5 \frac{(l-l_2)h^2 + l_2 h_1^2}{(l-l_2)h + l_2 h_1}. \quad (3.108)$$

Визначаємо моменти інерції перетинів при крученні ділянок стержня голки.

Оскільки скручування стержня відбувається відносно осі  $x$  (рис. 3.23,  $a$ ):

$$J_{ki} = J_{k3} = J'_{k1(3)} + y_2^2 F_1(3); \quad J_{k2} = J'_{k2} + y_3^2 F_2, \quad (3.109)$$

де  $J'_{ki}$  – момент інерції  $i$ -го перетину стержня відносно центральної осі (для ділянок 1, 3 –  $X_1$ , для ділянки 2 –  $X_2$ );

$F_1$  – площа  $i$ -го перетину.

Згідно з [167]:

$$J'_{k1} = J'_{k3} = \frac{1}{3} \left( \frac{h}{\Delta} - 0,63 \right) \Delta^4; \quad J'_{k2} = \frac{1}{3} \left( \frac{h_1}{\Delta} - 0,63 \right) \Delta^4. \quad (3.110)$$

З огляду на вищевикладене, деформація голки від скручування стержня в зоні потоншення становить:

$$\delta_2 = \frac{h_2}{G} \left[ \frac{M_{k1} l_1}{J_{k1}} + \frac{0,5 l_2}{J_{k2}} (M_{k1} + M_{k3}) + \frac{M_{k3} l_3}{J_{k3}} \right]. \quad (3.111)$$

Деформація голки від скручування п'ятки може бути визначена з умови:

$$\delta_3 = 0,5 l_2 \varphi_1, \quad (3.112)$$



де  $\varphi_1$  – кут закручування п'яти, згідно з (3.106)  $\varphi_1 = \frac{Pl_2h_2}{2GJ_{k4}}$  ;  
 $J_{k4}$  – момент інерції при скручуванні перетину п'ятки,

$$J_{k4} = \frac{1}{3} \left( \frac{l_2}{\Delta} - 0,63 \right) \Delta^4 \quad (3.113)$$

Використовуючи принцип незалежності дії сил, сумарна деформація  $\delta$  голки в зоні удару (уздовж осі перпендикулярної осі стержня) становить:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 \quad (3.114)$$

Податливість голки  $\delta'$  відповідно буде дорівнювати:

$$\delta' = \delta / P \quad (3.115)$$

Отримані результати можуть бути використані для розв'язання задачі по визначенню податливості системи голка-клин механізму в'язання з використанням модернізованих голок з потоншенням стержня, що необхідно для знаходження динамічних навантажень у петлетворюючих системах як круглов'язальних так і плосков'язальних машин.

Використовуючи отримані результати теорії, визначимо ефективність застосування в петлетворюючих системах круглов'язальних машин типу КО голок з потоншенням стержня в зоні п'ятки.

Як показали дослідження [190], для голок поз. 0–388, що використовуються в машинах типу КО, раціональними параметрами потоншення стержня є: довжина ділянки потоншення  $l = 10$  мм; товщина стержня голки в зоні потоншення  $\Delta = 0,4$  мм.

Для цього випадку деформація голки в зоні удару об кулірний клин з кутом профілю  $\alpha = 56^0$  становить (при розрахунках прийняті наступні значення вихідних параметрів:  $h = 3,6$ ;  $h_1 = 6,5$ ;  $l_1 = 3,5$ ;  $l_2 = 3,0$ ;  $l_3 = 3,5$ ;  $a = 1,5$  мм):

$$\delta = (\delta_1 + \delta_2 + \delta_3) \operatorname{tg} \alpha = (1420 + 550 + 1260) \operatorname{tg} 56^0 \cdot 10^{-6} P = 4789 \cdot 10^{-6} P \text{ мм.}$$

Податливість пари голка-клин круглов'язальної машини КО при наявності в циліндрі голок з потоншенням ( $l = 10$  мм;  $\Delta = 0,4$  мм) згідно з

(3.115) дорівнює  $\delta' = 4789 \cdot 10^{-6}$  мм/Н, що в 6,6 рази більше податливості

пари голка-клин з голками поз. 0–388, при яких  $\delta'_c = 725 \cdot 10^{-6}$  мм/Н [198].

При цьому коефіцієнт  $n$  зниження динамічних навантажень у в'язальних системах машин типу КО при застосуванні голок з потоншенням згідно з [190] становить:

$$n_1 = \sqrt{\frac{\delta'}{\delta'_c}} = \sqrt{\frac{4789 \cdot 10^{-6}}{725 \cdot 10^{-6}}} = 2,57$$

що свідчить про високу ефективність використання запропонованих голок для зниження динамічних навантажень в в'язальних системах круглов'язальних машин.

Запропонована конструкція голки в'язальної машини з потоншенням стержня в зоні п'ятки здатна суттєво знизити динамічні навантаження в парі голка-клин (для круглов'язальних машин типу КО в 2,57 рази), що позитивно впливає на підвищення ефективності роботи в'язальних машин та якості продукції.

Запропонований метод оцінки впливу конструкції голки з потоншенням стержня на динамічні навантаження в механізмі в'язання в'язальної машини може бути використаний для вирішення питань удосконалення голок як круглов'язальних, так і плосков'язальних машин та автоматів.

### **3.12. Вплив конструкцій робочих органів в'язальної машини на довговічність їх роботи**

Одним із основних недоліків в'язальних машин є значні динамічні навантаження в зоні ударної взаємодії голок з клинами, що негативно впливає на довговічність їх роботи [10, 155, 190, 227]. При цьому значну роль у довговічності роботи голок та клинів відіграють їх конструктивні особливості [190, 227]. Тому проблема оцінки впливу конструкцій робочих органів в'язальної машини на довговічність їх роботи є актуальною та своєчасною.

Враховуючи актуальність питання впливу конструкцій робочих органів в'язальної машини на їх довговічність, завданням досліджень є розробка методу оцінки впливу конструкцій голок та клинів на довговічність їх роботи [194].

Довговічність роботи голок та клинів обумовлена умовою [166]:

$$\sigma_{max} < [\sigma], \quad (3.116)$$

де  $\sigma_{max}$  – максимальне контактне напруження стиску в зоні взаємодії голки і клина;

$[\sigma]$  – допустиме контактне напруження матеріалу голки або клина.

Практика експлуатації в'язальних машин показує [190], що робоча поверхня клинів піддається в зоні контакту з п'ятками голок дії пульсуючих напружень стиску і руйнується не від нормальних, а від дотичних напружень, що викликають специфічне явище втоми – пітінг, для запобігання чого необхідно забезпечити умову:

$$\tau_{max} < [\tau], \quad (3.117)$$

де  $\tau_{max}$ ,  $[\tau]$  – відповідно максимальне і допустиме дотичні напруження.

Для сталей звичайно приймається [166]:

$$[\tau] = 0,285\sigma_B, \quad (3.118)$$

де  $\sigma_B$  – межа міцності сталі при розтягу.

При цьому максимальне дотичне напруження в зоні контакту пари голка-клин може бути визначене із рівняння:

$$\tau_{max} = 0,145 \sqrt{\frac{NE}{l\rho}} = 0,145 \sqrt{\frac{NE(\rho_2 \pm \rho_1)}{l\rho_1\rho_2}}, \quad (3.119)$$

де  $N$  – максимальне нормальне навантаження в зоні контакту пари голка-клин;

$E$  – приведений модуль пружності матеріалів голки та клина;

$l$  – довжина лінії контакту пари голка – клин;

$\rho$  – приведений радіус кривизни пари голка – клин,

$$\rho = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}; \quad (3.120)$$

$\rho_1$  – радіус кривизни робочої поверхні п'ятки голки;

$\rho_2$  – радіус кривизни профілю клина.

Аналізуючи вираз (3.119), приходимо до висновку, що одним із параметрів, який істотно впливає на величину максимальних дотичних напружень, а отже і на довговічність голок та клинів, є приведений радіус кривизни пари голка – клин  $\rho$ .

Ефективність впливу голок та клинів з відповідними радіусами кривизни робочих поверхонь на довговічність роботи можна оцінити коефіцієнтом  $K$ , що знаходиться із умови:

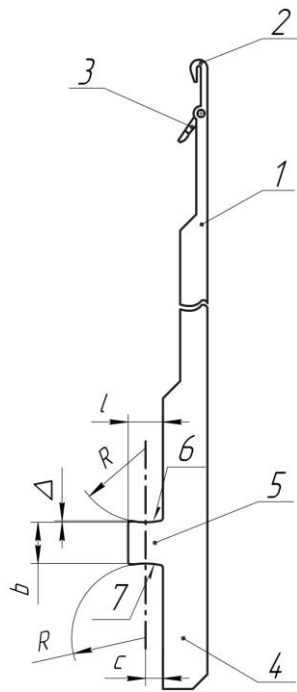
$$K = \sqrt{\frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 - \rho_2}}. \quad (3.121)$$

Автори пропонують нові конструкції голки (рис. 3.24) та клина (рис. 3.25) в'язальної машини, здатних підвищити довговічність їх роботи за рахунок зміни радіусів кривизни робочих поверхонь.

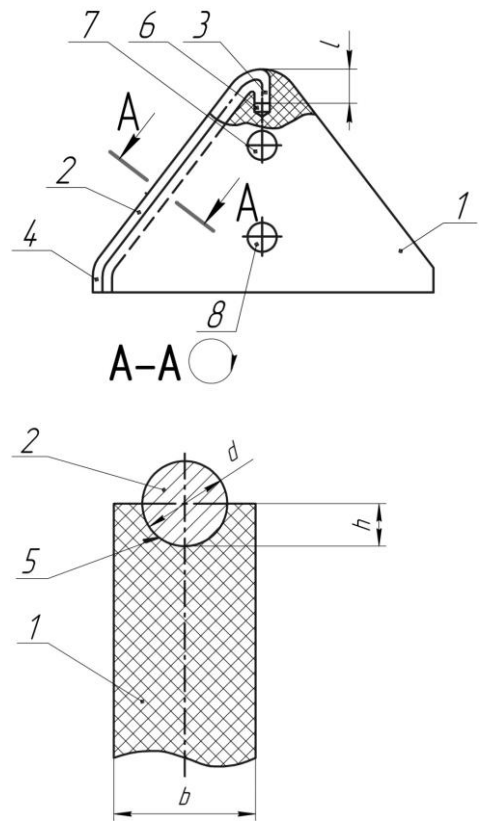
Голка (див. рис. 3.24) містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 та хвостовик 4 з п'яткою 5 з робочими гранями 6, 7. Робочі грані п'ятки виконані круглої увігнутою форми, параметри якої вибирається із співвідношень:

$$R = (2,0...3,5)b; \Delta = (0,15...0,25)b; c = 0,5l, \quad (3.122)$$

де  $R$  – радіус увігнутості робочої грані п'ятки;  $b$  – ширина п'ятки;  $\Delta$  – глибина увігнутості робочої грані п'ятки;  $c$  – відстань центру радіуса увігнутості робочої грані п'ятки від хвостовика;  $l$  – довжина п'ятки.



**Рис. 3.24.** Голка з криволінійною п'яткою



**Рис. 3.25.** Клин з робочою поверхнею із сталевого пружинного дроту

Принцип роботи голки такий (див. рис. 3.24). При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання, починають разом з ним обертатися. При цьому робочі грані 6, 7 п'ятки 5, взаємодіючи з клинами, забезпечують зворотно-поступальний рух голки в циліндрі механізму в'язання. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею, забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна.

Вибір параметрів профілю робочих граней п'ятки із співвідношень (3.122) забезпечує раціональне зниження контактних напружень, що виникають в процесі взаємодії робочих граней з клинами.

Запропонований клин (рис. 3.25) містить корпус 1 з робочою поверхнею 2, виготовленою із сталевого пружинного дроту з кінцями 3, 4. Корпус виконано із неметалевого матеріалу, переважно пластмаси та містить паз 5, в якому розташована робоча поверхня 2. Робоча поверхня 2 кріпиться до корпусу за допомогою своїх кінців 3, 4, причому кінець 3 розташований в отворі 6 корпусу. Для кріплення клина в механізмі в'язання клин має отвори 7, 8.

Робоча поверхня клина має розміри, що вибираються із співвідношень:

$$d = (0,5 \dots 0,8)b, \quad h = 0,5d, \quad l = (2,0 \dots 2,6)d, \quad (3.123)$$

де  $d$  – діаметр робочої поверхні (дроту);

$b$  – товщина корпусу;

$h$  – глибина пазу;

$l$  – довжина кінця робочої поверхні.

Вибір розмірів та положення робочої поверхні відносно корпусу клина із співвідношень (3.123) забезпечує працездатність клина та зменшення витрат високоякісних дорогих сталей на його виготовлення.

Принцип роботи клина такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання, починають обертатися. При цьому голки вступають у взаємодію з клином, що забезпечує здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна.

Виконані дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

– розроблено метод дослідження впливу конструкцій голок та клинів в'язальних машин на довговічність їх роботи;

– запропонований метод дозволяє оцінити вплив діючих та нових конструкцій голок та клинів на надійність та довговічність їх роботи.

### **3.13. Теоретичні основи проектування робочих органів в'язальних машин з елементами на пружній основі**

Перспективним напрямком підвищення ефективності роботи в'язальних машин є зниження динамічних навантажень, що виникають при взаємодії робочих органів (голок з клинами) [186, 190]. Як показують дослідження [190], одним із шляхів зниження ударних навантажень, що виникають при взаємодії голок з клинами, є зниження жорсткості робочої поверхні голки або клина. При цьому доцільно використовувати клини з робочою поверхнею, встановлену на пружній основі.

Об'єктом досліджень обрано клин в'язальної машини, робоча поверхня якого встановлена на пружній основі, та теорія його проектування [102]. При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії проектування в'язальних машин, теорії динаміки механічних систем та теорії опору матеріалів і пружності.

Як показують дослідження [190], підвищення ефективності роботи клинів можна досягти шляхом зниження жорсткості його ділянки, розташованої в зоні взаємодії з голками.

Проаналізуємо ефективність використання клинів з робочими елементами на пружній основі.

Як відомо [190], при використанні клинів із пружною основою жорсткість  $C$  пари голка-клин може бути визначена з виразу:

$$C = \frac{C_1 C_2}{C_1 + C_2}, \quad (3.124)$$

де  $C_1, C_2$  - жорсткість робочих елементів відповідно голки та клина (пружного елемента).

Очевидно:

$$C_2 = F/\delta, \quad (3.125)$$

де  $F$  – сила удару голки об клин;

$\delta$  – деформація робочої поверхні клина (пружного елемента) в зоні удару голки.

З метою визначення  $\delta$  скористаємося теорією деформації балки на пружній основі [166, 210]. Розрахункова схема для визначення деформації робочої грані клина представлена на рис. 3.26.

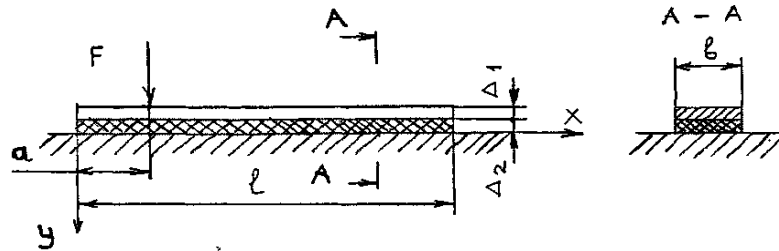


Рис. 3.26. Розрахункова схема для визначення деформації робочої грані клина

Рівняння вигнутої осі балки (грань клина) на пружній основі може бути представлена у вигляді [210]:

$$Y(X) = \delta_0 Y_1\left(\frac{X}{L}\right) + \theta_0 L Y_2\left(\frac{X}{L}\right) + \frac{1}{EJ} \left\{ M_0 L^3 Y_3\left(\frac{X}{L}\right) + Q_0 L^3 Y_4\left(\frac{X}{L}\right) - L^3 \sum F_i Y_4\left(\frac{X-a}{L}\right) \right\}, \quad (3.126)$$

де  $\delta_0, \theta_0, M_0, Q_0$  – початкові параметри (прогин балки, кут повороту перетину балки, згинальний момент і поперечна сила) в обраному початку координат ( $x=0$ );

$Y_1\left(\frac{X}{L}\right), Y_2\left(\frac{X}{L}\right), Y_3\left(\frac{X}{L}\right), Y_4\left(\frac{X}{L}\right)$  - гіперболічні функції,

$$Y_1\left(\frac{X}{L}\right) = ch \frac{X}{L} \cos \frac{X}{L}; \quad Y_2\left(\frac{X}{L}\right) = \frac{1}{2} \left( ch \frac{X}{L} \sin \frac{X}{L} + sh \frac{X}{L} \cos \frac{X}{L} \right);$$

$$Y_3\left(\frac{X}{L}\right) = \frac{1}{2} sh \frac{X}{L} \sin \frac{X}{L}; \quad Y_4\left(\frac{X}{L}\right) = \frac{1}{4} \left( ch \frac{X}{L} \sin \frac{X}{L} - sh \frac{X}{L} \cos \frac{X}{L} \right); \quad (3.127)$$

$$L = \sqrt[4]{\frac{4EJ}{\alpha}}; \quad (3.128)$$

$E$  – модуль пружності матеріалу робочої грані клина;

$J$  – момент інерції перетину робочої грані клина;

$\alpha$  – коефіцієнт пропорційності (коефіцієнт „ліжка”) пружної основи;

$F_i$  –  $i$ -а сила, що діє на робочу грань клина;

$a_i$  – відстань  $i$ -ї сили від початку координат.

Стосовно нашого випадку (рис. 3.26), де  $M_0 = 0$ ;  $Q_0 = 0$ , рівняння (3.126) приймає вид:

$$Y(X) = \delta_0 Y_1\left(\frac{X}{L}\right) + \theta_0 L Y_2\left(\frac{X}{L}\right) + \frac{1}{EJ} L^3 F Y_4\left(\frac{X-a}{L}\right). \quad (3.129)$$

Рівняння згинальних моментів та перерізуючих сил, що діють у перетинах робочої поверхні клина (сталева пластина), мають вигляд:

$$M(X) = \alpha L^2 \delta_0 Y_3\left(\frac{X}{L}\right) + \alpha \theta_0 L^3 Y_4\left(\frac{X}{L}\right) - L F Y_2\left(\frac{X-a}{L}\right); \quad (3.130)$$

$$Q(X) = \alpha L \delta_0 Y_2\left(\frac{X}{L}\right) + \alpha \theta_0 L^2 Y_3\left(\frac{X}{L}\right) - F Y_1\left(\frac{X-a}{L}\right). \quad (3.131)$$

Для випадку  $X = l$ , коли  $M(X) = 0$ ,  $Q(X) = 0$ , рівняння (3.130), (3.131) приймають вид:

$$\alpha L^2 \delta_0 Y_3\left(\frac{l}{L}\right) + \alpha \theta_0 L^3 Y_4\left(\frac{l}{L}\right) - L F Y_2\left(\frac{l-a}{L}\right) = 0; \quad (3.132)$$

$$\alpha L \delta_0 Y_2\left(\frac{l}{L}\right) + \alpha \theta_0 L^2 Y_3\left(\frac{l}{L}\right) - F Y_1\left(\frac{l-a}{L}\right) = 0. \quad (3.133)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (3.132), (3.133), знаходимо:

$$\delta_0 = \frac{F}{\alpha L} \gamma; \quad \theta_0 = \frac{F}{\alpha L^2} \beta, \quad (3.134)$$

де

$$\gamma = \frac{\frac{Y_2\left(\frac{l-a}{L}\right)}{Y_3\left(\frac{l}{L}\right)} - \frac{Y_4\left(\frac{l}{L}\right) Y_1\left(\frac{l-a}{L}\right)}{\left[Y_3\left(\frac{l}{L}\right)\right]^2}}{l - \frac{Y_4\left(\frac{l}{L}\right) Y_2\left(\frac{l}{L}\right)}{\left[Y_3\left(\frac{l}{L}\right)\right]^2}}; \quad \beta = \frac{Y_1\left(\frac{l-a}{L}\right)}{Y_3\left(\frac{l}{L}\right)} - \frac{Y_2\left(\frac{l}{L}\right)}{Y_3\left(\frac{l}{L}\right)} \gamma. \quad (3.135)$$

Оскільки нас цікавить деформація робочої поверхні клина в зоні удару п'ятки голки ( $X = a$ ), рівняння (3.129) з урахуванням (3.134) приймає вид:

$$Y_{x=a} = \delta = \frac{F}{\alpha L} \left[ \gamma Y_1\left(\frac{a}{L}\right) + \beta Y_2\left(\frac{a}{L}\right) \right]. \quad (3.136)$$

Підставляючи (13) у рівняння (2), знаходимо:

$$C_2 = \frac{\alpha L}{\gamma Y_1\left(\frac{a}{L}\right) + \beta Y_2\left(\frac{a}{L}\right)}. \quad (3.137)$$

Оцінимо ефективність використання клинів з пружною основою для зниження динамічних навантажень в механізмі в'язання круглов'язальних машин типу КО.

Враховуючи конструктивні особливості круглов'язальної машини КО-2 [113], маємо:  $a = 3,5$  мм;  $b = 3$  мм;  $\Delta_1 = 0,5$  мм;  $\Delta_2 = 2$  мм;  $l = 5$  мм.

Прийнявши в якості пружної основи клина маслостійку гуму та враховуючи, що робоча грань являє собою сталеву пластину, маємо [186]:  $E = 2,2 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>;  $\alpha = 24$  Н/мм<sup>2</sup>.

Оскільки перетин робочої поверхні клина прямокутний:

$$J = b\Delta_1^3 / 12 = 0,031125 \text{ мм}^4.$$

Підставляючи вихідні дані і отриманий результат в (3.128), знаходимо:  $L = 5,8123$  мм.

Використовуючи (3.127) та враховуючи, що  $\frac{a}{L} = \frac{3,5}{5,8123} = 0,60217$ ,

знаходимо:

$$Y_1\left(\frac{l-a}{L}\right) = 0,9993; Y_2\left(\frac{l-a}{L}\right) = 0,25806; Y_2\left(\frac{l}{L}\right) = 0,84455; Y_3\left(\frac{l}{L}\right) = 0,36776;$$

$$Y_4\left(\frac{l}{L}\right) = 0,10582; Y_1\left(\frac{a}{L}\right) = 0,9781; Y_2\left(\frac{a}{L}\right) = 0,59953.$$

Підставляючи отримані результати в (3.135), маємо:  $\gamma = 0,10044$ ;  $\beta = 2,78774$ .

Тоді, використовуючи (3.137):

$$C_2 = 78,83 \cdot 10^3 \text{ Н/м.}$$

Враховуючи, що для круглов'язальної машини типу КО з голками поз. 0-388  $C_1 = 1379,3 \cdot 10^3$  Н/м [190], жорсткість пари голка-клин із пружною основою згідно (3.124) буде дорівнювати:  $C = 74,57 \cdot 10^3$  Н/м.

При цьому коефіцієнт  $n$  ефективності використання клинів із пружною основою (коефіцієнт зниження динамічного навантаження, зумовленого ударом голки об клин) становить [186, 190]:

$$n = \sqrt{\frac{C_1}{C}} = \sqrt{\frac{1379,3}{74,57}} = 4,3.$$

Виконані дослідження дозволили:

- удосконалити теорію проектування робочих органів в'язальних машин з елементами, встановленими на пружній основі;
- розробити інженерний метод розрахунку клинів з робочими елементами з пружною основою;
- встановити, що використання у в'язальних системах круглов'язальних машин типу КО клинів з робочими елементами з пружною основою дозволяє знизити динамічні навантаження пари голка-клин в 4, 3 рази.



### **3.14. Вплив конструкції голки в'язальної машини на зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання**

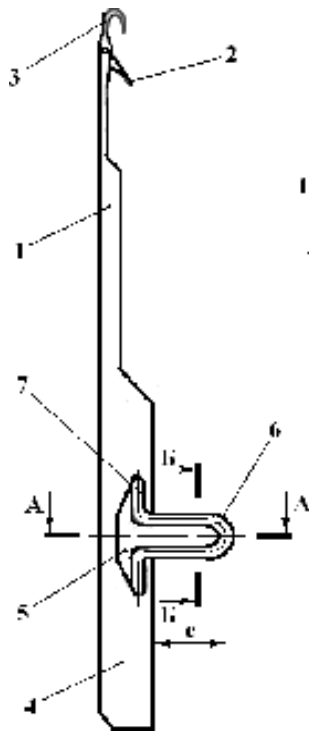
Наведено результати досліджень впливу конструкції голки в'язальної машини на динамічні навантаження, зумовлені ударною взаємодією голки з клинами механізму в'язання [73].

Особливістю роботи в'язальних машин, зокрема круглов'язальних, є значні динамічні навантаження, що виникають при взаємодії голок з клинами механізму в'язання та впливають на ефективність роботи в'язальних машин і на якість трикотажного полотна [14, 116, 117]. Ефективним вирішення питання зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання є удосконалення конструкції голок [10, 155, 227] пропонують заміну конструкцію суцільних голок голками, п'ятка яких виконана у вигляді окремого елемента – п'ятки-вставки. Недоліком таких конструкцій голок є те, що п'ятка-вставка виконана суцільною з листової сталі, що не може ефективно вплинути на зниження динамічних навантажень. Зниження жорсткості п'ятки тут досягається за рахунок зменшення товщини вставки, що для в'язальних машин високих класів не завжди допустимо. Крім того, недоліком відомих конструкцій голок є низька ефективність змащення пари тертя п'ятка голки – клин.

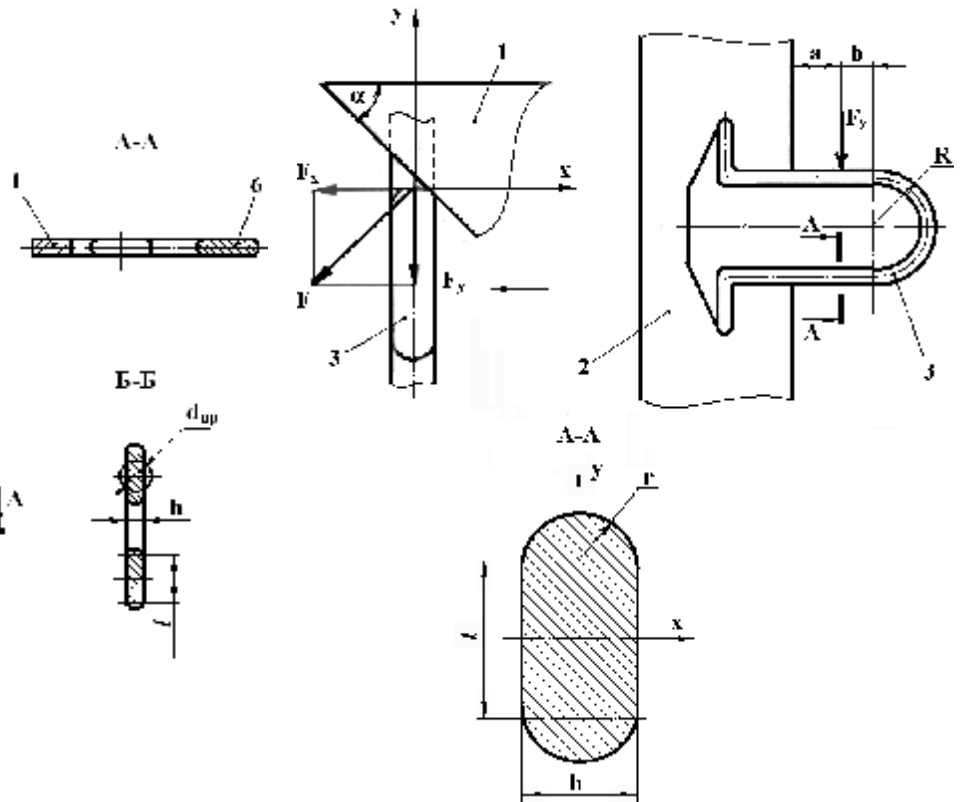
Знизити, з метою підвищення ефективності роботи в'язальних машин, динамічні навантаження, зумовлені ударною взаємодією голок з клинами, автори пропонують шляхом використання нової конструкції голки з п'яткою- вставкою, виконаною із дроту у вигляді петлі з відгинами (рис. 3.27).

Виконання п'ятки-вставки із дроту у вигляді петлі дозволяє значно знизити її жорсткість та підвищити демпфіруючу здатність у момент ударної взаємодії з клинами механізму в'язання. Крім того, в процесі в'язання паз голки, куди встановлюється п'ятка-вставка, та петля п'ятки-вставки заповнюються пухом від перероблюваної сировини, який разом з мастилом утворює ефект „гнотового” змащення [122]. Все це призводить до зниження ударних навантажень в зоні взаємодії голок з клинами і, таким чином, підвищує ефективність роботи в'язальної машини та якість трикотажного полотна.

Проаналізуємо вплив запропонованої конструкції голки на податливість (величина зворотна жорсткості) пари голка-клин в'язальної машини і, відповідно, на зниження динамічних навантажень.



**Рис. 3.27.** Голка в'язальної машини з п'яткою-вставкою: 1 – стержень голки; 2 – язичок; 3 – крючок; 4 – хвостовик; 5 – паз; 6 – п'ятка-вставка



**Рис. 3.28.** Схема взаємодії голки з клином: 1 – клин; 2 – стержень голки; 3 – п'ятка-вставка

Оскільки податливість клина значно менша податливості голки [10], податливість пари голка – клин визначається податливістю п'ятки-вставки (рис. 3.28):

$$\lambda = \lambda_x \operatorname{tga} + \lambda_y \quad (3.138)$$

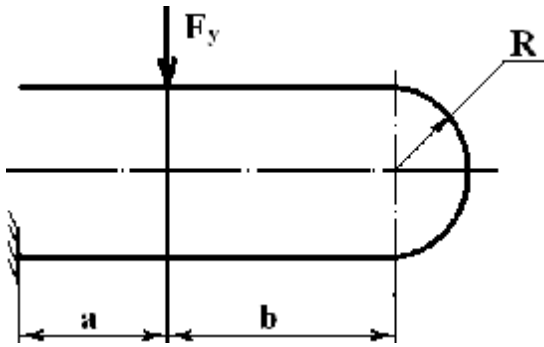
де  $\lambda$  – податливість п'ятки-вставки в зоні взаємодії з клином (зона удару);

$\lambda_x$ ,  $\lambda_y$  – складові податливості п'ятки-вставки вздовж осей  $x$  та  $y$  відповідно;

$\alpha$  – кут профілю клина.

Складові податливості п'ятки-вставки знаходиться із умови:

$$\lambda_x = \frac{\delta_x}{F_x}; \quad \lambda_y = \frac{\delta_y}{F_y}. \quad (3.139)$$



**Рис. 3.29.** Розрахункова схема для знаходження деформації п'ятки-вставки  $\delta_y$

де  $\delta_x, \delta_y$  – деформація п'ятки-вставки в зоні удару об клин вздовж осей  $x$  та у відповідно;

$F_x, F_y$  – горизонтальна та вертикальна складові сили удару п'ятки-вставки об клин.

Для знаходження деформації  $\delta_y$  реальну конструкцію п'ятки-вставки представимо у вигляді розрахункової схеми, зображеної на рис. 3.29.

Використовуючи енергетичні методи переміщень [166], можна одержати

$$\delta_y = \frac{F_y}{EJ_x} \left( \frac{b^3}{3} + b^2 R \pi + \frac{1}{2} R^3 \pi + b^2 c - b c^2 + \frac{c^3}{3} + 4bR^2 \right), \quad (3.140)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу п'ятки-вставки;

$J_x$  – момент інерції перетину дроту, з якого виготовлена п'ятка-вставка, відносно осі  $x$ ;

$b, c = a + b, R$  – розміри п'ятки-вставки (рис. 3.28).

Для зручності знаходження деформації  $\delta_x$  розкладемо основну систему, що являє собою раму (рис. 3.30), на дві складові:

- раму з симетричним навантаженням (рис. 3.31);
- раму з косиметричним навантаженням (рис. 3.32).

Рама з симетричним навантаженням є статично визначеною системою, а рама з косиметричним навантаженням – статично невизначеною. Тому в перерізі  $A$  рами (рис. 3.32) будуть мати місце косиметричні фактори:  $X_1$  (крутний момент);  $X_2$  (поперечна сила).

Рівняння для знаходження невідомих  $X_1, X_2$  являють собою рівняння переміщень в канонічному виді [166]:

$$\begin{aligned} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{1F_y} &= 0; \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{2F_y} &= 0; \end{aligned} \quad (3.141)$$

де

$$\delta_{11} = 2 \left( \frac{\pi R}{4EJ_y} + \frac{c}{EJ_y} + \frac{\pi R}{4GJ_p} \right); \quad (3.142)$$

$$\delta_{22} = \frac{2}{EJ_y} \left( \frac{R^3 \pi}{4} + R^2 c + R c^2 + \frac{c^3}{3} \right) + \frac{2}{GJ_p} \left( \frac{3R^3 \pi}{4} - 2R^3 + R^2 c \right); \quad (3.143)$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \frac{2}{EJ_y} \left( \frac{R^2 \pi}{4} - R c - \frac{c^2}{2} \right) + \frac{2R^2}{GJ_p} \left( 1 - \frac{\pi}{4} \right); \quad (3.144)$$

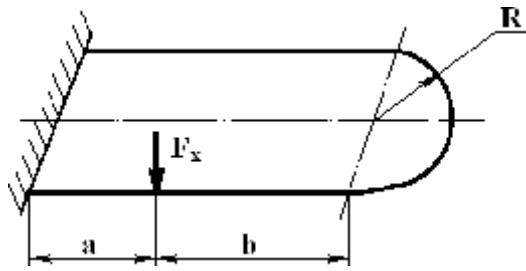
$$\delta_{1F_y} = -\frac{F_x a^2}{2EJ_y}; \quad (3.145)$$

$$\delta_{2F_y} = \frac{F_x}{EJ_y} \left( \frac{R a^2}{2} + \frac{b a^2}{2} + \frac{a^3}{3} \right); \quad (3.146)$$

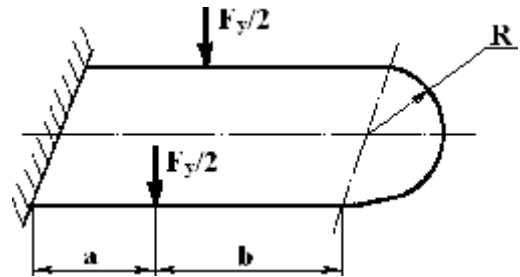
$G$  – модуль пружності матеріалу п'ятки-вставки при зсуву;

$J_p$  – полярний момент інерції перерізу дроту, з якого виготовлена п'ятка-вставка,

$$J_p = J_x + J_y. \quad (3.147)$$



**Рис. 3.30.** Розрахункова схема для знаходження деформації п'ятки-вставки  $\delta_x$



**Рис. 3.31.** Розрахункова схема для знаходження деформації п'ятки-вставки  $\delta_{lx}$  (рама з симетричним навантаженням)

Із системи рівнянь (3.141) знаходимо:

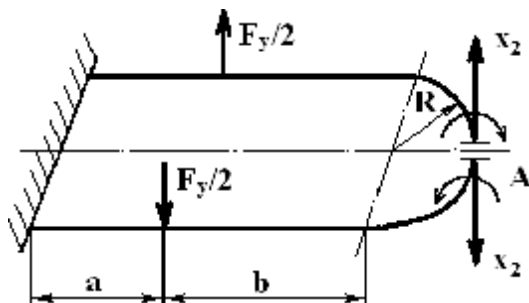
$$X_I = T = \frac{F_x}{EJ_y} \left( \frac{\delta_{12}}{\delta_{11}} A + \frac{a^2}{2\delta_{11}} \right) \quad (3.148)$$

$$X_I = Q = -\frac{F_x}{EJ_y} \cdot A, \quad (3.149)$$

$T$  – крутний момент;  $Q$  – поперечна сила;

$$A = \frac{d + \frac{\delta_{21} a^2}{2\delta_{11}}}{\frac{\delta_{12}^2}{\delta_{11}} + \delta_{22}}; \quad d = \frac{Ra^2}{2} + \frac{ba^2}{2} + \frac{a^3}{3}. \quad (3.150)$$

При знаходженні деформації п'ятки-вставки в напрямку сили  $F_x$  при ударі об клин (рис. 3.30) підсумовуємо результати рішень для симетричного (рис. 3.31) і косиметричного (рис. 3.32) навантажень.



**Рис. 3.32.** Розрахункова схема для знаходження деформації п'ятки-вставки  $d_{2x}$  (рама з косиметричним навантаженням)

Остаточно величина деформації п'ятки-вставки при ударі об клин вздовж осі  $x$  знаходиться з виразу:

$$\delta_x = \frac{F_x}{EJ_y} \left( \frac{a^3}{3} + \frac{Ta^2}{2F_x} + \frac{Qd}{F_x} \right). \quad (3.151)$$

Знайдемо податливість пари голка-клин (п'ятки-вставки) стосовно круглов'язальної машини типу КО при взаємодії голки з кулірним клином. При цьому в якості вихідних даних [113] та конструктивних міркувань приймаємо: модуль пружності

матеріалу п'ятки-вставки  $E = 2,2 \times 10^5$  МПа; модуль пружності матеріалу п'ятки-вставки при зсуву  $G = 8,1 \times 10^4$  МПа; розміри перерізу дроту, з якого виготовлена п'ятка-вставка:  $l = 0,5$  мм;  $h = 0,5$  мм;  $r = 0,25$  мм;  $K = h / l = 1$ ; розміри п'ятки-вставки:  $a = 1,5$  мм;  $b = 3$  мм;  $c = 4,5$  мм;  $R = 1$  мм; кут кулірного клина в зоні удару  $\alpha = 56^\circ$ .

Враховуючи форму перерізу дроту п'ятки-вставки (рис. 3.28), згідно з [166], знаходимо:

$$J_x = 3095 \times 10^{-5} \text{ мм}^4; J_y = 827 \times 10^{-5} \text{ мм}^4; J_p = 392,2 \times 10^{-4} \text{ мм}^4.$$

Використовуючи одержані результати та рівняння (3.142) ... (3.144), знаходимо:

$$\delta_{11} = 0,6304 \cdot 10^{-2}; \delta_{22} = 6,4517 \cdot 10^{-2}; \delta_{12} = \delta_{21} = 1,5078 \cdot 10^{-2}$$

З виразу (3.150) знаходимо:

$$d = 5,625; A = 29,17.$$

Тоді, використовуючи (3.148), (3.149), знаходимо:

$$T = 0,0597 F_x; Q = -0,016 F_x.$$

Підставляючи одержані результати в (3.151), знаходимо:

$$\delta_x = 6,0578 \cdot 10^{-4} F_x, \text{ мм.}$$

Деформацію п'ятки-вставки вздовж осі  $y$  при ударі об клин знаходимо, використовуючи рівняння (3.140):

$$\delta_y = 89,5434 \cdot 10^{-4} F_y, \text{ мм.}$$

Знаходимо податливість пари голка-клин в зоні їх взаємодії, використовуючи рівняння (3.138), (3.139):

$$\lambda = (6,0578 \cdot \text{tg} 56^\circ + 89,5434) \times 10^{-4} = 98,524 \times 10^{-4} \text{ мм/Н.}$$

Враховуючи, що при використанні існуючих голок поз. 0-388 в круглов'язальних машинах типу КО податливість пари голка-клин становить  $\lambda' = 7,25 \times 10^{-4}$  мм/Н [10], динамічні навантаження в механізмі в'язання, зумовлені ударною взаємодією голок нової конструкції (рис. 3.27) з клинами зменшуються в

$$n = \sqrt{\frac{\lambda}{\lambda'}} = \sqrt{\frac{98,524 \cdot 10^{-4}}{7,25 \cdot 10^{-4}}} = 3,68 \text{ рази.}$$

Виконані дослідження дозволили встановити, що використання запропонованої конструкції голки з п'яткою-вставкою, виконаною у вигляді дротяної петлі, дозволяє:

- підвищити надійність та довговічність роботи механізму в'язання в'язальної машини за рахунок суттєвого зниження динамічних навантажень, зумовлених взаємодією голок з клинами;
- підвищити продуктивність в'язальної машини за рахунок скорочення простоїв, зумовлених заміною голок при їх відмовах, що має місце в існуючих типах в'язальних машин;
- підвищити якість трикотажного полотна та виробів за рахунок скорочення кількості відмов голок, зумовлених значними динамічними навантаженнями.

### 3.15. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком та хвостовик з п'яткою [190, с. 84, рис. 3.1]. Жорсткість хвостовика в зоні з'єднання його з п'яткою та висока швидкість взаємодії голки з клинами механізму в'язання призводить до появи значних динамічних навантажень голки, що знижує довговічність її роботи. Таким чином в основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій введенням нових елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.

Поставлена задача вирішена тим [41], що голка в'язальної машини, яка містить стержень з крючком і язичком та хвостовик з п'яткою, згідно з корисною моделлю, додатково обладнана двома виступами-упорами, розташованими на хвостовику по різні сторони від п'ятки симетрично їй, причому розташування виступів-упорів та їх розміри вибираються із співвідношень:

$$l = (3,5 \dots 5)b; l_1 = (1,5 \dots 2)b; \Delta_1 = (0,2 \dots 0,4)\Delta, \quad (3.152)$$

де  $l$  – відстань між виступами-упорами;

$b$  – ширина п'ятки;

$l_1$  – довжина виступу-упору;

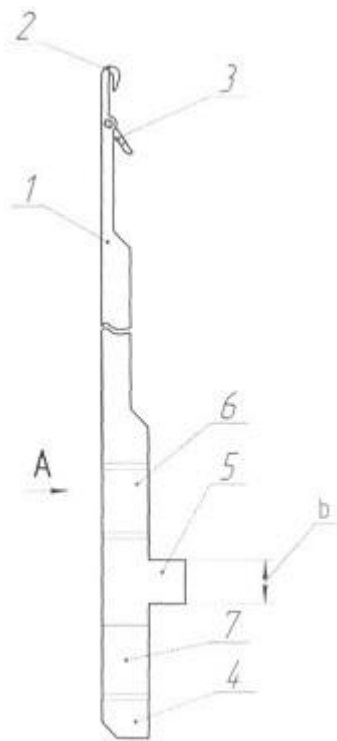
$\Delta_1$  – висота виступу-упору;

$\Delta$  – товщина хвостовика.

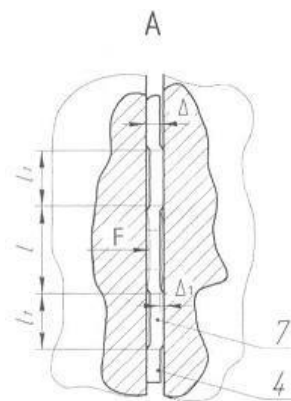
Додаткове обладнання голки в'язальної машини двома виступами-упорами, розташованими на хвостовику по різні сторони від п'ятки симетрично їй, та розташування виступів-упорів на хвостовику і вибір їх розмірів із співвідношень (3.152), дозволяє зменшити жорсткість хвостовика в зоні з'єднання його з п'яткою і, таким чином, знизити динамічні навантаження, що діють на голку під час взаємодії її з клинами в'язальної машини, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки.

На рис. 3.33 представлено загальний вид голки в'язальної машини. На рис. 3.34 представлена схема розташування фрагмента голки (хвостовика) в пазу голечниці.

Голка в'язальної машини містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3, хвостовик 4 з п'яткою 5 та два виступи-упори 6, 7, розташовані на хвостовику по різні сторони від п'ятки симетрично їй. Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.33 та 3.34 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятка 5, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.33 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндра.



**Рис. 3.33.** Загальний вид голки в'язальної машини



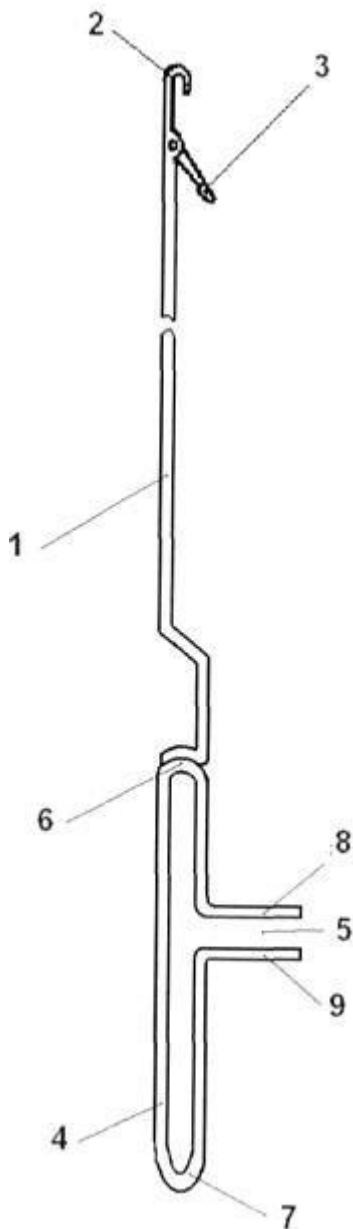
**Рис. 3.34.** Схема розташування фрагмента голки (хвостовика) в пазу голечниці

Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна, забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Взаємодія п'ятки з клинами зумовлює в результаті сили тиску клина на п'ятку  $F$  вільне прогинання частини хвостовика з п'яткою в пазу голечниці (рис. 3.34), що призводить до зменшення жорсткості пари п'ятка-клин і, відповідно, до зниження динамічних навантажень, що діють на голку, що забезпечує підвищення довговічності її роботи.

### 3.16. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою, з'єднаний зі стержнем, причому хвостовик з п'яткою виконаний зі сталевого пружинного дроту і містить верхній та нижній торці [190, с. 329, рис. 5.15]. Шарнірне з'єднання хвостовика зі стержнем голки призводить до появи значних напружень в вузлі з'єднання, що негативно впливає на довговічність роботи голки в'язальної машини.

Таким чином в основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій новим виконанням її елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки в'язальної машини.



**Рис. 3.35.** Загальний вигляд голки в'язальної машини

механізму в'язання (на рис. 3.35 не показані), забезпечують зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндра. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.35 не показані), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Жорстке з'єднання хвостовика 4 зі стержнем 1 верхнім торцем 6 дозволяє практично повністю усунути напруження, що виникають в зоні з'єднання під час роботи в'язальної машини, що приводить до підвищення надійності та довговічності роботи голки.

Поставлена задача вирішена тим, що в голці, яка містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою, з'єднаний зі стержнем, причому хвостовик з п'яткою виконаний зі сталевого пружинного дроту і містить верхній та нижній торці, згідно з корисною моделлю, хвостовик з п'яткою з'єднаний зі стержнем верхнім своїм торцем жорстко торці [44].

З'єднання хвостовика з п'яткою зі стержнем верхнім своїм торцем жорстко дозволяє усунути напруження що діють на їх з'єднання, що приводить до підвищення довговічності роботи голки в'язальної машини.

На рис. 3.35 представлено загальний вигляд голки в'язальної машини.

Голка містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 та хвостовик 4 з п'яткою 5, жорстко з'єднаний зі стержнем, причому хвостовик 4 з п'яткою 5 виконаний зі сталевого пружинного дроту і містить верхній 6 та нижній 7 торці. Хвостовик, з'єднаний зі стержнем верхнім торцем 6. П'ятка 5 виконана у вигляді відгинів 8, 9 кінців сталевого пружинного дроту, з якого виконаний хвостовик.

Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на кресленні не показані), починають обертатися. При цьому відгини 8 і 9, взаємодіючи з клинами



### 3.17. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком та хвостовик з п'яткою з двома робочими гранями [190, с. 84, рис. 3.1]. П'ятка голки виконана прямокутної форми, утвореної переходом хвостовика в п'ятку. Виконання п'ятки прямокутної форми з прямими робочими гранями, розташованими перпендикулярно до осі голки, зумовлює появу значних контактних напружень, що виникають в зоні взаємодії робочих граней з клинами в'язальної машини, що знижує довговічність роботи голки.

Таким чином в основу корисної моделі [45] покладена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій шляхом нового виконання її елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.

Поставлена задача вирішена тим, що в голці в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком та хвостовик з п'яткою з двома робочими гранями, згідно з корисною моделлю, п'ятка виконана трубчастою розрізною, параметри якої вибираються із співвідношень:

$$D = (2,5...3,0)\Delta; \quad b = (0,2...0,5)\Delta, \quad (3.153)$$

де  $D$  – зовнішній діаметр п'ятки;

$\Delta$  – товщина п'ятки;

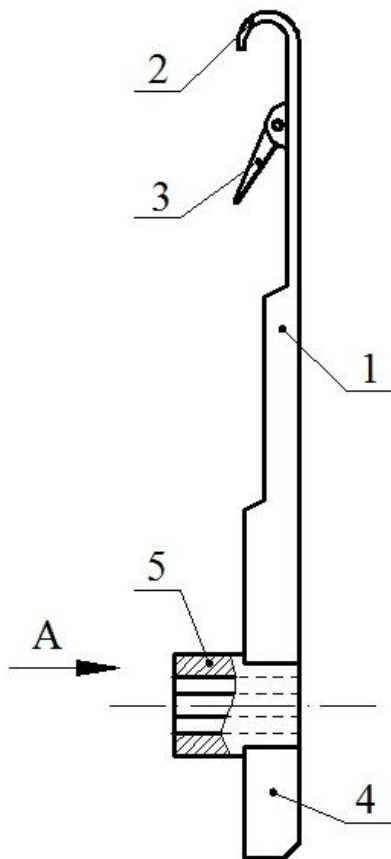
$b$  – відстань між кінцями робочих граней.

Виконання п'ятки трубчастою розрізною, параметри якої вибираються із співвідношень (3.153), дозволяє знизити контактні напруження, що виникають в зоні взаємодії робочих граней з клинами в'язальної машини, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки в'язальної машини.

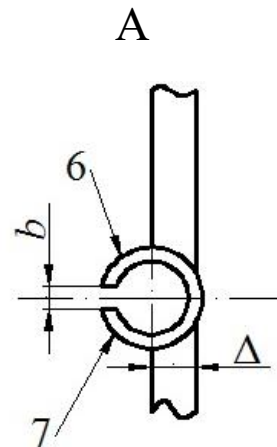
На рис. 3.36 представлено загальний вид голки в'язальної машини. На рис. 3.37 представлено вид А голки в'язальної машини (фрагмент).

Голка в'язальної машини містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 та хвостовик 4 з п'яткою 5, виконаною трубчастою розрізною, з робочими гранями 6, 7.

Принцип роботи голки в'язальної машини такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.30 та 3.31 не показані), починають разом з ним обертатися. При цьому робочі грані 6, 7 п'ятки 5, взаємодіючи з клинами (на рис. 3.36 та 3.37 не показані), забезпечують зворотно-поступальний рух голки в циліндрі механізму в'язання. При цьому крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею (на рис. 3.36 та 3.37 не показано), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Робочі грані 6, 7 п'ятки 5 виконані круглої форми, параметри та розташування яких



**Рис. 3.36.** Загальний вид голки в'язальної машини



**Рис. 3.37.** Вид А голки в'язальної машини (фрагмент)

вибирається із співвідношень (3.153), що забезпечує раціональне зниження контактних напружень, які виникають в процесі взаємодії робочих граней з клинами в'язальної машини.

### 3.18. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком та хвостовик з п'яткою [190, с. 84, рис. 3.1]. Значні контактні напруження, що виникають при взаємодії голки в'язальної машини з направляючими, в яких вона розташована, та з клинами механізму в'язання, призводять до погіршення умов змащення пар голка-направляючі та голка-клини і, як наслідок, до збільшення сил тертя руху голки, що призводить до зниження надійності та довговічності її роботи.

Таким чином в основу корисної моделі покладена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій шляхом введення додаткових елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.

Поставлена задача вирішена тим [46], що в голці в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком та хвостовик з п'яткою, згідно з корисною моделлю, кожна з бокових площин стержня і хвостовика обладнана системою канавок, що складається з однієї закритої поздовжньої канавки, розташованої уздовж стержня та хвостовика, та похилих поперечних канавок, з'єднаних з закритою поздовжньою

канавкою. Кінці кожної з похилих канавок мають відкритий вихід за межі стержня та хвостовика, причому кути нахилу поперечних канавок та розміри всіх канавок вибираються із співвідношень:

$$\alpha = 45 \dots 60^\circ; \quad b = (1,5 \dots 2,0)\delta; \quad \Delta = (0,3 \dots 0,4)\delta; \quad p = (2,0 \dots 3,0)b, \quad (3.154)$$

де  $\alpha$  – кут нахилу поперечних канавок;

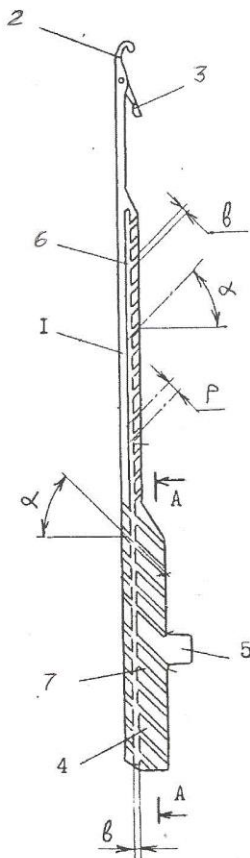
$b$  – ширина канавок;

$\delta$  – товщина голки;

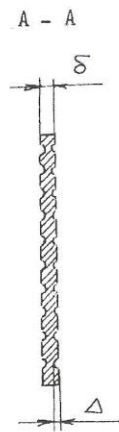
$\Delta$  – глибина канавок;

$p$  – крок поперечних канавок.

Обладнання кожної з бокових площин стержня і хвостовика голки в'язальної машини системою канавок, що складається з однієї закритої поздовжньої канавки, розташованої уздовж стержня та хвостовика, та похилих поперечних канавок, з'єднаних з закритою поздовжньою канавкою, кінці кожної з похилих канавок мають відкритий вихід за межі стержня та хвостовика, причому кути нахилу поперечних канавок та



**Рис. 3.38.** Загальний вид голки в'язальної машини



**Рис. 3.39.** Розріз А-А голки в'язальної машини

розміри всіх канавок вибираються із співвідношень (3.154), що забезпечує ефективне змащення бокових площин стержня, хвостовика і п'яти голки, утримування на них мастила і надходження його в зону взаємодії голки з направляючими, в яких вона розташована, та з клинами механізму в'язання, що зменшує сили тертя пар голка-направляючі та голка-клини і, таким чином, підвищує надійність та довговічність роботи голки в'язальної машини.

На рис. 3.38 представлено загальний вид голки в'язальної машини. На рис. 3.39 представлено розріз А-А

голки в'язальної машини.

Голка в'язальної машини містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 та хвостовик 4 з п'яткою 5. На кожній з бокових площин стержня і

хвостовика голки є система канавок, що складається з однієї закритої поздовжньої канавки 6, розташованої уздовж осі стержня, і з'єднаних з нею похилих поперечних канавок 7, обидва кінці кожної з яких мають відкритий вихід за межі стержня і хвостовика.

Принцип роботи голки в'язальної машини полягає в наступному. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені між направляючими голкового циліндра механізму в'язання (на рис. 3.38 та 3.39 не показано), починають разом з ним обертатися. При цьому п'ятка 5, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.38 та 3.39 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в направляючих голкового циліндра. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.38 та 3.39 не показано), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна.

При роботі в'язальної машини мастило, що подається в механізм в'язання (на рис. 3.38 та 3.39 не показано), через відкриті виходи похилих поперечних канавок 7 надходить в систему канавок, забезпечуючи змащення пар тертя голка-направляючі та голка-клини. Крім того, в процесі в'язання система канавок заповнюється пухом від перероблюваної сировини, який в поєднанні з мастилом утворює ефект „гнотового” змащення, що зменшує сили тертя пар тертя голка-направляючі та голка-клини та забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи голки в'язальної машини.

### 3.19. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою з робочими гранями на другому його кінці [190, с. 84, рис. 3.1]. П'ятка голки виконана у вигляді суцільного елемента прямокутної форми, утвореного переходом хвостовика в п'ятку. Виконання п'ятки прямокутної форми та розташування її робочих граней перпендикулярно до осі голки зумовлює появу неврівноважених сил, що діють на голку в процесі в'язання, а безпосередній перехід хвостовика 10 в п'ятку не дозволяє знизити жорсткість п'ятки і, відповідно, динамічні навантаження в зоні взаємодії її з клинами механізму в'язання в'язальної машини, що знижує довговічність роботи голки.

Таким чином в основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій новим виконанням її елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.

Поставлена задача вирішена тим, що в голці в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою з робочими гранями на другому його кінці, згідно з корисною моделлю [39]., п'ятка виконана круглої форми з радіусом  $R$ , що вибирається із співвідношення:

$$R = 0,5 h, \quad (3.155)$$

де  $h$  – ширина п'ятки.

П'ятка додатково обладнана двома вибірками, розташованими в тілі стержня в зоні переходу хвостовика в п'ятку по обидві її сторони, причому вибірки виконані у вигляді прямокутних трикутників, катети яких вибираються із співвідношень:

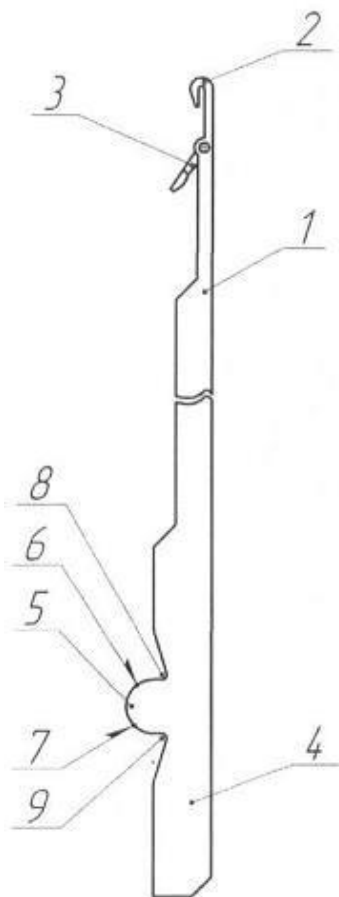
$$l_1 = l_2 = (0,8 \dots 1,2)h; \quad l_3 = (0,3 \dots 0,4)b, \quad (3.156)$$

де  $l_1, l_2$  – розмір більшого катета відповідної вибірки;

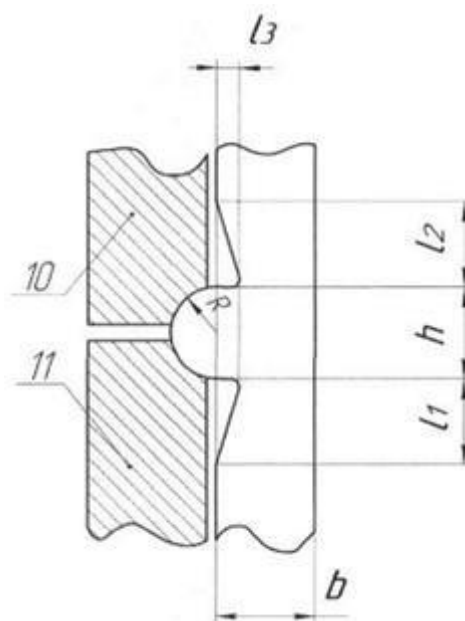
$l_3$  – розмір меншого катета вибірки;

$b$  – ширина хвостовика.

Виконання п'ятки голки круглої форми з радіусом  $R$ , що вибирається із співвідношення (3.155), дозволяє компенсувати невідповідність сил, що діють на голку в процесі в'язання, наявність двох вибірок, розташованих в тілі стержня в зоні переходу хвостовика в п'ятку по обидві її сторони, та виконання їх у вигляді прямокутних трикутників, катети яких вибираються із співвідношень (3.156), дозволяє зменшити жорсткість п'ятки, що призводить до зменшення динамічних навантажень в зоні взаємодії голки з клинами механізму в'язання в'язальної машини, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки.



**Рис. 3.40.** Загальний вид голки в'язальної машини



**Рис. 3.41.** Фрагмент хвостовика з п'яткою голки

На рис. 3.40 представлено загальний вид голки в'язальної машини. На рис. 3.41 представлено фрагмент хвостовика з п'яткою голки, розташованої між клинами в'язальної машини.

Голка в'язальної машини (див. рис. 3.40) містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці, хвостовик 4 з п'яткою 5 з робочими гранями 6, 7 на другому його кінці, та дві вибірки 8, 9, розташовані в тілі стержня в зоні переходу хвостовика в п'ятку по обидві її сторони. П'ятка виконана круглої форми з радіусом  $R$ , що вибирається із співвідношення (3.155). Вибірki 8, 9 виконані у вигляді прямокутних трикутників, катети яких вибираються із співвідношень (3.155), що забезпечує раціональне зниження жорсткості п'ятки.

Робочі грані 6, 7 розташовані в зоні взаємодії з кулірним 10 та підйомним 11 клинами в'язальної машини (рис. 3.41).

Принцип роботи голки в'язальної машини такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.40 та 3.41 не показано), починають разом з ним обертатися. При цьому робочі грані 6, 7 п'ятки 5, взаємодіючи з клинами 10, 11 механізму в'язання (на рис. 3.40 та 3.41 не показаний), забезпечують зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндру (на рис. 3.40 та 3.41 не показаний). Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.40 та 3.41 не показано), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Виконання п'ятки круглої форми забезпечує стабільність положення голки в пазу голкового циліндру, а наявність вибірок 8, 9 знижує жорсткість п'ятки, що в сукупності забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи голки в'язальної машини.

### 3.20. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком та хвостовик з п'яткою [190, с. 84, рис. 3.1]. Маса голки при високій швидкості взаємодії голки з клинами механізму в'язання впливає на динамічні навантаження в сторону їх зростання, що знижує довговічність її роботи.

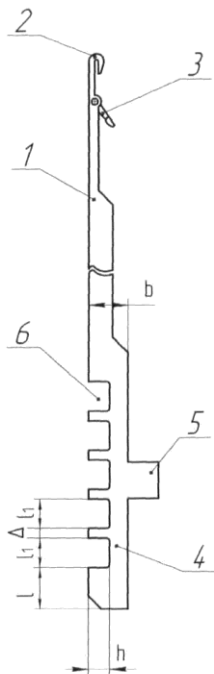
Таким чином в основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій введенням нових елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.

Поставлена задача вирішена тим [40], що голка в'язальної машини, яка містить стержень з крючком і язичком та хвостовик з п'яткою, згідно з корисною моделлю, додатково обладнана пазами, розташованими в хвостовику зі сторони, протилежної розташуванню п'ятки, причому пази виконані прямокутної форми, розміри яких та їх розташування в хвостовику вибираються із співвідношень:

$$L_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot b; h = (0,4 \dots 0,6) \cdot b; \Delta = (0,3 \dots 0,5)b; l = (0,8 \dots 1,2) \cdot l_1, \quad (3.157)$$

- де  $l_1$  – ширина паза;  
 $b$  – ширина хвостовика;  
 $h$  – глибина паза;  
 $\Delta$  – відстань між пазами;  
 $l$  – відстань паза від кінця хвостовика.

Додаткове обладнання голки в'язальної машини пазами, розташованими в хвостовику зі сторони протилежної розташуванню п'ятки, виконання пазів прямокутної форми та вибір розмірів пазів і їх розташування в хвостовику із співвідношень (3.158), дозволяє суттєво зменшити масу голки і, таким



**Рис. 3.42.** Загальний вид голки в'язальної машини

чином, знизити динамічні навантаження, що діють на голку під час взаємодії її з клинами в'язальної машини, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки.

На рис. 3.42 представлено загальний вид голки в'язальної машини. Голка в'язальної машини містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3, хвостовик 4 з п'яткою 5, та пази 6, розташовані в хвостовику 4 зі сторони, протилежної розташуванню п'ятки 5. Пази виконані прямокутної форми, розміри яких та їх розташування в хвостовику вибираються із співвідношень (3.158), що забезпечує працездатність голки та раціональне зниження її маси.

Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини, голки, які встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.42 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятка 5 голки, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.42 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндра. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна, забезпечує здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Взаємодія п'ятки 5 з клинами призводить до динамічних навантажень, що діють на голку. Незначна маса голка, зумовлена наявністю пазів 6, забезпечує зменшення цих навантажень, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи голки в'язальної машини.

### 3.21. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стрижень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою на другому його кінці [10, с. 81, рис. 20, *a*]. Виконання п'ятки голки у вигляді суцільного елемента прямокутної форми, утвореного переходом хвостовика в п'ятку, призводить до появи значних концентрацій напружень у основі п'ятки, яка без- посередньо взаємодіє з робочою гранню клину [14]).

Відома також голка в'язальної машини, що містить стрижень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з уступом на другому його кінці [155, с. 91, рис. 36, *в*]. Наявність уступу в суцільному тілі хвостовика зумовлює значну його жорсткість і, відповідно, значні динамічні навантаження в парі голка-клин, що знижує довговічність роботи голки в'язальної машини.

Таким чином, в основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій новою формою виконання її елементів забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.

Поставлена задача вирішується тим [16], що в голці в'язальної машини, що містить стрижень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з уступом на другому його кінці, згідно з корисною моделлю, по обидві сторони уступу хвостовик має вибірки, причому уступ та вибірки розділені перегородками, рівними ширині хвостовика.

Доцільно, щоб уступ та вибірки мали розміри, що вибираються із умови:

$$a = (0,8 \dots 1,0) \cdot h; l = (0,3 \dots 0,5) \cdot b; c = (0,4 \dots 0,5) \cdot h, \quad (3.158)$$

де  $a$  – ширина вибірки;

$h$  – ширина уступу;

$l$  – глибина уступу чи вибірки;

$b$  – ширина хвостовика;

$c$  – перегородки між уступом та вибіркою.

Наявність в тілі хвостовика вибірок, розташованих по обидві сторони уступу, знижує жорсткість уступу і, відповідно, величину динамічних навантажень при взаємодії голки з клинами, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки.

Вибір розмірів уступу та вибірок із умови (3.158) забезпечує рівномірність елементів голки в'язальної машини, що також приводить до підвищення довговічності її роботи.

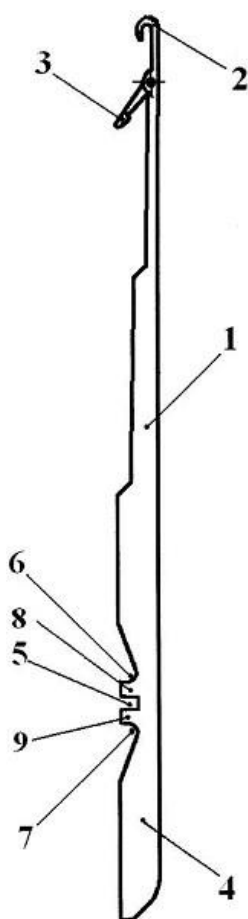
На рис. 3.43 представлено загальний вид голки в'язальної машини. На рис. 3.44 представлено фрагмент (хвостовик з уступом та вибірками) голки в'язальної машини.

Голка в'язальної машини містить стрижень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці та хвостовик 4 з уступом 5 на другому його кінці. По обидві сторони уступу 5 розташовані вибірки 6, 7. Між уступом 5 та вибірками 6, 7 розташовані перегородки 8, 9, що мають ширину хвостовика.

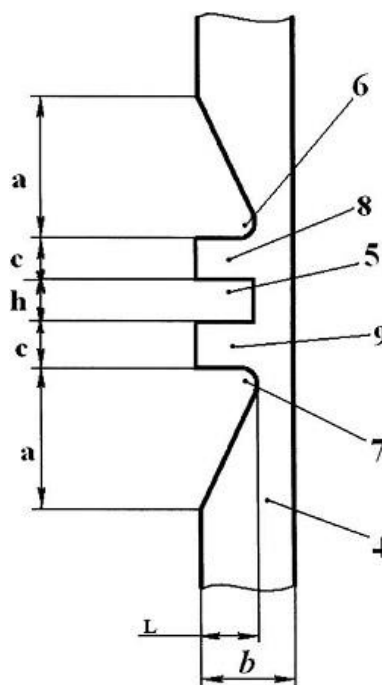


Принцип роботи голки в'язальної машини такий.

При вмиканні, наприклад круглов'язальної машини, голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.43 та 3.44 не показані), починають разом з ним обертатися. При цьому уступ 5, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.43 та 3.44 не показані), забезпечує зворотно- поступальний рух голки в пазу голкового циліндра. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.43 та 3.44 не показані), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Наявність вибірок 6, 7, утворює перегородки 8, 9 між вибірками та уступом 5, що знижує жорсткість уступу в зоні взаємодії голки з клинами і, відповідно, динамічні навантаження, які діють на голку при роботі в'язальної машини



**Рис. 3.43.** Загальний вид голки в'язальної машини



**Рис. 3.44.** Фрагмент (хвостовик з уступом та вибірками) голки в'язальної машини

### 3.22. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стрижень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою на другому його кінці [10, с. 81, рис. 20, б]. Виконання п'ятки голки у вигляді суцільного елемента прямокутної форми з прямокутним перерізом та наявність у основ робочих поверхонь п'ятки пазів незначної довжини зумовлює значну жорсткість п'ятки, що призводить до появи в ній значних динамічних навантажень при взаємодії з клинами замків в'язальної машини.

Відома також голка в'язальної машини, містить стрижень з крючком і язичком на одному його кінці, хвостовик з п'яткою на другому його кінці та розрізну сталеву втулку, надіту на п'ятку [Патент України на корисну модель №40670, МПК: D04В 15/04, 2009 р.]. Наявність на п'ятці голки розрізної сталеві втулки не здатна суттєво знизити жорсткість п'ятки і, відповідно динамічних навантажень голки [178], що знижує довговічність її роботи.

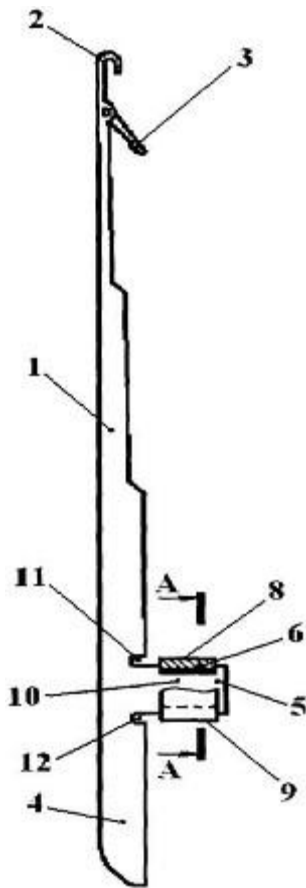
Таким чином в основу корисної моделі покладена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій введенням нових елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності її роботи.

Поставлена задача вирішена тим [17], що голка, яка містить стрижень з крючком і язичком на одному його кінці, хвостовик з п'яткою на другому його кінці та розрізну сталеву втулку, надіту на п'ятку, згідно з корисною моделлю, додатково обладнана розрізною пружною неметалевою втулкою, розташованою між розрізною сталеву втулкою та п'яткою.

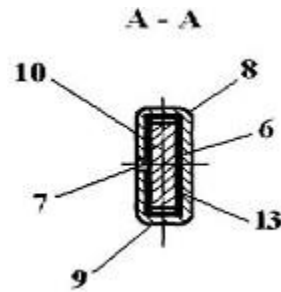
Обладнання голки в'язальної машини розрізною пружною неметалевою втулкою, розташованою між розрізною сталеву втулкою та п'яткою, зменшує жорсткість п'ятки, що знижує динамічні навантаження, зумовлені взаємодією п'ятки голки з клинами замків і, таким чином, призводить до підвищення довговічності роботи голки в'язальної машини.

На рис. 3.45 представлено загальний вид голки в'язальної машини. На рис. 3.46 представлено розріз А-А п'ятки голки в'язальної машини.

Голка містить стрижень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці, хвостовик 4 з п'яткою 5 на другому його кінці, розрізну сталеву втулку 6 з розрізом 7 і робочими поверхнями 8, 9, надіту на звужену ділянку 10 п'ятки 5, у її основи містяться пази 11 і 12, а між п'яткою 5 та розрізною сталеву втулкою 6 розташована розрізна пружна неметалева втулка 13.



**Рис. 3.45.** Загальний вид голки в'язальної машини

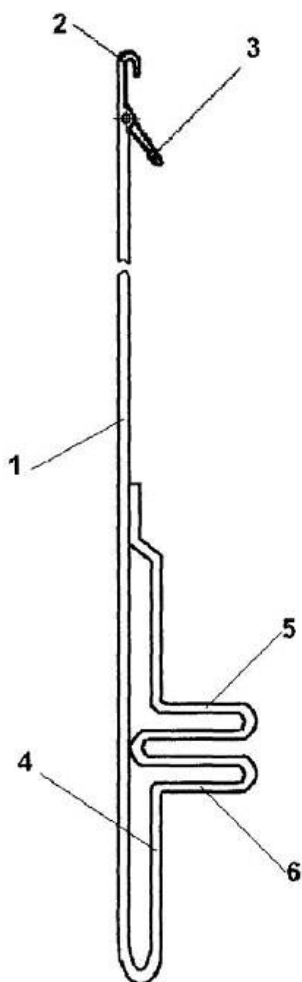


**Рис. 3.46.** Розріз А-А п'ятки голки в'язальної машини

Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.45 та 3.46 не показані), починають обертатися. При цьому розрізна сталеву втулку 6, попередньо надіта на звужену ділянку 10 п'ятки 5, за рахунок наявності розрізу 7, розсувається і пропускається через кінець п'ятки 5, а при взаємодії своїми робочими поверхнями 8, 9 з клинами механізму в'язання (на рис. 3.45 та 3.46 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.45 та 3.46 не показані), забезпечує здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Наявність розрізної пружної неметалевої втулки 13, розташованої між розрізною сталеву втулкою 6 та п'яткою 5 знижує жорсткість пари голка-клин, що підвищує довговічність роботи голки в'язальної машини.

### 3.23. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стрижень з гачком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою на другому його кінці [108, с. 111, рис. 25]. Хвостовик (кінець стержня голки) шляхом вигину утворює петлю, яка виконує роль п'ятки.



**Рис. 3.47.** Загальний вид голки в'язальної машини

Таке виконання п'ятки призводить до появи в п'ятці знакозмінних навантажень, зумовлених взаємодією її з клинами замків в'язальної машини, що призводить до появи значних напружень в елементах голки [178], знижуючи довговічність її роботи.

Таким чином в основу корисної моделі покладена задача створити таку голку, в якій введенням нових елементів забезпечилось би підвищення довговічності її роботи.

Поставлена задача вирішена тим [23.], що у голці в'язальної машини, яка містить стрижень з гачком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою на другому його кінці, згідно з корисною моделлю, хвостовик містить додаткову п'ятку, розташовану під п'яткою.

Наявність на хвостовику додаткової п'ятки, розташованої під п'яткою, усуває знакозмінні навантаження на кожну з п'яток (п'ятка взаємодіє лише з кулірними клинами, а додаткова п'ятка – з підйомними клинами), що підвищує довговічність роботи голки в'язальної машини [166].

На рис. 3.47 представлено загальний вид голки в'язальної машини. Голка містить стрижень 1 з гачком 2 і язичком 3 на одному його кінці і хвостовик 4 з п'яткою 5 та додатковою п'яткою 6, утвореними вигином хвостовика та розташованими одна над другою.

Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини, голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.47 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятка 5 та додаткова п'ятка 6, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.47 не показані), забезпечують зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндра. Гачок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.47 не показані), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Наявність двох п'яток, додаткова п'ятка 6 з яких взаємодіє лише з піднімальними клинами механізму в'язання, а

п'ятка 5 – з кулірними клинами, усуває дію знакозмінних навантажень на п'ятки, що призводить до підвищення довговічності роботи голки.

### 3.24. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стрижень з гачком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою на другому його кінці [108, с. 111, рис. 25]. Хвостовик (кінець стрижня голки) шляхом вигину утворює петлю, яка виконує роль п'ятки. Таке виконання п'ятки зумовлює значну її жорсткість, що призводить до появи значних напружень в елементах голки [178], знижуючи довговічність її роботи.

Таким чином в основу корисної моделі покладена задача створити таку голку, в якій введенням нових елементів та новим виконанням елементів голки, забезпечилось би підвищення довговічності її роботи.

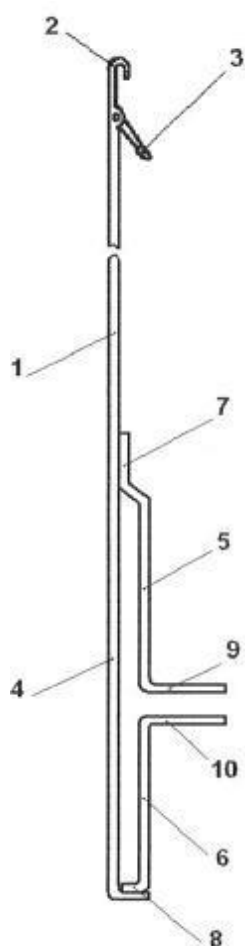
Поставлена задача вирішена тим [25], що у голці в'язальної машини, яка містить стрижень з гачком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою на другому його кінці, згідно з корисною моделлю, п'ятка виконана у формі двох стрижнів з відгинами.

Виконання п'ятки у формі двох стрижнів з відгинами дозволяє зменшити жорсткість п'ятки та усунути знакозмінні навантаження на п'ятку, що знижує динамічні навантаження в зоні взаємодії голки з клинами і, таким чином, призводить до підвищення довговічності роботи голки.

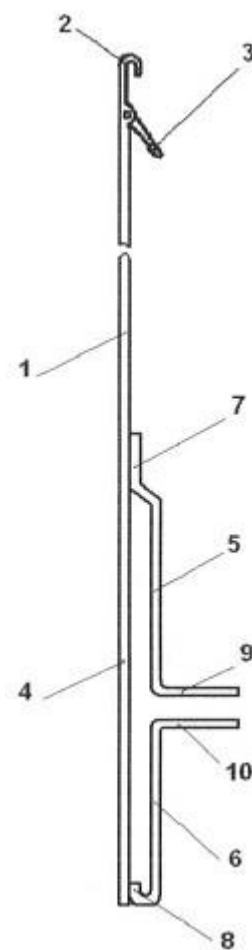
На рис. 3.48 представлено загальний вид голки в'язальної машини. На рис. 3.49 представлено варіант кріплення п'ятки до хвостовика.

Голка містить стрижень 1 з гачком 2 і язичком 3 на одному його кінці, хвостовик 4 та п'ятку, виконану у формі двох стрижнів 5, 6, прикріплених одними кінцями 7, 8 до хвостовика 4, а другі кінці стрижнів 5, 6 відповідно мають відгини 9, 10, розташовані паралельно один одному і перпендикулярно до стрижня 1 з хвостовиком 4.

Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, які встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.48 та 3.49 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятка відгинами 9, 10 стрижнів 5, 6, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.48 та 3.49 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндра. Гачок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.48 та 3.49 не показані), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного



**Рис. 3.48.** Загальний вид голки в'язальної машини



**Рис. 3.49.** Варіант кріплення п'ятки до хвостовика

полотна. Запропонована голка в'язальної машини дозволяє підвищити довговічність її роботи за рахунок зменшення навантажень, що діють на п'ятку голки при роботі в'язальної машини.

### 3.25. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стрижень з п'яткою [108, с. 110, рис. 24]. П'ятка голки виконана у вигляді суцільного жорсткого елемента прямокутної форми з прямокутним перерізом. Таке виконання п'ятки зумовлює значні контактні напруження в зоні взаємодії п'ятки з клинами в'язальної машини [178], що призводить до зниження надійності та довговічності роботи голки і в'язальної машини в цілому. Крім того, взаємодія жорстких граней п'ятки з робочими поверхнями клинів знижує ефективність процесу машення пари п'ятка-клин (плівка мастила внаслідок значних контактних напружень видавлюється із зони тертя пари п'ятка-клин), що також призводить до зниження довговічності роботи голки.

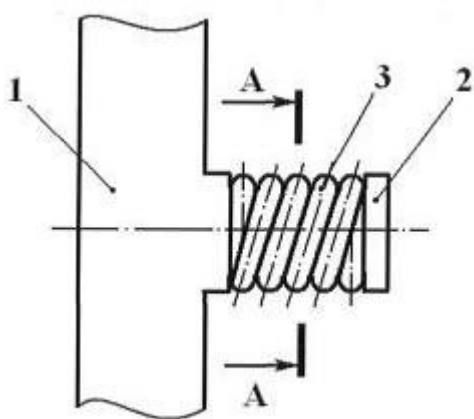
В основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку, в якій введенням нових елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки в'язальної машини.

Поставлена задача вирішується тим [28], що голка в'язальної машини, що містить стрижень з п'яткою, згідно з корисною моделлю, додатково обладнана фасонною гвинтовою пружиною, надітою на п'ятку, причому п'ятка містить дві вибірки.

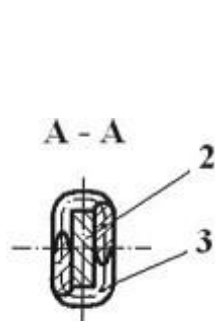
Додаткове обладнання голки в'язальної машини фасонною гвинтовою пружиною, надітою на п'ятку, причому п'ятка містить дві вибірки, зменшує жорсткість п'ятки та збільшує радіус кривизни її робочих поверхонь, що взаємодіють з клинами, що знижує динамічні навантаження, зумовлені взаємодією п'ятки голки з клинами замків, зменшує контактні напруження в парі п'ятка-клин та підвищує ефективність змащення пари п'ятка-клин і, таким чином, забезпечує підвищення довговічності роботи голки в'язальної машини.

На рис. 3.50 представлено загальний вид голки в'язальної машини (фрагмент). На рис. 3.51 представлено розріз А-А голки в'язальної машини. На рис. 3.52 показано стрижень голки з п'яткою зі знятою фасонною гвинтовою пружиною.

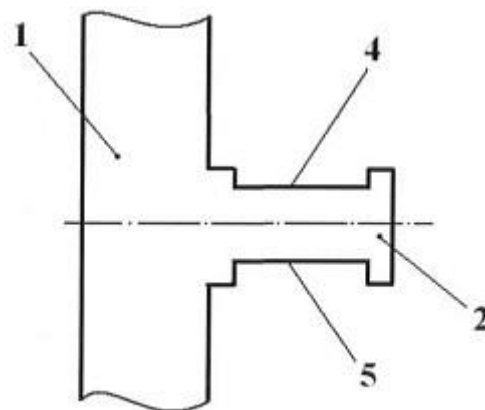
Голка містить стрижень 1 з п'яткою 2 та фасонну гвинтову пружину 3, яка надіта на п'ятку 2, яка містить дві вибірки 4, 5, для обмеження осевого переміщення фасонної гвинтової пружини 3.



**Рис. 3.50.** Загальний вид голки в'язальної машини



**Рис. 3.51.** Розріз А-А голки в'язальної машини



**Рис. 3.52.** Показано стрижень голки з п'яткою зі знятою фасонною гвинтовою пружиною

Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.50, 3.51 та 3.52 не показані), починають обертатися. При цьому витки фасонної гвинтової пружини 3, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (рис. 3.50, 3.51 та 3.52 не показані), забезпечують зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндра. Крючок та язичок голки (на рис. 3.50, 3.51 та 3.52 не показані), взаємодіючи з пржею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.50, 3.51

та 3.52 не показані), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна.

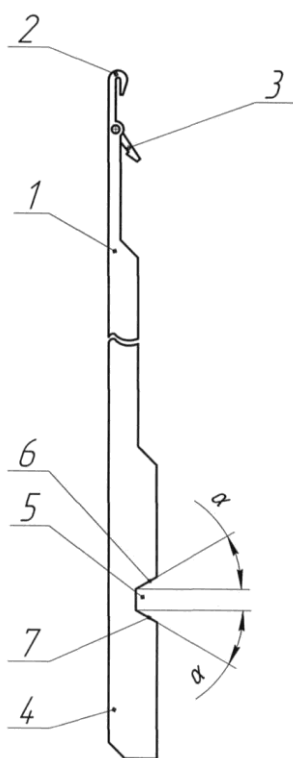
Використання запропонованої голки в'язальної машини дозволяє:

- розширити асортимент голок в'язальних машин;
- підвищити довговічність роботи голки в'язальної машини за рахунок зменшення жорсткості п'ятки та збільшення радіусу кривизни її робочих поверхонь;
- підвищити продуктивність в'язальної машини за рахунок підвищення довговічності роботи голок.

### 3.26. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з уступом з робочими гранями на другому його кінці [155, с. 91, рис. 36, в]. Уступ виконано прямокутної форми, а робочі грані розташовані перпендикулярно до осі голки, все це зумовлює появу невірноважених сил, що діють на голку в процесі в'язання, що знижує довговічність її роботи (вектори сил тиску клинів на робочі грані уступу голки направлені паралельно осі голки та розташовані ексцентрично відносно центру її ваги).

Таким чином в основу корисної моделі покладена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій новим виконання її елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.



**Рис. 3.53.** Загальний вид голки в'язальної машини

Поставлена задача вирішена тим [29], що в голці в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з уступом з робочими гранями на другому його кінці, згідно з корисною моделлю, уступ виконано трапецеїдальної форми, причому кожна робоча грань розташована під кутом  $15^{\circ}\dots 30^{\circ}$  до осі стержня.

Виконання уступу трапецеїдальної форми, причому кожна робоча грань розташована під кутом  $15^{\circ}\dots 30^{\circ}$  до осі стержня, дозволяє компенсувати невірноваженість сил, що діють на голку в процесі в'язання (вектори сил тиску клинів на робочі грані уступу голки направлені перпендикулярно робочим граням уступу і викликають складові сили, що компенсують сили, які зумовлюють невірноваженість голки), що забезпечує підвищення довговічності роботи голки.



На рис. 3.53 представлено загальний вид голки в'язальної машини. Голка в'язальної машини містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці та хвостовик 4 з уступом 5 з робочими гранями 6, 7 на другому його кінці. Уступ 5 виконано трапецеїдальної форми, а кожна робоча грань 6, 7 його розташована під кутом  $15^\circ \dots 30^\circ$  до осі стержня.

Розташування робочих граней під кутом  $\alpha < 15^\circ$  не забезпечує ефективного урівноваження голки; при куті  $\alpha > 30^\circ$  збільшується тиск клинів на робочі грані голки, що знижує довговічність її роботи.

Принцип роботи голки в'язальної машини такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.53 не показано), починають разом з ним обертатися. При цьому робочі грані 6, 7 уступу 5, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.53 не показано), забезпечують зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.53 не показано), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна.

### 3.27. Голка в'язальної машини

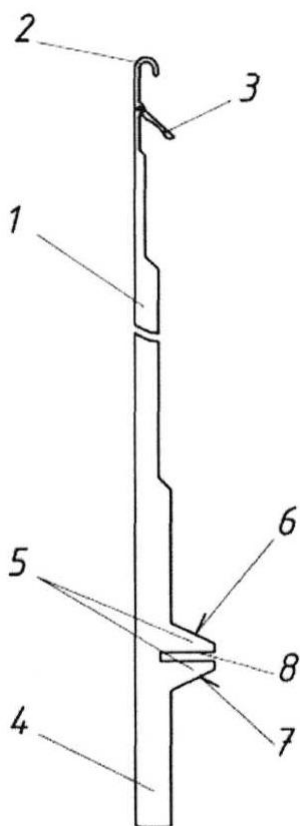
Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою з робочими гранями на другому його кінці [190, с. 84, рис. 3.1]. П'ятка голки виконана у вигляді суцільного елемента прямокутної форми, утвореного переходом хвостовика в п'ятку. Виконання п'ятки прямокутної форми та розташування її робочих граней, що взаємодіють з клинами механізму в'язання, перпендикулярно до осі голки зумовлює появу неуврівноважених сил, що діють на голку в 10 процесі в'язання. При цьому вектори сил тиску клинів на робочі грані голки направлені паралельно осі голки та розташовані ексцентрично відносно центра її ваги, що знижує довговічність роботи голки. Крім того, виконання п'ятки суцільною зумовлює її значну жорсткість, що призводить до появи в ній значних динамічних навантажень, зумовлених взаємодією п'ятки з клинами, що також знижує довговічність роботи голки в'язальної машини.

В основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій новим виконанням її елементів, забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.

Поставлена задача вирішується тим, що в голці в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою на другому його кінці, згідно з корисною моделлю, п'ятка виконана трапецеїдальної форми та обладнана наскрізним пазом прямокутної форми, розташованим посередині п'ятки по всій її довжині [30].

Виконання п'ятки голки трапецеїдальної форми та обладнання її наскрізним пазом прямокутної форми, розташованим посередині п'ятки по

всій її довжині, дозволяє компенсувати неврівноваженість сил, що діють на голку в процесі в'язання, при цьому вектори сил тиску клинів на робочі грані п'ятки голки направлені перпендикулярно робочим граням п'ятки і викликають складові сили, що компенсують сили, які зумовлюють неврівноваженість голки, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки, а також дозволяє зменшити жорсткість п'ятки, що призводить до зменшення величини ударного імпульсу в зоні взаємодії голки з клинами в'язальної машини, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки.



**Рис. 3.54.** Загальний вид голки в'язальної машини

На рис. 3.54 представлено загальний вигляд голки в'язальної машини. Голка в'язальної машини містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці та хвостовик 4 з п'яткою 5 з робочими гранями 6, 7 на другому його кінці. П'ятка 5 виконана трапецеїдальної форми та містить наскрізний паз 8 прямокутної форми, розташований посередині п'ятки по всій її довжині.

Принцип роботи голки в'язальної машини такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.54 не показано), починають разом з ним обертатися. При цьому робочі грані 6, 7 п'ятки 5, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на кресленні не показані), забезпечують зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндра. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.54 не показано), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Взаємодія п'ятки 5 з клинами призводить до ударного імпульсу, який викликає в тілі голки ударні хвилі напружень. Наявність наскрізного паза 8 дозволяє погасити ударні хвилі напружень, що виникають при цьому в тілі голки, і зменшити інтенсивність їх розповсюдження від п'ятки 5 до крючка 2 і вузла кріплення язичка 3.

### 3.28. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою з робочими гранями на другому його кінці [190, с. 84, рис. 3.1]. Перехід хвостовика в п'ятку в зоні кожної робочої грані виконано по прямій, розташованій перпендикулярно до осі хвостовика, що зумовлює появу в цих зонах значних концентрацій напружень, зумовлених взаємодією п'ятки з

клинами механізму в'язання, це викликає поломку п'яток та ін. що призводить до зниження надійності та довговічності роботи голки.

Таким чином в основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій новим виконанням її елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.

Поставлена задача вирішена тим, що в голці в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою з робочими гранями на другому його кінці, згідно з корисною моделлю, кожна робоча грань п'ятки в зоні переходу до хвостовика виконана округлої форми [31].

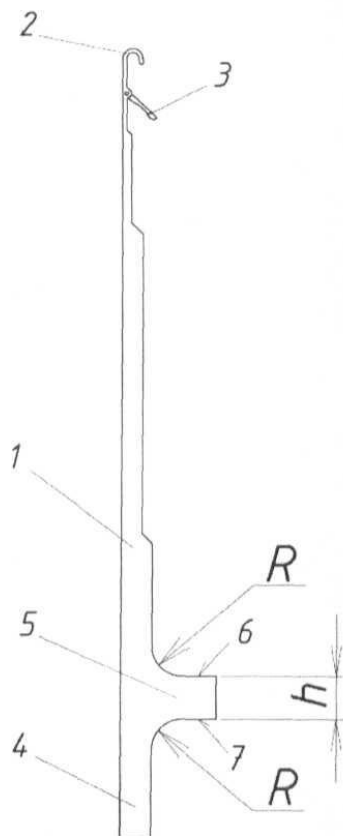
При цьому зона переходу п'ятки до хвостовика має кривизну радіусом, що вибирається із умови:

$$R = (0,5-0,8) h, \quad (3.159)$$

де  $R$  – радіус кривизни переходу п'ятки до хвостовика;

$h$  – ширина п'ятки.

Виконання п'ятки на кінці кожної робочої грані, з'єднаної з хвостовиком, округлої форми, дозволяє усунути в цих зонах появу значних концентрацій напружень, зумовлених взаємодією п'ятки з клинами механізму в'язання, що забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи голки.



**Рис. 3.55.** Загальний вид голки в'язальної машини

Вибір радіусу кривих переходу п'ятки в хвостовик із умови (3.159) забезпечує працездатність голки та ефективність зниження напружень в тілі її п'ятки, що також призводить до підвищення довговічності роботи голки.

На рис. 3.55 представлено загальний вид голки в'язальної машини. Голка в'язальної машини містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці та хвостовик 4 з п'яткою 5 з робочими гранями 6, 7 на другому його кінці, кожна робоча грань 6, 7 п'ятки 5 в зоні переходу до хвостовика 4 виконана округлої форми. Перехід хвостовика 4 в п'ятку 5 в зоні робочих граней 6, 7, з метою зниження концентрації напружень, виконано по кривій з радіусом, що вибирається із умови (3.159).

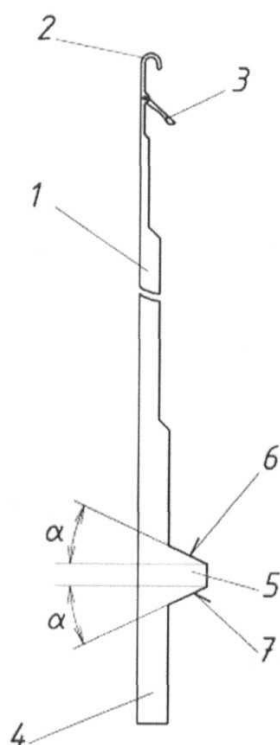
Принцип роботи голки в'язальної машини такий. При вмиканні, наприклад круглов'язальної машини, голки, встановлені в голковому циліндрі

механізму в'язання (на рис. 3.55 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятка 5 голки, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.55 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндра.

Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна, забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Криволінійний перехід хвостовика 4 в п'ятку 5 в зоні її робочих граней 6, 7 забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи голки в'язальної машини.

### 3.29. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою з робочими гранями на другому його кінці [190, с. 84, рис. 3.1]. П'ятка голки виконана у вигляді суцільного елемента прямокутної форми, утвореного переходом хвостовика в п'ятку. Виконання п'ятки прямокутної форми та розташування її робочих граней, що взаємодіють з клинами механізму в'язання, перпендикулярно до осі голки, де вектори сил тиску клинів на робочі грані уступу голки направлені паралельно осі голки та розташовані ексцентрично відносно центру її ваги, зумовлює появу невірноважених сил, що діють на голку в процесі в'язання, що знижує довговічність її роботи.



**Рис. 3.56.** Загальний вид голки в'язальної машини

Таким чином в основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій новим виконанням її елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.

Поставлена задача вирішена тим, що в голці в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою з робочими гранями на другому його кінці, згідно з корисною моделлю, п'ятка виконана трапецеїдальної форми, причому кожна робоча грань розташована під кутом  $10^\circ \dots 25^\circ$  до осі стержня [32].

Виконання п'ятки голки трапецеїдальної форми та розташування кожної робочої грані під кутом  $10^\circ \dots 25^\circ$  до осі стержня, дозволяє компенсувати невірноваженість сил, що діють на голку в процесі в'язання, вектори сил тиску клинів на робочі грані п'ятки голки

направлені перпендикулярно робочим граням п'ятки і викликають складові сили, що компенсують сили, які зумовлюють неврівноваженість голки, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки.

На рис. 3.56 представлено загальний вид голки в'язальної машини. Голка в'язальної машини містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці та хвостовик 4 з п'яткою 5 з робочими гранями 6, 7 на другому його кінці. П'ятка 5 виконана трапецеїдальної форми, а кожна робоча грань 6, 7 розташована під кутом  $10^\circ \dots 25^\circ$  до осі стержня.

Розташування робочих граней під кутом  $\alpha < 10^\circ$  не забезпечує ефективного урівноваження голки; при куті  $\alpha > 25^\circ$  збільшується тиск клинів на робочі грані голки, що знижує довговічність її роботи.

Принцип роботи голки в'язальної машини такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини, голки, які встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.56 не показано), починають разом з ним обертатися. При цьому робочі грані 6, 7 п'ятки 5, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.56 не показані), забезпечують зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндра. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.56 не показано), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна.

### 3.30. Голка в'язальної машини

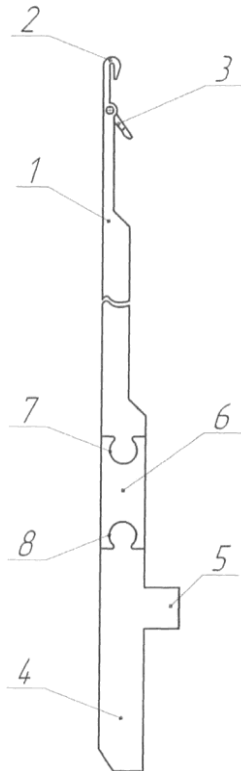
Відомим аналогом є голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою на іншому його кінці [190, с. 84, рис. 3.1]. Висока швидкість взаємодії голки з клинами механізму в'язання призводить до появи значних ударних хвиль напружень, що виникають в тілі голки та розповсюджуються від п'ятки до крючка та язичка. Ударні хвилі напружень викликають значні динамічні навантаження крючка і вузла кріплення язичка, що є основною причиною їх поломки.

В основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій введенням нових елементів, новим виконанням її елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.

Поставлена задача вирішується тим, що голка в'язальної машини, яка містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою на іншому його кінці, згідно з корисною моделлю, додатково обладнана демпфіруючою вставкою, виконаною переважно із неметалічного матеріалу, стержень виконаний роз'ємним, одна з його частин містить крючок і язичок, друга частина містить хвостовик з п'яткою, на роз'ємних кінцях обох частин стержня виконані криволінійні виїмки для розміщення в них кінців демпфіруючої вставки [34].

Додаткове обладнання голки демпфіруючою вставкою, яка виконана переважно із неметалічного матеріалу, виконання голки роз'ємною,

причому одна частина її містить стержень з крючком і язичком, друга частина містить хвостовик з п'яткою, а на роз'ємних кінцях обох частин виконані криволінійні виїмки для розміщення в них кінців демпфіруючої вставки, дозволяє погасити ударні хвилі напружень, що виникають в тілі голки в результаті удару п'ятки об клини механізму в'язання і зменшити інтенсивність їх розповсюдження від п'ятки до крючка та вузла кріплення язичка, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки.



**Рис. 3.57.** Загальний вид голки в'язальної машини

Корисна модель пояснюється рис. 3.57, де представлено загальний вид голки в'язальної машини. Голка містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3, хвостовик 4 з п'яткою 5 та демпфіруючу вставку 6, виконану переважно із неметалічного матеріалу. Голка виконана роз'ємною, причому одна частина її містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3, а друга частина містить хвостовик 4 з п'яткою 5. На роз'ємних кінцях обох частин виконані криволінійні виїмки 7, 8 для розміщення в них кінців демпфіруючої вставки 6.

Корисну модель використовують наступним чином. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.57 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятка 5 голки, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.57 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндра. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна, забезпечує здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Взаємодія п'ятки 5 з клинами призводить до ударного імпульсу, який викликає в тілі голки ударні хвилі напружень. Наявність демпфіруючої вставки 6 дозволяє погасити ударні хвилі напружень, що виникають в тілі голки в результаті удару її п'ятки 5 об клини, і зменшити інтенсивність їх розповсюдження від п'ятки 5 до крючка 2 і вузла кріплення язичка 3. Все це забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи голки і механізму в'язання в цілому.

### 3.31. Голка в'язальної машини

Відомий аналог голка в'язальної машини, що містить стержень з вузькою та широкою ділянками, крючок і язичок, розташовані на кінці вузької ділянки, та хвостовик з п'яткою, розташований на кінці широкої ділянки [190, с. 84, рис. 3.1]. Значні контактні напруження, що виникають при взаємодії голки з направляючими в'язальної машини, в яких вона розташована, призводять до погіршення умов змащення пари голка-направляючі і, як наслідок, до збільшення сил тертя руху голки, що призводить до зниження надійності та довговічності її роботи.

В основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій введенням нових елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.

Поставлена задача вирішується тим [33], що голка в'язальної машини, що містить стержень з вузькою та широкою ділянками, крючок і язичок, розташовані на кінці вузької ділянки, та хвостовик з п'яткою, розташований на кінці широкої ділянки, згідно з корисною моделлю, додатково містить наскрізні, переважно круглі, отвори, розташовані рівномірно вздовж широкої ділянки та хвостовика по їх середині, причому діаметр отворів та їх місце розташування вибираються із умови:

$$d = 2,5\Delta; l_1 = l - (l_2 + l_3); l_2 = l_3 = 1,2 t; t = (2,0-2,5) d, \quad (3.160)$$

де  $d$  – діаметр отворів;

$\Delta$  – товщина голки;

$l_1$  – відстань між осями крайніх отворів;

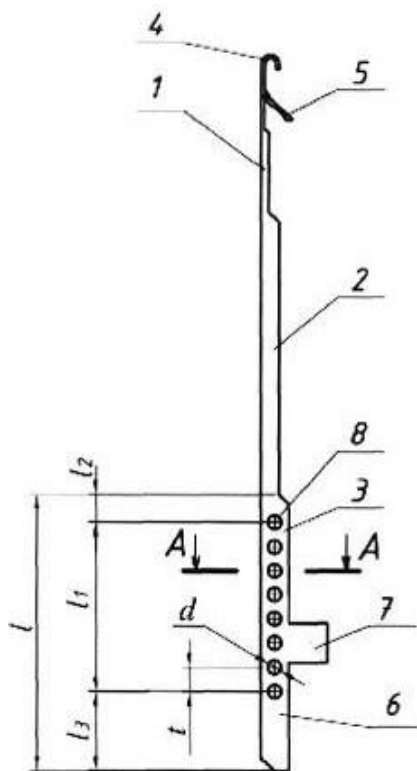
$l$  – сумарна довжина широкої ділянки та хвостовика;

$l_2$  – відстань осі крайнього отвору від вузької ділянки;

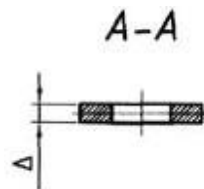
$l_3$  – відстань крайнього отвору від кінця хвостовика;

$t$  – крок отворів.

Наявність наскрізних, переважно круглих, отворів, які розташовані рівномірно вздовж широкої ділянки та хвостовика по їх середині, та вибір діаметра отворів та їх місце розташування з умови (3.160), дозволяє підвищити ефективність змащення, оскільки в процесі роботи в'язальної машини в наскрізні отвори попадає пух від перероблюваної пряжі, утворюючи разом з мастилом ефект „гнотового змащення”, та зменшити сили тертя пари голка-направляючі. Крім цього наявність наскрізних отворів дозволяє погасити ударні хвилі напружень, що виникають в тілі голки в результаті удару її п'ятки об клини механізму в'язання і зменшити інтенсивність їх розповсюдження від п'ятки до крючка і вузла кріплення язичка. Все це забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи голки.



**Рис. 3.58.** Загальний вид голки в'язальної машини



**Рис. 3.59.** Розріз А-А голки в'язальної машини

Корисна модель пояснюється кресленнями, де на рис. 3.58 представлено загальний вид голки в'язальної машини, на рис. 3.59 представлено розріз А-А голки в'язальної машини.

Голка в'язальної машини містить стержень 1 з вузькою 2 та широкою 3 ділянками, крючок 4 і язичок 5, розташовані на кінці вузької ділянки 2, хвостовик 6 з п'яткою 7, розташований на кінці широкої ділянки 3, та

наскрізні, переважно круглі, отвори 8, розташовані рівномірно вздовж широкої ділянки 3 та хвостовика 6 по їх середині. Діаметр отворів та їх місце розташування вибрані із умови (3.160).

Використовують корисну модель наступним чином. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в направляючих (пазах) голкового циліндра механізму в'язання (на рис. 3.58 та 3.59 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятка 7, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.58 та 3.59 не показані), забезпечує зворотно поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Крючок 4 та язичок 5, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.58 та 3.59 не показано), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. При роботі в'язальної машини в наскрізні отвори 8 попадає пух від перероблюваної пряжі, утворюючи разом з мастилом ефект „гнотового змащення”, що зменшує сили тертя пари голка-направляючі. Взаємодія п'ятки 7 з клинами призводить до ударного імпульсу, який викликає ударні хвилі напружень. Наявність наскрізних отворів 8 дозволяє погасити ударні хвилі напружень, що виникають в тілі голки в результаті удару її п'ятки 7 об клини, і зменшити інтенсивність їх розповсюдження від п'ятки 7 до крючка 4 і вузла кріплення язичка 5. Все це забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи голки в'язальної машини.



### 3.32. Голка в'язальної машини

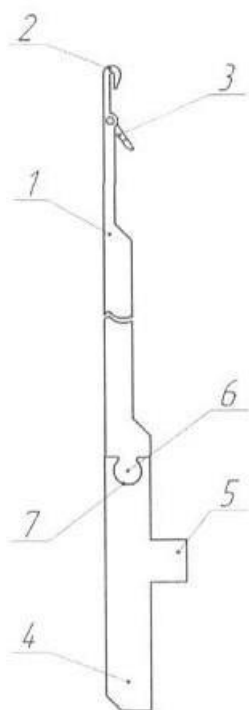
Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному з його кінців та хвостовик з п'яткою на іншому його кінці [190, с. 84, рис. 3.1]. Висока швидкість взаємодії голки з клинами механізму в'язання призводить до появи значних ударних хвиль напружень, що виникають в тілі голки та розповсюджуються від п'ятки до крючка та язичка. Ударні хвилі напружень викликають значні динамічні навантаження крючка і вузла кріплення язичка, що є основною причиною їх поломки. В разі поломки хоча б одного елемента голки: крючка, язичка або п'ятки необхідно повністю замінити голку, що знижує довговічність її роботи.

В основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій новим виконанням її елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.

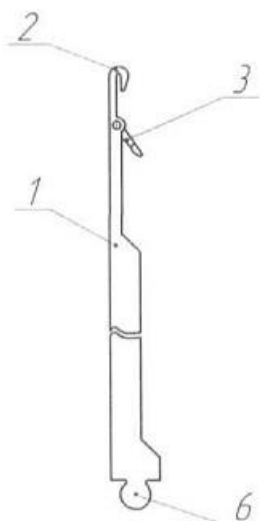
Поставлена задача вирішується тим, що в голці в'язальної машини, яка містить стержень з крючком і язичком на одному з його кінців та хвостовик з п'яткою на іншому його кінці, згідно з корисною моделлю, стержень виконаний роз'ємним з двох частин, причому одна частина містить крючок і язичок, друга частина містить хвостовик з п'яткою, а на роз'ємному кінці стержня, що містить крючок і язичок, виконано криволінійний виступ, на роз'ємному кінці другої частини стержня виконана криволінійна виїмка, в якій розміщений криволінійний виступ [35].

Виконання стержня голки в'язальної машини роз'ємним з двох частин, причому одна частина містить крючок і язичок, друга частина містить хвостовик з п'яткою, а на роз'ємному кінці стержня, що містить крючок і язичок, виконано криволінійний виступ, на роз'ємному кінці другої частини стержня виконана криволінійна виїмка, в якій розміщений криволінійний виступ, дозволяє при поломці одного із елементів голки замінити лише одну частину голки, на якій розташований цей елемент, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки.

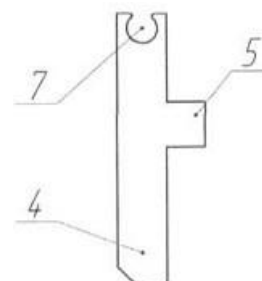
На рис. 3.60 представлено загальний вид голки в'язальної машини. На рис. 3.61 представлена частина голки, що містить стержень з крючком і язичком. На рис. 3.62 представлена частина голки, що містить хвостовик з п'яткою.



**Рис. 3.60.** Загальний вид голки в'язальної машини



**Рис. 3.61.** Частина голки, що містить стержень з крючком і язичком



**Рис. 3.62.** Частина голки, що містить хвостовик з п'яткою

Голка в'язальної машини містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 та хвостовик 4 з п'яткою 5. Голка виконана роз'ємною з двох частин: одна частина містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3, друга частина містить хвостовик 4 з п'яткою 5. На роз'ємному кінці частини, що містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3, виконано криволінійний виступ 6, а на роз'ємному кінці другої частини виконана криволінійна виїмка 7, в якій розміщений криволінійний виступ 6.

Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.60, 3.61 та 3.62 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятка 5 голки, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.60, 3.61 та 3.62 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндру. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.60, 3.61 та 3.62 не показані), забезпечує здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Виконання голки в'язальної машини роз'ємною з двох з'єднаних між собою частин дозволяє при поломці одного із елементів голки замінити лише одну частину голки, на якій розташований цей елемент, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки.

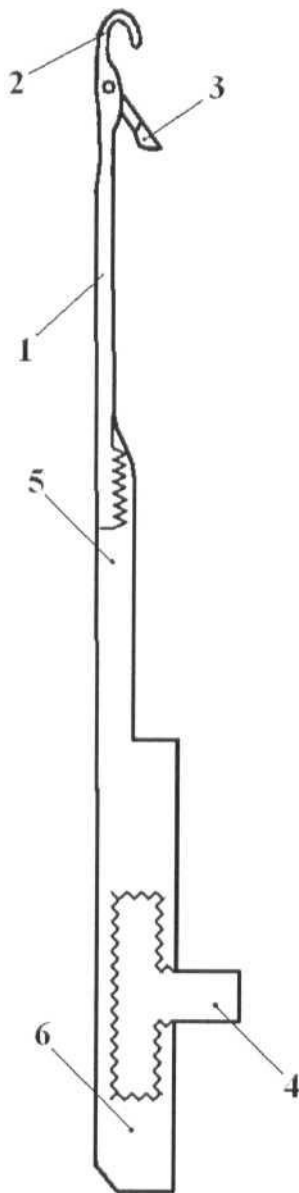
### 3.33. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стрижень з крючком і язичком на одному кінці та хвостовиком і п'яткою на другому кінці [190, с. 84, рис. 3.1]. Висока швидкість взаємодії голки з клинами механізму в'язання в'язальної машини призводить до появи значних ударних хвиль напружень, що виникають в тілі голки та розповсюджуються від п'ятки до крючка та язичка. Виконання голки суцільною зумовлює вільне проходження ударних хвиль напружень по стержню голки та призводить до значних динамічних навантажень в зоні крючка та вузла кріплення язичка, що знижує довговічність роботи голки в'язальної машини.

Таким чином в основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій шляхом нового виконання її елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.

Поставлена задача вирішена тим, що в голці в'язальної машини [36], що містить стрижень з крючком і язичком на одному кінці та хвостовиком і п'яткою на другому кінці, згідно з корисною моделлю, стрижень виконано із трьох, з'єднаних між собою, частин – кінця стрижня з крючком і язичком, п'ятки та частини стрижня з хвостовиком, причому частина стрижня з крючком і язичком та п'ятка виконані сталевими, а частина стрижня з хвостовиком виконана із полімерного матеріалу.

Виконання стрижня голки із трьох, з'єднаних між собою, частин – кінця стрижня з крючком і язичком, п'ятки та частини стрижня з хвостовиком та виконання частини стрижня з крючком і язичком і п'ятки сталевими, а частини стрижня з хвостовиком із полімерного матеріалу, дозволяє за рахунок пружних властивостей полімерного матеріалу ефективно погасити ударні хвилі напружень, які виникають в тілі голки в результаті удару п'ятки об клини, і зменшити інтенсивність їх розповсюдження до крючка та вузла кріплення язичка, що призводить до підвищення довговічності роботи голки в'язальної машини.



**Рис. 3.63.** Загальний вид голки в'язальної машини

На рис. 3.63 представлено загальний вид голки в'язальної машини. Голка в'язальної машини містить три з'єднані між собою частини – кінець стрижня 1 з крючком 2 і язичком 3, п'ятку 4 та частину стрижня 5 з хвостовиком 6. Кінець стрижня 1 з крючком 2 і язичком 3 та п'ятка 4 виконані сталевими, а частини стрижня 5 з хвостовиком 6, виконана із полімерного матеріалу.

Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад круглов'язальної машини, голки, встановлені в голковому циліндрі (на рис. 3.63 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятка 4 голки, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.63 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндра. Крючок 2 та язичок 3 частини стрижня 1, взаємодіючи з пряжею (на рис. 3.63 не показані), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Взаємодія п'ятки 4 з клинами призводить до появи

ударного імпульсу, який викликає в тілі голки ударні хвилі напружень. Наявність полімерної демпфуючої частини стрижня 5 з хвостовиком 6 дозволяє погасити ударні хвилі напружень, що виникають в тілі голки в результаті удару п'ятки 4 об клини, і зменшити інтенсивність їх розповсюдження від п'ятки 4 до хвостовика 6, крючка 2 і вузла кріплення язичка 3, що призводить до підвищення довговічності роботи голки в'язальної машини. Працездатність голки забезпечується надійним з'єднанням трьох частин голки між собою.

### 3.34. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою з робочими гранями на другому його кінці [190, с. 84, рис. 3.1]. П'ятка голки виконана у вигляді суцільного елемента прямокутної форми, утвореного переходом хвостовика в п'ятку. Виконання п'ятки прямокутної форми та розташування її робочих граней перпендикулярно до осі голки зумовлює появу невірноважених сил, що діють на голку в процесі в'язання, а безпосередній перехід хвостовика в п'ятку не дозволяє знизити жорсткість п'ятки і, відповідно, динамічні навантаження в зоні взаємодії її з клинами

механізму в'язання в'язальної машини, що знижує довговічність роботи голки.

Таким чином в основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій новим виконанням її елементів, забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.

Поставлена задача вирішена тим [37], що в голці в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою з робочими гранями на другому його кінці, згідно з корисною моделлю, п'ятка виконана трапецеїдальної форми, робочі грані якої розташовані під кутом нахилу  $10^\circ \dots 25^\circ$ , та додатково обладнана двома вибірками, розташованими в тілі стержня в зоні переходу хвостовика в п'ятку по обидві її сторони, причому вибірки виконані у вигляді прямокутних трикутників, катети яких вибираються із співвідношень:

$$l_1 = l_2 = (2 \dots 3) h; l_3 = (0,4 \dots 0,6) b, \quad (3.161)$$

де  $l_1, l_2$  – розмір більшого катета відповідної вибірки;

$h$  – ширина п'ятки;

$l_3$  – розмір меншого катета вибірки;

$b$  – ширина хвостовика.

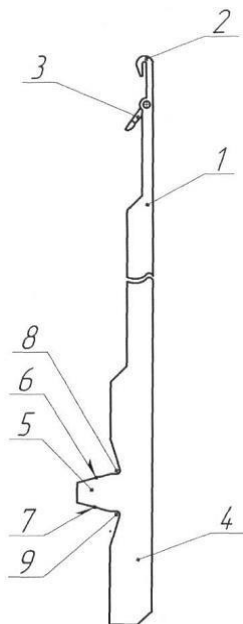
Виконання п'ятки голки трапецеїдальної форми та розташування кожної робочої грані п'ятки під кутом нахилу  $10^\circ \dots 25^\circ$  дозволяє компенсувати невірноваженість сил, що діють на голку в процесі в'язання, виконання вибірок голки у вигляді прямокутних трикутників, катети яких вибираються із співвідношень (3.161), дозволяє зменшити жорсткість п'ятки, що призводить до зменшення динамічних навантажень в зоні взаємодії голки з клинами механізму в'язання в'язальної машини, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки.

На рис. 3.64 представлено загальний вид голки в'язальної машини. На рис. 3.65 представлено фрагмент хвостовика з п'яткою голки в'язальної машини.

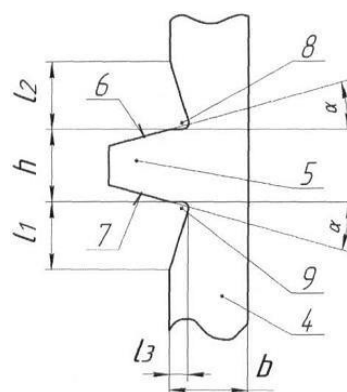
Голка в'язальної машини містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці, хвостовик 4 з п'яткою 5 з робочими гранями 6, 7 на другому його кінці, та дві вибірки 8, 9, розташовані в тілі стержня в зоні переходу хвостовика в п'ятку по обидві її сторони. П'ятка виконана трапецеїдальної форми, робочі грані якої розташовані під кутом  $\alpha$  нахилу до осі п'ятки, який знаходиться в межах  $10 \dots 25^\circ$ , оскільки розташування робочих граней під кутом  $\alpha < 10^\circ$  не забезпечує ефективного урівноваження голки, а при куті  $\alpha > 25^\circ$  збільшується тиск клинів на робочі грані голки, що знижує довговічність її роботи. Вибірki 8, 9 виконані у вигляді прямокутних трикутників, катети яких вибираються із співвідношень (3.147), що забезпечує раціональне зниження жорсткості п'ятки.

Принцип роботи голки в'язальної машини такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому

циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.64 та 3.65 не показано), починають разом з ним обертатися. При цьому робочі грані 6, 7 п'ятки 5, взаємодіючи з клинами



**Рис. 3.64.** Загальний вид голки в'язальної машини



**Рис. 3.65.** Фрагмент хвостовика з п'яткою голки в'язальної машини

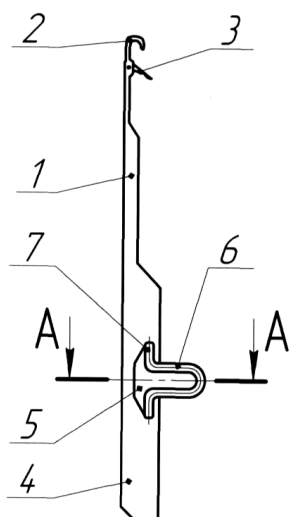
механізму в'язання (на рис. 3.64 та 3.65 не показані), забезпечують зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндра. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.64 та 3.65 не показано), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Наявність вибірок 8, 9 знижує жорсткість п'ятки голки, що забезпечує підвищення довговічності її роботи.

### 3.35. Голка в'язальної машини

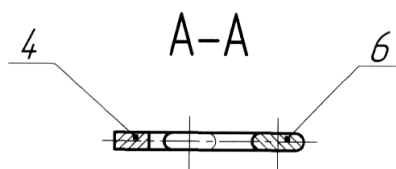
Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком та хвостовик з п'яткою [190, с. 84, рис. 3.1]. Виконання п'ятки суцільною заодно з хвостовиком призводить до підвищення контактних напружень, що виникають при взаємодії голки з направляючими, в яких вона розташована, з клинами механізму в'язання та до погіршення умов змащення пар голка-направляючі та голка-клини і, як наслідок, до збільшення сил тертя руху голки, що знижує надійність та довговічність її роботи. Таким чином в основу корисної моделі покладена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій новим виконанням елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки. Поставлена задача вирішена тим [47], що в голці в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком та хвостовик з п'яткою, згідно з корисною моделлю, хвостовик в зоні п'ятки має відкритий паз, а п'ятка виконана зі сталевого пружинного дроту у вигляді петлі з відгинами,

розташованої в відкритому пазу та закріпленої в хвостовику за допомогою відгинів. Наявність у хвостовику в зоні п'ятки відкритого паза та виконання п'ятки у вигляді окремого елемента, виконаного зі сталевого пружинного дроту у вигляді петлі з відгинами, розташованої в пазу та закріпленого в хвостовику за допомогою відгинів, сприяє зниженню жорсткості голки і прояву високих демпфіруючих здібностей в момент взаємодії з клинами, зниженню ударних навантажень в зоні взаємодії п'ятки голки з клинами, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки.

На рис. 3.66 представлено загальний вид голки в'язальної машини, на рис. 3.67 – розріз А-А голки в'язальної машини. Запропонована голка в'язальної машини містить стержень 1 з язичком 2 і крючком 3, хвостовик 4, що має відкритий паз 5 в зоні п'ятки 6, виконаної у вигляді петлі з відгинами 7, розташованими в відкритому пазу та закріпленими в хвостовику 4 голки.



**Рис. 3.66.** Загальний вид голки в'язальної машини



**Рис. 3.67.** Розріз А-А голки в'язальної машини

Принцип роботи голки в'язальної машини полягає в наступному. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені між направляючими голкового циліндра механізму в'язання (на рис. 3.66 та 3.67 не показано), починають разом з ним обертатися. При цьому п'ятка 6, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.66 та 3.67 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в направляючих голкового циліндра. Крючок 3 та язичок 2, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.66 та 3.67 не показано), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. При роботі в'язальної машини мастило, що подається в механізм в'язання (на рис. 3.66 та 3.67 не показано), попадає в відкритий паз 5 та в п'ятку 6, заповнені пухом від перероблюваної сировини. Пух в поєднанні з мастилом утворює ефект „гнотового” змащення, що зменшує сили тертя пар тертя голка-

направляючі та голка-клини, забезпечуючи підвищення довговічності роботи голки в'язальної машини.

### 3.36. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком та хвостовик з п'яткою [190, с 84, рис. 3.1]. Висока швидкість взаємодії голки в'язальної машини відомої конструкції з клинами механізму в'язання призводить до появи значних динамічних навантажень голки, що знижує довговічність її роботи.

В основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки [48].

Поставлена задача вирішена тим, що голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком та хвостовик з п'яткою, згідно з корисною моделлю, обладнана наскрізним пазом, розташованим у хвостовику, причому розміри наскрізного паза та його розташування вибираються із співвідношень:

$$l = (1,5 \dots 2,0) \cdot h; \Delta = (0,2 \dots 0,3) \cdot b, \quad (3.162)$$

де

$l$  – довжина наскрізного паза;

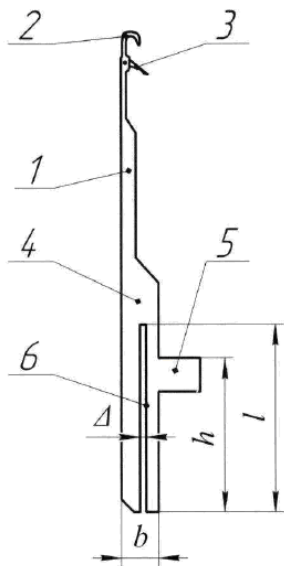
$h$  – відстань п'ятки від торця хвостовика;

$\Delta$  – ширина наскрізного паза;

$b$  – ширина хвостовика.

Обладнання голки в'язальної машини наскрізним пазом, розташованим у хвостовику, причому розміри наскрізного паза та його розташування вибираються із співвідношень (3.162), що дозволяє зменшити жорсткість пар хвостовик-п'ятка-клин і, таким чином, знизити динамічні навантаження, що діють на голку під час взаємодії її з клинами в'язальної машини, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки в'язальної машини.





**Рис. 3.68.** Загальний вид голки в'язальної машини

На рис. 3.68 представлено загальний вигляд голки в'язальної машини. Голка в'язальної машини містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3, хвостовик 4 з п'яткою 5 та наскрізний паз 6, розташований в хвостовику 4, розміри якого та його розташування вибираються із співвідношень (3.162), що забезпечує працездатність голки та раціональне зниження жорсткості пари хвостовик-п'ятка.

Принцип роботи голки в'язальної машини такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.68 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятка 5 голки, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.68 не показано), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндра. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.68 не показані), забезпечує здійснення процесу

петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Взаємодія п'ятки 5 з клинами призводить до динамічних навантажень, що діють на голку. Наявність наскрізного паза 6 забезпечує зменшення жорсткості пар хвостовик-п'ятка-клин і, таким чином, динамічних навантажень, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи голки в'язальної машини.

### 3.37. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком та хвостовик з п'яткою з робочими гранями [190, с. 84, рис. 3.1]. П'ятка голки виконана прямокутної форми, утвореної переходом хвостовика в п'ятку. Виконання п'ятки прямокутної форми з прямими робочими гранями, розташованими перпендикулярно до осі голки, зумовлює появу значних контактних напружень, що виникають в зоні взаємодії робочих граней з клинами в'язальної машини, що знижує довговічність роботи голки.

Таким чином в основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій новим виконанням її елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки [49].

Поставлена задача вирішена тим, що в голці в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком та хвостовик з п'яткою з робочими гранями, згідно з корисною моделлю, п'ятка виконана трубчастою розрізною, параметри якої вибираються із співвідношень:

$$R = (1,5 \dots 2,0) \cdot c; \Delta = (0,2 \dots 0,5) \cdot c; b = (1,5 \dots 2,0) \cdot c, \quad (3.163)$$

де  $R$  – зовнішній радіус робочої грані п'ятки;

$c$  – товщина хвостовика;

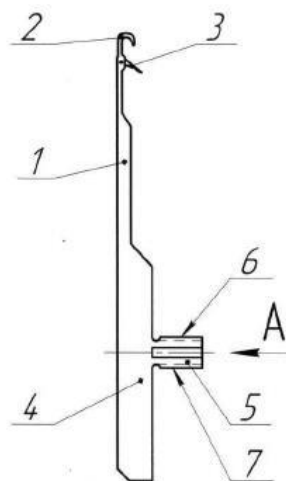
$\Delta$  – відстань між робочими гранями;

$b$  – товщина п'ятки.

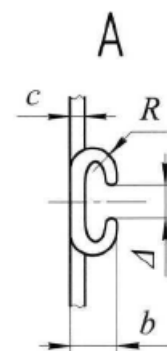
Виконання п'ятки трубчастою розрізною, параметри якої вибираються із співвідношень (3.163), дозволяє знизити контактні напруження, що виникають в зоні взаємодії робочих граней з клинами в'язальної машини, та знизити жорсткість п'ятки, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки в'язальної машини.

На рис. 3.69 представлено загальний вигляд голки в'язальної машини. На рис. 3.70 представлено вид А голки в'язальної машини (фрагмент). Голка в'язальної машини містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 та хвостовик 4 з п'яткою 5, виконаною трубчастою розрізною, з робочими гранями 6, 7.

Принцип роботи голки в'язальної машини такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.69 та 3.70 не показано), починають разом з ним обертатися. При цьому робочі грані 6, п'ятки 5, взаємодіючи з клинами (на рис. 3.69 та 3.70 не показані), забезпечують зворотно-поступальний рух голки в циліндрі механізму в'язання. При цьому крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею (на фіг. 1, 2 рис. 3.69 та 3.70 не показано), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Робочі грані 6, 7 п'ятки 5 виконані закругленої форми, параметри та розташування 35 яких вибирається із співвідношень (3.163), що забезпечує



**Рис. 3.69.** Загальний вид голки в'язальної машини



**Рис. 3.70.** Вид А голки в'язальної машини (фрагмент).

раціональне зниження контактних напружень, які виникають в процесі взаємодії робочих граней з клинами в'язальної машини.

### 3.38. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком та хвостовик з п'яткою з робочими гранями [190, с. 84, рис. 3.1]. Значні контактні напруження, що виникають при взаємодії граней п'ятки з клинами механізму в'язання видавлюють мастило із зони їх взаємодії, що призводять до погіршення умов змащення пар голка-клини, і, як наслідок, до збільшення сил тертя руху голки, що призводить до зниження надійності та довговічності її роботи.

Таким чином в основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій новим виконанням її елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.

Поставлена задача вирішується тим, що голка в'язальної машини [50], що містить стержень з крючком і язичком та хвостовик з п'яткою з робочими гранями, згідно з корисною моделлю, кожна з робочих граней обладнана системою канавок, причому розміри канавок та їх розташування вибираються із співвідношень:

$$t = (0,1\dots0,3) \cdot l; R = (1,2\dots1,5) \cdot t \quad (3.164)$$

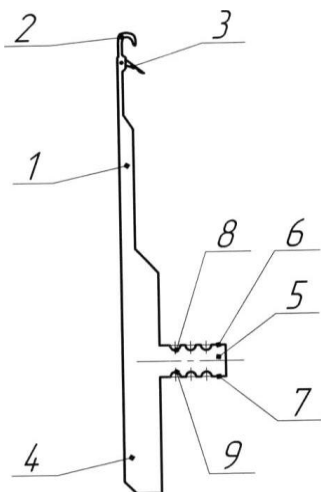
де  $t$  – крок канавок;

$l$  – довжина п'ятки;

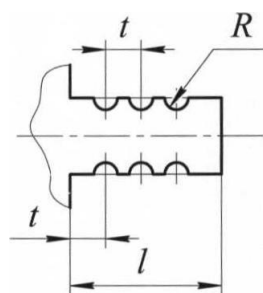
$R$  – радіус канавки.

Обладнання робочих граней п'ятки системою канавок, розміри яких та їх розташування вибираються із співвідношень(3.164), дозволяє ефективно змащувати пари голка-клини за рахунок утримання в канавках мастила, що зменшує втрати на тертя, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки в'язальної машини.

На рис. 3.71 представлено загальний вид голки в'язальної машини. На рис. 3.72 показана п'ятка голки в'язальної машини. Запропонована голка містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3, та хвостовик 4 з п'яткою 5, з робочими гранями 6, 7, обладнаними системою канавок 8, 9.



**Рис. 3.71.** Загальний вид голки в'язальної машини



**Рис. 3.72.** П'ятка голки в'язальної машини

Принцип роботи голки в'язальної машини полягає в наступному. При вмиканні наприклад круглов'язальної машини, п'ятка голки 5 робочими гранями 6, 7 починає взаємодіяти з клинами в'язальної системи (на рис. 3.71 не показано). Мастило, що заповнює систему канавок 8 9, змащує пари тертя голка-клини (на рис. 3.71 не показано), призводить до зменшення сил тертя в цих парах, що знижує зношення п'ятки голки, забезпечуючи підвищення довговічності роботи голки в'язальної машини.

### 3.39. Голка в'язальної машини

Відома в'язальна голка шкарпеткового автомата, що містить стержень з гачком, язичком та п'яткою [252].

Стержень має спеціальний згин для введення додаткової сили опору руху голки відносно паза циліндра, необхідної для унеможливлення самовільного опускання голки в пазах під дією ваги, в умовах виробництва, оскільки клини в'язальних систем шкарпеткових автоматів не створюють замкнуті канали для проходження п'ятки голки. Створена сила опору впливає на величину сили ударної взаємодії голки з клином та на кількість циклів її навантаження, тобто на функціональну надійність та втомлену довговічність голки. Величина сили опору змінюється в широких межах, що зумовлено передусім довільним згином стержня голки, а також його приробкою, зносом голкових пазів циліндра і робочих поверхонь клинів, інтенсивністю змащення тощо, що призводить до зниження надійності та довговічності в'язальної голки.

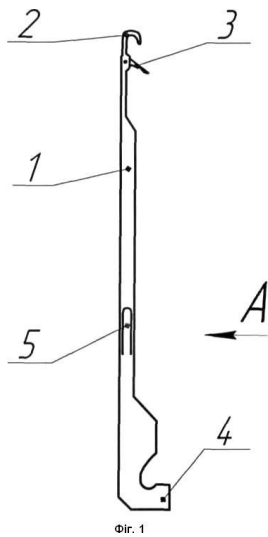
В основу корисної моделі поставлена задача створення в'язальної голки шкарпеткового автомата, в якій зміною форми виконання елементів забезпечилося б підвищення експлуатаційної надійності та втомленої довговічності голки.

Поставлена задача вирішена тим [11], що в'язальна голка шкарпеткового автомата, яка містить стержень з гачком, язичком та п'яткою, згідно з корисною моделлю, обладнана наскрізним прорізом, розташованим на боковій поверхні стержня, який нормує величину сили опору руху голки в пазу циліндра.

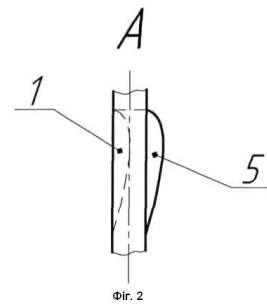
Наявність наскрізного прорізу на стержні голки зменшує її повздовжню жорсткість і, відповідно, ударні навантаження в зоні взаємодії голки з клином та впливає на зниження інтенсивності ударних хвиль в небезпечному перерізі гачка, що забезпечує підвищення експлуатаційної надійності та втомленої довговічності голки.

На рис. 3.72 показано загальний вигляд запропонованої конструкції в'язальної голки шкарпеткового автомата, а на рис. 3.73 – вид *A* в'язальної голки (фрагмент) на рис. 3.72.

В'язальна голка шкарпеткового автомата (рис. 3.72) містить стержень 1 з гачком 2, язичком 3, п'яткою 4 та обладнана наскрізним прорізом 5, розташованим на боковій поверхні стержня 1, розміри та відгин якого нормують величину сили опору руху голки в пазу циліндра.



**Рис. 3.72.** Загальний вид голки в'язальної машини

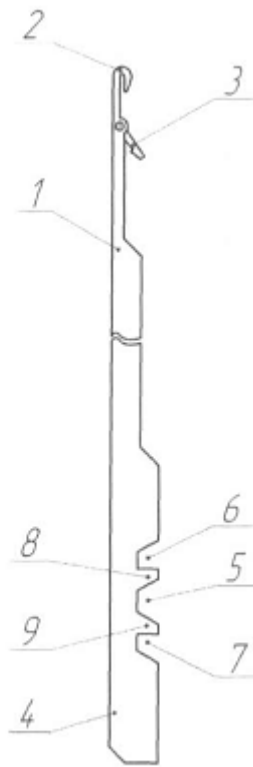


**Рис. 3.73.** Вид А в'язальної голки (фрагмент)

Принцип роботи в'язальної голки шкарпеткового автомата полягає в наступному. При вмиканні шкарпеткового автомата голці, яка встановлена в пазу голкового циліндра (на рис. 3.72 та рис. 3.73 не показано), надають переносний обертальний рух. При цьому п'ятка 4 голки, взаємодіє з клинами в'язальної системи (на рис. 3.72 та рис. 3.73 не показано), що забезпечує її відносний зворотно-поступальний рух вздовж паза циліндра. Наявність на боковій поверхні стержня 1 наскрізного прорізу 5 забезпечує сталість сили опору на рівні нормованого значення, зменшує повздовжню та поперечну жорсткість голки при взаємодії з клином, а також сприяє розсіюванню ударних хвиль напружень в стержні голки. Перелічені фактори суттєво впливають на величину ударного навантаження голки та кількість циклів навантаження, що підвищує експлуатаційну надійність та втомлену довговічність голки.

### 3.40. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з уступом трапецеїдальної форми на другому його кінці [29]. Розташування уступу в суцільному тілі хвостовика зумовлює значну жорсткість уступу і, відповідно, значні динамічні навантаження в парі голка-клин, що призводить до зниження довговічності роботи голки в'язальної машини. В основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій новим виконанням елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.



**Рис. 3.73.** Загальний вид голки в'язальної машини

Поставлена задача вирішується тим [42], що голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з уступом трапецеїдальної форми на другому його кінці, згідно з корисною моделлю, додатково обладнана двома вибірками, розташованими в тілі хвостовика по обидві сторони уступу. Додаткове обладнання голки двома вибірками, розташованими в тілі хвостовика по обидві сторони уступу, знижує жорсткість уступу і, відповідно, величину динамічних навантажень при взаємодії голки з клинами, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки. Суть корисної моделі пояснює рис. 3.73. Голка в'язальної машини містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці та хвостовик 4 з уступом 5 трапецеїдальної форми і двома вибірками 6, 7, розташованими в тілі 20 хвостовика 4 по обидві сторони уступу 5, на другому його кінці. Вибірки 6, 7 утворюють в тілі хвостовика 4 перегородки 8, 9, розташовані між вибірками 6, 7 та уступом 5. Принцип роботи голки в'язальної машини такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.73 не показано), починають разом з ним обертатися. При цьому уступ 5, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.73 не показано), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндра. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.73 не показано), забезпечують здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Вибірки 6, 7, утворюють перегородки 8, 9 між вибірками та уступом 5, що знижує жорсткість уступу 5 в зоні взаємодії голки з клинами і, відповідно, динамічні навантаження, які діють на голку при роботі в'язальної машини.

### 3.41. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком та хвостовик з п'яткою [190, с. 84, рис. 3.1]. Висока швидкість взаємодії голки в'язальної машини з клинами механізму в'язання призводить до появи значних динамічних навантажень голки, що знижує довговічність її роботи. При цьому одним із факторів, що суттєво

впливають на динамічні навантаження і, відповідно, на довговічність роботи голки в'язальної машини, є її маса. Таким чином в основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій введенням нових елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки.

Поставлена задача вирішена тим [Голка в'язальної машини: пат. 106408 Україна: МПК: D04В 15/04. № u 2015 10504; заявл. 28.10.2015; опубл. 25.04.2016, Бюл. № 8. 3 с.], що голка в'язальної машини, яка містить стержень з крючком і язичком та хвостовик з п'яткою, згідно з корисною моделлю, додатково обладнана двома вибірками, розташованими в хвостовику зі сторони, протилежної розташуванню п'ятки, причому вибірки виконані переважно прямокутної форми та розділені між собою перегородкою, розташованою симетрично п'ятці, а розміри вибірок, перегородки та розташування вибірок в хвостовику вибираються із співвідношень:

$$h = (0,4 \dots 0,6) \cdot a; l = (0,8 \dots 1,0) \cdot b; l_1 = l_2 = (0,8 \dots 1,2) \cdot a, \quad (3.165)$$

де  $h$  – глибина вибірок; 20

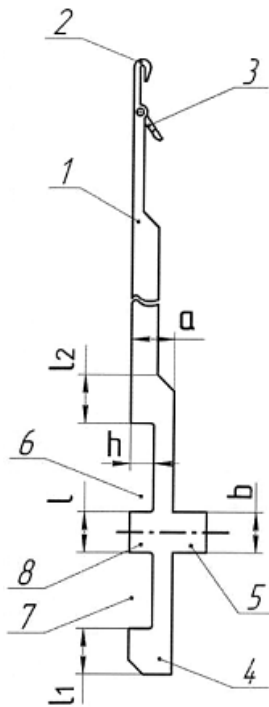
$a$  - ширина хвостовика;

$l$  – ширина перегородки;

$b$  – ширина п'ятки;

$l_1, l_2$  –  $l_1$  відстань вибірок від кінця хвостовика та стержня голки відповідно.

Додаткове обладнання голки в'язальної машини двома вибірками, розташованими в хвостовику зі сторони, протилежної розташуванню п'ятки, причому вибірки виконані переважно прямокутної форми та розділені між собою перегородкою, розташованою симетрично п'ятці, а розміри вибірок, перегородки та розташування вибірок в хвостовику вибираються із співвідношень (3.165), дозволяє зменшити масу голки і, таким чином, знизити динамічні навантаження, що діють на голку під час взаємодії її з клинами в'язальної машини, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки в'язальної машини. На рис. 3.74 представлено загальний вигляд голки в'язальної машини. Голка в'язальної машини містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3, хвостовик 4 з п'яткою 5 та дві вибірки 6, 7, розташовані в хвостовику 4 зі сторони, протилежної розташуванню п'ятки 5, причому вибірки 6, 7 виконані переважно прямокутної форми та розділені між собою перегородкою 8, розташованою симетрично п'ятці, а розміри вибірок, перегородки та розташування вибірок в хвостовику вибираються із співвідношень: (3.165), що забезпечує працездатність голки та раціональне зниження її маси.



**Рис. 3.74.** Загальний вид голки в'язальної машини

Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.7 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятка 5 голки, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на рис. 3.74 не показані), забезпечує зворотно-поступальний рух голки в пазу голкового циліндра. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на рис. 3.74 не показані), забезпечує здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Взаємодія п'ятки 5 з клинами призводить до динамічних навантажень, що діють на голку. Незначна маса голки, зумовлена наявністю вибірок 6, 7, забезпечує зменшення динамічних навантажень, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи голки в'язальної машини.

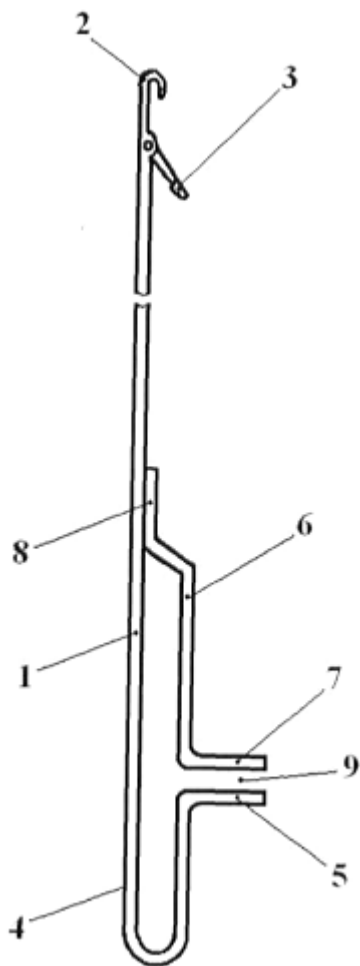
### 3.42. Голка в'язальної машини

Відома голка в'язальної машини, що містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою на другому його кінці [24]. П'ятка голки виконана у вигляді відгину кінця хвостовика, що призводить до появи в ній знакозмінних навантажень, зумовлених взаємодією п'ятки з клинами замків механізму в'язання в'язальної машини і, таким чином, до зниження довговічності роботи голки в'язальної машини. Таким чином в основу корисної моделі поставлена задача створити таку голку в'язальної машини, в якій введенням нових елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи голки в'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим [43], що голка, яка містить стержень з крючком і язичком на одному його кінці та хвостовик з п'яткою на другому його кінці, згідно з корисною моделлю, обладнана додатковою п'яткою та пружним елементом, одним кінцем прикріпленим до стержня, причому додаткова п'ятка розташована на іншому кінці пружного елемента над п'яткою, пружний елемент та стержень з хвостовиком виконані із сталевго пружинного дроту, обидві п'ятки виконані у вигляді відгинів кінців сталевго пружинного дроту, між якими є зазор. Обладнання голки додатковою п'яткою та пружним елементом, одним кінцем прикріпленим до стержня, причому додаткова п'ятка розташована на іншому кінці пружного елемента над п'яткою, виконання пружного елемента та стержня з хвостовиком із сталевго пружинного дроту, де



обидві п'ятки виконані у вигляді відгинів кінців сталевого пружинного дроту, між якими є зазор, дозволяє усунути знакозмінні навантаження, що діють на п'ятки при роботі в'язальної машини, оскільки кожна з п'яток сприймає навантаження лише одного знаку – п'ятка взаємодіє лише з підйомними клинами механізму в'язання, а додаткова п'ятка взаємодіє лише з кулірними клинами механізму в'язання, що забезпечує підвищення довговічності роботи голки в'язальної машини.



**Рис. 3.75.** Загальний вид голки в'язальної машини

На рис. 3.75 представлено загальний вигляд голки в'язальної машини. Голка містить стержень 1 з крючком 2 і язичком 3 на одному його кінці і хвостовик 4 з п'яткою 5 на другому його кінці та пружний елемент 6 з додатковою п'яткою 7, прикріплений одним кінцем 8 до стержня 1, при цьому додаткова п'ятка 7 розташована над п'яткою 5. П'ятка 5 і додаткова п'ятка 7 виконані у вигляді відгинів кінців сталевого пружинного дроту, з якого виконані стержень 1 з хвостовиком 4 та пружний елемент 6. Між обома п'ятками 5 і 7 міститься зазор 9.

Принцип роботи голки такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на 3.75 не показані), починають обертатися. При цьому п'ятки 5 і 7, взаємодіючи з клинами механізму в'язання (на 3.75 не показані), забезпечують зворотно-поступальний рух голки в пазі голкового циліндра. Крючок 2 та язичок 3, взаємодіючи з пряжею та петлями трикотажного полотна (на 3.75 не показані), забезпечують здійснення процесу петлетворення необхідного для одержання

трикотажного полотна. Наявність пружного елемента 6 з додатковою п'яткою 7, прикріпленого до стержня 1 голки, та наявність зазору 9 між п'ятками 5 і 7 дозволяє усунути знакозмінні навантаження, що діють на п'ятки при роботі в'язальної машини, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи голки в'язальної машини і механізму в'язання в цілому.

### 3.43. Ефективність використання пружних клинів в'язальних машин

Зниження динамічних навантажень, що виникають в зоні ударної взаємодії голок в'язальної машини з клином є однією із актуальних проблем трикотажного машинобудування [14, 178]. Одним із перспективних напрямків її вирішення є заміна традиційних клинів з жорсткою робочою поверхнею (жорсткі клини) клинами, що містять пружну робочу поверхню (пружні клини) [10, 155, 190, 227]. Оцінка доцільності та ефективності використання таких клинів є невід'ємною частиною розробки нових конструкцій пружних клинів.

Численні теоретичні та експериментальні дослідження [10, 155, 226], проведені проф. Гарбаруком В.М., Хомяком О.М. та ін. показують, що зниження динамічних навантажень в механізмах в'язання в'язальних машин може бути досягнуто шляхом використання клинів з пружними робочими поверхнями (поверхня, що взаємодіє з п'ятками голок). В роботі [189] пропонується ряд конструкцій пружних клинів, здатних підвищити ефективність роботи в'язальних машин. Проте, незважаючи на накопичений досвід в практиці досліджень по удосконаленню конструкцій клинів в'язальних машин, вирішення проблеми зниження динамічних навантажень в в'язальних системах шляхом удосконалення клинів все ще залишається актуальною.

Поставлена мета, розробити нову конструкцію пружного клина та провести оцінку ефективності використання його у механізмах в'язання в'язальних машинах.

Як показують дослідження [178], ефективність клина в'язальної машини оцінюється коефіцієнтом зниження динамічних навантажень у в'язальних системах  $n$ , що знаходиться із умови:

$$n = \sqrt{\frac{P_1}{P_2}} = \sqrt{\frac{\delta'_2}{\delta'_1}} = \sqrt{\frac{C_1}{C_2}}, \quad (3.166)$$

де  $P_1, P_2$  – максимальна сила удару голки об клин відповідно традиційної (жорсткої) конструкції і нової конструкції клина, зокрема пружного клина,

$$P_1 = V \sqrt{\frac{m}{K\delta'_1}} \operatorname{tg} \alpha, \quad P_2 = V \sqrt{\frac{m}{K\delta'_2}} \operatorname{tg} \alpha; \quad (3.167)$$

$\delta'_1, \delta'_2$  – податливість пари голка-клин при використанні відповідно традиційної (жорсткої) конструкції клина і пружного клина;

$C_1, C_2$  – жорсткість (зворотна величина податливості) пари голка-клин при використанні відповідно жорсткого та пружного клинів;

$V$  – швидкість ударної взаємодії голки з клином;

$m$  – маса голки;

$K$  – конструктивний параметр в'язальної системи [178];

$\alpha$  – кут профілю клина в зоні удару голки (кут зустрічі п'ятки голки з клином).

Як показує аналіз взаємодії голки з клином в період удару [178], деформація системи голка-клин визначається, із умови:

$$\delta = \delta_x \operatorname{tg} \alpha + \delta_y, \quad (3.168)$$

де  $\delta$  – сумарна деформація системи голка-клин;

$\delta_x, \delta_y$  – деформація системи голка-клин відповідно уздовж осей  $x$  і  $y$ .

Аналізуючи умови роботи голки в'язальної машини, приходимо до висновку, що податливість пари голка-клин визначається в основному

- вигином і скручуванням п'ятки;
- вигином штег (направляючі голки);
- змінанням матеріалу голки, клину та штег в зоні їх контактної взаємодії.

Враховуючи вищенаведене, статична деформація системи голка-клин уздовж осі  $x$  може бути визначена з умови:

$$\delta_x = \delta_{1x} + \delta_{2x} + \delta_{3x} + \delta_{4x} + \delta_{5x}, \quad (3.169)$$

де  $\delta_{1x}$  – деформація змінання п'ятки голки і клину;

$\delta_{2x}$  – деформація вигину п'ятки;

$\delta_{3x}$  – деформація змінання тіла голки і штег;

$\delta_{4x}$  – деформація вигину штег;

$\delta_{5x}$  – деформація скручування п'ятки.

Використовуючи теорію контактної міцності та згину [166], можна отримати:

$$\delta_{1x} = 1,16 \frac{P}{l_1 E (1 + \mu \operatorname{tg} \alpha) \sin^2 \alpha}, \quad (3.170)$$

$$\delta_{2x} = P \frac{a^3}{3E_1 J_{1x}}, \quad (3.171)$$

$$\delta_{3x} = 1,16 \frac{P}{b^2 E'} \left[ \frac{a^2}{l_2} + \frac{(a+b)^2}{l_3} \right], \quad (3.172)$$

$$\delta_{4x} = P \frac{(a+b)l^3}{3bE_2 J_{2x}}, \quad (3.173)$$

де  $P$  – складова сили удару, що діє уздовж осі  $X$  (горизонтальна складова);

$l_1, l_2, l_3$  – довжина ліній контакту відповідно п'ятки голки з клином, контакту спинки голки зі штегою і контакту голки з виступаючою гранню штеги;

$E, E'$  – приведені модулі пружності відповідно матеріалів пар голка-клин і голка-штега;

$E_1, E_2$  – модулі пружності матеріалів голки і штеги;

$\mu$  – коефіцієнт тертя пари голка-клин;

$a$  – плече сили удару  $P$ ;

$J_{1x}, J_{2x}$  – моменти інерції перетину п'ятки голки і штеги.

Величина деформації скручування п'ятки голки, визначається із умови [10]:

$$\delta_{5x} = 0,5h \cdot \operatorname{tg}\varphi, \quad (3.174)$$

де  $h$  – ширина п'яти;

$\varphi$  – кут скручування п'ятки у момент удару.

Оскільки  $\varphi$  мало, можемо прийняти:

$$\delta_{5x} = 0,5h\varphi. \quad (3.175)$$

Як відомо [166]:

$$\varphi = \frac{M_k \alpha}{GJ_p}, \quad (3.176)$$

де  $M_k$  – крутний момент, що виникає при ударі п'ятки голки об клин;

$G$  – модуль пружності матеріалу голки при зрушенні;

$J_p$  – полярний момент інерції перетину п'ятки.

З умови рівноваги голки маємо:

$$M_k = 0,5Nh \left( 1 - \frac{\Delta}{h} \operatorname{ctg}\alpha \right) \sin\alpha,$$

або, враховуючи, що  $P = N \sin\alpha$ :

$$M_k = 0,5P(h - \Delta \operatorname{ctg}\alpha), \quad (3.177)$$

де  $\Delta$  – товщина п'ятки.

Оскільки для штампованих голок зазвичай  $h/\Delta \geq 4$ , згідно [166]:

$$J_p = \frac{(h/\Delta - 0,63)\Delta^4}{3}.$$

Враховуючи (3.176), (3.177), рівняння (3.175) приймає вигляд:

$$\delta_{5x} = 0,25P \frac{(h - \Delta \operatorname{ctg}\alpha)h\alpha}{GJ_p}. \quad (3.178)$$

Деформація пари голка-клин уздовж осі  $y$  може бути визначена із умови:

$$\delta_y = \delta_{1y} + \delta_{2y} + \delta_{3y}, \quad (3.179)$$

де  $\delta_{1y}$  – деформація уздовж осі  $y$ , обумовлена зминанням голки і клину;

$\delta_{2y}$  – деформація вигину п'ятки голки уздовж осі  $y$ ;

$\delta_{3y}$  – деформація скручування п'ятки.

Аналогічно вищенаведеному:

$$\delta_{1y} = 1,16 \frac{P}{l_1 E (\operatorname{tg} \alpha + \mu) \cos^2 \alpha}; \quad (3.180)$$

$$\delta_{2y} = P \frac{a^3 \operatorname{ctg}(\alpha + \rho)}{3E_1 J_y}, \quad (3.181)$$

де  $\rho$  – кут тертя пари голка-клин;

$J_y$  – момент інерції перетину п'ятки голки відносно осі  $y$ .

З достатнім ступенем точності можна записати:

$$\delta_{3y} = 0,5 \delta_{5x} \varphi$$

$$(3.182)$$

Враховуючи (3.176), (3.177) і (3.178), отримуємо:

$$\delta_{3y} = 0,25 p^2 h \left[ \frac{0,5(h - \Delta \operatorname{ctg} \alpha) a}{GJ_p} \right]^2. \quad (3.183)$$

Для однофонтурних круглов'язальних машин типу КО з голками поз. 0–388, 0–384 [113] ( $l_1 = 2,5$ ;  $l_2 = 81$ ;  $l_3 = 25,5$ ;  $a = 1,5$ ;  $b = 3,8$ ;  $h = 3$ ;  $h_1 = 73$ ;  $\Delta = 0,5$ ;  $\Delta_1 = 0,6$  мм;  $E_1 = E_2 = E = E' = 2,2 \cdot 10^5$  МПа;  $G = 8,1 \cdot 10^4$  МПа;  $\alpha = 56^\circ$ ;  $\mu = 0,17$ ;  $\rho = 9^\circ 40'$ ), використовуючи отримані залежності (3.170) – (3.173), (3.178), (3.180), (3.181) і (3.183), знаходимо:

$$\begin{aligned} \delta_{1x} &= 2,75 \cdot 10^{-9} P; & \delta_{2x} &= 163,6 \cdot 10^{-9} P; & \delta_{3x} &= 0,412 \cdot 10^{-9} P; \\ \delta_{4x} &= 0,0062 \cdot 10^{-9} P; & \delta_{5x} &= 330,2 \cdot 10^{-9} P; & \delta_{1\phi} &= 4,08 \cdot 10^{-9} P; \\ \delta_{2\phi} &= 2,05 \cdot 10^{-9} P; & \delta_{3y} &= 0,036 \cdot 10^{-9} P^2 \text{ м.} \end{aligned}$$

Аналізуючи одержані результати, приходимо до висновку, що при виконанні інженерних розрахунків податливість системи голка-клин, однофонтурних круглов'язальних машин типу КО з достатнім ступенем точності можна визначити з виразу:

$$\delta' = (\delta'_{2x} + \delta'_{5x}) \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.184)$$

де  $\delta'_{2x}$ ,  $\delta'_{5x}$  – податливість системи від деформацій  $\delta_{2x}$ ,  $\delta_{5x}$ :

$$\delta'_{2x} = \frac{\delta_{2x}}{P}; \quad \delta'_{5x} = \frac{\delta_{5x}}{P}. \quad (3.185)$$

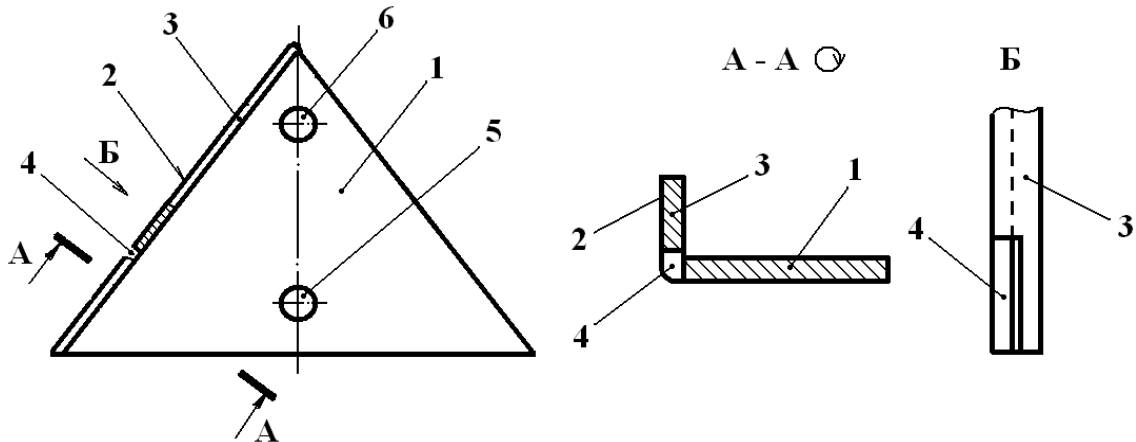
Підставляючи в (3.184) значення (3.185) та враховуючи (3.171), (3.178), знаходимо:

$$\delta' = \frac{a^3 \operatorname{tg} \alpha}{3E_1 J_{1x}} + 0,25 \frac{(h \operatorname{tg} \alpha - \Delta) h a}{GJ_p}. \quad (3.186)$$

Використовуючи (3.186) для круглов'язальних машин типу КО отримуємо:

$$\delta' = 732 \cdot 10^{-9} \text{ м/Н.}$$

З метою підвищення податливості пари голка-клин, що забезпечує зниження динамічних навантажень в'язальної системи, автори запропонували конструкцію клина, схема якої представлена на рис. 3.79. На відміну від відомих клинів з підвищеною податливістю робочої поверхні, запропонованих авторами раніше [190], клин відрізняється простотою конструкції, технологічністю та економією матеріалу.



**Рис. 3.76.** Клин в'язальної машини з відгином з пружною робочою поверхнею

Клин в'язальної машини містить корпус 1, робочу поверхню 2, відгин 3 та наскрізний паз 4. Одна із поверхонь відгину 3 виконує роль робочої поверхні 2, а наскрізний паз 4 розташований в нижній частині відгину паралельно робочій поверхні. Клин містить також два отвори 5, 6 для кріплення корпусу 1 до замкових блоків механізму в'язання (на рис. 3.76 не показані). Корпус 1 виготовлено із листового матеріалу шляхом штамповки.

Принцип роботи клина такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.79 не показані), починають обертатися. При цьому голки, зустрічаючи на своєму шляху робочу поверхню 2, піднімаються вгору (згідно з рис. 3.76), виконуючи технологічний процес утворення петель трикотажного полотна (на рис. 1 не показано). Наявність наскрізного пазу 4 зменшує жорсткість відгину 3 в зоні ударної взаємодії голок з клином, що призводить до зниження динамічних навантажень в парі голка-клин [178].

Оцінимо ефективність використання запропонованої конструкції клина.

Податливість пари голка-клин  $\delta'$  у цьому випадку знаходиться із умови:

$$\delta' = \delta'_1 + \delta / P, \quad (3.187)$$

де  $\delta'_1$  – податливість пари голка-клин з жорстким клином;

$\delta$  – деформація відгину з пазом нового клину в зоні удару голки;  
 $P$  – максимальна сила удару голки об клин (горизонтальна складова).

Оскільки [178]  $\delta_y = \delta_x \operatorname{ctg} \alpha$ , вираз (3.168) приймає вид:

$$\delta = \delta_x (\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{ctg} \alpha) = \frac{2\delta_x}{\sin 2\alpha}. \quad (3.188)$$

Підставляючи (3.187) в вираз (3.188), нехтуючи технологічними навантаженнями та враховуючи результати досліджень [178], одержуємо:

$$\delta' = \frac{2\delta'_1 + A^2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{2\delta'_1 + A^2}{2}\right)^2 - (\delta'_1)^2}, \quad (3.189)$$

$$A = \frac{\delta_x}{V \sqrt{\frac{m}{K} \sin^2 \alpha}}. \quad (3.190)$$

де

Використовуючи параметри круглов'язальної машини КО [113, 178]:  
 $\delta'_1 = 0,725 \cdot 10^{-3}$  мм/Н;  $V = 0,71$  м/с;  $m = 0,713 \cdot 10^{-3}$  кг;  $K = 0,418$ ;  $\alpha = 56^\circ$  та  
 приймаючи, щоб уникнути порушення процесу петлетворення [14]  $\delta_x = 0,2$   
 мм, згідно з [178] маємо:  $\delta' = 36,2 \cdot 10^{-3}$  мм/Н. Максимальна сила удару голки  
 об відгин запропонованої конструкції клина при цьому складе 12,2 Н, що  
 приблизно в 7 разів менше в порівнянні з використанням існуючих  
 жорстких клинів [113] круглов'язальних машин типу КО.

Отримані результати свідчать про доцільність та ефективність  
 використання запропонованої конструкції пружного клина в механізмі  
 в'язання в'язальних машин.

Використання запропонованої конструкції клина дозволяє:

- підвищити довговічність роботи клина завдяки зниженню динамічних навантажень в зоні взаємодії його з голками;
- підвищити якість трикотажного полотна за рахунок підвищення стабільності роботи пари голка-клин;
- підвищити продуктивність в'язальної машини за рахунок підвищення довговічності роботи клина.

### 3.44. Удосконалення клинів в'язальних машин

Перспективним напрямком підвищення ефективності роботи в'язальних машин є удосконалення їх робочих органів, зокрема, клинів [10, 155, 190, 227]. Дослідження [190] показують, що заміна традиційних конструкцій клинів жорсткої конструкції клинами з пружними елементами дозволяють в 5 і більше разів знизити динамічні навантаження, що виникають в зоні ударної взаємодії пари голка-клин, що позитивно позначається на підвищенні ефективності роботи як клинів, так і в'язальних машин в цілому.

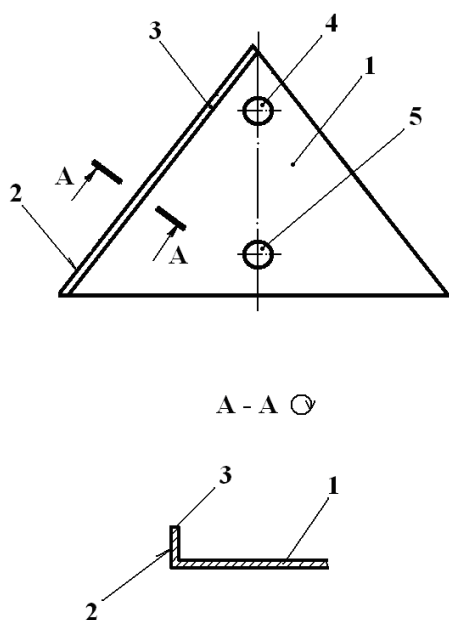
Аналіз існуючих конструкцій клинів в'язальних машин дозволив авторам [204] запропонувати ряд нових конструкцій клинів, здатних підвищити ефективність їх роботи.

На рис. 3.77 [86] представлено пластинчатий клин з відгином робочої поверхні, що дозволяє спростити технологію його виготовлення та забезпечує економію матеріалу.

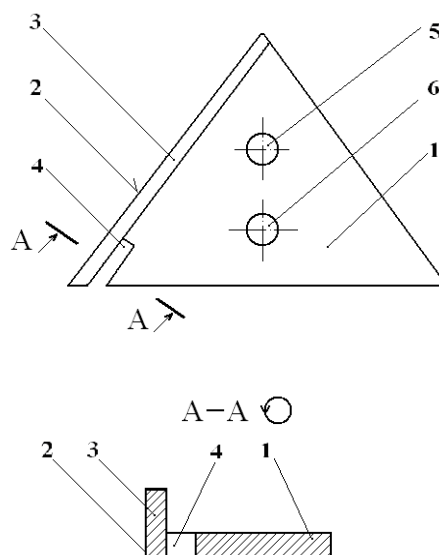
Клин містить корпус 1, робочу поверхню 2 та відгин 3. Відгин 3 розташований перпендикулярно площині корпусу, а одна із поверхонь його виконує роль робочої поверхні 2. Корпус 1 виготовлено із листового матеріалу шляхом штамповки, а робоча поверхня 2 утворена шляхом відгину частини корпусу. Клин містить також два отвори 4, 5 для кріплення його до замкових блоків механізму в'язання.

Принцип роботи клина такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі, починають обертатися. При цьому голки, зустрічаючи на своєму шляху робочу поверхню 2, піднімаються вгору, виконуючи технологічний процес утворення петель трикотажного полотна. Оскільки робоча поверхня 2 утворена шляхом відгину корпусу 1 і являє собою пружний елемент клин забезпечує також зниження динамічних навантажень, зумовлених ударною взаємодією п'яток голок з робочою поверхнею [178].

Використання запропонованої конструкції клина дозволяє спростити технологію виготовлення клина в'язальної машини та одержати економію матеріалу для його виготовлення.



**Рис. 3.77.** Пластинчатий клин



**Рис. 3.78.** Пластинчатий клин з відгином та повздожнім пазом

Різновид пластинчатого клина з відгином робочої поверхні представлено на рис 3.78 [87]. На відміну від попередньої конструкції клина (рис. 3.78) запропонований клин даткові містить наскрізний паз,

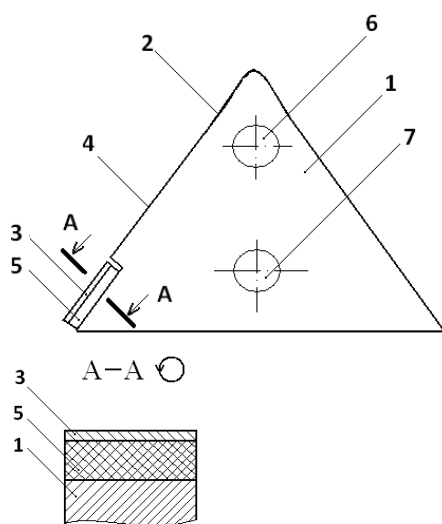


розташований в нижній частині корпусу дотично відгину і паралельно робочій поверхні, що забезпечує зниження жорсткості робочої поверхні і, відповідно, динамічних навантажень в зоні взаємодії голок з робочою поверхнею, що призводить до підвищення довговічності клина.

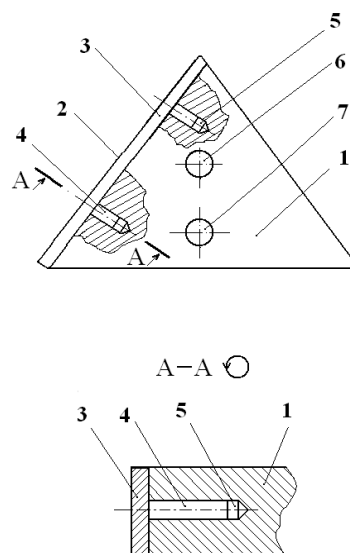
Клин містить корпус 1, робочу поверхню 2, відгин 3 та паз 4, причому корпус 1 виготовлено із листового матеріалу шляхом штамповки. Одна із поверхонь відгину 3 виконує роль робочої поверхні 2. Клин містить також два отвори 5, 6 для кріплення корпусу 1 до замкових блоків.

Принцип роботи клина такий. При вмиканні в'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі, починають обертатися. При цьому голки, зустрічаючи на своєму шляху робочу поверхню 2, піднімаються вгору, виконуючи технологічний процес утворення петель трикотажного полотна. Наявність пазу 4 зменшує жорсткість робочої поверхні 2 в зоні ударної взаємодії голок з клином, що призводить до зниження динамічних навантажень [178] та підвищення довговічності роботи клина.

На рис. 3.79 показано клин з робочою поверхнею на пружній основі [78]. Клин містить корпус 1, робочу поверхню 2 з динамічною 3 і статичною 4 ділянками та плоский пружний елемент 5, що з'єднує динамічну ділянку 3 з корпусом 1. Плоский пружний елемент 5 та динамічна ділянка 3 виконані прямокутної форми однакової довжини та з шириною, що дорівнює ширині статичної ділянки 4. Для кріплення клина з блоками механізму в'язання служать отвори 6, 7, виготовлені в корпусі 1 клина. Плоский пружний елемент 5 може бути виконаний, наприклад, із маслостійкої гуми, а взаємне з'єднання динамічної ділянки 3, плоского пружного елемента 5 та корпусу 1 здійснюється, наприклад, клейовим методом, або методом вулканізації.



**Рис. 3.79.** Клин з робочою поверхнею на пружній основі



**Рис. 3.80.** Клин зі змінною пластиною

Принцип роботи клина такий. При вмиканні в'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі, починають обертатися. При цьому одна із голок, що рухаються вниз, зустрічаючи на своєму шляху динамічну ділянку 3 ударяється об неї і, піднімаючись вгору (згідно з рис. 3.79), переходить на статичну ділянку 4. Аналогічно послідовно вступають у взаємодію з клином і інші голки, що забезпечує здійснення процесу петлетворення полотна. Під дією сили удару голки об динамічну ділянку 3 остання, взаємодіючи з плоским пружним елементом 5, прогинається (ефект балки на пружній основі), зменшуючи динамічні навантаження в парі голка-клин, що призводить до підвищення довговічності роботи клина в'язальної машини.

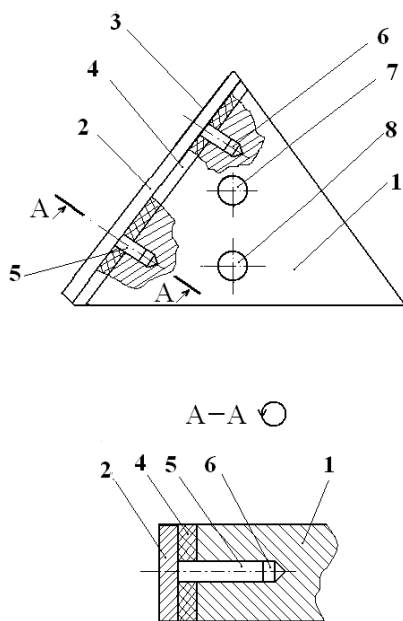
На рис. 3.80 представлена схема клина зі знімною пластиною [85]. Клин містить корпус 1 з робочою поверхнею 2, причому робоча поверхня виконана знімною у вигляді знімного елемента 3, встановленого в корпусі 1 з можливістю його знімання. З цією метою знімний елемент 3 має два штифти 4, а корпус 1 має два глухі отвори 5. Корпус 1 клина містить також два отвори 6, 7, за допомогою яких він кріпиться до блоку в'язальної системи. Знімний елемент 3 виконано у вигляді пластини з високоякісної сталі, наприклад зі сталі ШХ 15, або пружинної сталі, а корпус 1 виготовляється з дешевих низьковуглецевих сталей, наприклад сталі Ст. 5, що дозволяє зменшити витрату високоякісних дорогих сталей на виготовлення клина.

Принцип роботи клина такий. При вмиканні в'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі, починають обертатися. При цьому голки, зустрічаючи на своєму шляху робочу поверхню 2 взаємодіють з нею, піднімаючись вгору, що забезпечує здійснення процесу петлетворення. При зношенні робочої поверхні 2, зумовленого взаємодією з нею голок, знімний елемент 3 виймається із корпусу 1 і замінюється новим.

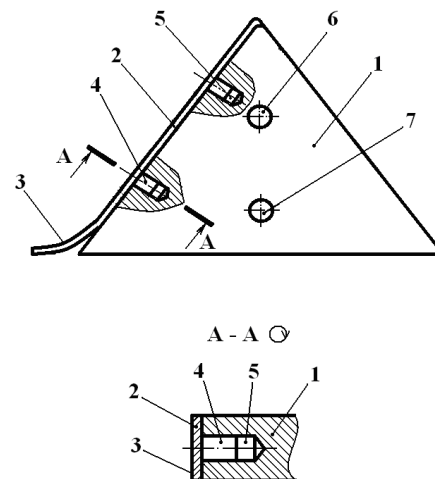
На рис. 3.81 представлена конструкція клина зі знімною пластиною на пружній основі [83].

Клин містить з'єднані між собою корпус 1, пластину 2 з робочою поверхнею 3, пружний елемент 4, розташований між корпусом 1 і пластиною 2, та два штифти 5, прикріплені до пластини 2, за допомогою яких пластина 2 та пружний елемент 4 з'єднані з корпусом 1, причому пластина 2 виконана рухливою з можливістю взаємодії з пружним елементом 4. Корпус 1 має два глухі отвори 6 для розміщення в них штифтів 5, причому діаметр отворів 6 повинен забезпечити відносну рухливість пластини 2. Корпус 1 клина містить також два отвори 7, 8, за допомогою яких він кріпиться до блоку в'язальної системи. З метою економії високоякісної сталі (наприклад сталі ШХ 15), що використовується для виготовлення клина, з неї виготовляється лише пластина 2, а корпус 1 виготовляється з дешевих низьковуглецевих сталей (наприклад сталі Ст. 5).

Принцип роботи клина такий. При вмиканні в'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі, починають обертатися. При цьому голки, зустрічаючи на своєму шляху робочу поверхню 3 пластини 2, взаємодіють з нею, піднімаючись вгору (згідно з рис. 3.81), що забезпечує здійснення процесу в'язання полотна. Під дією сили удару голки об робочу поверхню 3 пластина 2, взаємодіючи з пружним елементом 4, прогинається, зменшуючи динамічні навантаження в парі голка-клин (ефект балки на пружній основі). Наявність двох штифтів 5, прикріплених до пластини 2, за допомогою яких рухлива пластина 2 та пружний елемент 4 з'єднані з корпусом 1, дозволяє запобігти зміщенню пластини 2 відносно корпусу 1 клина, що стабілізує процес в'язання та підвищує довговічність роботи клина.



**Рис. 3.81.** Клин зі знімною пластинною на пружній основі



**Рис. 3.82.** Клин з криволінійною знімною робочою пластинною

На рис. 3.82 представлена схема клина з криволінійною знімною робочою пластинною [79].

Клин в'язальної машини містить корпус 1, пластину 2 з робочою поверхнею 3 та два штифти 4, прикріплені до пластини 2, за допомогою яких вона з'єднана з корпусом 1, причому пластина розташована на всій відповідній поверхні корпусу та виконана криволінійною. Корпус 1 має два глухі отвори 5 для розташування в них штифтів 4 та два отвори 6, 7, за допомогою яких клин кріпиться до блоку в'язальної системи. Пластина 2 виконана з високоякісної сталі, наприклад зі сталі ШХ 15, або пружинної сталі, а корпус 1 виготовляється з дешевих низьковуглецевих сталей, наприклад сталі Ст. 5.

Принцип роботи клина такий. При вмиканні в'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі, починають обертатися. При цьому голки, зустрічаючи на своєму шляху криволінійну робочу поверхню

3, взаємодіють з нею, піднімаючись вгору (згідно з рис. 3.82), що забезпечує здійснення процесу в'язання полотна. При зношенні робочої поверхні 3, зумовленим взаємодією з нею голок, пластина 2 виймається із корпусу 1 і замінюється новою. Корпус 1, як неушкоджений, не міняється. Таким чином досягається зменшення витрат високоякісних дорогих сталей на виготовлення клина та підвищення довговічності його роботи.

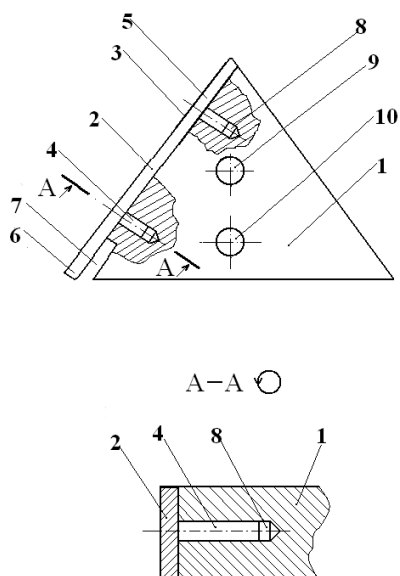
На рис. 3.83 показано конструкцію клина зі знімною робочою пластиною з прогином [81].

Клин містить корпус 1, пластину 2 з робочою поверхнею 3 та два штифти 4, прикріплені до пластини 2, за допомогою яких вона з'єднана з корпусом 1, причому пластина 2 розташована на поверхні корпусу 1 таким чином, що її кінець 5 прикріплений до корпусу 1 жорстко, а кінець 6 має можливість прогинання. З цією метою поверхня корпусу 1 виконана ступінчатою, що дає змогу утворити між кінцем 6 та корпусом 1 зазор 7. Корпус 1 має два глухі отвори 8 для розташування в них штифтів 4 та два отвори 9, 10, за допомогою яких клин кріпиться до блоку в'язальної системи (на рис. 3.83 не показано). Пластина 2 виконана з високоякісної сталі, наприклад зі сталі ШХ 15, або пружинної сталі, а корпус 1 виготовляється з дешевих низьковуглецевих сталей, наприклад сталі Ст. 5.

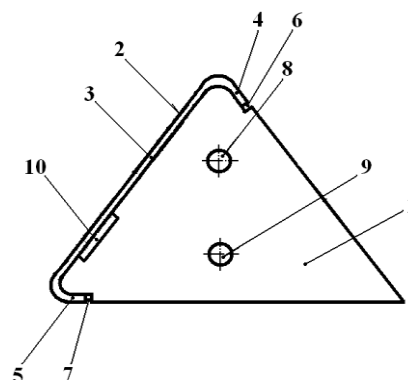
Принцип роботи клина такий. При вмиканні в'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі, починають обертатися. При цьому голки, зустрічаючи на своєму шляху робочу поверхню 3, взаємодіють з нею, піднімаючись вгору, що забезпечує здійснення процесу петлетворення. При цьому деформуючі властивості кінця 6 пластини 2 забезпечують зниження динамічних навантажень, зумовлених взаємодією голок з робочою поверхнею 3. При зношенні робочої поверхні 3, зумовленим взаємодією з нею голок, пластина 2 виймається із корпусу 1 і замінюється новою. Таким чином досягається зменшення витрат високоякісних дорогих сталей на виготовлення клина та підвищення довговічності його роботи.

На рис. 3.84 [80] показано клин зі знімною фігурною пластиною з прогином.

Клин містить корпус 1 з робочою поверхнею 2, причому робоча поверхня 2 виконана знімною у вигляді знімного елемента 3, встановленого в корпусі 1 з можливістю його знімання. З цією метою кінці знімного елемента 3 мають відгини 4 і 5, а корпус 1 містить гнізда 6, 7, в яких вони розташовуються. Корпус 1 містить також два отвори 8, 9, за допомогою яких він кріпиться до блоку в'язальної системи. Між корпусом 1 та знімним елементом 3 у нижній частині клина (зона ударної взаємодії голки з робочою поверхнею) міститься зазор 10. Знімний елемент 3 виконано у вигляді фігурної пластини з високоякісної сталі, наприклад зі сталі ШХ 15, або пружинної сталі, а корпус 1 виготовляється з дешевих низьковуглецевих сталей, наприклад сталі Ст. 5.



**Рис. 3.83.** *Клин зі знімною робочою пластиною з прогином*



**Рис. 3.84.** *Клин зі знімною фігурною пластиною з прогином*

Принцип роботи клина такий. При вмиканні в'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання, починають обертатися. При цьому голки, зустрічаючи на своєму шляху робочу поверхню 2 взаємодіють з нею, піднімаючись вгору, що забезпечує здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Наявність між корпусом 1 та знімним елементом 3 у нижній частині клина зазору 10 зменшує в цій зоні жорсткість знімного елемента 3, що призводить до зниження динамічних навантажень при взаємодії голок з клином. При зношенні робочої поверхні 2, зумовленим взаємодією з нею голок, знімний елемент 3 виймається із корпусу 1 і замінюється новим. Корпус 1, як неушкоджений в процесі експлуатації в'язальної машини, не міняється, що забезпечує зменшення витрат високоякісних дорогих сталей на виготовлення клина та підвищення довговічності його роботи.

Отримані результати досліджень свідчать про доцільність та ефективність удосконалення клинів в'язальних машин та використання їх як у круглов'язальних, так і у плосков'язальних машинах та в'язальних автоматах.

Використання запропонованих авторами нових конструкцій клинів в'язальних машин дозволяє:

- розширити асортимент клинів в'язальних машин;
- підвищити надійність та довговічність роботи клинів і в'язальної машини в цілому за рахунок зменшення динамічних навантажень, що виникають при взаємодії клинів з голками в'язальних систем;
- підвищити якість трикотажного полотна за рахунок підвищення стабільності роботи пари клин-голка;

– підвищити продуктивність в'язальної машини за рахунок підвищення довговічності роботи клинів.

### 3.45. Кли́н в'язальної машини

Відомий клин в'язальної машини, що містить корпус та робочу поверхню [14, с. 165, рис. 10.5]. Кли́н виконано у вигляді жорсткої конструкції, частина якої, що утворює робочу поверхню, з метою зниження тертя при взаємодії її голками, прошліфована і відполірована. Жорсткість робочої поверхні призводить до значних динамічних навантажень, що виникають в зоні ударної взаємодії голок з робочою поверхнею клина [155], що знижує надійність роботи клина в'язальної машини. Відомий також клин в'язальної машини, що містить корпус, робочу поверхню та паз [59]. Паз виконано наскрізним замкнутим, розташованим вздовж робочої поверхні клина, що ускладнює конструкцію клина. Таким чином в основу корисної моделі поставлена задача створити такий клин в'язальної машини, в якому новим виконанням його елементів забезпечились би спрощення конструкції клина.

Поставлена задача вирішена тим [77], що в клині, що містить корпус, робочу поверхню та паз, згідно з корисною моделлю, робоча поверхня виконана з відгином від корпусу, а паз виконаний наскрізним та розташований в нижній частині корпусу перпендикулярно робочій поверхні. Доцільно, щоб паз мав розміри, що вибираються із умови:

$$a = (0,1 \dots 0,2) \cdot \Delta; b = (3 \dots 4) \cdot \Delta; l = (2 \dots 3) \cdot \Delta, \quad (3.191)$$

де  $a$  – ширина паза;

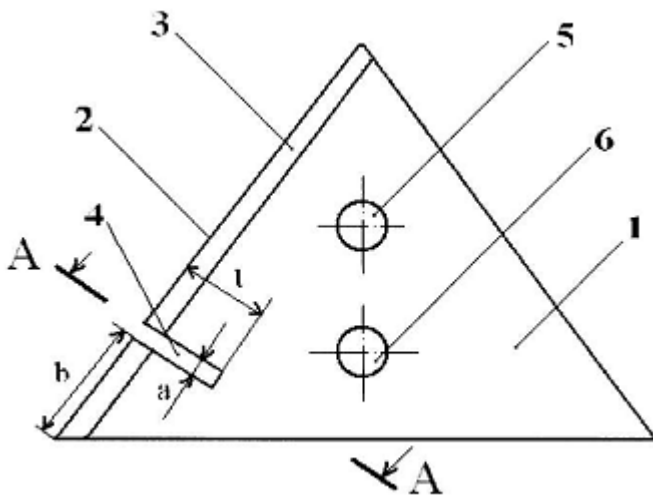
$\Delta$  – товщина корпусу;

$b$  – відстань паза від низу корпусу;

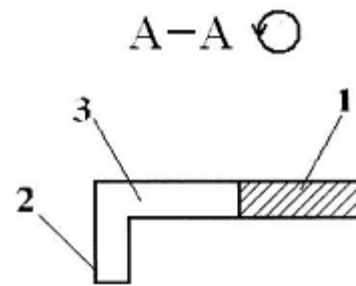
$l$  – довжина паза.

Виконання робочої поверхні з відгином від корпусу, а паза — наскрізним та розташованим в нижній частині корпусу перпендикулярно робочій поверхні, забезпечує спрощення конструкції клина в'язальної машини. Вибір розмірів паза із умови (3.190) забезпечує рівномірність елементів клина, що призводить до підвищення довговічності його роботи. На рис. 3.85 представлено загальний вид клина в'язальної машини. На рис. 3.86 представлено розріз А-А клина в'язальної машини.

Клин (рис. 3.85) містить корпус 1, робочу поверхню 2, з відгином 3 та паз 4. Відгин 3 розташовано перпендикулярно площині корпусу. При цьому корпус 1 виготовлено із листового матеріалу шляхом штамповки, а робоча поверхня 2 утворена шляхом відгину частини корпусу 1. Паз 4 виконано наскрізним та розташовано в нижній частині корпусу перпендикулярно робочій поверхні 2. Кли́н містить також два отвори 5, 6 для кріплення корпусу 1 до замкового блока механізму в'язання (на рис. 3.85 та 3.86 не показаний).



**Рис. 3.85.** Загальний вид клина в'язальної машини



**Рис. 3.86.** Розріз А-А клина в'язальної машини

Принцип роботи клина такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.85 та 3.86 не показані), починають обертатися. При цьому голки, зустрічаючи на своєму шляху робочу поверхню 2, піднімаються вгору (згідно з рис. 3.85), виконуючи технологічний процес утворення петель трикотажного полотна (на рис. 3.85 та 3.86 не показано). Оскільки клин містить паз 4, який розташований в зоні взаємодії його з голками, а робоча поверхня 2 утворена шляхом відгину корпусу 1 і являє собою пружний елемент (корпус виконано штамповкою із тонкого сталюого листового матеріалу), забезпечується також зниження динамічних навантажень, зумовлених ударною взаємодією п'яток голок з робочою поверхнею.

### 3.46. Клин в'язальної машини

Відомий клин в'язальної машини, що містить корпус та робочу поверхню [14, с. 165, рис. 10.5]. Клин виконано у вигляді масивної жорсткої конструкції, частина якої, що утворює робочу поверхню, з метою зниження тертя при взаємодії її з голками, прошліфована і відполірована, що ускладнює технологію виготовлення клина та зумовлює значну витрату матеріалу на його виготовлення.

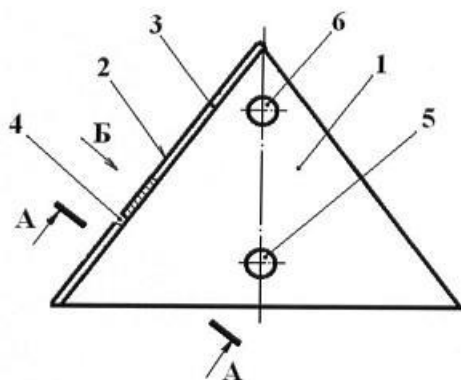
Відомий також клин в'язальної машини, що містить корпус та відгин, одна із поверхонь якого виконує роль робочої поверхні [190, с. 325, рис. 5.16]. Жорсткість робочої поверхні (поверхня, що взаємодіє з голками) зумовлює появу значних динамічних навантажень в зоні ударної взаємодії голок з робочою поверхнею клина, що знижує довговічність роботи клина.

В основу корисної моделі поставлена задача створити такий клин в'язальної машини, в якій введенням нових елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи клина.

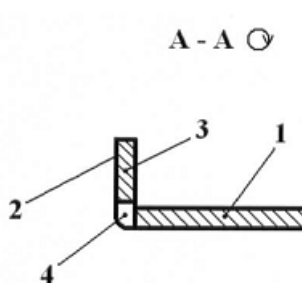
Поставлена задача вирішується тим [84], що клин в'язальної машини, що містить корпус та відгин, одна із поверхонь якого виконує

роль робочої поверхні, згідно з корисною моделлю, додатково обладнаний наскрізним пазом, розташованим в нижній частині відгину паралельно його робочій поверхні.

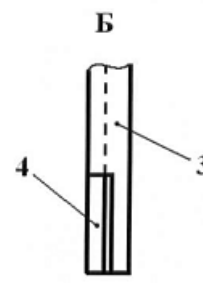
Додаткове обладнання клина в'язальної машини наскрізним пазом, розташованим в нижній частині відгину паралельно його робочій поверхні, забезпечує зниження жорсткості робочої поверхні і, відповідно, динамічних навантажень в зоні взаємодії голок з робочою поверхнею, що призводить до підвищення довговічності клина.



**Рис. 3.87.** Загальний вид клина в'язальної машини



**Рис. 3.88.** Розріз А-А клина в'язальної машини



**Рис. 3.89.** Вид Б клина в'язальної машини

На рис. 3.87 представлено загальний вид клина в'язальної машини. На рис. 3.88 представлено розріз А-А клина в'язальної машини. На рис. 3.89 представлено вид Б клина в'язальної машини.

Клин в'язальної машини містить корпус 1 (див. рис. 3.87), робочу поверхню 2, відгин 3 та наскрізний паз 4. Одна із поверхонь відгину 3 виконує роль робочої поверхні 2, а наскрізний паз 4 розташований в нижній частині відгину паралельно робочій поверхні. Клин містить також два отвори 5, 6 для кріплення корпусу 1 до замкових блоків механізму в'язання (на рис. 3.87 ... 3.89 не показані). Корпус 1 виготовлено із листового матеріалу шляхом штамповки.

Принцип роботи клина такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.87 ... 3.89 не показані), починають обертатися. При цьому голки, зустрічаючи на своєму шляху робочу поверхню 2, піднімаються вгору (згідно рис. 3.87), виконуючи технологічний процес утворення петель трикотажного полотна 35 (на рис. 3.87 ... 3.89 не показано). Наявність наскрізного паза 4 зменшує жорсткість відгину 3 в зоні ударної взаємодії голок з клином, що призводить до зниження динамічних навантажень та підвищення довговічності роботи клина.

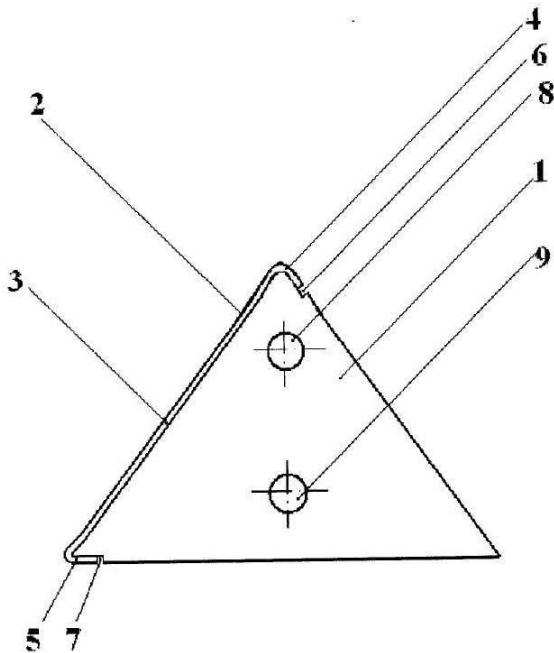


### 3.47. Кли́н в'язальної машини

Відомий клин в'язальної машини, що містить корпус з робочою поверхнею [14, с. 165, рис. 10.5]. Клин в'язальної машини виготовляють з високоякісних дорогих сталей, зокрема сталі ШХ 15, в зоні взаємодії голок з робочою поверхнею клина виникають динамічні його навантаження [178], що викликає значні контактні напруження в зоні взаємодії голок та клина і призводить до зниження довговічності роботи клина при високій собівартості його виготовлення. Таким чином в основу корисної моделі поставлена задача створити такий клин в'язальної машини, в якому новим виконанням його елементів забезпечилось би зниження собівартості виготовлення клина в'язальної машини та підвищення довговічності його роботи.

Поставлена задача вирішена тим, що в клині в'язальної машини [82], що містить корпус з робочою поверхнею, згідно з корисною моделлю, робоча поверхня виконана у вигляді пластини з відгинами на кінцях та встановлена на корпусі з можливістю знімання. Виконання робочої поверхні клина у вигляді пластини з відгинами на кінцях та встановлення її на корпусі з можливістю знімання, дозволяє виготовляти з високоякісних дорогих сталей, зокрема сталі ШХ 15, лише робочу поверхню, що забезпечує зниження собівартості виготовлення клина в'язальної машини та підвищення довговічності його роботи.

На рис. 3.90 представлено загальний вид клина в'язальної машини. Клин в'язальної машини містить корпус 1 з робочою поверхнею 2, причому робоча поверхня 2 виконана у вигляді пластини 3 з відгинами 4, 5 на кінцях та встановлена на корпусі 1 з можливістю знімання. З цією метою кінці пластини 3 мають відгини 4 і 5, а корпус 1 містить гнізда 6, 7, в яких вони розташовуються. Корпус 1 містить також два отвори 8, 9, за допомогою яких він кріпиться до блока в'язальної системи (на рис. 3.90 не показано). Пластина 3 виконана з високоякісної сталі, наприклад зі сталі ШХ 15, або пружинної сталі, а корпус 1 виготовляється з дешевих низьковуглецевих сталей, наприклад сталі Ст. 5.



**Рис. 3.90.** Загальний вид клина в'язальної машини

Принцип роботи клина такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.90 не показані), починають обертатися. При цьому голки, зустрічаючи на своєму шляху робочу поверхню 2, взаємодіють з нею, піднімаючись вгору (згідно з рис. 3.90), що забезпечує здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. При зношенні робочої поверхні 2, зумовленим взаємодією з нею голок, пластина 3 виймається із корпусу 1 і замінюється новою. Корпус 1, як неушкоджений в процесі

експлуатації в'язальної машини, не міняється, що забезпечує зменшення витрат високоякісних дорогих сталей на виготовлення клина та підвищення довговічності його роботи.

### 3.48. Клин в'язальної машини

Відомий клин в'язальної машини, що містить корпус та робочу поверхню [113, с. 80, рис. 31]. Клин виконано у вигляді масивної жорсткої конструкції, частина якої, що утворює робочу поверхню, прошліфована і відполірована, що ускладнює технологію виготовлення клина.

Відомий також клин в'язальної машини, що містить корпус, виготовлений із листового матеріалу, та робочу поверхню, виконану у формі відгину корпусу [86]. Робоча поверхня, що взаємодіє з голками, виконана жорсткою, що зумовлює появу значних динамічних навантажень в зоні ударної взаємодії голок з робочою поверхнею та знижує довговічність роботи клина в'язальної машини.

Таким чином, в основу корисної моделі покладена задача створити такий клин в'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи клина.

Поставлена задача вирішена тим, що клин в'язальної машини [88], що містить корпус, виготовлений із листового матеріалу, та робочу поверхню, виконану у формі відгину корпусу, згідно з корисною моделлю, додатково обладнаний наскрізним замкненим пазом, розташованим в нижній частині корпусу дотично та паралельно відгину, причому розміри паза 20 знаходяться в межах:

$$\delta = (1,5 \dots 2,5) \cdot A; l_1 = (0,3 \dots 0,5) \cdot l; l_2 = (0,1 \dots 0,2) \cdot l, \quad (3.192)$$

де  $\delta$  – ширина паза;

$\Delta$  – товщина корпусу;

$l_1$  – довжина паза;

$l$  – довжина робочої поверхні;

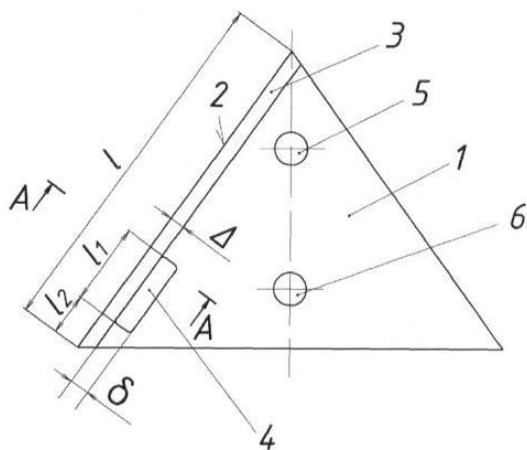
$l_2$  – відстань паза від низу робочої поверхні.

Додаткове обладнання клина в'язальної машини наскрізним замкненим пазом, розташованим в нижній частині корпусу дотично та паралельно відгину, з розмірами паза в межах (3.190), призводить до зниження жорсткості робочої поверхні і, відповідно, динамічних навантажень в зоні взаємодії голок з робочою поверхнею, що забезпечує підвищення довговічності роботи клина.

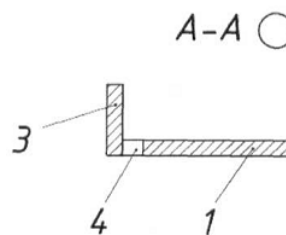
Вихід розмірів паза за заявлені межі призводить до зниження ефективності роботи клина в'язальної машини.

На рис. 3.91 представлено загальний вид клина в'язальної машини. На рис. 3.92 представлено розріз А-А клина в'язальної машини.

Клин в'язальної машини містить корпус 1, робочу поверхню 2, відгин 3 та паз 4, причому корпус 1 виготовлено із листового матеріалу, одна із поверхонь відгину 3 виконує роль робочої поверхні 2. Паз 4 виконано наскрізним замкненим, розташованим в нижній частині корпусу 1 дотично та паралельно відгину 3. Клин містить також два отвори 5, 6 для кріплення корпусу 1 до замкових блоків механізму в'язання (на рис. 3.91 та 3.92 не показані).



**Рис. 3.91.** Загальний вид клина в'язальної машини



Фіг. 2

**Рис. 3.92.** Розріз А-А клина в'язальної машини

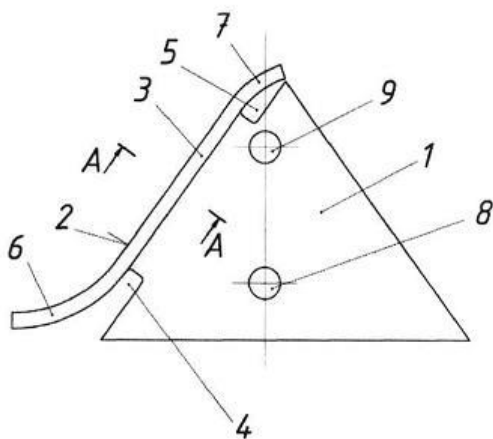
Принцип роботи клина такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.91 та 3.92 не показані), починають обертатися. При цьому голки, зустрічаючи на своєму шляху робочу поверхню 2, піднімаються вгору (згідно з рис. 3.91), виконуючи технологічний процес утворення петель трикотажного полотна (на рис.

3.91 та 3.92 не показано). Наявність паза 4 зменшує жорсткість відгину 3 і, відповідно, робочої поверхні 2 в зоні ударної взаємодії голок з клином, що призводить до зниження динамічних навантажень та підвищення довговічності роботи клина.

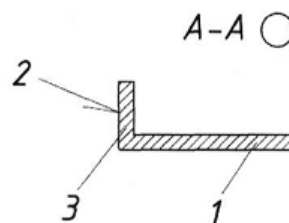
### 3.49. Клин в'язальної машини

Відомий клин в'язальної машини, що містить корпус та робочу поверхню [113, с. 80, рис. 31]. Клин виконано у вигляді масивної жорсткої конструкції, частина якої, що утворює робочу поверхню, з метою зниження тертя при взаємодії її з голками, прошліфована і відполірована, що ускладнює технологію виготовлення клина та зумовлює значну витрату матеріалу на його виготовлення. Відомий також клин в'язальної машини, що містить корпус, виготовлений із листового матеріалу, та робочу поверхню [86]. Виконання робочої поверхні прямолінійною за рахунок відгину корпусу зумовлює появу значних ударних навантажень в зоні взаємодії голок з робочою поверхнею клина, що знижує довговічність роботи клина.

В основу корисної моделі поставлена задача створити такий клин в'язальної машини, в якому введенням нових елементів, новим їх виконанням та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи клина. Поставлена задача вирішуються тим, що клин в'язальної машини [88], що містить корпус, виготовлений із листового матеріалу, та робочу поверхню, згідно з корисною моделлю, додатково обладнаний двома наскрізними незамкненими пазами, розташованими в зоні відповідно нижнього та верхнього кінців робочої поверхні, а робоча поверхня виконана з зовнішнім та внутрішнім криволінійними відгинами кінців, причому нижній кінець має зовнішній відгин, а верхній кінець має внутрішній відгин.



**Рис. 3.93.** Загальний вид клина в'язальної машини



**Рис. 3.94.** Розріз A-A клина в'язальної машини

Додаткове обладнання клина в'язальної машини двома наскрізними незамкненими пазами, розташованим в зоні відповідно нижнього та верхнього кінців робочої поверхні, та виконання робочої поверхні з зовнішнім та внутрішнім криволінійними відгинами кінців, причому нижній кінець має зовнішній відгин, а верхній кінець має внутрішній відгин, дозволяє досягти ефекту „безударної взаємодії” голок з робочою поверхнею, що призводить до підвищення довговічності роботи клина. На рис. 3.93 представлено загальний вид клина в'язальної машини. рис. 3.94 представлено розріз А-А клина в'язальної машини.

Клин в'язальної машини містить корпус 1, виготовлений із листового матеріалу, робочу поверхню 2, утворену відгином 3 корпусу 1, та два наскрізні незамкнені пази 4, 5, розташовані в зоні відповідно нижнього та верхнього кінців робочої поверхні 2. Робоча поверхня 2 виконана з зовнішнім 6 та внутрішнім 7 криволінійними відгинами кінців, при цьому нижній кінець має зовнішній відгин 6, а верхній кінець має внутрішній відгин 7. Для кріплення корпусу 1 до 35 замкових блоків механізму в'язання (на фіг. рис. 3.93 та 3.94 не показані), передбачено два отвори 8, 9. Принцип роботи клина такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на 3.93 та 3.94 не показані), починають обертатися. При цьому голки, зустрічаючи на своєму шляху робочу поверхню 2, піднімаються вгору (згідно з рис. 3.93), виконуючи технологічний процес утворення петель трикотажного полотна.

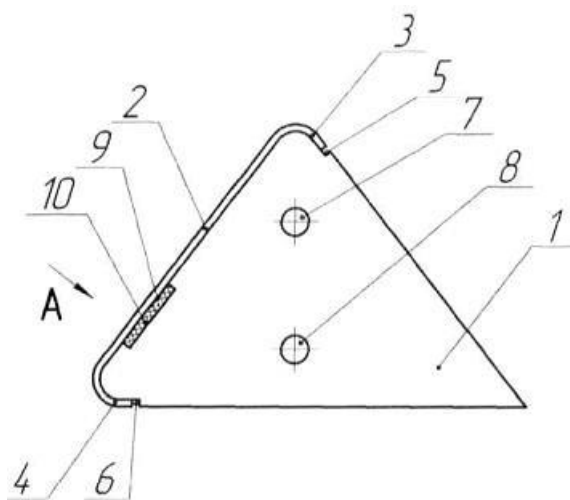
### **3.50. Клин в'язальної машини**

Відомий клин в'язальної машини, що містить корпус та знімну пластинчасту робочу поверхню, причому корпус в нижній частині має зазор, розташований під знімною пластинчастою робочою поверхнею [80] Особливістю роботи клина в'язальної машин є значні динамічні навантаження в зоні взаємодії голок з робочою поверхнею клина, що викликає значні контактні напруження в зоні їх взаємодії. Контактні напруження в зоні взаємодії голок з клином призводять до погіршення умов змащення пари клин-голка і, як наслідок, до збільшення сил тертя в зоні взаємодії голок з робочою поверхнею клина, що призводить до зниження довговічності його роботи.

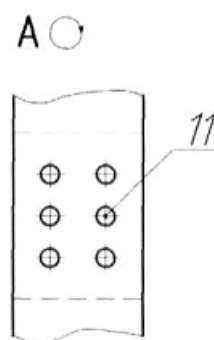
Таким чином в основу корисної моделі поставлена задача створити такий клин в'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи клина в'язальної машини. Поставлена задача вирішується тим, що клин в'язальної машини [89], що містить корпус та знімну пластинчасту робочу поверхню, причому корпус в нижній частині має зазор, розташований під знімною пластинчастою робочою поверхнею, згідно з корисною моделлю, додатково обладнаний гігроскопічною вставкою з мастилом, розташованою в зазорі, а знімна пластинчаста робоча поверхня обладнана

наскрізними круглими отворами, розташованими в зоні зазору. Додаткове обладнання клина в'язальної машини гігроскопічною вставкою з мастилом, розташованою в зазорі, та обладнання знімної пластинчастої робочої поверхні наскрізними круглими отворами, розташованими в зоні зазору, дозволяє підвищити ефективність змащення робочої поверхні клина оскільки в процесі роботи в'язальної машини мастило, що знаходиться в гігроскопічній вставці під тиском знімної пластинчастої робочої поверхні, зумовленим взаємодією голок з клином, через наскрізні отвори попадає на робочу поверхню клина і, таким чином, зменшує сили тертя пари голка-клин, що призводить до підвищення довговічності роботи клина в'язальної машини.

На рис. 3.95 представлено загальний вид клина в'язальної машини. На рис. 3.96 представлено фрагмент виду А (збільшено) знімної пластинчастої робочої поверхні клина в'язальної машини. Клин в'язальної машини містить корпус 1 з пластинчастою робочою поверхнею 2, 30 встановленою в корпусі 1 з можливістю знімання. З цією метою кінці пластинчастої робочої поверхні 2 мають відгини 3, 4, а корпус 1 містить гнізда 5, 6, в яких вони розташовуються. Корпус 1 містить два отвори 7, 8, за допомогою яких він кріпиться до блока в'язальної системи (на рис. 3.95 не показані). Між корпусом 1 та пластинчастою робочою поверхнею 2 у нижній частині клина, де відбувається ударна взаємодія голки з пластинчастою робочою поверхнею, міститься зазор 9, в якому розташована гігроскопічна вставка 10 з мастилом. Пластинчата робоча поверхня 2 обладнана наскрізними круглими отворами 11, розташованими в зоні зазору 9 з встановленою гігроскопічною вставкою 10 з мастилом. При цьому пластинчата робоча поверхня 2 виконана у вигляді фігурної пластини з високоякісної сталі, наприклад зі сталі ШХ 15, або пружинної сталі, а корпус 1 виготовляється з дешевих низьковуглецевих сталей, наприклад сталі Ст. 5.



**Рис. 3.95.** Загальний вид клина в'язальної машини



**Рис. 3.96.** Вид А клина в'язальної машини

Принцип роботи клина такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.95 не показані), починають обертатися. При цьому голки, зустрічаючи на своєму шляху пластинчасту робочу поверхню 2 взаємодіють з нею, піднімаючись вгору, що забезпечує здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. В процесі роботи в'язальної машини мастило, що знаходиться в гігроскопічній вставці 10, під тиском пластинчастої робочої поверхні 2, зумовленим взаємодією голок з клином, через наскрізні отвори 11 попадає на пластинчасту робочу поверхню 2 і, таким чином, зменшує сили тертя пари голка-клин, що призводить до зниження інтенсивності зношення пластинчастої робочої поверхні 2 і, таким чином, зумовлює підвищення довговічності роботи клина в'язальної машини.

### 3.51. Клин в'язальної машини

Відомий клин в'язальної машини, що містить корпус з робочою поверхнею [190, с. 46, рис. 2.4]. Особливістю роботи клина в'язальної машини є значні динамічні навантаження в зоні взаємодії голок з робочою поверхнею клина, що викликає значні контактні напруження в зоні їх взаємодії і призводить, як наслідок, до зниження довговічності роботи клина і в'язальної машини в цілому. З метою підвищення довговічності роботи клинів в'язальних машин їх виготовляють з високоякісних дорогих сталей, зокрема сталі ШХ 15, що зумовлює високу собівартість виготовлення клинів.

В основу корисної моделі поставлена задача створити такий клин в'язальної машини, в якому шляхом нового виконання його елементів та їх зв'язків забезпечилось би зниження собівартості виготовлення клина в'язальної машини. Поставлена задача вирішується тим, що в клині в'язальної машини [91], що містить корпус з робочою поверхнею, згідно з корисною моделлю, корпус виконано з неметалевого матеріалу, переважно пластмаси, а робоча поверхня виконана у вигляді окремого сталевого елемента, прикріплена до корпусу, розміри та положення відносно корпусу якого вибираються із співвідношень:

$$a = (0,15 \dots 0,25) \cdot b, c = b - 2a, h = (0,8 \dots 1,2) \cdot b, \Delta = (1,0 \dots 3,0), \text{ мм}, \quad (3.193)$$

де  $a$  – відстань сталевого елемента від краю корпусу;

$b$  – товщина корпусу;

$c$  – ширина сталевого елемента;

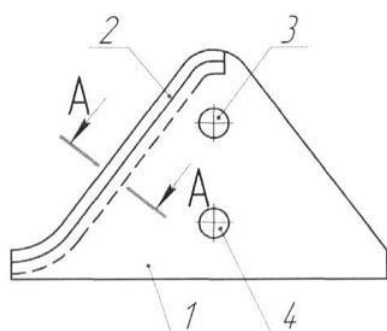
$h$  – висота перерізу сталевого елемента;

$\Delta$  – висота виступаючої за межі корпусу частини сталевого елемента.

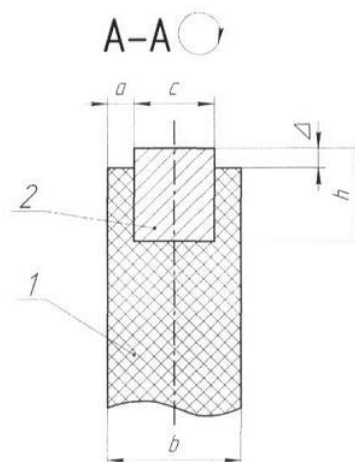
Виконання корпусу клина з неметалевого матеріалу, переважно пластмаси, та виконання робочої поверхні у вигляді окремого сталевого елемента, прикріпленого до корпусу, розміри та положення відносно корпусу якого вибираються із співвідношень (3.193), дозволяє зменшити витрату високоякісних дорогих сталей на виготовлення клина, оскільки з

високоякісної сталі при цьому виготовляється лише робоча поверхня (сталевий елемент), а корпус виготовляється зі значно дешевших пластмас.

Суть корисної моделі пояснюють креслення. На рис. 3.97 представлено загальний вид клина в'язальної машини. На рис. 3.98 представлено розріз А-А клина в'язальної машини. Клин в'язальної машини містить корпус 1 з робочою поверхнею сталевий елемент 2. Для кріплення клина в механізмі в'язання (на рис. 3.97 та 3.98 не показаний) клин має отвори 3, 4. Вибір розмірів та положення сталевого елемента відносно корпусу клина із співвідношень (3.193) забезпечує працездатність клина в'язальної машини та зменшення витрат високоякісних дорогих сталей на виготовлення клина.



**Рис. 3.97.** Загальний вид клина в'язальної машини



Фіг. 1

**Рис. 3.98.** Розріз А-А клина в'язальної машини

Принцип роботи клина такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.97 та 3.98 не показані), починають обертатися. При цьому голки вступають у взаємодію з клином, що забезпечує здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна.

### 3.52. Клин в'язальної машини

Відомий клин в'язальної машини, що містить корпус з робочою поверхнею [190, с. 46, рис. 2.4]. Під час роботи клина в'язальної машини виникають значні динамічні навантаження в зоні взаємодії голок з робочою поверхнею клина, що викликає значні контактні напруження в зоні їх взаємодії і призводить, як наслідок, до зниження довговічності роботи клина і в'язальної машини в цілому. З метою підвищення довговічності роботи клинів в'язальних машин їх виготовляють з високоякісних дорогих сталей, зокрема сталі ШХ15, що зумовлює високу собівартість виготовлення клинів.

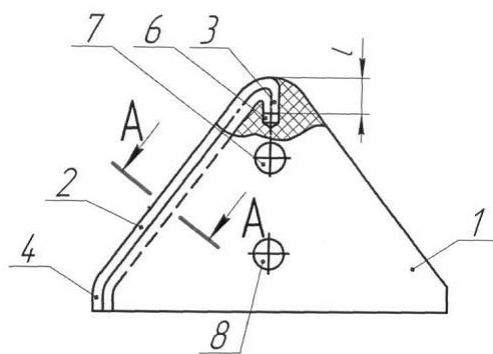


В основу корисної моделі поставлена задача створити такий клин в'язальної машини, в якому новим виконанням його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би розширення асортименту клинів в'язальної машини, при збереженні їх фізико-механічних властивостей. Поставлена задача вирішується тим, що в клині в'язальної машини [92], що містить корпус з робочою поверхнею, згідно з корисною моделлю, корпус виконано з неметалевого матеріалу, переважно пластмаси, та містить паз, розташований під робочою поверхнею, а робоча поверхня виготовлена із сталевого пружинного дроту, розташованого в пазу корпусу та прикріпленого до нього кінцями, причому робоча поверхня має розміри, що вибираються із співвідношень:

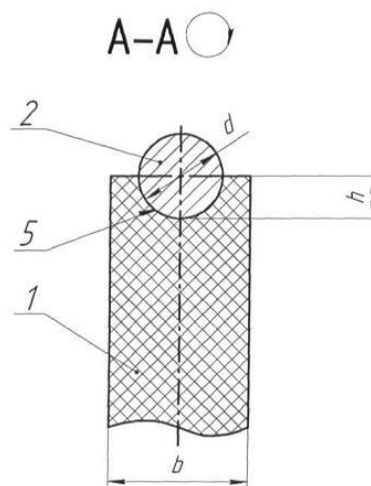
$$d = (0,5 \dots 0,8) \cdot b, h = 0,5 \cdot d, l = (2,0 \dots 2,6) \cdot d, \quad (3.194)$$

де  $d$  – діаметр робочої поверхні (дроту);  
 $b$  – товщина корпусу;  
 $h$  – глибина пазу;  
 $l$  – довжина кінця робочої поверхні.

Виконання корпусу клина з неметалевого матеріалу, переважно пластмаси, наявність в ньому паза, розташованого під робочою поверхнею, та виготовлення робочої поверхні із сталевого пружинного дроту, розташованого в пазу корпусу та прикріпленого до нього кінцями, причому робоча поверхня має розміри, що вибираються із співвідношень (3.194) дозволяє зменшити витрату високоякісних дорогих сталей на виготовлення клина при збереженні його фізико-механічних властивостей, що забезпечує розширення асортименту клинів в'язальної машини.



**Рис. 3.99.** Загальний вид клина в'язальної машини



**Рис. 3.100.** Розріз А-А клина в'язальної машини

Суть корисної моделі пояснюють креслення. рис. 3.99 представлено загальний вид клина в'язальної машини. На рис. 3.100 представлено розріз А-А клина в'язальної машини. Клин в'язальної машини містить корпус 1 з робочою поверхнею 2, виготовленою із сталевого пружинного дроту з кінцями 3, 4. Корпус виконано із неметалевого матеріалу, переважно пластмаси, та містить паз 5, в якому розташована робоча поверхня 2.

Робоча поверхня 2 кріпиться до корпусу за допомогою своїх кінців 3, 4, причому кінець 3 розташований в отворі 6 35 корпусу. Для кріплення клина в механізмі в'язання (на рис. 3.99 та 3.100 не показаний) клин має отвори 7, 8. Вибір розмірів та положення робочої поверхні відносно корпусу клина із співвідношень (3.194) забезпечує працездатність клина в'язальної машини та зменшення витрат високоякісних дорогих сталей на його виготовлення.

Принцип роботи клина такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.99 та 3.100 не показані), починають обертатися. При цьому голки вступають у взаємодію з робочою поверхнею 2 клина, що забезпечує здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна.

### 3.53. Клин в'язальної машини

Відомий клин в'язальної машини, що містить корпус з робочою поверхнею, яка має ділянку з вибіркою та ділянку без вибірки [90]. Вибірка ділянки виконана прямокутної форми, що призводить до підвищення контактних напружень в зоні взаємодії голок в'язальної машини з клином і, як наслідок, до зниження надійності та довговічності роботи клина в'язальної машини.

Таким чином, в основу корисної моделі поставлена задача створити такий клин в'язальної машини, в якому шляхом нового виконання його елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи клина в'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що в клині [93], що містить корпус з робочою поверхнею, яка має ділянку з вибіркою та ділянку без вибірки, згідно з корисною моделлю, вибірка виконана трикутної форми, розміри якої вибираються із співвідношень:

$$l = (2,0...2,5) \cdot b; h = (0,2...0,3) \cdot b; \Delta = (0,5...0,6) \cdot b, \quad (3.195)$$

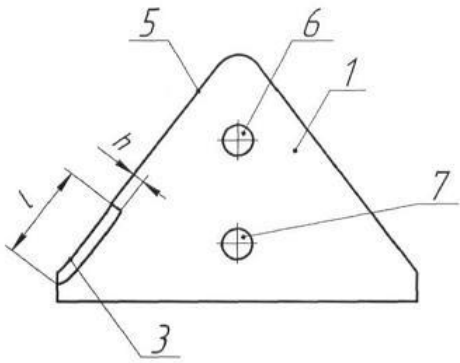
де  $l$  – довжина вибірки;

$b$  – товщина клина;

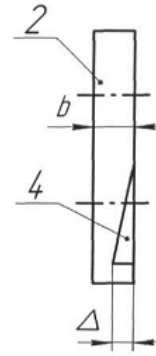
$h$  – глибина вибірки;

$\Delta$  – ширина вибірки.

Виконання вибірки трикутної форми, розміри якої вибираються із співвідношень (3.195), дозволяє знизити контактні напруження в зоні взаємодії голок в'язальної машини з клином, що забезпечує підвищення довговічності роботи клина в'язальної машини.



**Рис. 3.101.** Загальний вид клина в'язальної машини



**Рис. 3.102.** Вид збоку клина в'язальної машини

На рис. 3.101 представлено загальний вигляд клина в'язальної машини. На рис. 3.102 представлено вид збоку клина в'язальної машини. Клин в'язальної машини містить корпус 1 з робочою поверхнею 2, яка має ділянку 3 з вибіркою 4 та ділянку 5 без вибірки. Для кріплення клина в механізмі в'язання (на рис. 3.101 та 3.102 не показаний) клин має два отвори 6, 7. Клин закріплений в механізмі в'язання в'язальної машини з можливістю взаємодії динамічної 3 та статичної 5 ділянок з п'ятками голок (на рис. 3.101 та 3.102 не показані).

Принцип роботи клина такий. При вмиканні, круглов'язальної машини, голки, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (на рис. 3.101 та 3.102 не показано), починають обертатися. При цьому одна із голок, що рухаються вниз, зустрічаючи на своєму шляху ділянку 3 з вибіркою 4, ударяється об неї і, піднімаючись вгору (згідно з рис. 3.101), переходить на ділянку 5. Аналогічно послідовно вступають у взаємодію з клином і інші голки голкового циліндра механізму в'язання, що забезпечує здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Під дією сили удару п'ятки голки із ділянкою з вибіркою п'ятка голки прогинається, амортизуючи динамічні навантаження пари голка-клин, що забезпечує зниження контактних напружень в парі голка-клин і, таким чином, підвищення довговічності роботи клина в'язальної машини.

### 3.54. Клин в'язальної машини

Відомий клин в'язальної машини, що містить корпус з робочою поверхнею, яка має динамічну і статичну ділянки [190, с. 334, рис. 5.22]. Динамічна ділянка виконана однакової ширини зі статичною ділянкою, що зумовлює значну жорсткість пари голка-клин в'язальної машини і, відповідно, значні динамічні навантаження в зоні ударної взаємодії голок з динамічною ділянкою клина, що призводить до зниження довговічності роботи клина в'язальної машини.

Таким чином, в основу корисної моделі поставлена задача створити такий клин в'язальної машини, в якому введенням нових елементів та їх зв'язків забезпечилось би підвищення довговічності роботи клина в'язальної машини.

Поставлена задача вирішена тим, що в клині [90], що містить корпус з робочою поверхнею, яка має динамічну і статичну ділянки, згідно з корисною моделлю, динамічна ділянка містить вибірку, розміри якої вибираються із співвідношень:

$$h = (0,4...0,6) \cdot b, \Delta = (0,5...1,0) \text{ мм}, \quad (3.196)$$

де  $h$  – глибина вибірки;

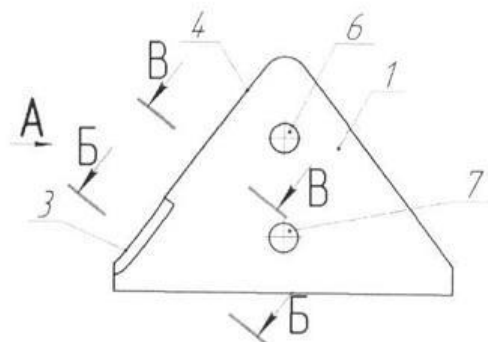
$b$  – товщина клина;

$\Delta$  – ширина вибірки.

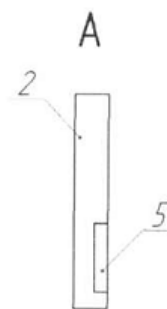
Наявність в динамічній ділянці робочої поверхні клина вибірки, розміри якої вибираються із співвідношень (3.196), дозволяє збільшити плече  $l_1$  сили взаємодії клина з п'яткою голки в зоні динамічної ділянки в порівнянні з плечем  $l_2$  сили взаємодії клина з п'яткою голки в зоні статичної ділянки, що призводить до зниження жорсткості пари голка-клин і, відповідно, до зниження динамічних навантажень в ній, що забезпечує підвищення довговічності роботи клина в'язальної машини.

На рис. 3.103 представлено загальний вигляд клина в'язальної машини. На рис. 3.104 представлено вид А клина в'язальної машини. На рис. 3.105 представлено схему взаємодії п'ятки голки з динамічною ділянкою клина. На рис. 3.106 представлено схему взаємодії п'ятки голки зі статичною ділянкою клина.

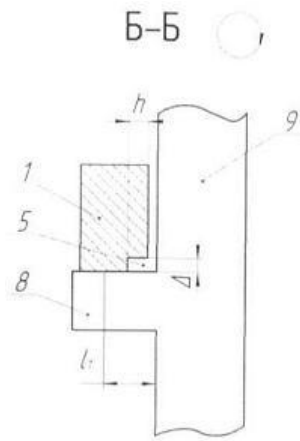
Клин в'язальної машини містить корпус 1 з робочою поверхнею 2, яка має динамічну 3 і статичну 4 ділянки, причому динамічна ділянка містить вибірку 5. Для кріплення клина в механізмі в'язання (на рис. 3.101-3.106 не показаний) клин має два отвори 6, 7. Клин закріплений в механізмі в'язання в'язальної машини з можливістю взаємодії динамічної 3 та статичної 4 ділянок з п'яткою 8 голки 9.



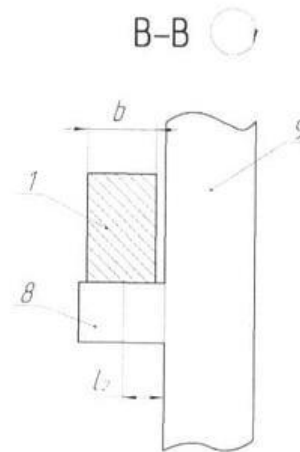
**Рис. 3.103.** Загальний вид клина в'язальної машини



**Рис. 3.104.** Вид А клина в'язальної машини



**Рис. 3.105.** *Схема взаємодії п'ятки голки з динамічною ділянкою клина*



**Рис. 3.106.** *Схема взаємодії п'ятки голки зі статичною ділянкою клина*

Принцип роботи клина такий. При вмиканні, наприклад, круглов'язальної машини голки 9, встановлені в голковому циліндрі механізму в'язання (рис. 3.101-3.106 не показані), починають обертатися. При цьому одна із голок, що рухаються вниз, зустрічаючи на своєму шляху динамічну ділянку 3 робочої поверхні 2, ударяється об неї і, піднімаючись вгору (згідно з рис. 3.103), переходить на статичну ділянку 4 робочої поверхні 2 клина. Аналогічно послідовно вступають у взаємодію з клином і інші голки голкового циліндра механізму в'язання, що забезпечує здійснення процесу петлетворення, необхідного для одержання трикотажного полотна. Під дією сили удару п'ятки 8 голки із динамічною ділянкою клина п'ятка прогинається, амортизуючи динамічні навантаження пари голка-клин, що забезпечує зниження контактних напружень в парі голка-клин і, таким чином, підвищує довговічність роботи клина в'язальної машини.

### **3.55. Удосконалення методу аналітичного проектування раціональних профілів клинів в'язальних машин**

Особливістю в'язальних машин є ударна взаємодія голок з клинами [190, 227]. Одним з методів зниження динамічних навантажень, що сприяє підвищенню надійності роботи в'язальних машин, є розробка раціонального профілю клинів, що забезпечує безударне переміщення голки по клину в процесі в'язання полотна.

Існуючі роботи із синтезу криволінійних профілів клинів можна розділити на дві групи. У першій з них [14, 215, 218] пропонується який-небудь основний вид кривої (парабола, циклоїда, синусоїда та ін.) або їхнє сполучення для апроксимації профілю клина. В другій групі [131] формулюються вимоги до профілю клина у вигляді умов на переміщення, прискорення та швидкість для характерних точок профілю. Після чого для

апроксимації профілю використовують багаточлени необхідного ступеня. Цей останній підхід представляється більш раціональним, оскільки він гарантує виконання поставлених до профілю клина вимог. Але існуючі методи не можуть повністю задовольнити умову безударної взаємодії голок з клинами.

Тому проблема підвищення надійності та довговічності роботи в'язальних машин шляхом зниження динамічних навантажень в зоні взаємодії голок з клинами є актуальною та своєчасною.

Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи в'язальних машин шляхом зниження динамічних навантажень в зоні взаємодії голок з клинами, завданням досліджень [189] є удосконалення методу аналітичного проектування раціональних профілів клинів в'язальних машин.

При удосконаленні методу аналітичного проектування раціональних профілів клинів в'язальних машин авторами розглянуто підхід, який примикає до методу [131] але відрізняється тим, що крім вимог до профілю в окремих його точках, пред'являються вимоги до деяких похідних (зокрема до третьої похідної) на всій ділянці профілю.

Розглянемо профіль кулірного клина в'язальної машини, зображений на рис. 3.107.

Тут  $Y$  і  $X$  координатні осі з початком у точці  $O$ . Без обмеження спільності вважаємо, що відрізок  $OX_1 = OY_1 = 1$ .

Серед очевидних вимог до профілю відзначимо наступні:

$$y(0) = 1, \quad y(1) = 0, \quad (3.197)$$

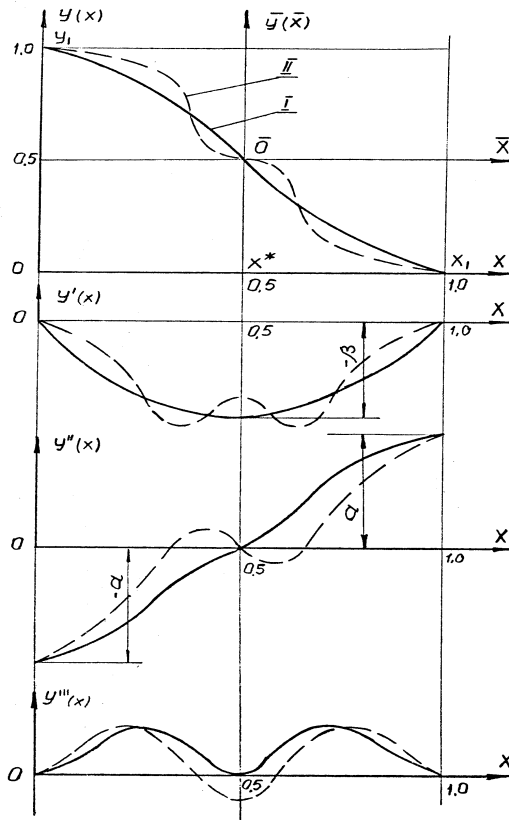
$$y'(0) = 0, \quad y'(1) = 0, \quad (3.198)$$

$$\left| \max_{x \in [0,1]} y'(x) \right| = y'_{\max} \leq \beta; \quad (3.199)$$

$$y'''(0) = 0, \quad y'''(1) = 0, \quad (3.200)$$

де остання умова відповідає вимозі безударності при переході від кулірної частини траєкторії до підйомної.

В умові (3.199) величина  $\beta > 0$  відповідає максимальній припустимій крутості профілю клина і вважається відомою. Однак вимоги (3.197)...(3.200) ще недостатні для того, щоб профіль клина, що задовольняє цим вимогам, був практично прийнятний. Зокрема на рис. 1 штриховою лінією на графіках показані криві, що задовольняють вимогам (3.197)...(3.200), але утворюють «хвилястий» профіль клина. Отже, потрібно сформулювати ще таку вимогу до профілю, щоб виключити подібні випадки.



**Рис. 3.107.** Бажаний ( I ) і недопустимий ( II ) профілі кулірного клина

Це можна зробити, якщо зажадати, щоб функція  $y'(x)$  для  $x \in [0,1]$  була опуклою функцією. Інакше кажучи для будь-яких двох точок  $x_\alpha \in [0,1]$  і  $x_\beta \in [0,1]$  повинна бути виконана нерівність:

$$y'[(1-\lambda)x_\alpha + \lambda x_\beta] \leq (1-\lambda)y'(x_\alpha) + \lambda y'(x_\beta), \quad (3.201)$$

де  $0 \leq \lambda \leq 1$ .

Зокрема, функція  $y'(x)$  буде опуклою, якщо задовольнити вимогу:

$$y''(x) \geq 0, \quad x \in [0,1], \quad (3.202)$$

що і буде передбачатися надалі.

Помітимо, що вимога опуклості кривої  $y'(x)$  гарантує одиничність точки  $x^* \in [0,1]$ , для якої:

$$y'(x^*) = \max_{x \in [0,1]} |y'(x)|. \quad (3.202)$$

Це означає, що умову (3.199) можна перевірити тільки в одній точці відрізка  $[0,1]$ , а саме, у точці  $x = x^*$  (тому що в інших точках відповідно до (3.202)  $|y'(x)| \leq |y'(x^*)|$ ).

Крім того, умова (3.199) сумісна з іншими вимогами (3.197)...(3.200), і, зокрема, з останньою з них (3.200).

Умова (3.202) означає також, що крива  $y''(x)$  змінюється монотонно, тому максимальні і мінімальні прискорення будуть на відповідних кінцях відрізків  $[0,1]$ .

Як допущення приймаються наступні два твердження:

а) профіль кулірного клина має центр симетрії в точці  $[0,5; 0,5]$ ;

б) профіль підйомного клина, є дзеркальним відображенням профілю кулірного клина відносно прямої  $X = 1$ .

З допущення а) випливає наступне:

$$X^* = 0,5; \quad (3.203)$$

$$y''(0) = -a; \quad y''(1) = a, \quad (3.204)$$

де  $a$  – максимальне прискорення на розглянутій ділянці.

З урахуванням (3.202), (3.203) умову (3.199) можна тепер переписати в більш простому виді:

$$y'(0,5) = -\beta. \quad (3.205)$$

Помітимо, що з (3.203) у силу необхідної умови максимуму маємо:

$$y''(0,5) = 0. \quad (3.206)$$

Допущення б) обмежує задачу синтезу раціонального профілю клина розглядом тільки профілю кулірного клина.

Нарешті, наявність центра симетрії по припущенню а) дозволяє розглядати даний профіль як профіль, що складається з двох ділянок – ділянки в другому квадранті (у координатах  $\bar{y}, \bar{x}$  на рис. 3.107 і йому конгруентної ділянки в четвертому квадранті. У результаті цього задача зводиться до побудови профілю клина тільки на одній з цих ділянок. При цьому в точці сполучення ділянок  $X = 0,5$  природно вимагати:

$$y'''(0,5) = 0, \quad (3.207)$$

гарантуючи тим самим відсутність ударів при сполученні ділянок профілю клина.

Розглядаючи ділянку профілю, що з'єднує точки  $[0, 1]$  і  $[0,5, 0,5]$  на графіку рис. 3.107 у координатах  $X, Y$ , остаточно сформулюємо вимоги до профілю клина:

$$y(0) = 1; \quad y(0,5) = 0,5; \quad (3.208)$$

$$y'(0) = 0; \quad y'(0,5) = -\beta; \quad (3.209)$$

$$y''(0) = -a; \quad y''(0,5) = 0; \quad (3.210)$$

$$y'''(0) = 0; \quad y'''(0,5) = 0; \quad (3.211)$$

$$y'''(x) \geq 0; \quad x \in [0,0,5]. \quad (3.212)$$

Як буде видно з подальшого, вимогам (3.208)...(3.212) можна задовольнити, вибравши як функцію  $y(x)$  поліном шостого ступеня:



$$y(x) = \sum_{i=0}^6 a_i x^i, \quad (3.213)$$

де  $a_i$  – коефіцієнти полінома, що підлягають визначенню з умов (3.208)...(3.212).

Зокрема з цих умов на лівому кінці розглянутої ділянки профілю неважко одержати:

$$a_1 = a_3 = 0; \quad a_0 = 1; \quad a_2 = -\frac{1}{2}a. \quad (3.214)$$

Решта умов приводять до рівнянь:

$$y(0,5) = 0,5 \rightarrow a_4 + 0,5a_5 + 0,25a_6 = 2a - 8; \quad (3.215)$$

$$y'(0,5) = -\beta \rightarrow 2a_4 + 1,25a_5 + 0,75a_6 = 2a - 4\beta; \quad (3.216)$$

$$y''(0,5) = 0 \rightarrow 3a_4 + 2,5a_5 + 1,875a_6 = a; \quad (3.217)$$

$$y'''(0,5) = 0 \rightarrow 12a_4 + 15a_5 + 15a_6 = 0. \quad (3.218)$$

Тут поки що не врахована умова (3.212). Розв'язуючи спільно рівняння (3.215), (3.216), (3.217), знаходимо:

$$\begin{aligned} a_4 &= 12a + 40\beta - 120; \\ a_5 &= -32a - 144\beta + 384; \\ a_6 &= 24a + 128\beta - 320. \end{aligned} \quad (3.219)$$

Підстановка цих співвідношень в (3.218) дає залежність максимального прискорення від максимальної крутизни профілю:

$$a = 20 - 10\beta. \quad (3.220)$$

Як видно, збільшення крутизни  $\beta$  приводить до зменшення максимального прискорення і навпаки. З огляду на те, що  $a > 0$  знаходимо:

$$\beta \leq 2. \quad (3.221)$$

Це максимально припустиме значення крутизни при розглянутому підході до конструювання профілю клина. Однак, тут ще не була врахована остання умова (3.212).

Диференціюючи (3.213) тричі, одержимо:

$$y'''(x) = x(24a_4 + 60a_5x + 120a_6x^2). \quad (3.222)$$

Оскільки  $x \geq 0$ , то вимога (3.212) еквівалентна умові:

$$24a_4 + 60a_5x + 120a_6x^2 \geq 0. \quad (3.223)$$

Дискримінант цього тричлена дорівнює:

$$D = 25a_5^2 - 80a_4a_6. \quad (3.224)$$

Підстановка сюди (3.219) і (3.220) дає:

$$D = (4 - 3\beta)^2 \cdot 25 \cdot 16^2 \geq 0. \quad (3.225)$$

Для коренів тричлена (3.223) знаходимо:

$$x_{(1)} = \frac{1}{2}; \quad x_{(2)} = \frac{3-2\beta}{10-7\beta}. \quad (3.226)$$

При  $a_6 \geq 0$  на ділянці між цими коренями тричлен (3.223) буде негативний. Тому для виконання умови (3.223) при  $x \in [0, 0,5]$  потрібно щоб спільно виконувалися наступні дві умови:

$$a_6 = 160 - 112\beta \geq 0; \quad x_{(2)} = \frac{3-2\beta}{10-7\beta} \geq \frac{1}{2}. \quad (3.227)$$

Розв'язуючи цю систему, знаходимо:

$$\frac{4}{3} \leq \beta \leq \frac{10}{7}. \quad (3.228)$$

Ця нерівність гарантує, що на ділянці  $[0, 0,5]$  третя похідна  $y'''(x)$  буде негативна, а значить перша похідна  $y'(x)$  буде мати єдиний екстремум (у точці  $X=0,5$ ).

По співвідношенню (3.220) можна знайти діапазон максимальних прискорень, що відповідає умові (3.228):

$$\frac{40}{7} < a \leq \frac{20}{3}. \quad (3.229)$$

Таким чином, умови (3.208)...(3.212) при апроксимації профілю поліномом (3.213) можна виконати в діапазоні (3.228) і (3.229) зміни параметрів  $\beta$  і  $\alpha$ .

При цьому діапазоніві зміни крутизни  $\beta$  буде відповідати інтервал зміни максимального кута підйому (опускання)  $\tilde{\beta}$ , що дорівнює:

$$53^\circ \leq \tilde{\beta} \leq 55^\circ, \quad (3.230)$$

що можна вважати допустимим. Дійсно, при врахуванні масштабного фактора (для реального профілю  $ox_1 = d \neq oy_1 = h$  (рис. 3.107)) крутизна  $\beta$  повинна бути помножена на відношення  $h/d$ . Таким чином крутизна реального профілю  $\beta_p$  буде змінюватися в діапазоні:

$$\frac{4}{3} \left( \frac{h}{d} \right) \leq \beta_p \leq \frac{10}{7} \left( \frac{h}{d} \right). \quad (3.231)$$

При  $\frac{h}{d} \leq 1,1$ , що звичайно має місце на практиці (для круглов'язальних машин типу КО), і при  $\tilde{\beta} = 53^\circ \quad \beta_p \leq 56^\circ$ , що вважається допустимим. Таким чином діапазон (3.223) варто вважати цілком прийнятним. Співвідношення (3.219) показує при цьому наскільки можна зменшити максимальне прискорення при збільшенні кута нахилу профілю в межах (3.228).

Остаточню порядок розрахунку профілю кулірного клина на ділянці  $[0, 0,5]$  можна задати так:

- вибрати значення крутизни  $\beta$  з умови (3.228);
- знайти відповідне значення цьому обраному  $\beta$  величини максимального прискорення по формулі (3.220);
- визначити коефіцієнти полінома (3.313) по співвідношеннях (3.314) і (3.219);
- задаючи значення  $x \in [0, 0,5]$ , будуємо відповідну ділянку профілю клина по формулі (3.313).

Для того, щоб приведенний вище порядок розрахунку зберегти і для випадку, коли  $x \in [0, 5, 1]$ , зручно вести розрахунок профілю в координатах  $\bar{y}$ ,  $\bar{x}$  (рис. 3.107). У цьому випадку рівняння профілю клина на ділянці  $[-0,5; 0]$  буде:

$$\bar{y}(\bar{x}) = \sum_{i=0}^6 a_i (\bar{x} + 0,5)^i - 0,5; \quad -0,5 \leq \bar{x} \leq 0. \quad (3.232)$$

Для профілю на ділянці  $[0; 0,5]$  відповідно одержуємо:

$$\bar{y}(\bar{x}) = \sum_{i=0}^6 (-1)^{i+1} a_i (\bar{x} - 0,5)^i + 0,5; \quad 0 \leq \bar{x} \leq 0,5. \quad (3.233)$$

Алгоритм розрахунку профілю клина відповідає приведеному вище порядку розрахунку, тільки побудова профілю ведеться в координатах  $\bar{y}$ ,  $\bar{x}$ . Для цього замість полінома (3.313) після обчислення коефіцієнтів  $a_i$ ,  $i=0, 1, \dots, 6$  використовуються поліноми (3.232) і (3.233) на відповідних ділянках.

Для розрахунку крутизни і прискорення варто аналітично знайти вирази для першої і другої похідної із виразів (3.232) і (3.233).

Зокрема для (3.232) одержимо:

$$\bar{y}'(\bar{x}) = \sum_{i=1}^6 a_i i (\bar{x} + 0,5)^{i-1}; \quad (3.234)$$

$$\bar{y}''(\bar{x}) = \sum_{i=2}^6 a_i i (i-1) (\bar{x} + 0,5)^{i-2}, \quad (3.235)$$

де  $-0,5 \leq \bar{x} \leq 0$ .

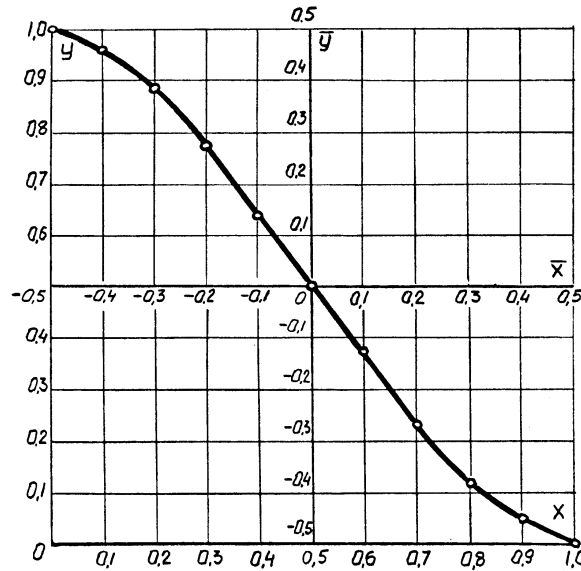
Аналогічно у випадку (3.233) маємо:

$$\bar{y}'(\bar{x}) = \sum_{i=1}^6 (-1)^{i+1} a_i i (\bar{x} - 0,5)^{i-1}; \quad (3.236)$$

$$\bar{y}''(\bar{x}) = \sum_{i=2}^6 (-1)^{i+1} a_i i (i-1) (\bar{x} - 0,5)^{i-2}, \quad (3.237)$$

де  $0 \leq \bar{x} \leq 0,5$ .

Використовуючи запропонований алгоритм за допомогою ПК був отриманий розрахунковий профіль кулірного клина круглов'язальної машини типу КО, що забезпечує безударну взаємодію голки з профілем клина (рис. 3.108).



**Рис. 3.108.** Розрахунковий профіль кулірного клина круглов'язальної машини типу КО для  $\beta = 1,333$ ;  $a = 6,667$

У тому випадку, коли  $ox_1 = d \neq oy_1 = h$  (рис. 3.107) побудований профіль варто розглядати в координатах  $(Y, X)$ . При цьому слід вважати, що значення координати  $Y$  це частки від значення  $h$ , а значення аргументу  $X$  – це частки величини  $d$ .

Зокрема для максимального значення швидкості підйому (опускання) голки маємо:

$$v_u^{\max} = \frac{h}{d} \beta \omega R, \quad (3.238)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість голкового циліндра машини;  
 $R$  – радіус обертання п'ятки голки.

Аналогічно для максимального значення прискорення одержуємо:

$$W_u^{\max} = \frac{h}{d^2} a \omega^2 R^2. \quad (3.239)$$

Ці дві формули встановлюють зв'язок величин  $\beta$  і  $a$  з реальними швидкостями і прискоренням голки (точніше з їхніми максимальними значеннями).

Приведені вище розрахунки показують, що запропонований метод аналітичного конструювання профілю клина при його порівняльній простоті досить ефективний. Використання профілю клина, побудованого по розробленій тут методиці, забезпечує безударне переміщення голки при припустимій крутизні її підйому (опускання) і при максимальному прискоренні.

Мінімізація максимального прискорення руху голки і забезпечення її безударного переміщення буде сприяти підвищенню надійності роботи системи клин-голка механізму в'язання при одночасному збільшенні продуктивності машини.

Приведені вище розрахунки показують, що запропонований метод аналітичного конструювання профілю клина при його порівняльній простоті досить ефективний. Використання профілю клина, побудованого по розробленій тут методиці, забезпечує безударне переміщення голки при припустимій крутизні її підйому (опускання) і при максимальному прискоренні.

Мінімізація максимального прискорення руху голки і забезпечення її безударного переміщення буде сприяти підвищенню надійності роботи системи клин-голка механізму в'язання при одночасному збільшенні продуктивності машини.

### **3.56. Механізми зі змінною довжиною ланок для приводу вушкових голок основ'язальних машин**

У швидкохідних основ'язальних машинах (ОВ-машинах) для приводу петлетворних органів широко використовуються багатоланкові шарнірно-важільні механізми другого і вище класів за класифікацією Ассура. Такі механізми забезпечують у певному наближенні відтворення робочими органами складних законів руху, у тому числі із зупинками, упродовж циклу петлетворення. При цьому з метою підвищення точності відтворення складних законів руху робочих органів широко використовуються восьми-, десяти- та дванадцятиланкові структури механізмів, а також механізми з кількома ступенями вільності. Мінімальна кількість ланок в механізмі, при якій може бути реалізована зупинка робочого органу потрібної тривалості, повинна бути більша шести [54].

Можливості шарнірно-важільних механізмів з „жорсткими” ланками, які утворюються сталими схемами, у певному сенсі є вичерпаними [233]. Тому актуальним завданням є створення механізмів змінної структури зі змінними метричними параметрами та формою ланок. Це дозволяє зменшити кількість рухомих ланок в механізмі при збереженні технологічного процесу та відкрити нові перспективи для створення нових технологічних процесів [233]. У цих механізмах за цикл утворення петлі самостійно потрібним чином змінюється кінематична схема завдяки зміні довжини ланок, форми ланок, виду кінематичних пар, ступеня рухомості механізму.

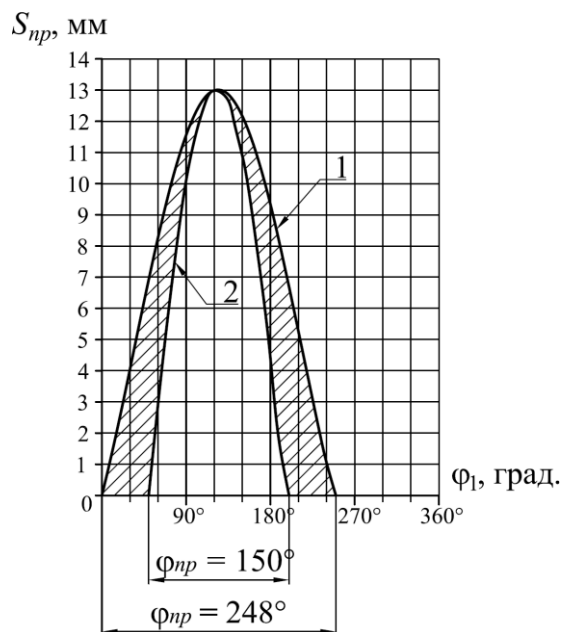
Доцільність застосування чотириланкових механізмів змінної структури для приводу робочих органів технологічних машин галузі доведена на прикладах використання подібних механізмів з пружними ланками як в швейних машинах, так і у в'язальних та трикотажних машинах (наприклад, швейна машина ДЛС з реверсом матеріалу, круглотрикожа машина КТ-1, міні-основ'язальна машина для в'язання вузьких полотен, тощо) [54, 55, 56, 58, тощо.].

В якості базового механізму для дослідження був узятий 8-ланковий механізм коливального руху вушкових голок з обертальними кінематичними парами [54], у якому гребінка з вушковими голками

здійснює зворотно-коливальний рух за законом «коливання вперед – зсув перед крючками голок – коливання назад – зсув за спинками голок». Зсув за спинками голок в ОВ-машині відбувається при зупинці гребінок з вушковими голками, тривалість якої ( $\varphi_{np} = \psi_1$ ) якої залежить від ОВ-машини і становить приблизно  $\frac{1}{3}$  циклу петлетворення ( $\approx 120^\circ$  кута повороту ведучої ланки) (рис. 3.109).

В якості приводного механізму робочих органів петлетворення основ'язальних машин пропонуються [248] декілька структур механізмів змінної структури.

Один з таких механізмів – чотири-ланковий механізм зі змінним видом кінематичної пари, в якому на певних фазових кутах ведучої ланки змінюється структура, тобто при прокладанні ниток основи механізм є кривошипно-коромисловим, а при виконанні інших етапів процесу петлетворення – кривошипно-повзунним.

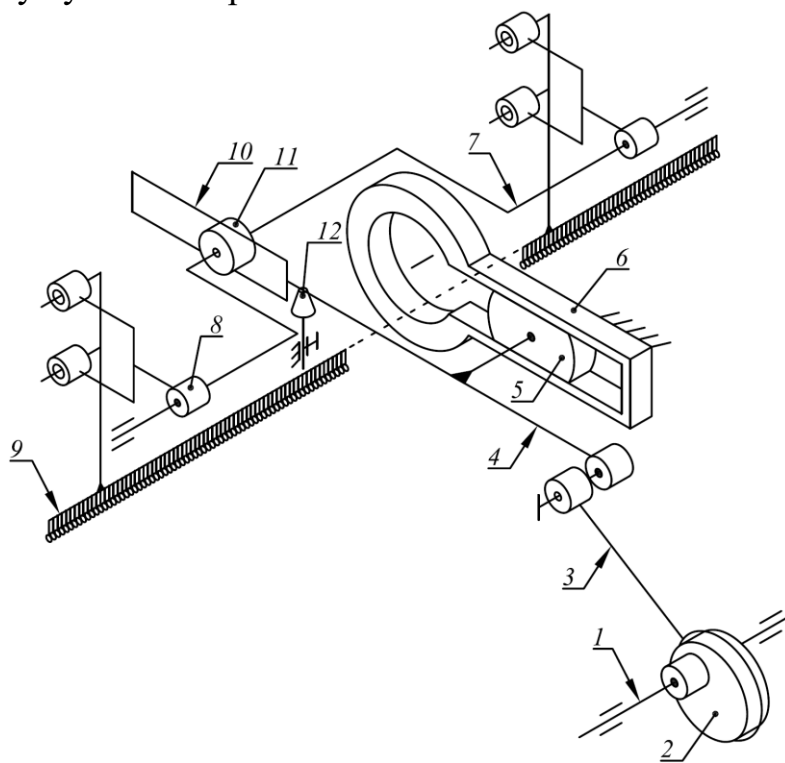


**Рис. 3.109.** Суміщені графіки переміщень вушкової голки: базової ОВ-машини (крива 1) та згідно з типовою циклограмою роботи ОВ-машини (крива 2)

На фазових кутах коливання вушкових голок коромисло має сталу довжину, а на фазовому куті зупинки – його рух обмежується нерухомим упором, і тоді завдяки зміні довжини і форми коромисла механізму забезпечується можливість провертання при зупинці вушкових голок відповідно до закону руху рис. 3.109.

Синтезована для механізму коливального руху вушкових голок ОВ-машини структурна схема на рис. 3.110 містить закріплену на головному валу 1 ведучу ланку – ексцентрик 2, шатун 3 та ланку 4, яка на певних фазових кутах головного валу рухається як повзун або як коромисло. Ланка 4 повзунною частиною 5 утворює поступальну кінематичну пару з нерухомою напрямною 6, яка виконується з циліндричною головкою.

Ланка 4 напрямною частиною 10 та роликом 9 має можливість з'єднуватися з валом вушкових гребінок 7. На валу 7 закріплюється тримач 8 вушкових гребінок 9. При роботі механізму на певних фазових кутах ведучої ланки 1 ланка 4 взаємодіє з упором 12. На рис. 3.110 не показаний механізм зсуву вушкових гребінок.

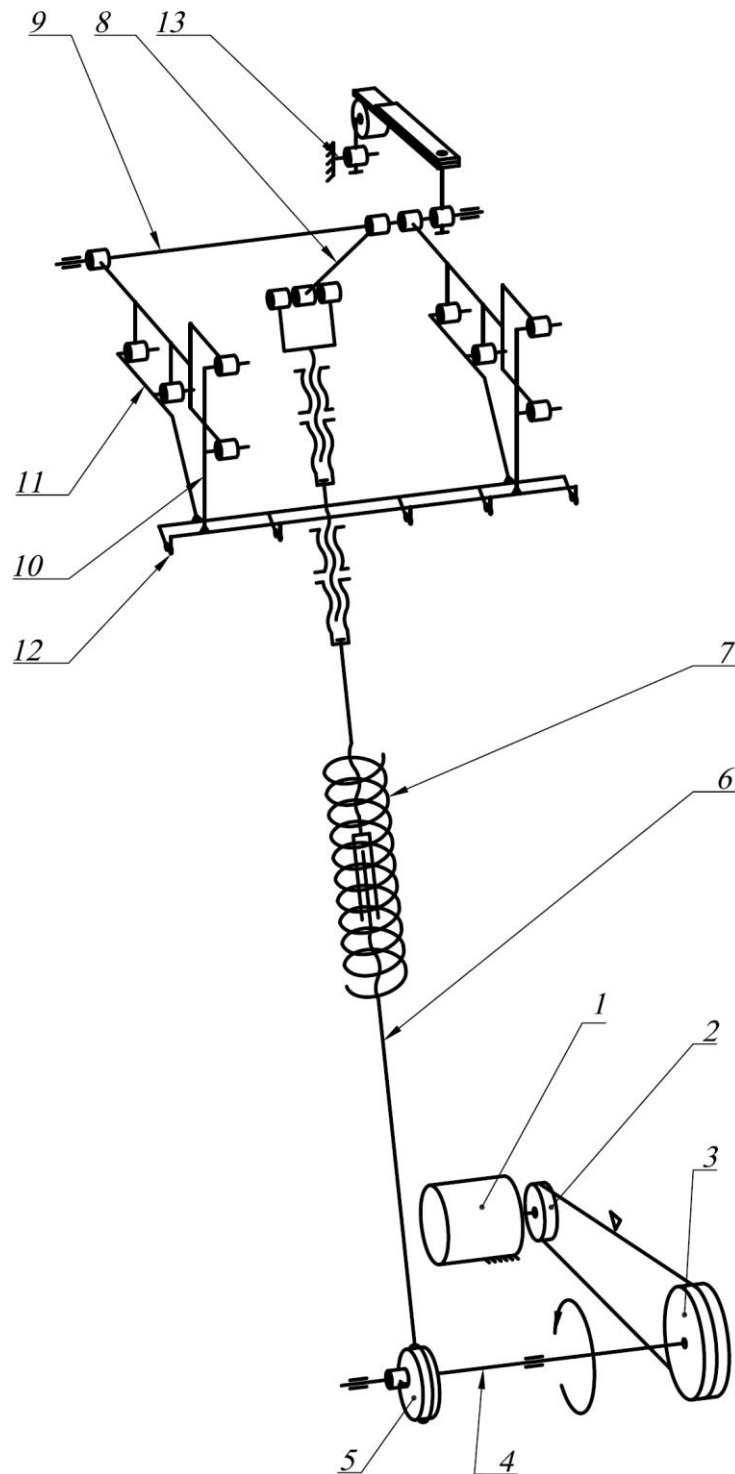


**Рис. 3.110.** Структурна схема механізму коливального руху вушкових голок з кінематичною парою, що змінюється, основов'язальної машини

При роботі механізму від початкового (нульового) положення, за яке приймається початок коливання вушкових гребінок вперед, ланка 4 повзунною частиною 5 утворює обертальну кінематичну пару з циліндричною головкою нерухомої напрямної 6. Механізм працює як кривошипно-коромисловий. Коливальний рух вперед та назад передається на вал 7 з вушковими гребінками 9. При цьому відбувається прокладання ниток основи на крючкові голки.

Під час взаємодії упору 12 з ланкою 4, остання зупиняє свій коливальний рух. При подальшому русі ведучої ланки відбувається зміна кінематичної схеми завдяки зміні виду кінематичної пари: повзунна частина 5 ланки 4 переміщується по нерухомій напрямній 6 і механізм перетворюється на кривошипно-повзунний. Під час зупинки коливального руху ланки 4 і разом з нею вушкових гребінок 9 механізм зсуву здійснює зсув вушкових гребінок вздовж фронтальної частини ОВ-машини.

Наступний з механізмів змінної структури, який пропонується для використання в ОВ-машинах, – чотири-ланковий механізм з пружним шатуном, який на фазових кутах коливання вушкової гребінки працює як кривошипно-коромисловий, а на фазових кутах зупинки – як кривошипно-кулісний (рис. 3.111).



**Рис. 3.111.** Структурна схема механізму коливального руху вушкових голок з пружним шатуном основ'язальної машини

Синтезована для механізму коливального руху вушкових голок ОВ-машини структурна схема на рис. 3.111 містить закріплену на головному валу 1 ведучу ланку – ексцентрик 5, коромисло 2 та ланку 6, яка на певних фазових кутах головного валу рухається як шатун або розпадається на дві ланки, одна з яких рухається як повзун, інша – як куліса. Ланка 6 складається з двох частин, які з'єднуються пружним елементом 7.



Коромисло 8 закріплюється на валу гребінок 9, на якому закріплюється тримач з гребінками 10 та 11. При роботі механізму на певних фазових кутах ведучої ланки 1 відбувається взаємодія коромисла 8 з упором 12.

При роботі механізму від початкового положення ланка б працює як шатун і передає рух коромислу 8. Механізм працює як кривошипно-коромисловий; коливальний рух вперед та назад передається на вал 9 з вушковими гребінками 10 і 11. При цьому відбувається прокладання ниток основи на крючкові голки.

Під час взаємодії упора 13 з коромислом 8 останнє зупиняє свій коливальний рух. При подальшому русі ведучої ланки відбувається зміна кінематичної схеми механізму – одна частина ланки 6 перетворюється в шатун, інша – в коромисло, завдяки чому при подальшому обертанні ведучої ланки 5 механізм не втрачає можливості повертання. Під час зупинки коливального руху коромисла 8 і разом з ним вушкових гребінок 10 та 11 механізм зсуву здійснює зсув вушкових гребінок вздовж фронтальної частини ОВ-машини.

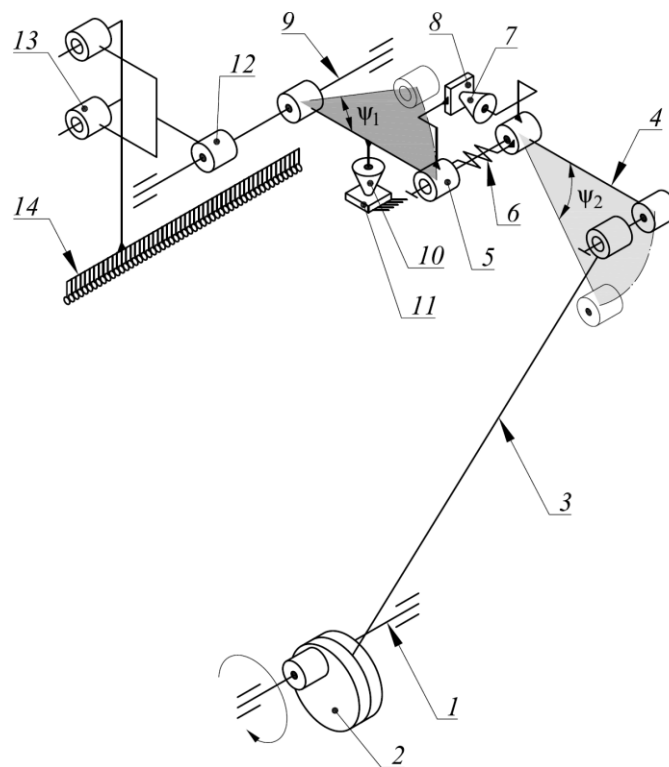
Наступний з механізмів змінної структури, який пропонується для використання в ОВ-машинах, – чотири-ланковий зі змінною довжиною коромисла та стояка, у якому на певних фазових кутах ведучої ланки структура залишається незмінною, тобто механізм залишається кривошипно-коромисловим, а змінюється кінематична схема механізму.

Синтезована для механізму коливального руху вушкових голок ОВ-машини структурна схема на рис. 3.112 містить закріплену на головному валу 1 ведучу ланку – ексцентрик 2, шатун 3 та складене з двох частин 4 та 5 коромисло. Дві частини коромисла 4 і 5 утворюють обертальну кінематичну пару і притискаються одна до одної упорами 7 і 8 за допомогою пружини кручення 6, яка з'єднує дві частини коромисла 4 і 5. Друга частина коромисла 5 закріплюється на валу 9 вушкових гребінок і на цьому валу 9 закріплюється тримач вушкових гребінок 12, який утворює поступальні циліндричні кінематичні пари 13 з вушковими гребінками 14. При роботі механізму на певних фазових кутах ведучої ланки 1 друга частина коромисла 5 взаємодіє з упором 11.

При роботі механізму від початкового положення дві частини коромисла 4 та 5 притиснуті одна до одної і працюють як одна жорстка ланка – коромисло. При цьому коливальний рух на кут  $\psi_1$  вперед та назад передається на вал вушкових гребінок 9 і самим вушковим гребінкам 14.

Під час взаємодії упора 10 другої частини коромисла 5 з нерухомим упором 11, друга частина коромисла 5 зупиняє свій рух. При подальшому русі ведучої ланки відбувається зміна кінематичної схеми, а саме, змінюються довжини стояка та коромисла. Роль стояка тепер виконує зупинена друга частина коромисла 5, а роль коромисла – перша частина коромисла 4, яка здійснює коливання на кут  $\psi_2$ . Під час зупинки другої частини коромисла 5 і разом з нею вушкових гребінок механізм зсуву здійснює зсув вушкових гребінок вздовж фронтальної частини ОВ-машини. Далі при дії пружини кручення 6 дві частини коромисла

з'єднуються і працюють як одна жорстка ланка, а рух знову передається до вушкових гребінок 14.

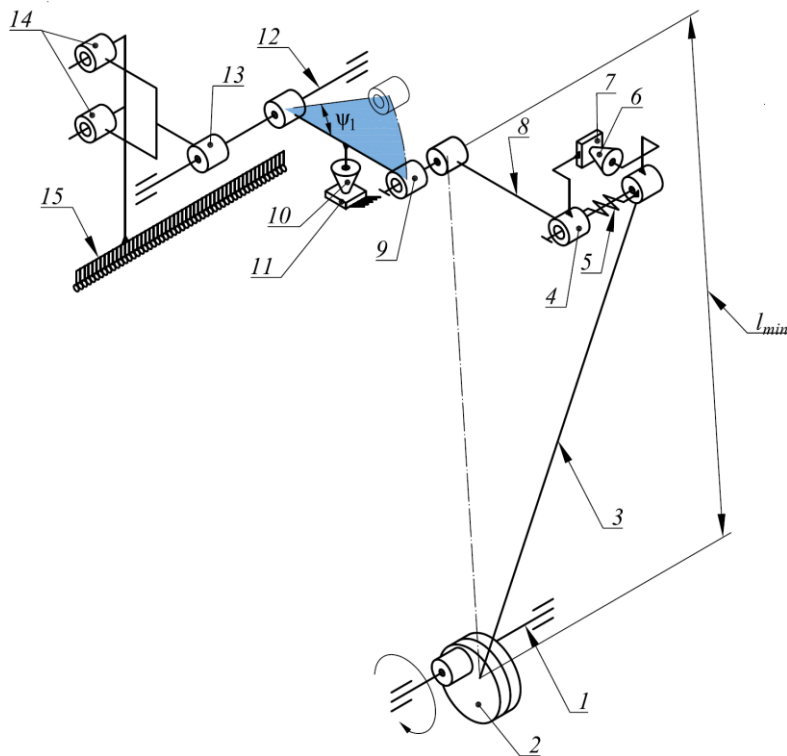


**Рис. 3.112.** Структурна схема механізму коливального руху вушкових голок зі змінною довжиною коромисла основов'язальної машини

Наступний з механізмів змінної структури, який пропонується для використання в ОВ-машинах, – чотири-ланковий механізм зі складеним шатуном „що ламається” (рис. 3.113).

При роботі механізму під час коливання вушкових гребінок 15 дві частини складеного шатуна 3 та 8 притиснуті одна до одної пружним елементом 5 і працюють як одна жорстка ланка – шатун. При зупинці вушкових гребінок, коли коромисло 9 взаємодіє з упором 11 та перетворюється на стояк, частина 3 складеного шатуна працює як шатун, а його інша частина 8 – як коромисло.

Для визначення геометричних параметрів структурної схеми розглянутих вище механізмів змінної структури, які задовольняють необхідним кінематичним, динамічним та конструктивним особливостям механізму потрібно, виконати метричний синтез. Кінематичними умовами є задане максимальне значення кута коливального руху вушкових голок  $\psi$  та задані кути повороту головного валу  $\varphi_i$ , при яких відбуваються рухи вперед, назад та зупинка вушкових голок. Значення кута  $\psi$  залежить від типу голок, якими оснащується основов'язальна машина, та кількості гребінок з вушковими голками. Динамічною умовою є додержання допустимих кутів тиску в кінематичних парах  $\theta_i$ . Конструктивними умовами є задана відстань  $AD$  між головним валом та валом коливання вушкових голок, номінальна довжина коромисла  $CD$  та координати упору.



**Рис. 3.113.** Структурна схема механізму коливального руху вушкових голок зі змінною довжиною шатуна *ОВ-машини*

Особливостями роботи механізму коливального руху вушкових голок із змінними ланками є перетворення руху ведучої ланки в коливальний рух із зупинкою гребінок з вушковими голками при забезпеченні коливання вперед та назад на кут  $\psi$  при повороті ведучої ланки відповідно на кут  $\varphi_{3_1}$  та кут  $\varphi_{1_2}$ , а зупинка в крайньому передньому положенні при повороті ведучої ланки на кут  $\varphi_{2_3}$ . При цьому кути тиску, що визначають працездатність механізму, не повинні перевищувати допустимих значень.

Відомо, що кути повороту веденої ланки  $\psi$  і ведучої ланки  $\varphi$  шарнірного чотири-ланковика *ABCD* зв'язані між собою залежністю  $\psi = f(\varphi)$ . При цьому, беручи до уваги специфіку структури механізму вушкових голок із змінними ланками, цю залежність можна використовувати лише на фазах рухів вперед та назад вушкових голок. Під час зупинки потрібно враховувати зміну довжини та форми змінної ланки (кривошипа, шатуна, коромисла) за цикл петлетворення.

Наприклад, якщо змінною ланкою в механізмі є коромисло, то на фазах рухів вперед та назад механізм можна розглядати як механізм шарнірного чотириланковика, а на фазах зупинки – як кривошипно-кулісний механізм, в якому одна частина змінного коромисла виконує функцію нерухомої напрямної (куліси), а інша – повзуна куліси. Тобто застосовується механізм зі змінною кінематичною структурою.

При синтезі механізму вушкових голок із змінною ланкою є відомим крайнє верхнє положення (фаза зсуву перед крючками голок), та два

проміжних положення (фаза зупинки за спинками голок), що є специфікою синтезу.

Прийmemo довжину кривошипа  $r = l_{AB}$  та довжину шатуна  $l = l_{BC}$  за параметри, які потрібно визначити при синтезі. Задаємося параметрами, що їх можна змінювати при синтезі:  $l_{AD}$  – відстанню між осями кривошипа та коромисла;  $l_{CD}$  – довжиною коромисла;  $\gamma_1$  – початковим кутом установки коромисла;  $\Delta\varphi$  – кутом між  $AC_1$  та  $AC_2$ ;  $\Delta\varphi = \frac{\varphi_{3-1} - \varphi_{1-2}}{2}$ .

Використовуючи рекомендації [54, 57, 123, 222, 233], складаємо вирази для визначення довжин кривошипа  $r$  та шатуна  $l$ :

$$r = \frac{l_{AC1}^2 - l_{AC2}^2}{2 \cdot (l_{AC1} - l_{AC2} \cdot \cos(\varphi_{1-2} + \Delta\varphi))}; \quad l = l_{AC1} - r. \quad (3.240)$$

При побудові механізму за розрахованими значеннями параметрів може виявитись, що він не забезпечить відповідність заданим кутам повороту кривошипа при рухах вперед та при зупинці вушкових голок при задовільному відтворенні кута повороту кривошипа, що відповідає русі назад вушкових голок. Тому потрібно порівняти значення одного із заданих кутів повороту кривошипа ( $\varphi_{2-3}$  або  $\varphi_{3-1}$ ), значенню, розрахованому за визначеними параметрами механізму.

Визначимо розрахункове значення кута  $\varphi_{3-1}^P$  та порівняємо його із заданим кутом  $\varphi_{3-1}$  повороту кривошипа:

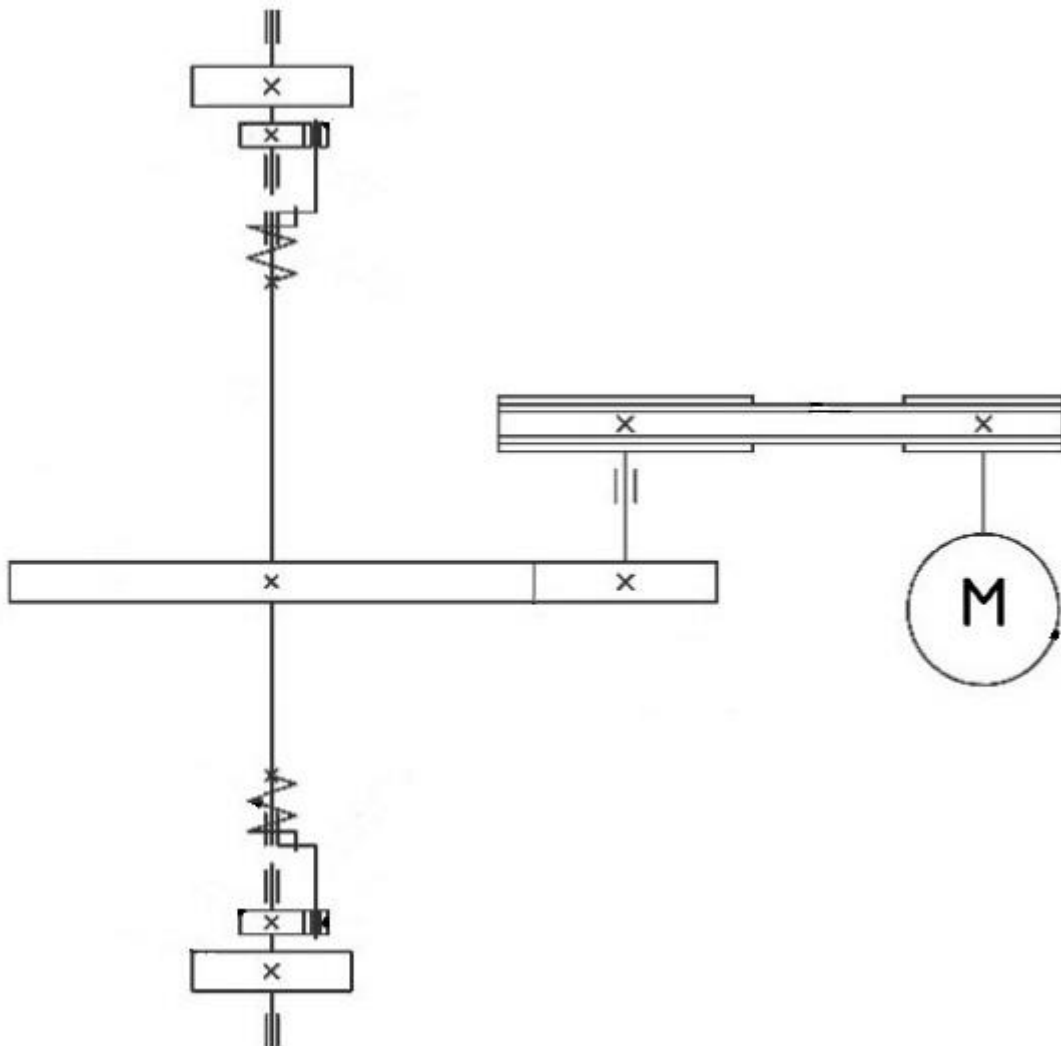
$$\varphi_{3-1}^P = \arccos\left(\frac{l_{AC2}^2 + l_{AB2}^2 - l_{B2C2}^2}{2l_{AC2}l_{AB2}}\right) + \Delta\varphi. \quad (3.241)$$

Якщо різниця  $\Delta\varphi_{3-1} = \varphi_{3-1} - \varphi_{3-1}^P = 0$ , отримані значення  $r$  та  $l$ , а також наперед задані параметри механізму, приймаємо за остаточні. Якщо  $\Delta\varphi_{3-1} \neq 0$ , потрібно змінити відстань  $l_{AD}$ , довжину  $l_{CD}$  коромисла, що призведе до зміни початкового кута  $\gamma_1$  установки коромисла і кута  $\varphi_{3-1}^P$ .

Отримані залежності дозволяють в результаті метричного синтезу механізму вушкових голок із змінними ланками встановити сталі параметри кінематичної схеми, які забезпечують закон руху вушкових голок за циклограмою роботи основов'язальної машини.

На основі проведеного аналізу існуючих конструкцій механізмів змінної структури, які використовуються в машинах легкої промисловості, запропоновані структурні схеми чотири-ланкового механізму змінної структури для приводу вушкових голок ОВ-машини. Запропонований метричний синтез механізму.

**РОЗДІЛ 4**  
**НАПРЯМКИ ЗНИЖЕННЯ**  
**ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В**  
**ПРИВОДІ КРУГЛОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН**



#### 4.1. Динамічні навантаження круглов'язальних машин типу КО при пуску та їх зниження

Специфікою роботи круглов'язальних машин є значні динамічні навантаження, що виникають в приводі та інших механізмах при несталому режимі роботи (пуск, гальмування), величина яких в 3 та більше разів перевищує сталі навантаження [177, 184]. Дослідження показують, що зниженню динамічних навантажень в механізмах круглов'язальних машин в значній мірі сприяє удосконалення конструкції привода [187]. При цьому на величину динамічних навантажень впливають не тільки пусковий момент електродвигуна, а і конструктивні параметри привода (жорсткість пружних в'язей, моменти інерції обертальних мас та ін.). Тому і надалі залишається актуальним питання удосконалення приводів круглов'язальних машин, що сприяє зниженню динамічних навантажень.

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин шляхом зниження динамічних навантажень, робота [179] розділ присвячений аналізу впливу конструкції привода круглов'язальної машини на величину динамічних навантажень, що виникають під час пуску машини, та розробці рекомендацій щодо удосконалення приводів круглов'язальних машин.

При аналізі динамічних навантажень, що виникають під час пуску круглов'язальної машини типу КО, її реальну конструкцію доцільно представити у вигляді чотиримасової системи з розгалуженням ведених мас (механізми товароприйому та в'язання) [177].

Пуск досліджуваної системи (рис. 4.1) відбувається поетапно.

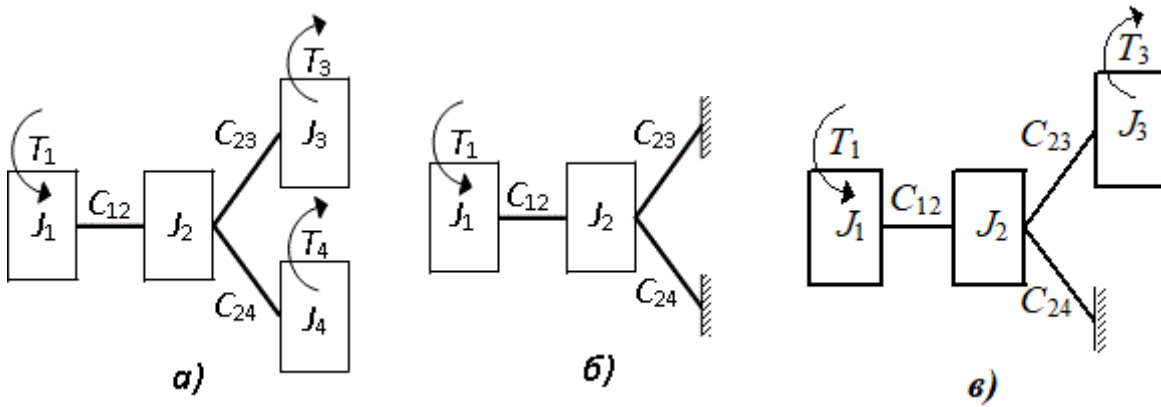
Оскільки величиною сил опору тертя, що діють на масу  $J_2$  можна знехтувати, розрахункова схема для першого етапу пуску прийме вигляд, зображений на рис. 4.1, б.

Початкові умови для першого етапу пуску наступні:

$$T_{12} = T_{23} = T_{24} = 0; \quad \dot{T}_{12} = \dot{T}_{23} = \dot{T}_{24} = 0.$$

Перший етап пуску триває до тих пір, поки одна із мас ( $J_3$  або  $J_4$ ), залежно від параметрів системи, не почне рухатися.

За умови  $T_3 / C_{23} < T_4 / C_{24}$ , що характерно для круглов'язальних машин типу КО [184], першою із стану спокою буде виведена маса  $J_3$ , що характеризує собою закінчення першого етапу пуску, який продовжується від 0 до  $\tau_1$ , та початок другого етапу пуску.



**Рис. 4.1.** Динамічна модель круглов'язальної машини типу КО:

*а* - третій етап пуску; *б* - перший етап пуску; *в* - другий етап пуску;

$T_1$  - пусковий момент електродвигуна (тут і далі приведені значення);

$T_3$  - момент сил опору механізму товароприйому;  $T_4$  - момент сил

опору механізму в'язання;  $J_1$  - сумарний момент інерції ротора

електродвигуна і ведучого шківасасової передачі;  $J_2$  - момент інерції

обертювих мас веденого шківасасової передачі та зубчастих коліс

зубчастюї передачі;  $J_3$  - момент інерції обертювих мас механізму

товароприйому;  $J_4$  - момент інерції обертювих мас механізму в'язання;

$C_{12}$  - жорсткість пасів сасової передачі;  $C_{23}$  - жорсткість пружної

в'язі, що передає рух механізму товароприйому;  $C_{24}$  - жорсткість пружної

в'язі, що передає рух механізму в'язання

Враховуючи умови динамічної рівноваги мас системи для першого етапу пуску  $J_1\ddot{\varphi}_1 = T_1 - T_{12}$ ,  $J_2\ddot{\varphi}_2 = T_{12} - T_{23} - T_{24}$  ( $\varphi_1, \varphi_2$  - кути повороту мас  $J_1, J_2$  відповідно;  $T_{12}, T_{23}, T_{24}$  - динамічні навантаження в пружних в'язях  $C_{12}, C_{23}, C_{24}$  відповідно) та залежності:  $T_{23} = C_{23}(\varphi_2 - \varphi_3)$ ;  $T_{24} = C_{24}(\varphi_2 - \varphi_4)$ ;  $\varphi_3 = \varphi_4 = 0$  [177], знаходимо моменти пружних сил деформацій, що розвиваються в гнучких в'язях в період першого етапу пуску машини [95, 177]:

$$T_{12} = A_{(12)1} \cos \beta_1 t + A_{(12)2} \cos \beta_2 t + a_{12}, \quad (4.1)$$

$$T_{23} = A_{(23)1} \cos \beta_1 t + A_{(23)2} \cos \beta_2 t + a_{23}, \quad (4.2)$$

$$T_{24} = T_{23} \frac{C_{24}}{C_{23}}, \quad (4.3)$$

де  $A, B$  - постійні інтегрування;

$\beta$  - циклові частоти коливань мас системи;

$a$  - постійні складові моментів.

Досягнувши моменту сил деформації в'язі  $C_{23}$  величини  $T_3$  в рух приходить третя маса системи  $J_3$ , що характеризує собою початок другого етапу пуску (рис. 4.1, в), який триває від  $\tau_1$  до  $\tau_2$ .

Початкові умови другого етапу:

$$\begin{aligned} T_{(12)0} &= T_{(12)\tau_1}; & T_{(23)0} &= T_3; & T_{(24)0} &= T_3 \frac{C_{24}}{C_{23}}; \\ \dot{T}_{(12)0} &= \dot{T}_{(12)\tau_1}; & \dot{T}_{(23)0} &= \dot{T}_{(23)\tau_1}; & \dot{T}_{(24)0} &= \dot{T}_{(23)\tau_1} \frac{C_{24}}{C_{23}}. \end{aligned} \quad (4.4)$$

Динамічні умови рівноваги системи для другого етапу пуску:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_1 - T_{12}; \quad J_2 \ddot{\varphi}_2 = T_{12} - T_{23} - T_{24}; \quad J_3 \ddot{\varphi}_3 = T_{23} - T_3. \quad (4.5)$$

Враховуючи, що  $\ddot{T}_{12} = C_{12}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ ;  $\ddot{T}_{23} = C_{23}(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3)$ ;  $\ddot{T}_{24} = C_{24}\ddot{\varphi}_2$ , одержуємо;

$$\begin{aligned} \ddot{T}_{12} &= \frac{C_{12}}{J_1 J_2} [-(J_1 + J_2)T_{12} + J_1 T_{23} + J_1 T_{24} + J_2 T_1]; \\ \ddot{T}_{23} &= \frac{C_{23}}{J_2 J_3} [J_3 T_{12} - (J_2 + J_3)T_{23} - J_3 T_{24} + J_2 T_3]; \\ \ddot{T}_{24} &= \frac{C_{24}}{J_2} (T_{12} - T_{23} - T_{24}). \end{aligned} \quad (4.6)$$

Розв'язуючи рівняння (4.6) [95, 177], знаходимо моменти пружних сил деформацій, що розвиваються в гнучких в'язях в період другого етапу пуску машини:

$$T_{12} = A_{(12)1} \cos \beta_1 t + A_{(12)2} \cos \beta_2 t + A_{(12)3} \cos \beta_3 t + B_{(12)1} \sin \beta_1 t + B_{(12)2} \sin \beta_2 t + B_{(12)3} \sin \beta_3 t + a_{12}; \quad (4.7)$$

$$T_{23} = A_{(23)1} \cos \beta_1 t + A_{(23)2} \cos \beta_2 t + A_{(23)3} \cos \beta_3 t + B_{(23)1} \sin \beta_1 t + B_{(23)2} \sin \beta_2 t + B_{(23)3} \sin \beta_3 t + a_{23}; \quad (4.8)$$

$$T_{24} = A_{(24)1} \cos \beta_1 t + A_{(24)2} \cos \beta_2 t + A_{(24)3} \cos \beta_3 t + B_{(24)1} \sin \beta_1 t + B_{(24)2} \sin \beta_2 t + B_{(24)3} \sin \beta_3 t + a_{24} \quad (4.9)$$

Оскільки умовою початку третього етапу пуску системи (рис. 4.1, а) є  $T_{24} = T_4$ , із рівняння (4.9) знаходимо час  $\tau_2$ . Тоді початковими умовами третього етапу пуску системи будуть:

$$\begin{aligned} T_{(12)0} &= T_{(12)\tau_2}; & T_{(23)0} &= T_{(23)\tau_2}; & T_{(24)0} &= T_4; \\ \dot{T}_{(12)0} &= \dot{T}_{(12)\tau_2}; & \dot{T}_{(23)0} &= \dot{T}_{(23)\tau_2}; & \dot{T}_{(24)0} &= \dot{T}_{(24)\tau_2}. \end{aligned} \quad (4.10)$$

Динамічні умови рівноваги системи для третього етапу пуску:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = T_1 - T_{12}; \quad J_2 \ddot{\varphi}_2 = T_{12} - T_{23} - T_{24}; \quad J_3 \ddot{\varphi}_3 = T_{23} - T_3; \quad J_4 \ddot{\varphi}_4 = T_{24} - T_4. \quad (4.11)$$

Підставивши значення  $\ddot{\varphi}_1$ ,  $\ddot{\varphi}_2$ ,  $\ddot{\varphi}_3$ ,  $\ddot{\varphi}_4$  із (4.11) у вирази  $\ddot{T}_{12} = C_{12}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ ;  $\ddot{T}_{23} = C_{23}(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_3)$ ;  $\ddot{T}_{24} = C_{24}(\ddot{\varphi}_2 - \ddot{\varphi}_4)$ , одержуємо:

$$\ddot{T}_{12} = \frac{C_{12}}{J_1 J_2} [-(J_1 + J_2)T_{12} + J_1 T_{23} + J_1 T_{24} + J_2 T_1];$$



$$\begin{aligned}\ddot{T}_{23} &= \frac{C_{23}}{J_2 J_3} [J_3 T_{12} - (J_2 + J_3) T_{23} - J_3 T_{24} + J_2 T_3] ; \\ \ddot{T}_{24} &= \frac{C_{24}}{J_2 J_4} [J_4 T_{12} - J_4 T_{23} - (J_2 + J_4) T_{24} + J_2 T_4] \end{aligned} \quad (4.12)$$

Розв'язок рівнянь моментів сил пружності (4.12) може бути представлений (так само як і у вищерозглянутих випадках) сумою загального рішення однорідних рівнянь і частинного рішення неоднорідних рівнянь (4.7)...(4.9).

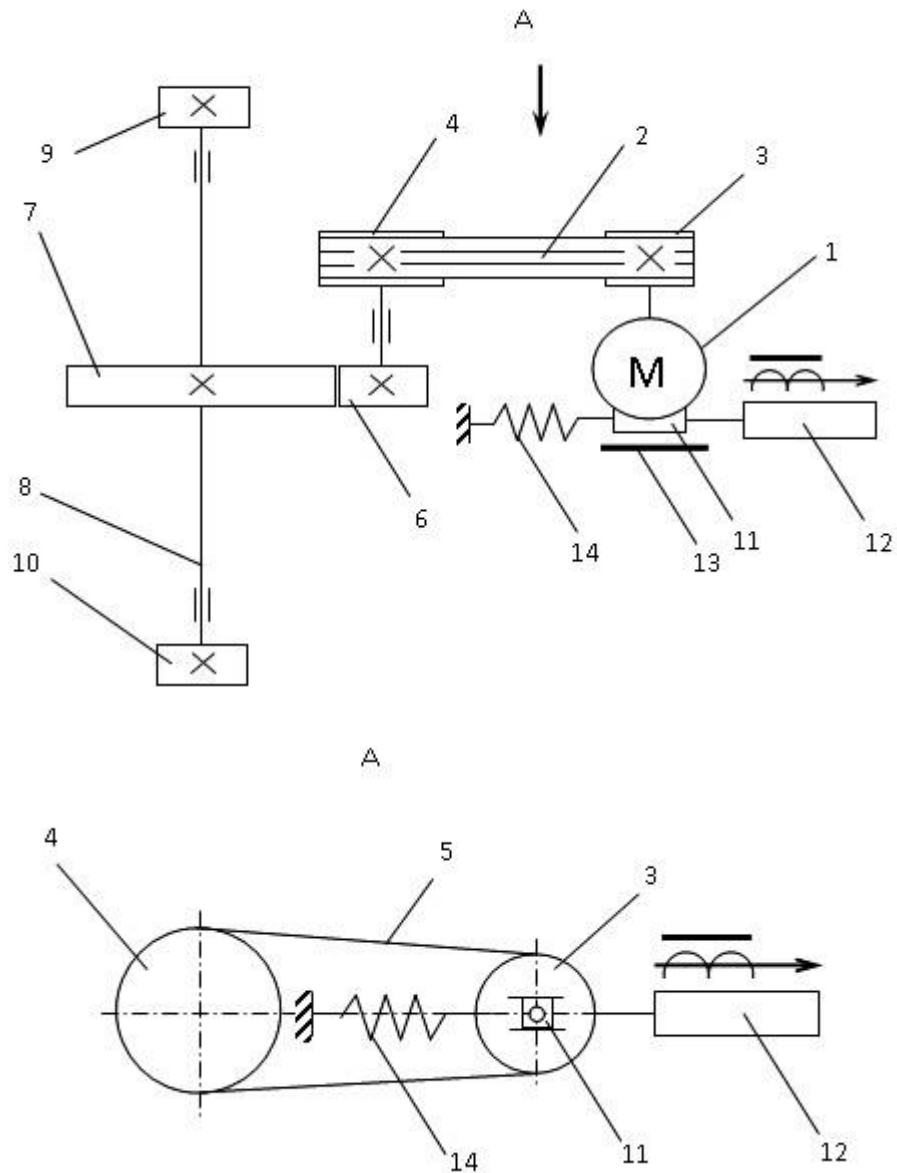
Динамічні перевантаження ліній передач привода круглов'язальних машин типу КО знаходяться із співвідношень:

$$k_{12} = \frac{T_{12\max}}{T_3 + T_4} ; \quad k_{23} = \frac{T_{23\max}}{T_3} ; \quad k_{24} = \frac{T_{24\max}}{T_4} . \quad (4.13)$$

Розрахунки показують, що для круглов'язальної машини КО-2, для якої  $T_1 = 48,6$  Нм;  $T_3 = 4,4$  Нм;  $T_4 = 17,7$  Нм;  $J_1 = 0,023$  кгм<sup>2</sup> ;  $J_2 = 0,015$  кгм<sup>2</sup>;  $J_3 = 0,026$  кгм<sup>2</sup>;  $J_4 = 0,021$  кгм<sup>2</sup>;  $C_{12} = 1940$  Нм/рад;  $C_{23} = 15310$  Нм/рад;  $C_{24} = 3069$  Нм/рад [113, 177, 184], динамічні перевантаження пружних в'язей машини досягають величин:  $k_{12} = 3,2$  ;  $k_{23} = 2,5$  ;  $k_{24} = 2,8$  .

З метою зниження пускових динамічних навантажень пропонується нова конструкція привода круглов'язальної машини (рис. 4.2), який відрізняється тим, що засіб натягу пасів клинопасової передачі привода виконаний у вигляді електромагніту, з'єднаного з електродвигуном, причому електродвигун встановлено на повзуні.

Використання у складі привода засобу натягу пасів, виконаного у вигляді електромагніту, з'єднаного з електродвигуном, та встановлення електродвигуна на повзуні дозволяє забезпечити кінематичний зв'язок ведучого та веденого шківів клинопасової передачі лише при вмиканні електромагніту після пуску електродвигуна, що обмежує передачу пускового моменту електродвигуна механізмам та окремим деталям круглов'язальної машини в період його пуску, що призводить до зниження динамічних навантажень і, таким чином, до підвищення надійності та довговічності роботи привода і круглов'язальної машини в цілому.



**Рис. 4.2.** Кінематична схема модернізованого привода круглов'язальної машини типу КО: 1 – електродвигун; 2 – клинопасова передача; 3 – ведучий шків; 4 – ведений шків; 5 – паси; 6 – шестерня; 7 – зубчасте колесо; 8 – вертикальний приводний вал; 9, 10 – верхня та нижня циліндричні шестерні; 11 – засіб натягу пасів; 12 – електромагніт; 13 – повзун; 14 – пружина розтягу

Принцип роботи привода такий (схема керування роботою привода виконана таким чином, що вмикання електромагніту здійснюється з запізненням після вмикання електродвигуна). При вмиканні електродвигуна 1 його пусковий момент витрачається лише на розгін ротора та ведучого шківа 3, оскільки під дією пружини розтягу 14 електродвигун 1 і, відповідно, ведучий шків 3 знаходяться у вихідному положенні зліва (згідно з рис. 2), що усуває натяг пасів 5 і, таким чином, унеможливорює передачу пускового моменту електродвигуна від ведучого шківа 3 веденому 4 шківу, тобто механізмам круглов'язальної машини.

Після заздальгідь заданої витримки часу вмикається електромагніт 12, який, долаючи зусилля пружини розтягу 13 та сили опору повзуна 13, переміщує електродвигун 1 вправо, натягуючи паси 5. При цьому здійснюється кінематичний зв'язок ведучого шківa 3 з веденим шківом 4. Обертальний рух ведучого шківa 3 передається веденому шківу 4 і вертикальному приводному валу 8, кінематично зв'язаному з веденим шківом 4 за допомогою шестерні 6 та зубчастого колеса 7. Обертальний рух вертикального приводного валу 8 з жорстко закріпленими на ньому верхньою 9 та нижньою 10 циліндричними шестернями передається відповідно механізмам в'язання та товароприйому, що необхідно для роботи круглов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Механізми машини та деталі передач привода при цьому приводяться в рух обмеженим пусковим моментом електродвигуна і не піддаються значним динамічним навантаженням, що призводить до підвищення надійності та довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

В залежності від вибраної величини часу спрацювання електромагніту можливо змінювати величину пускового моменту  $T_1$  електродвигун, що істотно впливає на пускові динамічні навантаження привода і круглов'язальної машини в цілому [177]. Так, наприклад, при виборі часу спрацювання електромагніту, коли  $T_1 = 1,2(T_3 + T_4) = 26,52$  Нм, динамічні перевантаження ліній передач привода досягають величин:  $k_{12} = 1,8$ ;  $k_{23} = 1,2$ ;  $k_{24} = 1,5$ . Таким чином при вибраних параметрах електромагніту засобу натягу пасів клинопасової передачі пускові динамічні навантаження круглов'язальної машини КО-2 зменшуються приблизно в 2 рази, що забезпечує підвищення надійності та довговічності роботи круглов'язальної машин.

Аналіз представлених досліджень дозволяє зробити наступні висновки:

– конструкція привода круглов'язальної машини в значній мірі впливає на величину динамічних навантажень, що виникають під час пуску машини;

– модернізація привода круглов'язальної машини типу КО, що забезпечує зниження пускового моменту електродвигуна, призводить до зниження динамічних навантажень в приводі і механізмах машини приблизно в 2 рази;

– одержані результати досліджень дають змогу при проектуванні приводів не тільки круглов'язальних, а і інших типів в'язальних машин вибирати такі параметри привода, які забезпечують ефективне зменшення динамічних навантажень і, відповідно, підвищення надійності та довговічності роботи машин в цілому.

## 4.2. Вплив параметрів механізму товароприйому круглов'язальної машини на зусилля знімання рулону полотна з товарного валика

Сучасною тенденцією розвитку трикотажного машинобудування є підвищення ефективності роботи в'язальних машин, зокрема круглов'язальних [226]. При цьому актуальним залишається питання впливу механізму накатування полотна круглов'язальної машини на ефективність її роботи. Одним із факторів підвищення ефективності роботи механізмів накатування полотна круглов'язальних машин є вирішення проблеми автоматизації знімання рулону полотна з товарного валика. Для розв'язання цієї проблеми важливим є проведення експериментальних досліджень процесу знімання рулону полотна з товарного валика. Однак відсутність комплексного методу оцінки впливу параметрів механізму товароприйому на зусилля знімання рулону полотна з товарного валика стримує вирішення цієї задачі.

Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин (підвищення якості трикотажного полотна та зменшення непродуктивних витрат) шляхом удосконалення механізму накатування полотна, завданням є розробка методу експериментального дослідження впливу параметрів механізму товароприйому на зусилля знімання рулону полотна з товарного валика.

Виходячи із поставленого завдання, в роботі [171] пропонується метод та результати експериментальних досліджень впливу параметрів механізму товароприйому круглов'язальної машини на зусилля знімання рулону полотна з товарного валика.

Дослідження проводились з використанням математичних методів планування експерименту [8, 221]. При цьому був вибраний рототабельний план другого порядку, як найбільш ефективний при вирішенні питання впливу багатьох факторів на функцію мети.

За об'єкт досліджень було обрано однофонтурну круглов'язальну машину КО-2 з діаметром голкового циліндру 450 мм, налаштовану на в'язання кулірної гладі (пряжа х/б 15,4х1х2 текс) при лінійній швидкості голкового циліндра 1,1 м/с та накатуванні полотна в рулон діаметром 310 мм [113].

Аналіз особливостей круглов'язальних машинах типу КО [113] та процесу накатування полотна в рулон [225] дозволяють виділити основні параметри – фактори, що істотно впливають на зусилля знімання рулону полотна з товарного валика:

- $X_1$  – зусилля накатування полотна в розрахунку на одну петлю,  $F$  ;
- $X_2$  – коефіцієнт тертя ковзання полотна по поверхні товарного валика,  $f$  ;
- $X_3$  – зміна (зменшення) периметру поперечного перетину товарного валика перед зніманням рулону,  $P$  .

Таким чином нами розв'язується трифакторна задача ( $K = 3$ ) з однією функцією мети  $Y$  – зусилля знімання рулону круглов'язального полотна з товарного валика ( $Q$ ).

В якості „ядра” плану експерименту використана матриця повного факторного експерименту [221]. „Зоряні” точки будуємо на осях координат на відстані плеча  $l=1,682$  [221]. При цьому необхідна кількість дослідів становить:  $N = 20$ .

Кодування факторів здійснювалось по співвідношенню [221]:

$$X_i = \frac{C_i - C_{0i}}{\Delta C_i}, \quad (4.14)$$

де  $X_i$  – кодована величина фактору;

$C_i$  – натуральна величина фактору;

$C_{0i}$  – натуральна величина фактору на нульовому рівні;

$\Delta C_i$  – інтервал варіювання фактору.

Враховуючи технічну характеристику круглов'язальної машини КО-2 [113], в якості нульових величин досліджуваних факторів приймаємо:  $\Delta C_1 = F_0 = 2,75$  сН;  $\Delta C_2 = f_0 = 0,4$ ;  $\Delta C_3 = P_0 = 8,0$  мм.

В якості діапазону та інтервалів варіювання досліджуваних факторів, враховуючи конструктивні особливості круглов'язальних машин типу КО та перспективи їх удосконалення [113, 225], приймаємо:

$$C_1 = F = (0,5 \dots 5,0) \text{ сН}, \quad \Delta C_1 = \Delta F = 1,338 \text{ сН};$$

$$C_2 = f = (0,1 \dots 0,7), \quad \Delta C_2 = \Delta f = 0,178;$$

$$C_3 = P = (10 \dots 16) \text{ мм}, \quad \Delta C_3 = \Delta P = 4,756 \text{ мм}.$$

Таким чином зв'язок між кодованими та натуральними величинами факторів буде наступним:

$$X_1 = \frac{F - 2,75}{1,338}; \quad X_2 = \frac{f - 0,4}{0,178}; \quad X_3 = \frac{P - 8,0}{4,756}. \quad (4.15)$$

Використовуючи результати табл. 4.1 та рекомендації [221], побудована робоча матриця та матриця планування експерименту (табл. 4.2).

**Таблиця 4.1. Рівні та інтервали варіювання факторів**

Фактор	Рівні варіювання факторів					Інтервал варіювання фактору
	-1,682	-1	0	+1	+1,682	
Зусилля накатування полотна в розрахунку на одну петлю $F, Н$ ( $X_1$ )	0,5	1,412	2,75	4,088	5,0	1,338
Коефіцієнт тертя ковзання полотна по поверхні товарного валика $f$ ( $X_2$ )	0,1	0,222	0,4	0,578	0,7	0,178
Зміна периметру поперечного перетину товарного валика перед зніманням рулону $P, мм$ ( $X_3$ )	0	3,244	8,0	12,756	16	4,756

**Таблиця 4.2. Робоча матриця та матриця планування експерименту**

№ досліду	Робоча матриця (параметри)			Матриця планування		
	$F, Н$	$f$	$P, мм$	$X_1$	$X_2$	$X_3$
1	4,088	0,578	12,756	+	+	+
2	4,088	0,578	3,244	+	+	-
3	4,088	0,222	12,756	+	-	+
4	4,088	0,222	3,244	+	-	-
5	1,412	0,578	12,756	-	+	+
6	1,412	0,578	3,244	-	+	-
7	1,412	0,222	12,756	-	-	+
8	1,412	0,222	3,244	-	-	-
9	0,5	0,4	8,0	-1,682	0	0
10	5,0	0,4	8,0	+1,682	0	0
11	2,75	0,1	8,0	0	-1,682	0
12	2,75	0,7	8,0	0	+1,682	0
13	2,75	0,4	0	0	0	-1,682
14	2,75	0,4	16	0	0	+1,682
15	2,75	0,4	8,0	0	0	0
16	2,75	0,4	8,0	0	0	0
17	2,75	0,4	8,0	0	0	0
18	2,75	0,4	8,0	0	0	0
19	2,75	0,4	8,0	0	0	0
20	2,75	0,4	8,0	0	0	0

У відповідності з робочою матрицею була виконана серія експериментів [219], результати яких представлені в табл. 4.3.

**Таблиця 4.3.** *Результати експериментальних досліджень зусилля знімання рулону круглов'язального полотна з товарного валика*

№ до сліду	Зусилля знімання рулону круглов'язального полотна з товарного валика $Q$ , Н	№ до сліду	Зусилля знімання рулону круглов'язального полотна з товарного валика $Q$ , Н
1	85,6	11	19,2
2	209,7	12	129,7
3	32,3	13	110,2
4	80,7	14	8,5
5	29,3	15	76,5
6	72,1	16	66,8
7	10,9	17	74,3
8	28,1	18	73,6
9	12,9	19	66,3
10	130,7	20	67,2

Рівняння регресії для визначення зусилля знімання рулону круглов'язального полотна з товарного валика круглов'язальних машин типу КО (функція мети  $Y$ ) в кодованих значеннях факторів доцільно представити у вигляді [221]:

$$Y = B_0 + B_1X_1 + B_2X_2 + B_3X_3 + B_{12}X_1X_2 + B_{13}X_1X_3 + B_{23}X_2X_3 + B_{11}X_1^2 + B_{22}X_2^2 + B_{33}X_3^2, \quad (4.16)$$

де  $B_0$  – вільний член рівняння регресії;

$B_1, B_2, B_3, B_{12}, B_{13}, B_{23}, B_{11}, B_{22}, B_{33}$  – коефіцієнти рівняння регресії.

Використовуючи відповідну програму та вихідні дані (табл. 4.3), отримано наступні значення коефіцієнтів рівняння регресії:

$$B_0 = 70,92; \quad B_1 = 34,11; \quad B_2 = 31,51; \quad B_3 = -29,54; \quad B_{12} = 14,99;$$

$$B_{13} = -14,06; \quad B_{23} = -12,66; \quad B_{11} = 0,33; \quad B_{22} = 1,26; \quad B_{33} = -4,07.$$

Розрахунки підтвердили адекватність прийнятої моделі експерименту (розрахункове значення коефіцієнту Фішера  $F_p = 3,391$  менше табличного  $F_T = 5,01$ ).

Незначущими з довірчою імовірністю 0,95 є коефіцієнти  $B_{11}$  та  $B_{22}$ .

Отже, для нашого випадку рівняння регресії приймає вид:

$$Y = 70,92 + 34,11X_1 + 31,51X_2 - 29,54X_3 + 14,99X_1X_2 - 14,06X_1X_3 - 12,66X_2X_3 - 4,07X_3^2. \quad (4.17)$$

Використовуючи залежності (4.15), виконаємо перехід у рівнянні (4.17) до натуральних значень факторів. Тоді остаточно одержимо:

$$Q = 17,99F + 123,63f + 19,53P + 62,94Ff - 2,21FP - 14,95fP - 0,85P^2 - 102,33. \quad (4.18)$$

Аналіз одержаних результатів показує, що приведені рівняння регресії дозволяє оцінити вплив параметрів механізму товароприйому круглов'язальної машини типу КО на зусилля знімання рулону полотна з товарного валика.

Результати досліджень можуть бути використані при удосконаленні діючих та при розробці нових, більш перспективних, типів круглов'язальних машин.

### **4.3. Вибір параметрів пристрою зниження динамічних навантажень з радіальними плоскими пружинами**

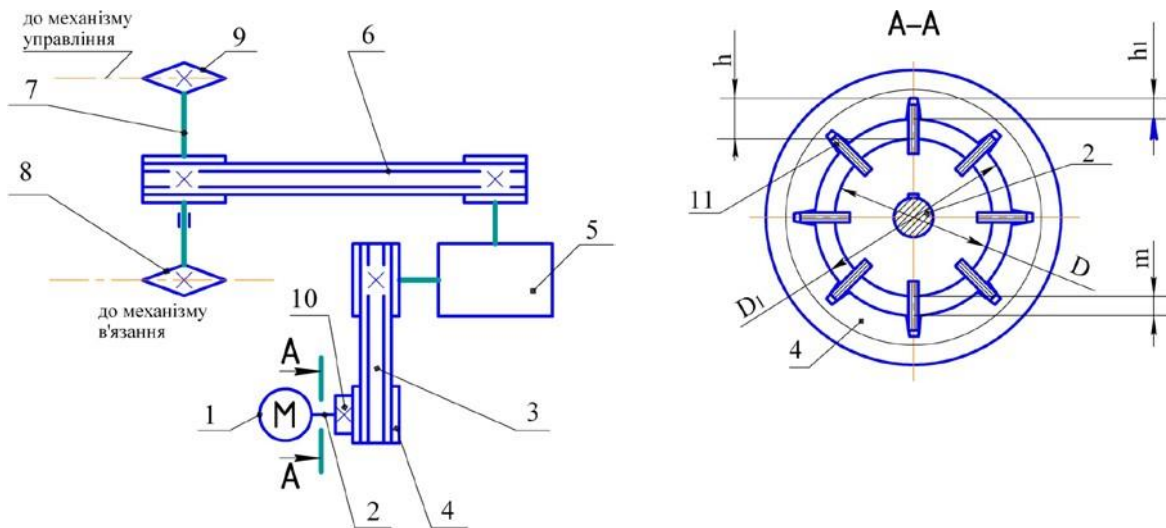
Вступ. Одним із перспективних напрямків підвищення ефективності роботи в'язального обладнання, в тому числі і рукавичних автоматів, є зниження динамічних навантажень, що виникають під час несталого режиму роботи [184, 208, 224, 226, 234] показують, що динамічні навантаження суттєво впливають як на довговічність роботи в'язальних машин та автоматів, так і на якість продукції, що випускається. Тому проблема зниження динамічних навантажень в механізмах в'язальних машин та автоматів є актуальною та своєчасною. Виходячи з цього, при проектуванні вказаного обладнання в першу чергу слід приділяти увагу зниженню динамічних навантажень в їх механізмах. Вирішення цієї проблеми без удосконалення конструкції приводів машин та автоматів неможливе.

Враховуючи актуальність проблеми підвищення ефективності роботи рукавичних автоматів, завданням досліджень є розробка нової конструкції привода, здатної знизити динамічні навантаження, та інженерного методу вибору раціональних параметрів пристрою зниження динамічних навантажень з пакетами радіальних плоских пружин [119].

Специфікою роботи рукавичного автомата є значні динамічні навантаження, що виникають у приводі в період його пуску [224, 227]. При цьому динамічні навантаження в 3 і більше разів перевищують статичні навантаження привода, що є однією з основних причин зниження довговічності роботи рукавичного автомата та якості виробів.

На основі виконаних досліджень автори пропонують нову конструкцію привода рукавичного автомата типу ПА з пристроєм зниження динамічних навантажень (ПЗДН), що містить демпфіруючий пристрій (пружну муфту) з пакетами радіальних плоских пружин (рис. 4.3).





**Рис. 4.3.** Кінематична схема рукавичного автомату з демпфіруючим пристроєм

Оснащення привода рукавичного автомата демпфіруючим пристроєм з пружними елементами, виконаними у вигляді радіальних пакетів плоских пружин, за допомогою яких вал електродвигуна з'єднаний з ведучим шківом, дозволяє здійснювати пуск рукавичного автомата при зниженому пусковому моменту електродвигуна, що призводить до зниження пускових динамічних навантажень і, як наслідок, до підвищення надійності та довговічності роботи привода і рукавичного автомата в цілому.

Привід (рис. 4.3) містить електродвигун 1 з валом 2, клинопасову передачу 3 з ведучим шківом 4, встановленим на валу електродвигуна, редуктор 5, другу клинопасову передачу 6, та приводний вал 7 з жорстко закріпленими на його кінцях зірочками 8, 9 ланцюгових передач механізмів в'язання та управління відповідно, та демпфіруючий пристрій 10 з пружними елементами 11, виконаними у вигляді пакетів радіальних плоских пружин, за допомогою яких вал електродвигуна з'єднаний з ведучим шківом 4.

Принцип роботи привода полягає в наступному. При пуску рукавичного автомата пусковий момент електродвигуна, знижений деформацією пружних елементів демпфіруючого пристрою (ПЗДН), передається ведучому шківу 4. За допомогою пружних елементів 11, що з'єднують вал електродвигуна з ведучим шківом, та клинопасової передачі 3 обертальний рух валу електродвигуна передається редуктору 5. Обертальний рух вихідного валу редуктора за допомогою клинопасової передачі 6 передається приводному валу 7 із закріпленими на ньому зірочками 8 та 9, обертання яких приводить в рух механізми в'язання та управління, що характеризує собою пуск рукавичного автомата. Завдяки зниженню демпфіруючим пристроєм 10 пускового моменту електродвигуна досягається зниження динамічних навантажень привода рукавичного автомата, що призводить до підвищення довговічності його роботи.

ПЗДН має також можливість працювати як запобіжний засіб. При перевантаженні привода рукавичного автомата, зумовленого тими чи іншими обставинами, пружні елементи, деформуючись, вискакують з пазів ведучого шківa, внаслідок чого відбувається захист приводу від перевантаження. При усуненні перевантаження пакети радіальних плоских пластин входять в пази ведучого шківa, займаючи початкове положення. Якщо перевантаження не припинилося, відбувається багатоциклове спрацювання муфти як запобіжної.

Аналіз процесу пуску рукавичного автомата за наявності в його складі ПЗДН показав, що при ввімкненні електродвигуна, його пусковий момент спочатку витрачається на деформацію плоских пружини. При цьому момент сил пружності пружин створює попереднє напруження пружних в'язів привода. При досягненні максимальної деформації пакетів радіальних плоских пластин (сумарна жорсткість пакетів пружин повинна бути підібрана таким чином, щоб їх максимальний момент забезпечував максимальне зниження пускових навантажень в приводі рукавичного автомата) їх момент пружності приводить в рух усі маси рукавичного автомата одночасно.

З метою оцінки раціональності конструкції ПЗДН та можливості використання його в приводі рукавичного автомата типу ПА, визначимо основні параметри ПЗДН.

Основні розміри ПЗДН доцільно вибирати із наступних умов (рис. 4.3):

$$D = (1,5 \dots 2,0)d, D_1 = D + 2m; m = (0,5 \dots 1,5)d; b = (5 \dots 10)\text{мм}; \\ \delta = (0,5 \dots 1,0)\text{мм}; z = 4 \dots 8; h = m + h_1; h_1 = (5 \dots 20)\text{мм}, \quad (4.19)$$

де  $D$  – зовнішній діаметр напівмуфти в зоні кріплення пакетів пластин;

$d$  – діаметр ведучого валу, на якому встановлюється ПЗДН;

$D_1$  – внутрішній діаметр веденої напівмуфти в зоні взаємодії її з пластинами;

$m$  – радіальний зазор між напівмуфтами;

$b, \delta$  – ширина та товщина пластини відповідно;

$z, h$  – число пакетів пластин та їх робоча довжина відповідно;

$h_1$  – довжина кінця пластини, розташованого в пази веденої напівмуфти. Сила, що діє на один пакет пластин знаходиться із умови:

$$F_0 = \frac{2T}{z(D+2h)}, \quad (4.20)$$

де  $T$  – номінальний крутний момент ПЗДН.

Використовуючи умову міцності пластин на згин, знаходимо їх кількість  $k$  в пакеті:

$$k = \frac{6F_0 h}{b\delta^2[\sigma]_{зг}} \quad (4.21)$$

де  $[\sigma]_{зг}$  – допустиме напруження на згин матеріалу пластини.

Перевірка пластин на згин, враховуючи максимальне навантаження ПЗДН, виконується із умови [166]:

$$\sigma_{зг} = \frac{12T_{max}(h-h_1)}{zD_1kb\delta^2} \leq [\delta]_{зг}, \quad (4.22)$$

де  $\sigma_{зг}$ ,  $[\sigma]_{зг}$  – робоче та допустиме напруження згину пластин відповідно;

$T_{max}$  – максимальний момент, що діє на пружні елементи ПЗДН в період пуску.

Максимальна стріла прогину  $f_{max}$  робочого кінця пластини в момент пуску в'язальної машини або автомата знаходиться із умови:

$$f_{max} = \frac{F_{max}h^2}{3EJk} = \frac{2T_{max}h^2}{3z(D+2h)EJk}, \quad (4.23)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу пластини;

$J$  – момент інерції пластини,  $J = b\delta^3 / 12$ .

Кут взаємного повороту напівмуфт  $\varphi$ , зумовлений прогином пластин при пуску:

$$\varphi = \arctg \frac{2f_{max}}{D+2h}. \quad (4.24)$$

Кут між дотичною до пружної лінії пластини та її віссю  $\beta$  знаходиться із умови:

$$\beta = \arctg \frac{F_{max}h^2}{2EJk} = \arctg \frac{T_{max}h^2}{z(D+2h)EJk}. \quad (4.25)$$

Тоді кут трапецевидного вирізу  $\alpha$  веденої напівмуфти (ведучого шків) в зоні розміщення пластин:

$$\alpha = \beta - \varphi = \arctg \frac{T_{max}h^2}{z(D+2h)EJk} - \arctg \frac{2f_{max}}{D+2h}. \quad (4.26)$$

Враховуючи одержані залежності знайдемо параметри ПЗДН, в разі використання його в приводі рукавичного автомата ПА-8-33, для якого:  $T = 2,5\text{Нм}$ ;  $T_{max} = 6,14\text{Нм}$  [224].

Враховуючи характеристику електродвигуна привода рукавичного автомата [1] та залежності (4.19), призначаємо:  $D = 40$  мм;  $D_1 = 80$  мм;  $b = 5$  мм;  $\delta = 0,5$  мм;  $z = 4$ ;  $h = 30$  мм;  $h_1 = 10$  мм;  $m = 20$  мм.

Перевіримо працездатність запропонованого ПЗДН з пружними елементами, виконаними із сталі 60С2А, для якої  $[\sigma]_{зг} = 1300$  МПа,  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа [166].

Знайшовши із виразу (4.20)  $F_0 = 12,5$  Н, знаходимо необхідну кількість пластин в пакеті, використовуючи (4.21),  $k = 1,4$ . Приймаємо із конструктивних міркувань  $k = 3$ .

При вибраних параметрах ПЗДН робоче напруження згину пластин, згідно (4.22), становить  $\sigma_{зг} = 1228$  МПа. Оскільки для пружинної сталі 60С2А  $[\sigma]_{зг} = 1300$  МПа, умова працездатності пружних елементів та ПЗДН в цілому виконується.

Отримані результати свідчать про можливість використання запропонованого ПЗДН в складі привода рукавичного автомата типу ПА.

Виконані дослідження показують наступне:

- запропонований привід рукавичного автомата з ПЗДН, що містить пакети радіальних плоских пружин, здатен суттєво підвищити ефективність роботи рукавичних автоматів та якість виробів;
- виконані розрахунки підтверджують працездатність та доцільність використання привода рукавичного автомата з ПЗДН;
- запропонований метод вибору параметрів ПЗДН з пакетами радіальних плоских пружин може бути використаний при удосконаленні діючих та розробці нових типів приводів як в'язальних машин і автоматів, так і машин загального призначення.

#### **4.4. Ефективність використання роликів компенсаторів осьових сил косозубих передач**

Основним недоліком косозубих циліндричних передач є осьові сили, що виникають при роботі передачі [175, 185, 225]. Наявність осьових сил в косозубому зачепленні призводить до додаткових навантажень валів та їх опор (підшипників), що призводить до зниження надійності та довговічності їх роботи [185]. Заміна косозубого циліндричного зачеплення шевронним [175] дозволяє врівноважити осьові сили і, таким чином, усунути зазначений недолік. Але таке конструктивне рішення не завжди доцільне оскільки виготовлення шевронної зубчастої передачі вимагає значно більших затрат, ніж косозубих. Використання кулькових компенсаторів осьових сил косозубих передач зумовлює значні контактні напруження в зоні взаємодії компенсаторів з шестернею та зубчастим колесом передачі [191].

Тому проблема підвищення надійності та довговічності роботи косозубих передач шляхом удосконалення компенсаторів осьових сил є актуальною та своєчасною.

Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи зубчастих передач шляхом компенсації осьових сил, що виникають в косозубому зачепленні, завданням досліджень [182] є удосконалення компенсаторів осьових сил зубчастих передач та оцінка ефективності заміни кулькових компенсаторів роликівими.

Автори досліджень [191] з метою компенсації осьових сил, що виникають в косозубому зачепленні, пропонують конструкцію косозубої циліндричної передачі з кульковими упорами – компенсаторами осьових сил.

Особливістю проектування запропонованої передачі є забезпечення необхідної контактної міцності пар кільце-кулька і обойма-кулька:

$$\sigma_{max} \leq [\sigma_H], \quad (4.27)$$

де  $\sigma_{max}$ ,  $[\sigma_H]$  – відповідно максимальне та допустиме контактне напруження в зазначених парах.

Згідно з теорією пружності [165, 167] максимальне контактне напруження в зоні взаємодії кульки з жолобчастою опорою знаходиться із умови:

$$\sigma_{max} = 0,365 n_p \sqrt[3]{\frac{F_a \left( \frac{2R_2 - R_1}{R_1 R_2} \right)^2}{\left( \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)^2}}, \quad (4.28)$$

де  $n_p = \frac{1}{n_a n_b}$ ,  $n_p, n_a, n_b$  – коефіцієнти, що враховують форму зони контакту тіл, вибираються з таблиць [6] в залежності від співвідношення  $A / B$ ;

$A, B$  – коефіцієнти рівняння еліпса зони контакту тіл,

$$A = \frac{R_2 - R_1}{2R_1 R_2}; \quad B = \frac{1}{2R_1}; \quad \frac{A}{B} = 1 - \frac{R_1}{R_2}; \quad (4.29)$$

$R_1, R_2$  – радіуси відповідно кульки і жолоби канавок кільця і обойми;

$F_a$  – осьова сила;

$\mu_1, \mu_2$  – коефіцієнти Пуассона для матеріалів відповідно кульки і жолоби;

$E_1, E_2$  – модулі пружності матеріалів відповідно кульки і жолоби.

Для випадку, коли кулька і його опори (кільце, обойма) виконані зі сталі ШХ 15, для якої  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ ;  $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ , рівняння (4.28) набуває вигляду:

$$\sigma_{max} = 879,27 n_p \sqrt[3]{F_a \left( \frac{2R_2 - R_1}{R_1 R_2} \right)^2}. \quad (4.30)$$

Вплив компенсатора осьових сил на зниження коефіцієнта корисної дії передачі можна оцінити, використовуючи формулу:

$$\Delta \eta = \frac{T_T}{T} 100\% \quad (4.31)$$

де  $\Delta \eta$  – відсоток зниження коефіцієнта корисної дії передачі;

$T_T$  – момент сил тертя кочення кульки,

$$T_T = 2F_a k; \quad (4.32)$$

$k$  – коефіцієнт тертя кочення,  $k = a$ ;

$a$  – піввісь еліпса контакту тіл, враховуючи [167], для нашого випадку, коли  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ ;  $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ , маємо:

$$a = 23,32 \cdot 10^{-3} n_a \sqrt{F_a \frac{R_1 R_2}{2R_2 - R_1}}; \quad (4.33)$$

$T$  – крутний момент на ведучому валу передачі.

Розглянемо приклад перевірки працездатності та ефективності запропонованої передачі для наступних даних: потужність передачі  $P = 2,5$  кВт; частота обертання шестерні  $n_1 = 1450$  об/хв ( $\omega_1 = 151,84$  рад/с); дільний діаметр шестерні  $d_1 = 60$  мм; кут нахилу зубів передачі  $\beta = 15^\circ$ ; діаметр кульки  $d_w = 6$  мм ( $R_1 = 3$  мм); радіус жолоби  $R_2 = 3,6$  мм; осьова сила в зачепленні  $F_a = 147$  Н.

Визначивши з рівняння (4.29)  $A/B = 0,1666$ , згідно з [167] маємо:

$$n_p = 0,855; \quad n_a = 0,6$$

Тоді, використовуючи (4.30), знаходимо:  $\sigma_{max} = 2123,87$  МПа.

Оскільки для матеріалу сталь ШХ 15  $[\sigma_H] = 3800$  МПа [167], умова працездатності передачі (4.27) виконується.

Використовуючи формулу (4.33), знаходимо коефіцієнт тертя кочення кульки по жолобу:  $k = a = 0,101$  мм.

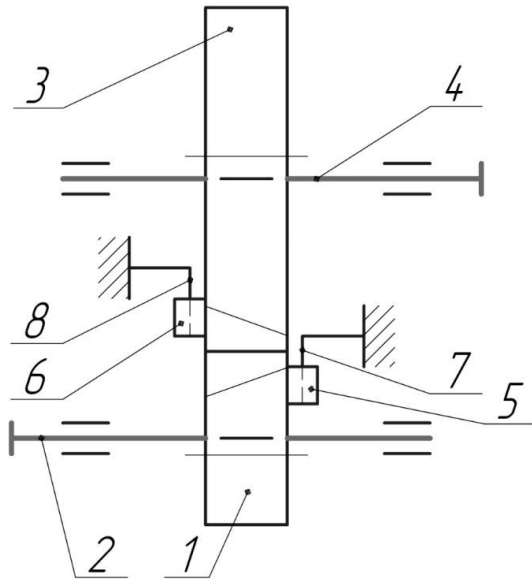
При цьому момент сил тертя згідно з рівнянням (4.32):  $T_T = 29,69 \cdot 10^{-3}$  Нм.

Крутний момент на ведучому валу передачі, згідно з нашими даними становить:  $T = 16,46$  Нм.

Використовуючи отримані результати з (4.31) визначаємо:  $\Delta\eta = 0,18\%$ .

З метою підвищення ефективності використання компенсаторів осьових сил в косозубих передачах автори пропонують нову конструкцію косозубої передачі з роликівими компенсаторами (рис. 4.4).

Зубчаста передача працює таким чином. Обертальний рух ведучого валу 2 та шестерні 1, яка з ним з'єднана, за допомогою зубчастого зачеплення передається зубчастому колесу 3 та вихідному валу 4, з'єднаному з зубчастим колесом. Осьова сила косозубчастого зачеплення, направлена відносно шестерні, наприклад, зліва направо, що виникає при цьому, намагається змістити шестерню 1 вздовж ведучого валу 2 вправо. Реакція тиску ролика 5 на шестерню компенсує осьову силу, що дозволяє виключити дію осьових навантажень на ведучий вал 2 та його опори. Осьова сила косозубчастого зачеплення, направлена при цьому відносно зубчастого колеса справа наліво, намагається змістити зубчасте колесо 3 вздовж веденого валу 4 вліво. Реакція тиску ролика 6 на зубчасте колесо компенсує осьову силу, що дозволяє виключити дію осьових навантажень на ведений вал 4 та його опори. Все це призводить до підвищення надійності та довговічності роботи зубчастої передачі.



**Рис. 4.4.** Схема косозубої передачі з роликівими компенсаторами осьових сил:  
 1 – шестерня; 2 – ведучий вал;  
 3 – зубчасте колесо; 4 – ведений вал;  
 5, 6 – циліндричні ролики; 7, 8 – осі роликів

Слід відмітити, що запропоноване технічне рішення придатне для нереверсивної зубчастої передачі. При реверсивній роботі передачі компенсатори повинні бути обладнані додатковими роликами, розташованими в зоні шестерні та зубчастого колеса.

При використанні циліндричних роликів контактне напруження в парі ролик-шестерня (або зубчасте колесо) знаходиться із умови [165, 167]:

$$\sigma_{max} = 0,5642 \sqrt{\frac{\frac{F_a}{lR}}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}} \quad (4.34)$$

При  $\mu_1 = \mu_2 = \mu$ ,  $E_1 = E_2 = E$  вираз (4.34) набуває вигляду:

$$\sigma_{max} = 0,5642 \sqrt{\frac{\frac{F_a}{lR}}{2\frac{1-\mu^2}{E}}} = 0,5642 \sqrt{\frac{F_a E}{2lR(1-\mu^2)}} \quad (4.35)$$

Оскільки шестерня, зубчасте колесо та ролики виконані зі сталі ( $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ ;  $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5$  МПа) рівняння (4.35) приймає вид:

$$\sigma_{max} = 193,9 \sqrt{\frac{F_a}{lR}} \quad (4.36)$$

де  $l$ ,  $R$  – довжина та радіус ролика відповідно.

Використовуючи вихідні параметри прийнятої раніше косозубої передачі та прийнявши із конструктивних міркувань  $l = 10$  мм;  $R = 5$  мм, згідно з (4.36) маємо:  $\sigma_{max} = 332,47$  МПа, що в 6,39 рази менше ніж при використанні кулькових компенсаторів осьових навантажень.

При використанні роликів компенсаторів коефіцієнт тертя кочення пари ролик-шестерня (зубчасте колесо) знаходиться із умови [6]:

$$k = 0,5b = 0,5 \cdot 1,526 \sqrt{\frac{F_a R}{l E}} = 0,5 \cdot 1,526 \sqrt{\frac{147 \cdot 5}{10 \cdot 2,15 \cdot 10^5}} = 0,014 \text{ мм.}$$

Тоді, використовуючи залежності (4.31), (4.32), маємо:

$$T_T = 4,116 \cdot 10^{-3} \text{ Нм; } \eta = 0,025\%$$

Приведені вище розрахунки показують, що заміна кулькових компенсаторів осьових сил косозубих циліндричних передач роликівими доцільна і ефективна.

Запропонована конструкція роликів компенсаторів осьових сил може бути використана як для циліндричних, так і для інших типів механічних передач (конічних, черв'ячних), а також для механізмів, де мають місце осьові їх навантаження.

#### **4.5. Удосконалення привода в'язальної машини з лобовим фрикційним варіатором**

Одним із суттєвих недоліків в'язальних машин є недосконалість приводів, в складі яких використовуються варіатори швидкості, що негативно впливає на ефективність їх роботи [10, 113, 155, 226, 187]. Тому проблема удосконалення приводів в'язальних машин з варіаторами швидкості є актуальною та своєчасною.

Враховуючи актуальність питання впливу конструкцій варіаторів швидкості приводів в'язальних машин на їх довговічність, завданням досліджень [205] є удосконалення приводів в'язальних машин, в складі яких використовуються лобові фрикційні варіатори швидкості.

Відомі приводи в'язальних машин, до складу яких входять лобові фрикційні варіатори з плоскою робочою поверхнею [113], що не дозволяє в процесі варіювання швидкості в'язальної машини підтримувати постійну величину крутного моменту на виході варіатора (крутний момент змінюється в залежності від передаточного числа варіатора). Ця обставина призводить до перевантажень елементів привода, особливо в період пуску в'язальної машини, що не дозволяє у повній мірі вирішити проблему підвищення довговічності роботи привода.

В основу досліджень авторів поставлена задача створити таку конструкцію привода в'язальної машини, в якій шляхом нового виконання його елементів та їх зв'язків, забезпечилось би підвищення довговічності роботи привода.

Поставлена задача вирішена тим, що в приводі в'язальної машини використаний лобовий фрикційний варіатор швидкості з криволінійною робочою поверхнею диску. Причому робоча поверхня диску виконана криволінійною, кривизна якої вибирається згідно умови:



$$\Delta Y_i = \frac{T}{CfR_2} \left( \frac{\Delta R_{2i}}{R_2 - \Delta R_{2i}} \right), \quad (4.37)$$

де  $\Delta Y_i$  – ордината кривизни робочої поверхні диска;

$T$  – крутний момент на виході варіатора (приводного валу привода);

$C$  – жорсткість пружини, що забезпечує притиск диска до котка варіатора);

$f$  – коефіцієнт тертя пари коток – диск;

$R_2$  – максимальний робочий радіус диска;

$\Delta R_{2i}$  –  $i$ -та величина зміни робочого радіуса диска при  $i$ -тому положенні котка в процесі регулювання швидкості обертання приводного валу.

Використання в приводі в'язальної машини лобового фрикційного варіатора з криволінійною робочою поверхнею дозволяє в процесі варіювання швидкості машини підтримувати постійну величину крутного моменту на виході варіатора, що призводить до підвищення довговічності роботи привода та в'язальної машини в цілому.

На рис. 4.5 представлена кінематична схема приводу, як приклад, круглов'язальної машини з лобовим фрикційним варіатором з криволінійною робочою поверхнею диска лобового варіатора.

Привід містить електродвигун 1, з'єднаний за допомогою лобового фрикційного варіатора 2 з вертикальним приводним валом 3, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 4, 5 для кінематичного зв'язку з механізмами круглов'язальної машини (на рис. 1 не показані). Варіатор 2 містить коток 6, встановлений на валу електродвигуна 1, диск 7 з робочою поверхнею 8, встановлений на вертикальному приводному валу 3 на ковзній шпонці з можливістю притискання до котка 6, та пружину 9, встановлену на вертикальному приводному валу 3 та зв'язану з диском 7. Робоча поверхня 8 диска 7 виконана криволінійною.

Принцип роботи приводу такий. При вмиканні електродвигуна 1 обертальний рух його валу передається котку 6, жорстко встановленому на ньому, і далі за рахунок сил тертя, що виникають в результаті притиску пружиною 9 диска 7 до котка 6, диску 7. Обертальний рух диска 7 зумовлює обертання з'єданого з ним вертикального приводного валу 3, на кінцях якого жорстко закріплені циліндричні шестерні 4, 5. Циліндричні шестерні 4, 5 приводять в обертальний рух механізми круглов'язальної машини (на рис. 4.5 не показані), що необхідно для роботи машини – в'язання трикотажного полотна.



$Y$  - початковий стиск пружини, необхідний для забезпечення умови:

$$T = CY f R_2. \quad (4.40)$$

Враховуючи, що  $R_{2i} = R_2 - \Delta R_{2i}$ , із (4.38) знаходимо:

$$F_i = \frac{T}{R_2 - \Delta R_{2i}}. \quad (4.41)$$

Із виразу (4.39), враховуючи (4.41), знаходимо:

$$\Delta Y_i = \frac{T}{Cf(R_2 - \Delta R_{2i})} - Y. \quad (4.42)$$

Із умови (4.40) маємо:

$$Y = \frac{T}{CfR_2}. \quad (4.43)$$

Підставивши (4.43) в (4.42), остаточно одержуємо:

$$\Delta Y_i = \frac{T}{Cf} \left( \frac{1}{R_2 - \Delta R_{2i}} - \frac{1}{R_2} \right) = \frac{T}{CfR_2} \left( \frac{\Delta R_{2i}}{R_2 - \Delta R_{2i}} \right). \quad (4.44)$$

Для круглов'язальної машини КО-2, як приклад, з діаметром голкового циліндра 450 мм та його лінійною швидкістю 1,1 м/с, використовуючи вихідні дані [113]:  $T = 22,7$  Нм;  $R_2 = R_{2max} = 100$  мм;  $R_1 = 50$  мм (конструктивно прийнято діапазон варіювання швидкості

вертикального приводного валу  $D_{var} = \frac{R_{2min}R_{2max}}{R_1^2} = 2$ );  $f = 0,3$ ;  $C = 20$  Н/мм, рівняння кривизни криволінійної робочої поверхні диску (4.37) має вид:

$$\Delta Y_i = 3,78 \cdot 10^3 \left( \frac{1}{100 - \Delta R_{2i}} - 0,01 \right). \quad (4.45)$$

Тоді згідно з одержаною залежністю (4.45) максимальна ордината кривизни робочої поверхні диску (максимальний додатковий стиск пружини варіатора), що має місце при  $\Delta R_{2i} = 50$  мм, буде становити:  $\Delta Y_{max} = 37,8$  мм, що допустимо для лобових фрикційних варіаторів [209].

Виконані дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

- розроблено метод удосконалення приводів в'язальних машин, в складі яких використовуються варіатори швидкості;
- запропоновано нову конструкцію привода в'язальної машини з лобовим фрикційним варіатором з криволінійною робочою поверхнею диску;
- використання в складі привода в'язальної машини такого фрикційного варіатора дозволяє забезпечити сталість крутного моменту на його вихідному валу, що необхідно для підвищення ефективності роботи в'язальних машин.

#### 4.6. Привід в'язальної машини з пружною запобіжною муфтою з регульованим моментом та вибір її параметрів

Одним із суттєвих недоліків приводів в'язальних машин є значні динамічні навантаження, що виникають під час несталого режиму їх роботи [177, 224, 230], що негативно впливає на ефективність роботи в'язальних машин та на якість в'язального полотна і готових виробів. Проблема зниження динамічних навантажень в приводах в'язальних машин може бути вирішена, як показують дослідження [186], шляхом використання в приводах в'язальних машин пристроїв зниження динамічних навантажень, зокрема пружних муфт.

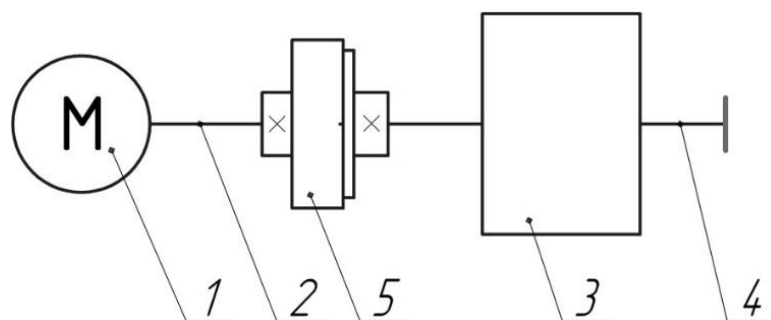
Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи в'язальних машин шляхом зниження динамічних навантажень, завданням досліджень [100] стало розробка нової конструкції приводу в'язальної машини з пружною запобіжною муфтою з регульованим моментом та розробка методу вибору робочих параметрів такої муфти.

В основу досліджень покладена задача створити привід в'язальної машини, в якому введенням в його склад додаткових елементів забезпечилось би зниження динамічних навантажень, що сприяє підвищенню довговічності його роботи, та розробка методу вибору робочих параметрів такого приводу.

Поставлена задача вирішена тим, що привід в'язальної машини оснащений пружною запобіжною муфтою з регульованим моментом (надалі пружна муфта), пружні елементи якої розташовані радіально.

Оснащення приводу в'язальної машини пружною муфтою дозволяє знизити динамічні навантаження приводу в'язальної машини і, таким чином, підвищити надійність та довговічність його роботи. Пружна муфта здатна також запобігати аварійним перевантаженням приводу та вибирати, з метою підвищення ефективності роботи в'язальної машини, раціональну жорсткість муфти.

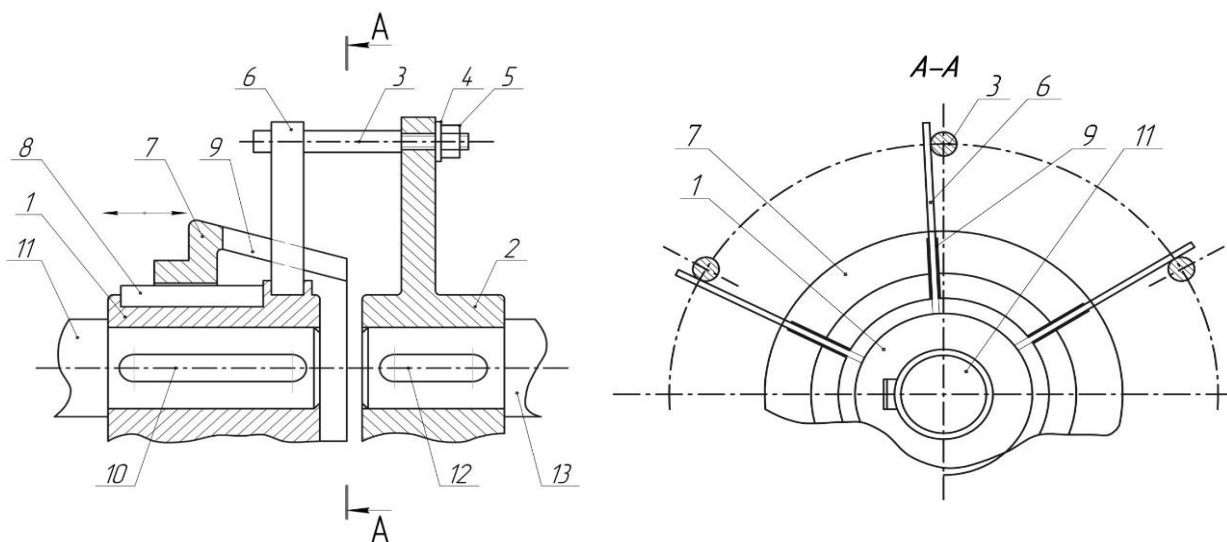
Запропонований привід в'язальної машини (рис. 4.6) оснащений принципово новою конструкцією пружної муфти [120], схема якої представлена на (рис. 2).



**Рис. 4.6.** Схема приводу в'язальної машини: 1 – електродвигун; 2 – вал; 3 – блок механічних передач; 4 – приводний вал; 5 – пружна муфта

Принцип роботи привода в'язальної машини полягає в наступному. При вмиканні електродвигуна 1 (рис. 4.6) обертальний рух його валу 2 передається пружній муфті 5, яка з'єднана з блоком механічних передач 3. Обертальний рух блоку механічних передач 3 передається приводному валу 4 та механізмам в'язальної машини, що необхідно для її роботи – в'язання трикотажного полотна або виготовлення готових виробів.

Пружна муфта (рис. 4.7) працює таким чином. Обертання ведучого валу 11 (валу 2 електродвигуна 1 – рис. 4.6) зумовлює обертання напівмуфти 1, на якому вона закріплена за допомогою шпонки 10. Плоскі пластинчаті пружини 6, жорстко закріплені в напівмуфті 1, взаємодіючи з пальцями 3, жорстко закріпленими в напівмуфті 2, зумовлюють її обертання. Обертання напівмуфти 2 за допомогою шпонки 12 передається веденому валу 13 (ведучий вал блоку механічних передач).



**Рис. 4.7.** Пружна муфта: 1, 2 – напівмуфти; 3 – пальці; 4 – шайби; 5 – гайки; 6 – плоскі пластинчаті пружини; 7 – конусна втулка; 8 – ковзна шпонка; 9 – радіальні пази; 10 – шпонка; 11 – ведучий вал (вал електродвигуна); 12 – шпонка; 13 – ведений вал (ведучий вал блоку механічних передач)

При динамічних навантаженнях привода пружна муфта дозволяє зменшити пікові його навантаження за рахунок деформації плоских пластинчатих пружин 6. В разі недопустимих перевантажень пружної муфти пружини, деформуючись (прогинаючись), розривають їх взаємодію з пальцями 3 (рис. 4.7), що запобігає пошкодженню деталей та вузлів привода в'язальної машини. При зміні режиму роботи в'язальної машини, зумовленою як швидкісними, так і силовими параметрами, необхідна зміна жорсткості пружної муфти і, відповідно, її запобіжного моменту досягається відповідним осьовим переміщенням конусної втулки 7 вздовж ковзної шпонки 8. При цьому змінюється робоча довжина плоских пружин

6, тобто їх жорсткість і, відповідно, змінюється величина запобіжного моменту пружної муфти.

Оскільки в якості пружин муфти використані плоскі пластинчаті прямі пружини жорсткість кожної із них  $C_{np}$  може бути знайдена із умови:

$$C_{np} = \frac{F_{np}}{\Delta} = \frac{\frac{3EJ\Delta}{l^3}}{\Delta} = \frac{3EJ}{l^3}, \quad (4.46)$$

де  $F_{np}$  – сила, що діє на пружину, із умови пружності:

$$F_{np} = \frac{3EJ\Delta}{l^3}, \quad (4.47)$$

$$\text{або} \quad F_{np} = \frac{2T}{zD\psi} = \frac{2P}{zD\omega\psi}; \quad (4.48)$$

$T$  – крутний момент муфти;

$z$  – кількість пружин;

$D$  – робочий діаметр муфти;

$P$  – потужність муфти;

$\omega$  – кутова швидкість ведучого валу муфти;

$\psi$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність навантаження пружин,  
 $\psi = 0,75$ ;

$\Delta$  – деформація пружини (згин);

$E$  – модуль пружності матеріалу пружини, для сталі  
 $E = 2,2 \cdot 10^5$  МПа;

$J$  – момент інерції перерізу пружини,

$$J = \frac{ba^3}{12}; \quad (4.49)$$

$l$  – робоча довжина пружини;

$a, b$  – товщина та ширина перерізу пружини відповідно.

Враховуючи (4.46), (4.49), можемо записати:

$$C_{np} = \frac{Eba^3}{4l^3}. \quad (4.50)$$

Використовуючи умову міцності пружин на згин

$$\sigma_{32} = \frac{M}{W} \leq [\sigma_{32}],$$

де  $\sigma_{32}, [\sigma_{32}]$  – діюче та допустиме напруження на згин пружини;

$M$  – момент згину пружин,

$$M = \frac{Fl}{z};$$

$F$  – сумарна сила, що діє на пружини,

$$F = \frac{2T}{D\psi}; \quad (4.51)$$

$W$  – момент опору згину пружини,  $W = \frac{ba^2}{6}$ ,

знаходимо необхідну кількість пружин:

$$z \geq \frac{6Fl}{ba^2[\sigma_{32}]}. \quad (4.52)$$

Вплив переміщення конусної втулки (рис. 4.7) на жорсткість муфти, враховуючи (4.46), (4.49), може бути представлена залежністю:

$$C_i = \frac{3EJ}{(l-l_i)^3} = \frac{3EJ}{(l-X_i \operatorname{tg} \alpha)^3} = \frac{Eba^3}{4(l-X_i \operatorname{tg} \alpha)^3}, \quad (4.53)$$

де  $C_i$  – жорсткість муфти при  $i$ -му положенні конусної втулки;

$X_i$  –  $i$ -те положення конусної втулки;

$\alpha$  – кут конуса конусної втулки.

В разі використання запропонованої пружної муфти в приводі круглов'язальної машини КО-2 із конструктивних міркувань можна прийняти:  $D = 140$  мм;  $l = 50$  мм;  $a = 2$  мм;  $b = 10$  мм.

Тоді, враховуючи, що  $E = 2,2 \cdot 10^5$  МПа, із (4.50), знаходимо необхідну жорсткість пружини:  $C_{np} = 35,2$  Н/мм.

Оскільки в приводі круглов'язальної машини КО-2 використовується електродвигун типу 100L6У3, потужність якого 2,2 кВт та частота обертання валу 950 об/хв ( $\omega = 99,48 \text{ с}^{-1}$ ) [186], максимальний пусковий момент муфти (електродвигуна)  $T = 48,6$  Нм. Тоді, згідно з (4.51) сила, що діє на пружини становить  $F = 925,7$  Н.

Враховуючи, що для пружинної сталі 60С2А, з якої зазвичай виготовляють пружини,  $[\sigma]_{32} = 1300$  МПа, необхідна кількість пружин муфти, згідно з (4.52):  $z \geq 5,3$ . Приймаємо  $z = 6$ .

Виконані дослідження дозволяють зробити наступні висновки:

- встановлено, що використання в приводі в'язальних машин запропонованої пружної муфти дозволяє поряд зі зниженням динамічних навантажень, що виникають під час пуску, запобігати аварійним поломкам деталей та вузлів привода, а також здійснювати вибір раціональної жорсткості муфти – необхідної умови при зміні швидкісного режиму роботи в'язальної машини та зміні виду заправки і асортименту виробів;

- запропонований метод вибору раціональних параметрів привода в'язальної машини з пружною запобіжною муфтою з регульованим моментом може бути використаний при розробці нових типів в'язальних машин та автоматів.

#### 4.7. Динаміка гальмування круглов'язальної машини з черв'ячним приводом

З метою забезпечення в'язання якісного трикотажного полотна круглов'язальні машини, як показує аналіз [113, 177, 187], повинні бути обладнані ефективними системами гальмування. При цьому система гальмування повинна забезпечувати в'язання якісного трикотажного полотна та не допускати значних динамічних навантажень механізмів круглов'язальної машини, що виникають під час гальмування [177, 187]. Виходячи з цього, проблема розробки нових та удосконалення діючих систем гальмування круглов'язальних машин є актуальною [177].

Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин за рахунок удосконалення систем гальмування, завданням досліджень [98] є оцінка впливу конструкції привода круглов'язальної машини на динамічні навантаження, що виникають при гальмуванні, та розробка методу розрахунку динамічних навантажень, що виникають при гальмуванні круглов'язальних машин типу КО з черв'ячним приводом.

Існуючі конструкції приводів круглов'язальних машин містять значну кількість обертових мас (пасова передача, зубчасті передачі та ін.) [177], що потребує від системи гальмування створення значних гальмівних моментів, що у свою чергу викликає при гальмуванні значні динамічні навантаження, які знижують надійність і довговічність роботи привода.

Одним із ефективних рішень усунення зазначеного недоліку є заміна існуючої конструкції привода круглов'язальної машини приводом з черв'ячною передачею, у якому електродвигун з'єднаний з черв'яком за допомогою пружної втулково-пальцевої муфти (МУВП), як найбільш розповсюдженої. При цьому черв'ячне колесо встановлене на механізмі товароприйому (рис. 4.8). Аналіз запропонованої конструкції привода показує, що в якості його динамічної моделі доцільно використовувати тримасову модель з першою ведучою масою (рис. 4.9).

Процес гальмування здійснюється поетапно. Критерієм послідовності зупинки мас є параметр  $K$  [117]:

$$K_i = \frac{J_i}{T_i}, \quad (4.54)$$

де  $J_i$  – момент інерції  $i$ -ої обертової маси;

$T_i$  – момент опору, прикладений до  $i$ -ої маси.

Першою зупиняється та маса, для якої параметр  $K$  менше.

Використовуючи фактичні значення параметрів привода круглов'язальної машини типу КО (дивися нижче), знаходимо:

$$K_1 = 0,49 \cdot 10^{-3}; \quad K_2 = 5,91 \cdot 10^{-3}; \quad K_3 = 0,85 \cdot 10^{-3}.$$





Оскільки максимальні динамічні навантаження в пружних ланках привода при гальмуванні круглов'язальної машини виникають на першому етапі гальмування [177], при динамічному аналізі процесу гальмування достатньо розглядати динаміку лише цього періоду.

Таким чином, в якості алгоритму визначення динамічних навантажень, що виникають у черв'ячному приводі круглов'язальної машини, можна рекомендувати:

1. Вибір, вихідних даних (приведені значення): момент гальма  $T_{\Gamma}$ ; моменти сил опору механізму товароприйому  $T_2$  і механізму в'язання  $T_3$ ; моменти інерції обертових мас машини  $J_1, J_2, J_3$ ; жорсткості пружних в'язів привода  $C_{12}, C_{23}$ .

2. Визначаємо постійні складові моментів сил пружності  $a_{12}, a_{23}$ , використовуючи залежності (4.55) - (4.58):

$$a_{12} = \frac{\Delta a_{12}}{\Delta a}; \quad a_{23} = \frac{\Delta a_{23}}{\Delta a}, \quad (4.55)$$

$$\Delta a = \begin{vmatrix} J_1 + J_2 & -J_1 \\ -J_3 & J_2 + J_3 \end{vmatrix}; \quad (4.56)$$

$$\Delta a_{12} = \begin{vmatrix} J_1 T_2 - J_2 T_{\Gamma} & -J_1 \\ J_2 T_3 - J_3 T_2 & J_2 + J_3 \end{vmatrix}; \quad (4.57)$$

$$\Delta a_{23} = \begin{vmatrix} J_1 + J_2 & J_1 T_2 - J_2 T_{\Gamma} \\ -J_3 & J_2 T_3 - J_3 T_2 \end{vmatrix}. \quad (4.58)$$

3. Знаходимо частоти коливань мас системи  $\beta_1, \beta_2$ , використовуючи (4.59):

$$\beta_{1,2}^2 = \frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{2J_1J_2} + \frac{C_{23}(J_2 + J_3)}{2J_2J_3} \pm \sqrt{\left[ \frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{2J_1J_2} + \frac{C_{23}(J_2 + J_3)}{2J_2J_3} \right]^2 - C_{12}C_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1J_2J_3}}. \quad (4.59)$$

4. Визначаємо постійні інтегрування  $A$ , використовуючи вирази (4.60) - (4.65):

$$A_{(12)1} = -\frac{(T_{(12)0} - a_{12})\beta_2^2 + A_1}{\beta_1^2 - \beta_2^2}; \quad (4.60)$$

$$A_{(12)2} = \frac{(T_{(12)0} - a_{12})\beta_1^2 + A_1}{\beta_1^2 - \beta_2^2}; \quad (4.61)$$

$$A_{(23)1} = -\frac{(T_{(23)0} - a_{23})\beta_2^2}{\beta_1^2 - \beta_2^2}; \quad (4.62)$$

$$A_{(23)2} = \frac{(T_{(23)0} - a_{23})\beta_1^2}{\beta_1^2 - \beta_2^2}, \quad (4.63)$$

де  $T_{(12)0} = T_2 + T_3$ ;  $T_{(23)0} = T_3$  – початкові умови гальмування; (4.64)

$$A_1 = \frac{C_{12}}{J_1}(T_2 + T_3 + T_\Gamma); \quad A_2 = 0. \quad (4.65)$$

5. Використовуючи рівняння (4.66), знаходимо максимальну величину моментів, що виникають у пружних в'язях привода круглов'язальної машини при гальмуванні:

$$T_{12max} = |A_{(12)1}| + |A_{(12)2}| + |a_{12}|; \quad T_{23max} = |A_{(23)1}| + |A_{(23)2}| + |a_{23}|. \quad (4.66)$$

6. Знаходимо динамічні перевантаження пружних в'язів привода  $K_{12}$ ,  $K_{23}$ , використовуючи рівняння (14).

$$K_{12} = \frac{T_{12max}}{T_2 + T_3}; \quad K_{23} = \frac{T_{23max}}{T_3}. \quad (4.67)$$

Використовуючи приведені алгоритм, визначимо динамічні навантаження, що виникають при гальмуванні круглов'язальної машини типу КО з черв'ячним приводом.

Вихідними даними при цьому будуть [113, 177]:

– модель круглов'язальної машини: однофонтурна круглов'язальна машина КО-2 з діаметром голкового циліндра 450 мм та його лінійною швидкістю 1,1 м/с;

– моменти інерції обертальних мас машини (тут і далі параметри приведені до валу електродвигуна):  $J_1 = 0,025$  кгм<sup>2</sup>;  $J_2 = 0,026$  кгм<sup>2</sup> (приймаємо, що в механізмі товароприйому зубчаста передача замінена черв'ячною, моменти інерції яких однакові);  $J_3 = 0,015$  кгм<sup>2</sup> (кінематичний зв'язок механізму товароприйому з механізмом в'язання здійснюється за допомогою водил);

– жорсткості пружних ланок привода:  $C_{12} = 470$  Нм/рад (жорсткість муфти і валу черв'яка);  $C_{23} = 3500$  Нм/рад (жорсткість водил);

– моменти сил опору механізмів:  $T_2 = 4,4$  Нм (момент сил опору механізму товароприйому);  $T_3 = 17,7$  Нм (момент сил опору механізму в'язання);

– момент гальма:  $T_\Gamma = 50,85$  Нм (визначений з умови забезпечення необхідного часу гальмування машини  $t = 0,09$  с [177]:

$$T_\Gamma = (J_1 + J_2 + J_3)\omega / t - (T_2 + T_3),$$

де  $\omega$  – кутова швидкість валу приведення (вал електродвигуна),  $\omega = 99,48$  с<sup>-1</sup>).

Враховуючи (4.54) ... (4.57) знаходимо постійні складові моментів сил пружності  $a_{12}$ ,  $a_{23}$ , що виникають у пружних в'язях привода при гальмуванні:

$$a_{12} = -23,22 \text{ Нм}; \quad a_{23} = 1,12 \text{ Нм}.$$

Використовуючи рівняння (4.58), знаходимо частоти коливань мас привода:

$$\beta_1 = 612,49 \text{ с}^{-1}; \quad \beta_2 = 172,29 \text{ с}^{-1}.$$

Знаходимо постійні інтегрування  $A$ , використовуючи вирази (4.59) - (4.64):

$$A_{(12)1} = -7,86 \text{ Нм}; \quad A_{(12)2} = 53,18 \text{ Нм}; \quad A_{(23)1} = -1,42 \text{ Нм}; \\ A_{(23)2} = 18,0 \text{ Нм};$$

Знаходимо, використовуючи рівняння (4.66), максимальну величину моментів у пружних ланках привода:

$$T_{12max} = 84,26 \text{ Нм}; \quad T_{23max} = 20,54 \text{ Нм}.$$

Перевантаження ліній передач привода при цьому згідно (4.67) становлять:

$$K_{12} = 3,81; \quad K_{23} = 1,16.$$

В результаті виконаних досліджень:

- розроблено метод оцінки впливу конструкції привода круглов'язальної машини на динамічні навантаження, що виникають під час гальмування;

- встановлено, що з метою підвищення ефективності роботи круглов'язальної машини доцільно оснастити її привід черв'ячною передачею, черв'як якої з'єднано з електродвигуном, а черв'ячне колесо безпосередньо з'єднане з голковим циліндром;

- результати досліджень можуть бути використані при удосконаленні діючих та при розробці нових типів круглов'язальних машин.

#### **4.8. Пристрій зниження динамічних навантажень в приводі машин**

##### **з пружиною кручення та вибір його параметрів**

Особливістю технологічного обладнання легкої промисловості є значні динамічні навантаження, що виникають в період несталих режимів роботи [177, 230] і є однією з основних причин зниження надійності та довговічності його роботи.

Проблема підвищення надійності та довговічності їх роботи шляхом зниження динамічних навантажень є актуальною, оскільки відомі засоби зниження динамічних навантажень в приводі машин [75, 113, 146, 166, 177, 186, 206, 230] не завжди можуть бути використані в машинах легкої промисловості. Тому, при проектуванні обладнання легкої промисловості в першу чергу слід приділяти увагу зниженню динамічних навантажень в приводі та запобіганню аварійних ситуацій. Вирішення цієї проблеми можливе лише при удосконаленні конструкцій пристроїв зниження динамічних навантажень.

Метою роботи [101] є: удосконалення пристроїв зниження динамічних навантажень їх приводу, а також розробка нової конструкції пристрою зниження динамічних навантажень та інженерного методу вибору його раціональних параметрів.

Аналіз існуючих конструкцій пристроїв зниження динамічних навантажень в приводі машин [186, 177, 206, 230] показує, що в якості такого пристрою доцільно використовувати пружну зубчасту муфту.

В роботі пропонується нова конструкція запобіжної пружної зубчастої муфти (рис. 4.10), яка здатна вирішити проблему ефективного зниження пускових динамічних навантажень в приводі машин легкої промисловості, зокрема круглов'язальних. Задача вирішена тим, що в муфті, яка містить ведучу та ведену напівмуфти та пружний елемент, що з'єднує ведучий фланець з шестернями-сателітами, який встановлено на ведучій втулці, ведена напівмуфта виконана у вигляді сонячної шестерні, а в якості пружного елемента використана циліндрична пружина кручення.

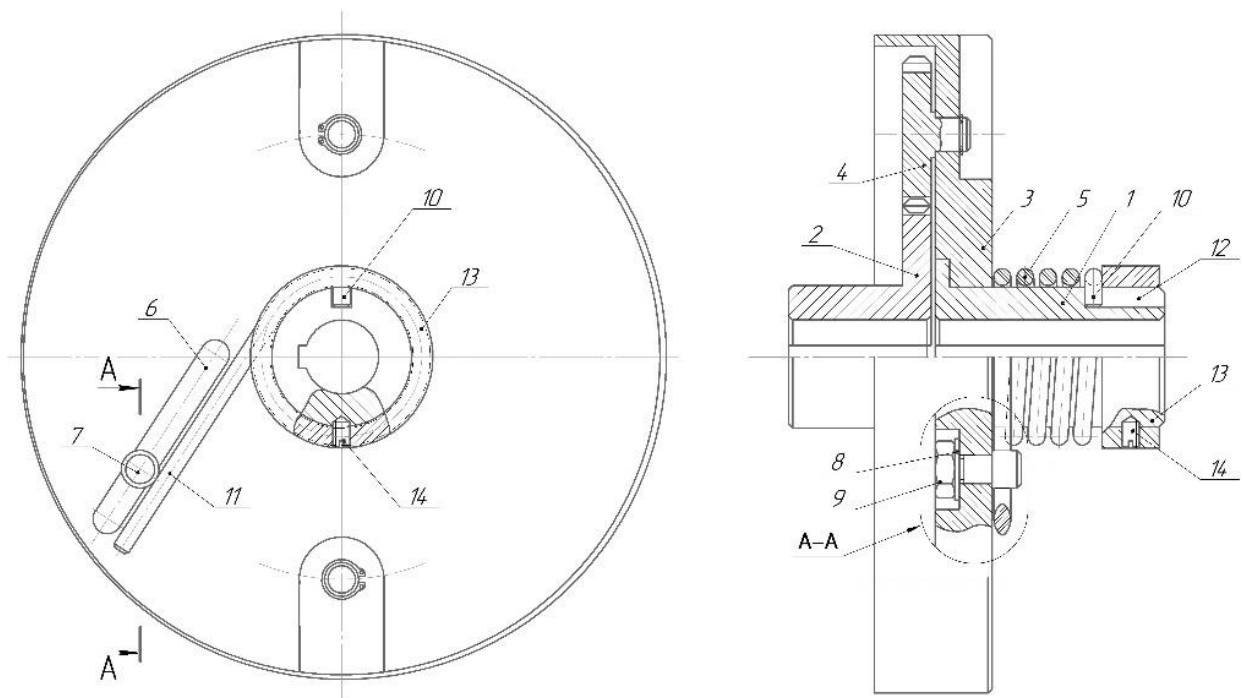
Виконання однієї напівмуфти у вигляді сонячної шестерні дозволяє забезпечити передачу крутного моменту муфти на приводний механізм за допомогою шестерен-сателітів на ведучому фланці. Виконання другої напівмуфти у вигляді ведучого фланця з вільно-встановленими зубчастими шестернями-сателітами та використання в якості пружного елемента циліндричної пружини кручення, що з'єднує ведучу напівмуфту з ведучим фланцем, дозволяє здійснювати вибір раціональної жорсткості муфти, що підвищує довговічність роботи привода та розширює експлуатаційні можливості муфти.

Запобіжна пружна зубчаста муфта (рис. 4.10) містить ведучу напівмуфту 1 та ведену напівмуфту у вигляді сонячної шестерні 2. На ведучій напівмуфті 1 вільно закріплений фланець 3, який містить вільно закріплені шестерні-сателіти 4, які в свою чергу, знаходяться в постійному кінематичному зачепленні з сонячною шестернею веденої напівмуфти 2. Пружний елемент 5 виконаний у вигляді циліндричної пружини кручення ось, якої співпадає з віссю напівмуфти 1, а отвір 6 виконаний у вигляді паза розташований на ведучому фланці 2.

Кріплення пальця 7 в отворі 6 ведучого фланця 2 здійснюється за допомогою шайби 8 та гайки 9. Для можливості взаємодії пружного елемента 2 з пальцем 7 та з'єднання їх з напівмуфтою 1 та ведучим фланцем 2 кінці 10, 11 циліндричної пружини кручення виконані прямими. При цьому кінець 10 розташований в пазу 12 ведучої напівмуфти 1, а кінець 11 вільно виступає за її межі та має можливість взаємодії з пальцем 7. Для надійної орієнтації кінця 11 відносно ведучої напівмуфти 1, та обмеження його осьового переміщення, передбачена шайба 13 жорстко прикріплена до ведучої напівмуфти 1, гвинтом 14.

Муфта працює таким чином. При передачі обертального руху фланцю 3 під дією моменту опору з сторони веденої ланки – сонячної шестерні 2 виникає оборот шестерень-сателітів 4 відносно особистих осей до тих пір, поки момент з сторони деформованої пружини кручення 5 не зрівноважиться з прикладеним моментом опору.

В подальшому відбувається синхронне обертання ведучого фланця 3 та веденої сонячної шестерні 2.



**Рис. 4.10.** Запобіжна пружна зубчаста муфта

У випадку перебільшення моменту з сторони веденої сонячної шестерні 2 над моментом з сторони пружини кручення 5 сонячна шестерня 2 зупиняється, кінець 11 проскакує під пальцем 7, а шестерні-сателіти 4 продовжують обертатися відносно особистих осей.

При зміні режиму навантаження муфти необхідна зміна її жорсткості здійснюється переміщенням пальця 7 в пазі 6 веденого фланця 3. При цьому зміна плеча пальця 7 з кінцем 11 пружного елемента призводить до зміни жорсткості останнього, що в свою чергу призводить до необхідної зміни жорсткості пружини в цілому.

Муфта в якості пристрою зниження динамічних навантажень може знайти застосування в приводах, які працюють при значних динамічних та вібраційних навантаженнях, а також при частих перевантаженнях привода.

При наявності в приводі машини пасової передачі, ведучий шків якої встановлений на валу електродвигуна, запропоновану муфту доцільно розмістити в шківу.

Визначимо основні параметри муфти в разі використання її в приводі технологічного обладнання в ролі пристрою зниження динамічних навантажень.

Як відомо, пружина кручення муфти працює на згин витків. При цьому умова працездатності муфти буде наступною:

$$\sigma = \frac{Tk}{W} \leq [\sigma], \quad (4.68)$$

де  $\sigma$  – робоче напруження згину витків пружини;  
 $[\sigma]$  – допустиме напруження згину витків пружини,  $[\sigma] = (1,25 \dots 1,5)[\tau]$ ;  
 $[\tau]$  – допустиме напруження матеріалу пружини при крученні;

$T$  – крутний момент пружини (муфти);

$k$  – коефіцієнт, що враховує кут підйому витків пружини та їх кривизну,

$$k = \frac{4c-1}{4c-4}; \quad (4.69)$$

$c$  – індекс пружини,

$$c = \frac{D}{d}; \quad c = 4...12; \quad (4.70)$$

$D, d$  – середній діаметр пружини та діаметр дроту, з якого вона виготовлена.

$W$  – момент опору згину,

$$W = \frac{\pi d^3}{32}. \quad (4.71)$$

Враховуючи (4.71) із умови (4.68) знаходимо необхідний діаметр дроту:

$$d \geq 2,17 \sqrt[3]{\frac{Tk}{[\sigma]}}. \quad (4.72)$$

Кут повороту  $\varphi$  робочого кінця 11 пружини (див. рис. 4.10) при максимальному її навантаженні знаходиться із умови [206]:

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2, \quad (4.73)$$

де  $\varphi_1$  – кут згину кінця пружини,

$$\varphi_1 = \frac{Fl^2}{2EJ}; \quad (4.74)$$

$F$  – навантаження кінця пружини в період пуску,

$$F = \frac{T}{l}; \quad (4.75)$$

$T$  – пусковий момент електродвигуна привода;

$l$  – робоча довжина кінця пружини;

$E$  – модуль пружності дроту пружини (сталь),  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа;

$J$  – момент інерції перерізу дроту, з якого виготовлена пружина

$$J = \frac{\pi d^4}{64}; \quad (4.76)$$

$T_{np}$  – крутний момент пружини,

$$T_{np} = Fl; \quad (4.77)$$

$L$  – довжина дроту пружини (кутом підйому витків нехтуємо),

$$L = \pi Di; \quad (4.78)$$

$D$  – зовнішній діаметр пружини;

$i$  – кількість витків пружини.

При сталому русі машини кут повороту  $\varphi_c$  робочого кінця 11 пружини (див. рис. 4.10) при максимальному її навантаженні знаходиться із умови:

$$\varphi_c = \varphi_{1c} + \varphi_{2c}, \quad (4.79)$$

де  $\varphi_{1c}, \varphi_{2c}$  – кут згину кінця пружини та кут закручування її при сталому режимі роботи машини.;

$F_c, T_c$  – навантаження кінця пружини та її крутний момент в період сталого руху машини відповідно.

Визначимо раціональні параметри пружини пристрою зниження динамічних навантажень при використанні його в приводі, як приклад, круглов'язальної машини КО-2 з електродвигуном типу 4А100L6У3 потужністю 2,2 кВт та частотою обертання валу 950 об/хв. (кутова швидкість  $\omega = 99,48 \text{ с}^{-1}$ ) [113].

В якості вихідних даних приймаємо [146, 220, 230]:  $T_c = 22,1 \text{ Нм}$ ;  $D_p = 60 \text{ мм}$ ;  $l = 100 \text{ мм}$ ;  $i = 3$ ; матеріал пружини Сталь 65, для якої  $[\sigma] = 1200 \text{ МПа}$  [206]; індекс пружини  $c = 10$  ( $k = 1,08$ ). Згідно з ГОСТ 13768-68 вибираємо параметри пружини:  $d = 6 \text{ мм}$ ;  $D = 60 \text{ мм}$ .

Враховуючи, що  $T_c = 22,1 \text{ Нм}$ , згідно з (4.74), (4.75) маємо:  $F_c = 221 \text{ Н}$ ;  $\varphi_{1c} = 0,081 = 4,6^\circ$ .

Кут повороту (закручування) пружини при пуску машини, вважаючи рух рівноприскореним, знаходиться із умови:

$$\varphi_{1c} = \frac{\omega t}{2} = \frac{\pi n t}{60}, \quad (4.80)$$

де  $t$  – час повороту пружини (пуск електродвигуна),  $t = 10t_1 = 15 \cdot 10^{-3} \text{ с}$ ;

$t_1$  – час зрушення ведучої маси привода (ротор електродвигуна з пристроєм зниження динамічних навантажень),  $t_1 = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ с}$  [113].

Після підстановки одержаних даних в (4.79) знаходимо:

$$\varphi_{2c} = 0,746 \text{ рад} = 42,74^\circ.$$

Кут повороту  $\varphi$  робочого кінця 11 пружини (див. рис. 4.10) з (4.79):

$$\varphi_c = 47,34^\circ.$$

З метою підвищення ефективності зниження динамічних навантажень привода приймаємо:  $\varphi_c = 50^\circ = 0,872 \text{ рад}$ .

Прийнявши матеріал пружини Сталь 65, згідно з [113] маємо:  $[\tau] = 800 \text{ МПа}$ ;  $[\sigma] = 1,5[\tau] = 1,5 \cdot 800 = 1200 \text{ МПа}$ .

Згідно з ГОСТ 13766-68 вибираємо наступні параметри циліндричної пружини кручення:  $d = 6 \text{ мм}$ ;  $D = 60 \text{ мм}$ .



Кількість робочих витків пружини знаходимо із виразу (4.75):  $i = 3,1$ .  
З метою підвищення ефективності зниження динамічних навантажень приймаємо  $i = 4$ .

Необхідна довжина дроту, з якого виготовлена робоча частина пружини, згідно з (4.79):  $L = 753,6$  мм.

Використовуючи (4.68), (4.71), одержуємо:  $W = 21,195$  мм<sup>3</sup>;  
 $\sigma = 1126$  МПа.

Прийнявши

$$l = \pi D i \quad (4.81)$$

де  $\cos \alpha \approx 1$ ;  $\alpha$  – кут підйому витків пружини,

з (4.73) знаходимо необхідну кількість робочих витків пружини  $i$ :

$$i = 3,3 \cdot 10^4 \frac{k\varphi}{c[\sigma]}. \quad (4.82)$$

Кількість робочих витків пружини знаходимо із виразу (4.75):

$$i = 3,1.$$

З метою підвищення ефективності зниження динамічних навантажень приймаємо  $i = 4$ . Тоді робоча довжина (висота) пружини  $H$  становить:

$$H = d + (i - 1)p = 6 + (4 - 1)8 = 30 \text{ мм}, \quad (4.83)$$

де  $p$  – крок пружини,  $p = d + (1...3)$  мм; приймаємо  $p = 8$  мм.

Перевіряємо працездатність пружини пристрою зниження динамічних навантажень. З виразу (4.71) маємо:  $W = 21,195$  мм<sup>3</sup>. Тоді згідно з (4.68)  $\sigma = 1126$  МПа, що відповідає умові працездатності пружини ( $[\sigma] = 1200$  МПа).

Розрахунок відкритої зубчастої передачі проведемо з умови згинальної міцності, а перевірка – на контактну міцність [166]. В розрахунках відкритих зубчастих прямозубих передачах зуб можна розглядати як балу з жорстко закріпленим кінцем.

Вихідні дані для розрахунку: кутова швидкість ведучого валу (шестірні)  $\omega_1 = 99,48$  рад/с; передаточне відношення зубчастої передачі  $i = 2,1$ ; крутний момент на валу веденої напівмуфти  $T_2 = 48,6$  Нм; умови роботи передачі: навантаження нереверсивне; термін служби передачі  $t = 10000$  год.

З метою кращого припрацювання коліс, матеріал для шестірні: сталь 45 (поліпшення); заготовка – поковка; МПа в  $\sigma = 780$ ; МПа т  $\sigma = 540$ ; НВ 235...262. Приймаємо 250 НВ1. Для колеса: сталь 45Л (поліпшення); заготовка – сталеве литво; МПа в  $\sigma = 680$ ; МПа т  $\sigma = 440$ ; НВ 207...235. Приймаємо НВ<sub>2</sub> 230.

Визначаємо число циклів напружень для колеса за весь термін служби передачі за формулою:

$$N_{\Sigma} = 572,4 \cdot \omega_2 \cdot t = 572,4 \cdot 99,48 \cdot 10000 = 569,4 \cdot 10^6,$$

де  $t$  – строк служби передачі, рік;

$\omega_2$  – кутова швидкість валу колеса, рад/с;

Приймаємо базове число циклів напружень  $N_{HO}$  при розрахунках на контактну міцність за (табл. 5.3.) [220]  $N_{HO} = 16,5 \cdot 10^6$  (при твердості матеріалів до HB 250). Базове число циклів  $N_{FO}$  при розрахунках на згин для всіх сталей рекомендується прийняти  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ .

Коефіцієнти довговічності при розрахунках на контактну міцність  $K_{HL}$  за формулою (5.2) [220] і на згин  $K_{FL}$  - за формулою (5.3) [220].

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{\Sigma}}} \geq 1 \leq K_{HLmax}$$

Приймаємо  $K_{HL} = 1$ , оскільки  $N_{\Sigma} > N_{HO}$ .  $569,4 \cdot 10^6 > 16,5 \cdot 10^6$ .

При твердості  $\leq$  HB 350

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{\Sigma}}} \geq 2 \leq$$

Приймаємо  $K_{FL} = 1$ , оскільки  $N_{\Sigma} > 4 \cdot 10^6$ .  $569,4 \cdot 10^6 > 4 \cdot 10^6$ .

Визначаємо значення границь витривалості при розрахунках на контактну міцність та на згин для зубців шестірні  $\sigma_{HO1}$ ,  $\sigma_{FO1}$  та колеса  $\sigma_{HO2}$ ,  $\sigma_{FO2}$  за (табл. 5.4 і 5.5) [220].

Для нормалізованих і поліпшених сталей:

$$\sigma_{HO1,2} = 2HB_{1,2} + 70;$$

$$\sigma_{HO1} = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}; \quad \sigma_{HO2} = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FO(1,2)} = 1,8 HB_{(1,2)};$$

$$\sigma_{FO1} = 1,8 \cdot 250 = 450 \text{ МПа}; \quad \sigma_{FO2} = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ МПа}.$$

Визначаємо допустимі напруження для матеріалів зубчастих коліс:

Згинальні  $[\sigma_{F1}]$  і  $[\sigma_{F2}]$  за формулою (5.7) [220]:

$$[\sigma]_{F1,2} = \frac{\sigma_{FO(1,2)} \cdot K_{FL}}{S_F}$$

де  $S_F$  - коефіцієнт безпеки;  $S_F = 1,8 \dots 2,3$  (верхня межа для відлитих коліс). Приймаємо для шестірні  $S_F = 1,8$ , для литого колеса  $S_F = 2,3$ .

$$[\sigma]_{F2} = \frac{414 \cdot 1}{1,8} = 230 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_{F1} = \frac{450 \cdot 1}{1,8} = 250 \text{ МПа}.$$

Контактне  $[\sigma_{H2}]$  для менш міцного матеріалу колеса за формулою (5.5) [220]:

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{HO2} \cdot K_{HL}}{S_H} = \frac{530 \cdot 1}{1,1} = 481,82 \text{ МПа},$$

де  $S_H$  – коефіцієнт безпеки;

$S_H = 1,1 \dots 1,2$ . Приймаємо  $S_H = 1,1$ .

Задаємося розрахунковими коефіцієнтами.

Коефіцієнт ширини вінця  $\psi_{bd}$  (по ділильному діаметру) – за (табл. 5.6) [220]. Ураховуємо консольне розташування шестірні відносно опор і твердість зубців  $\leq$  HB 350 . Приймаємо  $\psi_{bd} = 0,4$ .

Коефіцієнти нерівномірності навантаження при розрахунках на контактну міцність  $K_{H\beta}$  і згинальну міцність  $K_{F\beta}$  за табл. 5.7 і 5.8 ) [220] (треба враховувати консольне розташування шестірні відносно опор, твердість HB  $\leq$ 350 , вибране значення  $\psi_{bd} = 0,4$  . Тоді  $K_{H\beta} = 1,17$ ;  $K_{F\beta} = 1,37$ .

Задаємося числом зубців шестірні з умови невідірзування  $z_1 \geq 17$  та визначаємо число зубців колеса  $z_2 = z_1 \cdot i$  , де  $i$  – передаточне число відкритої зубчасті передачі ( $U = i$ ). Приймаємо  $z_1 = 20 \geq 17$ , тоді  $z_2 = 20 \cdot 2,1 = 42$ .

Визначаємо коефіцієнти форми зубця  $F_{1Y}$  і  $F_{2Y}$  відповідно числу зубців шестірні  $z_1$  і колеса  $z_2$  за табл. 5.15 [220] (інтерполюванням) та порівнюємо відношення [220]

$$[\sigma]_{F1}/Y_{F1} \quad \text{і} \quad [\sigma]_{F2}/Y_{F2}$$

$$[\sigma]_{F1}/Y_{F1} = 250/4,07 = 61,425 \quad [\sigma]_{F2}/Y_{F2} = 180/3,612 = 49,834$$

де  $Y_{F1} = 4,07$  при  $z_1 = 20$ ;  $Y_{F2} = 3,612$  при  $z_2 = 42$ .

$$[\sigma]_{F1}/Y_{F1} < [\sigma]_{F2}/Y_{F2} = 49,834 < 61,425$$

Далі розрахунок ведемо по колесу, для якого відношення  $[\sigma]_F/Y_F$  менше.

Модуль зачеплення із умови міцності зуба на згин,

$$m = 14^3 \sqrt{Y_{F(1.2)} \frac{K_{F\beta} \cdot T_2}{\psi_{bd} \cdot z_2^2 \cdot [\sigma]_{F(1.2)}}} = 14^3 \sqrt{3,16 \frac{1,37 \cdot 48,6}{0,4 \cdot 42^2 \cdot 180}} = 2,086 \text{мм}$$

де 14 – коефіцієнт для прямозубих коліс;

$Y_{(F2)}$  – коефіцієнт форми зубця для менш міцного колеса;

$K_{F\beta}$  - коефіцієнт нерівномірності навантаження (див. табл. 5.8) [220]

$K_{F\beta} = 1,37$ ;

$T_2$  – крутний момент на валу сонячної шестірні;

$\psi_{bd}$  – коефіцієнт ширини вінця;

$z_2$  – число зубців сонячної шестірні;

$[\sigma]_{F1.2}$  – допустимі напруження на згин менш міцного колеса.

Отримане значення модуля закруглюємо до найближчого більшого стандартного значення за табл. 5.12 [103].

Приймаємо  $m = 2,5$  мм.

Визначаємо геометричні розміри передачі:

Діаметри ділільних кіл, за формулою (5.18) [220]:

$$\text{—шестерні: } d_1 = m \cdot z_1 = 2,5 \cdot 20 = 50 \text{ мм.}$$

$$\text{— колеса: } d_2 = m \cdot z_2 = 2,5 \cdot 42 = 105 \text{ мм.}$$

Діаметри кіл вершин, мм, за формулою (5.20) [220]:

$$\text{—шестерні: } d_{a1} = d_1 + 2m = 50 + 2 \cdot 2,5 = 55 \text{ мм.}$$

$$\text{— колеса: } d_{a2} = d_2 + 2m = 105 + 2 \cdot 2,5 = 110 \text{ мм}$$

Діаметри кіл западин, мм, за формулою (5.21) [220]:

$$\text{—шестерні: } d_{f1} = d_1 - 2,5m = 50 - 2,5 \cdot 2,5 = 43,75 \text{ мм.}$$

$$\text{—колеса: } d_{f2} = d_2 - 2,5m = 105 - 2,5 \cdot 2,5 = 98,75 \text{ мм.}$$

Міжосьова відстань, мм, за формулою (5.22) [220]:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{50 + 105}{2} = 77,5 \text{ мм.}$$

Ширина вінця колеса

$$b_2 = \psi_{bd} \cdot d_1 = 0,4 \cdot 50 = 20 \text{ мм.}$$

Отримане значення  $b_2$  закруглюємо до більшого стандартного. За рядом  $Ra 40$  (табл. 5.13) [220]. Приймаємо  $b_2 = 22$  мм.

Ширина вінця шестірни має бути дещо більше за ширину вінця колеса з урахуванням можливого осьового зміщення при збиранні, тому:

Значення  $b_1$  закруглюємо до стандартного за рядом  $Ra 40$  (табл. 5.13) [220]. Приймаємо  $b_1 = 24$  мм.

Колову швидкість сонячної шестерні при перевантаженні приводу, за формулою:

$$V_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2} = \frac{99,48 \cdot 0,105}{2} = 5,22 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

За значенням колової швидкості призначаємо степінь точності передачі за табл. 5.14 [220]. Призначаємо 9-ту степінь точності передачі.

Колова сила в зачепленні:

$$F_t = \frac{2T_2}{nd_2} = \frac{2 \cdot 22,1}{2 \cdot 0,105} = 210,48 \text{ Н,}$$

де  $n$  – кількість шестерен-сателітів.

Коефіцієнти динамічного навантаження  $K_{HV}$  та  $K_{FV}$ . Для прямозубих коліс при  $V \leq 5$  м / с і твердості  $HV \leq 350$  рекомендується:  $K_{HV} = 1,2$ ;  $K_{FV} = 1,4$ .

Розрахункове напруження згину для колеса, за формулою (5.30) [220], тому що для

для нього відношення  $[\sigma]_F / Y_F$  менше:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\beta} K_{FV} = 3,612 \frac{210,48}{20 \cdot 2,5} \cdot 1,37 \cdot 1,4 = 29,16 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 180 \text{ МПа.}$$

Зубці шестірни та колеса будуть мати рівну міцність за умови:

$$\sigma_{F1} / Y_{F1} = \sigma_{F2} / Y_{F2}$$

Звідки можна знайти значення розрахункового напруження для іншого колеса, тобто, в даному випадку, шестірни:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} = 29,16 \frac{4,07}{3,612} = 32,8 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 250 \text{ МПа.}$$

Умови міцності шестірні та колеса на згин виконуються.

Розрахункове контактне напруження для матеріалу колеса, за формулою (5.27) [220]:

$$\sigma_H = 436 \sqrt{\frac{F_t}{b_2 d_1} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot K_{H\beta} K_{HV}} = 436 \sqrt{\frac{210,48}{20 \cdot 50} \cdot \frac{2,1+1}{2,1} \cdot 1,37 \cdot 1,4} = 336,6 \text{ МПа},$$
$$\sigma_H = 336 \text{ МПа} < [\sigma]_{H2} = 481,8 \text{ МПа},$$

що допустимо.

Умови міцності шестірні та колеса на згин виконуються.

Отримані результати свідчать про можливість та ефективність використання запропонованої запобіжної пружної зубчастої муфти в якості пристрою зниження динамічних навантажень в приводі технологічного обладнання легкої промисловості.

Виконані дослідження показують наступне:

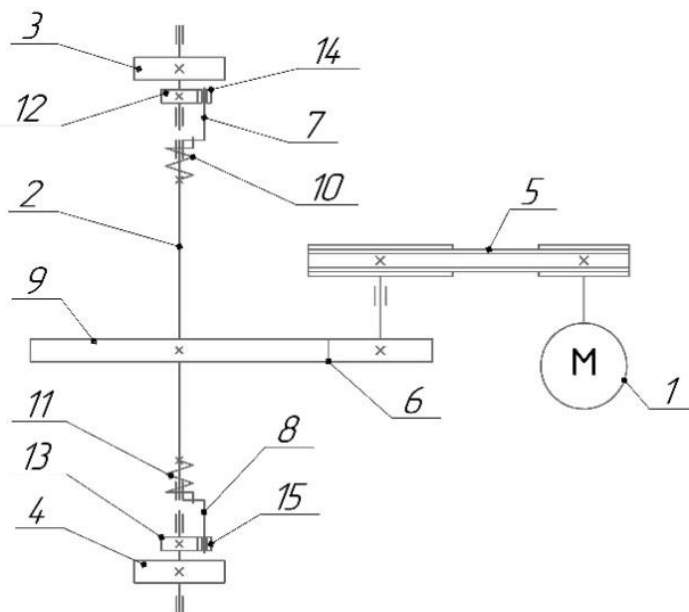
- на основі аналізу особливостей роботи технологічного обладнання легкої промисловості встановлена доцільність використання в приводі машин пристрою зниження динамічних навантажень, виконаного у вигляді запобіжної пружної зубчастої муфти з циліндричною пружиною кручення;
- запропонована конструкція запобіжної пружної зубчастої муфти з пружиною кручення здатна суттєво підвищити ефективність роботи технологічного обладнання;
- виконані розрахунки підтверджують працездатність та доцільність використання в приводі машин легкої промисловості запропонованої запобіжної пружної зубчастої муфти з циліндричною пружиною кручення;
- результати досліджень можуть бути використані при удосконаленні діючих та при розробці нових типів пристроїв для зниження динамічних навантажень в приводі машин;
- запропонована запобіжна пружна зубчаста муфта може знайти широке застосування в приводах і інших машинах та обладнанні, які працюють при значних динамічних та вібраційних навантаженнях, а також при частих перевантаженнях привода.

#### **4.9. Динаміка круглов'язальної машини з пристроєм зниження динамічних навантажень з пружинами кручення**

Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин, завданням досліджень є розробка нової конструкції привода круглов'язальної машини з пристроєм зниження динамічних навантажень з пружинами кручення, інженерного методу вибору раціональних параметрів пристрою, та оцінка ефективності його використання.

Одним із факторів, що знижують ефективність роботи механічних систем, в тому числі і в'язальних машин та автоматів, є динамічні навантаження, що виникають під час їх несталого режиму роботи (пуск, зупинка тощо.) [96, 177, 224, 230]. Відомі засоби зниження динамічних

навантажень в приводі машин [206] не завжди можуть бути використані в машинах легкої промисловості. Тому проблема підвищення надійності та довговічності їх роботи шляхом зниження динамічних навантажень є актуальною та своєчасною. Виходячи з цього, при проектуванні обладнання легкої промисловості в першу чергу слід приділяти увагу зниженню динамічних навантажень в приводі та запобіганню аварійних ситуацій. Вирішення цієї проблеми без удосконалення конструкцій пристроїв зниження динамічних навантажень неможливе.



**Рис. 4.11.** Кінематична схема привода круглов'язальної машини з ПЗДН з пружинами кручення: 1 – електродвигун; 2 – приводний вал; 3, 4 – шестерні; 5 – клинопасова передача; 6 – зубчаста передача; 7, 8 – ведучі напівмуфти; 9 – зубчасте колесо; 10, 11 пружини кручення; 12,13 – ведені напівмуфти (сонячні шестерні); 14,15 – шестерні сателіти

навантаження, що виникають під час пуску, що знижує довговічність його роботи.

Пропонується нова конструкція привода круглов'язальної машини, який обладнаний пристроями зниження динамічних навантажень (ПЗДН) [101], що містять пружину кручення, де самі ПЗДН встановлені на вертикальному приводному валу (рис. 4.11).

Обладнання привода (ПЗДН) забезпечує зниження динамічних навантажень круглов'язальної машини, що виникають під час пуску, що призводить до підвищення довговічність роботи привода.

Принцип роботи привода такий. Обертальний рух валу електродвигуна 1 передається клинопасовій 5 та зубчастій 6 передачам.

Метою роботи [99] є: аналіз доцільності використання пристрою з пружинами кручення для зниження динамічних навантажень в приводі круглов'язальних машин, розробка методу вибору раціональних параметрів пристрою та оцінка ефективності його використання.

Аналіз показує [113, 177], що в приводах круглов'язальних машин типу КО вертикальний приводний вал кінематично з'єднаний з електродвигуном за допомогою клинопасової та циліндричної зубчастої передачі. Жорстке з'єднання зубчастого колеса та шестерень з вертикальним приводним валом зумовлює значні динамічні

Обертання зубчастого колеса 9 зубчастої передачі 6 за допомогою пружних запобіжних муфт 7, 8 зумовлює закручування пружин кручення 10, 11, сили пружності яких приводять в рух шестерні 3, 4 відповідно. Шестерні 3, 4 шляхом зубчастого зачеплення приводять в обертальний рух механізми в'язання та товароприйому, що необхідно для роботи круглов'язальної машини.

В період пуску привода пусковий момент електродвигуна за рахунок пружної деформації пружин кручення 10, 11 знижується, що призводить до підвищення довговічності роботи привода круглов'язальної машини.

Важливим етапом в проектуванні даного привода є розрахунок пружин кручення. Як відомо, пружини кручення працюють на згин витків. Умова працездатності ПЗДН, при цьому, буде наступною:

$$\sigma = \frac{Tk}{W} \leq [\sigma] \quad (4.84)$$

де  $\sigma$  – робоче напруження згину витків пружини;

$[\sigma]$  – допустиме напруження згину витків пружини,  $[\sigma] = (1,25 \dots 1,5)[\tau]$ ;

$[\tau]$  – допустиме напруження матеріалу пружини при крученні;

$T$  – крутний момент пружини;

$k$  – коефіцієнт, що враховує кут підйому витків пружини та їх кривизну,

$$k = \frac{4c - 1}{4c - 4}; \quad (4.85)$$

$c$  – індекс пружини,

$$c = \frac{D}{d}; \quad c = 4 \dots 12; \quad (4.86)$$

$D, d$  – середній діаметр пружини та діаметр дроту, з якого вона виготовлена.

$W$  – момент опору згину,

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \quad (4.87)$$

Враховуючи (4.87) із умови (4.84) знаходимо необхідний діаметр дроту:

$$d \geq 2,17 \sqrt[3]{\frac{Tk}{[\sigma]}} \quad (4.88)$$

Кут скручування пружини  $\varphi$  при робочому навантаженні знаходиться із умови [166]:

$$\varphi = \frac{TL}{EJ}, \text{ рад}, \quad (4.89)$$

де  $L$  – довжина дроту, із якого виготовлена пружина (робочі витки;  $\cos \alpha \approx 1$ ;  $\alpha$  – кут підйому витків пружини),

$$L = \pi Di; \quad (4.90)$$

$E$  – модуль пружності дроту (сталь),  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа;

$J_{\partial}$  – момент інерції перерізу дроту,

$$J_{\partial} = \frac{\pi d^4}{64}; \quad (4.91)$$

$i$  – кількість робочих витків пружини,

$$i = \frac{H}{p}; \quad (4.92)$$

$H$  – робоча довжина (висота) пружини;

$p$  – крок пружини,

$$p = d + (1 \dots 2) \text{ мм} \quad (4.93)$$

Жорсткість пружини кручення знаходиться із умови

$$C = \frac{T}{\varphi}, \text{ Нм/рад} \quad (4.94)$$

Визначимо раціональні параметри пружин ПЗДН при використанні його в приводі круглов'язальної машини КО-2 з електродвигуном типу 4А100Л6У3 потужністю 2,2 кВт та частотою обертання валу 950 об/хв. [113].

Як показують розрахунки, розподіл крутних моментів  $T_{n1}$ ,  $T_{n2}$  між пружинами 10, 11 (рис. 4.11) буде наступним:  $T_{n1} = 30$  Нм;  $T_{n2} = 7,5$  Нм.

Прийнявши для вказаних пружин  $c_1 = 8$ ;  $c_2 = 12$ , з (4.85) маємо:  $k_1 = 1,107$ ;  $k_2 = 1,068$ .

Тоді, прийнявши  $[\sigma] = 1500$  МПа [166], із (4.88) знаходимо діаметри пружин:  $d_1 = 6,5$  мм;  $d_2 = 4,5$  мм і відповідні їх параметри  $D_1 = 60$  мм,  $D_2 = 55$  мм,  $p_1 = 8$  мм,  $p_2 = 6$  мм.

Приймаємо кількість робочих витків пружин згідно:  $i_1 = 3$ ;  $i_2 = 3$  та довжина дроту пружин згідно з (4.90):  $L_1 = 753,4$  мм;  $L_2 = 519$  мм.

Враховуючи, що модуль пружності дроту (сталь)  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа та знайшовши згідно (4.91) моменти інерції перерізу дроту пружин  $J_{\partial 1} = 87,58$  мм<sup>4</sup>,  $J_{\partial 2} = 20,12$  мм<sup>4</sup>, знаходимо, використовуючи залежність (4.89), кути скручування пружин:  $\varphi_1 = 1,2$  рад;  $\varphi_2 = 0,9$  рад.

Жорсткість пружин згідно з (4.94):  $C_1 = 25$  Нм/рад;  $C_2 = 8,33$  Нм/рад.

Розглянемо динаміку пуску круглов'язальної машини КО-2 при наявності ПЗДН з пружинами кручення.

Як показує аналіз конструкції машини з ПЗДН, в якості розрахункової динамічної моделі для визначення динамічних навантажень,



що виникають у період пуску (найбільш несприятливий режим роботи), доцільно прийняти тримасову динамічну модель з середньою ведучою масою з параметрами:

$T_1$  – пусковий момент електродвигуна (тут і далі приведені до валу електродвигуна значення);

$T_2$  – момент сил опору механізму товароприйому;

$T_3$  – момент сил опору механізму в'язання ;

$J_1$  – сумарний момент інерції ротора електродвигуна, клинопасової та зубчастої передач;

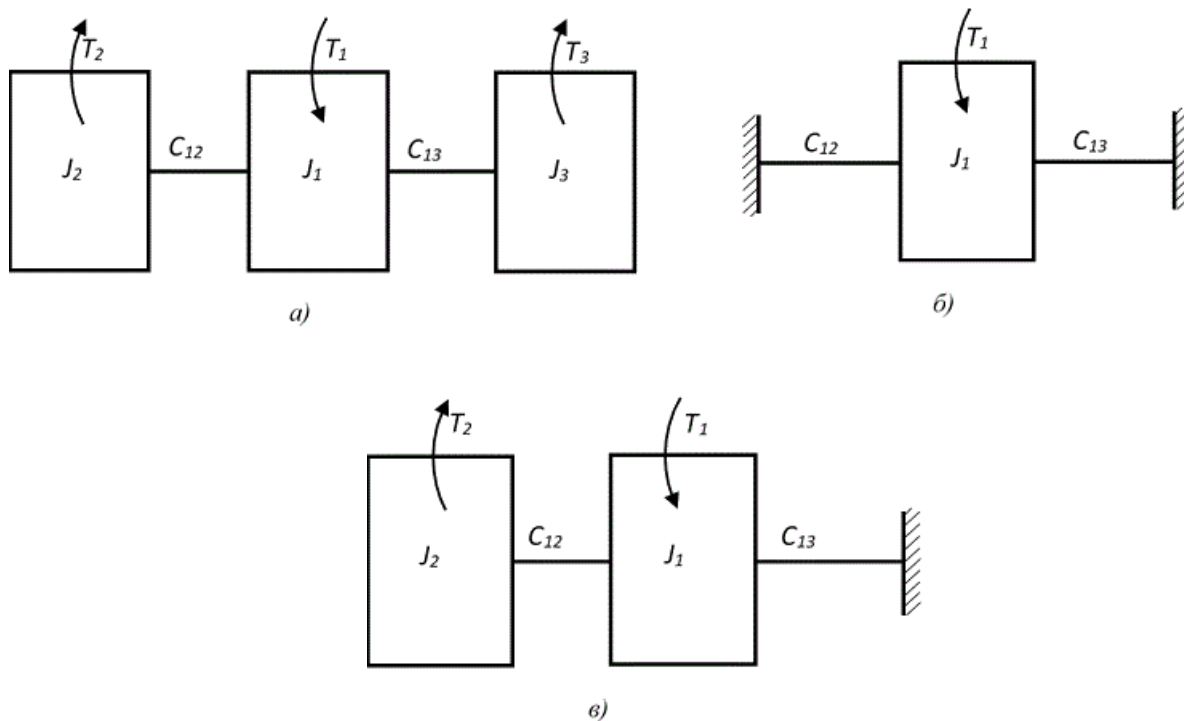
$J_2$  – момент інерції обертових мас механізму товароприйому;

$J_3$  – момент інерції обертових мас механізму в'язання;

$C_{12}$  – жорсткість пружини 11 див. (рис. 4.11), ( $C_{12} = C_2 = 8,33$  Нм/рад);

$C_{13} = C_1 = 25$  Нм/рад – жорсткість пружини 10 (рис. 4.11) пружної в'язі, що передає рух механізму в'язання.

Пуск даної тримасової системи відбувається у три етапи [186] рис. 4.12.



**Рис. 4.12.** Тримасова динамічна модель привода з середньою ведучою масою

На рис. 4.12 представлені:

- перший етап пуску (б);
- другий етап пуску (в); третій етап пуску (а);

а також позначення:

- $T_1$  – пусковий момент електродвигуна (тут і далі приведені значення);  $T_2$  – момент сил опору механізму товароприйому;
- $T_3$  – момент сил опору механізму в'язання;
- $J_1$  – сумарний момент інерції ротора електродвигуна і ведучого шківів пасової передачі;
- $J_2$  – момент інерції обертових мас механізму товароприйому;
- $J_3$  – момент інерції обертових мас механізму в'язання;
- $C_{12}$  – жорсткість пружної в'язі, що передає рух механізму товароприйому;
- $C_{13}$  – жорсткість пружної в'язі, що передає рух механізму в'язання.

У початковий момент при  $t = 0$  всі три маси знаходяться у спокої. У проміжку часу  $0 \div \tau_1$  відбувається накопичення моментів пружних сил на ділянках 1–2 і 1–3 до тих пір, поки момент  $T_{12}$  не стане рівним моменту  $T_2$  (оскільки для нашого випадку  $\varphi_1 > \varphi_2$ ). На цьому перший етап пуску закінчується, в рух приходить друга маса, і починається другий етап пуску, який триватиме від  $\tau_1$  до  $\tau_2$ . У проміжку цього етапу відбувається подальше накопичення моменту сил пружності  $T_{13}$  на ділянці 1–3. При  $T_{13} = T_3$  приходить в рух третя маса, що характеризує закінчення другого етапу пуску машини і початок третього етапу, який триватиме від  $\tau_2$  до  $\tau_3$  (час пуску).

Методика динамічного розрахунку механічних систем, динамічна модель яких являє собою тримасову систему з середньою ведучою масою детально представлена в монографії [186].

Для зручності використання приведеної методики в інженерній практиці можна рекомендувати наступний алгоритм розрахунку:

1. Вихідні параметри привода:  $T_1; T_2; T_3; J_1; J_2; J_3; C_{12}; C_{13}$ .

2. Час тривалості першого етапу пуску  $\tau_1$  (12) знаходимо з рівняння:

$$\tau_1 = \sqrt{\frac{J_1}{C_{12} + C_{13}}} \arccos \left[ 1 - \frac{T_2(C_{12} + C_{13})}{T_1 C_{12}} \right]. \quad (4.95)$$

3. Початкові умови другого етапу пуску знаходимо, використовуючи систему рівнянь:

$$\begin{aligned} T_{(12)0} &= T_2, & T_{(13)0} &= \frac{C_{13}}{C_{12} + C_{13}} \left( 1 - \cos \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \tau_1 \right) T_1; \\ \dot{T}_{(12)0} &= \frac{C_{12}}{C_{12} + C_{13}} \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \sin \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \tau_1 \cdot T_1; \\ \dot{T}_{(13)0} &= \frac{C_{13}}{C_{12} + C_{13}} \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \sin \sqrt{\frac{C_{12} + C_{13}}{J_1}} \tau_1 \cdot T_1. \end{aligned} \quad (4.96)$$

4. Постійні складові моментів сил пружності знаходимо із рівняння:

$$a_{12} = T_2; \quad a_{13} = T_1 - T_2.$$

(4.97)

5. Циклові частоти коливань моментів сил пружності в період другого етапу пуску:

$$\beta_{1,2}^2 = \frac{C_{12}(J_1 + J_2) + C_{13}J_2 \pm \sqrt{[C_{12}(J_1 + J_2) + C_{13}J_2]^2 - 4C_{12}C_{13}J_1J_2}}{2J_1J_2}. \quad (4.98)$$

6. Знаходимо амплітуди гармонік  $\cos$  і  $\sin$ :

$$A_{(12)1} = \frac{-C_{12}(T_{(13)0} - a_{13})}{J_1(\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \quad A_{(12)2} = \frac{C_{12}(T_{(13)0} - a_{13})}{J_1(\beta_1^2 - \beta_2^2)};$$

$$A_{(13)1} = \frac{-\Delta_{11}(T_{(13)0} - a_{13})}{\beta_1^2 - \beta_2^2}; \quad A_{(13)2} = \frac{\Delta_{12}(T_{(13)0} - a_{13})}{\beta_1^2 - \beta_2^2}. \quad (4.99)$$

$$B_{(12)1} = \frac{\Delta_{12}\dot{T}_{(12)0} - \frac{C_{12}}{J_1}\dot{T}_{(13)0}}{\beta_1(\beta_1^2 - \beta_2^2)}; \quad B_{(12)2} = \frac{\frac{C_{12}}{J_1}\dot{T}_{(13)0} - \Delta_{11}\dot{T}_{(12)0}}{\beta_2(\beta_1^2 - \beta_2^2)};$$

$$B_{(13)1} = B_{(12)1} \frac{J_1}{c_{12}} \Delta_{11}; \quad B_{(13)2} = B_{(12)2} \frac{J_1}{c_{12}} \Delta_{12}, \quad (4.100)$$

$$\text{де } \Delta_{11} = \omega_{12}^2 - \beta_1^2; \quad \Delta_{12} = \omega_{12}^2 - \beta_2^2; \quad \omega_{12}^2 = C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2}. \quad (4.101)$$

7. Визначаємо моменти, що виникають в пружних в'язях привода в період 2-го етапу пуску:

$$T_{12} = A_{(12)1} \cos \beta_1 t + A_{(12)2} \cos \beta_2 t + B_{(12)1} \sin \beta_1 t + B_{(12)2} \sin \beta_2 t + T_2; \quad (4.102)$$

$$T_{13} = A_{(13)1} \cos \beta_1 t + A_{(13)2} \cos \beta_2 t + B_{(13)1} \sin \beta_1 t + B_{(13)2} \sin \beta_2 t + T_1 - T_2 \quad (4.103)$$

8. Враховуючи, що 3-ій етап пуску починається при умові  $T_{13} = T_3$ , із рівняння (4.103), знаходимо час початку цього етапу –  $\tau_2$ .

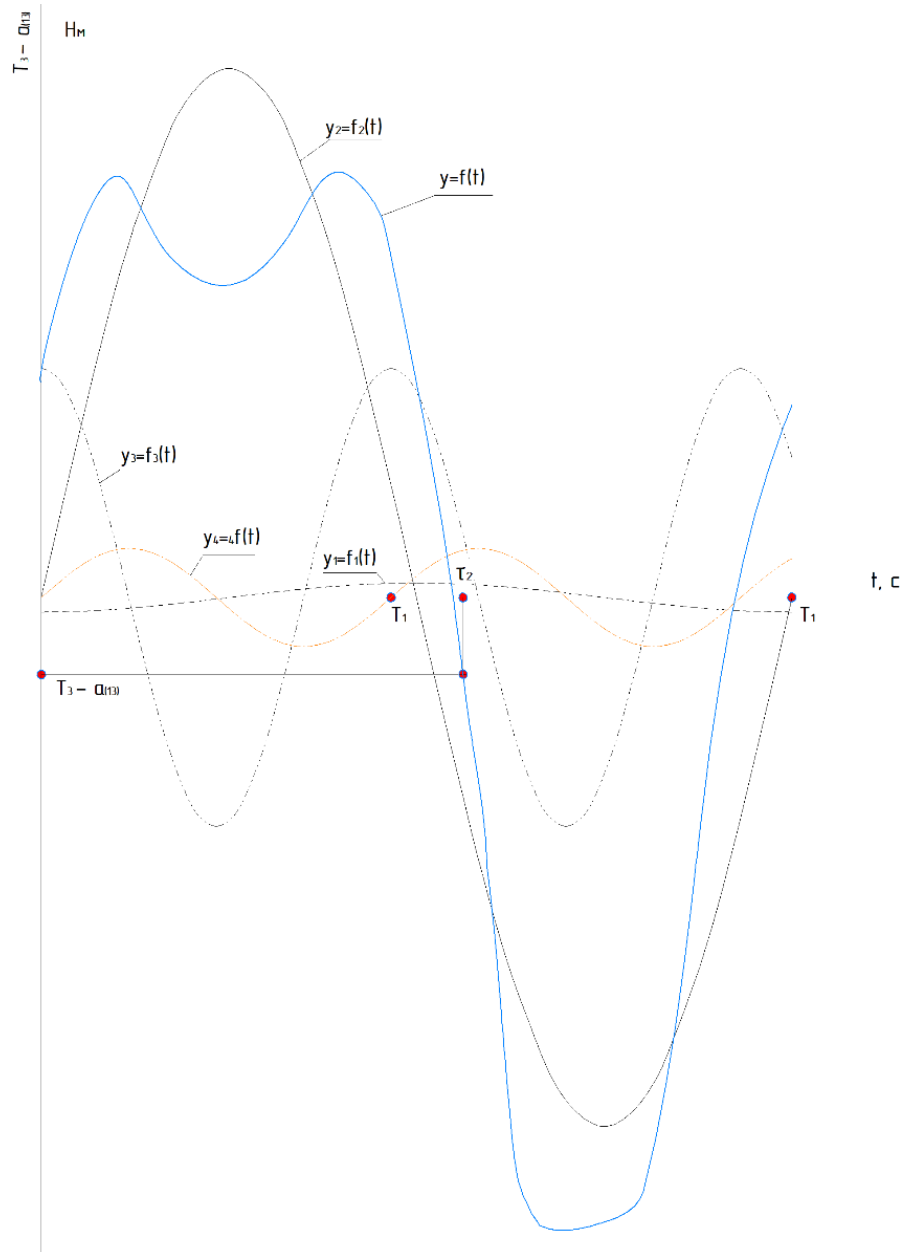
Рішення цього рівняння відносно  $\tau_2$  складає певну практичну складність. Тому доцільно використати графічний метод [230] знаходження  $\tau_2$ , що полягає в наступному; визначивши період коливань  $T_1$ , що відповідає цикловій частоті  $\beta_1$ , а  $T_2 - \beta_2$ , в певному масштабі на осі абсцис, після чого будуюмо графіки функцій:

$$y_1 = A_{(13)1} \cdot \cos \beta_1 t; \quad y_2 = A_{(13)2} \cdot \cos \beta_1 t;$$

$$y_3 = B_{(13)1} \cdot \sin \beta_1 t; \quad y_4 = B_{(13)2} \cdot \sin \beta_1 t;$$

та графік, що представляє суму вказаних функцій  $y = \sum y_i$ , з якого легко знайти час, відповідний ординаті, яка дорівнює  $T_3 - a_{23} | a_{23} = T_1 - T_2 |$ . Із графіка (рис. 4.13) видно, що одній і тій же ординаті може відповідати декілька значень  $T_3 - a_{23}$ , що обумовлю можливість помилки при рішенні

рівняння (4.103) аналітичним шляхом. Запропонований метод, зважаючи на наочність позбавлений цього недоліку.



**Рис. 4.13.** Графічний метод знаходження часу другого етапу пуску –  $\tau_2$

9. Початкові умови 3-го етапу пуску:

$$T_{(12)0} = A_{(12)1} \cdot \cos \beta_1 \cdot \tau_2 + A_{(12)2} \cdot \cos \beta_2 \cdot \tau_2 + B_{(12)1} \cdot \cos \beta_1 \cdot \tau_2 + B_{(12)2} \cdot \cos \beta_2 \cdot \tau_2 + a_{12};$$

$$T_{(13)0} = A_{(13)1} \cdot \cos \beta_1 \cdot \tau_2 + A_{(13)2} \cdot \cos \beta_2 \cdot \tau_2 + B_{(13)1} \cdot \cos \beta_1 \cdot \tau_2 + B_{(13)2} \cdot \cos \beta_2 \cdot \tau_2 + a_{13};$$

$$\begin{aligned} \dot{T}_{(12)0} &= -\beta_1 \cdot A_{(12)1} \cdot \sin\beta_1 \cdot \tau_2 - \beta_2 \cdot A_{(12)2} \cdot \sin\beta_2 \cdot \tau_2 + \beta_1 \cdot B_{(12)1} \cdot \cos\beta_1 \cdot \tau_2 \\ &+ \\ &+ \beta_2 \cdot B_{(12)2} \cdot \cos\beta_2 \cdot \tau_2; \\ T_{(13)0} &= -\beta_1 \cdot A_{(13)1} \cdot \cos\beta_1 \cdot \tau_2 - \beta_2 \cdot A_{(13)2} \cdot \cos\beta_2 \cdot \tau_2 + \beta_1 \cdot B_{(13)1} \cdot \cos\beta_1 \cdot \tau_2 \\ &+ \\ &+ \beta_2 \cdot B_{(13)2} \cdot \cos\beta_2 \cdot \tau_2, \end{aligned}$$

10. Постійні складові моментів сил пружності для третього етапу пуску знаходяться з рівнянь:

$$\begin{aligned} a_{12} &= \frac{J_2(T_1 - T_3) + (J_1 + J_3)T_2}{J_1 + J_2 + J_3} ; \\ a_{13} &= T_1 + \frac{J_1}{J_2} T_2 - \frac{J_2(T_1 - T_3) + (J_1 + J_3)T_2}{J_1 + J_2 + J_3} \cdot \left( \frac{J_1 + J_2}{J_2} \right). \end{aligned} \quad (4.104)$$

11. Циклові частоти коливань моментів сил пружності в період 3-го етапу пуску, знаходимо з рівняння:

$$\beta_{1,2}^2 = C_{12} \frac{J_1 + J_2}{2J_1J_2} + C_{13} \frac{J_1 + J_3}{2J_1J_3} \pm \sqrt{\left( C_{12} \frac{J_1 + J_2}{2J_1J_2} + C_{13} \frac{J_1 + J_3}{2J_1J_3} \right)^2 - C_{12}C_{13} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1J_2J_3}}. \quad (4.105)$$

12. Амплітуди коливань моментів сил пружних в'язей в період 3-го етапу пуску, знаходимо використовуючи рівняння (4.99), (4.100):

$$\begin{aligned} A_{(12)1} &= \frac{\Delta_{12}(T_{(12)0} - a_{12}) - \frac{C_{12}}{J_1}(T_{(13)0} - a_{13})}{\beta_1^2 - \beta_2^2} ; \\ A_{(12)2} &= \frac{\frac{C_{12}}{J_1}(T_{(13)0} - a_{13}) - \Delta_{11}(T_{(12)0} - a_{12})}{\beta_1^2 - \beta_2^2} ; \\ A_{(13)1} &= A_{(12)1} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{11} ; \quad A_{(13)2} = A_{(12)2} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{12} ; \\ B_{(12)1} &= \frac{\Delta_{12}\dot{T}_{(12)0} - \frac{C_{12}}{J_1}\dot{T}_{(13)0}}{\beta_1(\beta_1^2 - \beta_2^2)} ; \quad B_{(12)2} = \frac{\frac{C_{12}}{J_1}\dot{T}_{(13)0} - \Delta_{11}\dot{T}_{(12)0}}{\beta_2(\beta_1^2 - \beta_2^2)} ; \\ B_{(13)1} &= B_{(12)1} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{11} ; \quad B_{(13)2} = B_{(12)2} \frac{J_1}{C_{12}} \Delta_{12} . \end{aligned} \quad (4.107)$$

13. Постійні  $D$  знаходимо, складаючи коливання однакової частоти:

$$\begin{aligned} D_{(12)1} &= \sqrt{A_{(12)1}^2 + B_{(12)1}^2}; \quad D_{(12)2} = \sqrt{A_{(12)2}^2 + B_{(12)2}^2}; \\ D_{(23)1} &= \sqrt{A_{(23)1}^2 + B_{(23)1}^2}; \quad D_{(23)2} = \sqrt{A_{(23)2}^2 + B_{(23)2}^2}, \end{aligned} \quad (4.108)$$

14. Максимальні величини динамічних навантажень, що виникають під час пуску в пружних в'язях привода:

$$T_{12max} = D_{(12)1} + D_{(12)2} + a_{12} \quad (4.109)$$

$$T_{23max} = D_{(23)1} + D_{(23)2} + a_{23}$$

15. Динамічні перевантаження, що виникають в пружних в'язях привода під час пуску:

$$k_{12} = \frac{T_{12max}}{T_2}; \quad k_{13} = \frac{T_{13max}}{T_3} \quad (4.110)$$

Використовуючи приведеній алгоритм, авторами виконано розрахунок динамічних перенавантажень круглов'язальної машини КО-2 з ПЗДН. При цьому в якості вихідних параметрів, враховуючи розрахунки пружин кручення та результати досліджень [146], прийнято:  $T_1 = 26,5$  Нм;  $T_2 = 4,4$  Нм;  $T_3 = 17,7$  Нм;  $J_1 = 0,038$  кгм<sup>2</sup>;  $J_2 = 0,026$  кгм<sup>2</sup>;  $J_3 = 0,021$  кгм<sup>2</sup>;  $C_{12} = 6,25$  Нм/рад;  $C_{13} = 33,3$  Нм/рад.

Розрахунки показують, що при використанні ПЗДН динамічні навантаження пружних в'язей привода становлять:  $T_{12max} = 16,07$  Нм;  $T_{13max} = 28,3$  Нм.

При цьому динамічні перевантаження привода: на лінії передачі 1-2 сягають  $k_{12} = 3,65$ , що практично не змінилося відносно існуючих круглов'язальних машин, та  $k_{13} = 1,6$  на лінії передачі 1-3, що в 2,2 рази менше ніж в існуючих круглов'язальних машинах [177].

Встановлена доцільність використання в приводі круглов'язальної машини ПЗДН з запобіжною зубчастою муфтою з циліндричними пружинами кручення, розташованими на вертикальному приводному валу.

Виконані розрахунки підтверджують працездатність та доцільність використання в приводі круглов'язальної машини ПЗДН з запобіжною зубчастою муфтою з пружинами кручення.

Запропонована конструкція привода круглов'язальної машини з ПЗДН з запобіжною муфтою зубчастою з пружинами кручення здатна практично в 2,2 рази знизити динамічні навантаження привода на лінії передач механізму в'язання і, таким чином, підвищити ефективність роботи круглов'язальної машини.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Автомат перчаточный марки ПА-8-33 : техническое описание и инструкция по эксплуатации. Черновцы, 1987. 89 с.
2. Беляев Н. М. Сопротивление материалов. Наука : Москва, 1965. 856 с.
3. Березін Л. М. Вплив форми поперечного перерізу гачка голки на її міцність. *Вісник Хмельницького національного університету*. Хмельницький, 2012. №6. С.46-49.
4. Боженко В. И. Повышение долговечности платинных замков кругловязальных машин : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.13 / Киев, 1987. 17 с.
5. Болдырев А. С. Анализ условий удара пятки иглы о клин замка. *Трикотажная промышленность*, 1939. № 6. С. 10-14, № 8-9. С. 14-19.
6. Брегер Г., Кобольд Г. Расчет износа на основе гипотезы аккумулялирования энергии при трении : исследования по триботехнике. Москва : Всесоюзный научно-исследовательский институт по нормализации в машиностроения, 1975, С. 187-195.
7. Вейц В. Л., Кочура А. Е. Мартыненко А. М. Динамические расчеты приводов машин. Москва : Машиностроение, 1971. - 352 с.
8. Виноградов Ю. С. Математическая статистика и ее применение к исследованиям в текстильной промышленности. Москва : Легкая индустрия, 1964. 319 с.
9. Влияние конструкций игл на эффективность работы кругловязальных машин / Гайдамака В.К., Пипа Б.Ф. Киев : КТИЛП, 1992. 8 с. (Деп. в УкрИНТЭИ 11.06.92, № 879-Ук 92).
10. Волощенко В. П., Пипа Б. Ф., Шипуков С. Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. Киев : Техніка, 1977. 136 с.
11. В'язальна голка шкарпеткового автомата: пат. 139251 Україна: МПК: D04B 15/78. № и 2018 06727; заявл. 14.06.2019; опубл. 26.12.2019, Бюл. № 24. 2 с.
12. Гайдайчук И. П. Исследование нагрузок в петлеобразующих системах однофонтурных кругловязальных машин : автореф. дис. ... канд. техн. наук :. 05.02.13. Киев, 1977. 22 с.
13. Гайдамака В. К. Повышение долговечности язычковых игл вязальных машин : автореф. дис ... канд. техн. наук : 05.02.13. Киев, 1983. 22 с.
14. Гарбарук В. Н. Проектирование трикотажных машин. Ленинград : Машиностроение, 1980. 472 с.
15. Голка в'язальної машини: пат. 19492 А Україна: D04 В 35/04. № 95105223; заявл. 27.10.95; опубл. 25.12.97, Бюл. № 6. 4 с.
16. Голка в'язальної машини: пат. 66926 Україна: МПК: D04B 15/04. № 201107976; заявл. 24.06.2011; опубл. 25.01.12, Бюл. № 2. 2 с.
17. Голка в'язальної машини: пат. 67784 Україна: МПК: D04B 15/04. № 2011 08306; заявл. 01.07.2011; опубл. 12.03.12, Бюл. № 5. 4 с.

18. Голка в'язальної машини: пат. 69289 Україна: МПК: D04В 15/04. № 2011 11741; заявл. 05.10.2011; опубл. 25.04.2012, Бюл. № 8. 4 с.
19. Голка в'язальної машини: пат. 66926 Україна: МПК: D04В 15/04. № 2011 07976; заявл. 24.06.2011; опубл. 25.01.2012, Бюл. № 2. 4 с.
20. Голка в'язальної машини: пат. 69369 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2011 12334; заявл. 21.10.2011; опубл. 25.04.2012, Бюл. № 8. 4 с.
21. Голка в'язальної машини: пат. 70419 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2011 13853; заявл. 24.11.2011; опубл. 11.06.2012, Бюл. № 11. 4 с.
22. Голка в'язальної машини: пат. 70420 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2011 13854; заявл. 24.11.2011; опубл. 11.06.2012, Бюл. № 11. 4 с.
23. Голка в'язальної машини: пат. 70421 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2011 13855; заявл. 24.11.2011; опубл. 11.06.12, Бюл. № 11. 4 с.
24. Голка в'язальної машини: пат. 70942 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2011 15628; заявл. 30.12.2011; опубл. 25.06.2012, Бюл. № 12. 4 с.
25. Голка в'язальної машини: пат. 71863 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2012 01406; заявл. 10.02.2012; опубл. 25.07.12, Бюл. № 14. 4 с.
26. Голка в'язальної машини: пат. 72519 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2011 15629; заявл. 30.12.2011; опубл. 27.08.2012, Бюл. № 16. 4 с.
27. Голка в'язальної машини: пат. 72521 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2011 15631; заявл. 30.12.2011; опубл. 27.08.2012, Бюл. № 16. 4 с.
28. Голка в'язальної машини: пат. 72643 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2012 01401; заявл. 10.02.2012; опубл. 27.08.12, Бюл. № 12. 4 с.
29. Голка в'язальної машини: пат. 93908 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2014 03449; заявл. 04.04.2014; опубл. 27.10.14, Бюл. № 20. 4 с.
30. Голка в'язальної машини: пат. 93923 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2014 03862; заявл. 14.04.2014; опубл. 27.10.14, Бюл. № 20. 4 с.
31. Голка в'язальної машини: пат. 94301 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2014 05115; заявл. 15.05.2014; опубл. 10.11.14, Бюл. № 21. 3 с.
32. Голка в'язальної машини: пат. 94304 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2014 05120; заявл. 15.05.2014; опубл. 10.11.14, Бюл. № 21. 3 с.
33. Голка в'язальної машини: пат. 95433 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2014 07228; заявл. 27.06.2014; опубл. 25.12.14, Бюл. № 24. 3 с.
34. Голка в'язальної машини: пат. 95879 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2014 08087; заявл. 17.07.2014; опубл. 12.01.15, Бюл. № 1. 3 с.
35. Голка в'язальної машини: пат. 95881 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2014 08089; заявл. 17.07.2014; опубл. 12.01.15, Бюл. № 1. 3 с.
36. Голка в'язальної машини: пат. 98251 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2014 11275; заявл. 16.10.2014; опубл. 27.04.15, Бюл. № 8. 3 с.
37. Голка в'язальної машини: пат. 98973 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2014 13355; заявл. 12.12.2014; опубл. 12.05.15, Бюл. № 9. 3 с.
38. Голка в'язальної машини: пат. 99780 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2014 13853; заявл. 24.12.2014; опубл. 25.06.15, Бюл. № 12. 3 с.
39. Голка в'язальної машини: пат. 102269 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2015 03510; заявл. 15.04.2015; опубл. 26.10.2015, Бюл. № 20. 3 с.



40. Голка в'язальної машини: пат. 102301 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2015 03758; заявл. 21.04.2015; опубл. 26.10.2015, Бюл. № 20. 4 с.
41. Голка в'язальної машини: пат. 102340 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2015 03999; заявл. 27.04.2015; опубл. 26.10.2015, Бюл. № 20. 4 с.
42. Голка в'язальної машини: пат. 102902 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2015 04941; заявл. 21.05.2015; опубл. 25.11.2015, Бюл. № 22. 3 с.
43. Голка в'язальної машини: пат. 109273 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2016 00251; заявл. 13.01.2016; опубл. 25.08.2016, Бюл. № 16. 3 с.
44. Голка в'язальної машини: пат. 109654 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2016 02995; заявл. 23.03.2016; опубл. 25.08.2016, Бюл. № 16. 3 с.
45. Голка в'язальної машини: пат. 116835 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2016 12249; заявл. 02.12.2016; опубл. 12.06.2017, Бюл. № 11. 3 с.
46. Голка в'язальної машини: пат. 120262 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2017 04468; заявл. 05.05.2017; опубл. 25.10.2017, Бюл. № 20. 3 с.
47. Голка в'язальної машини: пат. 123891 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2017 09882; заявл. 12.10.2017; опубл. 12.03.2018, Бюл. № 5. 3 с.
48. Голка в'язальної машини: пат. 134102 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2018 13063; заявл. 29.12.2018; опубл. 25.04.2019, Бюл. № 8. 3 с.
49. Голка в'язальної машини: пат. 134410 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2018 13062; заявл. 29.12.2018; опубл. 10.05.2019, Бюл. № 9. 3 с.
50. Голка в'язальної машини: пат. 134917 Україна: МПК: D04В 15/04. № у 2018 13064; заявл. 29.12.2018; опубл. 10.06.2019, Бюл. № 11. 2 с.
51. Далидович А. С. Основы теории вязания. Москва : Легкая индустрия, 1970. 432 с.
52. Далидович А. С. и др. Рабочие процессы трикотажных машин. Москва : Легкая индустрия, 1976. 368 с.
53. Деденко Л. Г., Керженцев В. В. Математическая обработка и оформление результатов эксперимента. Москва : МГУ, 1977. 112 с.
54. Дворжак В. М., Котляров В. О. Дослідження та розробка механізму із зупинкою веденої ланки для приводу вушкових голок основов'язальної машини. *Наукові розробки молоді на сучасному етапі* : тези XVI Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів, м. Київ, 27-28 квітня 2017 р. Київ : КНУТД, 2017. Т. 2. С. 298-299.
55. Дворжак В. М. Застосування механізмів зі змінною довжиною ланок для приводу вушкових голок основов'язальних машин. *Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем* : тези VI Міжнародної науково-практичної конференції. м. Чернігів, 26-29 квітня 2016 р. Чернігів : ЧНТУ, 2016. С. 215-216.
56. Дворжак В. М., Котляров В. О. Метричний синтез механізму змінної структури для приводу вушкових голок основов'язальної машини. *Мехатронні системи: інновації та інжиніринг* : тези Міжнародної науково-практичної конференції. м. Київ, 15 червня 2017 р. Київ : КНУТД, 2017. С. 38-39.
57. Дворжак В. М., Литвяк Д. Л. Розробка та дослідження чотири ланкового механізму змінної структури для приводу вушкових голок

- ОВ-машин. *Наукові розробки молоді на сучасному етапі* : тези XVI Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів. м. Київ, 27-28 квітня 2017 р. Київ : КНУТД, 2017. Т. 2. С. 302-303.
58. Дворжак В. М. Удосконалення та синтез механізму прокачки вушкових голок основ'язальних машин : дис ... канд. техн. наук : 05.05.10 / КНУТД. Київ, 2007. 233 с.
59. Замок кругловязальной машины: а. с. 781231 СССР: М. Кл.<sup>3</sup> D04 В 15/32. № 2709265/28-12; заявл. 04.01.79; опубл. 23.11.80, Бюл. № 43. 2 с.
60. Затари Саир, Пипа Б, Ф.; Повышение эффективности работы механизма вязания однофонтурной кругловязальной машины путем совершенствования конструкции иглы. Киев : ГАЛПУ, 1994. 10 с. (Деп. в ГНТБ Украины 10.01.94, № 39 - Ук 94).
61. Затари Саир. Підвищення ефективності роботи механізму в'язання однофонтурної круглов'язальної машини : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.19.09. Київ, 1998. 17 с.
62. Зенкин Н. А. Повышение долговечности деталей механизма вязания кругловязальных машин : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.19.09. Киев, 1995. 17 с.
63. Игла для вязальной машины: а .с. 553315 СССР: М. Кл.<sup>2</sup> D04 В 35/04. № 2311914/12; заявл. 05.01.76; опубл. 05.04.77, Бюл. № 13. 2 с.
64. Игла для замочной вязальной машины: а. с. 558988 СССР: М. Кл.<sup>2</sup> D04 В 35/04. № 2311912/12; заявл. 05.01.76; опубл. 25.05.77, Бюл. № 19. 2 с.
65. Игла для вязальной замочной машины: а. с. 827643 СССР: М. Кл.<sup>3</sup> D04 В 35/04. № 2729756/28-12; заявл. 11.01.79; опубл. 07.05.81, Бюл. № 17. 2 с.
66. Игла для вязальной замочной машины: а. с. 910884 СССР: М. Кл.<sup>3</sup> D04 В 35/04. № 2823088/28-12; заявл. 18.09.79; опубл. 07.03.82, Бюл. № 9. 3 с.
67. Игла для вязальной замочной машины: а. с. 1537725 СССР: Кл. D 04 В 35/04. № 4050621/30-12; заявл. 07.04.86; опубл. 23.01.90, Бюл. № 3. 2 с.
68. Игольница вязальной машины: а. с. 553314 СССР: М. Кл.<sup>2</sup> D04 В 15/10. № 2321666/12; заявл. 04.02.76; опубл. 05.04.77, Бюл. № 13. 2 с.
69. Исследование влияния конструкции иглы на износ клиньев кругловязальных машин / Пипа Б. Ф., Павлюк В. Н. Киев : КТИЛП, 1985. 15 с. (Деп. в ЦНИИТЭИлегпищемаш 17.06.85, № 536 мл-85).
70. Исследование нагруженности язычковых игл кругловязальных машин / Пипа Б. Ф., Гайдамака В. К. Киев : КТИЛП, 1987. 9 с. (Деп. в ЦНИИТЭИлегпищемаш 07.08.87, № 787-мл 87).
71. История возникновения вязальных машин. URL: <https://shimaseiki.com.ua/articles/istoriya-vozniknoveniya-vyazalnih-mashin> (дата звернення 27.05.2022).
72. К вопросу выбора рациональной конструкции иглы кругловязальной машины / Пипа Б. Ф., Гайдамака В. К., Масенко О. Т. Киев : КТИЛП, 1992. 8 с. (Деп. в УкрИНТЭИ 13.08.92, № 1224-Ук 92).

73. Кармаліта А. К., Марченко А. І. Вплив конструкції голки в'язальної машини на зниження динамічних навантажень у механізмі в'язання. *Вісник Хмельницького національного університету*. Хмельницький, 2012. №6. С. 53-57.
74. Кассандрова О. Н., Лебедев В. В. Обработка результатов наблюдений. Москва : Наука, 1970. 104 с.
75. Кірієнко О. А., Гузенко Ю. М. Теорія механізмів і машин. Деталі машин : розрахунки механічних передач. Київ : Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», 2016. 188 с.
76. Клин в'язальної машини: пат. 22580 А Україна: D04 В 15/32. № 95115077; заявл. 30.11.95; опубл. 30.06.98, Бюл. №3. 4 с.
77. Клин в'язальної машини: пат. 66927 Україна: МПК: D04В 15/32. № u 2011 07977; заявл. 24.06.2011; опубл. 25.01.2012, Бюл. № 2. 3 с.
78. Клин в'язальної машини: пат. 66929 Україна: МПК: D04В 15/32. № u 2012 07979; заявл. 24.06.2012; опубл. 25.01.2012, Бюл. № 2. 3 с.
79. Клин в'язальної машини: пат. 69287 Україна: МПК: D04В 15/32. № u 2011 11739; заявл. 05.10.2011; опубл. 25.04.2012, Бюл. № 8. 3 с.
80. Клин в'язальної машини: пат. 69288 Україна: МПК: D04В 15/32. № u 2011 11740; заявл. 05.10.2011; опубл. 25.04.2012, Бюл. № 8. 3 с.
81. Клин в'язальної машини: пат. 70417 Україна: МПК: D04В 15/32. № u 2012 02567; заявл. 03.03.2012; опубл. 27.08.2012, Бюл. № 16. 3 с.
82. Клин в'язальної машини: пат. 70885 Україна: МПК: D04В 15/32. № u 2011 15180; заявл. 21.12.2011; опубл. 25.06.2012, Бюл. № 12. 3 с.
83. Клин в'язальної машини: пат. 70886 Україна: МПК: D04В 15/32. № u 2011 15181; заявл. 21.12.2011; опубл. 25.06.2012, Бюл. № 12. 3 с.
84. Клин в'язальної машини: пат. 72800 Україна: МПК: D04В 15/32. № u 2012 02567; заявл. 03.03.2012; опубл. 27.08.2012, Бюл. № 16. 3 с.
85. Клин в'язальної машини: пат. 74020 Україна: МПК: D04В 15/32. № u 2012 04911; заявл. 19.04.2012; опубл. 10.10.2012, Бюл. № 19. 3 с.
86. Клин в'язальної машини: пат. 74022 Україна: МПК: D04В 15/32. № u 2012 04913; заявл. 9.04.2012; опубл. 10.10.2012, Бюл. № 9. 3 с.
87. Клин в'язальної машини: пат. 74498 Україна: МПК: D04В 15/32. № u 2012 05976; заявл. 17.05.2012; опубл. 25.10.2012, Бюл. № 20. 3 с.
88. Клин в'язальної машини: пат. 92542 Україна: МПК: D04В 15/32. № u 2014 01839; заявл. 25.02.2014; опубл. 26.08.2014, Бюл. № 16. 3 с.
89. Клин в'язальної машини: пат. 93985 Україна: МПК: D04В 15/32. № u 2014 04587; заявл. 29.04.2014; опубл. 27.10.2014, Бюл. № 20. 3 с.
90. Клин в'язальної машини: пат. 102339 Україна: МПК: D04В 15/32. № u 2015 03996; заявл. 27.04.2015; опубл. 26.10.2015, Бюл. № 20. 3 с.
91. Клин в'язальної машини: пат. 103940 Україна: МПК: D04В 15/32. № u 2015 05734; заявл. 11.06.2015; опубл. 12.01.2016, Бюл. № 1. 3 с.
92. Клин в'язальної машини: пат. 108487 Україна: МПК: D04В 15/32. № u 2015 11870; заявл. 01.12.2015; опубл. 25.07.2016, Бюл. № 14. 3 с.

93. Клин в'язальної машини: пат. 109651 Україна: МПК: D04В 15/32. № и 2016 02991; заявл. 23.03.2016; опубл. 25.08.2016, Бюл. № 16. 3 с.
94. Коган Л.П., Кесслер Ю.В. Однофонтурные кругловязальные машины. Москва : Легкая индустрия, 1968. 108 с.
95. Кожевников С. Н. Динамика машин с упругими звеньями. Киев : Изд-во Академии наук УССР, 1961. 190 с.
96. Кожевников С. Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. Киев : Наукова думка, 1986. 288 с.
97. Козлов И. А., В. Г. Баженов, В. В.Матвеев и др. Исследование прочности деталей машин при помощи тензодатчиков сопротивления : под ред. Г. С. Писаренко. Киев : Техніка, 1967. 204 с.
98. Ковальов Ю. А., Плешко С. А. Динаміка гальмування круглов'язальної машини з черв'ячним приводом. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2017. №4 (112). С. 69-75.
99. Ковальов Ю. А., Плешко С.А., Лопухов Є.В. Динаміка круглов'язальної машини з пристроєм зниження динамічних навантажень з пружинами кручення. *Вісник Хмельницького національного університету*. Хмельницький, 2021. №4 (299). С. 123-130.
100. Ковальов Ю.А., Плешко С.А. Привід в'язальної машини з пружною запобіжною муфтою з регульованим моментом та вибір її параметрів. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2017. №5 (114). С. 117-121.
101. Ковальов Ю. А., Плешко С.А., Лопухов Є.В. Пристрій зниження динамічних навантажень в приводі машин з пружиною кручення та вибір його параметрів. *Вісник Хмельницького національного університету*. Хмельницький, 2021. №3 (297). С.87-93.
102. Ковальов Ю.А., Плешко С.А. Теоретичні основи проектування робочих органів в'язальних машин з елементами на пружній основі. *Вісник Хмельницького національного університету*. Хмельницький, 2018. №2 (259). С. 17-19.
103. ДСТУ ISO 53-2001. Передачі зубчасті циліндричні для загального і важкого машинобудування. Стандартний вихідний контур (ISO 53:1998, IDT). [Чинний від 2002-05-01]. Вид. офіц. Київ : Держстандарт України, 2001. 18 с.
104. Коньков Г. І. Взаємодія голок з клинами в'язальних машин. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. 2012. №3. С.40-45.
105. Коритынский Я. И. Колебания в текстильных машинах. Москва : Машиностроение, 1973. 320 с.
106. Крагельский И. В., В. В. Алисин. Трение, изнашивание и смазка : справочник : в 2 кн. Москва : Машиностроение, 1978. Кн. 1. 400 с.
107. Крагельский И. В., Непомнящий Е. Ф., Харач Г. М. Усталостный механизм и краткая методика аналитической оценки величины износа поверхностей трения при скольжении. Москва : АН СССР, 1962. 19 с.

108. Крассий Г. Г., Керсек В. Н., Гамрецкая В. И., Сахарная Р. Я. Справочник трикотажника. Киев : Техника, 1975, 320 с.
109. Левитская О. Н., Левитский Н. И. Курс теории механизмов и машин. Москва : Высшая школа, 1978. 269 с.
110. Малков М. А., Полухин В. П. Расчет износа клиньев трикотажных машин. Москва : Всесоюзный научно-исследовательский институт лёгкого и текстильного машиностроения, 1969, № 15, с.13-22.
111. Масленников Е. С., Полухин В. П. Ликвидация ударного разрушения игл при повышении скорости чулочных автоматов. Сообщение 1. *Известия вузов. Технология легкой промышленности*. Киев, 1974. № 1. С. 113-120.
112. Масленников Е. С., Полухин В. П. Ликвидация ударного разрушения игл при повышении скорости чулочных автоматов. Сообщение 2. *Известия вузов. Технология легкой промышленности*. Киев, 1974. № 2. С. 146-150.
113. Машины кругловязальные типа КО-2 : техническое описание и инструкция по эксплуатации. Черновцы, 1992. 86 с.
114. Механизм вязания вязальной машины: а. с. 737528 СССР: М. Кл.<sup>2</sup> D04 В 15/06. № 2469637/28-12; заявл. 01.04.77; опубл. 30.05.80, Бюл. № 20. 4 с.
115. Механизм вязания к трикотажной машине: а. с. 896096 СССР: М. Кл.<sup>3</sup> D04 В 15/32. № 2881097/28-12; заявл.11.02.80; опубл. 07.01.82, Бюл. № 1. 4 с.
116. Мильченко И. С. Основы проектирования трикотажных машин. Москва : Ростехиздат,1962. 226 с.
117. Мойсеєнко Ф. А. Проектування в'язальних машин. Харків : Основа, 1994. 336 с.
118. Молчанов К. И., Соломонов В. И. Ударное взаимодействие иглы в пазу игольницы. *Известия вузов. Технология легкой промышленности*. Киев, 1985. № 2. С. 118-120.
119. Музичишин С. В., Ковальов Ю. А., Піпа Б. Ф. Вибір параметрів пристрою зниження динамічних навантажень з радіальними плоскими пружинами. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2015, № 3 (86). С. 101-106.
120. Муфта: пат. 102339 Україна: МПК: F16B 21/00. № u 2015 04641; заявл. 14.05.2015; опубл. 26.10.2015, Бюл. № 20. 3 с.
121. Мэнли Р. Анализ и обработка записей колебаний. Москва : Машиностроение, 1972. 368 с.
122. Навасардян Г.С. Смазка швейных машин. Москва : Легкая индустрия, 1976. 88 с.
123. Орловський Б. В., Дворжак В. М. Синтез циклограм побутової основов'язальної машини. *Погляд у майбутнє з надією : труди науково-технічної конференції*. Київ. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*, № 5. 2005. С. 38-39.

124. Павлюк В. Н. Исследование влияния конструктивных параметров вязального механизма однофонтурной кругловязальной машины на процесс вязания : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.13. Киев, 1981. 24 с.
125. Петлеобразующий орган трикотажной машины замочного типа: а. с. 734323 СССР: Кл.<sup>2</sup> D04 В 35/02. №2426701; заявл. 16.12.76.; опубл. 17.05.80.
126. Петлеобразующий орган трикотажной машины замочного типа: а. с. 734323 СССР: Кл.<sup>2</sup> D04 В 35/02. №2426701; заявл. 16.12.76.; опубл. 17.05.80.
127. Петров О. В. Влияние смазки на работу механизмов вязания кругловязальных машин : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.19.09. Киев, 1995. 23 с.
128. Петров Ю. И. Петров Е. И. Влияние ударных волн на разрушение крючков трикотажных игл. *Текстильная промышленность*, 1960, № 5, с. 39 - 43.
129. Петров Ю. И. Петров Е.И. Волны напряжений в стержневых деталях машин при продольном ударе. *Известия вузов. Машиностроение*. 1959. № 5. С. 11-24.
130. Петров Е. И. Об условиях работы вязальных игл. *Текстильная промышленность*. 1959. № 3. С. 25-28.
131. Пипа Б. Ф., Боженко В. И. Аналитическое проектирование безударного профиля клина платинного замка кругловязальной машины. Киев : КТИЛП, 1987. 8 с.
132. Пипа Б. Ф., Присяжнюк П. А., Мусикян Р. В. Взаимодействие иглы кругловязальной машины с клином в момент удара : исследование и оптимизация процессов текстильной технологии. Рига, 1983. № 13. С. 109-114.
133. Пипа Б. Ф. Влияние жесткости системы игла-клин трикотажной машины на величину волн напряжений. *Известия вузов. Технология легкой промышленности*. Киев, 1980. № 2. С. 128-131.
134. Пипа Б. Ф., Присяжнюк П. А., Мусикян Р. В. Влияние конструкции иглы на долговечность клиньев трикотажных машин : исследование и оптимизация процессов текстильной технологии. Межвед. сборник научных трудов. *Рижский политехнический институт* : Рига, 1980. № 10. С. 71-79.
135. Пипа Б. Ф., Гайдамака В. К. Влияние конструкции трикотажной иглы на напряжение в крючке. *Известия вузов. Технология легкой промышленности*. Киев, 1980. № 4. С. 102-104.
136. Пипа Б. Ф., Гайдамака В. К. Влияние конструкции язычковой иглы на надежность ее работы. *Известия вузов. Технология легкой промышленности*. Киев, 1979. № 1. С. 136-139.
137. Пипа Б. Ф. Динамика иглы вязальной машины.. *Известия вузов. Технология легкой промышленности*. Киев, 1979. № 2. С. 98-104.

138. Пипа Б. Ф., Сердюк В. П., Гайдайчук И. П. Изучение работы петлеобразующих систем кругловязальной машины типа МС-5 для изыскания путей повышения долговечности клиньев : реферативная информация о законченных н/и работах в вузах УССР. *Легкая промышленность*. Киев, 1976. Вып. 9. С. 33.
139. Пипа Б. Ф., Сердюк В. П., Бакан Л. А., Исследование влияния конструкции штеги на динамические нагрузки в петлеобразующих системах вязальных машин типа МС. *Известия вузов. Технология легкой промышленности*. Киев, 1979, № 3, С. 120-124.
140. Пипа Б.Ф., Сердюк В.П., Гайдайчук И.П. Исследование долговечности игл кругловязальных машин : реферативная информация о законченных н/и работах в вузах УССР. *Легкая промышленность*. Киев, 1977. Вып. 10. С. 43.
141. Пипа Б. Ф., Присяжнюк П. А., Мусикян Р. В. Исследование нагрузок, возникающих в вязальных системах кругловязальной машины МС-9. *Исследование и оптимизация процессов текстильной технологии* : межвед. научно-техн. сборник. Рига, 1979. № 9. С.109-116.
142. Пипа Б. Ф. Исследования по усовершенствованию петлеобразующих систем вязальных машин. *Известия вузов. Технология легкой промышленности*. Киев, 1979. № 3. С. 116-119.
143. Пипа Б. Ф. Исследование статической податливости системы игла-клин трикотажной машины. *Известия вузов. Технология легкой промышленности*. Киев, 1975. № 6. С. 122-127.
144. Пипа Б.Ф., Гайдамака В.К. Исследование эксплуатационной долговечности игл кругловязальных машин типа КО. *Известия вузов. Технология легкой промышленности*. Киев, 1983. № 1. С. 86-89.
145. Пипа Б. Ф., Зенкин Н. А. К вопросу повышения износостойкости клиньев трикотажных машин. Киев : ГАЛПУ, 1995. 12 с. (Деп. в ГНТБ Украины 25.01.95, № 248-Ук 95).
146. Пипа Б. Ф., Набулси А. С.-А. К вопросу снижения динамических нагрузок в кругловязальной машине. Киев : ГАЛПУ, 1994. 14 с. (Деп. в ГНТБ Украины 20.04.94, № 782-Ук 94. Писаренко Г.С., Квітка О.Л. Опір матеріалів. Київ : Вища школа. 1993. 655 с.)
147. Пипа Б. Ф., Сердюк В. П. К вопросу снижения динамических нагрузок в петлеобразующих системах трикотажных машин. *Известия вузов. Технология легкой промышленности*. Киев, 1977. № 3. С. 162-166.
148. Пипа Б. Ф., Головчан В. Т., Гайдайчук И. П. О распространении волн напряжений в штампованной игле трикотажной машины. *Известия вузов. Технология легкой промышленности*. Киев, 1975. № 2. С. 147-153.
149. Пипа Б. Ф., Гайдамака В. К. Определение динамической нагрузки в зоне взаимодействия иглы вязальной машины с клином : сообщение 1. *Известия вузов. Технология легкой промышленности*. Киев, 1987. № 6. С. 116-119.
150. Пипа Б. Ф., Гайдамака В. К. Определение динамической нагрузки в зоне взаимодействия иглы вязальной машины с клином : сообщение 2.

- Известия вузов. Технология легкой промышленности.* Киев, 1988. № 1. С. 91-95.
151. Пипа Б. Ф., Гайдайчук И.П., Поремский Л.А. Определение динамических нагрузок в петлеобразующих системах вязальных машин. *Легка промисловість.* Киев, 1977. № 3. С. 52-53.
152. Пипа Б. Ф., Бакан Л. А. Оптимизация параметров петлеобразующих систем трикотажных машин с целью снижения динамических нагрузок в механизме вязания. Киев : КТИЛП, 1986. 8 с. (Деп. в ЦНИИТЭИлегпищемаш 14.02.86, № 598 мл-86).
153. Пипа Б. Ф., Волощенко В. П., Гайдамака В. К., Корнеева Н. П. Основные направления развития высокопроизводительного кругловязального и чулочного оборудования. Оборудование для легкой промышленности : обзорная информация. Москва : Центральный научно-исследовательский институт технико-экономической информации лёгкого и текстильного машиностроения, 1981. 64 с.
154. Пипа Б. Ф.; Перспективы совершенствования механизма вязания кругловязальных машин. Киев : КТИЛП, 1989. 38 с. (Деп. в ЦНИИТЭИлегпищемаш 16.05.89, № 28004 – лп.)
155. Пипа Б. Ф., Волощенко В. П., Шипуков С. Т., Орлов В. А. Повышение надежности трикотажного оборудования. Киев : Техника, 1983. 112 с
156. Пипа Б.Ф., Стежко А.В., Петров О.В. Повышение эффективности работы механизма вязания вязальной машины. Киев : КТИЛП, 1993. 13 с. (Деп. в ГНТБ Украины 13.08.93, № 1719-Ук 93).
157. Пипа Б. Ф. Пути повышения надежности и долговечности петлеобразующих систем вязальных машин : пути повышения надежности и долговечности оборудования легкой промышленности. Киев : Знание, 1977. С. 16.
158. Пипа Б. Ф. Теоретические основы и инженерные методы проектирования вязальных систем однофонтурных кругловязальных машин : дис. ... докт. техн. наук : 05.05.10. Киев- Москва, 1984. 420 с.
159. Пипа Б. Ф. Усовершенствование вязального механизма однофонтурных кругловязальных машин. Киев : Общество «Знание» УССР, 1979. 20 с.
160. Пипа Б. Ф., Сердюк В. П. Усовершенствование игл вязальных машин. *Известия вузов. Технология легкой промышленности.* Киев, 1978. № 2. С. 140-147.
161. Пипа Б. Ф., Павлюк Н. П., Гайдамака В. К, Присяжнюк П. А. Усовершенствование конструкции иглы трикотажной машины : экспресс-информация. Оборудование для легкой промышленности. Москва : ЦНИИТЭИлегпищемаш, 1980. Вып. 2. С. 28-31.
162. Пипа Б. Ф., Яги Л. Х. Усовершенствование механизма вязания кругловязальных машин. *Известия вузов. Технология легкой промышленности.* Киев, 1981. № 3, С. 121-124.



163. Піпа Б. Ф., Бакан Л. А. Усовершенствование профилей клиньев кругловязальных машин. *Известия вузов. Технология легкой промышленности*. Киев, 1979. № 4. С. 131-136.
164. Піпа Б. Ф. Усовершенствование профиля платинного замка кругловязальной машины. *Известия вузов. Технология легкой промышленности*. Киев, 1980. № 1. С. 108-111.
165. Писаренко Г.С., Квітка О.Л. Опір матеріалів. Київ : Вища школа, 1993. 655 с.
166. Писаренко Г. С., Яковлев А. П., Матвеев В. В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев : Наукова думка, 1975. 704 с.
167. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев : Наукова думка, 1988. 736 с.
168. Піпа Б. Ф., Хомяк О. М., Марченко А. І. Аналітичне проектування безударного профілю платинного клина круглов'язальної машини. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2013. № 4 (72). С. 22-26.
169. Піпа Б. Ф., Защепкіна Н. М., Гайдайчук І. П., Плешко С. А. Вплив конструкції голки в'язальної машини на довговічність її роботи. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2012. № 6. С. 55-60.
170. Піпа Б. Ф., Здоренко В. Г., Плешко С. А. Вплив конструкції голки на зношення клинів в'язальної машини. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2012. № 6. С. 55-60.
171. Піпа Б. Ф., Здоренко В. Г., Ю. А. Ковальов. Вплив параметрів механізму товароприйому круглов'язальної машини на зусилля знімання рулону полотна з товарного валика. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2014. № 3 (77). С. 215-220.
172. Піпа Б. Ф., Плешко С. А., Ковальов Ю. А. Вплив тертя робочих органів в'язальної машини на динамічні навантаження в парі голка-клин. *Вісник КНУТД*. Київ, 2013. № 4 (72). С. 26-30.
173. Піпа Б. Ф., Марченко А. І., Ю. А. Ковальов. Вплив тертя робочих органів в'язальної машини на довговічність роботи клинів. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2013. № 5 (73). С. 58-63.
174. Піпа Б. Ф., Плешко С. А. Вплив жорсткості пари голка-клин на напруження, що виникають в стержні в'язальної голки при ударі об клин. *Вісник Хмельницького національного університету*. Хмельницький, 2015. № 2. С. 41-44.
175. Піпа Б. Ф., Хомяк О. М., Марченко А. І. Деталі машин. Київ : КНУТД, 2011. 358 с
176. Піпа Б. Ф., Коньков Г. І., Марченко А. І. Динаміка взаємодії голки в'язальної машини з клином. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2010. № 5 (т. 2). С. 174-179.

177. Піпа Б. Ф., Хомяк О. М., Павленко Г. І. Динаміка круглов'язальних машин. Київ : КНУТД, 2005. 294 с.
178. Піпа Б. Ф. Динаміка механізмів в'язання круглов'язальних машин. Київ : КНУТД, 2008. 416 с.
179. Піпа Б. Ф., Кущинський О. А., Ковальов Ю. А.. Динамічні навантаження круглов'язальних машин типу КО при пуску та їх зниження. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2014. № 3 (77). С. 198-204.
180. Піпа Б. Ф., Плешко С. А., Ковальов Ю. А. Динамічні процеси в голці в'язальної машини, зумовлені інерційними навантаженнями. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2016. № 2. С. 104-113.
181. Піпа Б. Ф., Плешко С.А. Ефективність використання голок в'язальних машин з уступом. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2011. № 5. С. 18-22.
182. Піпа Б. Ф., Ковальов Ю. А. Ефективність використання роликів компенсаторів осьових сил косозубих передач. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2015. № 2 (84). С. 26-31.
183. Піпа Б. Ф., Місяць В. П. Зниження динамічних напружень у голці в'язальної машини. *Вісник Хмельницького національного університету*. Хмельницький, 2011. № 2. С. 36-39.
184. Піпа Б. Ф., Хомяк О. М., Павленко Г. І. Наукові основи проектування та удосконалення систем гальмування круглов'язальних машин. Київ : КНУТД, 2003. 208 с.
185. Піпа Б. Ф., Хомяк О. М., Марченко А. І. Нові конструкції деталей, вузлів та механізмів машин. Київ : КНУТД, 2006. 322 с.
186. Піпа Б. Ф., Чабан О. В., Музичишин С. В. Приводи в'язальних машин і автоматів з пристроями зниження динамічних навантажень : наукові основи та інженерні методи проектування. Київ : КНУТД, 2015. 280 с.
187. Піпа Б. Ф., Хомяк О. М., Марченко А. І. Приводи круглов'язальних машин : нові розробки та елементи розрахунку. Київ : КНУТД, 2007. 400 с.
188. Піпа Б. Ф., Тарасенко А. І. Сучасний напрямок підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин. *Вісник Технологічного університету Поділля*. Хмельницький, 1998. № 4, Ч.2. С. 16-17.
189. Піпа Б.Ф., Плешко С.А., Ковальов Ю.А. Удосконалення методу аналітичного проектування раціональних профілів клинів в'язальних машин. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2015. №2 (84). С. 32-41
190. Піпа Б. Ф., С. А. Плешко. Удосконалення робочих органів механізмів в'язання круглов'язальних машин : монографія. Київ : КНУТД, 2012. 471 с.

191. Піпа Б. Ф., Хомяк О. М. Циліндрична косозуба передача з компенсатором осьових сил. *Вісник Чернігівського державного технологічного університету*. Чернігів, 2004. № 21. С. 47-50.
192. Плешко С. А., Піпа Б. Ф. Вплив жорсткості пари голка-клин на напруження, що виникають в стержні в'язальної голки при ударі об клин. *Вісник Хмельницького національного університету*. Хмельницький, 2015. № 2. С. 41-44.
193. Плешко С. А., Ковальов Ю. А. Вплив робочої поверхні клина в'язальної машини на динаміку взаємодії з голкою. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2015. № 5 (90). С. 142-147.
194. Плешко С. А., Ковальов Ю. А. Вплив конструкцій робочих органів в'язальної машини на довговічність їх роботи. *Легка промисловість*. Київ, 2016. № 1. С. 29-31.
195. Плешко С. А., Б. Ф. Піпа. Динаміка взаємодії голки в'язальної машини з клином з пружним кріпленням. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2012. №3. С. 43-48.
196. Плешко С. А., Піпа Б. Ф. Експериментальні дослідження впливу голок з пазами у основи та посередині п'ятки на величину динамічних навантажень в механізмі в'язання круглов'язальної машини типу КО. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2012. № 1. С. 42-48.
197. Плешко С.А, Піпа Б.Ф. Експериментальні дослідження податливості пари голка-клин механізму в'язання круглов'язальної машини КО-2. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2012. № 5 (67). С. 26-32.
198. Плешко С. А., Піпа Б. Ф. Ефективність використання голок в'язальних машин з двома пружними п'ятками. *Вісник Хмельницького національного університету*. Хмельницький, 2011. № 6. С. 135-139.
199. Плешко С. А., Піпа Б. Ф. Ефективність використання голок в'язальних машин з уступом. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2011. № 5. С. 18-22.
200. Плешко С. А. Зниження динамічних навантажень в парі голка-клин в'язальної машини шляхом удосконалення голок. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2015. № 6. С. 85-91.
201. Плешко С. А., Коньков Г. І., Піпа Б. Ф. Зниження контактних напружень в парі голка-клин в'язальної машини. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2012. № 2. С. 21-25.
202. Плешко С. А., Ковальов Ю. А. Напруження в стержні голки круглов'язальної машини типу КО, зумовлені інерційними навантаженнями. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2016. № 5 (102). С. 91-98.
203. Плешко С. А., Піпа Б. Ф. Підвищення довговічності роботи голок

- в'язальних машин. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2014. № 4 (78). С. 221-226.
204. Плешко С. А., Піпа Б. Ф. Удосконалення клинів в'язальних машин. Київ. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*, 2013. № 5. С. 20-26.
205. Плешко С. А., Ковальов Ю. А. Удосконалення привода в'язальної машини з лобовим фрикційним варіатором. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2016. № 1 (94). С. 92-96.
206. Поляков В. С., Барабаш И. Д., Ряховский О. А. Справочник по муфтам : 2-е изд. Ленинград : Машиностроение, 1979. 351 с.
207. Присяжнюк П. А. Исследования по повышению долговечности клиньев кругловязальных машин : автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.13. Киев, 1982. 22 с.
208. Присяжнюк П. А. Наладка и эксплуатация плосковязальных трикотажных машин. Киев : Техніка, 1983. 136 с.
209. Пронин Б. А., Ревков Г. А. Бесступенчатые клиноремные и фрикционные передачи : вариаторы. Москва : Машиностроение, 1967. 404 с.
210. Прочность, устойчивость, колебания : справочник. / под ред. Биргера Н. А. и Пановко Я. Г. Москва : Машиностроение, 1968. Т.1. 831 с.
211. Пугачев В. С. Введение в теорию вероятностей. Москва : Наука, 1968. 368 с.
212. Расчет долговечности клиньев платинных замков трикотажных машин / Піпа Б. Ф., Боженко В. И. Киев : КТИЛП, 1987. 9 с. (Деп. в ЦНИИТЭИлегпищемаш 10.04.87, № 761-мл 87).
213. Решение задач тепловой динамики и моделирование трения и износа : сборник статей АН СССР СНИИ машиностроения. Москва : Наука, 1980, С. 26-28.
214. Румшицкий Л. З. Математическая обработка результатов эксперимента. Москва : Наука, 1971. 192 с.
215. Сарксян Ф. В. Профилирование подъемного клина кругловязальных машин КЛК : машиностроение для легкой промышленности. Москва : Центральный научно-исследовательский институт технико-экономической информации лёгкого и текстильного машиностроения, 1974. Вып. 10. С. 11-15.
216. Смирнов Н. В., Дунин-Барковский Н. В., Курс теории вероятностей и математической статистики. Москва : Наука, 1965. 512 с.
217. Совершенствование конструкции язычковой иглы / Піпа Б. Ф., Гайдамака В. К. Киев : КТИЛП, 1987. 18 с. (Деп. в ЦНИИТЭИлегпищемаш 10.03.87, № 726-мл).
218. Соловьев Л. И., Гарбарук В. Н. Клинья трикотажных машин, спроектированные по составным законам движения. *Известия вузов. Технология легкой промышленности*. Киев, 1967. № 5. С. 111-117.

219. Тарасенко А. И., Пипа Б. Ф. Экспериментальное исследование усилия съема рулона круглого трикотажного полотна с товарного валика. Киев : КТИЛП, 1994. 14 с. (Деп. в ГНТБ Украины 20.06.94, № 1134-Ук 94).
220. Теорія механізмів і машин. Деталі машин : розрахунки механічних передач / редкол. Кірієнко О. А., Гузенко Ю. М. Київ : Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», 2016. 188 с.
221. Тихомиров В. Б. Планирование и анализ эксперимента. Москва : Легкая индустрия, 1974. 260 с.
222. Тулешев К. Т. Синтез плоских многозвенных рычажных механизмов на основе обращения движения : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.18 / Киевский политехнический институт. Алма-Ата : КПИ, 1984. 160 с.
223. Устройство прибавки вязальных игл на круглочулочном автомате: а. с. 1331921 СССР: МКИ 3 D04B 9/20. № 4011841/28-12; заявл. 24.01.86; опубл. 23.08.87, Бюл. № 31. 3 с.
224. Хомяк О. М. Динаміка плосков'язальних машин та автоматів. Київ : КНУТД, 2008. 250 с.
225. Хомяк О. М., Пипа Б. Ф. Передачі. Київ : КНУТД, 2003. 167 с.
226. Хомяк О. Н., Пипа Б. Ф. Перспективы совершенствования вязальных машин : сучасні технології в легкій промисловості. Киев : ДАЛПУ, 1995. Ч. 2. С. 156-161.
227. Хомяк О. Н., Пипа Б. Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. Москва : Легпромбытиздат, 1990. 209 с.
228. Хомяк О. Н., Кострицкий В. В., Кот А. Н. Прибор для измерения динамических нагрузок в механизме вязания трикотажных машин низкого класса. *Известия вузов. Технология легкой промышленности*. Киев, 1988. № 5. С. 128-132.
229. Чабан В. В., Пипа Б. Ф. Вплив ефективності змащення пари голка-клин на зношення клинів в'язальних машин. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ., 2014. № 2. С. 73-79.
230. Чабан В. В., Бакан Л. А., Пипа Б.Ф. Динаміка основов'язальних машин. Київ : КНУТД, 2012. 287 с.
231. Чабан В. В., Пипа Б. Ф. Удосконалення голок в'язальних машин. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. Київ, 2013. № 6. С. 180-189
232. Черданцева М. В. Напряжения в крючке языковой иглы при ударе о нитевод : машиностроение для легкой промышленности, реферативный сборник. Москва : ЦНИИТЭИлегпищемаш., 1975, вып. 12. С. 9-12.
233. Шевченко М. В., Дворжак В. М. Розробка і дослідження механізмів змінної структури технологічних машин. *Наукові розробки молоді на сучасному етапі* : тези доповідей XVII Всеукраїнської наукової конференції молодих вчених та студентів (м. Київ 26-27 квітня 2018 р.). Київ : КНУТД, 2018. Т. 2. С. 411-412.
234. Шляхова Э. Н., Иванов Н. А., Исопенко Р. Н. Новое оборудование

- перчаточного производства. Ленинград : Легкая индустрия, 1978. 96 с.
235. Эффективность использования игл вязальных машин с пяткой-вставкой / Пипа Б. Ф., Кожевник Т. И. Киев : ГАЛПУ, 1995. 12 с. (Деп. в ГНТБ Украины 15.11.95, № 2392-Ук 95).
236. Эффективность использования новой конструкции иглы для кругловязальной машины / Пипа Б. Ф., Зюбрицкий И. Д., Масенко О. Т. Киев : КТИЛП, 1986. 14 с. (Деп. в ЦНИИТЭИлегпищемаш 12.12.86, № 702-мл).
237. Яги Лайла Хашим. Исследования по повышению производительности однофонтурных кругловязальных машин : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.13. Киев, 1982. 22 с.
238. Язычкова голка в'язальної машини: пат. 10060 А Україна: D04 В 35/04. № 93005257; заявл. 20.05.93; опубл. 30.09.96, Бюл. № 3. 4 с.
239. Язычковая игла: а. с. 720075 СССР: М. Кл.<sup>2</sup> D04 В 35/04. № 2628078/28-12; заявл. 01.06.78; опубл. 05.03.80, Бюл. № 9. 2 с.
240. Язычковая игла для вязальных машин: а. с. 489824 СССР: М. Кл.<sup>2</sup> D04b 35/04. № 1948298/28-12; заявл. 12.07.73; опубл. 30.10.75, Бюл. № 40. 2 с.
241. Язычковая игла кругловязальной замочной машины: а. с. 580258 СССР: М. Кл.<sup>2</sup> D04 В 35/04. № 2383892/12; заявл. 14.07.76; опубл. 15.11.77, Бюл. № 42. 2 с.
242. Язычковая игла трикотажной машины: а. с. 592891 СССР: М. Кл.<sup>2</sup> D04 В 35/04. № 2401204/28-12; заявл. 07.09.76; опубл. 15.12.78, Бюл. № 6. 2 с.
243. Язычковая игла трикотажной машины одностороннего действия: а. с. 1201373 СССР: МКИ D94 В 35/04. № 3557981/28-12; заявл. 11.01.83; опубл. 1985, Бюл. № 48.
244. Aiguilles pour machine a tricoter: пат. 578637 Швейцария: кл. D 04 В 35/02. № 15998/74; заявл. 03.12.74; опубл. 13.08.76.
245. Barth J. Betrachtungen über die Reibungskräfte Zwischen Wirkwerkzeugen und ihrer Fiikrung. Deutsche Textiltechnik, 1970. № 8. P. 500-507; № 9. P. 570-576.
246. Barth J. Das Messen der bei der Maschenbildung auf Strickmaschinenauf tretenden Kräfte. Wirkerei- und Strickereitechnik, 1974. № 7. P. 405, 409, 423; № 8. P. 460, 465, 466; № 9. P. 523, 524, 539-542; № 10. P. 618-623; № 11. P. 677-680, 692, 693.
247. Black D.H., Munden D.L. Increasing the Rates of Fabric Production of Weft Knitting Machinery. *Journal of the Textile Institute*, 1970. № 7. P. 313-348.
248. Dvorzhak V., Polishchuk O., Rubanka M. Mechanisms with variable length of links for drive guide needles of knitting machines. Actual problems of modern science : monograph / edited by S. Matiukh, M. Skyba, J. Musial, O. Polishchuk. – Bydgoszcz, Poland : Bydgoszcz University of Science and Technology, 2021. P. 715-725.

249. Friction twist knitting element: пат. 3977217 США: кл. 66-124, (D 04 B 35/04). № 148822; заявл.01.06.71; опубл. 31.08.71.
250. Gestanztes Strickwerkzeug für Strick- oder Wirkmaschinen: пат. 3014751 ФРГ: МКИ D 04 B 35/02, D 04 B 35/04. № P30114751; заявл. 17.04.80; опубл. 22.10.81.
251. Gestanztes Strickwerkzeug für Strickmaschinen: пат. 2820925 Германия: кл. D 04 B 35/02. заявл. 12.05.78.; опубл. 22.11.79.
252. Gestanztes Strickwerkzeug für Strick- oder Wirkmaschinen :пат. 3314809 ФРГ: МКИ D 04 B 35/02. № P3314809.0; заявл. 23.04.83; опубл. 31.10.84.
253. Hosiery and socks machines: knitting needles catalogue. Moscow : Mostochlegmash, 5. 2008. P. 5.
254. Improvements relating to latched needles: пат. 1596619 США: кл. D1C (D 04 B 35/04). № 53316/76; заявл. 21.12.76; опубл. 26.08.81.
255. Knapton J.J.F., Lau T.W.-Y. The design and dynamics of non-linear cams for use in high-speed weft-knitting machines. Part I : the theoretical dynamics of non- linear cams. *Journal of the Textile Institute*, 1978. №6. P. 161-168.
256. Knapton J.J.F., Lau T.W.-Y. The design and dynamics of non-linear cams for use in high-speed weft-knitting machines. Part IV : the design and performance of non-linear cams applied to a weft- knitting machines. *Journal of the Textile Institute*, 1978. № 6. P. 180-186.
257. Knitting machine needle: пат. 2003942 Великобритания: D04 B 35/04. № 7838102; заявл. 29.09.78; опубл. 21.03.79.
258. Knitting machine needle with front and back cut-outs and spring: пат. 4068500 США: кл. 66/123 (D 04 B 35/04). № 685970; заявл. 13.05.76; опубл. 17.01.78.
259. Knitting needle assembly: пат. 2118215 Великобритания: МКИ D 04 B 35/04. № 8210911; заявл. 15.04.82; опубл. 26.10.83.; НКИ D1C.
260. Kraus H., Speet J., Virgilio D. Factors Contributing to Hook Failure of Latch Needles in Weft Knitting. *Textile Research Journal*, 1975. № 12. P. 853-863.
261. Latch needle for knitting machines: пат. 4036036 США: кл. 66/123 (D 04 B 35/02). № 669401; заявл. 22.03.76; опубл. 19.07.77.
262. Latch needle for knitting machine: пат 4781040 США: МКИ D 04 B 35/04. № 61103510 [U]; заявл.06.07.87; опубл. 01.11.88.; НКИ 66/121.
263. Lau T.W.-Y., Knapton J.J.F. The design and dynamics of non-linear cams for use in high-speed weft-knitting machines. Part V: Theoretical and experimental comparisons. *Journal of the Textile Institute*, 1978. № 6. P.187-193.
264. Meander needle design from Groz-Beckert overcomes machine stresses. *Knitting Times*, 1981. № 7.
265. Nadel fuer Schrickmaschinen: пат. 200373 ГДР: МКИ D 04 B 35/04. № 2315093; заявл. 07.07.81; опубл. 20.04.83.

266. Pracovni clen pletacino stroje, opatceny na svem stvolu nejmene jednim kolenkem: а. с. 151281 ЧССР: кл. 25 а 19/01 (D 04 b 35/04). заявл.19.03.71; опубл. 15.12.73.
267. Schuler B. Überlegungen zur Leistungssteigerung. Wirkerei- und Strickereitechnik, 1979. № 2. P. 70-73.
268. Schuler B. Stricken mit Hochleistungs-Rundstricknadeln. Wirkerei- und Strickereitechnik, 1980. № 7. P. 460-466.
269. Stress reducing latch needle shank: пат. 4255948 США: кл. 66/123 (D 04 B 35/04). № 899900; заявл. 26.04.78; опубл. 17.03.81.
270. Stricken mit Hochleistungs-Rundstricknadeln. *Melliand Textilbe-richte*, 1980. № 9.
271. Wrey G.R., Burns N.D. Dynamic forces in weft-knitting. Part I: A comparison of measured non- knitting cam forces with mathematically predicted values. *Journal of the Textile Institute*, 1976. № 5. P. 149-161.
272. Wrey G.R., Burns N.D. Cam-to-needle impact forces in weft-knitting. Part I : the theory of stitch-cam impact. *Journal of the Textile Institute*, 1976. № 6. P. 189-194.
273. Wrey G.R., Burns N.D. Cam-to-needle impact forces in weft-knitting. Part II : a stitch-cam impact transducer. *Journal of the Textile Institute*, 1976. № 6. P. 195-209.
274. Wrey G.R., Burns N.D. Cam-to-needle impact forces in weft-knitting. Part V : guard-cam impact. *Journal of the Textile Institute*, 1978. № 8. P. 229-234.
275. Wrey G.R., Burns N.D. Cam-to-needle impact forces in weft-knitting. Part VIII : the effect of some knitting parameters on guard-cam impact. *Journal of the Textile Institute*, 1978. № 8. P. 244-249.
276. Zugennadel für insbesondere Rundstrickmaschinen: пат. 220351 ГДР: МКИ D 04 B 35/04. № 2560023; заявл. 27.10.83.; опубл. 27.03.85.



*Наукове видання*

*Плешко Сергій Анатолійович  
Ковальов Юрій Адиславович  
Рубанка Микола Миколайович*

## **ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ В'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН**

Монографія

Редактор Ю. А. Ковальов  
Відповідальний за поліграфічне виконання Л. Л. Овечкіна

Підп. до друку 22.06.2022 р. Формат 60x84 1/16.  
Ум. друк. арк. 16,73. Облік. вид. арк. 13,10. Наклад 300 пр. Зам. 1790.

Видавець і виготовлювач Київський національний університет технологій та дизайну,  
вул. Немировича-Данченка, 2, м. Київ-11, 01011.

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру видавців,  
виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції ДК № 993 від 24.07.2002.