

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ**

**ФАКУЛЬТЕТ МЕХАТРОНИКИ ТА КОМПЮТЕРНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ**

КАФЕДРА ПРИКЛАДНОЇ МЕХАНІКИ ТА МАШИН

Пояснювальна записка

до бакалаврського дипломного проекту

на тему **МІНІМІЗАЦІЯ ЗА РОЗМІРАМИ МЕХАНІЗМІВ
АВТОМАТУ ШТУЧНИХ ТРИКОТАЖНИХ ВИРОБІВ**

Виконав: студент 4 курсу,
групи БПМск-19
спеціальність Прикладна
механіка

Диленок В.О.

Керівник Березін Л.М.

Рецензент Кошель С.О.

Київ-2021

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД НАПРЯМКІВ МІНІМІЗАЦІЇ РОЗМІРІВ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ	6
1.1. Загальні положення щодо мінімізації розмірів технічних систем	6
1.2. Шляхи зниження коефіцієнтів запасу міцності для мінімізації розмірів деталей та механізмів при одночасному підвищенні їх довговічності та надійності	8
1.3. Аналіз напрямків удосконалення механізмів шкарпеткових автоматів.....	12
Висновки до розділу 1.....	15
РОЗДІЛ 2. ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В ВЯЗАЛЬНІЙ СИСТЕМІ ШКАРПЕТКОВИХ АВТОМАТІВ.....	17
2.1. Аналіз досліджень ударної взаємодії голки з клином.....	17
2.2. Визначення степені впливу параметрів замкової системи на динамічні навантаження	21
Висновки до розділу 2.....	22
РОЗДІЛ 3. МІНІМІЗАЦІЯ ЗА РОЗМІРАМИ ЗАМКОВОЇ СИСТЕМИ ВЯЗАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ АВТОМАТУ.....	23
3.1. Основні положення розрахунку клина замкової системи автомату за вимогою мінімізації розмірів.....	23
3.2. Практична реалізація положень розрахунків замкової системи шкарпеткового автомату за умовою мінімізації розмірів.....	29
Висновки до розділу 3.....	33
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	34
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	35

					МРМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк. 4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Обладнанням, яке виготовляє трикотажні вироби з певною циклічністю технологічного процесу, є плоскі в'язальні машини та шкарпеткові і рукавичні автомати з традиційною реалізацією в'язання петель. Сучасною тенденцією в проектуванні технічних засобів, включно з шкарпетковими автоматами, наряду з розширенням їх технологічних та функціональними можливостей зростають вимоги до їх компактності при одночасному підвищенні економічності та надійності. Це дозволяє, окрім підвищення продуктивності автоматів, на однакових виробничих площах встановлювати більшу кількість обладнання та збільшувати обсяги виробленої продукції з одиниці займаної площі.

Мінімізація розмірів шкарпеткових автоматів певною мірою є наслідком ряду інноваційних рішень на основі цифрової візуалізації, комп'ютеризації, електроніки і автоматизації, що також впливає на розширення технічного та технологічного потенціалу обладнання. Сюди можна віднести заміну громіздких механічних передач та специфічних механізмів засобами, які є автоматизованими та оснащеними програмним забезпеченням, системами контролю та управління виконанням команд автомату, для розробки виробів і їх дизайну тощо. Особливо значного скорочення механічних складових стосується приводів автоматів, де переважає використання крокових двигунів.

Одним із важливих напрямків зменшення розмірів та маси механічних систем є зменшення коефіцієнтів запасу міцності і підвищення допустимих напружень за рахунок підвищення середніх значень границь міцності матеріалів, зниження середніх значень робочих навантажень, зниження дисперсій навантажень та характеристик міцності, аналізу досвіду експлуатації та статистичних даних про відмови конкретних деталей певного виду обладнання.

Метою роботи є аналіз існуючих напрямків удосконалення конструкцій технічних систем за критерієм мінімізації розмірів для впровадження в проектні розробки стосовно конструкцій клинів замкових систем шкарпеткових автоматів при умовах обмеження їх габаритів та одночасного підвищення довговічності та надійності.

					МРМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД НАПРЯМКІВ МІНІМІЗАЦІЇ РОЗМІРІВ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ

1.1. Загальні положення щодо мінімізації розмірів технічних систем

Зменшення розмірів і маси технічних систем досягається передусім в результаті вдосконалення їх конструкцій. Основними задачами мінімізації є зменшення габаритів, маси та вартості технічних систем при одночасному підвищенні надійності та економічності за рахунок удосконалення їх конструкторськими та технологічними методами. Використання базових знань та компетенцій дозволяє розвивати відповідні напрямки роботи по інтенсифікації швидкісних параметрів системи, спрощенню конструкцій та розширенні функціональних можливостей як окремих механізмів, так сконструйованих на їх основі систем. Застосування нових конструкторсько-технологічних рішень для зменшення розмірів елементів та вузлів технічних засобів сприяє також підвищенню компактності самого виробу через відповідну зміну розмірів між елементних з'єднань.

При проектуванні малорозмірних технічних об'єктів треба враховувати наступне:

- зменшення габаритів вузлів та деталей призводить до зниження характеристик точності систем;
- при зменшенні розмірів виникають небажані наслідки фізико-хімічного спрямування;
- підвищуються вимоги до контролю параметрів та характеристик за умовами міцності та зношування;
- збільшуються витрати на проектування систем через ускладнення їх функціонування.

Раціонально спроектована та правильно побудована машина повинна бути міцною, довговічною, по можливості, з меншою вартістю та економічною в роботі, а також безпечною для обслуговуючого персоналу. Цим основним вимогам повинна відповідати не тільки машина, а й кожний її механізм, вузол, деталь.

Габарити та маса машини значною мірою визначаються її кінематичною схемою та компоновкою її вузлів та деталей. Компоновка вузлів та деталей повинна бути такою, щоб як найкраще використовувати робочий простір рам, станин та корпусів. Зменшення розмірів машини призводить не тільки до економії машинобудівних матеріалів і тим самим до зменшення їх вартості, але і дозволяє на одних и тих самих виробничих площах встановлювати більшу кількість обладнання, що відповідно призводить до збільшення кількості продукції, яку знімають з квадратної одиниці корисної виробничої площі.

Зменшенню розмірів сприяють конструктивні рішення, які базуються на застосуванні 3D- технологій. що дозволяє аналізувати та інтегрувати деталі та вузли за результатами математичного моделювання та обрати компромісний варіант конструкції зменшених розмірів в поєднанні з іншими компонентами системи; використанні різних конструктивних форм та профілів, застосування яких призводить до зниження ваги, зменшення розмірів без впливу на характеристики міцності системи (наприклад, порівняльний аналіз показує, що для литих деталей

					МРМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2. Шляхи зниження коефіцієнтів запасу міцності для мінімізації розмірів деталей та механізмів при одночасному підвищенні їх довговічності та надійності

Важливою проблемою є зниження маси машин і розмірів їх механізмів, підвищення їх надійності і довговічності при одночасному збільшенні потужності в одній машині, швидкостей, продуктивності та інших параметрів. Для її вирішення необхідний новий рівень розрахунків, проектування, доводки, виробництва і експлуатації машин та їх механізмів.

Значні резерви в боротьбі за зменшення розмірів конструкцій можуть бути отримані в результаті уточнення діючих норм і правил розрахунків на міцність, зменшення коефіцієнтів запасу міцності та підвищення допустимих напружень. Для цього треба використовувати більш досконалі методи розрахунків та випробувань на міцність, а також сучасні методи випробувань машин в умовах реальної експлуатації на виробництві. В області розрахунково-експериментальної обробці виробів на міцність необхідно застосовувати результати нових досягнень в галузі механіки та міцності, а також використовувати досвід споріднених галузей.

Одним із важливих напрямків зменшення розмірів та маси механічних засобів є зменшення коефіцієнтів запасу міцності і підвищення допустимих напружень.

Під коефіцієнтом запасу міцності n розуміємо відношення граничного напруження σ_{lim} , при якому виникає руйнування або інший вид втрати працездатності деталі, до робочого напруження σ , яке діє в деталі в умовах експлуатації, тобто

$$n = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma}. \quad (3.1)$$

Відношення граничного напруження σ_{lim} до нормативного (допустимого)

значення коефіцієнту запасу $[n]$ називають допустимим напруженням $[\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{[n]}$.

Умовою міцності і працездатності деталей можуть бути будь-які з наступних еквівалентних відношень:

$$n \geq [n], \quad (3.2)$$

$$\sigma \leq [\sigma]. \quad (3.3)$$

У випадках, коли під коефіцієнтом запасу міцності розуміють відношення навантажень граничного до робочого або граничної довговічності до тривалості експлуатації (за часом або в числах циклів навантаження [1], умови (3.2) та (3.3) можуть бути не еквівалентними.

Коефіцієнт запасу міцності вводиться для того, щоб перекрити випадкові варіації величин σ_{lim} і σ , тобто характеристик міцності та експлуатаційних напружень, які є випадковими величинами.

Якщо під коефіцієнтом запасу міцності в формулі (3.1) розуміти відношення середніх значень $\overline{\sigma_{lim}}$ і $\overline{\sigma}$, то при відомих параметрах функцій розподілення цих величин кожному значенню n буде відповідати певна ймовірність руйнування.

У випадку нормального розподілу нормативне значення коефіцієнту запасу міцності $[n]$ визначається середніми значеннями міцності і навантаження $\overline{\sigma_{lim}}$ і $\overline{\sigma}$

										Арк.
										8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

програмуванням, налаштуванням та підтримкою заданого натягу в нитці в залежності від технологічного процесу в'язання та виду ниток. Пристрої YOYO вільно інтегруються в шкарпеткові автомати, мають графічні системи програмування та керування та може оснащатися додатковими аксесуарами при розширенні можливостей.

Також виділяються мікросистеми примусової подачі ниток Ultrafeeder 2 компанії BTSR International S.P.A, який контролює сталий натяг і необхідну швидкість подачі із можливістю накопичення залишкової кількості ниток на барабані для створення запасу та унеможливлення руйнувань ниток в в'язальній зоні, включаючи систему детекторів вузлів.

Компанія BTSR виготовляє систему терміналів моделі Smart Matrix 64H, які мають електронні датчики IS4F HTS, що дозволяють програмувати і контролювати подачу нитки, а також отримати звітність про поточні результати виробництва. За словами розробників, використання системи здатне усунути щонайменше 80% відходів, які зазвичай трапляються на виробництві.

Лідером на ринку пристроїв для подачі ниток є фірма Memminger-IRO [14], яка пропонує податчик пряжі нової конструкції EFS 920 з інтегрованою можливістю подачі будь-яких ниток, включно з еластичними. Цим усувається потреба в переоснащенні автоматів при зміні асортименту. Такі ж функції має податчик ниток нового покоління Promofeed, податчик нитки SFE з датчиком оптичного волокна та мікропроцесором. Останній контролює запас нитки на барабані засобу. Податчик MSF 3 CAN з функцією активного контролю натягу ниток АТС ліквідує вплив на натяг пряжі зміни розмірів бобін та якості пряжі. При компонуванні контролером GTN реалізується централізоване регулювання натягом в MSF 3 CAN. В податчиках компанії Smart Knit, L.G.L., Electronics S.p.A. натяг регулюється кроковим двигуном з модулятором напружень T.W.M. типу K. Наявність електронного блоку управління в шкарпеткових автоматах розширює можливості управління вакуумним відбором виробів, переключення водіїв ниток пневматичним способом, автоматичною зміною щільності різних ділянок шкарпеток на базі крокових двигунів, системою anti-twist, орієнтування виробів пристроєм Dream Box Solis, кроковими двигунами для управління клинами, датчиками положення типу Lesikar тощо. Лубрикатор Pulsonic 6 також управляється комп'ютером, що забезпечує оптимальне дозування та розподілення мастила через мережу взаємозв'язаних контролерів типу Controller Area Network.

Висновки до розділу 1

1. Наведено загальні положення щодо мінімізації розмірів технічних систем за рахунок конструкторсько-технологічних рішень, що сприяють підвищенні компактності та відповідній зміні розмірів між елементних з'єднань. Перелічені обмеження при проектуванні малорозмірних технічних об'єктів.

2. Важливим напрямком зменшення розмірів складових елементів технічних систем є обґрунтування допустимих та раціональних норм коефіцієнтів запасу міцності, допустимих напружень, ймовірностей безвідмовної роботи за рахунок підвищення середніх значень границь міцності матеріалів, зниження середніх значень робочих навантажень, зниження дисперсій навантажень та характеристик

					МРМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

міцності, аналізу досвіду експлуатації та статистичних даних про відмови конкретних деталей певного виду обладнання.

3. Електронний сектор у синергії з механічним має вирішальне значення для високого технологічного профілю, що характеризує все виробництво. Наведені новітні рішення щодо автоматизації, комп'ютеризації та електроніки, які дозволяють значно спростити та зменшити розміри конструкцій механізмів шкарпеткових автоматів при розширенні їх технічного та технологічного потенціалу.

					МРМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						16
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

РОЗДІЛ 2. ОЦІНКА ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ В В'ЯЗАЛЬНІЙ СИСТЕМІ ШКАРПЕТКОВИХ АВТОМАТІВ

2.1. Аналіз досліджень ударної взаємодії голки з клином

Питанням визначення сил, що діють при ударі голки з клином, присвячено значна кількість робіт, узагальнення яких представлено в [15, 16, 17]. Положення щодо ударних навантажень важливі для аналізу факторів впливу, а також слугують для переходу обчислень в розрахунках навантаженості, довговічності та надійності.

В роботі [18] вперше розглядалися причини руйнування гачків голок і вперше було зроблено висновок про те, що визначальною є циклічна ударна дія сил на голку під час проходження нею замкової системи в'язального механізму.

З теорії удару класичного курсу Опору матеріалів відомо, що ударну взаємодію тіл можна описувати рядом методів, а саме: хвильовим, дискретним, за моделлю Герца, енергетичним тощо. На вибір моделі для опису ударного процесу голки з клином при одночасному впливі пазів голкового циліндру необхідно враховувати косий варіант удару, складну форму в'язальної голки та її специфічне розміщення в пазу з спеціальним згином та інші фактори. Окрім того, на вибір також впливають точність результату, його наочність для аналізу та практичної цінності. Саме різноманітність підходів призвела до значної кількості моделей, які відтворюють ударну взаємодію голки з клином.

Результати найперших динамічних досліджень припадають на роботу [19], де використовується закон збереження енергії при переході в потенціальну енергію деформацій голки при ударі з кінетичної її переносного руху разом з циліндричною гольницею. Враховувалися елементи торії Герці про відповідність сили контакту при локальній деформації ударі статичному стиску голки. Звісно, враховуючи малість місцевих деформацій, було прийнято рішення ними нехтувати. Як результат, отримано формули, за якими вперше кількісно можливо оцінити вплив колової швидкості п'ятки в'язальної голки і кута нахилу клину.

В роботі [20] представлено розв'язок задачі на основі дискретної моделі з припущенням прямого удару голки по клину. В результаті з'явилася інформація важлива для практичного вжитку про додатковий вплив жорсткості в парі клин-голка, сил тертя між голкою клином та пазами, а також масою робочого органу. Враховуючи низькі технологічні швидкості шкарпеткових автоматів, що досліджувалися було зроблено хибний висновок, що підвищення швидкостних режимів суттєво не впливає довговічність голок через їх значний запас для п'яток за критерієм міцності.

Хвильову теорію удару застосовували в роботах [21], де була представлена теорія ударних хвиль стосовно напружень, які передавалися від п'ятки до гачка голки. Була також сформульований висновок, за яким причиною відмов гачків голок названо дію циклічних симетричних навантажень при взаємодії з клинами, що опускають і підіймають голку.

Практична реалізація висновків Петрова Є.І. полягала в інноваційному удосконаленні стержня голки, який полягав в зміні форми її стержня з наявними проти хвильовими ділянками та стимулювало конструювання так званих

					МРМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

протиударних голок, які в подальшому взяли до випуски відомі в трикотажному машинобудуванні європейські компанії.

Роботи [22-24] присвячені дослідженню центрального прямого удару голки по клину, коли швидкість удару перпендикулярна до поверхні. Це передусім мало місце при вертикальному відносному переміщення в'язальних голок та їх взаємодії з горизонтальними обмежувальними клинами. За результатами досліджень вперше на практиці при проектуванні та впровадженні автоматів було використано для зменшення руйнувань голок з інтенсифікацією швидкісних режимів спеціальних пружних стержнів, які також виконують функції штовхачів.

Широко висвітлено питання ударної взаємодії голок з клином в зарубіжних виданнях. Наприклад в [25] проаналізований вплив на руйнування голок технологічних навантажень від дії сировини, що переробляється на шкарпетковому автоматі: враховані сила натягу пряжі, коефіцієнти тертя, маса голки тощо, а також окремо розділено взаємодію з клинами різного призначення. До недоліків моделі відносять нехтування силою інерції голки при відносному та переносному рухах, тертям гачка голки з пряжею та режимами пуску та зупинок автоматів.

В [26], розглядаючи взаємодію голки з клинами приходять до висновку з наявності двох періодів руху голки: короткочасного, який характеризує саме удар, та усталеного, коли голка рухається під дією клину

В формули для визначення складових сил за результатами роботи [26] введена сила опору при відносному до циліндра русі голки вздовж пазів, коефіцієнт впливу попереднього згину голки в межах пазу, супротив петлі, що формується на голці, але прийнято припущення про не важливість дії сил інерції та доцентрової сили голки, що особливо важливо при збільшенні швидкості обертання циліндру автомату.

Математичний опис сил на етапах руху голки вздовж клину виконаний в статті [27], де окрім того, представлені положення по урахуванню геометрії замкових систем. Однак в [28] спростовують значущість впливу натягу пряжі при в'язанні на величину ударної сили як при взаємодії з нахиленим клином, що підіймає, так і при опусканні. Доказано, що вплив мастила в пазу циліндра та на клинах має більшу вагомість.

За результатами досліджень Піпи Б.Ф. [29] зроблено висновок, що жорсткість в парі голка та клин має значний вплив на значення ударної сили та зумовлена передусім крученням та згином п'ятки. При побудові математичної моделі значні похибки вносяться саме при аналітичному визначенні параметру жорсткості. Особливо впливає консольна дія ударного навантаження на п'ятку голки по відношенню до вісі її стержня, що створює згинальний момент, який призводить також до згину її стержня в пазу циліндра. Окрім того, як правило, відсутня необхідна вихідна інформація про геометрію, фактори навантаження та фізичні константи об'єкту розрахунку, що ускладнює перехід до принципово більш точних розрахункових моделей. Тому значення приведеної жорсткості голки в системи клин - голка - паз доцільно виконувати експериментальним способом за осцилограмою вільних затухаючих коливань після ударного періоду та вводити додаткову правку.

										Арк.
										18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

При необхідності оперативного визначення загальної жорсткості C_{np} використовують аналітичний підхід з урахуванням наступних складових жорсткостей системи: жорсткість C_1 змінання голки та клину в зоні удару; приведена жорсткість C_2 згину та скручування п'ятки голки; приведена повздовжня C_3 та згинальна C_4 жорсткості стержня голки відповідно; приведена жорсткість C_5 стінки пазу голкового циліндру.

У відповідності до результатів досліджень в [17] визначальними є жорсткості $C_2 \dots C_4$, а жорсткостями C_1 та C_5 можна нехтувати без впливу на точність розрахунку C_{np} .

Приведення жорсткості п'ятки голки C_2 виконували з урахуванням геометричних параметрів в системі клин - голка – паз за формулою [30]:

$$C_2 = C_p / C_\alpha$$

з відповідними залежностями для голки з підігнутих стержнем:

$$C_p = \frac{1 - \mu \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha + \mu_3} = \operatorname{ctg}(\alpha + \rho_3);$$

$$C_\alpha = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{C_x} + \frac{1}{C_y} \operatorname{ctg}(\alpha + \rho),$$

де α - кут нахилу робочої поверхні клину; μ, ρ - коефіцієнт та кут тертя п'ятки голки з клином відповідно; C_x та C_y - жорсткості п'ятки голки в напрямку осей x та y .

Вирази для розрахунків C_x та C_y , які наведені в [30], дозволяють обчислити жорсткість C_2 .

Повздовжню жорсткість стержня голки, яка знаходиться в паду циліндра, виконували за формулою [16] та даними експерименту:

$$\frac{1}{\omega_o^2} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{\omega_i^2} \quad \text{або} \quad C_3 = m \sum_{i=1}^n \frac{C_{np_i}}{m_i},$$

де ω_o, ω_i - власна частота коливання голки та її i -ої ділянки з сталою площею поперечного перерізу; $C_{np_i} = \left(\sum_{k=1}^{i-1} \frac{1}{C_k}\right)^{-1}$ - приведена жорсткість i -ої ділянки голки.

За інформацією в [16] маємо $C_3 = 2,04 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$.

Використовуючи значення C_{np}, C_2 та C_3 , за формулою $C_{np}^{-1} = C_2^{-1} + C_3^{-1} + C_4^{-1}$ визначалася приведена згинальна жорсткість стержня голки $C_4 = 5,74 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$. Порівняння величин складових жорсткостей підтверджує необхідність урахування в подальших розрахунках жорсткості стержня голки при його згині в момент удару по клину.

Враховуючи напрямок досліджень стосовно голок в круглов'язальних машинах великого діаметру циліндрів, вплив згину стержня голки, що є важливим для шарпеткових автоматів, не враховувався. В роботі [17] виконано

					МРМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

систематизацію і узагальнення результатів попередників та на цій основі запропоновано комплексний підхід до практичних розрахунків ударного навантаження голок специфічного для в'язальних машин великих габаритів.

Для попередніх розрахунків значень максимальних сил, що виникають в голці при ударі об нахилений клин пропонується спрощена формула

$$F_{max} = V_x \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sqrt{m \cdot C_{np}} + F_o, \quad (2.1)$$

де m - маса голки;

α - кут нахилу профілю робочої поверхні клину до горизонталі;

V_x - горизонтальна складова швидкості п'ятки голки, яка дорівнює лінійній швидкості точок на поверхні голкового циліндра з діаметром D при обертанні з частотою n ($V_x = \frac{\pi n D}{60}$);

C_{np} - приведена жорсткість голки при боковій та повздовжній взаємодії з нахиленим клином;

F_o - сила опору руху голки в пазу циліндру, яку створюють спеціально для запобігання самовільного опускання голки в пазу під дією сили тяжіння (в шкарпеткових автоматах маємо не замкнуті пази проходження п'яток).

Сила F_o є рівнодійною наступних сил:

- рівномірно розподіленою по лінії контакту реакції, яка виникає в результаті введення голки в паз циліндру з підігнутим стержнем;
- додатковими складовими реакцій, які виникають при дії клина на п'ятку голки;
- тиском пружних поясків з виникненням, як наслідок, сил тертя.

Для розрахунків з більшою точністю рекомендується формула виду [15]:

$$F_{max} = e^{-h \cdot t_{max}} \cdot V_x \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sqrt{\frac{m \cdot C_{np}}{(1 - \frac{\delta^2}{4\pi^2})(1 + K_c)}} + \frac{1}{1 + K_c} (F_o + 2h \cdot V_x \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot m), \quad (2.2)$$

де враховують наступні додаткові параметри:

K_c - коефіцієнт, що враховує вплив додаткової деформації згину голки в момент удару;

$h = b / 2m$ - коефіцієнт демпфірування, який характеризує процес затухання коливань;

b - коефіцієнт демпфірування;

δ логарифмічний декремент коливань (δ визначали за віброграмою затухаючих коливань голки за формулою $\delta = \ln(X_{m_i} / X_{m_{i+1}})$ при X_{m_i} і $X_{m_{i+1}}$ як суміжних амплітудах коливань за осцилограмою.

Після підстановки значень параметрів конструкції замкової системи отримано наступні вирази:

а) для замикального клину, що підіймає голку ($\alpha_{\ddot{a}} = 38^\circ$)

$$F = 0,382F_o + 0,055F_o^2 + 3,062 + 4,166V_x; \quad (2.3, a)$$

б) для кулірного клину, що опускає голку ($\alpha_{\ddot{e}} = 47,5^\circ$)

									Арк.
									20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$F = 0,509F_o + 5,47 \cdot 10^{-2} F_o^2 + 3,29 + 5,891V_x. \quad (2.3, б)$$

В розрахунках циклів навантаження при взаємодії п'ятки стержньових елементів з робочими нахиленими поверхнями клинів приймали припущенням їх одноразового удару, тобто при неперервному контакті між п'яткою та поверхнею клина. Для підвищення точності розрахунків за критерієм втомленісної міцності доцільно дослідити можливість відскоку п'яток стержньових елементів від клинів з нахиленою робочою поверхнею, що дозволить встановити реальне число циклів навантаження робочих елементів.

Умови силового замикання пари п'ятка - клин та їх вплив на параметри після ударного руху голки розглядали в [15] на прикладі в'язальних голок на основі положення динамічного аналізу з урахуванням пружно-інерційних характеристик тіл взаємодії та дисипації їх енергії при коливаннях. Отримано, що розрив кінематичної пари голка-клин після їх удару визначається за умовою:

$$V_x \operatorname{tg} \alpha \sqrt{m \cdot C_{np} \cdot K_C / (1 - \delta^2 / 4\pi^2)} \geq F_o + 2hV_x \operatorname{tg} \alpha \cdot m \quad \text{при } |\sin \omega_d t| \leq 1,$$

а колова швидкість голкового циліндру, при якій можливий розрив пари п'ятка голки – клин визначається за формулою:

$$V_x \geq F_o / \operatorname{tg} \alpha (\sqrt{m \cdot C_{np} \cdot K_C / (1 - \delta^2 / 4\pi^2)} - 2h \cdot m). \quad (2.4)$$

На прикладі шкарпеткового автомату з голковим циліндром з діаметром $D = 3 \frac{3}{4}$ отримали, при колівій швидкості $V_x \geq 1,64$ м/с або $n = 328,5$ об/хв., реальний відскок п'ятки голки та її повторне навантаження. Це спонукає до уточнення числа циклів навантаження.

2.2. Визначення степені впливу параметрів замкової системи на динамічні навантаження

Залежність (2.2) в роботі [15] представлено в замкнутій уніфікованій формі полінома, який отримували чисельно-аналітичним методом із застосуванням обчислювального експерименту

$$\begin{aligned} \bar{F} = & 12,55 - 5,164V_x - 0,460\alpha + 4,984 \cdot 10^3 m + 0,149F_o - 1,142 \cdot 10^{-4} C_{np} + 4,395 \cdot 10^{-3} \alpha^2 + \\ & + 0,055F_o^2 + 0,182V_x \cdot \alpha + 6,892 \cdot 10^{-5} V_x \cdot C_{np} + 2,521 \cdot 10^{-6} \alpha \cdot C_{np}. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Отримана поліноміальна модель дозволяє встановлювати за величиною та знаком коефіцієнтів рівняння регресії степінь впливу різних факторів на величину навантаження. Аналіз формул (2.2) та (2.3) дозволяє зробити висновок, що максимальне значення сили F_{max} впливають: кут α нахилу робочої поверхні клину до горизонталі; маса голки m ; горизонтальна складова V_x швидкості п'ятки голки; приведена жорсткість голки C_{np} ; сила опору F_o руху голки в пазу циліндру.

Значення параметрів V_x та F_o задаються на проектування, голку розглядаємо як незмінну складову одиницю з сталою масою, що зумовлено використанням голок стандартного виробництва), тобто на зменшення величини сили удару в парі голка –

					МРМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

клин на одноциліндрових автоматах впливають такі кореговані параметри як приведена жорсткість C_{np} та кут α нахилу профілю робочої поверхні клину до горизонталі.

Оптимізації параметрів в'язальної системи круглов'язальних машин типа МС присвячена робота [31]. Задача оптимізації включала визначення таких параметрів системи, при яких ударна сила в парі голка-клин буде мінімальною. До розгляду приймалися наступні параметри: α - кут зустрічі п'ятки голки з клином в момент удару; ρ - кут тертя голки по клину; m - приведена маса голки; C - приведена жорсткість в парі голка-клин; F - навантаження, що діє на голку при ударі; F_1 - сила, яка зумовлена статичним тиском п'яток голок на клин; V - колова швидкість голкового циліндру, яка дорівнює лінійній швидкості п'ятки голки; a - плече дії динамічного навантаження; b - плече опорної реакції (глибини голкового пазу).

Аналіз показав, що по ступені впливу параметрів замкової системи на динамічні навантаження параметри розміщуються в наступному порядку: α , ρ , V , C , m , a та b . Інші параметри практично не впливають на величину ударної сили.

Як показує практика, найбільш доцільно при рішенні питання зменшення сил при ударі голки з клином є зменшення C , m , a та збільшення b , тобто передусім за рахунок зміни конструкції клинів.

Оскільки маса голки є не керованим параметром, а кут зменшення кута нахилу клину супроводжується збільшенням протяжності замкової системи, що суперечить загальній задачі зменшення розмірів в'язальної системи, розглядаємо зміну конструкції клинів, що впливають на зменшення жорсткості в парі голка-клин.

Висновки до розділу 2

1. Розглянуто ретроспективу та сучасний стан досліджень щодо динамічних навантажень на голку при ударній взаємодії з нахиленими клинами. Вибрано модель розрахунку відповідної сили з урахуванням специфіки шкарпеткових автоматів.

2. Проаналізовано вплив параметрів в'язальної системи на величину ударної сили та виділено жорсткість пари голка-клин як визначальний для мінімізації розмірів замкової системи при одночасному зменшенні сили удару. Запропоновано для зменшення жорсткості в парі голка-клин розгляд змін в конструкціях клинів.

									Арк.
									22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

3. МІНІМІЗАЦІЯ ЗА РОЗМІРАМИ ЗАМКОВОЇ СИСТЕМИ В'ЯЗАЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ АВТОМАТУ

3.1. Основні положення розрахунку клина замкової системи автомату за вимогою мінімізації розмірів

Розглядаємо питання проектування замкової системи в'язального механізму автомата за умовою мінімізації її геометричних розмірів та при заданих обмеженнях за втомленою міцністю та податливістю клинів, що утворюють замкову систему.

Завдання формулюється для клинів з податливою гранню, яка представляє собою дві консольні та поперечну балки із змінним моментом опору площ поперечних перерізів по їх довжині та полягає в визначенні їх геометрії і розмірів за умовою забезпечення рівної міцності при заданому переміщенні та з урахуванням їх специфіки та вимог технологічного процесу.

Відома традиційна конструкція клина, у якої робоча грань контакту п'ятки голки з клином є податливою за рахунок пазу, який розміщений за робочою гранню [32]. В статті [33] представлено основні положення до комплексного підходу при розрахунках геометричних параметрів цієї грані при забезпеченні вимог за характеристикою жорсткості та втомленої надійності в детермінованій і ймовірнісній формах. В роботі [34] наведено розрахунок такої грані за вимогою забезпечення рівної надійності заданою величини за критерієм міцності, яка б не перевищувала обмежену границю втомленості пластини клину при умовах реального навантаження.

Для підвищення податливості пластини клину можна використовувати конструкцію, яка утворена двома консолями та поперечною балкою, послідовність розрахунку форми та розмірів якої маємо в роботі [35]. Враховуючи, що запропонована конструкція передбачає згинальні моменти, які змінюються вздовж, за довжиною консолей, то, звісно, що таким чином, при підборі сталого поперечного перерізу за максимальним згинальним моментом в місці защемлення отримували перебільшений запас матеріалу для забезпечення умов міцності за всіма поперечними перерізами консолей за виключенням місця защемлення консолей.

З класичного курсу опору матеріалів відомо, що для мінімізації розмірів та маси консолі при умові збільшення в необхідних випадках її податливості, рекомендуються консолі рівного опору до згину, в яких за всіма перерізами нормальні напруження на робочій поверхні консолі будуть однаковими ті не перевищуватимуть допустимого напруження. Очевидно, що в розрахунках будь-яких пружних елементів треба враховувати основні дві суперечливі вимоги, а саме: забезпечення умови міцності та одночасне виконання вимог необхідної податливості. З теорії розрахунків пружних елементів до прямої задачі відносять обчислення геометрії та розмірів консолі як елемента податливої робочої грані при виконанні вимог за податливістю, а за вимогою на міцність повинен задовольнятися необхідний запасу.

Об'єктом обрано конструкцію клину з податливими гранями шкарпеткового автомату та розрахунки його геометричних параметрів, виходячи з мінімізації

											Арк.
											23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							

габаритів клину, умовами статичної міцності та максимально допустимого прогину податливої грані клину (рис.3.1).

Таким чином, розробляємо рекомендації щодо розрахунків геометрії та розмірів клинів, які мають податливу робочу грань з консольними балками змінного моменту опору площ поперечних перерізів за їх довжиною при забезпеченні умови рівної міцності та заданих технологічних переміщень.

Розглядаємо консольну балку довжиною l , яка має прямокутний поперечний переріз, товщину h та ширину a у випадку симетричного навантаження зосередженою силою F , яка прикладена до її вільного кінця. Можливими варіантами основних перерізів консолей з рівним опором при зміні їх розмірів за довжиною є такі, що:

а) мають сталу висоту $h(x) = const$ при змінній ширині $a(x) = var$;

б) мають сталу ширину $a(x) = const$ при змінній висоті $h(x) = var$;

в) мають сталу площу поперечного перерізу, для якої $a(x)h(x) = a(1)h(1) = const$ (таку консоль називають «констера»), де $a(1)$ та $h(1)$ -геометричні параметри кореневого перерізу консолі в місці її защемлення.

Тип консолей за варіантом (а) характеризується зміною за висотою балки по параболічному закону [36]:

$$h(x) = \sqrt{\frac{6F}{b[\sigma]}} \sqrt{x}. \quad (3.1)$$

Такий профіль значно обмежує застосування таких балок, оскільки ускладнює конструкцію клину. Складність технологічності виготовлення при профілюванні консолей типу (в) може повністю компенсуватися забезпеченням міцності при композитних балках, що зберігає постійну кількість не перерізаних волокон за довжиною консолі) [37], але не підходить для консолей з сталевих матеріалів. Далі будемо розглядати тип (а) консолі, для якої маємо сталу товщину h при зменшенні її ширини $a(x)$ в напрямку до умовно вільного кінця консолі.

Враховуючи досвід щодо проектних розрахунків, зрозуміло, що з достатньою точністю наближення може застосовуватися звичайна балкова теорія, так як за довжиною консолей в конструкції клину значно перевищує її поперечні розміри (ширину та товщину). Виходячи з цього, достатньо і необхідно брати до уваги повздовжні нормальні напруження при дії згинального моменту, так як при енергетичній теорії, яка представлена в [38], неточностями розрахунку при згині від складової деформації зсуву можна нехтувати, бо маємо пропорційні квадрату товщини по відношенню до довжини консолі, але при цьому значно погіршується наочність результатів розрахунку.

Задану податливість C розглядаємо як відношення прогину вільного кінця консольної балки $v_i(0)$ до навантаження та визначаємо за формулою:

$$C = \frac{v_k(0)}{F} = \frac{4\delta_{vk}l^3}{Ea(1)h^3}, \quad (3.2)$$

									Арк.
									24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

де $\delta_{вк} = \frac{v_{к}(0)}{v(0)}$ - коефіцієнт, який враховує форму консолі за величиною прогину, який визначається за відношенням максимального прогину $v_{к}(0)$ на вільному кінці $к$ -ої балки з рівним опором стосовно прогину балки $v(0)$ при незмінних розмірах, h та $a(1)$ кореневого перерізу балки;

E - модуль пружності матеріалу балки.

Тоді за умовою міцності при заданому навантаженні F маємо

$$\frac{6Fl}{a(1)h^2} \leq \sigma_{кр}, \quad (3.3)$$

де $\sigma_{кр}$ - нормальне напруження, яке критичне за величиною і, як правило, дорівнює допустимому $[\sigma]$. Можливі інші значення меж, що забезпечують необхідний запас міцності.

Якщо враховувати першу умову (3.2) при розрахунку за податливістю, що зумовлена, перш за все, технологічними міркуваннями, після підстановки в (3.3) та певних перетворень отримуємо залежність виду

$$\sigma_{max} = \frac{3F}{l} \left(\frac{2E^2 C^2}{\delta_{вк}^2 a(1)} \right)^{1/3} \leq \sigma_{кр}, \quad (3.4)$$

яка допускає визначення ширини перерізу $a(1)$ в кореновому перерізі консолі за місцем защемлення за умовами збереження міцності і забезпечення заданої податливості. Аналізуючи умову (3.4), очевидна ефективність з використанням матеріалів, які мають високу повздовжню міцність і більш низький модуль пружності E або при збільшенні коефіцієнту форми при прогині $\delta_{вк}$ при умові профілювання балок з рівним опором згину. В першому випадку маємо окрему задачу, що виходить поза межі даної задачі, а другий варіант розглядаємо більш детально.

Враховуємо умову рівної міцності

$$\frac{6Fx}{a(x)h^2} = \frac{6Fl}{a(1)h^2}, \quad (3.5)$$

якщо $h = h(1) = const$, маємо $a(x) = a(1)\frac{x}{l}$, звідси ширина консолі буде змінюватися за лінійним законом в залежності від координати x . Так, наприклад, при $x=l$ ширина буде дорівнювати $a(1)$, а при $x=0$ ширина матиме нульове значення). Для забезпечення умови міцності за критерієм дотичних напружень визначаємо найменшу з можливих ширин балки за умовою

$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_{max}}{ha_{min}} \leq [\tau]. \quad (3.6)$$

Тоді, з врахуванням поперечної сили $Q_{max} = F$, отримуємо $a_{min} \geq \frac{3F}{2h[\tau]}$.

										Арк.
										25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	МРМ 000.00.00.000 ПЗ					

Отже, реальний контур консольної балки у вигляді трапеції має обмеження за умовою міцності ширини $a(1)$ та $a(0) \geq a_{min}$, а задача полягає в виборі раціонального відношення поміж величинами цих ширин для забезпечення заданої за умовою податливості.

Далі деформацію консолі із змінним поперечним перерізом $v_k(0)$ задаємо за деформацією балки прямокутного сталого перерізу, що повторює кореневий переріз в защемленні консолі $v(0)$ за формулою, що наведена вище:

$$v_k(0) = \delta_{vk} \cdot v(0).$$

Зрозуміло, що при незмінній висоті перерізу h для балок з рівним опором (рис.3.1) величина коефіцієнту δ_{vk} залежить від степінь виду трапеції консольної балки, що

визначається коефіцієнтом форми $c_k = \frac{a(0)}{a(1)}$.

На першій стадії розрахунків величини δ_{vk} вихідну балку із змінною шириною дозволяється замінювати балкою із сталою шириною, що відповідає середньо арифметичному ширині кореневого $a(1)$ та вільного кінцевого $a(0)$ поперечних перерізів. Для більш точного обчислення величини δ_{vk} використовують залежності, що отримуються при інтегруванні диференціальних рівнянь для пружної лінії балок, що мають змінний поперечний переріз [39]. Очевидно, що момент інерції площини поперечного перерізу балки буде функцією $J(x)$, який залежить від еквівалентного $J(1)$ кореневого перерізу в защемленні та виконуються розрахунки в послідовності для балок із сталим перерізом [36]. Так як розраховані рівняння не є зручними при користуванні, то використовують наперед обчислені та складені до таблиці значення δ_{vk} при ряду величин c_k .

Для розрахунку коефіцієнтів δ_{vk} з використанням спрощених формул можливе використання методом поперечних перерізів, яке представлено в роботі [40]. При цьому підході балку представляють у вигляді n однакових пірамід з рівною висотою, яка дорівнює l/n і виконують заміну i -тої від кінця балки піраміди на паралелограм, який має сталу висоту і розміри поперечного перерізу h і $a_i = 0,5(a_{i-1} + a_{i+1})$. За схемою розрахунку в кінцевому перерізі i -го елемента

прикладається поперечна сила F та згинальний момент виду $M_i = F \frac{l}{n}(i-1)$, а

величини прогинів від їх дії обчислюються за класичними рівняннями опору матеріалів. Тоді вертикальне переміщення v_i кінця перерізу консолі через деформації i -го паралелепіпеда дорівнюють $v_i = v_{i-1} + \theta_{i-1}x_{i-1}$, коли θ_{i-1} є відповідним кутом повороту паралелепіпеда. Виходячи з умов, сумарне переміщення кінцевого перерізу консолі при ширині $a(0)$ буде дорівнювати

$$v_k(0) = \sum_{i=1}^n v_i = \delta_{vk} v(0).$$

Тоді, виконавши ряд перетворень, отримаємо

					МРМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\delta_{vk} = \frac{\sum_{i=1}^n v_i}{v(1)} = 2 \sum_{i=1}^n \frac{3i^2 - 3i + 1}{n^2((1 - c_k)(2i - 1) + 2c_k n)}.$$

При великих значеннях n формула стає громіздкою, при цьому майже не підвищуючи точність обрахунків. Тому доцільне обмеження при $n=2$, що призводить до спрощеної залежності виду

$$\delta_{ik} = \frac{1}{2} \left(\frac{7}{3 + c_k} + \frac{1}{1 + 3c_k} \right). \quad (3.7)$$

Виконаємо оцінку при визначенні δ_{vk} за методом повздовжніх перерізів. В цьому випадку вихідну балку з трапецієвидною формою (рис.1) замінюємо балкою з сталою шириною $a(0)$ (рис.3.2, а) та двома балками трикутної форми (рис.3.2, б), які мають за основу $a(1) - a(0)$.

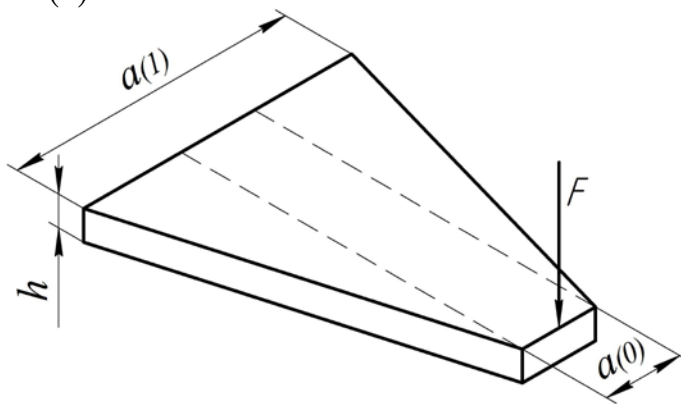


Рис. 3.1. Консольна балка у вигляді трапеції: $a(1)$, $a(0)$ - ширини кореневого та кінцевого перерізів; h - товщина балки; F - зосереджена сила

Враховуючи аксіому незалежності дії сил, маємо

$$F = F_1 + F_2$$

і величини навантаження F_1 і F_2 визначаємо за умовою, щоб прогин $v_1(0)$ балки із сталим перерізом при ширині $a(0)$ і прогині $v_2(0)$ балки у вигляді трикутника в кінцевому перерізі був рівний. Для балок сталої ширини $a(0)$ отримуємо

$$v_1(0) = \frac{4F_1 l^3}{Ea(0)h^3}. \quad (3.8)$$

Використовуючи інтеграл Мора, розраховуємо прогин вільного кінця консолі з трикутною формою, яка має жорсткістю виду

$$J_1(x) = \frac{a(x)h^3}{12} = \left(\frac{x}{l} a(1) \right) \frac{h^3}{12} = \frac{a(1)h^3}{12} \frac{x}{l} = J_1 \frac{x}{l}.$$

Після підстановки маємо $v_2(0) = \frac{F_2 l^3}{2EJ_2}$.

					МРМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді для балки із сталим перерізом $v(0) = \frac{Fl^3}{3EJ}$, маючи рівність $J = J_1 = \frac{a(1)h^3}{12}$, відношення прогинів дорівнює $\frac{v_2(0)}{v(0)} = 1,5$.

Таким чином, прогин консолі із змінним перерізом при рівному опорі є значно більшим від консолі сталого перерізу та з жорсткістю при однакових умовах навантаження та міцності.

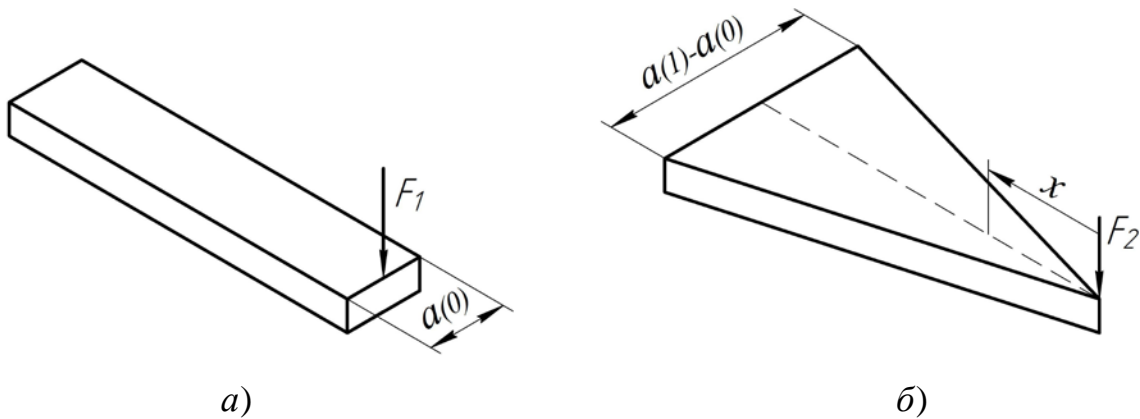


Рис. 3.2: *a* - балка із сталою шириною $a(0)$; *б* - складена балка з трикутною формою; F_1, F_2 - сили від сумарної дії сили F

Відповідно при $J_2 = \frac{(a(1) - a(0))h^3}{12}$ і $v_2(0) = \frac{F_2 l^3}{2EJ_2}$ отримаємо залежність

виду
$$v_2(0) = \frac{6F_2 l^3}{E(a(1) - a(0))h^3}.$$

Тоді з рівняння $v_1(0) = v_2(0)$ або після підстановки $\frac{4F_1 l^3}{Ea(0)h^3} = \frac{6F_2 l^3}{E(a(1) - a(0))h^3}$

буде
$$\frac{2F_1}{a(0)} = \frac{3F_2}{a(1) - a(0)}$$

і далі
$$F_2 = \frac{2F_1}{3a(0)}(a(1) - a(0)).$$

При умові $F = F_1 + F_2 = F_1(1 + \frac{2}{3} \frac{a(1) - a(0)}{a(0)})$ та після підстановок і перетворень

отримаємо
$$\delta_{\text{вк}} = \frac{3a(1)}{a(0) + 2a(1)} = \frac{3}{\frac{a(0)}{a(1)} + 2}$$

або остаточно
$$\delta_{\text{вк}} = \frac{3}{c_{\text{к}} + 2}. \quad (3.8)$$

Обчислення δ_{vk} при величині коефіцієнту форми, наприклад $c_k = \frac{a(0)}{a(1)} = \frac{6}{10}$, дає похибку обчислень за формулою (3.7) порядку 2,75%, а при використанні формули (3.8) відповідно – 3,01%, тобто похибки розрахунків знаходяться в межах допустимих для інженерного застосування.

3.2. Практична реалізація положень розрахунків замкової системи шарпеткового автомату за умовою мінімізації розмірів

Розглядаємо праву консольну балку. Величину $F_1=9,8$ Н визначали при розкладанні сили F на систему двох паралельних сил, що не утворюють пару сил [41].

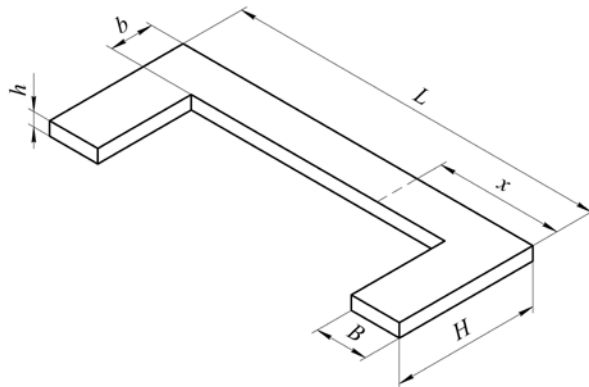


Рис.3.3. Розрахункова схема пружної пластини клину: x - координата точки прикладання сили

Позначення $v_1(0)$ і $v_2(0)$ - прогини вільних кінців консольних балок з прямокутною і трапецієвидною формами від дії сили F_1 . За формулою (3.8)

$$v_1(0) = \frac{4F_1 l^3}{Ea(1)h^3},$$

при $l = H - 0,8b = 8,5$ мм - довжина консольної балки; $E = 2,11 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності сталі ШХ15 [42, 43]; $a(1) = B = 3,8$ мм - ширина балки в кореневому перерізі, яка визначалася за умовою міцності при згині розрахункове значення $v_1(0) = 0,0875$ мм, що знаходиться в межах $\{0,0744; 0,099\}$ мм за скриншотом прогинів в [44].

До «ідеальних» відносять консолі з сталим опором згину, умова рівної міцності

$$\frac{6Fz}{a(z)} = \frac{6Fl}{a(1)h^2}, \quad (3.9)$$

звідки

$$a(z) = \frac{a(1)}{l} z, \quad (3.10)$$

									Арк.
									29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					



Рис. 3.4. Розподіл еквівалентних напружень на поверхні пружної пластини прямокутної форми
При $B=3,8$ мм, $H=10,9$ мм

тобто, «ідеальна» консоль має вид трикутника, де $a(z)$ - ширина перерізу трапецієвидної консолі в залежності від відстані z від вершини трикутника. Таку консоль не можемо приєднати до поперечної балки. Також виконуємо перевірку консолі на зріз в небезпечному перерізі з мінімальною шириною за формулою (3.6):

$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \frac{Q_{max}}{ha_{min}(z)} \leq [\tau],$$

де $Q_{max} = F_1$ - поперечна сила; $[\tau]$ - допустиме дотичне напруження при зрізі ($[\tau] = 0,6[\sigma] = 199,8$ МПа).

За результати розрахунків допустима ширина консолі в місці приєднання $a_{min}(z) = 0,11$ мм.

Оскільки консоль приєднується до поперечної балки з шириною $b=3$ мм, то за умовою (3.10) отримуємо $a(z=b) = \frac{a(1)}{l} b = \frac{3,8}{8,5} 3 = 1,34$ мм, що перевищує

допустиме значення. Для зменшення концентратора напружень приймаємо $a_{min}(0) = 2,3$ мм. Зв'язок між прогинами $v_2(0) = v_1(0)\theta$ досліджувався в [45] та

визначається за коефіцієнтом форми трапеції $k_i = \frac{a_i(0)}{a(1)}$ (для прямокутної консолі

$\kappa=1$, оскільки $a_i(x) = a(0) = a(1) = const$).

Зв'язок θ_i і κ_i - за формулою (3.8)

$$\theta_i = \frac{3}{2 + \kappa_i} \geq 1.$$

При $a(1) = 3,8$ мм та розрахунковому $a(0) = 2,3$ мм, збільшення прогину консольної балки рівної міцності в порівнянні з прямокутною становить

$$\theta = \frac{3}{2 + \frac{2,3}{3,8}} = 1,152 \text{ рази, а саме } v_2(0) = 0,0875 \cdot 1,152 = 0,101 \text{ мм.}$$

Виконано моделювання пластини за критерієм прогину $v_2(0)$ при зміні $a_i(0)$ в межах 2,3 та 3,8 мм з інтервалом в 0,5 мм при сталих l , h та F_1 . На рис.3.5 та 3.6 показано для випадку $a_i(0) = 2,3$ мм розподіл прогинів та нормальних напружень за точками пластини.

									Арк.
									30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

За рис.3.4 очевидно виконання умови міцності $\sigma_{max} = 323,1 \text{ МПа} < [\sigma] = 333 \text{ МПа}$, за рис. 3.5 – виконання умови рівної міцності вздовж консолі (локальні відхилення мають місце в закріпленні консолі та у концентратора напружень).



Рис. 3.5. Розподіл прогинів пружної пластини з консолями трапецієвидної форми при $a_i(0)=2,3 \text{ мм}$ та $H=10,9 \text{ мм}$

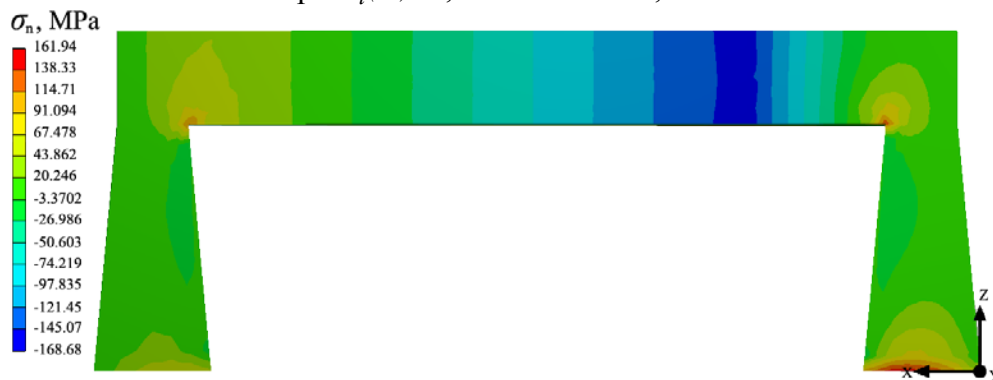


Рис. 3.6. Розподіл нормальних напружень на поверхні пружної пластини з консолями трапецієвидної форми при $a_i(0)=2,3 \text{ мм}$ та $H=10,9 \text{ мм}$

При проектуванні за умовою заданої податливості за формулою

$$C = \frac{v_i(0)}{F_1} = \frac{4\theta}{Ea(1)} \left(\frac{l}{h}\right)^3. \quad (3.11)$$

при $a(0) = 2,3 \text{ мм}$ та $a(1) = 3,8 \text{ мм}$ маємо податливість $C = 1,029 \cdot 10^{-5} \text{ Н/м}$.

Тоді в розрахунках ударної сили необхідна жорсткість становить

$$K = \frac{1}{C} = 0,9718 \cdot 10^5 \text{ м/Н}.$$

Розглянемо вплив $a_i(0)$ на довжину балки при умові заданого прогину

$$v_2(0) = \text{const}. \text{ Оскільки } v_2(0) = v_1(0)\theta = \frac{4F_1}{Ea(1)} \left(\frac{l}{h}\right)^3 \theta,$$

то при заданих $v_2(0) = 0,0875 \text{ мм}$ після підстановки та спрощення маємо:

$$l_i = \sqrt[3]{\frac{Ea(1)h^3 \cdot v_2(0)}{4F_1 \cdot \theta_i}} = 8,50 \sqrt[3]{\frac{2 + \frac{a_i(0)}{a(1)}}{3}}, \text{ мм}. \quad (3.11)$$

										Арк.
										31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Тоді $H_i = l_i + 0,2b$. Для прямокутної консолі при $a(0)=3,8$ мм та $\kappa=1$ маємо $H=8,5+0,8\cdot 3=10,9$ мм.

На рис. 5 показано вплив на довжину балки l зміни $a_i(0)$ при сталому прогині $v_2(0)=0,1732$ мм.

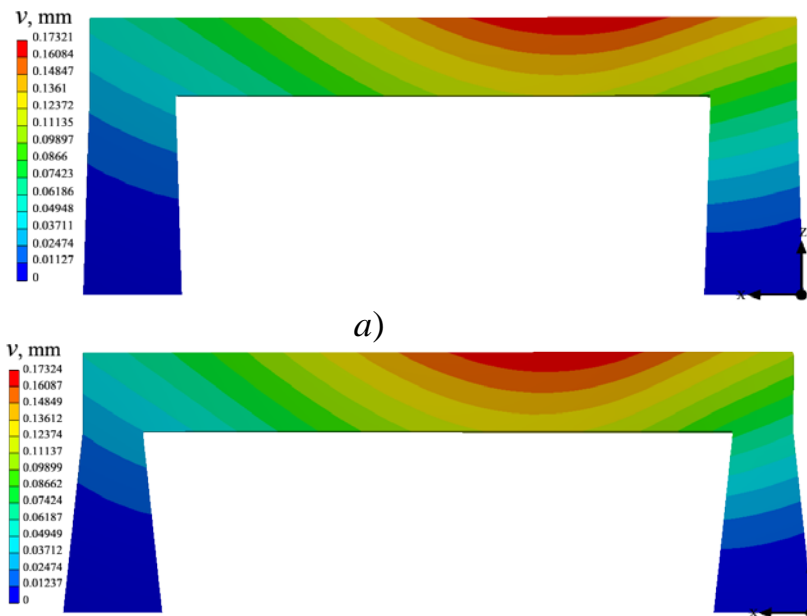


Рис. 3.7. Розподіли прогинів пружної пластини при зміні довжини консолей та сталості максимального прогину з консолями трапецієвидної форми:
 а) при $a(0)=3,3$ мм маємо $H=10,6$ мм; б) при $a(0)=2,3$ мм маємо $H=9,87$ мм

Таким чином, при значенні $a(0)=2,3$ мм та відповідному коефіцієнті форми $k_{min}=0,605$ відносна зміна прогину та довжини консолі по відношенню до прямокутної при $a(0)=3,8$ мм відповідно становлять $\varepsilon_{v(0)}=15,2\%$ та $\varepsilon_l=9,6\%$.

Графіки $v_i = f[a_i(0)]$ та $l_i = f[a_i(0)]$, які побудовано за результатами обчислень та комп'ютерного моделювання, представлені на рис. 3.8 та 3.9.

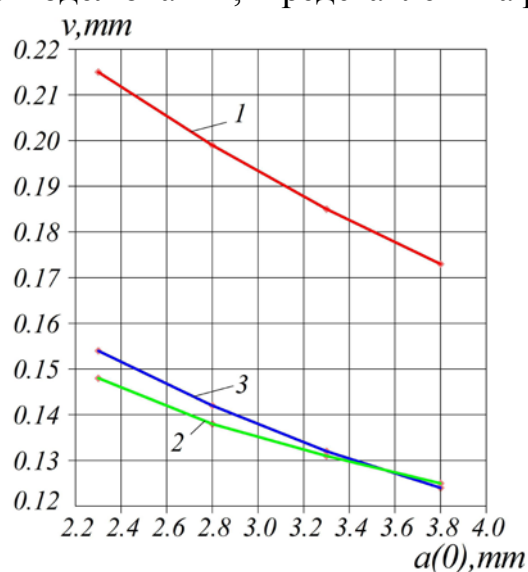


Рис. 3.8. Графіки прогину v_i в залежності від ширини $a_i(0)$ консольних балок: 1 - пружної пластини в цілому; 2 – двох консольних балок за результатами розрахунків; 3 – двох консольних балок за даними комп'ютерного моделювання

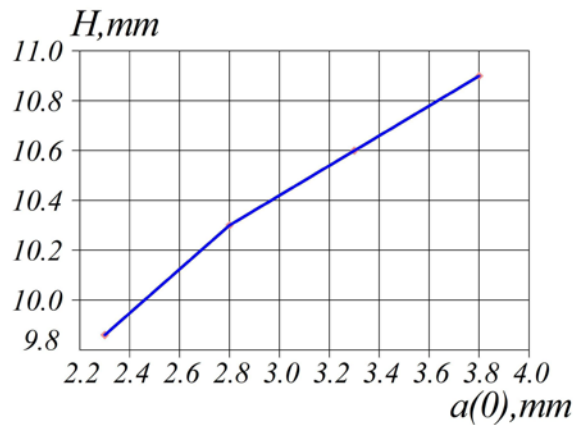


Рис. 3.9. Графіки впливу ширини консольних балок $a_i(0)$ на їх довжину l_i при зберіганні заданого сталого прогину пружної пластини

Висновок до розділу 3

1. За формулами (3.7) і (3.8) за умовою сталої висоти h перерізу консольної балки, що має рівний опір деформації згину можна визначити степінь балки у вигляді трапеції при забезпеченні вимог за статичною міцністю та величиною заданої податливості.

2. З аналізу формули (3.2), маємо, що зміна коефіцієнту форми за умовою прогину δ_{vi} впливає на довжину консольної балки, що дозволяє мінімізувати розміри клинів, що утворюють замкову систему в'язального механізму шарпеткових автоматів.

3. Порівняльний аналіз результатів розрахунків з даними комп'ютерного моделювання пружних пластин підтвердив їх достатній ступень точності. Окрім того, формули наведені в розділі є зручними при застосуванні та надані в явному виді, що спрощує аналіз впливу керованих розмірів пластини пружини на її прогин. Очевидно, що представлений математичний апарат доцільно використовувати переважно на етапі попереднього проектування.

4. Перехід від прямокутних консолей пластини пружного елемента клину до трапецієвидних дозволяє підвищити прогин консолі до $\varepsilon_{v(0)}=15,2\%$ та зменшити довжину до $\varepsilon_l=9,6\%$ при сталості заданого прогину.

5. Залежність (3.11) та графіки рис.3.8-3.9 дозволяють моделювати конструкцію пружної пластини клину за критерієм мінімізації довжини її консольних складових.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Наведено загальні положення щодо мінімізації розмірів технічних систем. Перелічені обмеження при проектуванні малорозмірних технічних об'єктів.

2. Зазначено, що важливим напрямком зменшення розмірів складових елементів технічних систем є використання допустимих та раціональних норм коефіцієнтів запасу міцності, допустимих напружень, ймовірностей безвідмовної роботи за рахунок підвищення середніх значень границь міцності матеріалів, зниження середніх значень робочих навантажень, зниження дисперсій навантажень та характеристик міцності, а також аналізу досвіду експлуатації та статистичних даних про відмови конкретних деталей певного виду обладнання.

3. Наведено новітні рішення щодо автоматизації, комп'ютеризації та електроніки стосовно шкарпеткових автоматів, які дозволяють значно спростити конструкції механізмів та зменшити їх розміри при одночасному розширенні їх технічного та технологічного потенціалу.

4. Розглянуто ретроспективу та сучасний стан досліджень щодо динамічних навантажень на голку при ударній взаємодії з нахиленими клинами. Вибрано модель розрахунку з урахуванням специфіки шкарпеткових автоматів.

5. Проаналізовано вплив параметрів в'язальної системи на величину ударної сили та виділено жорсткість пари голка-клин як визначальний для мінімізації розмірів замкової системи при одночасному зменшенні сили удару. Запропоновано зменшення жорсткості в парі голка-клин за рахунок змін в конструкціях клинів.

6. За формулами (3.7) і (3.8) за умовою сталої висоти h перерізу консольної балки, що має рівний опір деформації згину можна визначити степінь балки у вигляді трапеції при забезпеченні вимог за статичною міцністю та величиною заданої податливості.

7. Показано, що зміна коефіцієнту форми за умовою прогину δ_{vi} впливає на довжину консольної балки, що дозволяє мінімізувати розміри клинів, що утворюють замкову систему в'язального механізму шкарпеткових автоматів. Формули, які наведені в розділі 3 є зручними при застосуванні та надані в явному виді, що спрощує аналіз впливу керованих розмірів пластини пружини на її прогин.

8. Перехід від прямокутних консолей пластини пружного елемента клину до трапецієвидних дозволяє підвищити прогин консолі до $\varepsilon_{v(0)}=15,2\%$ та зменшити довжину до $\varepsilon_l=9,6\%$ при сталості заданого прогину.

9. Представлена залежність (3.11) та графіки рис. 3.8-3.9, які дозволяють моделювати конструкцію пружної пластини клину за критерієм мінімізації довжини її консольних складових.

										Арк.
										34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Хазов Б.Ф., Дидусев Б.А. Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования. - М.: Машиностроение, 1985. - 224с.
2. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник - М.: Машиностроение, 1985. - 224с.
3. Бойцов В.В. Пути снижения коэффициентов запаса прочности и металлоемкости машин при одновременном повышении их надежности и долговечности / В.В. Бойцов, К.В. Фролов, В.П. Когаев, А.П. Гусенков // Вестник машиностроения. – 1998. - №11. – С.46-49
4. Биргер И.А., Шор Б.Ф., Иоселевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. - М.: Машиностроение, 1979. - 702с.
5. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. - М.: Высш.шк., 1991. - 319с.
6. Кизимчук О.П. Аналіз сучасного ринку обладнання для панчішно-шкарпеткового виробництва / О.П. . Кизимчук, Л.М. Мельник, А.В. Дорофеева // Сучасні технології промислового комплексу: базові процесні інновації: матеріали ІV Міжнародної науково-практичної конференції (м. Херсон, 12-16 вересня 2018). – Херсон: ХНТУ, 2018. – С.142–145.
7. Березін Л.М.Інноваційні тренди виробників панчішно-шкарпеткових автоматів на шляху до Industry 4.0 // Вісник хмельницького університету. – 2020. - №3. – С.24-28.
8. Latest single cylinder sock & hosiery knitting machine. – Режим доступу: <https://www.knittingindustry.com/sock-knitting-single-cylinder/>. – Назва з екрану.
9. ITMA Asia+CITME 2018. Innovation in Textiles. – Режим доступу: <https://www.innovationintextiles.com/itma-asia-citme-2018/> . – Назва з екрану.
10. Global Hosiery Machines Industry Research Report | Market Analysis, Industry Trends and Forecast 2017 – 2022. – Режим доступу: <https://www.researchcosmos.com/reports/reports/> . – Назва з екрану.
11. ITMA 2019. – Режим доступу: <https://www.itma.com/> . – Назва з екрану.
12. Stäubli Flash ITMA 2019 ENG – Staubli. – Режим доступу: <https://www.staubli.com/en/file/22860.show> . – Назва з екрану.
- 8 Busi Giovanni. – Режим доступу: <http://www.busigiovanni.com> . – Назва з екрану.
13. Matrix technology for textile industry. – Режим доступу: http://www.matrix.to.it/pdf/textile_dep.pdf . – Назва з екрану.
14. Advanced knitting technologic. Memminger-Iro: feeders, control systems and lubrication systems for knitting machines. – Режим доступу: <https://www.memminger-iro.de/en/index.php> . – Назва з екрану.
15. Березін Л.М. Оцінка довговічності та надійності в'язальних механізмів панчішно-шкарпеткових автоматів : монографія / Л.М. Березін. – К.: КНУТД, 2013. – 191 с.
16. Піпа Б.Ф., Плешко С.А. Удосконалення робочих органів механізмів в'язання круглов'язальних машин: Монографія. – К.: КНУТД, 2012. – 471 с.

					МРМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

17. Волощенко В.П. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства / В.П. Волощенко, Б.Ф. Пипа, С.Т. Шипуков. – К.: Техніка. – 1977. – 136 с.
18. Майер К.К. О сроках службы трикотажных игл на круглочулочных автоматах // Легкая промышленность, 1955. - №5. - С.26 - 29.
19. Кудрявцева Т.Н. Исследование прочности и долговечности игл круглочулочных автоматов: автореф. дис. на соискание учен. степени канд. тех. наук. - М., 1970. - 22с.
20. Пипа Б.Ф., Головчан В.Т., Гайдайчук И.П. О распространении волн напряжений в штампованной игле трикотажных машин //Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1975. - №2. - С.147-153.
21. Петров Ю.И., Петров Е.И. Влияние ударных волн на разрушение крючков трикотажных игл //Текстиль. пром-сть. - 1960. - №5. - С.39-43.
22. Масленников Е.С. Экспериментальное исследование ударного разрушения игл круглочулочных автоматов // Машиностроение для лег. пром- сти. - М.: ЦНИИТЭИлегпищемаш. - 1973. - №7. - С.7-12.
23. Масленников Е.С., Полухин В.П. Ликвидация ударного разрушения игл при повышении скорости чулочных автоматов // Изв. вузов. Технология лег. пром - сти. - 1974. - №1. - С.113 - 120.
24. Масленников Е.С., Полухин В.П. Ликвидация ударного разрушения игл при повышении скорости чулочных автоматов // Изв. вузов. Технология лег. пром - сти. - 1974. - №2. - С.146 - 150.
25. Knapton J. Knitting Machinery //Journal of the Textile Institute. - 1970. - vol.61. - p.7.
26. Havranek M., Kladensky M. Zur erage der bewegung der stricknadel auf dem strickmaschinenschlob //Wirkerei- und Strickerei Technik. - 1974. - №5. - s.268-273.
27. Barth J. Betrachtungen und Gestaltung von Schlobkurven und werkzenen unter dem Gesichtspunkt minimater strobkrafte //Deutsche Textiltechnik. - 1972. - №7. -s.439-442
28. Pestel K. Finsterbusch K. Berechnund der an Strickmaschinenschlossern wirkender Krafte//Textiltecnik. - 1978. -№10. -s.631-635.
29. Плешко С.А. Вплив жорсткості пари голка-клин на напруження, що виникають в стержні в'язальної голки при ударі об клин /С.А. Плешко, Б.Ф. Пипа // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2015. – №2(259). – С. 17–19.
30. Пипа Б.Ф. Исследования по усовершенствованию петлеобразующих систем вязальных машин // Изв. вузов. Технология лег. пром-сти. - 1979. -№3. - С.116-119.
31. Пипа Б.Ф. Повышение надежности трикотажного оборудования /Б.Ф. Пипа, В.П. Волощенко, С.Т. Шипуков, В.А. Орлов. – К.: Техніка. – 1983. – 111 с.
32. Авторское свидетельство СССР №1214799. Клинь булочного автомата /В.П. Волощенко, Л.Н. Березин, Г.И. Коньков, П.А. агафонов. – Оpubл. В бюллетене информации, 1986. - №6. – 6 с.
33. Березін Л. М. Розрахунок податливої грані клину за критеріями жорсткості та довговічності / Л. М. Березін // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. –2016. – № 3 (98). – С. 68-73.

						МРМ 000.00.00.000 ПЗ	Арк.
							36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

34. Березін Л. М. Розрахунок податливої грані клину панчішних автоматів за заданою рівно надійністю за критерієм міцності / Л. М. Березін // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. – 2013. – №3. – С.168-172.

35. Березін Л. М. Розрахунок геометричних параметрів податливої грані клину / Л. М. Березін, О. О. Фуркач // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. – 2013. – №1. – С.11-14.

36. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г. С. Писаренко, А. П. Яковлев, В. В. Матвеев. – К.: Наукова думка, 1988. – 736с.

37. Полилов А. Н. Профилированные и ветвящиеся аналоги многолистовой треугольной реассоры / А. Н. Полилов, Н. А. Татусь, Ш. Тянь // Вестник Перского национального исследовательского политехнического университета. Механика. – 2018. – №4. – С.209-222.

38. Работнов Ю. Н. Механика деформируемого твердого тела / Ю. Н. Работнов. – М.: Наука, 1988. – 712 с

39. Дунаевский Б. И. Расчет сплошных балок, плоских пружин (рессор) переменного поперечного сечения / Б. И. Дунаевский // Вестник машиностроения. – 1981. – №4. – С.36-38.

40. Няшин Ю. И. Равнонапряженные листовые рессоры / Ю. И. Няшин, М.А. Осипенко, М. Б. Гитман // Вестник Магнитогорского государственного технического университета. – 2014. – №4. – С.22-26.

41. Павловський М.А. Теоретична механіка / М.А. Павловський. – К.: Техніка. - 2002. – 323 с.

42. Трощенко В.Т. Усталостные напряжения металлов и сплавов /В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский. К.: Наукова думка. – 1987. – 538 с.

43. ГОСТ 801-78. Сталь подшипниковая. Технические условия. – 43 с.

44. Березін Л.М., Савченко К.В. Моделювання податливої грані складної форми за критерієм деформацій та напружень // Вісник Хмельницького національного університету. – 2019. - №6. – С.24-27

45. Березін Л.М. До обчислення геометричних параметрів податливої грані клину // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2019. - №5. – С.9-16.

										Арк.
										37
Змін.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						