

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ

**РЕСУРСООЩАДНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ОБЛАДНАННЯ
ШВЕЙНОЇ ТА ТЕКСТИЛЬНОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ**

Частина 2

**ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ШВЕЙНОЇ ТА
ТЕКСТИЛЬНОЇ ГАЛУЗЕЙ УКРАЇНИ НА БАЗІ НОВІТНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ ТА УПРАВЛІННЯ**

Монографія

Київ
КНУТД
2015

УДК 677.024.3
ББК 65.9(4)306.4
Р 43

*Рекомендовано Вченою радою Київського національного університету технологій та дизайну для широкого кола викладачів, науковців, аспірантів, магістрів та студентів профільних вищих навчальних закладів, інженерно-технічних працівників швейної та текстильної промисловості
(Протокол №7 від 25 березня 2015)*

Колектив авторів:

ЩЕРБАНЬ В. Ю. – д-р техн. наук, проф., завідувач кафедру інформаційних технологій проектування Київського національного університету технологій та дизайну;

ПАРАСКА Г. Б. – д-р техн. наук, проф., проректор з наукової роботи Хмельницького національного університету;

ОРЛОВСЬКИЙ Б. В. – д-р техн. наук, проф., завідувач кафедру машин легкої промисловості Київського національного університету технологій та дизайну;

ЩЕРБАНЬ Ю. Ю. - д-р техн. наук, проф. Хмельницького національного університету;

КРИСЬКО В. П. – канд. техн. наук, ст. науковий співробітник, директор Українського науково-дослідного інституту швейної промисловості;

ЧЕРВОНЮК О. К. - голова спостережної ради ТОВ Т-Стиль на базі Рівненського льонокомбінату;

ЧАБАН В. В. - д-р техн. наук, проф., проректор з науково-педагогічної роботи Київського національного університету технологій та дизайну

ЗДОРЕНКО В. Г. - д-р техн. наук, проф., завідувач кафедру автоматизації і комп'ютерних систем Київського національного університету технологій та дизайну;

ЧУБУКОВА О. Ю. – д-р екон. наук, проф., завідувач кафедри економічної кібернетики та маркетингу Київського національного університету технологій та дизайну.

Рецензенти:

САРІБЕКОВ Г. С. – д-р техн. наук., проф., лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки, Херсонський національний технічний університет;

ОПОНАСЕНКО В. М. – д-р техн. наук, проф., провідний науковий співробітник, Інститут кібернетики НАН України;

ПРИЙМАК О. В. – д-р техн. наук, проф., завідувач кафедру, Київський національний університет будівництва та архітектури.

Р 43 Ресурсоощадні технології та обладнання швейної та текстильної промисловості: монографія: в 2 ч. Ч. 2 / Шляхи підвищення ефективності швейної та текстильної галузей України на базі новітніх технологій та управління / В. Ю. Щербань, Г. Б. Параска, Б. В. Орловський та ін. – К. : КНУТД, 2015. – 260 с.

ISBN 978-966-7972-41-7

Монографія об'єднує результати багаторічних досліджень колективу авторів, направлених на розвиток наукових засад та методології створення нових, ефективних технологій та обладнання для виготовлення широкого асортименту виробів як побутового, так і спеціального. Дуже важливими в соціально-економічному плані є розробки вітчизняних структур спеціальних технічних тканин для цукрової та вугільної промисловості та обладнання для їх виготовлення, швейного обладнання для роботи працівників з обмежаними фізичними можливостями.

УДК 677.024.3
ББК 65.9(4)306.4

ISBN 978-966-7972-41-7

© В. Ю.Щербань, Г. Б. Параска,
Б. В. Орловський та ін., 2015
© КНУТД, 2015

ЗМІСТ

Передмова.....	5
6. ВПЛИВ ОПОРЯДЖЕННЯ НА ЯКІСТЬ ТЕКСТИЛЬНИХ ВИРОБІВ.....	9
Висновки	40
Список посилань.....	41
7. РОЗВИТОК НАУКОВИХ ОСНОВ ПРОЕКТУВАННЯ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН.....	44
7.1. Зниження динамічних навантажень шляхом обмеження пускового моменту електродвигуна	44
7.1.2. Зниження динамічних навантажень шляхом попереднього напруження пружних в'язей привода	48
7.1.3. Зниження динамічних навантажень шляхом встановлення електродвигуна в поворотних опорах	52
7.1.4. Експериментальні дослідження впливу відцентрової фрикційної муфти на зниження динамічних навантажень в приводі основов'язальної машини Кокетт.....	55
7.1.4.1. Об'єкт досліджень та експериментальна установка.....	55
7.1.4.2. Результати експерименту та їх аналіз.....	62
7.1.5. Математичний експеримент по оцінці впливу параметрів основов'язальної машин на динамічні навантаження приводу.....	66
7.1.5.1. Вибір математичної моделі експерименту.....	66
7.1.5.2. Вибір діапазону та інтервалу варіювання досліджуваних факторів.....	67
7.1.5.3. Рівняння регресії впливу параметрів приводу основов'язальної машини ОВ-7 на динамічні навантаження.....	68
7.1.5.4. Аналіз одержаних результатів.....	70
7.2.1. Наукові основи проектування стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин.....	72
7.2.2. Удосконалення конструкцій стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин.....	75
7.2.3. Аналітичні дослідження стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин.....	77
7.2.3.1. Вибір методів та базових комп'ютерних програм дослідження стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин.....	77
7.2.3.2. Порівняльний аналіз теорій Кірхгофа-Лява та Тимошенка з позицій методу кінцевих елементів.....	79
7.2.3.3. Побудова матриці жорсткості при розрахунках пластин стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин.....	83
7.2.4. Модальний аналіз стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин методом кінцевих елементів у програмі ANSYS.....	85
7.2.4.1. Основні відомості про модальний аналіз в ANSYS.....	85
7.2.4.2. Чисельні дослідження стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин.....	87
7.2.5. Експериментальні дослідження стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин.....	90
7.2.5.1. Метод проведення експериментальних досліджень.....	90
7.2.5.2. Обробка результатів експериментальних досліджень та їх аналіз.....	94
7.3. Дослідження процесу відтяжки основов'язаного полотна.....	97
7.3.1. Аналітичні дослідження впливу руху петлетворюючих органів основов'язальної машини на натяг полотна.....	97
7.3.2. Експериментальні дослідження процесу відтяжки основов'язаного полотна	98
7.3.2.1. Метод проведення експерименту.....	98
7.3.2.2. Обробка результатів експерименту.....	100

7.3.2. Математична модель коливання натягу основов'язаного полотна	102
7.3.2.1. Постановка завдання.....	102
7.3.2.2. Теоретична база для рішення поставленого завдання.....	103
7.3.2.3. Алгоритм рішення задачі.....	105
7.3.2.4. Результати рішення задачі.....	106
7.3.3. Розробка механізмів дискретної відтяжки основов'язаного полотна	107
7.3.3.1. Ротаційний механізм відтяжки полотна.....	107
7.3.3.2. Вибір конструктивних параметрів ротаційного механізму відтяжки полотна.....	109
7.3.3.3. Оптимізація робочих параметрів ротаційного механізму відтяжки полотна.....	113
7.3.3.4. Математична модель ротаційного механізму відтяжки полотна.....	113
7.3.3.5. Визначення параметрів ротаційного механізму відтяжки полотна періодичної дії.....	120
7.3.3.6. Результати рахування програми.....	121
7.3.3.7. Проектування електромагнітного механізму відтяжки основов'язаного полотна періодичної дії.....	123
7.3.4. Наукові основи проектування механізмів накатування полотна основов'язальних машин	127
7.3.4.1. Математична модель напружено-деформованого стану основов'язаного полотна у рулоні	127
7.3.4.2. Основи проектування механізмів накатування основов'язаного полотна	131
7.3.4.2.1. Дослідження напружено-деформованого стану полотна у рулоні при накатуванні в режимі постійного зусилля натягу.....	132
7.3.4.2.2. Дослідження напружено-деформованого стану полотна у рулоні при накатуванні в режимі сталого моменту накатування.....	133
7.3.4.2.3. Порівняльний аналіз та обґрунтування вибору режиму накатування основов'язаного полотна.....	135
Висновки	136
Список посилань.....	138
8. ЗАСТОСУВАННЯ СТАБІЛІЗАЦІЇ НАТЯГУ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ЗАПРАВКИ ТЕКСТИЛЬНИХ МАШИН ТА ТЕХНОЛОГІЧНОГО КОНТРОЛЮ ПОВЕРХНЕВОЇ ГУСТИНИ ПОЛОТНА ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ РЕСУРСООЩАДНИХ ТЕХНОЛОГІЙ	153
8.1. Аналіз силових та кінематичних факторів, що впливають на стабілізацію натягу пружної системи заправки текстильних машин	153
8.2. Вплив конструктивних параметрів текстильних машин на стабілізацію натягу пружної системи заправки.....	157
8.3. Визначення умов роботоспроможності нитконатягувачів та компенсаторів натягу.....	161
8.4. Стабілізація натягу пружної системи заправки ткацьких верстатів.....	172
8.5. Стабілізація натягу пружної системи заправки основов'язальних машин при неусталених режимах роботи.....	186
8.6. Застосування безконтактного ультразвукового контролю поверхневої густини текстильних матеріалів для проведення ресурсощадних технологічних процесів.....	200
Висновки.....	220
Список посилань.....	221
9. РОЗРОБКА МЕТОДОЛОГІЧНИХ ОСНОВ ФОРМУВАННЯ РИНКУ РЕСУРСООЩАДНИХ ТЕХНОЛОГІЙ.....	224
Висновки.....	256
Список посилань.....	258

ПЕРЕДМОВА

Робота спрямована на реалізацію пріоритетних напрямів розвитку науки і техніки в Україні, а саме на розроблення новітніх екологічно орієнтованих, високоефективних і ресурсозберігаючих технологій виробництва волокнистих матеріалів та виробів з них шляхом створення конкурентоспроможних товарів швейно-трикотажної та текстильно-галантерейної галузі, що забезпечує випуск широкого асортименту продукції легкої промисловості, високоефективним, раціональним і комплексним використанням вторинних ресурсів, а також збереженням природнього середовища. Відповідно до затвердженої програми економічних реформ «Заможне суспільство, конкурентоспроможна економіка, ефективна держава» передбачається вихід України на світовий ринок торгівлі сучасними виробами швейної і текстильної промисловості і товарами широкого вжитку, що неможливо без створення наукових основ та сучасних методів дослідження при розробці нових, ресурсощадних технологій та обладнання швейної та текстильної промисловості, їх проектування та виготовлення. Промисловий випуск конкурентоспроможних виробів з заданими властивостями та створення відповідних технологій та обладнання потребує розробки концепції стратегічних основ організації та функціонування сучасних виробництв. Дослідження ринку виробників швейної та текстильної продукції України, що працюють на умовах давальницької сировини, показало необхідність розробки нових та модернізація існуючих технологій та обладнання, що призведе до покращення роботи підприємств згідно Державної програми розвитку легкої промисловості на перспективу.

В результаті багаторічних теоретичних та експериментальних досліджень розроблена динаміка процесу взаємодії змінюваних, жорстких на вигин ниток з направляючою великою кривизни з урахуванням і без урахування її деформації. За наслідками експериментальних досліджень підтверджена прийнятність використання визначених раніше критеріїв по вибору розмірів ниткоспрямовуючих і робочих органів машин легкої і текстильної промисловості з урахуванням змінюваності і жорсткості на вигин, що дозволило понизити відносне натяг в робочій зоні на 10.45%, зменшити обривність на 16.35%, понизити матеріаломісткість направляючих органів на 25-30%, отримати економічний ефект 24,6 млн.грв тільки за рахунок економії сировини при вибракуванні, який складає до 300 тонн. Запропоновані принципово нові способи визначення натягу ниток при взаємодії з нитконатяжними приладами, що дозволило розробити рекомендації для їх істотної модернізації.

Вирішено важливе завдання теоретичного та прикладного характеру щодо створення систем базових конструктивно – уніфікованих рядів обладнання швейної промисловості, які побудовані на основі фізико-механічних властивостей напівфабрикатів виробів, що виробляються за ресурсощадних технологій. Розроблено нову концепцію побудови швейних машин із регульованою посадкою матеріалу на основі науково обґрунтованих фізичних моделей процесу під адаптованим впливом робочих органів. Сформульовані і вирішені багатокритеріальні задачі параметричної оптимізації мікроформ із

регулярною і нерегулярною структурою на основі узагальненого критерію якості - обробки напівфабрикату виробу для широкої гами матеріалів, застосовуваних у промисловості, що забезпечують підвищення якості та ефективність обробки.

Розроблені оптимальні режими волого-теплової ресурсощадній технології обробки швейних виробів та створено нове обладнання з використанням пористої металокераміки в робочих органах для міжопераційних і заключних технологічних операцій виготовлення одягу. Розроблені ресурсощадні методи синтезу швейних машин загального призначення для стібкі класу 300, 400. Розроблені наукові основи проектування автоматизованих швейних машин загального, спеціального призначення, в тому числі вишивальних автоматів і швейно-вишивальних машин з ЧПК. Розроблені методи проектування комплектів пристроїв формування країв виробів з текстилю на швейних машинах і методика, яка була прийнята відомчою комісією МЛП СРСР з ек. ефектом 1 млн. 200 тис. крб. від впровадження на швейних підприємствах МЛП СРСР (м.Целіноград, м.Уфа, м.Бійськ, м.Львів, м.Вінниця, м.Чернівці). Розроблені вдосконалені методи проектування швейних машин і напівавтоматів з виправленою структурою просторових механізмів; розроблені і впроваджені в КБ на підприємствах, які розробляють за конверсією швейні машини (м.Саратов, м.Ковров, м.Тула) наукові основи проектування автоматизованих і побутових швейних машин.

На базі теоретичних та експериментальних досліджень створені принципово нові та удосконалені існуючі механізми в'язальних машин, що забезпечують підвищення продуктивності обладнання, покращення якості та зменшення відходів готової продукції, зокрема це приводи текстильних машин, системи подачі, системи натягу ниток основи та готового полотна. Розроблені нові методи та засоби стабілізації натягу пружної системи заправки текстильних машин; їх застосування дозволяє значно знизити відсоток браку готової продукції, поява якого викликана збільшенням обривності ниток та невідповідністю поверхневої густини нормативним значенням, а також дає можливість виготовлення текстильних матеріалів у мінусовому полі допуску по поверхневій густині, що також дозволяє суттєво заощадити сировинні ресурси. Вперше розроблені ультразвукові методи та прилади технологічного контролю натягу ниток та тканин, а також поверхневої густини текстильних матеріалів, застосування яких дозволяє зменшити витрати сировини на виробництво готової продукції.

Визначені фізико-механічні властивості (жорсткість, усадка, незмиральність, стійкість кольору до сухого, мокрого тертя та прання) для кулірної гладі з бавовняного, віскозного волокна та двофутерного полотна з суміші бавовни та поліефіру після обробки пом'якшувальними засобами при різних концентраціях: Ultratex Um new, Sapamine FPG, HUNTSMAN та Tubingal RGH, СНТ. Встановлено, що стійкості забарвлень до мокрого, сухого тертя та прання трикотажних полотен, оброблених пом'якшувальними препаратами різних концентрацій не впливають на зміну кольору; дані пом'якшувачі доцільно використовувати при опорядженні текстильних матеріалів різного

волокнистого складу без втрати яскравості забарвлення та інтенсивності кольору.

Вперше в Україні були розроблені економіко – математичні моделі що дозволяють зробити як короткострокові так і довгострокові прогностні розрахунки балансів сировинних ресурсів різних підгалузей легкої промисловості виходячи з цільових завдань виробництва по легкій промисловості. Започатковані дослідження в галузі створення технології зварювання швейних виробів; доведена можливість та економічна ефективність технології зварювання СВЧ та ультразвуком; створено та захищено авторськими свідоцтвами ряд винаходів що забезпечують підвищення якості зварних з'єднань.

Вперше запропоновано та відпрацьована методика оцінки герметичності зєднань прогумованих матеріалів методом газової хроматографії; досліджена газопроникність тканин та їх зєднань по відношенню до кисню та водороду; показано, що газопроникність клейозварних зєднань прогумованих тканин нижче, ніж цей показник для для матеріалів що з'єднуються і в залежності від типу досліджених тканин. Запропонована технологія виконання аналізу, який включає використання існуючих методів техніко-економічного дослідження – ТАС-моделювання, тобто спостереження за процесами якісних змін об'єкта дослідження, спостереження за процесом змін кількісних характеристик об'єкта дослідження, а також реалізації процесу розроблення прогностно-тенденційних моделей ефективного розвитку об'єкта дослідження. Визначено, що стратегічною метою розвитку ринку технологій є створення та впровадження таких знанняорієнтованих технологій, які сприяють формуванню підприємств здатних ефективно працювати в умовах невизначеності та ризику, а також визначати рівень енергозбереження та ресурсозаощадження.

Розроблено проблемно-діагностичний механізм моделювання та регулювання ринку технологій, побудований на засадах принципово нового усвідомлення природи складних соціально-економічних об'єктів, які функціонують в просторі граничних ресурсів – часу (гранично невідтворного ресурсу) та знань (гранично невичерпного ресурсу), межах свого розвитку (катастрофи – зникнення ринку ІПП та досконалості – формування ринку чистої конкуренції).

При виконанні 42 госпдоговірних та 12 держбюджетних робіт були розроблені та впроваджені 25 галузевих стандартів та технічних умов.

Загальний об'єм виробництва швейних та текстильних матеріалів за розробленими інноваційними, ресурсоощадними технологіями тільки за період 2011 – 2015 рр. складає 10,4 млн.кг, 2,9 млн.текстильних виробів, з загальним економічним ефектом 135 млн. грн.

Впроваджені у виробництво запропоновані ресурсоощадні технології та обладнання швейної та текстильної промисловості по виготовленню широкого асортименту виробів як масового, побутового, так і спеціального призначення - багатошарових технічних тканин, які використовуються при прокладанні труб нафто- та газогонів с заводським ізоляційним покриттям, спеціальних фільтровальних технічних тканин для цукрової та вугільної промисловості та

обладнання для їх виготовлення, швейного обладнання для роботи працівників з обмежаними фізичними можливостями постійно удосконалюються та сприяють економічному і соціальному прогресу в Україні.

За результатами роботи опубліковано 1398 наукових праць, зокрема 20 монографій, 4 підручники, 29 навчальних посібників, 1 Енциклопедія швейного виробництва.

Новизна та конкурентоспроможність технічних рішень захищена 294 авторськими свідоцтвами і патентами, з яких 45 впроваджені у промислове виробництво. Про світовий рівень проведених досліджень свідчать понад 250 технічних рішень на які отримані охоронні документи; за тематикою захищено 14 докторських і 30 кандидатських дисертацій.

У науково-технічному напрямку проводяться дослідження співробітниками семи наукових шкіл.

Монографію написали:

- передмова, розділ 1, додаток - ЩЕРБАНЬ Володимир Юрійович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедру інформаційних технологій проектування Київського національного університету технологій та дизайну;
- розділ 2 - ПАРАСКА Георгій Борисович – доктор технічних наук, професор, проректор з наукової роботи Хмельницького національного університету;
- розділ 3 - ОРЛОВСЬКИЙ Броніслав Вікентійович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедру машин легкої промисловості Київського національного університету технологій та дизайну;
- розділ 4, додаток - ЩЕРБАНЬ Юрій Юрійович - доктор технічних наук, професор Хмельницького національного університету;
- розділ 5 - КРИСЬКО Володимир Петрович - кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, директор Українського науково-дослідного інституту швейної промисловості;
- розділ 6 - ЧЕРВОНІЮК Олег Казимирович - голова спостережної ради ТОВ Т-Стиль на базі Рівненського льнокомбінату;
- розділ 7 - ЧАБАН Віталій Васильович - доктор технічних наук, професор, проректор з науково-педагогічної роботи Київського національного університету технологій та дизайну;
- розділ 8 - ЗДОРЕНКО Валерій Георгієвич - доктор технічних наук, професор, завідувач кафедру автоматизації і комп'ютерних систем Київського національного університету технологій та дизайну;
- розділ 9 - ЧУБУКОВА Ольга Юріївна – доктор економічних наук, професор, завідувач кафедри економічної кібернетики та маркетингу Київського національного університету технологій та дизайну.

6. ВПЛИВ ОПОРЯДЖЕННЯ НА ЯКІСТЬ ТЕКСТИЛЬНИХ ВИРОБІВ

Забезпечення якості текстильних матеріалів є одним з найважливіших вивимог виробничого процесу на підприємствах легкої промисловості. Щороку зростають вимоги до якості текстильних матеріалів, усе більше уваги приділяється комплексу споживчих властивостей, які визначають якість готової продукції.

Для успішної конкуренції на ринку, текстильний виріб має володіти рядом властивостей: функціональністю, комфортністю, високими гігієнічними властивостями - це далеко не повний перелік якостей. Головне завдання виробника - прагнути удосконалити якість текстильних виробів, надаючи їм ексклюзивність та індивідуальність, враховуючи технології, можливості і побажання споживачів.

Трикотажна промисловість є однією з найбільш перспективних галузей легкої промисловості, що швидко розвивається. У відношенні з основними напрямками економічного і соціального розвитку від 1991 до 1990 років і на період до 2000 року випуск трикотажних виробів досягнув від 2,2 до 2,3 мільярдів штук. На 2013 рік обсяги виробництва трикотажної промисловості стрімко зростають. Вироби, які виробляють в Україні експортують в країни СНД, а також в країни Америки і Європи [1, 2].

В умовах важкої конкуренції, тенденція розвитку моди і дизайну оздоблення матеріалів, що використовуються у виробках легкої промисловості щороку змінюється і висуває свої вимоги. Тому основними напрямками у взаємозв'язку модних тенденцій з виробництвом тканин – є використання найсучасніших технологій та текстильно-допоміжних речовин (ТДР). Якість текстильних матеріалів, їх споживчі властивості, інтенсивність технологічних процесів значною мірою залежать від якості реагентів і правильного підбору препаратів.

ТДР – це хімічні препарати, що впливають на процеси переробки природних або хімічних волокон та ниток, на виробництво і опорядження текстильних матеріалів, надання їм різних властивостей (антистатичних, водовідштовхувальних та інші). Без ТДР не можна здійснити жоден процес обробки текстильних матеріалів, наприклад, відварювання, відбілювання, фарбування, друк або заключне оброблення. ТДР використовуються у вигляді змочувальних, вирівнювальних, протизаломних, стабілізуювальних, відновлювальних, закріплювальних, комплексоутворювальних, нейтралізуючих препаратів при фарбуванні, відварюванні, відбілюванні целюлозних та синтетичних полотен, а також як антистатика, замаслювальники, препарати для заключного оброблення та засоби для миття технологічного обладнання [3].

На теперішній час у легкій промисловості досить популярним є виробництво трикотажних полотен та виробів з них. Попит на трикотажні вироби стабільний, дещо схильний до сезонних коливань як за асортиментом, так і за сировиною. Крім того українські виробники стрімко намагаються витіснити з внутрішнього ринку іноземні товари легкої промисловості,

безпосередньо імпортовані трикотажні вироби [1]. Практично половина всього імпорту швейної продукції китайського виробництва, найбільше було імпортовано: колготок, панчіх, шкарпеток, гольфів; светрів і пуловерів; тенісок і майок.

Для лідерства на ринку легкої промисловості України, на виробництвах текстильних матеріалів необхідно створити виробничу систему, що зв'язує між собою всі елементи виробничого процесу. Оскільки, заключне оброблення значною мірою залежить від попередньо закладених параметрів в процесі виготовлення сурового трикотажного полотна.

Виробництво трикотажу в Україні представлено такими видами одягу [4], як нижній трикотаж (футболки, теніски, близько 24 мільйонів штук), верхній трикотаж (светри, кофти, пуловери, близько 10 мільйонів штук). Відповідно до виду одягу класифікують і типи трикотажу.

За волокнистим складом розрізняють трикотаж бавовняний, вовняний, шовковий, із штучної і синтетичної пряжі, їх сумішей і неоднорідний. Змішаний трикотаж здебільшого виробляють із пряжі напівгребінної суміші вовни і бавовни і штапельного волокна. До неоднорідного трикотажу відносять: трикотаж із бавовняної і вовняної пряжі (напіввовняної), трикотаж із бавовняної пряжі і синтетичних ниток, трикотаж із різної штучної, синтетичної пряжі.

За назвою трикотаж ділиться на полотно і трикотажний виріб. Полотно буває гладке, візерунчасте і у вигляді штучного хутра. Полотно використовують безпосередньо для виготовлення розкрійних (шитих) білизняних і верхніх виробів, розкрійних рукавичок, шарфів і кашне. Із штучного хутра виготовляють пальта, головні убори, коміри і використовують для підкладки.

Трикотажні вироби підрозділяють на шість класів: білизняні, верхні, панчішно-шкарпеткові, рукавичкові, хустинко-шарфові вироби і головні убори. Кожний клас за деталізацією призначення розділяють на підкласи. Підкласи діляться на групи виробів за сезонністю: зимові, літні; а кожна група на дві підгрупи: повсякденні і спортивні вироби. Підгрупи об'єднують декілька артикулів. Артикулом називають умовне позначення кожного виду трикотажу, який відрізняється від інших хоча би по одним показником (наприклад - виду сировини, товщини пряжі, виду переплетення і типу в'язальної машини).

За способом оброблення і забарвленню розрізняють трикотаж суровий, відбілений, гладко-фарбований і строкато-в'язаний.

Будова трикотажу визначається формою і розміром петлі, товщиною нитки, видом переплетення, щільністю, показником заповнення чи пористості, а також структурою поверхні.

Петля зазвичай являється елементом будови різного трикотажу. Петлі розташовані в одному петельному ряді і утворюють петельний ряд, а петлі, які знаходяться одна над одною по довжині трикотажу – петельний стовпчик.

Переплетенням трикотажу називають відповідний порядок розташування петель. Трикотажні переплетення бувають поперечно-в'язані і основно-в'язані. Поперечно-в'язаним називають таке переплетення, де поперечний петельний

ряд якого утворюється почерговими вигинами одної нитки в петлі. В основов'язаному переплетенні горизонтальний петельний ряд утворюється системою ниток (основою), при цьому окремі нитки утворюють почергово по одній чи по дві петлі в одному ряду, тоді в наступному і так далі. Відстань між двома сусідніми лініями петельного ряду називають петельним кроком, а по лінії петельного стовпчика – висотою петельного ряду. Форма петлі залежить від розмірів петельного кроку і висоти петельного ряду.

Трикотажні петлі бувають закритими і відкритими. Трикотаж із закритими петлями більш стійкий до розпускання, чим трикотаж з відкритими петлями. Поперечнов'язані і основов'язані трикотаж бувають одинарним (однофотурним) і подвійним (двофотурним).

Гладь (кулірне переплетення) – найбільш просте і поширене поперечнов'язане одинарне переплетення. Його використовують при в'язанні панчішно-шкарпеткових виробів, повсякденної і спортивної білизни, в'язаних рукавичок та інших виробів. Гладь надає трикотажу різний вигляд на лицевій та виворотній сторонах. Лицева сторона має гладку рівномірну поверхню з помітними петельними стовпчиками у вигляді полос в довжину полотна. Також на лицевій поверхні характерно видно дуги поперечних рядочків.

Суттєвим недоліком кулірної гладі є її розпускання петельними стовпчиками при розриві навіть однієї петлі. Таке полотно має еластичність приблизно в 1,6 рази більше по горизонталі ніж по вертикалі, а міцність на розрив по вертикалі значно більша ніж по горизонталі. На щільність гладі впливає товщина (номер європейський N_E) пряжі, довжина петлі, кількість петельних рядочків, стовпчиків на 1см^2 , процентний склад. За цими параметрами виготовлення сурового полотна визначаються параметри заключного опорядження. Чим товстіше і важче полотно, тим більше опоряджувальних препаратів неюхідно.

Опорядження кулірного полотна на сушильно-ширильних лініях вимагає одночасного проклеювання кромки для уникнення її закручування, що характерне для даного трикотажу.

Двофотурний трикотаж, порівняно з одинарним – за будовою більш товстий і важкий, тому потребує значно більшої кількості пом'якшувальних препаратів. Зазвичай такий трикотаж не закручується з країв і використовується безпосередньо для виготовлення верхніх, а іноді білизняних виробів. Заключне оброблення залежить від попередньо заданих параметрів при виробництві сурового полотна.

Значною мірою заключне оброблення залежить не тільки від виду переплетення і заданих параметрів, а й безпосередньо виду сировини. В основному однофотурні полотна виготовляють з бавовни, поліефіру. Гладь, яка містить 4% лайкри в складі, з метою збільшення еластичності, щільності полотна, виготовляють з бавовни, віскози, поліефіру. Полотна, які містять в собі лайкру, або поліефір потрібно попередньо перед оздобленням стабілізувати, щоб зафіксувати стабільність синтетичного волокна.

Двофотурні полотна виготовляють із чистої бавовни, вовни, синтетичних волокон, та їх сумішей. Оскільки такий трикотаж має подвійне переплетення, а

відповідно збільшуються витрати сировини – що є економічно не вигідним на виробництві, виворітню сторону полотна пров'язують синтетичними волокнами (поліефіром). Таким чином здешевлюється собівартість продукції.

Бавовняна пряжа є найбільш поширеною у виготовленні трикотажного полотна завдяки своїй гігроскопічності (середня гігроскопічність від 18% до 20%), повітропроникності, м'якості і натуральності. Не викликає подразнень шкіри і забезпечує комфорт в будь яку пору року. Також бавовна проста у фарбуванні, володіє високою стійкістю до прання і хімічних речовин. З бавовняними полотнами легко працювати на сушильно-ширильних лініях, оскільки теплостійкість бавовни від 130°C до 140 °C. Бавовна має малий показник пружної деформації, в наслідок чого, вона сильно зминається і володіє не високою стійкістю до витирання. Не зважаючи на це полотна із бавовняної пряжі залишаються одними із найдорожчих на світовому ринку.

З метою зменшення собівартості, зі збереження відчуття комфортності і натуральності, широко використовують віскозні волокна. Віскоза штучне волокно являє собою відновлену целюлозу, склад віскози наближений до складу натуральних рослинних волокон. Властивості чистої віскози більше всього нагадують властивості бавовни. Тканина приємна на дотик, гігроскопічна, повітрепроникна. Чиста віскоза напівпрозора і блискуча - цим схожа на шовк. Для позбавлення від блиску (якщо він небажаний) віскозу обробляють додатково або вводять у розчин матуючі добавки. Віскоза не накопичує статичної електрики, таке волокно є легшим, ніж бавовняне.

Проте віскозні матеріали легко мнуться і руйнуються під впливом атмосферних чинників в результаті спільної дії води, кисню, оксидів повітря і ультрафіолетового випромінювання. Подібним впливом піддається натуральна бавовна, проте в її складі крім целюлози є природні антиоксиданти і захист від сонячного світла, тому бавовна стійкіше реагує на зовнішнє середовище.

Виробники пряжі і трикотажу з віскози враховують цю особливість, тому додають до неї додаткові компоненти: хімічні антиоксиданти і фільтри ультрафіолетового випромінювання, що дозволяє продовжити термін експлуатації волокон і, відповідно, речі, виготовленої з віскози.

Тканина з віскози на дотик м'яка і приємна, утворює естетичні складки. Віскозні матеріали характеризуються гігроскопічність. Віскоза поглинає в два рази більше вологи, ніж, наприклад, бавовна. Тканина з віскози дуже легко забарвлюється в найяскравіші кольори. При зволоженні віскозні полотна втрачають міцність, однак, ця проблема повністю вирішується вплітанням спеціальних зміцнювальних волокон. Еластичність віскози не перевищує від 2% до 3%. Віскозна тканина не втрачає своїх властивостей при нагріванні аж до 150 ° C.

Щоб покращити властивості бавовняного, віскозного волокна до складу полотна додають синтетичні волокна (поліефір), що дозволяє підвищити міцність, стійкість до витирання, зменшити зминальність.

Поліефірне волокно – є синтетичним, отримане з розплаву етиленерофталату або його похідних. Володіє високою незминальністю, міцністю, стійкістю до світло-погоди, витиранню та дії мікроорганізмів. Легко

прати і швидко висихає. При температурі 120 °С поліефірне волокно стає термопластичним.

У виробництві трикотажного полотна використовуються поліефірні волокна кільцепрядільні, філаментні і з мікрофібри. З кільцепрядільної пряжі в більшості виготовляють кулірну гладь без лайкри. Філаментна пряжа використовується у виготовленні трикотажу для повсякденного, спортивного, робочого одягу та у сумішах із бавовною, віскозою в двофотурному полотні для зменшення собівартості. Мікрофібра характеризується швидким поглинанням вологи і висиханням, тому широко використовується має для виготовлення спортивного одягу. Таку проникність забезпечують дуже тонкі філаменти у пряжі. Маса мікрофібри на 1000 метрів становить від 0,3 до 0,99 Dtex. Недоліками є – складність фарбування, високе накопичування електростатики, жорсткість, яка усувається хімічною модифікацією, наприклад, використанням пом'якшувачів.

Поступово обмежуючи випуск трикотажних полотен без заключного оброблення виробів, більшість текстильних підприємств здійснюють повну технологічну обробку текстильних матеріалів від ткацтва (шліхтування) до випуску готових виробів з наданням спеціальних властивостей. У більшості випадків надання шовковистості, еластичності грифу трикотажним полотнам забезпечують пом'якшувачі.

На теперішній час, після розширення асортименту трикотажних виробів, особливо верхнього трикотажу, з'явилися нові види волокнистих матеріалів, переплетень, а головне, різко зросли вимоги до якості виробів, що випускаються, тому різновиди пом'якшувачів стали широко застосовуватися.

Отже, одним з найбільш актуальних завдань, що стоять перед фахівцями підприємств легкої промисловості при заключному обробленні, є досягнення бажаних опоряджувальних ефектів, економічне використання препаратів для задоволення потреб споживачів та збереження конкурентоспроможності на ринку.

Після фарбування, вибілювання, друкування в процесі виробництва трикотажні матеріали витягуються, стають більш вузькими і не рівномірними по ширині, нитки утку втрачають перпендикулярне відношення до ниток основи або ж петельні стовпчики не паралельні відносно один одному на трикотажному полотні. Також втрачається рівномірна, гладка поверхня тканини, набуваються властивості підвищеної м'якості, або навпаки – неприємної жорсткості.

Таким чином, важливим етапом в процесі виробництва трикотажних полотен на текстильних підприємствах є використання заключного оброблення. Під заключним обробленням розуміють сукупність технологічних процесів, як хімічних, так і механічних, метою яких є надання трикотажним, ткацьким виробам правильного зовнішнього вигляду, приємного грифу, стійкості до різних хімічних і механічних впливів у процесі експлуатації. Необхідними вимогами [5] такого технологічного процесу є:

- повернути нитки утка в перпендикулярне положення до ниток основи;
- вирівняти петельні стовпчики;

- надати полотну рівномірну, встановлену стандартом ширину;
- досягнути бажаної жорсткості, м'якості, еластичності, добротності, драпірувальності;

- надати спеціальних властивостей, таких як безусадочність, незминальність, негорючість, антистатичність.

Крім того, багато видів обробок використовують з метою надання бавовняним тканинам вид вовняних, шовковистих, лляних або ж синтетичним – вид целюлозних.

Всі операції заключної обробки тканини поділяються на хімічні і механічні. До механічних операцій обробки включають сушку на сушильно-ширильних барабанах чи на сушильно-ширильних машинах з одночасним розширенням полотна, зволоженням водою спеціальними розбризкувальними установками, обробкою на каландрах, отримання спеціальних ефектів (тиснення, ворсування, шліфування).

До хімічної обробки трикотажних полотен відноситься нанесення спеціальних хімічних сполук - пом'якшувачів на текстильний матеріал і процеси, при яких нанесений препарат вступає в хімічну реакцію з самим волокном. При використанні пом'якшувачів розрізняють звичайну і спеціальну обробку.

Звичайна хімічна обробка проводиться з метою покращення грифу готового трикотажного полотна і надання йому гарного зовнішнього виду. До неї відносяться пом'якшувачі, які надають бажану м'якість, еластичність, драпірувальність, наповнення, блиску.

Спеціальні види обробки складаються з надання текстильному матеріалові нових властивостей, яких вони до цього не мали, наприклад [6]:

- безусадочності – з метою збереження постійних розмірів виробам, зниження усадки їх в процесі носіння, а також після прання та сушіння;

- незминальності – після такої обробки вироби значно менше зминаються в процесі експлуатації;

- водовідштовхувальних – забезпечують меншу змочувальність матеріалу при його контакті з водою;

- водопоглинальних – в основному використовується для матеріалу з мікрофібри (поліефір, поліамід) для виготовлення спортивного одягу, термобілизни, щоб волога миттєво поглиналася і так само швидко випаровувалася;

- антистатичності – з метою зниження електричного напруження на тканині з використанням синтетичних волокон під час проведення механічної обробки;

- стійкості до дії мікроорганізмів – захищає полотно від ураження комахами, пліснявою, бактеріями;

- антимікробності – з метою використання матеріалу в закладах підвищеної гігієни.

Пом'якшувачі на трикотажні полотна можна наносити неперервним і періодичним способами. В останньому випадку пом'якшувач наносять у тому ж обладнанні, в якому здійснюються попередні операції (відварювання,

вибілювання, фарбування) в джгутових машинах МКП-1, ежекторних машинах і машинах навійного типу, або в апаратах барабанного типу (для штучних виробів). У цьому випадку пом'якшувач вводять в останню промивальну ванну і проводять обробку від 15 до 20 хв. Потім полотно вивантажують з машини, віджимають і далі піддають обробці у відповідності з технологічною послідовністю, заданої для певного виду полотен або виробів. Частіше це сушка, каландрування, а для синтетичних волокон - термостабілізація. Недоліком періодичного способу є великі витрати хімічних матеріалів, оскільки місткість опоряджувальних ванн навіть при умові маломодульної обробки, досягає декількох сотень літрів. Другим істотним недоліком є недостатньо точне рівномірне оброблення при обробці в джгуті.

Більш раціональним і економічно вигідним є нанесення пом'якшувачів безперервним способом на плюсовках, які встановлюються перед сушильно-ширильно-стабілізаційними машинами. Пом'якшення в плюсовочних машинах проводиться для полотен ткацьких, основов'язальних або круглов'язальних, розрізаних у здовж полотна. Сушка при цьому здійснюється в сушильно-ширильних машинах. Круглов'язальні нерозрізані полотна падаються пом'якшенню в джгутових машинах.

Пом'якшувачі можуть наноситися також розбризкуванням. У цьому випадку перед віджимними валами встановлюються розбризкувальники, через які на полотно наноситься розчин.

Великий інтерес в процесі заключного оброблення трикотажних полотен представляє використання пінних технологій для нанесення на полотна різних опоряджувальних речовин [7, 8]. Зокрема нанесення пом'якшувальних речовин у спіненому стані забезпечує їх рівномірний розподіл по всій ширині полотна, дозволяє регулювати глибину проникнення препаратів в глиб полотна, здійснювати як одностороннє, так і двостороннє нанесення пом'якшувальних речовин. Пінна технологія може бути використана практично для всіх видів оздоблень: надає малозминальності і м'якості, антистатичності та ін.

Застосування пінної технології дозволяє знизити енергоємність процесів, витрати води і хімічних матеріалів, а також зменшити скидання забруднених стічних вод. Це пояснюється тим, що при пінній технології маса полотна після просочування підвищується від 30 до 35%, а при просоченні в плюсовці - на 60%. Це означає, що вміст води на полотні зменшується майже вдвічі. Таке зменшення дозволяє збільшити швидкість роботи сушильних машин від 50 до 60 м/хв. При традиційних плюсовочних способах нанесення оздоблювальних препаратів ця швидкість становить від 20 до 30 м/хв. Спінені композиції наносяться на полотно за допомогою сітчастого шаблону, при цьому можуть бути використані як стабільні, так і малостабільні піни завдяки невеликій відстані між пристроєм для нанесення пін та пінногенератором. Перевагою цього пристрою є можливість нанесення пінних композицій на полотна будь-якої поверхневої щільності, товщини і розтяжності, включаючи полотна плюшевих переплетень.

Найбільш поширеним на підприємствах легкої промисловості є використання двухвальної плюсовки, завдяки її практичності та універсальності

як для трикотажної так і для ткацької тканини. В процесі роботи, полотно огинаючи напрямні ролики, розташовані у ванні, просочується пом'якшувальною композицією і віджимается між двома віджимними валами. Кількість нанесеного пом'якшувача регулюється силою притиснення віджимних валів. Віджимні вали покриті спеціальною гумою, що створює необхідну еластичність їх поверхні. Покриття на валах має бути стійке до різних впливів і мати гладку, без дефектів, поверхню, щоб забезпечити рівномірний віджим та рівномірне нанесення хімічних речовин. Труднощами, що виникають при проходженні трикотажного полотна через плюсовку, є необхідність розправлення сильно закручених країв та усунення перекосу полотна, що спричиняє його деформацію.

Компоненти пом'якшувачів можуть бути різні поверхнево-активні речовини (ПАР) аніоноактивного, катіоноактивного, неіоногенного і амфотерного типів, поліелектроліти, полімерні дисперсії, наночастинки та синергетичні композиції на їх основі [9, 10]. В залежності від вимог виробників та потреб споживачів на світовому ринку пропонуються різноманітні препарати, які за широким спектром опоряджувальних ефектів поділяються на силіконові, безсиліконові.

Пом'якшувачі на основі силікону досить різноманітні за своїм виглядом і властивостями. Їх розділяють на дві основні групи: макроемульсії і мікроемульсії [11].

Макроемульсії являють собою рідини молочного кольору на основі аміно-, амідо-, поліоксіалкіленового, алкіл-, арил-, вініл-функціонального силікону з розміром частинок більше не 120 нм. На рисунку 1 зображено хімічну будову молекули силікону на основі макроемульсії.

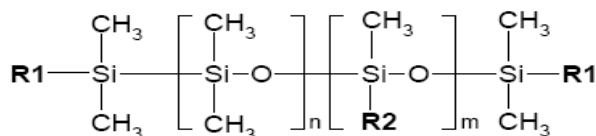


Рисунок 6.1 – Хімічна будова силікону на основі макроемульсії

Такі емульсії надають м'який, рівномірний, шовковистий гриф, з високою поверхневою гладкістю, оскільки через великий розмір частинок пом'якшувач розташовується на поверхні волокна і утворює силіконову плівку. При затвердінні полімеру (гідрофобної речовини) на поверхні волокна утворюється полімолекулярний шар, що володіє високою адгезією до волокна і надає йому водовідштовхувальні властивості. Розташування силіконового пом'якшувача на основі макроемульсії на поверхні субстрату зображено на рисунку 2.

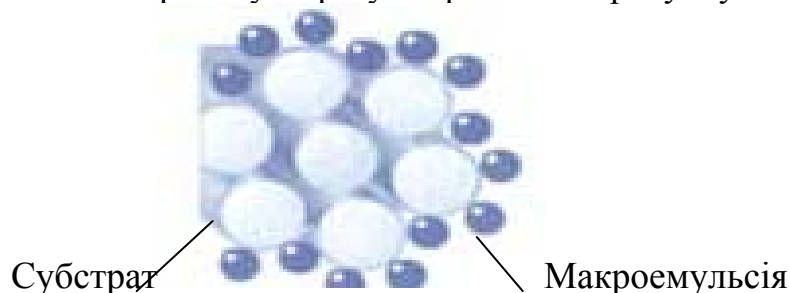


Рисунок 6.2 – Макроемульсія розподілена зовні субстрату

За рахунок цієї плівки препарат надає текстильному полотну властивостей високої поверхневої гладкості і еластичності за рахунок того, що силікон сам по собі є високоеластичним полімером. В свою чергу пом'якшувачі такого типу можуть утворювати спеціальні реактивні групи, які здатні трансформувати вологу від тіла людини в середину волокна, таким чином вони забезпечують тканину високою гідрофільністю, що створює відчуття комфортності при носінні. Силікони такого типу зберігають свої властивості в процесі експлуатації і багаторазового прання. Крім того, за рахунок створено ефекту слизькості навколо волокна, покращуються пошивні властивості матеріалу, тобто запобігає прорубування полотна [12].

Прорубування полотна - дефект, що виникає при пошитті трикожних виробів на швейних машинах. Цей дефект є результатом пошкодження ниток полотна швейною голкою і призводить до спуску петель. Прорубування найчастіше викликане неправильним підбором швейної голки або ниток і невірним регулюванням швейної машини. Значною мірою прорубування матеріалу пов'язане із властивостями самого волокна: його жорсткістю, хрупкістю, високою електростатичністю; може з'явитися внаслідок пересушування полотна в процесі сушіння (так як низький вологовміст призводить до посилення тертя при зануренні голки), а також попередніх обробок, що призводять до ущільнення і стабілізації петельної структури трикотажного полотна.

Великий вплив на можливість прорубування полотна має водомістність волокнистого матеріалу, особливо бавовни і віскозного волокна. В процесі пошиття виробів з синтетичних волокон вологовміст впливає в меншій мірі, а ніж в процесі виготовлення виробів з віскозного волокна. Негативного впливу надає як надмірне пересушування, так і надмірна вологовмісткість волокна, оскільки в мокрому стані гідратцелюлозні волокна швидко втрачають свою механічну міцність. Таким чином, основні зусилля для запобігання прорубування матеріалів повинні бути спрямовані на зменшення тертя між нитками полотна і голкою швейного обладнання. У деяких випадках для усунення прорубування буває достатньо відрегулювати швейну машину та підібрати оптимальну голку або забезпечити кондиційну вологість повітря в цеху та в складських приміщеннях, де полотно проходить відлежування.

Найбільш часто прорубування спостерігається на трикотажних полотнах зі штучних і синтетичних ниток, але в основному воно виникає на бавовняних трикотажних тканинах, особливо в тому випадку, якщо вони були оброблені пом'якшувачами у композиції із термореактивними смолами для надання малозминальності і малоусадочності. Ці смоли спричиняють додаткову жорсткість волокна й знижують еластичність полотна.

Тому у більшості випадків для зниження можливості прорубування і надання м'якого грифу полотна обробляють пом'якшувальними силіконовими поверхнево-активними емульсіями, що містять мінеральні масла; кремнійорганічні сполуки. Також використовують гідротропні речовини, наприклад гліцерин, які утворюють захисну плівку на поверхні волокон.

Силіконові пом'якшувачі рекомендується застосовувати для безперервного способу обробки, оскільки за рахунок великого розміру макромолекул, відбувається налипання препарату на поверхню волокна, що спричиняє низьку спорідненість з волокном. Макроемульсії залишаються в стабільному стані не більше одного року, якщо температура зберігання не змінювалася відносно 20 °С і препарат знаходився в герметично закритому контейнері. Такі препарати не рекомендується використовувати у машинах типу Jet оскільки, за рахунок не стабільності, пом'якшувачі можуть викликати дестабілізацію емульсії через механічні, фізичні впливи. Також силіконові забруднення, осідаючи на поверхні матеріалу, деталях обладнання, через передчасну зшивку полімеру, в результаті взаємодії з іншими препаратами, високої активності силікону, підвищеної гравітації під час застосування, створюють значні труднощі при їх нейтралізації.

Пом'якшувачі на основі макроемульсії є одними з найдорожчих препаратів для заключної обробки текстильних матеріалів через складність виготовлення і не стабільність. Однак, незважаючи на ці недоліки лише макроемульсії надають спеціальні ефекти опорядження, які не можливо досягнути використанням інших препаратів.

Склад рецептури кожного пом'якшувача виробники тримають у конфіденційній інформації, але основні компоненти залишаються не змінними – змінюється лише їх концентрація. Пом'якшувачі на основі макроемульсії обов'язково повинні містити стабілізатор, з метою забезпечення стабільності під час використання [13].

В процесі заключного оброблення натуральних полотен з використанням оздоблювальних препаратів даного виду температура повинна становити від 110 °С до 170 °С. Оскільки при перевищенні температури може з'явитися пожовтіння трикотажного полотна і відхилення відтінку кольору. Для синтетичних полотен бажано не перевищувати температуру 160 °С, так як можна зіпсувати полотно. Обов'язковою вимогою при плюсуванні є дотримання рН від 4,5 до 6,5 з метою кращої спорідненості молекули силікону з поверхнею матеріалу. Рекомендованою концентрацією розчинення при застосуванні є від 10 до 50 г/л.

Макроемульсії можна розводити холодною водою, але при цьому необхідно ретельно перемішувати, після чого додавати до опоряджувальної ванни. При використанні композицій додаванням ТДР, які надають нових ефектів поверхні матеріалу, їх необхідно попередньо розчинити і додавати макроемульсію у ванну в останню чергу.

За рахунок високої ефективності пом'якшувачів на основі макроемульсій можна досягнути бажаних ефектів на текстильному матеріалі та підвищити якість виробу.

Значну роль у пом'якшенні матеріалів відіграють силіконові пом'якшувачі на основі мікроемульсії.

Мікроемульсії – це прозорі або напів прозорі рідини на основі аміно-, амідо-, поліоксіалкіленового, алкіл-, арил-, вініл- функціонального силікону з

розміром часток менше 50 нм. Такі емульсії, завдяки малому розміру частинок, проникають в глиб волокна, надаючи матеріалу так звану внутрішню м'якість.

При введенні у водне середовище дані речовини осідають на поверхні волокон полотна, а потім сорбуються ними, заповнюючи пори і капіляри. За рахунок відкритих пор на волокні в набухломому стані і маленькому розміру частинок, значно покращують еластичність та пружність обробленого субстрату [14]. Після подальшого формування полотна на сушильно-ширильних лініях, пори закриваються, блокують у собі молекули пом'якшувача. Взаємодія силіконового пом'якшувача на основі мікроемульсії з волокнистим матеріалом зображено на рисунку 3.

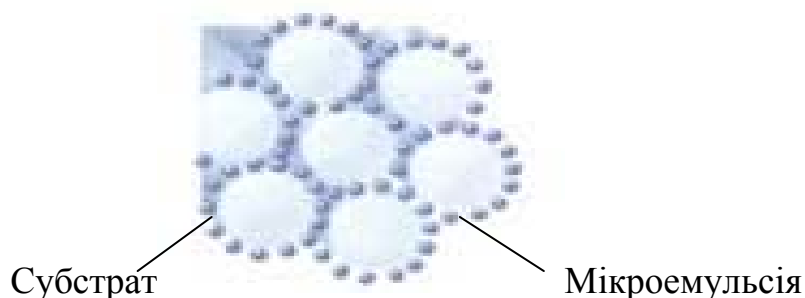


Рисунок 6.3 – Мікроемульсія розподілена в середині субстрату

За рахунок міжмолекулярного проникнення тканина набуває властивостей наповнення, чудової «м'якості ядра» особливо в тканих матеріалах, м'якого та еластичного грифу на виробках із пряжи на пневмомеханічних способах прядіння, володіють високою стійкістю до пожовтіння, набуває відповідних пошивних властивостей. При взаємодії мікроемульсії з волокнистим матеріалом, тканина набуває властивостей падаючого ефекту – це особливо характерно для віскозних полотен з який виготовляються вироби літнього асортименту. Можуть викликати високу субстантивність не залежно від значення рН. Силіконові препарати добре взаємодіють з оптичними вибілювачами, не викликаючи побічних ефектів пожовтіння або потемніння оптичного відтінку. На відмінну від макроемульсій, серед мікроемульсій світові виробники пропонують пом'якшувачі, які можна використовувати в машинах типу Jet. Оскільки, вони є стабільними і не викликають дестабілізацію емульсії за рахунок механічних і фізичних впливів.

Єдиним незначним недоліком мікроемульсій є менша стійкість до багаторазового прання в процесі експлуатації виробів. Оскільки в побутовій обробці при високих температурах можливе відкриття пор і міграція молекули з волокна.

На даний час силіконові пом'якшувачі на основі мікроемульсії містять в своєму складі різноманітні складові компоненти. Для деяких видів мікроемульсії можлива відсутність стабілізатора, оскільки вони характеризуються досить високою стабільністю при використанні. До того ж вони не потребують складного синтезу як макроемульсії і тому є більш дешевшим.

При застосуванні в процесі використання мікроемульсії можна розбавляти холодною водою, рекомендована концентрація виробників від 10% до 40 г/л. Перед розбавленням на підприємстві виробничу лужну воду бажано довести рН від 5 до 6. Кількість використаного препарату залежить від того який матеріал обробляють і якого ефекту необхідно досягнути. Під час плюсування мікроемульсіями поглинання ванни субстратом складає від 60% до 90 %. Температура заключної обробки на сушильно-ширильних машинах використовується залежно від волокнистого складу матеріалу.

Обов'язковою вимогою використання пом'якшувачів на сушильно-ширильних лініях є регулювання температури. Оскільки незначне перевищення норми для препарату, яку зазначає виробник, особливо катіоноактивного, що характерно для мікроемульсій, може призвести до утворення плям або пожовтіння матеріалу, що викликають відкриті аміногрупи в полімері при взаємодії з аніоноактивними групами.

Силіконові пом'якшувачі на основі мікроемульсії широко використовуються і є досить ефективними. Вони не викликають проблем при роботі з обладнанням та швидко надають необхідного опоряджувального ефекту.

До безсиліконових пом'якшувачів належать препарати на основі поліетилену, похідних жирних кислот, спиртів і воску. Безсиліконові пом'якшувачі містять різне співвідношення складових компонентів з можливим додаванням невеликої кількості полісилікону. Сучасні виробники, як правило, випускають концентрати пом'якшувачів. Концентрати можуть зберігатися довго, потребують не великої площі на складських приміщеннях, стійкі до низьких температур, особливо ефективні при опорядженні синтетичних волокон, а також є найдешевшими препаратами для опорядження текстильних матеріалів [15].

Сполуки, які володіють високою змочувальною і пом'якшувальною здатністю синтезують з продуктів конденсації жирних кислот з похідними сульфенової кислоти, окисом етилена та інших. Такі пом'якшувачі надають грифові ефекти з поверхневою гладкістю, м'якістю також відчуття наповненості. При механічній обробці – ворсуванні, такі пом'якшувачі надають м'який, рівний, пухнастий ворс.

Основними складовими компонентами жирних кислот є:

-четвертинна сіль високомолекулярних сполук жирного ряду, яка представляє собою в'язку масу жовтувато-коричневого кольору. Розчиняється в гарячій воді з утворенням плюсовального розчину, стійкого до дії жорсткої води, різних солей, а також у слабокислих і слабо лужних середовищах. Крім пом'якшувальних властивостей може виконувати роль пластифікатора сумісно з сечовино- і меламін-формальдегідними предконденсатами та іншими смолоутворювальними продуктами;

-полігліколевий естер стеаринової кислоти, який застосовується для пом'якшення тканин в більшій мірі із штапельних віскозних волокон. Сумісне застосування з апретами такого типу пом'якшувачів надають полотну крім м'якості характерний скрип;

-сульфований естер бутилолеату – який виготовляють із олеїнової кислоти і бутилового спирту з подальшим сульфуванням естеру та нейтралізації сульфогрупи аміаком. При механічному способі оброблення трикотажних полотен на сушильно-ширильних лініях із застосуванням високої температури, можливе послаблення сульфогрупи за рахунок утворення вільної сульфо кислоти.

Пом'якшувачі на основі жирних кислот чутливі до температури вище 40 °С і нижче 0 °С. Вони є стійкими у слабкокислому середовищі, тому необхідно дотримуватися рН менше, рівне 8. Такі препарати можна безпечно поєднувати разом з іншими препаратами, які застосовуються для заключного оздоблення. Використання препарату сумісне з аніонними продуктами (наприклад, оптичні відбілювачі для целюлози).

Безсиліконові пом'якшувачі такого типу легко розбавляються водою кімнатної температури при рекомендованій концентрації від 5 до 80 г/л, рН встановлюється оцтовою кислотою від 5 до 5,5. Для взаємодії з волокном, температура сушіння повинна становити від 110 °С до 130 °С.

Пом'якшувачі такого типу є високо ефективними для застосування в процесах заключного оброблення текстильних матеріалів і економічно вигідними.

Жирні спирти при обробці хлорсульфоною кислотою утворюють важкі естери сульфатної кислоти, які володіють мийними і пом'якшувальними властивостями. Препарати є стійкими до дії жорсткої води. Пом'якшувачі на основі жирних спиртів здебільшого містять в собі від 10 до 30 атомів вуглецю в ланцюзі. Такі безсиліконові пом'якшувачі надають матеріалам м'якості і високої стійкості кольору після застосування.

Одними із складових компонентів безсиліконового пом'якшувача є катіонноактивна безсульфонова суміш метилдіатиламінометильних похідних диетиленгліколевих ефірів вищих жирних спиртів. Такі пом'якшувачі не використовуються, оскільки не надають стійких опоряджувальних ефектів, що надають силіконові препарати на основі жирних кислот. З метою покращення ефективності їх дії рекомендується використання у композиціях з силіконовими пом'якшувачами [16].

Пом'якшувачі на основі поліетилену є найдешевшими із перелічених препаратів. Більшість цих пом'якшувачів неіоногенного типу, до складу яких можна віднести суміші поліетиленгліколевих естерів стеаринової кислоти. В основному їх використовують у композиціях із силіконовими пом'якшувачами для покращення ефективності опорядження і зменшення вартості готових полотен. В процесі пошиття виробів з оброблених такими пом'якшувачами, голка прослизає між нитками структури не пошкоджує їх. Використовуючи такі пом'якшувачі можливо легко досягти специфічного шовковистого, хрусткого грифу на штапельних віскозних полотнах.

З метою підвищення ефективності і багатфункціональності пом'якшувачів виробники компонують їх з різними препаратами, які надають спеціальних ефектів, таких як: малоусадочність, малозминальність, антистатичність, антибактеріальність.

Оскільки трикотажні полотна дуже чутливі до різних деформацій, тому для них оптимальним є одностадійний спосіб обробки, при якому сушіння поєднуються з термообробленням. У цьому випадку просочування відбувається в плюсовці, а сушіння і термофіксація - в сушильно-ширильних машинах при температурі від 160 °С до 170 °С, тривалістю 60 секунд. З огляду на те, що при одностадійному обробленні тривалість термофіксації невелика, особливу увагу необхідно приділяти підбору каталізаторів.

Для зниження втрат міцності до складу рецептур композицій для малозминальної обробки рекомендується додавати пом'якшувачі бажано на основі жирних кислот (поліетиленова та полівінілацетатна емульсії), оскільки дані препарати дозволяють полегшити пересування зшитих молекул волокна при деформації. Навідміну від пом'якшувачів на основі силікону, які погіршують показники механічної міцності на розрив.

Для отримання наповненості з незначною жорсткістю, що може представляти інтерес для полотен не складних структур, гліказин використовують разом з пом'якшувачами поліетиленової емульсії. Концентрація гліказину в цьому випадку в плюсувальній ванні становить від 30 до 40 г/л, амоній сульфату - 5 г/л, поліетиленової емульсії від 5 до 10 г/л. В процесі апретування з метою надання жорсткості, концентрація гліказину підвищується до 100 г/л. Температура плюсувального розчину від 25 °С до 30 °С. Після плюсування полотна висушують, піддають термообробленні в сушильно-ширильних машинах при температурі від 140 до 150 °С.

На даний час обсяг випуску синтетичних волокон постійно збільшується, галузі їх застосування розширюється. Одним з істотним недоліком більшості синтетичних і ацетатних волокон є підвищена здатність накопичувати статичну електрику. Це пов'язано з низькою електричною провідністю, або з великим електричним опором, який призводить до накопичення статичної електрики на поверхні текстильного матеріалу, що спричиняє наступні негативні явища: прилипання, підвищення забруднення виробів, навіть утворення розрядів при терті й контакті поверхонь в процесі переробки синтетичних волокон. Факторами, що визначають електричну провідність волокнистого матеріалу, є його структурні особливості та хімічна будова, вологість навколишнього середовища, наявність або відсутність сторонніх домішок на його поверхні. Крім перерахованих факторів має вплив структура трикотажного виробу: вид переплетення, щільність, тип нитки (комплексна, текстурована, пряжа та інші), з якої виготовлений виріб.

Об'єктивною оцінкою електрофізичних властивостей волокнистих матеріалів є питомий поверхневий електричний опір. Всі текстильні волокна за електричним опором можна розділити на три групи. До першої групи належать целюлозні волокна (бавовна, віскоза, мідно-аміачні волокна), другої - білкові волокна (вовна і натуральний шовк), до третьої - синтетичні і ацетилцелюлозні волокна, які в порядку зростання електричного опору можна розташувати наступним чином: ацетатні і триацетатні, поліамідні, поліакрилонітрильні, поліефірні, поліпропіленові, полівінілхлоридні.

В процесі промислової переробки волокон використовують фізичні методи зняття або зменшення електростатичного заряду: заземлення деталей машин, іонізацію повітря, підвищення його вологості.

До хімічних методів зниження електростатичності волокнистих матеріалів відносяться: введення антистатиків в полімерну масу на стадії формування; нанесення на поверхню волокна речовин, що знижують електронакопичення; модифікація поверхні волокна методом прищепленої кополімеризації або часткового гідролізу, наприклад S-обробки волокон або лужної обробки поліефірних волокон.

В опоряджувальному виробництві для зниження електростатичності трикотажних виробів під час їх експлуатації здійснюють обробку антистатиками в процесі заключного оброблення методом нанесення на їх поверхню різних речовин. До таких речовин, асам перед, відносяться такі ПАР, які, адсорбуються на поверхні волокна, утворюють шар, що надає більш високої провідності внаслідок орієнтації полярних груп молекул ПАР та асоціації цих груп з вологою повітря, що сприяє стіканню заряду [17].

Найбільшою ефективністю антистатичної дві володіють іоногенні ПАР - катіоноактивні і аніоноактивні. Ці сполуки одночасно є пом'якшувачами, а також знижують прорубування полотна при пошитті. Їх застосовують у вигляді розчинів концентрацією 20 г/л, плюсуванням або додаючи в останню промивну ванну на лініях безперервної дії або в апарати періодичної дії. Недоліком такої обробки є те, що вона нестійка і видаляється при першому ж пранні.

Для надання антистатичних властивостей, стійких до прання, застосовують спеціальні препарати, що представляють собою хімічні сполуки, здатні утворювати на поверхні волокна нерозчинні гідрофільні полімери, що володіють високою провідністю. Трикотажне полотно обробляють у плюсовці антистатичною композицією, температура плюсовального розчину від 20 до 25 °С, ступінь віджиму 80%. Далі полотна обробляють в сушильно-ширильно-стабілізаційних машинах, де спочатку висушують при температурі від 100 до 120 °С, а потім піддають термообробці при температурі від 170 до 180 °С.

До спеціальних видів опорядження можна віднести водо-брудомасловідштовувальне оброблення, надання вогнестійкості, стійкості до дії мікроорганізмів та інших [6, 18]. В останні роки, у зв'язку з розширенням асортименту полотен технічного призначення, зростає створення такого опорядження, як вогнестійкість, масло-водовідштовхувальність.

На виробі в процесі експлуатації накопичуються мікроорганізми, серед яких можуть бути і патогенні. Зокрема, такі мікроорганізми скупчуються на волокнах панчішно-шкарпеткових виробів. Гігієнічне оброблення дозволяє запобігти розвитку захворювань шкіри і усунути неприємний запах. На сучасних трикотажних підприємствах в Україні для гігієнічного оброблення застосовують антимікробні розчини, що містять від 10 до 40 г/л біологічно активного препарату [4, 18].

Із вдосконаленням асортименту виробів та задоволенням вимог споживачів, щороку оновлюються компоненти і властивості пом'якшувачів.

Науковці Хмельницького національного університету, Київського національного університету технологій і дизайну, Херсонського національного технічного університету проводять наукові дослідження в галузі розробки і впровадження нових технологій та опоряджувальних композицій з метою підвищення ефективності виробництва текстильних виробів.

Однак, основними лідерами розробки і виготовлення пом'якшувальних препаратів залишаються європейські виробники. Широко відомі на світовому ринку є HUNTSMAN, PULCRA CHEMICALS, DYSTAR, Німеччина, СНТ Швеція, CLARIANT Іспанія [19].

HUNTSMAN пропонує пом'якшувачі різноманітного типу серед яких: Ultratex im new – силіконовий пом'якшувач на основі макроемulsії; Ultratex Si - силіконовий пом'якшувач на основі макроемulsії, який рекомендований для матеріалів білого кольору; Ultratex EMJ- силіконовий Jet-стабільний пом'якшувач на основі мікроемulsії для створення ефекту при методі вибирання; Saramine FPG – безсиліконовий пом'якшувач на основі активного аміду жирної кислоти; Megasoft Jet-Lf – емульсія активного полісилікона і аміда жирної кислоти, який рекомендують використовувати в Jet-апаратах; Ultratex af base - пом'якшувач на основі концентрованої полі силіконової мікроемulsії.

СНТ в свою чергу рекомендують такі пом'якшувачі: Tubingal NPL – висока емульсія з продуктами конденсації жирних кислот; Tubingal RGH – силіконовий пом'якшувач на основі мікроемulsії органомодефікованого полі силікону.

CLARIANT спеціалізується на виробництві наступних пом'якшувачів типу: Solusoft TOW – рідкий концентрований гідрофільний пом'якшувач на основі спеціального компаунду полісилікона для обробки ворсованих тканини, паласів для ванних кімнат; Zeralub JW – слабокатіонний пом'якшувач на основі дисперсії спеціально модифікованих восків для покращення пошивних властивостей всіх типів волокон, передбачений спеціально для нанесення в ежекторах фарбувальних машин; Zeralub OE – катіонноактивний спеціальний пом'якшувач із продуктів конденсації жирних кислот для тканин і трикотажу, особливо із пражі пневмомеханічного способу прядіння.

DYSTAR – виробник таких пом'якшувачів, як Badena 237 (evo soft qfl)– субстантивний пом'якшувач із продуктів конденсації жирної кислоти для обробки грифу будь яких тканин, а також готових виробів, рекомендований для застосування у фарбувальній ванній; Ro-Ma-Silikon 271 – силіконовий пом'якшувач на основі мікроемulsії для тканин і трикотажних виробів із будь-якого виду волокон.

PULCRA CHEMICALS є відомим виробником текстильної хімії тривалий час використовують препарат Belsoft 300 – похідні аміда жирного ряду в комбінації з неіоногенними ПАВ, який використовується в звичайній обробці та обробці тканин смолами; Adazil HS мікроемулсія амінофункціонального силіконового еластомеру, використовується для будь-яких типів волокон, особливо на целюлозних та їх сумішах; Belfazin LX – суміш силіконових

еластомерів, які забезпечують чудовий м'який гриф і покращують пошивні властивості.

На вітчизняному ринку найбільш конкурентоспроможними і популярними є фірми HUNTSMAN Німеччина та СНТ Швейцарія. Ці виробники текстильної хімії працюють у сфері легкої промисловості багато років, тому пропонують дуже великий асортимент препаратів для різних стадій виробництва тканини, які здатні задовольнити сучасні вимоги споживачів.

Наведемо порівняльну характеристику застосування різних за своїм складом пом'якшувачів, це – Ultratex um new, Sapamine FPG, HUNTSMAN та Tubingal RGH, СНТ.

Ultratex um new – силіконовий пом'якшувач, який містить макроемульсію функціонального полідиметилсилікону для пом'якшення всіх типів волокон. За фізичною формою є – білою емульсією неіоногенної катіонної характеристики, рН – від 4,5 до 6,5. Питома вага при 20°C, становить від 0,990 до 1,010 г/см³. Стійкий до жорсткої води та слабких кислот. Стабільний протягом одного року за умов зберігання в закритих контейнерах при температурі 20°C.

Застосовують для обробки натуральних, регенованих целюлозних волокон та їх сумішей із синтетичними волокнами, а також всіх видів синтетичних і білкових волокон. Полегшує ворсування для синтетичних волокон. Виконує дію пом'якшення для незминальної, противоусадочної обробки, а також обробки, яка не потребує прасування. Ultratex um new утворює плівку, яка є стійкою до більшості мийних засобів, розчинників і володіє такими властивостями:

- виключно м'який, рівний, наповнений, шовковистий гриф;
- низька ступінь сублімації;
- зменшує забруднення деталей обладнання, утворення конденсаційних плям на тканині;
- дуже висока ступінь білизни з мінімальною зміною відтінку пофарбованого полотна;
- стійкий навіть до багаторазового прання і хімічного чищення;
- збільшує еластичність тканини;
- дозволяє зберігати свіжевипрасуваний ефект виробам при їх експлуатації, а також полегшення або усунення операції прасування;
- покращує пошивні властивості. Зменшує ризик пошкодження голкою нитки і прориву тканини при пошиві і експлуатації одягу;
- мінімальний вплив на термоміграцію. Практично не впливає на міцність до мокрих обробок і змвни забарвлення, яка містить дисперсний барвник.

Препарат застосовується основному методом плюсування або методом малих добавок. Ultratex um new можна розчиняти холодною водою при дбайливому перемішуванні, а потім додавати у ванну. При використанні допоміжних препаратів разом із пом'якшувачами для поперечної зшивки, необхідно спочатку їх попередньо розчинити, а тоді додавати Ultratex um new.

Взалежності від бажаного ефекту в плюсуванні Ultratex um new використовують при концентрації від 10 до 50 г/л. Ступінь віджимання

становить від 60 до 80 %. В залежності від субстрату, що використовують температура ванни повинна бути 20°C, сушіння – від 90 до 120 °С.

Ultratex im new можна комбінувати зі смолами, які зазвичай використовують в процесі опорядження. На целюлозних волокнах сумісно з Ultratex im new можна використовувати і рідкі оптичні вибілювачі. Якщо виріб пофарбований дисперсними, активними барвниками, виробник рекомендує перевірити властивості стійкості забарвлення до мокрих обробок.

Tubingal RGH – силіконовий пом'якшувач на основі мікроемульсії з нового розробленого органомодефікованого полісилікону для текстильних матеріалів нанесенням методом плюсування або вибирання. Порівняно з традиційними аміносиліконами, значно збільшений діапазон властивостей, особливо за відношенням стабільності до лугів, здатності до пожовтіння, гідрофільності і стабільності до здвигів.

За зовнішнім виглядом – безбарвна, слабо жовтувата рідина катіоноактивного характеру, значенням рН 10% розчину становить від 4 до 6. Питома вага при 20°C, повинна бути біля 1,0 г/см³. Tubingal RGH стійкий до дії жорсткої води і кислот у звичайній концентрації. У випадку компонування багатьох препаратів з участю Tubingal RGH, рекомендується попередньо перевірити на їх сумісність. Засіб не чутливий до дії морозів, що є характерним для нашого середовища, але реагує до температури вище 60°C. При правильному зберіганні у герметично закритих ємностях пом'якшувач зберігається 12 місяців.

Tubingal RGH особливо ефективний для оброблення тканини і трикотажних виробів із целюлозних, вовняних і синтетичних волокон, а також їх сумішей. Препарат також призначений для виробів, яким необхідна висока гідрофільність, як наприклад махрові вироби або функціональний спортивний одяг. Рецептура пом'якшувача повністю відповідає потребам споживачів та практичним промисловим вимогам в даний час. Tubingal RGH характеризується наступними властивостями:

- надає м'який і еластичний гриф;
- чудова з середини матеріалу м'якість ядра, особливо на тканих виробах;
- чудовий м'який гриф на виробах із пряжі на пневмомеханічних способах прядіння;
- виражена гідрофільність;
- стійкий до пожовтіння;
- велика стійкість до лугу (проверено до рН 11);
- висока стабільність до зсуву і тому застосовується також в ежекторах фарбувальних машин;
- висока субстантивність, не залежно від рН;
- забезпечує еластичність і швидко відновлює форми;
- покращує пошивні властивості;
- сумісність з вибраними оптичними вибілювальними агентами;
- стійкість до прання.

Tubingal RGH можна розбавляти холодною водою в будь якій концентрації. Виробничу лужну воду виробники рекомендують перед розбавленням з препаратом встановити на рН від 5 до 6.

Концентрація пом'якшувача яка використовується, залежить від матеріалу, що оброблюють і необхідного ефекту. Оптимальну для використання кількість препарату відповідно асортименту виробів рекомендується встановлювати за допомогою попередніх випробувань.

Методом плюсування Tubingal RGH використовують у концентрації від 10 до 40 г/л. Значення рН у ванній повинно становити від 5 до 6. Композиції вибирається з ванни від 60% до 90%. Сушіння – як завжди, залежить від полотна, і встановлених параметрів оператора, до пом'якшувача і виду тканини.

Методом вибирання Tubingal RGH використовують у концентрації від 1% до 4%. Значення рН у ванній повинно становити від 5 до 6. Модуль ванни від 1:6 до 1:15. Температура вибирання становить 40 °С, тривалість – 20 хвилин. Сушіння здійснюють за звичайним режимом.

Saramine FPG – безсиліконовий пом'якшувач на основі емульсії активного аміду жирної кислоти. Препарат для використання методом плюсування, вибирання і обробки предметів одягу для всіх типів волокон.

За фізичною формою є – малов'язкою емульсією білого кольору катіонного типу зі значенням рН від 3,7 до 4,8. Питома вага при 20°C, становить від 0,990 до 1,010 г/см³. Стійкий до слабокислого нейтрального середовища. Рекомендується не допускати перевищення рН більше 8. Стійкий протягом року при зберіганні в закритих контейнерах при температурі 20°C. Продукт чутливий до зміни температури - нагрівання вище 40 °С і охолодженню нижче 0 °С. Saramine FPG характеризується наступними властивостями:

- м'який, наповнени, теплий, розкішний гриф;
- мінімальне пожовтіння при дії температури, тому в результаті можливе виробництво тканини і одягу з високим ступенем білизни і мінімальною зміною відтінку пофарбованої тканини;
- практично відсутня підвищена забруднювальність;
- зберігає новий і свіжий зовнішній вигляд тканини тривалий час в процесі експлуатації і прання одягу;
- стійкий до дії жорсткої води і каталізаторамсмолам, які використовуються в процесі обробки;
- різноманітні способи використання;
- сумісний з більшістю оптичних вибілювальних агентів, можливе їх використання в одній ванній;
- висока ступінь вибирання при застосуванні методу вибирання;
- висока ефективність дії препарату, низький ступінь забруднення стічних вод;
- препарат можна використовувати навіть при низьких модулях ванни;
- можливе використання для поліефіру під час фарбування;

-підвищення продуктивності опорядження за рахунок виключенню додаткових операцій.

Saramine FPG є чудовим пом'якшувачем для тканин, які містять різні типи волокон. Необхідна кількість залежить від типу волокна і бажаної інтенсивності ефекту. Препарат легко розбавляється водою при кімнатній температурі. Оптимальна кількість для методу вибирання становить від 0,5% до 4%. Значення рН встановлюють 60% оцтовою кислотою від 5 до 5,5. Модуль ванни становить від 5:1 до 20:1, при температурі від 30°C до 40 °С. Видалити рідину і висушувати без промивки при температурі від 110 °С до 130 °С.

Saramine FPG використовують методом плюсування – від 5 до 80 г/л. Температура ванни становить біля 20 °С. Сушіння здійснюють при температурі від 110°C до 130 °С.

Препарат можна безпосередньо використовувати разом з іншими препаратами, які використовуються при опорядженні. При використанні Saramine FPG у поєднанні із аніонними засобами (наприклад, оптичних вибілювальних агентів для целюлози), а також із композиціями інших виробників, рекомендується проведення попередніх випробувань.

Текстильні вироби в процесі зношування піддаються дії невеликих за величиною деформацій розтягування, що призводить до розхитування їх структури, погіршення властивостей в результаті втомлюваності і в результаті до руйнування.

Здатність виробів витримувати дію багатократних деформацій розтягування може служити характеристикою їх поведінки в процесі експлуатації.

При багатократних згинах виробів, можливе поступове розхитування внутрішньо молекулярної структури волокон та ниток, про що свідчить зменшення в'язкості їх розчинів після багатократних згинів. Крім цього, спостерігається порушення зовнішніх зв'язків між окремими волокнами в пряжі, між окремими елементарними нитками в комплексних нитках і між нитками у виробках [20].

Для визначення змін властивостей трикотажних матеріалів в процесі опорядження пом'якшувальними препаратами Tubingal RGH СНТ, Швейцарія, Saramine FPG HUNTSMAN Німеччина, Ultratex um new HUNTSMAN, Німеччина, застосовано сучасні фізико-хімічні та аналітичні методи дослідження, а також методики визначені державними стандартами на текстильні матеріали [21, 22].

Основні дослідження впливу хіміко-технологічних процесів на властивості текстильних матеріалів проведено для кулірної гладі однофуторного переплетення (бавовна - 96 %, лайкра – 4%) та (віскоза – 97%, лайкра – 3%), двофуторного полотна з суміші (81% - бавовна, 15% - поліефір, 4% - лайкра), характеристики яких представлено в таблиці 6.1.

Таблиця 6.1 – Характеристики досліджуваних трикотажних матеріалів

Назва трикотажних полотен	Ширина, см	Кількість петельних рядочків на 1см ²	Кількість петельних стовпчиків на 1см ²	Поверхнева густина після фарбування, г/м ²	Склад, %
Кулірна гладь	202	15	19	170	Бавовна – 96% Лайкра – 4%
Кулірна гладь	202	15	19	170	Віскоза – 97% Лайкра – 3%
Суміш двофуторного полотна	180	15	22	220	Бавовна – 81% Полієфір – 15% лайкра – 4%

Після попереднього фарбування у машинах типу Jet, кожний вид полотна обробляли почергово у трьох опоряджувальних ваннах препаратом Tubingal RGH. Концентрація в першій ванні 10 г/л пом'якшувача, в другій – 20 г/л, в третій – 30 г/л. Таку саму обробку проводили препаратом Saramine FPG та Ultratex im new при тих самих концентраціях. Процес опорядження моделювався при температурі 20⁰С протягом 5 хв. Після опорядження зразки віджимали на валах для рівномірного проникнення пом'якшувача, висушували в конденційних умовах протягом 3 годин.

Жорсткість тканин - це їх здатність чинити опір зміні форми при згинанні. На жорсткість тканин впливають такі фактори:

- природна жорсткість волокон: зокрема, жорсткість волокон льону пояснюється змістом пектинів в волокні; жорсткість синтетичних волокон - круглою формою їх поперечного розрізу;

- структура пряжі та ниток: жорсткість зростає при збільшенні товщини та ступеня крутка пряжі (нитки);

- вид переплетення: при скороченні довжини перекриттів в переплетенні жорсткість тканини зростає.

- товщини та щільності полотен: при їх збільшенні жорсткість зростає;

- вид опорядження: апретування, валяння збільшують жорсткість, ворсування, відварювання, хімічні обробки - зменшують.

Жорсткість визначають на спеціальних приладах різними методами:

- під дією власної ваги (розподіленого навантаження) методом консолі;

- під дією зосередженого навантаження (зовнішньої згинаючої сили).

За допомогою приладу ПТ-2 визначають жорсткість тканин, які згинаються під власною вагою (методом консолі).

Метод другого типу використовують для визначення жорсткості товстих текстильних матеріалів: комплексних матеріалів, шкіри.

Жорсткі тканини добре зберігають форму, менш зминаються, не утворюють перекосів при настиланні та розкрої, але ускладнюють процеси волого-теплової обробки.

Жорсткість текстильних матеріалів характеризує стійкість волокон до зміни форми при деформації згину. Жорсткість полотна залежить від волокнистого складу матеріалу, товщини, опорядження. Від жорсткості

текстильних матеріалів суттєво залежить вибір моделі, призначення та зовнішній вигляд виробів.

Жорсткість тканини визначали на приладі ПТ-2 відповідно до ГОСТ 10550-75.

За формулою 6.1 розраховували жорсткість досліджуваних зразків тканини по основі Ei_o (мкН·см²) і по утку Ei_y (мкН·см²):

$$EI = \frac{4246 \cdot m}{A}, \quad (6.1)$$

де m – маса зразка тканини, г;

A – коефіцієнт (визначається як функція відносного прогину).

Коефіцієнт жорсткості K_{EI} визначали за формулою 6.2:

$$K_{EI} = EI_o / Ei_y, \quad (6.2)$$

де Ei_o – жорсткість зразків тканини по основі, мкН·см²;

Ei_y – жорсткість зразків тканини по утку, мкН·см².

В таблиці 6.2 представлені значення жорсткості EI , мкН·см² для кулірної гладі з бавовняного волокна обробленої досліджуваними пом'якшувальними препаратами при різних концентраціях:

Таблиця 6.2 – Жорсткість кулірної гладі з бавовняного волокна

Коефіцієнт жорсткості EI , мкН·см ²						
Вид обробки	Ширина			Довжина		
	$C_{TDR}=10$ г/л	$C_{TDR}=20$ г/л	$C_{TDR}=30$ г/л	$C_{TDR}=10$ г/л	$C_{TDR}=20$ г/л	$C_{TDR}=30$ г/л
Вихідний зразок	8412			8456		
H ₂ O	8446			8491		
Tubingal RGH	8141	8051	7962	8160	8062	7971
Ultratex Um new	8001	7999	7823	8011	8007	7825
Sapamine FPG	8254	8176	8102	8275	8192	8111

В таблиці 6.3 представлено значення жорсткості EI , мкН·см² для кулірної гладі з віскозного волокна обробленої досліджуваними пом'якшувальними препаратами при різних концентраціях:

Таблиця 6.3 – Жорсткість кулірної гладі з віскозного волокна

Вид обробки	Коефіцієнт жорсткості EI, мкН·см ²					
	Ширина			Довжина		
	С _{ТДР} =10г/л	С _{ТДР} =20г/л	С _{ТДР} =30г/л	С _{ТДР} =10г/л	С _{ТДР} =20г/л	С _{ТДР} =30г/л
Вихідний зразок	8105			8136		
H ₂ O	8122			8145		
Tubingal RGH	7695	7604	7515	7705	7612	7519
Ultratex Um new	7402	7374	7211	7413	7377	7213
Sapamine FPG	7758	7703	7622	7772	7710	7628

В таблиці 6.4 представлені значення жорсткості EI, мкН·см² для двофутерного трикотажного полотна з суміші бавовни з поліефіром обробленого досліджуваними пом'якшувальними препаратами у різних концентраціях:

Таблиця 6.4 – Жорсткість двофутерного полотна з суміші бавовни з поліефіром, EI, мкН·см²

Вид обробки	Коефіцієнт жорсткості EI, мкН·см ²					
	Ширина			Довжина		
	С _{ТДР} =10г/л	С _{ТДР} =20г/л	С _{ТДР} =30г/л	С _{ТДР} =10г/л	С _{ТДР} =20г/л	С _{ТДР} =30г/л
Вихідний зразок	12341			12582		
H ₂ O	12402			12639		
Tubingal RGH	11692	11604	11294	11729	11627	11312
Ultratex Um new	11262	11193	11121	11293	11205	11130
Sapamine FPG	11734	11701	11686	11782	11734	11701

Дослідження показали, що для кулірної гладі з бавовни, віскози та двофутерного полотна з суміші бавовни і поліефіру, жорсткість зменшується при збільшенні концентрації досліджуваних пом'якшувачів. Також збільшення м'якості залежить від концентрації пом'якшувального компонента у самій оброблювальній композиції і особливостей його взаємодії з волокном.

Коефіцієнт жорсткості K_{EI} , характеризує відношення жорсткості досліджуваних зразків трикотажного полотна по довжині до жорсткості по ширині.

Залежності коефіцієнту жорсткості K_{EI} від концентрації досліджуваних пом'якшувачів для кулірної гладі з бавовни, віскози та двофутерного полотна з суміші бавовни і полієфіру представлено на рисунках 6.4 – 6.6:

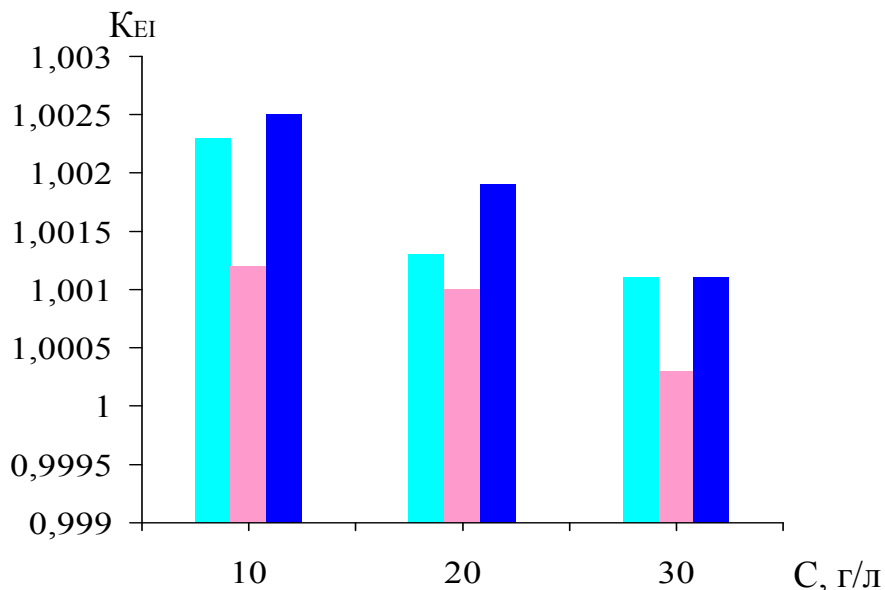


Рисунок 6.4 - Залежність коефіцієнту жорсткості K_{EI} кулірної гладі з бавовняного волокна від концентрації пом'якшувачів: ■ - Tubingal RGH; ■ - Ultratex Um new; ■ - Sapamine FPG;

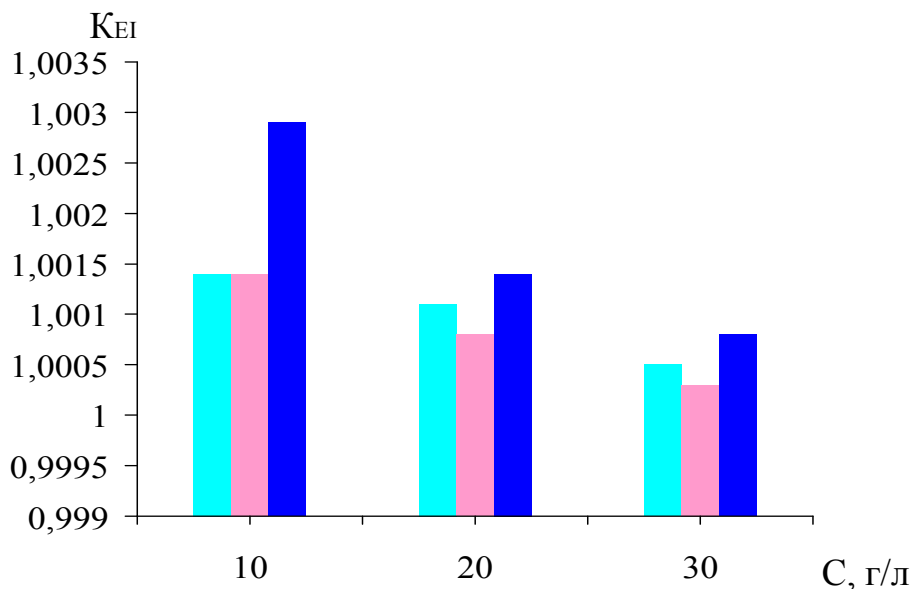


Рисунок 6.5 - Залежність коефіцієнту жорсткості K_{EI} кулірної гладі з віскозного волокна від концентрації пом'якшувачів: ■ - Tubingal RGH; ■ - Ultratex Um new; ■ - Sapamine FPG;

K_{EI}

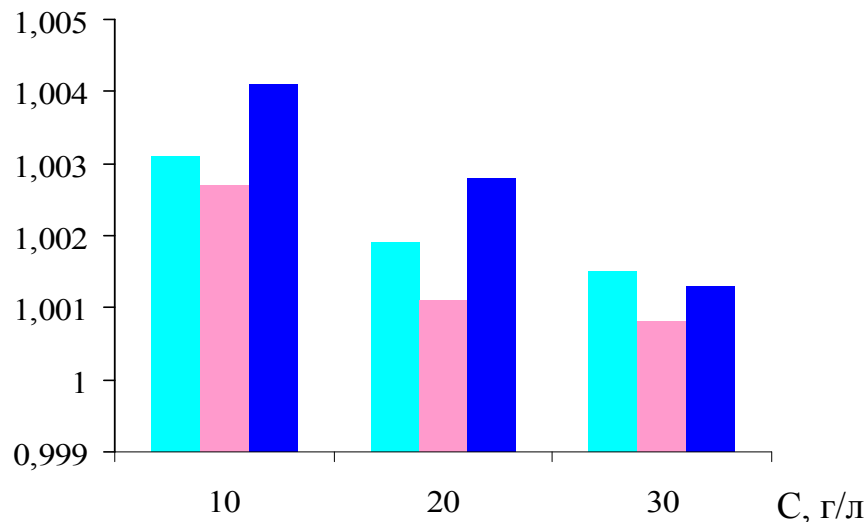


Рисунок 6.6 - Залежність коефіцієнту жорсткості K_{EI} двофутерного полотна з бавовни і поліефіру від концентрації пом'якшувачів: ■ - Tubingal RGH; ■ - Ultratex Um new; ■ - Sapamine FPG;

Здатність текстильного матеріалу відновлювати початковий стан після згинання оцінюється незминальністю трикотажного полотна. Незминальність текстильних матеріалів визначали на приладі СМТ за ГОСТ 19204-73. Для дослідження використовували стандартний метод орієнтованого зминання на приладі СМТ, принцип роботи якого полягає в тому, що зразки матеріалу згинаються під кутом 180° в поздовжньому та поперечному напрямках і навантажуються протягом певного часу.

Критерієм незминальності текстильних матеріалів служить коефіцієнт незминальності K_n , %. K_n визначають відношенням кута відновлення α досліджуваного зразка тканини до кута його повного згину, що відповідає 180° . Коефіцієнт незминальності для кулірної гладі з бавовни, віскози та двофутерного полотна з суміші бавовни та поліефіру оброблених пом'якшувачами наведено в таблицях 6.5 – 6.7:

Таблиця 6.5 – Значення коефіцієнту незминальності для кулірної гладі з бавовняного волокна

Коефіцієнт незминальності для кулірної гладі з бавовняного волокна, K_n , %						
Вид обробки	Ширина			Довжина		
	$C_{TDP}=10\text{г/л}$	$C_{TDP}=20\text{г/л}$	$C_{TDP}=30\text{г/л}$	$C_{TDP}=10\text{г/л}$	$C_{TDP}=20\text{г/л}$	$C_{TDP}=30\text{г/л}$
Вихідний зразок	56			82		
H ₂ O	60			70		
Tubingal RGH	44	44	42	65	62	62
Ultratex Um new	44	42	42	65	65	60
Sapamine FPG	45	44	42	65	65	62

Таблиця 6.6 – Значення коефіцієнту незмиральності K_n , % для кулірної гладі з віскозного волокна

Коефіцієнт незмиральності K_n , % для кулірної гладі з віскозного волокна						
Вид обробки	Ширина			Довжина		
	$C_{TDR}=10\text{г/л}$	$C_{TDR}=20\text{г/л}$	$C_{TDR}=30\text{г/л}$	$C_{TDR}=10\text{г/л}$	$C_{TDR}=20\text{г/л}$	$C_{TDR}=30\text{г/л}$
Вихідний зразок	35			42		
H ₂ O	37			40		
Tubingal RGH	28	25	25	35	25	25
Ultratex Um new	26	25	25	30	25	26
Sapamine FPG	28	28	25	35	30	25

Таблиця 6.7 – Значення коефіцієнту незмиральності K_n , % для двофутерного полотна з суміші бавовни та полієфіру

Коефіцієнт незмиральності K_n , % для двофутерного полотна						
Вид обробки	Ширина			Довжина		
	$C_{TDR}=10\text{г/л}$	$C_{TDR}=20\text{г/л}$	$C_{TDR}=30\text{г/л}$	$C_{TDR}=10\text{г/л}$	$C_{TDR}=20\text{г/л}$	$C_{TDR}=30\text{г/л}$
Вихідний зразок	68			86		
H ₂ O	72			85		
Tubingal RGH	52	50	50	75	73	73
Ultratex Um new	48	50	42	70	72	72
Sapamine FPG	55	52	50	75	75	71

Аналіз даних показує, що значення коефіцієнту незмиральності для кулірної гладі з бавовни, віскози зменшується при збільшенні концентрації досліджуваних пом'якшувальних препаратів та свідчить про зниження здатності трикотажного полотна відновлювати початковий стан у порівнянні з необробленим зразком. Відповідна тенденція спостерігається для двофутерного полотна з суміші бавовни та полієфіру. По ширині двофутерного трикотажного полотна стійкість до змиральності забезпечує полієфір вплетений з виворотної сторони і проявляє свої жорсткі характеристики.

В процесі заключного оброблення під впливом фізико-хімічних та механічних факторів відбуваються зміни властивостей трикотажних полотен (поверхневий гриф, усадка, міцність, стійкість до тертя, багаторазових згинів, тощо) [23, 24]. Особливі труднощі на підприємствах текстильної промисловості викликає усадка трикотажних полотен. Тому, досліджували усадку кулірної гладі з бавовняного, віскозного волокна та двофутерного полотна з суміші

бавовни і полієфіру оброблених пом'якшувачами різних концентрацій по ДСТУ ГОСТ 30157.0:2003. Усадку досліджуваних зразків трикотажного полотна У, % представлено на рисунках 6.7 – 6.9 відповідно:

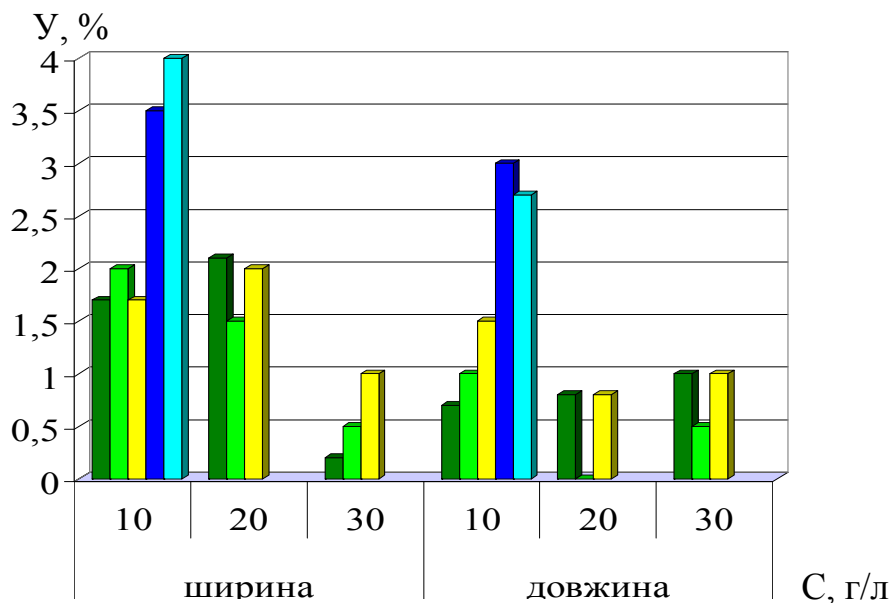


Рисунок 6.7 – Усадка кулірної гладі з бавовняного волокна залежно від концентрацій пом'якшувачів: ■ - Tubingal RGH; ■ - Ultratex Um new; ■ - Saramine FPG; ■ - вихідний зразок; ■ - H₂O

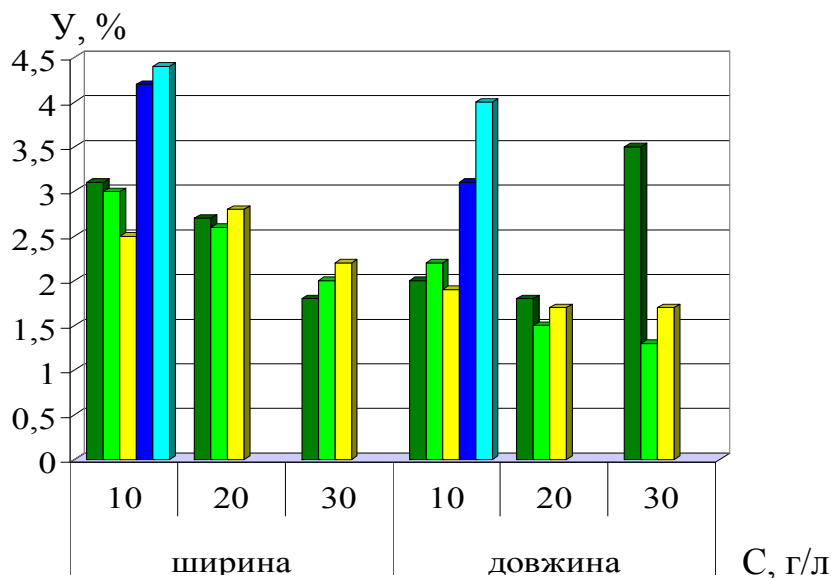


Рисунок 6.8 – Усадка кулірної гладі з віскозного волокна залежно від концентрацій пом'якшувачів: ■ - Tubingal RGH; ■ - Ultratex Um new; ■ - Saramine FPG; ■ - вихідний зразок; ■ - H₂O

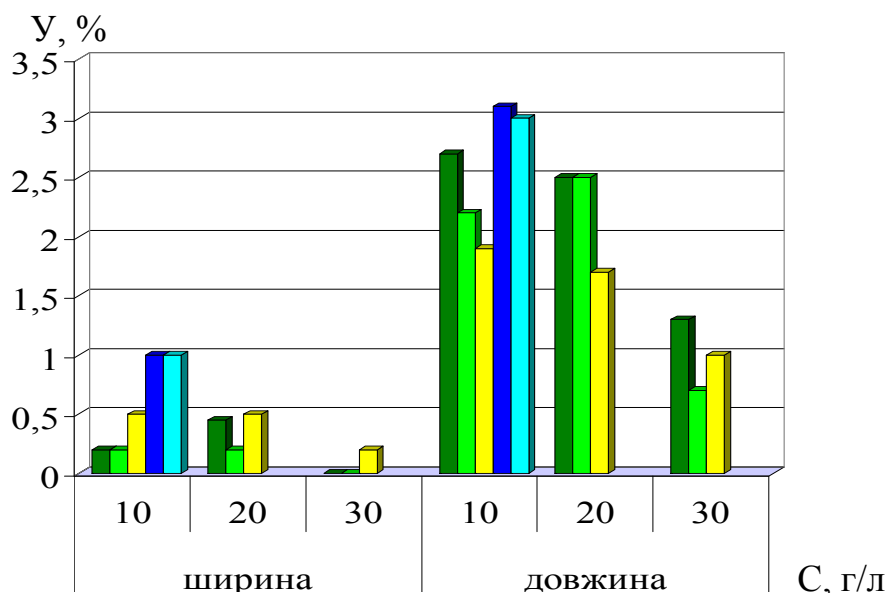


Рисунок 6.9 – Усадка двофутерного полотна з суміші бавовни та полієфіру залежно від концентрацій пом'якшувачів: ■ - Tubingal RGH; ■ - Ultratex Um new; ■ - Sapamine FPG; ■ - вихідний зразок; ■ - H₂O

Для целюлозних трикотажних полотен усадка зменшується за рахунок присутності у пом'якшувальних композиціях допоміжних компонентів, які зшивають між собою молекули целюлози, в результаті чого, розміри виробів з такого полотна не змінюються в процесі експлуатації. На стабільну усадку двофутерного полотна з суміші бавовни та полієфіру також впливають природа пом'якшувача та структура матеріалу (наприклад, по системі вплетени полієфір, що вказує на свою гідрофобність).

Стійкість забарвлення текстильних матеріалів оцінюється за комплексом фізико-механічних та хімічних впливів: світлопогоди, зволоження, сухого і мокрого тертя, поту, мильного розчину, хімічного чищення, прасувальних обробок. Комплекс фізико-механічних і хімічних впливів для конкретних матеріалів встановлюється в залежно від їх призначення, волокнистого складу, умов, в яких вони знаходяться при виготовленні і експлуатації виробів. Оцінку стійкості кольору зразків до прання за зміною початкового забарвлення і забарвленню сумісної тканини визначали до ГОСТ 9733.0-83.

Оцінку стійкості кольору до тертя проводили по забарвленню суміжної бавовняної тканини до ГОСТ 9733.27-83.

Оцінку стійкості кольору до сухого та мокрого тертя для кулірної гладі з бавовни, віскози пофарбованих у бірюзовий колір та двофутерного полотна з суміші бавовни та полієфіру пофарбованого в чорний колір, оброблених пом'якшувачами встановлювали за шкалою сірих еталонів для визначення змін попереднього пофарбування і ступінь зафарбування зразків непофарбованої тканини. Одержані результати для кулірної гладі з бавовняного волокна наведено в таблицях 6.8, 6.9:

Таблиця 6.8 – Оцінка стійкості кольору до сухого тертя для кулірної гладі з бавовняного волокна

Оцінка стійкості кольору до сухого тертя						
Вид обробки	Ширина			Довжина		
	С _{тдр} =10г/л	С _{тдр} =20г/л	С _{тдр} =30г/л	С _{тдр} =10г/л	С _{тдр} =20г/л	С _{тдр} =30г/л
Вихідний зразок	4			4		
H ₂ O	4			4		
Tubingal RGH	4	4	4	4	4	4
Ultratex Um new	4	4	4	4	4	4
Sapamine FPG	4	4	4	4	4	4

Аналогічні оцінювання на стійкість кольору до сухого та мокрого тертя були проведенні для кулірної гладі з віскозного та бавовняного волокон залежно від концентрацій пом'якшувача відповідно. Що стосується двофутерного полотна з суміші бавовни та поліефіру пофарбованого в чорний колір, стійкість дещо нижча:

Таблиця 6.9 – Оцінка стійкості кольору до сухого тертя для двофутерного полотна з суміші бавовни та поліефіру

Оцінка стійкості кольору до сухого тертя						
Вид обробки	Ширина			Довжина		
	С _{тдр} =10г/л	С _{тдр} =20г/л	С _{тдр} =30г/л	С _{тдр} =10г/л	С _{тдр} =20г/л	С _{тдр} =30г/л
Вихідний зразок	4			3		
H ₂ O	4			4		
Tubingal RGH	4	3	4	4	3	4
Ultratex Um new	4	4	4	4	4	3
Sapamine FPG	4	4	3	4	4	4

Оцінку стійкості кольору до прання для кулірної гладі з бавовни, віскози пофарбованих у бірюзовий колір та двофутерного полотна з суміші бавовни та поліефіру пофарбованого в чорний колір, оброблених досліджувальними пом'якшувачами встановлювали за шкалою що й для стійкості до сухого та мокрого тертя. В процесі дослідження показники стійкості забарвлення не змінювались.

Дослідження показали, що стійкість до мокрого, сухого тертя та прання кулірної гладі з бавовни та віскози пофарбованих у бірюзовий колір за шкалою

сірих еталонів для визначення змін попереднього пофарбування і ступінь зафарбування зразків непофарбованої тканини, становить – 4, а для двофутерного полотна з суміші бавовни з поліефіром пофарбованої в чорний колір – коливається від 3 до 4.

За даними дослідження стійкості забарвлень до мокрому, сухого тертя та прання трикотажних полотен, оброблених пом'якшувальними препаратами різних концентрацій, було доведено, що пом'якшувачі не впливають на зміну кольору. Таким чином дані пом'якшувачі доцільно використовувати при опорядженні текстильних матеріалів різного волокнистого складу без втрати яскравості забарвлення та інтенсивності кольору.

На підприємстві ТОВ «Т-Стиль» виготовляються трикотажні полотна з бавовни, віскози, поліефіру та їх сумішей різноманітного асортименту [25]. Кожний вид полотна потребує різної кількості сировини, оброблювальних препаратів, тривалості виготовлення. Тому необхідністю на підприємстві є врахування витрат у планові калькуляції для кожного виду трикотажного полотна окремо [26, 27]. Для прикладу, у таблиці 6.10 наведено загальна планова калькуляція на весь процес виготовлення 1 кг трикотажного полотна для кулірної гладі з віскозного волокна пофарбованої у колір «Кораловий 1».

Таблиця 6.10 – Загальна планова калькуляція виготовлення 1 кг трикотажного полотна кулірна гладь з віскозного волокна пофарбованої в колір «Кораловий 1»

Стаття витрат	Вартість, грн
Сировина	26,34
Допоміжні матеріали	0,35
Опоряджувальні препарати	2,27
Пом'якшення	0,5
Заробітна плата виробничих працівників	2,28
Адміністративні витрати	0,44
Заробітна плата інших працівників	1,98
Пар	4,71
Втрата сировини	1,58
Електроенергія	2,55
Очистка води	0,78
Податки	0,8
Плівка і конус	0,3
Доставка	0,26
Брак	0,03
Доставка, оренда, з/п працівників	1,94
Собівартість	47,11
Прибуток	0,5
ПДВ	9,4
Загальна вартість, грн	57,01

В таблиці 6.11 наведено розрахунок вартості використання пом'якшувача на 1 кг трикотажного полотна.

Таблиця 6.11 – Розрахунок вартості використання пом'якшувача на 1 кг трикотажного полотна.

Назва пом'якшувача	Ціна за 1 кг, рн/кг	Кількість пом'якшувача на 1 кг полотна, кг	Вартість, грн
Ultratex Um new	43,20	0,017	0,73
		0,036	1,55
		0,053	2,29
Tubingal RGH	28,70	0,017	0,48
		0,036	1,03
		0,053	1,52
Sapamine FPG	17,73	0,017	0,3
		0,036	0,64
		0,053	0,94

Типову планову калькуляцію обробки 1 кг кулірної гладі з віскозного волокна пом'якшувачами різних концентрацій наведено в таблиці 6.12.

Таблиця 6.12 – Калькуляція виготовлення 1 кг кулірної гладі з віскозного волокна пофарбованої в колір «Кораловий 1» з використанням пом'якшувачів різної концентрації

Стаття витрат	Вартість, грн								
	Ultratex Um new, С _{ТДР}			Tubingal RGH, С _{ТДР}			Sapamine FPG, С _{ТДР}		
	10 г/л	20 г/л	30 г/л	10 г/л	20 г/л	30 г/л	10 г/л	20 г/л	30 г/л
Сировина	26,34	26,34	26,34	26,34	26,34	26,34	26,34	26,34	26,34
Допоміжні матеріали	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
Опорядж. препарати	2,27	2,27	2,27	2,27	2,27	2,27	2,27	2,27	2,27
Пом'якшення	0,73	1,55	2,29	0,48	1,03	1,52	0,3	0,64	0,94
Заробітна плата виробничих працівників	2,28	2,28	2,28	2,28	2,28	2,28	2,28	2,28	2,28
Адмін. витрати	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44
З/п інших працівників	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98

Пар	4,71	4,71	4,71	4,71	4,71	4,71	4,71	4,71	4,71
Втрата сировини	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58
Електроенергія	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55	2,55
Очистка води	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78
Податки	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Плівка і конус	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
Доставка	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26
Брак	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
Доставка, оренда, з/п працівників	1,94	1,94	1,94	1,94	1,94	1,94	1,94	1,94	1,94
Собівартість	47,34	48,16	48,9	47,09	47,64	48,13	46,91	47,25	47,55

Таким чином оптимальна умовна економія для обробки 1 кг кулірної гладі з віскозного волокна пофарбованої в колір «Кораловий 1» обробленої пом'якшувальним засобом Sapamine FPG концентрацією 10 г/л становить 0,2 грн. Загальна економію на виробничий місяць із застосуванням 10 г/л Sapamine FPG при виготовленні на підприємстві 90 000 кг готового трикотажного полотна складає 18 000 грн.

Порівняльна характеристика дії пом'якшувальних засобів у різних концентраціях на трикотажні полотна показує, що властивості пом'якшення покращуються при застосуванні Ultratex Um new, Tubingal RGH, Sapamine FPG на 2% при збільшенні концентрації. Тому доцільно використовувати концентрацію 10 г/л, без втрати якості опорядження, що знизить собівартість текстильної продукції і значно підвищить загальну оптимальну економію виробничих витрат.

ВИСНОВКИ

В розділі наведено особливості організації текстильного виробництва в сучасних умовах, асортимент сучасних пом'якшувальних препаратів європейських виробників, які використовуються на українських текстильних підприємствах. Наведено оцінку дії пом'якшувачів на експлуатаційні властивості трикотажних полотен.

Визначено фізико-механічні властивості (жорсткість, усадка, незмиральність, стійкість кольору до сухого, мокрого тертя та прання) для кулірної гладі з бавовняного, віскозного волокна та двофутерного полотна з суміші бавовни та полієфіру після обробки пом'якшувальними засобами при різних концентраціях: Ultratex Um new, Sapamine FPG, HUNTSMAN та Tubingal RGH, СНТ.

Показано, що для трикотажного полотна жорсткість зменшується при збільшенні концентрації наведених пом'якшувачів. Також збільшення м'якості грифу залежить від концентрації пом'якшувального компонента у опоряджувальній композиції і особливостей його взаємодії з волокном.

Аналіз даних показує, що значення коефіцієнту незминальності для кулірної гладі з бавовни, віскози зменшується при збільшенні концентрації пом'якшувальних препаратів та свідчить про зниження здатності трикотажного полотна відновлювати початковий стан у порівнянні з необробленим зразком. Відповідна тенденція спостерігається для двофутерного полотна з суміші бавовни та поліефіру. По ширині двофутерного трикотажного полотна стійкість до зминальності забезпечує поліефір вплетений з виворотної сторони і проявляє свої характеристики жорсткості.

Для целюлозних трикотажних полотен усадка зменшується за рахунок присутності у пом'якшувальних композиціях допоміжних компонентів, які зшивають між собою молекули целюлози, в результаті чого, розміри виробів з такого полотна не змінюються в процесі експлуатації. На стабільну усадку двофутерного полотна з суміші бавовни та поліефіру також впливають природа пом'якшувача та структура матеріалу.

Дослідження показали, що стійкість до мокрого, сухого тертя та прання кулірної гладі з бавовни та віскози пофарбованих у бірюзовий колір за шкалою сірих еталонів для визначення змін попереднього пофарбування і ступінь зафарбування зразків непофарбованої тканини, становить – 4, а для двофутерного полотна з суміші бавовни з поліефіром пофарбованої в чорний колір – коливається від 3 до 4.

За даними дослідження стійкості забарвлень до мокрого, сухого тертя та прання трикотажних полотен, оброблених пом'якшувальними препаратами різних концентрацій, було доведено, що пом'якшувачі не впливають на зміну кольору. Таким чином дані пом'якшувачі доцільно використовувати при опорядженні текстильних матеріалів різного волокнистого складу без втрати яскравості забарвлення та інтенсивності кольору.

За даними дослідження дії пом'якшувальних засобів у різних концентраціях на трикотажні полотна було виявлено, що властивості пом'якшення покращуються при застосуванні Ultratex Um new, Tubingal RGH, Saramine FPG на 2% при збільшенні концентрації. Тому доцільно використовувати концентрацію 10 г/л, без втрати якості обробки, що знизить собівартість текстильних виробів і значно підвищить загальну економію виробних витрат за місяць, що сприятиме конкурентоспроможності текстильної продукції на вітчизняному ринку.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

1. Карван С. А. Сучасний стан і перспективи розвитку текстильної промисловості України / С. А. Карван // Сучасні технології в легкій промисловості та сервісі : всеукр. наук.-практ. конф., 18-19 травня 2011 р. : тези допов. – Хмельницький, 2011. – С.6-7.

2. Рябошапка Т. А. Проблемы и перспективы конкурентоспособности и инновационного развития отечественной легкой промышленности / Т. А. Рябошапка // Наука – виробництва. – 2007. – № 2. С. 25 – 32.
3. Svitlana Karvan. Trends in the market of surfactants in Ukraine and assessment of their effectiveness / Svitlana Karvan, Olga Paraska, Lyubomir Daniv // 9th World surfactant congress and business convention, June 10 – 12, 2013, Barcelona, Spain. – P. 48.
4. Концепція Державної програми розвитку легкої промисловості на період до 2011 року // Легка промисловість. - 2006. - № 3. - С. 5-6.
5. Karvan S. Analysis of efficiency of surfactants in multifunctional textile compositions / S. Karvan, O. Paraska // Proceedings of the XI International Conference IMTEX`2011, 7-8 November 2011, Lodz, Poland. – P. 71 – 76.
6. Karvan S. Treatment of textile materials in binary mixtures of surfactants / Svitlana Karvan, Olga Paraska, Dariia Matveitsova // Innovations in Clothing Technology & Measurement Techniques : Monograph, Ed. By Grazina Bartkowiak, Iwona Frydrych & Maria Pavlowa. – Warsaw, 2012. – P. 160-166.
7. Paraska O. The creation of high- and low-foaming surfactant compositions for the technological processes of production of textile materials. / Paraska O, Karvan S, Rak T. // VI International R&D brokerage event in textiles and clothing sector, 3 – 4 April 2014, Bursa, Turkey. – P. 68.
8. Olha Paraska. The determination of the parameters of foaming / Olha Paraska, Wiktorija Stopczak, Mariya Odarchuk // International Scientific Conference: Sesje studenckich kol naukowych, Tom 1/2013, Crakow, Poland, 9 May, 2013. – P. 59 – 60. – ISSN 1732-2529.
9. Paraska O. Attributes of composite nonionic surfactants and their application in textile industry / O. Paraska, S. Karvan // Scientific basis of modern technology: experience and prospects. Monograf : ed. by Y. I. Shalapko, L. A. Dobrzanski. – Jaremche, 2011. – P. 451 – 464.
10. Paraska O. Nanoparticles in environment: life cycle and method of determination / O. Paraska, S. Karvan, V. Liubchik, O. Chervonyuk // Nanosafety Congress – Turkey : Abstract book, 26-28 April 2012, Kemer-Antalya, Turkey. – P. 56.
11. Karvan S. Application of nanodispersions of silicon dioxide for treatment of textile materials / S. Karvan, O. Paraska, A. Marynin, V. Olishevskiy // The Fiber Society's Spring 2012 Conference : Conference Proceedings, EMPA, St. Gallen, Switzerland, 23-25 May 2012. – P. 143 – 144.
12. Karvan S. Perspectives of application of silica nanoparticles in industry / S. Karvan, A. Marinin // IV Ukrainian-Polish Scientific Dialogue : Abstracts of scientific papers. International Scientific Conference, 11-14 October 2011, Jaremche, Ukraine. – Khmelnytsky National University, 2011. – P. 75 – 76.
13. Карван С. А. Теоретичні основи поверхневої модифікації синтетичних текстильних матеріалів / С. А. Карван, О. Г. Бойко, Г. Т. Бубенщикова // Східно-європейський журнал передових технологій. – 2011. – № 2 / 6 (50). – С. 9 – 14.

14. Д. С. Матвейцова Дослідження міцелоутворення в розчинах бінарної суміші поверхнево-активних речовин / Д. С. Матвейцова, С. А. Карван, О. А. Параска // Вісник Хмельницького національного університету. – 2013. – № 2. – С. 78 – 82.
15. O. Paraska. Elaboration of textile chemicals on the basis of mixtures of surfactants compositions / O. Paraska, S. Karvan, D. Matveitsova. // V International R&D brokerage event in textiles and clothing, 4 – 5 April 2013, Bursa, Turkey. P. 202 – 204.
16. Matveitsova D., Karvan S., Paraska O. Research of the colloidal, chemical and technological properties of the binary mixtures of surfactants // Interdisciplinary Integration of Science in Technology, Education and Economy : Monograph ed. by J. Shalapko and B. Żółtowski. – Bydgoszcz, 2013. – P. 531 – 540.
17. Karvan S. The new effective textile antistatic compositions on the basis of PEG / Karvan S, Paraska O, Ganzyuk A. // VI International R&D brokerage event in textiles and clothing sector, 3 – 4 April 2014, Bursa, Turkey. – P. 63.
18. Paraska O. Estimation of influence of external factors on operating properties of textiles with antimicrobial treatment / Paraska O, Kulakov A. // IX Międzynarodowe seminarium naukowe Mechanika w medycynie, Rzeszow-Boguchwała, 18-20 wrzesnia, 2008, s. 161-164.
19. Catalog of 9th World surfactant congress and business convention, June 10 – 12, 2013, Barcelona, Spain.
20. О. А. Параска. Дослідження властивостей текстильних матеріалів після обробки у водному та неводному середовищі / О. А. Параска, С. А. Карван // Проблемы легкой и текстильной промышленности Украины. ХНТУ №1(16). – 2010 – С. 35 – 38.
21. О. А. Параска. Сучасні методи дослідження поверхні текстильних матеріалів / Легка промисловість. – 2010. – № 3. – С. 48-49.
22. О. А. Параска. Вплив процесів хімічного чищення на експлуатаційні властивості текстильних матеріалів / О. А. Параска, С. А. Карван // Вісник КНУТД №4. 2010 - с.278-282.
23. Olha Paraska. The algorithm of the mathematical optimization of the compositions for finishing of materials. / Olha Paraska, Daria Matveitsova, Dmytro Chervonyuk // 51 International Scientific Conference: Crakow, Poland, 8 May, 2014. – P. 43.
24. Карван С. А. Комплексна оцінка гігієнічних властивостей поліфункціональних текстильних матеріалів з урахуванням антистатичної обробки/ С. А. Карван, А. Я. Ганзюк, Г. М. Сокол // Вісник Хмельницького національного університету. – 2014. – № 5. – С. 61 – 66.
25. Льонокомбінат – гордість Рівного / Тижневик Льонокомбінат, Випуск № 35 від 30. 08. 2013 р.
26. Ромусік Я. Легка промисловість України: стан розвитку виробництва та торгівлі //Економіст. - 2006. - № 9. - С. 29-33.
27. Махнарилов Ю.В. Методичні підходи до розрахунку вартісного обсягу вітчизняного ринку товарів легкої промисловості //Легка промисловість. - 2008. - № 1. - С. 42-43.

7. РОЗВИТОК НАУКОВИХ ОСНОВ ПРОЕКТУВАННЯ ОСНОВОВ'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН

7.1. Зниження динамічних навантажень шляхом обмеження пускового моменту електродвигуна

Недоліком відомих конструкцій приводів основов'язальних машин є значні динамічні навантаження, що виникають під час пуску та негативно впливають на надійність і довговічність їх роботи [37, 153].

Одним із перспективних шляхів зниження пускових динамічних навантажень в приводі машини є зниження пускового моменту електродвигуна [38, 154]. При цьому в якості пристрою для зниження (обмеження) пускового моменту електродвигуна доцільно використовувати фрикційні муфти (дискові, відцентрові та ін.) [37, 56].

Розглянемо ефективність використання відцентрової фрикційної муфти в якості обмежувача пускового моменту електродвигуна приводу основов'язальної машини машини Кокетт-2 (модель 5219).

Аналіз сучасних конструкцій основов'язальних машин показує, що з метою дослідження динамічних процесів, які відбуваються в приводі під час пуску, реальну конструкцію машини доцільно замінити двомасовою динамічною моделлю (рис. 7.1).

При виборі параметрів динамічної моделі приводу основов'язальної машини слід враховувати рекомендації робіт [37, 38, 151, 154], присвячені дослідженням динамічних процесів в механічних системах з пружними в'язями. При цьому параметри необхідно приводити до одного із валів механічної системи (для основов'язальної машини доцільно її параметри привести до головного валу).

Пуск основов'язальної машини без модернізації приводу (без відцентрової фрикційної муфти) відбувається в два етапи.

Перший етап пуску характеризується рухом першої маси системи (рис. 3.1, б) і продовжується від 0 до τ_1 , поки момент в пружній в'язі C_{12} досягне величини T_2 . З цього часу починається другий, остаточний етап пуску (рис. 3.1, а), який характеризується рухом усіх двох мас системи. Він продовжується від τ_1 до t_n (t_n – час пуску машини).

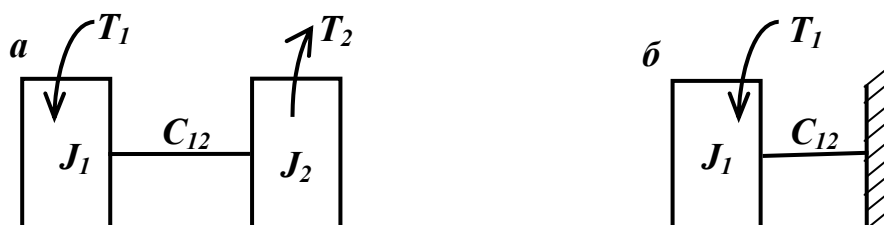


Рис. 7.1.1. Динамічна модель приводу основов'язальної машини: T_1 – пусковий момент електродвигуна; T_2 – сумарний момент сил опору механізмів машини; J_1 – момент інерції ротора електродвигуна з урахуванням моменту інерції оберտальних мас ведучого шків-варіатора клинопасової передачі; J_2 – сумарний момент інерції оберտальних мас механізмів машини; C_{12} – жорсткість пружних ланок механізмів машини

Рівняння руху обертальних мас системи для першого етапу пуску мають вигляд:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \varphi_1 = T_1, \quad (7.1.1)$$

де φ_1 - кут повороту ведучої маси.

Розв'язок диференційного рівняння (7.1.1) можемо представити у вигляді

$$[38]: \quad T_{12} = A_{12} \cos \beta \cdot t + B_{12} \sin \beta \cdot t + a_{12}, \quad (7.1.2)$$

де T_{12} - момент пружних сил, що виникає у в'язі C_{12} ,

$$T_{12} = C_{12} \cdot \varphi_1; \quad (7.1.3)$$

A, B - постійні диференціювання;

β - циклова частота коливань маси J_1 системи,

$$\beta = \sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}}; \quad (7.1.4)$$

a_{12} - постійна складова моменту T_{12} , згідно з [38]: $a_{12} = T_1$. (7.1.5)

Враховуючи початкові умови першого етапу пуску системи $T_{(12)0} = 0$; $\dot{T}_{(12)0} = 0$, знаходимо:

$$A = -T_1; \quad B = 0. \quad (7.1.6)$$

Підставивши, знаходимо:

$$T_{12} = T_1(1 - \cos \beta \cdot t). \quad (7.1.7)$$

З рівняння (7.1.7) знаходимо тривалість першого етапу пуску системи (початок другого етапу пуску) τ_1 , враховуючи, що другий етап пуску розпочинається при умові $T_{12} = T_2$:

$$\tau_1 = \frac{1}{\beta} \arccos \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (7.1.8)$$

Переходимо до другого етапу пуску системи, який починається при початкових умовах: при $t = 0$ $T_{(12)0} = T_2$; $\dot{T}_{(12)0} = T_1 \beta \cdot \sin \beta \cdot \tau_1$.

Рівняння руху мас системи під час другого етапу пуску мають вигляд [38]:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= T - T_{12}; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 &= T_{12} - T_2. \end{aligned} \quad (7.1.9)$$

Підставивши параметри $\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2$, знайдені із (7.1.9), в рівняння $\ddot{T}_{12} = C_{12}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, знаходимо:

$$\ddot{T}_{12} = \frac{C_{12}}{J_2} \left[T_1 \frac{J_2}{J_1} + T_2 - \left(1 + \frac{J_2}{J_1} \right) T_{12} \right]. \quad (7.1.10)$$

Розв'язок диференційного рівняння (7.1.10) можемо представити у вигляді, наведеному раніше. Але для другого етапу пуску параметри рівняння (7.1.2) знаходяться, враховуючи початкові умови та рекомендації [38], наступним чином:

$$A_{12} = T_2 - T_1; \quad B_{12} = \frac{\dot{T}_{(12)0}}{\beta_1}; \quad a = \frac{T_1 J_2 + T_2 J_1}{J_1 + J_2}; \quad \beta_1 = \sqrt{\frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{2J_1 J_2}}. \quad (7.1.11)$$

Тоді, аналізуючи рівняння (7.1.2) та враховуючи рекомендації щодо складання коливань моментів сил пружності однакової частоти [56], приходимо до висновку, що максимальна величина моменту T_{12} буде дорівнювати:

$$T_{12max} = D + a = \sqrt{A_{12}^2 + B_{12}^2} + a, \quad (7.1.12)$$

де D – сумарна амплітуда коливань моментів сил пружності.

Коефіцієнт динамічних перевантажень пружної в'язі привода знаходиться із умови:

$$K = \frac{T_{12max}}{T_2}. \quad (7.1.13)$$

Використовуючи одержані результати, знайдемо максимальну величину моменту, що виникає в існуючому приводі під час пуску основов'язальної машини Кокетт-2 (модель 5219) (режим пуску 1). В якості вихідних параметрів (приведені до головного валу привода), враховуючи технічну характеристику машини [134, 151], приймаємо:

$$T_1 = 158 \text{ Нм}; T_2 = 50 \text{ Нм}; J_1 = 0,35 \text{ кгм}^2; J_2 = 0,025 \text{ кгм}^2; C_{12} = 24220 \text{ Нм/рад}.$$

Використовуючи наведену вище методику, знаходимо максимальну величину динамічних навантажень, що виникають в приводі ($T_{12max} = 173,1 \text{ Нм}$) та коефіцієнт динамічних перевантажень пружних в'язей привода ($K = 3,46$). Результати розрахунків приведені в табл. 7.1.1.

Розглянемо особливості режиму пуску основов'язальної машини при наявності в її складі відцентрової фрикційної муфти (режим пуску 2).

В цьому випадку при динамічному аналізі пуску машини її реальну схему можна представити, як і раніше, у вигляді двомасової динамічної моделі. Пуск основов'язальної машини з новим приводом відбувається в режимі з обмеженням пускового моменту електродвигуна при початкових умовах: $T_{(12)0} = 0,95T_2 = 47,5 \text{ Нм}$; $\dot{T}_{(12)0} = 0$. Тоді вихідні дані (приведені до головного валу привода) будуть такими: $T_1 = 1,2 \cdot T_2 = 60 \text{ Нм}$; $T_2 = 50 \text{ Нм}$; $J_1 = 0,35 \text{ кгм}^2$; $J_2 = 0,025 \text{ кгм}^2$; $C_{12} = 24220 \text{ Нм/рад}$.

Виконані розрахунки з використанням відомих [37, 38, 56, 151] та вище приведеної методик показують (табл. 7.1.1), що режим пуску основов'язальної машини Кокетт-2 з попереднім напруженням пружних в'язей привода є раціональним режимом пуску, оскільки дозволяє суттєво знизити пускові динамічні навантаження в приводі та інших механізмах машини.

Результати розрахунків динамічних навантажень, що виникають під час пуску основов'язальної машини Кокетт-2 (модель 5219)

Параметр	Режим 1 $T_1 = 158 \text{ Нм}$	Режим 2 $T_1 = 60 \text{ Нм}$
β , с^{-1}	263	263
τ_1 , с	$3,11 \times 10^{-3}$	$5,33 \times 10^{-3}$
a , Нм	57,2	50,67
β_1 , с^{-1}	720,4	720,4
A_{12} , Нм	-108	-10
B_{12} , Нм	42,1	21,59
T_{12max} , Нм	173,1	73,79
T_2 , Нм	50	50
K	3,46	1,47

Кінематична схема приводу основов'язальної машини з відцентровою фрикційною муфтою, представлена на рис. 7.1.2.

Привід містить електродвигун 1, головний вал 2, клинопасову передачу 3, ведучий шків 4 якої вільно встановлено на валу електродвигуна 1, а ведений шків 5 жорстко встановлено на головному валу 2, та відцентрову фрикційну муфт 6, жорстко встановлену на валу електродвигуна 1 та з'єднану з ведучим шківом 4.

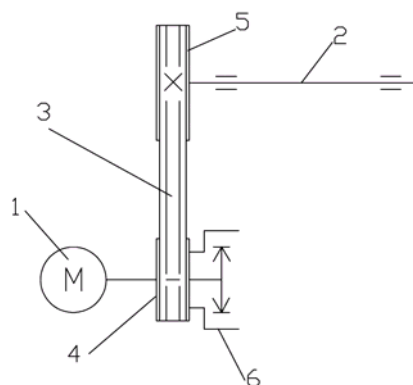


Рис. 7.1.2. Кінематична схема приводу основов'язальної машини

Принцип роботи приводу основов'язальної машини такий. При пуску основов'язальної машини пусковий момент електродвигуна, обмежений відцентровою фрикційною муфтою, передається ведучому шківу 4. За допомогою відцентрової фрикційної муфти 6 та клинопасової передачі 3

обертальний рух валу електродвигуна 1 далі передається головному валу 2 та механізмам основов'язальної машини, кінематично з ним зв'язаними (на рис. 3.1 не показані). Таким чином, завдяки обмеженню пускового моменту електродвигуна 1 відцентровою фрикційною муфтою 6, досягається зниження пускових динамічних навантажень в приводі та інших механізмах основов'язальної машини і, як наслідок, підвищення надійності та довговічності роботи приводу і основов'язальної машини в цілому.

7.1.2. Зниження динамічних навантажень шляхом попереднього напруження пружних в'язей приводу

Зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску основов'язальних машин, є однією із актуальних проблем трикотажного машинобудування [37, 73, 151]. Одним із перспективних напрямів її вирішення є удосконалення приводу машини, здатного знизити динамічні навантаження в пружних його в'язях [38, 154]. Оцінка доцільності та ефективності удосконалення конструкції приводу є невід'ємною частиною розробки нових типів основов'язальних машин [73].

Дослідження, виконані Кожевниковим С.М., Голубенцевим О.М., Піпою Б.Ф., та ін. [37, 38, 56, 154], показують, що зниження пускових динамічних навантажень в механічних системах з пружними в'язями може бути досягнуто шляхом попереднього (перед пуском) напруження в'язей приводу. Проте, незважаючи на накопичений досвід в практиці досліджень по удосконаленню приводів в'язальних машин [56], вирішення проблеми зниження динамічних навантажень в приводі основов'язальних машин все ще залишається актуальною.

Метою роботи є аналіз динаміки пуску основов'язальної машини, оцінка ефективності її пуску при попередньому напруженні пружних в'язей приводу та розробка нової конструкції приводу, здатної реалізувати такий режим пуску основов'язальної машини.

Аналіз сучасних конструкцій основов'язальних машин [151] показує, що з метою дослідження динамічних процесів, які відбуваються в приводі під час пуску, реальну конструкцію машини доцільно замінити двомасовою динамічною моделлю (рис. 7.1.3).

Пуск основов'язальної машини при існуючій конструкції приводу [37, 73] відбувається в два етапи. Перший етап пуску характеризується рухом першої маси системи (рис. 7.1.3, б) і продовжується від 0 до τ_1 , поки момент в пружній в'язі C_{12} досягне величини T_2 . З цього часу починається другий, остаточний етап пуску (рис. 7.1.3, а), який характеризується рухом усіх двох мас системи. Він продовжується від τ_1 до t_n (t_n – час пуску машини).

Рівняння руху обертальних мас системи для першого етапу пуску мають вигляд:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{12} \varphi_1 = T_1, \quad (7.1.14)$$

де φ_1 - кут повороту ведучої маси.

Розв'язок диференційного рівняння (7.1.14) можемо представити у вигляді [38]:

$$T_{12} = A_{12} \cos \beta \cdot t + B_{12} \sin \beta \cdot t + a_{12}, \quad (7.1.15)$$

де T_{12} - момент пружних сил, що виникає у в'язі C_{12} ,

$$T_{12} = C_{12} \cdot \phi_1; \quad (7.1.16)$$

A, B - постійні диференціювання;

β - циклова частота коливань маси J_1 системи,

$$\beta = \sqrt{\frac{C_{12}}{J_1}}; \quad (7.1.17)$$

a_{12} - постійна складова моменту T_{12} , згідно з [38]: $a_{12} = T_1$. (7.1.18)

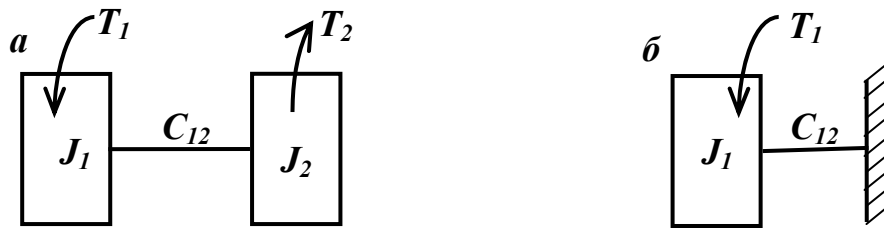


Рис. 7.1.3. Динамічна модель приводу основов'язальної машини:

T_1 -- пусковий момент електродвигуна; T_2 – сумарний момент сил опору механізмів машини; J_1 – момент інерції ротора електродвигуна з урахуванням моменту інерції оберտальних мас ведучого шків-варіатора клинопасової передачі; J_2 – сумарний момент інерції оберտальних мас механізмів машини; C_{12} – жорсткість пружних ланок механізмів машини

Враховуючи початкові умови першого етапу пуску системи $T_{(12)0} = 0$; $\dot{T}_{(12)0} = 0$, із (7.1.15) знаходимо:

$$A = -T_1; B = 0. \quad (7.1.19)$$

Підставивши (7.1.18), (7.1.19) в (7.1.15), маємо:

$$T_{12} = T_1(1 - \cos \beta \cdot t). \quad (7.1.20)$$

З рівняння (7.1.20) знаходимо тривалість першого етапу пуску системи (початок другого етапу пуску) τ_1 , враховуючи, що другий етап пуску розпочинається при умові $T_{12} = T_2$:

$$\tau_1 = \frac{1}{\beta} \arccos \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (7.1.21)$$

Другий етап пуску системи починається при початкових умовах (при $t = 0$):

$$T_{(12)0} = T_2; \quad \dot{T}_{(12)0} = T_1 \beta \cdot \sin \beta \cdot \tau_1.$$

Рівняння руху мас системи під час другого етапу пуску мають вигляд [38]: $J_1 \ddot{\phi}_1 = T_1 - T_{12}$;

$$J_2 \ddot{\phi}_2 = T_{12} - T_2. \quad (7.1.22)$$

Підставивши параметри $\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2$, знайдені із (7.1.22), в рівняння $\ddot{T}_{12} = C_{12}(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, знаходимо:

$$\ddot{T}_{12} = \frac{C_{12}}{J_2} \left[T_1 \frac{J_2}{J_1} + T_2 - \left(1 + \frac{J_2}{J_1} \right) T_{12} \right]. \quad (7.1.23)$$

Розв'язок диференційного рівняння (3.23) можемо представити у вигляді, наведеному раніше. Але для другого етапу пуску параметри рівняння (7.1.15) знаходяться, враховуючи початкові умови та рекомендації [38], наступним чином:

$$A_{12} = T_2 - T_1; \quad B_{12} = \frac{\dot{T}_{(12)0}}{\beta_1}; \quad a = \frac{T_1 J_2 + T_2 J_1}{J_1 + J_2}; \quad \beta_1 = \sqrt{\frac{C_{12}(J_1 + J_2)}{2J_1 J_2}}. \quad (7.1.24)$$

Тоді, аналізуючи рівняння (2) та враховуючи рекомендації щодо складання коливань моментів сил пружності однакової частоти [38], приходимо до висновку, що максимальна величина моменту T_{12} буде дорівнювати:

$$T_{12max} = D + a = \sqrt{A_{12}^2 + B_{12}^2} + a, \quad (7.1.25)$$

Де D – сумарна амплітуда коливань моментів сил пружності.

Коефіцієнт динамічних перевантажень пружних в'язей приводу знаходиться із умови:

$$K = \frac{T_{12max}}{T_2}. \quad (7.1.26)$$

Використовуючи одержані результати, знайдемо максимальну величину моменту, що виникає в існуючому приводі під час пуску основов'язальної машини Кокетт-2 (модель 5219). В якості вихідних параметрів (приведені до головного валу приводу), враховуючи технічну характеристику машини [37, 151], приймаємо: $T_1 = 158$ Нм; $T_2 = 50$ Нм; $J_1 = 0,35$ кгм²; $J_2 = 0,025$ кгм²; $C_{12} = 24220$ Нм/рад.

Використовуючи наведену вище методику, знаходимо максимальну величину динамічних навантажень, що виникають в приводі ($T_{12max} = 173,1$ Нм) та коефіцієнт динамічних перевантажень пружних в'язей приводу ($K = 3,46$).

Розглянемо особливості режиму пуску основов'язальної машини при попередньому напруженні в'язей приводу. В цьому випадку при динамічному аналізі пуску машини її реальну схему можна представити, як і раніше, у вигляді двомасової динамічної моделі. Пуск основов'язальної машини відбувається в один етап (в рух приходять усі обертальні маси приводу). Початкові умови пуску: $T_{(12)0} = 0,95T_2$ (приймаємо із умов забезпечення попереднього напруження в'язей приводу); $\dot{T}_{(12)0} = 0$.

Розв'язок диференційного рівняння руху мас системи можемо представити у вигляді, наведеному раніше (7.1.15). Тоді, враховуючи початкові умови пуску:

$$T'_{12max} = [A_{12}] + a. \quad (7.1.27)$$

Параметрами рівняння (3.27), враховуючи вищенаведене та рекомендації [38], будуть:

$$a = 57,2 \text{ Нм}; A_{12} = T_{(12)0} - a = 0,95T_2 - a = -9,7 \text{ Нм}.$$

Таким чином при пуску основов'язальної машини Кокетт-2 з попередньо напруженими в'язями приводу: $T'_{12max} = 66,9 \text{ Нм}$; $K' = 1,34$, що свідчить про суттєве (практично в 2,6 рази) зниження пускових динамічних навантажень в приводі.

З метою реалізації запропонованого режиму пуску основов'язальної машини авторами розроблено нову конструкцію приводу, схема якого представлена на рис. 7.1.4.

Привід основов'язальної машини містить електродвигун 1, головний вал 2 та клинопасову передачу 3, ведучий шків 4 якої встановлений на валу 5 та з'єднаний з електродвигуном 1, а ведений шків 6 встановлено на головному валу 2. Привід також містить електромагнітну дискову фрикційну муфту 7 з початковим моментом, яка містить ведучу напівмуфту 8, встановлену на валу електродвигуна 1 з можливістю осевого переміщення, ведену напівмуфту 9, жорстко з'єднану з ведучим шківом 4 за допомогою вала 5, та циліндричну пружину стиску 10 з гайкою 11 для створення необхідної величини початкового моменту муфти $T_M = (0,9...0,95)T$. Система керування пуску привода виконана таким чином, що при пуску машини спершу вмикається електродвигун 1, а потім з деякою затримкою в часі вмикається електромагнітна дискова фрикційна муфта 7.

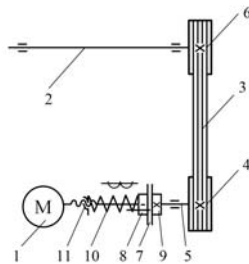


Рис. 7.1.4. Кінематична схема приводу основов'язальної машини

Принцип роботи приводу такий. При вмиканні електродвигуна 1 його крутний момент, обмежений початковим моментом електромагнітної дискової фрикційної муфти 7, що його створює сила циліндричної пружини стиску 10 шляхом притиску ведучої напівмуфти 8 до веденої напівмуфти 9, здійснює попереднє напруження пружних в'язей приводу та вибір зазорів передач приводу. Оскільки величина початкового моменту електромагнітної дискової фрикційної муфти 7 не перевищує величини сумарного моменту сил опору механізмів основов'язальної машини механізми машини не приходять в рух (обертальний рух електродвигуна 1 не передається головному валу 2). Подальше вмикання електромагнітної дискової фрикційної муфти 7 збільшує величину її крутного моменту, що забезпечує можливість передачі обертального руху від електродвигуна 1 до головного вала 2 та механізмів

машини (на рис. 7.1.4 не показані), що необхідно для роботи основов'язальної машини – в'язання трикотажного полотна. Наявність початкового моменту електромагнітної дискової фрикційної муфти 7 забезпечує попереднє (перед остаточним пуском машини) напруження пружних в'язей приводу, що знижує пускові динамічні навантаження в приводі і, таким чином, призводить до підвищення надійності та довговічності роботи приводу.

Величина початкового моменту електромагнітної дискової фрикційної муфти регулюється шляхом регулювання сили циліндричної пружини стиску 10, що досягається за допомогою гайки 11, нагвинченої на вал електродвигуна 1.

7.1.3. Зниження динамічних навантажень шляхом встановлення електродвигуна в поворотних опорах

Особливістю роботи основов'язальних машин є значні динамічні навантаження, що виникають в приводі та інших їх механізмах і суттєво впливають на надійність та довговічність роботи машин, а також на якість основов'язаного полотна [37, 73].

Перспективним напрямом підвищення ефективності роботи основов'язальних машин є зниження динамічних навантажень, що виникають під час пуску. Аналіз відомих досліджень динаміки пуску механічних систем, в тому числі і в'язальних машин, [38, 151] показує, що найбільш доцільним вирішенням даної проблеми є зниження пускового моменту, який передає електродвигун приводу механізмам машини. На думку авторів [151] раціональним вирішенням цього є використання в приводі електродвигуна, встановленого в поворотних опорах, що дозволяють під час пуску повертатися статору навколо осі на деякий кут. Конструкції таких приводів в'язальних машин були запропоновані авторами [184, 185] раніше. Але реалізація запропонованих ідей неможлива без наявності наукових основ та інженерних методів проектування таких приводів.

Враховуючи вищесказане, розділ присвячений розробці методу вибору раціональних параметрів приводу основов'язальної машини при установці електродвигуна в поворотних опорах.

Запропонований привід основов'язальної машини, схема якого представлена на рис. 7.1.5, містить електродвигун 1, шків 2 пасової передачі, жорстко встановлений на валу 3 електродвигуна 1, та пружину стиску 4. Корпус (статор) 5 електродвигуна 1 встановлений в опорах 6, 7 з можливістю повороту навколо осі вала 3 та має важіль 8, жорстко прикріплений до корпусу 5, а пружина стиску 4 встановлена з можливістю взаємодії з важелем 8. Привід містить також обмежувач 9 кута повороту статора 5.

Привід основов'язальної машини працює таким чином. При вмиканні електродвигуна 1, його реактивний пусковий момент T_p прагне повернути корпус 5 за годинниковою стрілкою (згідно з рис. 3.5). Важіль 8 вступає у взаємодію з пружиною стиску 4. При цьому динамічні навантаження, що виникають у приводі, знижуються за рахунок витрати частини пускового моменту електродвигуна 1 на поворот корпусу 5 в опорах 6, 7 та на деформацію

пружини стиску 4 важелем 8. У період сталого режиму роботи приводу реактивний момент T_p корпуса 5 урівноважується статичним моментом T електродвигуна 1 та моментом сил пружності пружини стиску 4. Обертальний рух вала 3 передається шківу 2, жорстко встановленому на ньому, і далі за допомогою механічних передач передається механізмам машини (на рис. 3.5 не показані), що необхідно для роботи основов'язальної машини. Обмеження кута повороту статора 5 здійснюється за допомогою обмежувача 9. Очевидно, що відбір пускового моменту електродвигуна залежить від моменту інерції статора та сили пружини.

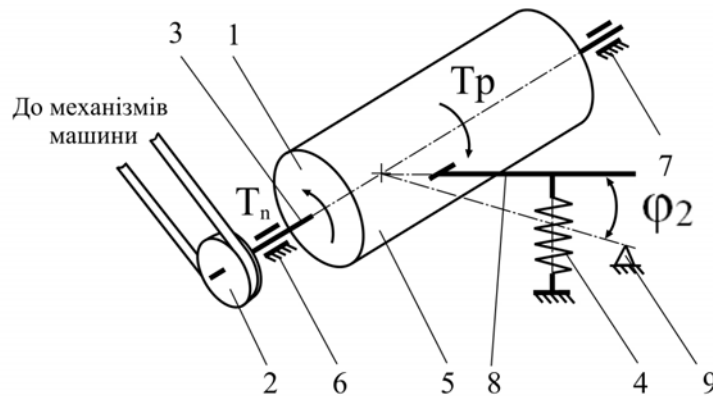


Рис. 7.1.5. Кінематична схема приводу основов'язальної машини (фрагмент)

Таким чином до робочих параметрів приводу з електродвигуном, встановленим в поворотних опорах, поряд з загально прийнятими, слід віднести кут повороту статора φ_2 та жорсткість пружини, що протидіє його повороту.

При вирішенні питання вибору раціональних величин вказаних параметрів приводу будемо виходити із таких припущень: пусковий момент електродвигуна T_n розподіляється таким чином, що половина його T_1 витрачається на пуск машини, а інша половина T_2 витрачається на поворот статора ($T_1 = T_2 = 0,5T_n$); поворот статора здійснюється рівномірно прискорено; час повороту статора t_2 дорівнює часу пуску машини t_1 .

Умовою динамічної рівноваги приводу буде:

$$J\ddot{\varphi}_1 = T_1 - T_3, \quad (7.1.28)$$

де J - сумарний момент інерції ротора електродвигуна з урахуванням моменту інерції ведучого шківу пасової передачі J_1 та обертальних мас механізмів основов'язальної машини J_3 (тут і надалі приведені величини), $J = J_1 + J_3$;

φ_1 - кут повороту ротора електродвигуна;

T_3 - момент сил опору механізмів машини.

Враховуючи прийняті припущення та нехтуючи коливанням мас приводу під час пуску машини, маємо:

$$\ddot{\varphi}_1 = \frac{\omega}{t_1}; \quad T_1 = 0,5T_n, \quad (7.1.29)$$

де ω - кутова швидкість ротора в період сталого руху.
Підставляючи (7.1.29) в (7.1.28), знаходимо:

$$J \frac{\omega}{t_1} = 0,5T_n - T_3. \quad (7.1.30)$$

Розв'язуючи рівняння (7.1.30) відносно t_1 , знаходимо:

$$t_1 = \frac{J\omega}{0,5T_n - T_3}. \quad (7.1.31)$$

Умова динамічної рівноваги статора має вигляд:

$$J_2\ddot{\varphi}_2 + T_4 = T_2, \quad (7.1.32)$$

де J_2 - момент інерції статора (корпуса) електродвигуна з урахуванням моменту інерції важеля 8, жорстко прикріпленого до корпусу (рис. 7.1.5);

φ_2 - кут повороту статора;

T_4 - момент сили пружини стиску,

$$T_4 = Fl; \quad (7.1.33)$$

F - сила пружини;

l - плече важеля.

Як відомо

$$F = Ch, \quad (7.1.34)$$

де C - жорсткість пружини;

h - стиск пружини при повороті статора.

Враховуючи, що (рис. 1) $h = l \operatorname{tg} \varphi_2$, та прийнявши до уваги (7.1.34), рівняння (3.33) набуває вигляду:

$$T_4 = Cl^2 \operatorname{tg} \varphi_2. \quad (7.1.35)$$

Підставивши в рівняння (7.1.32) $\ddot{\varphi}_2 = \frac{2\varphi_2}{t_2^2}$ та (7.1.35), одержимо:

$$2J_2 \frac{\varphi_2}{t_2^2} + Cl^2 \operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{T_n}{2}. \quad (7.1.36)$$

З рівняння (7.1.36) знаходимо:

$$t_2 = \sqrt{\frac{2J_2\varphi_2}{0,5T_n - Cl^2 \operatorname{tg} \varphi_2}}. \quad (7.1.37)$$

Враховуючи умову, що $t_1 = t_2$, маємо:

$$\frac{J^2 \omega^2}{(0,5T_n - T_3)^2} = \frac{2J_2\varphi_2}{0,5T_n - Cl^2 \operatorname{tg} \varphi_2},$$

Звідки знаходимо необхідну жорсткість пружини:

$$C = \frac{1}{l^2 \operatorname{tg} \varphi_2} \left[0,5T_n - \frac{2J_2\varphi_2(0,5T_n - T_3)^2}{J^2 \omega^2} \right]. \quad (7.1.38)$$

Розглянемо можливість реалізації вказаних параметрів приводу при

використанні його у складі машини Кокетт-2 (модель 5219).

Прийнявши конструктивно $\varphi_2 = 30^\circ$ (0,523 рад); $l = 250$ мм та враховуючи параметри приводу основ'язальної машини Кокетт-2 (модель 5219) [3]: $T_n = 158$ Нм; $T_3 = 50$ Нм; $J = 0,375$ кгм²; $J_2 = 0,55$ кгм² (одержано з урахуванням маси статора електродвигуна, важеля та їх розмірів); $\omega = 149,75$ с⁻¹, із рівняння (3.38) знаходимо:

$$C = \frac{1}{0,25^2 \operatorname{tg} 30^\circ} \left[0,5 \cdot 158 - \frac{2 \cdot 0,55 \cdot 0,523 (0,5 \cdot 158 - 50)^2}{0,375^2 \cdot 149,75^2} \right] = 2185,08 \text{ Н/м.}$$

Необхідну силу пружини стиску знаходимо із умови:

$$F = \frac{T_2}{l} = \frac{0,5 T_n}{l} = \frac{0,5 \cdot 158 \cdot 10^3}{250} = 316 \text{ Н.}$$

Враховуючи необхідні жорсткість та силу пружини, вибираємо циліндричну пружину стиску № 38 ГОСТ 13768-68 [186] з параметрами: діаметр дроту $d = 4,0$ мм; зовнішній діаметр $D = 38$ мм; жорсткість одного витка $C_1 = 65,15$ Н/мм; число робочих витків $n = \frac{C_1}{C} = \frac{65,15}{2185,08 \cdot 10^{-3}} = 29,8$; крок

пружини $p = 9,5$ мм; робоча довжина пружини $L = (n - 1)p = (29,8 - 1) \cdot 9,5 = 273,6$ мм.

Як бачимо існує реальна можливість використання запропонованої конструкції приводу, що містить електродвигун, встановлений в поворотних опорах.

7.1.4. Експериментальні дослідження впливу відцентрової фрикційної муфти на зниження динамічних навантажень в приводі основ'язальної машини Кокетт

7.1.4.1. Об'єкт досліджень та експериментальна установка

Особливістю роботи основ'язальних машин є значні динамічні навантаження, що виникають в приводі та інших їх механізмах і суттєво впливають на надійність та довговічність роботи машин, а також на якість основ'язаного полотна [6, 37, 73, 77, 151, 153, 176].

Для зниження динамічних навантажень в приводі основ'язальної машини автором в монографії [151] пропонується використовувати відцентрову фрикційну муфту.

Завданням даного дослідження є експериментальна перевірка ефективності використання відцентрової фрикційної муфти для зниження динамічних навантажень в приводі основ'язальної машини. З цією метою автором була розроблена спеціальна установка та вибрана сучасна апаратура для проведення експериментальних досліджень.

Об'єктом досліджень обрані установка та апаратура для проведення експериментальних досліджень впливу відцентрової фрикційної муфти на динамічні навантаження в приводі основов'язальної машини.

При розв'язанні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії динамічних процесів в механічних системах та статистичних методах обробки результатів експериментальних досліджень динамічних навантажень.

В якості експериментальної установки була використана основов'язальна машина Кокетт – 2 (табл. 7.1.2), встановлена у науковій лабораторії кафедри інженерної механіки Київського національного університету технологій та дизайну.

Для проведення експериментальних досліджень привід основов'язальної машини був модернізований – додатково обладнаний відцентровою фрикційною муфтою, вмонтованою в ведучий шків (рис. 7.1.6). Обладнання приводу основов'язальної машини відцентровою фрикційною муфтою, як відомо [38, 151, 183], дозволяє здійснювати пуск основов'язальної машини при обмеженому пусковому моменту електродвигуна, що призводить до зниження динамічних навантажень і, як наслідок, до підвищення надійності та довговічності роботи приводу і основов'язальної машини в цілому.

Таблиця 7.1.2

Технічна характеристика основов'язальної машини Кокетт – 2

Модель машини	Kokett-2
Виробник	НІМЕЧЧИНА
Клас машини	22-30
Число гребінок	2
Тип голок	пазові (движкові)
Голковий крок (мм)	0,907
Кількість голок	2340
Ширина голочниці	2133-4445
Габаритні розміри (мм)	2755x1480x1790
Вага машини (кг)	2200
Швидкість в'язання (ряд/хв)	500-1400

Характеристика двигуна: - потужність, кВт; - число обертів за хв	3/0,2 1430/910
Регулювання швидкості	шків-варіатор
Тип підшипників головного валу	підшипники кочення
Механізми в'язання	шарнірно-важільні
Зупинка машини	СВ (вільний вибіг)

Враховуючи особливість конструкції приводу основов'язальної машини Кокетт – 2 (неможливість використати стандартну відцентрову фрикційну муфту), автором була розроблена та виготовлена спеціальна конструкція відцентрової фрикційної муфти [151] (надалі муфта), схема та фото якої представлені на рис. 7.1.7, 7.1.8.

Муфта (рис. 7.1.7) містить барабан – шків 1, ступицю – хрестовину 2 з лопатками, надіту на вал 3 електродвигуна, чотири колодки 4, шайби 5, 6, болт 7, два тензодатчики 8, наклеєні на одну із лопаток ступиці – хрестовини 2, дротів шлейфу 9. Ступиця – хрестовина 2 містить отвори 10 та паз 11 для розташування в них дротів шлейфу 9, що проходять через отвір 12 шайби 6, прикріпленої до торця вала 3 за допомогою болта 7. Ступиця – хрестовина 2 містить також шпонковий паз 13 для встановлення призматичної шпонки 14, що з'єднує ступицю – хрестовину 2 з валом 3 електродвигуна. Шайба 5 запобігає виходу в процесі роботи приводу колодок 4 за межі барабана – шківів 1.

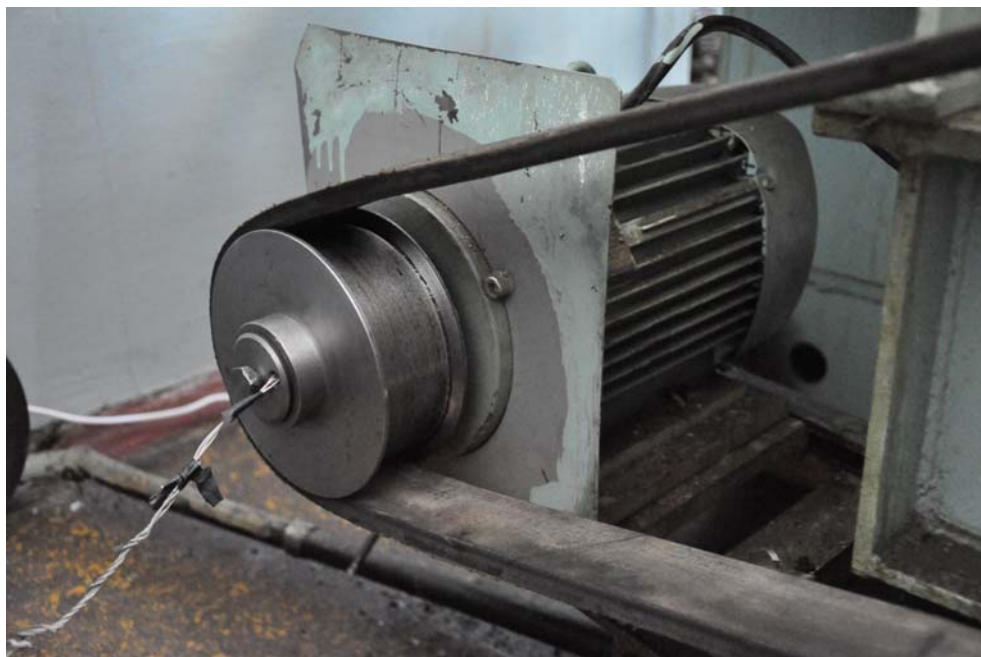


Рис. 7.1.6. Модернізований привід основов'язальної машини Кокетт – 2 (фрагмент)

Принцип роботи муфти наступний. При вмиканні електродвигуна обертальний рух валу 3 передається ступиці – хрестовині 2, жорстко закріпленій на ньому за допомогою призматичної шпонки 14. Відцентрові сили, що виникають при цьому переміщують колодки 4 в радіальному напрямку, притискаючи їх до барабана – шківів 1. Сили тертя, що виникають при цьому в зоні притиску колодок 4 до барабана – шківів 1 зумовлюють обертальний рух останнього.

Для забезпечення працездатності та ефективності роботи муфти необхідно вибрати відповідну вагу колодок. Для цього були використані відомі методи розрахунку відцентрових фрикційних муфт [183, 187].

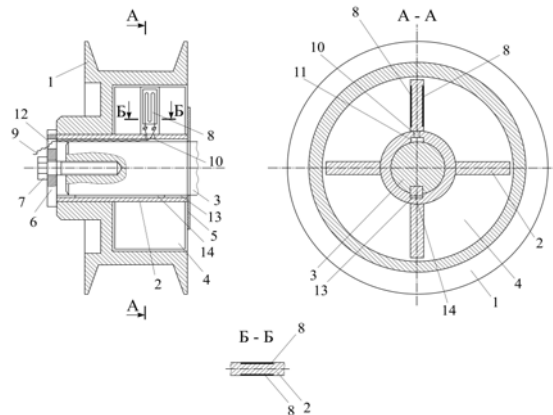


Рис. 7.1.7. Схема відцентрової фрикційної муфти

Необхідна вага колодки знаходиться із умови:

$$Q = \frac{\beta P q}{\omega^3 r \mu R z}, \quad (7.1.39)$$

- де Q - вага однієї колодки;
 β - коефіцієнт надійності роботи муфти;
 P - потужність (статична) привода основов'язальної машини;
 q - прискорення вільного падіння тіла, $q = 9,81 \text{ м/с}^2$;
 ω - кутова швидкість муфти;
 r - радіус центра ваги колодки;
 μ - коефіцієнт тертя пари колодка - барабан – шків;
 R - внутрішній радіус барабана – шківів;
 z - кількість колодок.



Рис. 7.1.8. Відцентрова фрикційна муфта (розібрана)

Беручи до уваги характеристику електродвигуна приводу основ'язальної машини Кокетт – 2 ($n = 1430$ об/хв), знаходимо:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 1430}{30} = 149,75 \text{ с}^{-1}.$$

Прийнявши $\beta = 1,2$ та враховуючи, що при частковій заправці основ'язальної машини, що використовувалась з метою економії сировини при проведенні експерименту, $P = 3$ кВт, а також параметри даної муфти $r = 45$ мм; $\mu = 0,15$ (матеріал колодок та барабана – шківів - чавун); $R = 60$ мм; $z = 4$, із виразу (7.1.39) знаходимо:

$$Q = \frac{\beta P q}{\omega^3 r \mu R z} = \frac{1,2 \cdot 3 \cdot 10^3 \cdot 9,81}{149,75^3 \cdot 45 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 4} = 6,5 \text{ Н}.$$

При проведенні експериментальних досліджень величина динамічних навантажень, що виникають в період пуску основ'язальної машини, реєструвалася в зоні взаємодії однієї із колодок 4 з лопаткою ступиці – хрестовини 2, на якій наклеювались тензодатчики.

Для запобігання похибок реєстрації динамічних навантажень, необхідно виконати умову [188]:

$$\lambda = \frac{f}{f_0} \leq 0,1, \quad (7.1.40)$$

де λ - співвідношення частот процесу (динамічне навантаження), що реєструється, і власної частоти коливання вимірювального елемента (пальця);

f - частота зміни максимуму динамічного навантаження;

f_0 - власна частота коливання вимірювального елемента (лопатка ступиці – хрестовини).

Очевидно:

$$f = \frac{\omega}{2\pi}. \quad (7.1.41)$$

Зважаючи на конструктивні особливості муфти (рис. 7.1.7), власна частота коливань лопатки з тензодатчиками може бути визначена із рівняння [189]:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EJ}{m_n l^3}}, \quad (7.1.42)$$

де E - модуль пружності матеріалу лопатки;
 J - момент інерції поперечного перерізу лопатки,

$$J = \frac{ab^3}{12}; \quad (7.1.43)$$

a - ширина поперечного перерізу лопатки;

b - товщина поперечного перерізу лопатки;

m_n - приведена маса лопатки,

$$m_n = \frac{33}{140} \cdot \frac{Q_p}{g} = \frac{33}{140 \cdot 9,81} Q_p = 0,024 Q_p; \quad (7.1.44)$$

Q_p - вага робочої частини лопатки;

l - робоча довжина лопатки.

Враховуючи, що $\omega = 149,75 \text{ с}^{-1}$, із (7.1.41) знаходимо:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{149,75}{2\pi} = 23,83 \text{ с}^{-1}.$$

Враховуючи параметри лопатки $a = 40 \text{ мм}$; $b = 7 \text{ мм}$; $l = 37,5 \text{ мм}$;
 $Q_p = 0,82 \text{ Н}$; $E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, із рівнянь (7.1.42)...(7.1.44), знаходимо:

$$J = \frac{ab^3}{12} = \frac{40 \cdot 7^3}{12} = 1143,33 \text{ мм}^4;$$

$$m_n = 0,024 Q_p = 0,024 \cdot 0,82 = 0,0197 \text{ кг};$$

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 1143,33 \cdot 10^3}{0,0197 \cdot 37,5^3}} = 4240 \text{ с}^{-1}.$$

Підставляючи отримані результати в (3.40), маємо:

$$\lambda = \frac{f}{f_0} = \frac{23,83}{4240} = 5,62 \cdot 10^{-3} < 0,1,$$

що підтверджує працездатність прийнятої конструкції вимірювального елемента (лопатки хрестовини відцентрової фрикційної муфти).

Вимірювання досліджуваних параметрів проводилось за допомогою перетворюючої та реєструючої апаратури (рис. 7.1.9, 7.1.10).

В якості перетворювачів деформації в електричний сигнал, використовувались дротяні тензодатчики 2 з базою 20 мм КФ 5 П1-20-200А, підключені до мостової вимірювальної схеми 3, що забезпечує максимальну чутливість та лінійність вихідних параметрів. Сигнал з датчиків 2 поступає на вимірювальну плату WAD-AIK-BUS 4 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) 5, де відбувається збір показань датчиків та остаточна обробка отриманих значень. Вимірювальна плата WAD-AIK-BUS 4 підключена до джерела живлення 1.

У зв'язку з тим, що перехідні опори в струмоз'ємниках з ковзним контактом у ряді випадків вносять істотну погрішність до результатів вимірювань, при проведенні експериментальних досліджень був обраний безконтактний метод зв'язку тензодатчиків, що оберталися, з вимірювальною апаратурою.

З цією метою провідники, що сполучають датчики, виводилися на торець валу і підключалися до клемових коробок, закріплених на відстані 1,0 м від торця валу. Такий метод зняття сигналу з датчиків дозволяв вести запис протягом 10..15 с, що було цілком достатнім для запису декількох циклів моментів пуску машини.

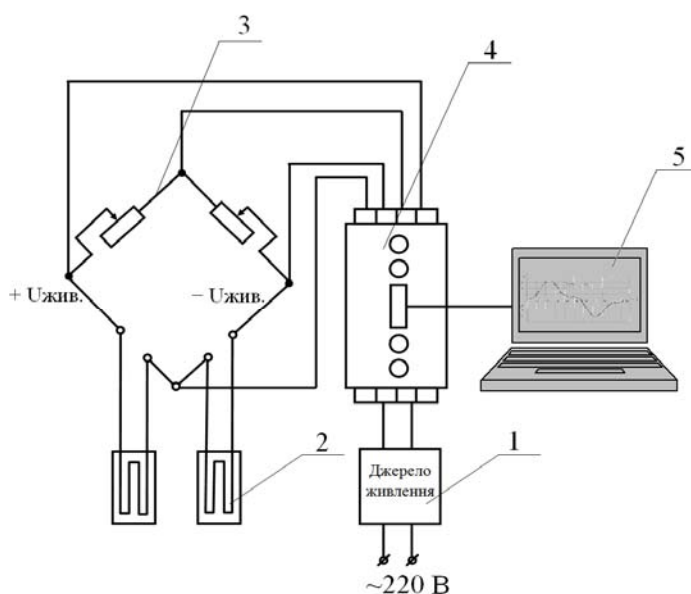


Рис. 7.1.9. Схема вимірювальної та реєструючої апаратури експериментальної установки



Рис. 7.1.10. Вимірювальна та реєструюча апаратура експериментальної установки

Ефективність використання відцентрової фрикційної муфти оцінювалась коефіцієнтом впливу муфти на зниження динамічних навантажень в приводі основ'язальної машини:

$$k = \frac{\bar{T}_1}{\bar{T}_2} = \frac{\bar{A}_1}{\bar{A}_2}, \quad (7.1.45)$$

де k - коефіцієнт зниження динамічних навантажень в приводі основ'язальної машини при використанні муфти;

\bar{T}_1 , \bar{A}_1 - відповідно максимальний момент та амплітуда максимуму динамічних навантажень в приводі основ'язальної машини Кокетт – 2 до модернізації (середнє значення);

\bar{T}_2 , \bar{A}_2 - відповідно максимальний момент та амплітуда максимуму динамічних навантажень в приводі основ'язальної машини Кокетт – 2 при використанні муфти (середнє значення).

7.1.4.2. Результати експерименту та їх аналіз

При проведенні досліджень був використаний сучасний метод експериментальних досліджень динамічних навантажень, що виникають в механічних системах в період несталого режиму руху [151].

Умови експерименту:

- при проведенні експериментальних досліджень динамічних навантажень привод як існуючої моделі основ'язальної машини, так і модернізованої (установка в приводі муфти) згідно з рекомендаціями [190, 191] заплановано виконати по 20 дослідів;

- у всіх дослідах режим роботи основ'язальної машини залишався однаковим;

- прийнята вірогідність результатів експерименту $\alpha = 0,95$.

Одержані результати досліджень (приклади графіків зміни амплітуд навантажень показані на рис. 7.1.11, 7.1.12), наведені в табл. 7.1.3, 7.1.4.

Таблиця 7.1.3

Результати експериментальних досліджень динамічних навантажень приводу основов'язальної машини Кокетт – 2

Максимальний момент T_{1i} , Нм	Кількість повторень результатів n_i	$n_i T_{1i}$	Похибка окремих вимірів ΔT_{1i}	$n_i (\Delta T_{1i})^2$
54,2	1	54,2	7,33	53,73
55,4	1	55,4	6,13	37,58
56,1	2	112,2	5,43	58,97
58,3	2	116,6	3,23	20,86
60,7	2	121,4	0,83	1,38
61,5	2	123,0	-0,03	0,002
62,2	2	124,4	-0,67	0,90
63,3	2	126,6	-1,77	6,26
64,1	2	128,2	-2,57	13,21
65,8	1	65,8	-4,27	18,23
67,3	2	134,6	-5,77	66,58
68,2	1	68,2	-6,67	44,49
	$n = 20$	$\Sigma 1230,6$		$\Sigma 322,192$

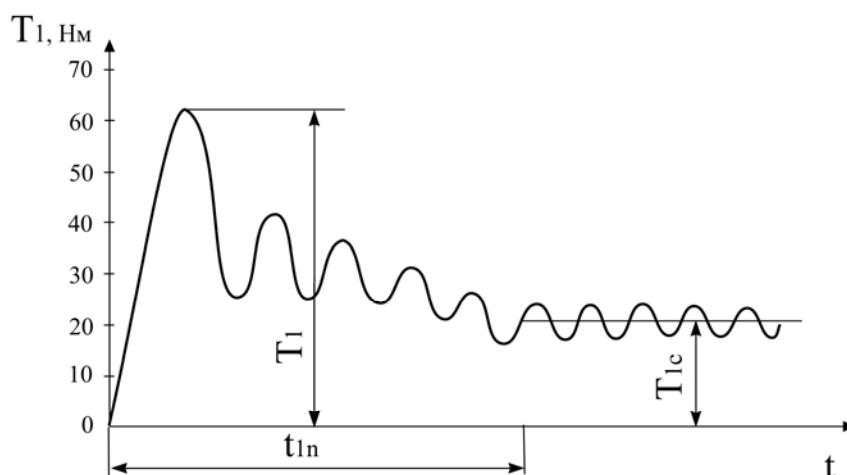


Рис. 7.1.11. Графік зміни амплітуди динамічних навантажень приводу в процесі пуску основов'язальної машини Кокетт – 2 до установки муфти: T_1 - максимальна величина моменту; t_{1n} - час пуску машини

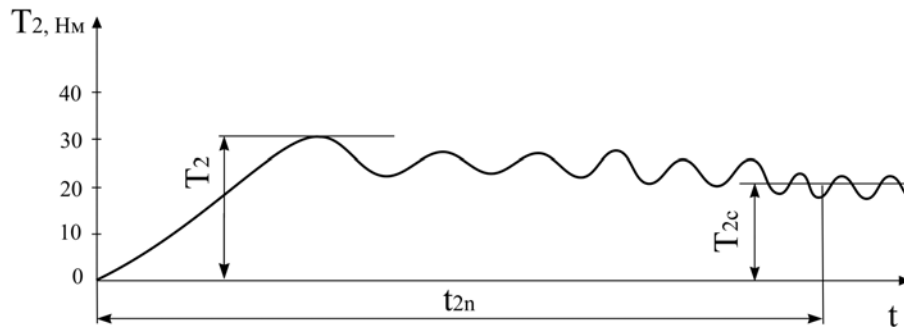


Рис. 7.1.12. **Графік зміни амплітуди динамічних навантажень приводу в процесі пуску основов'язальної машини Кокетт – 2 при установці муфти: T_2 - максимальна величина моменту; T_{2c} - величина статичного навантаження приводу; t_{2n} - час пуску машини при наявності в приводі муфти**

Обробка результатів експерименту виконувалась у відповідності з методикою [190]:

- середнє значення моменту:

$$\bar{T}_1 = \frac{\sum n_i T_{1i}}{n} = \frac{1230,6}{20} = 61,53 \text{ Нм}; \quad (7.1.46)$$

- середня квадратична похибка результатів замірів:

$$\Delta S_1 = \sqrt{\frac{\sum n_i (\Delta T_{1i})^2}{n(n-1)}} = \sqrt{\frac{322,192}{20(20-1)}} = 0,92 \text{ Нм}; \quad (7.1.47)$$

- границі довірчого інтервалу:

$$\Delta T_1 = \sqrt{(t_\alpha \Delta S_1)^2 + \left(\frac{K_\alpha}{3} \gamma\right)^2} = \sqrt{(2,09 \cdot 0,92)^2 + \left(\frac{1,96}{3} \cdot 1,23\right)^2} = 2,08 \text{ Нм}, \quad (7.1.48)$$

де t_α - коефіцієнт Стьюдента; при $\alpha = 0,95$ $t_\alpha = 2,09$ [190];

$K_\alpha \equiv t_\alpha(n \rightarrow \infty) = 1,96$ [190];

γ - похибка вимірювальної та реєструючої апаратури,

$$\gamma = \frac{\beta \bar{T}_1}{100\%} = \frac{2 \cdot 61,53}{100} = 1,23 \text{ Нм}; \quad (7.1.49)$$

$\beta = 2\%$ [192];

- відносна похибка серії вимірів:

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta T_1}{\bar{T}_1} \cdot 100\% = \frac{2,08}{61,53} \cdot 100\% = 3,38\%. \quad (7.1.50)$$

Остаточний результат досліджень:

$$T_1 = \bar{T}_1 \pm \Delta T_1 = (61,53 \pm 2,08) \text{ Нм}.$$

Таблиця 7.1.4

Результати експериментальних досліджень динамічних навантажень привода основ'язальної машини Кокетт – 2 при наявності відцентрової фрикційної муфти

Максимальний момент T_{2i} , Нм	Кількість повторень результатів n_i	$n_i T_{2i}$	Похибка окремих вимірів ΔT_{2i}	$n_i (\Delta T_{2i})^2$
25,3	1	25,3	6,91	47,75
26,1	2	52,2	6,11	74,66
27,2	2	54,4	5,01	50,20
28,7	1	28,7	3,51	12,32
29,2	2	58,4	3,01	18,12
30,4	1	30,4	1,81	3,27
31,5	1	31,5	0,71	0,50
32,2	2	64,4	0,01	0,001
34,1	1	34,1	-1,89	3,57
35,8	2	71,6	-3,59	25,77
37,3	1	37,3	-5,09	25,91
38,2	2	76,4	-5,99	71,76
39,4	1	39,4	-7,19	51,69
40,1	1	40,1	-7,89	62,25
	$n = 20$	$\sum 644,2$		$\sum 447,771$

Обробка результатів експерименту виконана з використанням залежностей (7.1.6)...(7.1.10):

$$\bar{T}_2 = 32,21 \text{ Нм}; \Delta S_2 = 1,08 \text{ Нм}; \Delta T_2 = 2,29 \text{ Нм}; \gamma = 0,64 \text{ Нм}; \varepsilon_2 = 7,11\%.$$

Тоді остаточний результат експериментальних досліджень динамічних навантажень привода основ'язальної машини Кокетт – 2 при наявності відцентрової фрикційної муфти буде:

$$T_2 = (32,21 \pm 2,29) \text{ Нм}.$$

Використовуючи результати експериментальних досліджень (табл. 7.1.3, 7.1.4), одержуємо: $k = 1,91$.

Таким чином, використання в приводі основ'язальної машини Кокетт – 2 відцентрової фрикційної муфти дозволяє знизити пускові динамічні навантаження в 1,91 рази, що позитивно впливає як на підвищення надійності і довговічності роботи машини, так і на підвищення якості основ'язаного полотна.

7.1.5. Математичний експеримент по оцінці впливу параметрів основов'язальної машин на динамічні навантаження приводу

Перспективним напрямом підвищення ефективності роботи основов'язальних машин є зниження динамічних навантажень, що виникають в період їх пуску [6, 73, 77], що позитивно впливає як на надійність та довговічність роботи машини, так і на якість полотна.

7.1.5.1. Вибір математичної моделі експерименту

Об'єктом досліджень обрано основов'язальну машину ОВ-7 та вплив її параметрів на динамічні навантаження, що виникають під час пуску. При вирішенні задач, поставлених у даній роботі, були використані сучасні методи теоретичних досліджень, що базуються на теорії математичного експерименту та математичної статистики.

Враховуючи доцільність підвищення ефективності роботи основов'язальних машин шляхом зниження динамічних навантажень, дослідження присвячені оцінці впливу параметрів основов'язальної машини на динамічні навантаження, що виникають в приводі під час пуску.

Відомі методи [38, 154] визначення динамічних навантажень, що виникають у механічних системах, зокрема у приводі основов'язальних машин, дозволяють вирішити завдання оцінки впливу параметрів приводу на величину динамічних навантажень, що виникають при пуску основов'язальних машин типу ОВ. Однак у силу своєї громіздкості і великих витрат часу, використання його для інженерної практики є недоцільним. Тому задачею даних досліджень стала розробка більш досконалого методу аналізу впливу параметрів основов'язальної машини типу ОВ на динамічні навантаження, що виникають в процесі її пуску, який базується на використанні рівнянь регресії, отриманих у результаті проведення математичного експерименту.

При проведенні математичного експерименту використовувався рототабельний план другого порядку [193], що дозволяє більш ефективно вирішити поставлену задачу.

Аналіз особливостей основов'язальних машин типу ОВ [6], перспектив удосконалення їх конструкцій та підвищення швидкості в'язання дозволив виділити основні параметри (фактори), що істотно впливають на динамічні навантаження в приводі, і діапазон їхнього варіювання (рис. 3.13):

X_1 - пусковий момент електродвигуна приводу T_1 ;

X_2 - момент сил опору механізмів основов'язальної машини T_2 ;

X_3 - момент інерції ротора електродвигуна з урахуванням моменту інерції обертових мас варіатора та ведучого шківів пасової передачі J_1 ;

X_4 - момент інерції обертових мас механізмів машини J_2 .

Як функцію мети прийнято:

Y - максимальна величина динамічного навантаження (моменту), що виникає в пружних в'язях приводу C_{12} (пружна в'язь варіатора, паси клинопасової передачі та інше), $T_{12\max}$.

У якості "ядра" чотирьохфакторного експерименту була прийнята матриця повного факторного експерименту. При цьому необхідна кількість дослідів (варіантів розрахунків динамічних навантажень) n визначається із умови [193]:

$$n = 2^K + 2K + n_0, \quad (7.1.51)$$

де K - кількість досліджуваних факторів;
 n_0 - число нульових точок факторів.

З огляду на те, що $K=4$, $n_0=7$ [193], знаходимо: $n = 2^4 + 2 \cdot 4 + 7 = 31$.

Величина "зоряного" плеча λ кожного із факторів визначається із рівняння [193]:

$$\lambda = 2^{K/4} = 2.$$

7.1.5.2. Вибір діапазону та інтервалу варіювання досліджуваних факторів

В якості діапазону та інтервалів варіювання досліджуваних факторів, з огляду на вищевказане, технічну характеристику основов'язальної машини ОВ-7 та рекомендацій [193], приймаємо:

$$\begin{aligned} X_1 \rightarrow T_1 &= (96,56 \dots 176,56) \text{ Нм}; & \Delta T_1 &= 20 \text{ Нм}; \\ X_2 \rightarrow T_2 &= (33,3 \dots 93,3) \text{ Нм}; & \Delta T_2 &= 15 \text{ Нм}; \\ X_3 \rightarrow J_1 &= (0,01 \dots 0,61) \text{ кгм}^2; & \Delta J_1 &= 0,15 \text{ кгм}^2; \\ X_4 \rightarrow J_2 &= (0,003 \dots 0,143) \text{ кгм}^2; & \Delta J_2 &= 0,035 \text{ кгм}^2. \end{aligned} \quad (7.1.52)$$

Величини факторів (натуральні) на нульовому рівні становлять:

$$T_{(1)0} = 136,56 \text{ Нм}; \quad T_{(2)0} = 63,3 \text{ Нм}; \quad J_{(1)0} = 0,31 \text{ кгм}^2; \quad J_{(2)0} = 0,073 \text{ кгм}^2. \quad (7.1.53)$$

Значення факторів (кодовані) у "зоряних" точках знаходяться із залежності [193]:

$$X_i = \frac{A_i - A_{0i}}{\Delta A_i}, \quad (7.1.54)$$

де A_i - натуральне значення i -го фактора;

A_{0i} - натуральне значення i -го фактора на нульовому рівні;

ΔA_i - інтервал варіювання натурального значення i -го фактора.

Приймаючи до уваги (7.1.52), (7.1.53), на підставі (7.1.54) одержуємо:

$$X_1 = \frac{T_1 - 136,56}{20}; \quad X_2 = \frac{T_2 - 63,3}{15}; \quad X_3 = \frac{J_1 - 0,31}{0,15}; \quad X_4 = \frac{J_2 - 0,073}{0,035}. \quad (7.1.55)$$

Для зручності розрахунків значення рівнів і інтервалів варіювання досліджуваних факторів представимо у вигляді табл. 7.1.5.

Використовуючи результати табл. 7.1.5 та методику В.Б.Тихомирова [193], були побудовані робоча матриця та матриця планування експерименту (табл. 7.1.6).

Відповідно до прийнятого плану експерименту була проведена серія математичних експериментів, яка складається з 31 досліду (розрахунків

максимальних динамічних навантажень, що виникають у приводі основов'язальної машини ОВ-7 при пуску, з використанням параметрів машини і відомого методу [38], а також результатів табл. 7.1.6). Результати розрахунків представлені в табл. 7.1.7.

7.1.5.3. Рівняння регресії впливу параметрів приводу основов'язальної машини ОВ-7 на динамічні навантаження

Рівняння регресії для визначення максимальних динамічних навантажень Y ($T_{12\max}$), що виникають в пружних в'язях приводу при пуску машини ОВ-7 представимо у виді [193]:

$$Y = B_0 + B_1X_1 + B_2X_2 + B_3X_3 + B_4X_4 + B_{12}X_1X_2 + B_{13}X_1X_3 + B_{14}X_1X_4 + B_{23}X_2X_3 + B_{24}X_2X_4 + B_{34}X_3X_4 + B_{11}X_1^2 + B_{22}X_2^2 + B_{33}X_3^2 + B_{44}X_4^2, \quad (7.1.56)$$

де B_0 - вільний член рівняння регресії;

$B_1, B_2, B_3, B_4, B_{12}, B_{13}, B_{14}, B_{23}, B_{24}, B_{34}, B_{11}, B_{22}, B_{33}, B_{44}$ - коефіцієнти рівняння регресії.

Використовуючи відповідну програму та вихідні дані (табл. 7.1.6), були отримані наступні значення коефіцієнтів рівняння регресії (7.1.56):

$$\begin{aligned} B_0 &= 179,391; & B_1 &= 23,1114; & B_2 &= 5,50824; & B_3 &= -22,0613; & B_4 &= 16,0419; \\ B_{11} &= -0,923643; & B_{12} &= -0,503694; & B_{13} &= -1,75986; & B_{14} &= 1,74108; \\ B_{22} &= -0,660468; & B_{23} &= -1,02299; & B_{24} &= 1,01032; & B_{33} &= 11,3926; \\ B_{34} &= -3,75987; & B_{44} &= -3,14168. \end{aligned}$$

Таблиця 7.1.5

Рівні та інтервали варіювання факторів

Фактор	Рівні варіювання					Інтервал варіювання фактора
	-2	-1	0	+1	+2	
Пусковий момент електродвигуна T_1 , Нм (X_1)	96,56	116,56	136,56	156,36	176,56	20
Момент сил опору механізмів машини T_2 , Нм (X_2)	33,3	48,3	63,3	78,3	93,3	15
Момент інерції ротора електродвигуна та інших мас J_1 , кгм ² (X_3)	0,01	0,16	0,31	0,46	0,61	0,15
Момент інерції обертових мас механізмів машини J_2 , кгм ² (X_4)	0,003	0,038	0,073	0,108	0,143	0,035

Таблиця 7.1.6

Робоча матриця та матриця планування експерименту

№ дослі ду	Робоча матриця (параметри)				Матриця планування			
	T ₁ , Нм	T ₂ , Нм	J _{1,2} , кгм ²	J ₂ , кгм ²	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄
1	156,36	78,3	0,46	0,108	+	+	+	+
2	116,56	78,3	0,46	0,108	-	+	+	+
3	156,36	48,3	0,46	0,108	+	-	+	+
4	116,56	48,3	0,46	0,108	-	-	+	+
5	156,36	78,3	0,16	0,108	+	+	-	+
6	116,56	78,3	0,16	0,108	-	+	-	+
7	156,36	48,3	0,16	0,108	+	-	-	+
8	116,56	48,3	0,16	0,108	-	-	-	+
9	156,36	78,3	0,46	0,038	+	+	+	-
10	116,56	78,3	0,46	0,038	-	+	+	-
11	156,36	48,3	0,46	0,038	+	-	+	-
12	116,56	48,3	0,46	0,038	-	-	+	-
13	156,36	78,3	0,16	0,038	+	+	-	-
14	116,56	78,3	0,16	0,038	-	+	-	-
15	156,36	48,3	0,16	0,038	+	-	-	-
16	116,56	48,3	0,16	0,038	-	-	-	-
17	96,56	63,3	0,31	0,073	-2	0	0	0
18	176,56	63,3	0,31	0,073	+2	0	0	0
19	136,56	33,3	0,31	0,073	0	-2	0	0
20	136,56	93,3	0,31	0,073	0	+2	0	0
21	136,56	63,3	0,01	0,073	0	0	-2	0
22	136,56	63,3	0,61	0,073	0	0	+2	0
23	136,56	63,3	0,31	0,003	0	0	0	-2
24	136,56	63,3	0,31	0,143	0	0	0	+2
25...3 1	136,56	63,3	0,31	0,073	0	0	0	0

Таблиця 7.1.7

Результати математичного експерименту

№ досліду (розрахунку)	Максимальні динамічні навантаження в пружних ланках приводу T _{12max} , Нм	Коефіцієнт динамічних перевантажень приводу К
1	207,48	2,65
2	163,51	2,09
3	197,43	4,09
4	151,02	3,12
5	254,28	3,25
6	199,71	2,55

7	240,07	4,97
8	184,68	3,82
9	178,57	2,28
10	138,78	1,77
11	173,27	3,59
12	131,11	2,71
13	207,91	2,65
14	163,85	2,09
15	197,80	4,09
16	151,32	3,13
17	134,74	2,13
18	225,67	3,56
19	170,06	5,11
20	192,47	2,06
21	297,23	4,69
22	161,72	2,55
23	138,98	2,19
24	203,70	3,22
25...31	179,39	2,83

Розрахунки підтвердили адекватність прийнятої моделі експерименту.

Незначущими з довірчою імовірністю 0,95 є коефіцієнти:

$$B_2, B_{12}, B_{13}, B_{14}, B_{23}, B_{24}, B_{34}, B_{11}, B_{22}, B_{44}.$$

Отже, для нашого випадку рівняння регресії приймає вид:

$$\begin{aligned} Y &= B_0 + B_1 X_1 + B_3 X_3 + B_4 X_4 + B_{33} X_3^2 = \\ &= 179,39 + 23,11 X_1 - 22,06 X_3 + 16,04 X_4 + 11,39 X_3^2. \end{aligned} \quad (7.1.57)$$

Використовуючи залежності (3.55), виконаємо перехід у рівнянні (3.57) до натуральних значень факторів. Тоді остаточно одержимо:

$$T_{12max} = 82,36 + 1,16T_1 + 506,74J_1^2 - 461,16J_1 + 458,26J_2. \quad (7.1.58)$$

Отримане рівняння дозволяє значно простіше, ніж при використанні методів [38, 154], визначати динамічні навантаження, що виникають у приводі при пуску основов'язальних машин типу ОВ, а також оцінити вплив параметрів приводу на їхню величину.

7.1.5.4. Аналіз одержаних результатів

Прийнявши до уваги значення факторів на нульовому рівні

(7.1.53), на підставі рівняння (3.58) одержимо:

$$T_{12max}(T_1) = 1,16T_1 + 21,55; \quad (7.1.59)$$

$$T_{12max}(J_1) = 506,74J_1^2 - 461,16J_1 + 274,22; \quad (7.1.60)$$

$$T_{12max}(J_2) = 458,26J_2 + 146,79. \quad (7.1.61)$$

Результати впливу параметрів основ'язальної машини ОВ-7 на динамічні навантаження приводу, що виникають під час пуску, отримані з використанням залежностей (7.1.59)...(7.1.61), представлені у вигляді графіків (рис. 7.1.14).

Для оцінки впливу параметрів основ'язальної машини на ОВ-7 на перевантаження деталей та вузлів приводу під час пуску скористуємось залежністю [38]:

$$K = \frac{T_{12max}}{T_2}, \quad (7.1.62)$$

де K – коефіцієнти динамічних перевантажень деталей та вузлів приводу під час пуску машини.

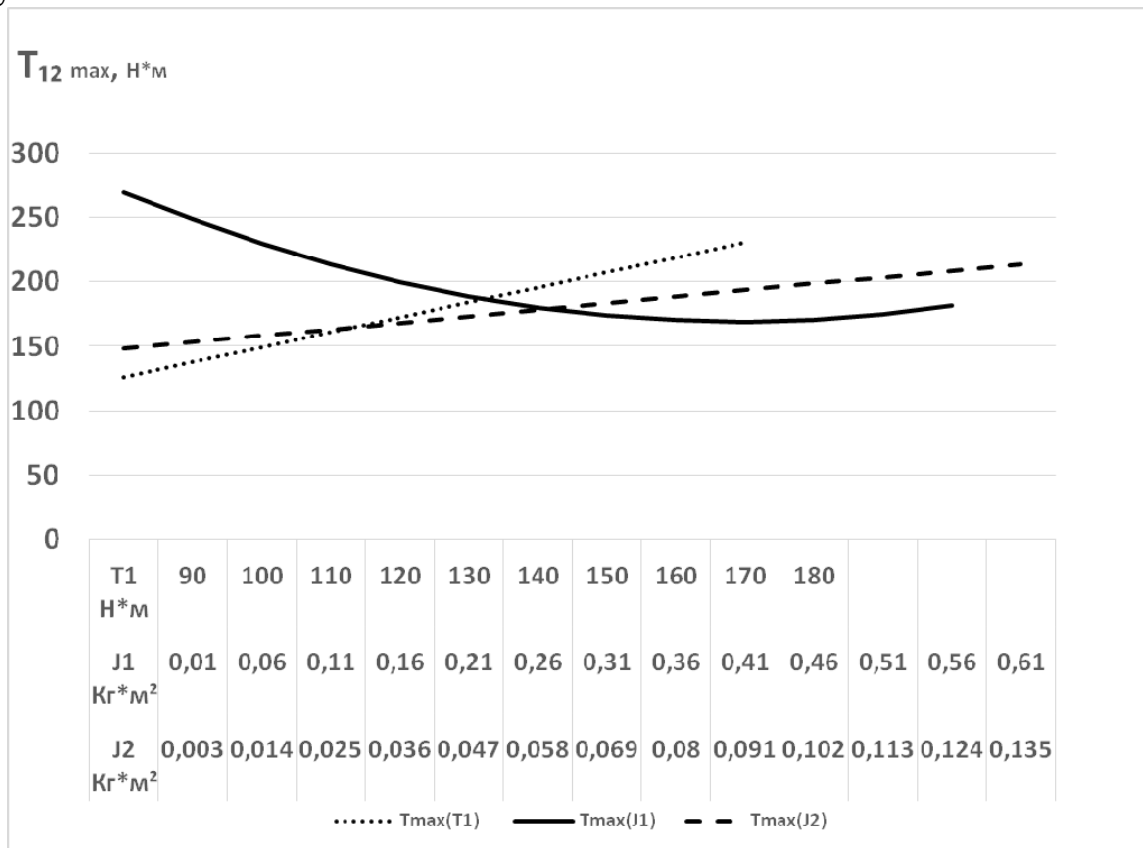


Рис. 7.1.14. Вплив параметрів основ'язальної машини ОВ-7 на динамічні навантаження приводу: – вплив пускового моменту електродвигуна T_1 на динамічні навантаження приводу; _____ – вплив моменту інерції ротора електродвигуна з урахуванням моменту інерції обертових мас варіатора та ведучого шків'а пасової передачі J_1 на динамічні навантаження приводу; - - - - - – вплив моменту інерції обертових мас механізмів машини J_2 на динамічні навантаження приводу

Результати розрахунків коефіцієнтів динамічних перевантажень деталей та вузлів приводу основ'язальної машини ОВ-7 під час пуску представлені в табл. 7.1.7.

Як видно з наведеного, досліджувані параметри основ'язальної машини ОВ-7 впливають на динамічні навантаження, що виникають в приводі під час

пуску. При цьому найбільш суттєво на динамічні навантаження впливає пусковий момент електродвигуна. Коефіцієнт динамічних перевантажень деталей та вузлів приводу основов'язальної машини ОВ-7 при відповідних співвідношеннях параметрів машини (табл. 7.1.7) досягає 5,11.

7.2.1. Наукові основи проектування стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин

На даний час на сучасних основов'язальних та в'язально-прошивних машинах в основному застосовуються нитконатяжні пристрої які в багатьох дослідженнях за рахунок використання пружних робочих елементів отримали назву – пристрої пасивної дії. За період свого застосування ці пристрої пройшли шлях суттєвого удосконалення. Більшість технічних рішень удосконалення базувалися на результатах аналітичних та експериментальних досліджень, при цьому основною метою удосконалень є забезпечення сталості натягу ниток основи всередині кожного циклу петлетворення.

Розвиток методів аналітичних досліджень натягу ниток основи [108...109] відображено роботі [197], де запропонована методика вибору параметрів пасивного нитконатяжного пристрою. Відмічено, що розрахунковими параметрами нитконатяжного пристрою, що підлягають вибору, є приведена до скала маса нитконатяжного пристрою та приведена до скала жорсткість підскальних пружин. Вибір приведеної маси базується на рівнянні руху скала:

$$m \frac{d^2 S}{dt^2} + cS = T, \quad (7.2.1)$$

де m - приведена і розрахована на одну нитку маса рухомих елементів скала;

S - відхилення скала від положення рівноваги при повністю ослаблених нитках;

c - приведений і розрахований на одну нитку коефіцієнт жорсткості підскальних пружин;

T - натяг ниток основи перед зоною петлетворення.

На основі числового моделювання зроблено висновок, що приведена до скала маса нитконатяжного пристрою повинна бути мінімально можливою.

В роботі [198] була поставлена і вирішена задача розробки моделі нитконатяжного пристрою, яка враховувала б сталий і перехідні режими роботи основов'язальної машини при табличному, як найбільш прийнятному, способі задання функції збурення. В результаті отримано вирази, що описують переміщення скала СННО з одною степеню вільності:

$$\left\{ \begin{array}{l} x = e^{-nt} \left(A_j \cos(\sqrt{p^2 - n^2}t) + D_j \sin(\sqrt{p^2 - n^2}t) \right) + \frac{a_j}{p^2}t + \frac{b_j}{p^2} - \\ - 2n \frac{a_j}{p^4}; \quad (p > n); \\ x = e^{-nt} (A_j + D_j t) + \frac{a_j}{p^2}t + \frac{b_j}{p^2} - 2n \frac{a_j}{p^4}; \quad (p = n); \\ x = e^{-nt} \left(A_j e^{\sqrt{n^2 - p^2}t} + D_j e^{-\sqrt{n^2 - p^2}t} \right) + \frac{a_j}{p^2}t + \frac{b_j}{p^2} - 2n \frac{a_j}{p^4}; \quad (p < n), \end{array} \right. \quad (7.2.2)$$

де $n = k / 2m; p^2 = (C_1 + C_2) / m; g = C_1 / m;$

m - приведена маса рухомих елементів СННО;

k - коефіцієнт в'язкого тертя;

C_1, C_2 - приведені жорсткості ниток основи і скала.

Проведений аналіз [199] впливу основних параметрів СННО на ефективність його роботи дозволили зробити ряд висновків:

- зменшення маси рухомих елементів нитконатяжного пристрою веде до зростання показника степені стабілізації натягу ниток основи;

- для ефективної роботи нитконатяжного пристрою приведена жорсткість підскальних пружин повинна бути близька до приведеної жорсткості ниток основи.

Слід відмітити, що отримані результати прийнятні тільки при проектуванні пасивних нитконатяжних пристроїв з одною степеню вільності.

В роботі [102] представлено аналітичні дослідження пасивного нитконатяжного пристрою. Система скало–нитки основи розглядається як динамічна система з одною степеню вільності, при цьому враховуються особливості взаємодії скала з нитками основи. Показано, що стабілізація натягу ниток основи – основна умова рівномірності структури полотна. Доведена необхідність зменшення інерційності скала, при цьому рекомендовано проводити пошук принципово нових рішень для зменшення інерційності скала.

Висновок про можливість подальшого зменшення маси скала зроблено в роботі [200]. Так за рахунок оптимізації форми пружних елементів нитконатяжного пристрою доведена можливість підвищення частоти власних коливань на 30 % і більше.

Запропонований динамічний аналіз роботи скала [73], спрямований на визначення частоти його власних коливань. В результаті аналізу отриманих результатів зроблено висновок про доцільність застосування в конструкції пасивних пристроїв стабілізації динамічного натягу ниток основи плоских пружин.

Цикл досліджень пристроїв стабілізації натягу ниток основи [201...203], що доведені до інженерних методів проектування, виконані О.К.Тройніковою під керівництвом проф. Ф.А. Моїсеєнка. В результаті математичного моделювання [201, 203] отримано інтегральну модель натягу ниток основи на ділянці скало – вушковици:

$$T_1(t) = -\frac{1}{\beta A} \left[\frac{c_p}{m_p} \int_0^t G'(\tau) n(t-\tau) d\tau + 2n \int_0^t G''(\tau) n(t-\tau) d\tau - \int_0^t G'''(\tau) n(t-\tau) d\tau + G(\tau) n''(0) + n(t) \right] \quad (7.2.3)$$

де $T_1(t)$ – натяг ниток основи на ділянці від вушковин до скала в момент часу t ;

β – коефіцієнт відносного подовження нитки;

$$A = (l_1 + l_2 e^{-\mu\alpha_1} + l_3 e^{-\mu(\alpha_1+\alpha_2)}) \frac{dT_1}{dt};$$

l_1, l_2, l_3 – довжина нитки на ділянках відповідно від вушківини до скала, від скала до направляючого прутка, від направляючого прутка до навою;

α_1, α_2 – кути охопту нитками основи відповідно скала і направляючого прутка;

μ – коефіцієнт тертя ниток основи при переміщенні їх по скалу і направляючому прутку;

c_p – приведена до осі скала жорсткість підскальних пружин;

m_p – приведена до осі скала маса рухомих елементів нитконатяжного пристрою;

n – коефіцієнт затухання коливань скала;

$n(t)$ – нелінійна складова функції необхідної подачі ниток основи;

$G(t)$ – функція Гріна;

τ – змінна інтегрування.

Застосування табличної форми представлення функції збурення (нелінійна складова функції необхідної подачі ниток основи) підвищує точність отриманих результатів і спрощує процес числових досліджень. В результаті рішення задач оптимізації авторами визначені оптимальні інтервали частот власних коливань нитконатяжних пристроїв.

В результаті динамічного аналізу сил, що діють на нитки основи в області скала Казиміжем Копясом [204...206] отримано вирази вимушених коливань скала v_m , а також кута фазового зсуву збурення ψ_f по відношенню до моменту M_m :

$$v_m = \frac{M_m}{(k - J\omega_f^2)^2 + (b\omega_f)^2}; \quad (7.2.4)$$

$$\psi_f = -\text{arcctg} \frac{b\omega}{k - J\omega_f^2}, \quad (7.2.5)$$

де ω_f – частота збурення;

ω – частота затухаючих вільних коливань;

k – приведена жорсткість скала;

J – момент інерції скала;

b – коефіцієнт затухання, зумовлений силами тертя в підшипниках.

В результаті аналізу підтверджено раніше зроблений висновок [12], що конструкція пристрою скала повинна забезпечувати з одного боку високу чутливість, а з іншого – високу частоту власних коливань.

Для оцінки ефективності роботи пристроїв стабілізації натягу ниток основи введено показник [207] степені стабілізації натягу ниток основи – β , який відображає величину відносного зменшення нитконатяжним пристроєм розмаху коливань натягу ниток:

$$\beta_i = \frac{A_{0i} - A_{1i}}{A_{0i}} \times 100\%, \quad (7.2.6)$$

де A_{0i}, A_{1i} – відповідно розмахи коливань натягу ниток при відсутності і при використанні нитконатяжного пристрою;

$i = 1, 2, 3, \dots, n$ – номер значущого розмаху коливань натягу ниток.

Коефіцієнт β_i дозволяє проводити порівняльну оцінку ефективності роботи нитконатяжних пристроїв різних конструкцій, встановлених на в'язальних машинах різних моделей. Використовуючи вираз (7.2.6), встановлено [208], що в випадку зменшення маси рухомих елементів пасивного нитконатяжного пристрою основи в'язальної машини моделі 5219 “Кокетт–2” в 3–4 рази, що теоретично можливо, степінь стабілізації динамічного натягу ниток основи при швидкості в'язання 1200 петельних рядів за хвилину може досягти 30-50 %, а при швидкості в'язання 1800 петельних рядів за хвилину – 0-30 %.

7.2.2. Удосконалення конструкцій стабілізаторів натягу ниток основи основи в'язальних машин

Висновки, зроблені в процесі експериментально-аналітичних досліджень підтверджені практикою розвитку та удосконалення конструкцій нитконатяжних пристроїв.

Так в аналізі конструкцій нитконатяжних пристроїв, запропонованій Параскою Г.Б. [79] чітко прослідковується тенденція підвищення частоти власних коливань нитконатяжних пристроїв при одночасному зменшенні приведеної до скала маси рухомих елементів. Автор показує, що в перших зразках пасивних нитконатяжних пристроїв [19, 82] (рис. 7.2.1, а) в якості пружних елементів використано циліндричну пружину 4, що з'єднана з важелем 3, на одному кінці якого закріплено скало 2, охоплене нитками основи 1, а інший кінець важеля 3 за допомогою тяги 5 кінематично з'єднаний з механізмом подачі ниток основи. Кінематичне з'єднання нитконатяжного пристрою з механізмом подачі ниток основи суттєво збільшує його інерційність і веде до дестабілізації динамічного натягу ниток основи при збільшенні швидкості в'язання [19].

Удосконалення пасивних нитконатяжних пристроїв відбувалося шляхом заміни кінематичного зв'язку з механізмом подачі ниток основи на функціональний (електричний, електронний та інші) та заміни циліндричних пружин плоскими пружними пластинами. Так пасивний нитконатяжний пристрій основи в'язальної машини “Кокетт–2” моделі 5219 [134] (рис. 7.2.1, б) містить охоплене нитками основи 1 скало 2, що закріплене на кінці важеля 3, на іншому кінці якого закріплено пакет плоских пружин 4, зафіксованих упором 5. Використання пакета плоских пружин дозволило збільшити коефіцієнт

затухання, тим самим зменшилась імовірність виникнення резонансних явищ при високих швидкостях в'язання.

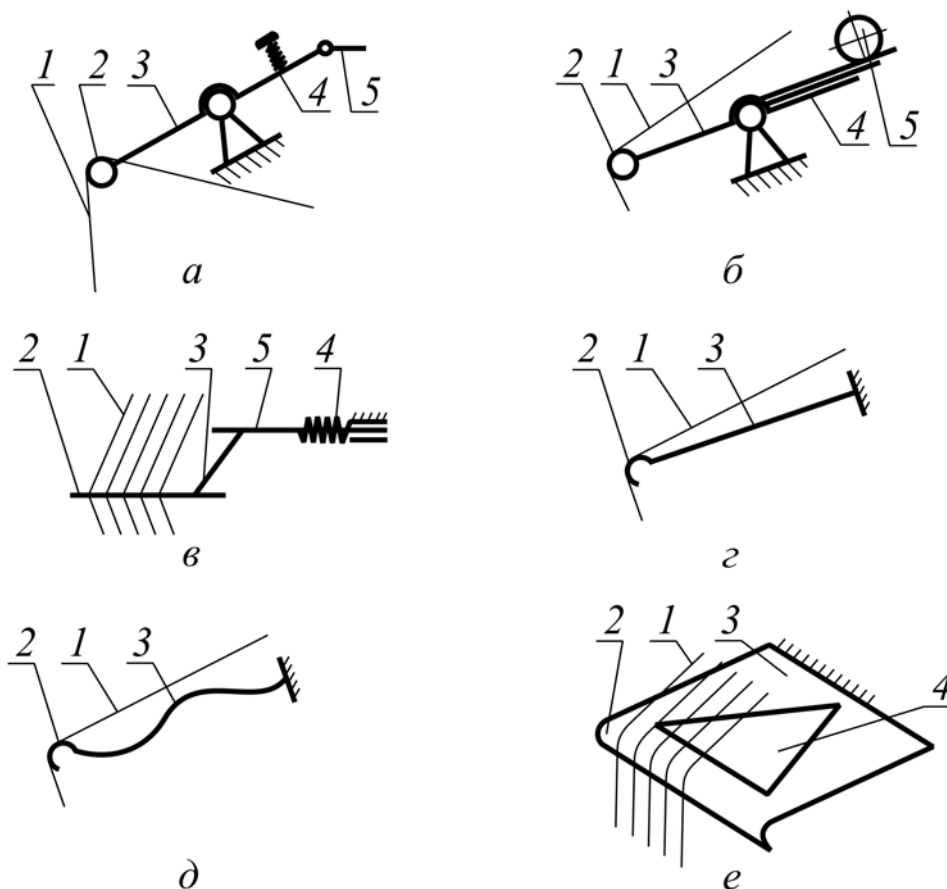


Рис. 7.2.1. Пасивні стабілізатори динамічного натягу ниток основи

В конструкції (рис. 1.4, в) пасивного нитконатяжного пристрою в'язально-прошивної машини “Арахне” [209] циліндрична пружина 4, що зафіксована на осі 5 працює на скручування. Таке з'єднання робить конструкцію стабілізатора компактною, але на інших в'язальних машинах широкого використання воно не знайшло.

Для зменшення інерційності пасивних нитконатяжних пристроїв в ряді конструкцій [210...213] (рис. 1.4, г) пружний елемент – плоска пластина 3 закріплена як консоль, а на вільному кінці зафіксовано скало 2, що огинається нитками основи 1. Для фіксації на пластині скала 2 в стабілізаторах використовуються різні кріпильні елементи (заклепки, болтові з'єднання та ін.), що підвищує інерційність всього стабілізатора.

Більш раціональний варіант з'єднання консольних пружних пластин зі скалом було запропоновано В.А. Радзієвським [87] (рис. 1.4, д), де вільний кінець консольної монопластини 3 дещо заокруглено і є скалом 2, що огинається нитками основи 1. Для корегування частотних характеристик консольна пластина 3 може бути гофрована.

Суттєве підвищення частоти власних коливань (рис. 1.4, е) пасивних нитконатяжних пристроїв за рахунок виконання наскрізних фігурних вирізів 4 в монопластині 3 запропоновано в роботах [214, 215]. Особливість наскрізних

вирізів полягає в тому, що вони не суттєво зменшують жорсткість монопластини при суттєвому зменшенні приведеної до скала маси. За рахунок цього частота власних коливань збільшується на 25–35 % [214].

Методи зменшення приведеної до скала маси рухомих елементів нитконатяжних пристроїв відповідає теорії коливань механічних систем [216], з якої відомо, що при консольному закріпленні стержня, максимально ефективно зменшення приведеної до вільного кінця стержня маси можливе саме за рахунок зменшення маси в зоні вільного кінця. Саме з таких позицій було запропоновано зменшення маси скала і представлення його натягнутою струною.

На основі встановлених закономірностей проектування високачастотних нитконатяжних пристроїв, та використання теорії вирішення інженерних задач автором запропонована конструкція принципово нового нитконатяжного пристрою (патент на винахід № 101463 UA, МПК D04B25/00), якому притаманне мінімізація приведеної маси при збереженні відносно високої податливості, яка співрозмірна податливості ниток основи в пружній заправці основов'язальних машин.

7.2.3. Аналітичні дослідження стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин

Представлена вище конструкція стабілізатора натягу ниток основи основов'язальних машин являє собою складну динамічну систему, яка за своєю складністю (наявність ребер жорсткості) суттєво перевищує відомі конструкції стабілізаторів.

Математичні моделі відомих стабілізаторів натягу ниток основи з вирізами настільки складні, що подальше їх ускладнення робить неможливим виконання оптимізаційних задач [79].

Виходячи з вищесказаного доцільно використовувати числові методи досліджень складних динамічних систем з використанням потужних комп'ютерних програм.

7.2.3.1. Вибір методів та базових комп'ютерних програм дослідження стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин

На сьогоднішній день можна виділити дві основні теорії розрахунків пластин, що згинаються, а саме теорію Кірхгофа-Лява, яка базується на двох гіпотезах — статичній та динамічній, та теорію Тимошенка (вона відноситься до так званих "теорій зсуву") і заснована на гіпотезі про незалежний поворот нормалі. Ця гіпотеза вперше була сформульована в роботі С. П. Тимошенка [218] і поширена Є. Рейснером на пластини [219] і оболонки [220]. При динамічному деформуванні пластин вона вперше була використана в роботах Р. Миндлина [221]. Теорії зсуву споконвічно розроблялися для розрахунків товстих пластин, пластин середньої товщини й композитних пластин.

Аналітичні рішення задач на згин пластин отримані тільки для деяких видів пластин і граничних умов. В інших випадках тут, як і при розв'язуванні багатьох інших задач механіки твердого деформованого тіла, велике значення отримали чисельні методи, які ґрунтуються на варіаційних постановках. До них у першу чергу відноситься метод кінцевих елементів (МКЕ).

Переваги варіаційних методів очевидні як з теоретичної, так і із практичної точок зору. Використання варіаційних постановок задач у чисельних методах дозволяє простіше одержувати рішення, оскільки функціонали мають більш низький порядок похідних шуканих функцій у відповідних диференціальних рівняннях. На основі варіаційних методів можна конструювати наближені розв'язки на класі кусково-гладких функцій, визначених у підобластях кінцевих розмірів, у так званих кінцевих елементах. Умови стикування сусідніх кінцевих елементів вимагають виконання головних граничних умов варіаційної задачі, які залежать від порядку похідних у функціоналах. Чим нижче порядок похідних шуканих функцій у вихідних функціоналах, тим простіше побудувати локальні апроксимації для кінцевих елементів, що задовольняють умовам стикування. Очевидною перевагою варіаційних методів є автоматичне виконання природних граничних умов. Іншою перевагою варіаційних постановок є можливість застосування подвійного аналізу, тобто одержання за допомогою наближеного розв'язку верхніх і нижніх границь точного розв'язку. Це здійснюється за допомогою застосування подвійних варіаційних принципів до вирішення однієї і тієї ж задачі. Усі зазначені теоретичні переваги варіаційних постановок не були б настільки істотними, якби практична реалізація методів кінцевих елементів виявилася складною. Однак простота, економічність і, головне, універсальність обчислювальних алгоритмів для різних схем методу кінцевих елементів привели до того, що в цей час цей метод є основним методом розрахунків різноманітних конструкцій та споруд.

Істотний поштовх у своєму розвитку МКЕ одержав після того, як було доведено (1963 р.), що цей метод можна розглядати як один з варіантів відомого в будівельній механіці методу Рэлея-Рітца, який шляхом мінімізації потенційної енергії дозволяє звести задачу до системи лінійних рівнянь рівноваги.

Зв'язок МКЕ із процедурою мінімізації дозволив використовувати його при розв'язуванні задач в інших областях техніки. Метод застосовувався до задач, що описуються рівняннями Лапласа або Пуассона. Розв'язування цих рівнянь також пов'язане з мінімізацією деякого функціонала. Відомі розв'язки з використанням цього методу задач поширення тепла, гідромеханіки, зокрема, задач про плин рідини в пористому середовищі.

Область застосування МКЕ суттєво розширилася, коли було показано (1968 р.), що рівняння, що визначають елементи в задачах будівельної механіки, поширення тепла, гідромеханіки, можуть бути отримані за допомогою таких варіацій методу зважених неув'язок, як метод Гальоркіна або метод найменших квадратів. Це зіграло важливу роль у теоретичному

обґрунтуванні МКЕ оскільки дозволило застосовувати його при розв'язуванні багатьох типів диференціальних рівнянь.

Таким чином, метод кінцевих елементів із чисельної процедури розв'язування задач будівельної механіки перетворився в загальний метод чисельного розв'язування диференціальних рівнянь або їх систем.

У цей час кількість комп'ютерних програм, що реалізують метод кінцевих елементів, обчислюється десятками, якщо не сотнями. Серед них можна відзначити таких гігантів, як ANSYS, NASTRAN, ABAQUS, можливості яких дозволяють вирішувати задачі різних галузей знань. У цих програмах використовується велика кількість різних модифікацій кінцевих елементів.

7.2.3.2. Порівняльний аналіз теорій Кірхгофа-Лява та Тимошенка з позицій методу кінцевих елементів

Класична теорія, заснована на гіпотезі Кірхгофа-Лява, у виразах для мінімізуємих функціоналів містить другі похідні від шуканої функції прогину. Отже, головними граничними умовами варіаційної задачі є прогин і перша похідна, які повинні бути неперервними на міжелементних границях. Побудова погоджених кінцево-елементних двовимірних апроксимацій у цьому випадку досить складна навіть для плоских кінцевих елементів, а для оболонок довільної форми є майже не розв'язним завданням. Побудовані на базі теорії Кірхгофа-Лява погоджені кінцеві елементи для пластин мають високий порядок апроксимації, яка, крім того, містить неповні поліноми. Це погіршує властивості кінцевих елементів і їх збіжність виявляється гіршою, чим збіжність неузгоджених кінцевих елементів. Застосування неповних поліномів не дозволяє також застосовувати при розв'язуванні ізопараметричну техніку.

Широке поширення в розрахунках оболонок і пластин для лінійних задач одержали неузгоджені кінцеві елементи. Для них виконується умова неперервності прогину на міжелементних границях, але порушується неперервність першої похідної від прогину. Проте в лінійних завданнях збіжність існує. Однак застосування неузгоджених кінцевих елементів для розв'язку нелінійних задач може привести до непередбачених похибок. Проблему неузгоджених апроксимацій можна вирішувати різними способами. Можна, наприклад, узагальнити існуючі варіаційні принципи на неузгоджені апроксимації шляхом введення у функціонали додаткових інтегралів, що мінімізують міжелементну неузгодженість. Але це пов'язане з додатковими обчислювальними витратами, які не завжди виправдані.

Класична теорія була створена для приведення тривимірної задачі до двовимірної, але це досягається ціною підвищення порядку похідної у вихідних функціоналах. Відзначимо, що функціонали теорії пружності містять лише перші похідні від шуканих функцій. З погляду ефективності розв'язування задач деформування оболонок і пластин варіаційними методами зведення тривимірної задачі до двовимірної необхідно будувати на базі теорії, що не підвищує порядок похідної у вихідних функціоналах тривимірної теорії

пружності. Число шуканих функцій після приведення в цьому випадку має другорядне значення, хоча бажано, щоб воно було мінімальним. Найпоширенішою теорією, функціонали якої містять тільки перші похідні від переміщень, є теорія оболонок і пластин С.П.Тимошенко.

Кінцеві елементи, що використовуються в інженерних програмах для розрахунків тонких пластин, що згинаються, як правило, базуються на теорії Кірхгофа-Лява.

Аналітичні рішення задач згину пластин отримані тільки для деяких видів пластин і їх граничних умов.

Для розв'язку диференціального рівняння, що описує згин пластини високочастотного стабілізатору натягу ниток основи (рис. 7.2.2), розглянемо, як це прийнято в теорії пружності [216], три групи рівнянь.

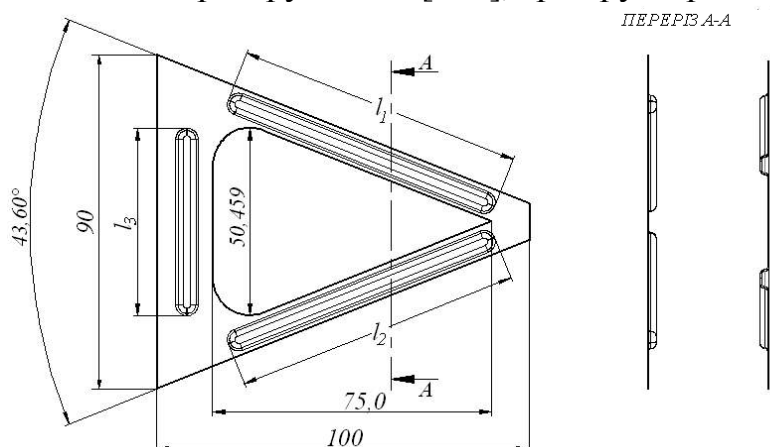


Рис. 7.2.2. Модель пластини стабілізатору натягу ниток основи основов'язальних машин

1. Рівняння спільності деформацій.

Виділимо нескінченно малий елемент зі сторонами dx, dy (рис. 7.2.3) і запишемо співвідношення для його лінійних та кутових деформацій (рис. 7.2.4) при згині пластини:

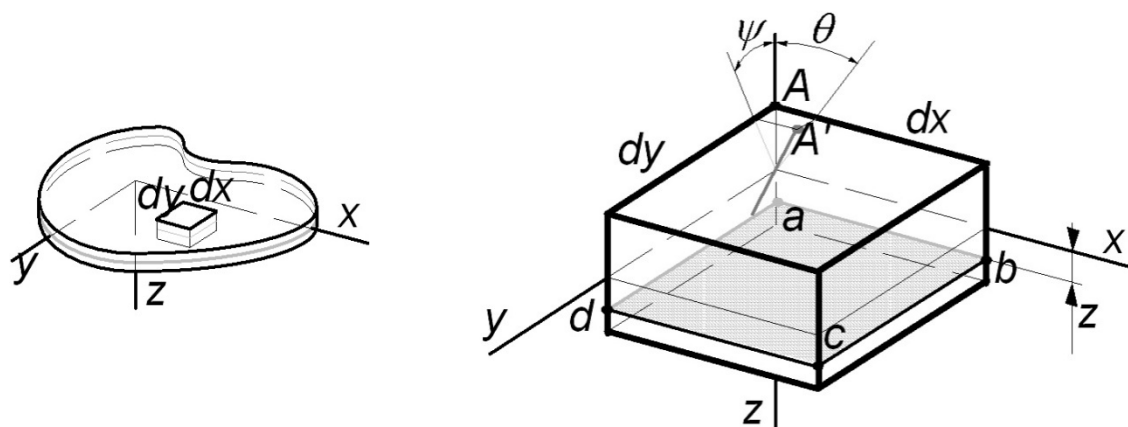


Рис. 7.2.3. Нескінченно малий елемент пластини, що згинається

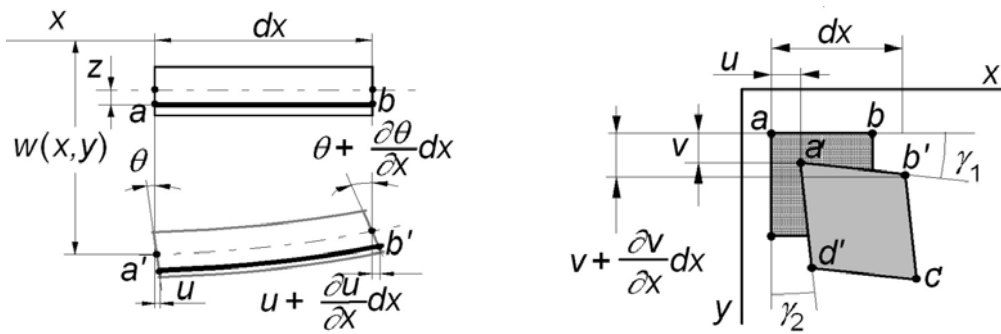


Рис. 7.2.4. Переміщення та деформації елемента пластини, що згинається

$$\varepsilon_x = \frac{|a'b'| - |ab|}{|ab|} = \frac{\left[dx + \left(u + \frac{\partial u}{\partial x} dx \right) - u \right] - dx}{dx} = \frac{\partial u}{\partial x}; \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y};$$

$$u = \theta z = -\frac{\partial w}{\partial x} z; \quad v = \psi z = -\frac{\partial w}{\partial y} z;$$

$$\gamma = \gamma_1 + \gamma_2;$$

$$\gamma_1 \approx \operatorname{tg} \gamma_1 = \frac{\left(v + \frac{\partial v}{\partial x} dx \right) - v}{dx} = \frac{\partial}{\partial x} \left(-\frac{\partial w}{\partial y} z \right);$$

$$\varepsilon_x = -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} z; \quad \varepsilon_y = -\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} z; \quad \gamma_{xy} = -2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} z.$$

2. Закон Гука.

$$\varepsilon_x = \frac{\sigma_x - \mu \sigma_y}{E}; \quad \varepsilon_y = \frac{\sigma_y - \mu \sigma_x}{E};$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}; \quad G = \frac{E}{2(1 + \mu)};$$

$$\begin{cases} \sigma_x = -\frac{Ez}{1 - \mu^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right); \\ \sigma_y = -\frac{Ez}{1 - \mu^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right); \\ \tau_{xy} = -\frac{Ez}{1 + \mu} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}. \end{cases}$$

3. Рівняння рівноваги.

Для погонних згинаючих і крутного моментів можна одержати:

$$M_x = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} z \sigma_x dz = -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right);$$

$$M_y = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} z \sigma_y dz = -D \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right);$$

$$M_{xy} = M_{yx} = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} z \tau_{yx} dz = -D(1 - \mu) \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y},$$

де $D = \frac{Eh^3}{12(1 - \mu^2)}$ - циліндрична жорсткість пластинки.

Прикладемо до нескінченно малого елемента зі сторонами dx та dy , зовнішні стосовно нього навантаження — згинаючі та крутні моменти, поперечні сили та навантаження $q(x, y)$ (рис. 7.2.5).

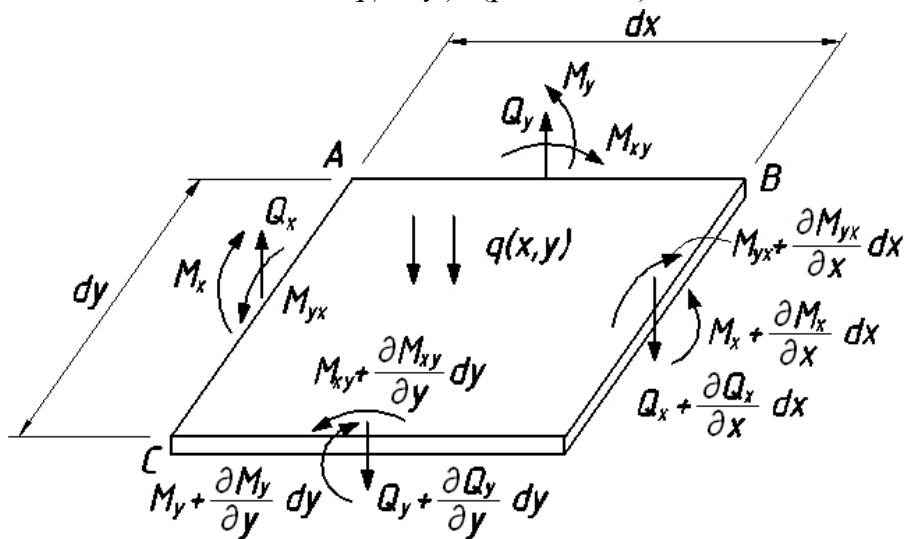


Рис. 7.2.5. Навантаження на елемент пластини

Складемо умови рівноваги цього елемента. Проектуючи всі сили на вертикальну вісь і скорочуючи отриману рівність на $dx dy$, одержимо:

$$\frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_y}{\partial y} + q = 0.$$

Суми моментів усіх сил щодо сторін AC і AB дозволяють одержати (нехтуючи величинами вищого порядку малості) ще два рівняння:

$$-\frac{\partial M_x}{\partial x} - \frac{\partial M_{xy}}{\partial y} + Q_x = 0;$$

$$-\frac{\partial M_y}{\partial y} - \frac{\partial M_{yx}}{\partial x} + Q_y = 0.$$

Підставляючи вирази згинаючих і крутних моментів, знаходимо:

$$\begin{cases} Q_x = -D \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right); \\ Q_y = -D \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right). \end{cases}$$

У результаті спільного використання наведених співвідношень після перетворень одержимо диференціальне рівняння згину пластини — рівняння Жермен-Лагранжа:

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} = \frac{q}{D}. \quad (7.2.7)$$

$$\nabla^2 \nabla^2 w = \frac{q}{D}, \quad (7.2.8)$$

де
$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}. \quad (7.2.9)$$

Таким чином, розрахунки пластин зводяться до інтегрування бігармонійного рівняння (7.2.7) з різними граничними умовами. Точний розв'язок цього рівняння вдається одержати лише для декількох випадків, коли граничні умови не перешкоджають поділу просторових змінних [4, 8], а пластинка є прямокутною або круглою (кільцем).

Найбільш відомими методами вирішення рівняння (7.2.7) є рішення Навье та Леві, але вони застосовні тільки для прямокутних пластин і при певних граничних умовах.

Для пластинок іншої конфігурації — трапецевидних, трикутних, у формі паралелограма та ін. — точних методів розрахунків не існує.

Тут, як і при рішенні багатьох інших задач механіки твердого деформованого тіла, велике значення мають чисельні методи, що базуються на варіаційних постановках. До них у першу чергу відноситься метод кінцевих елементів (МКЕ).

7.2.3.3. Побудова матриці жорсткості при розрахунках пластин стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин

Процес розв'язання задач методом кінцевих елементів розділяється на кілька етапів. Черговість етапів деякою мірою умовна і в існуючих програмних комплексах може бути різною. Усі етапи розрахунків, як правило, автоматизовані. У відповідних бібліотеках є готові стандартні кінцеві елементи, використовуються процедури автоматичної генерації сітки, процедури обчислення матриці жорсткості можуть бути поєднані з розв'язанням системи алгебраїчних рівнянь.

Матриця жорсткості і є найважливішою характеристикою кінцевого елемента. Алгоритми, що дозволяють обчислювати матриці жорсткості різних елементів, становлять зміст основної частини комплексів МКЕ — бібліотеки кінцевих елементів.

Для побудови матриць жорсткості найпростіших елементів (стержнів, балок) може бути використана процедура так званого прямого методу жорсткостей. Суть цього методу полягає в послідовному наданні одиничних переміщень по всіх ступенях волі елемента й визначенні по формулах будівельної механіки відповідних реакцій.

При побудові кінцевих елементів пластин такої можливості не має, оскільки в загальному випадку деформування пластини відсутні аналітичні залежності, що дозволяють визначити компоненти матриці жорсткості. Тому для її одержання застосовують чисельні процедури, серед яких найпоширеніші варіаційні процедури.

Розглянемо варіаційний метод одержання матриці жорсткості кінцевого елемента, заснований на мінімізації деякої потенційної функції (потенціалу). При використанні процедури МКЕ у формі методу переміщень такої потенційною функцією є повна потенційна енергія системи.

Для запису основних співвідношень МКЕ зручно застосовувати матрично-векторну форму, яка деякою мірою носить формальний характер і служить для спрощення запису.

Для опису напруженого та деформованого станів використовують вектор напружень $\vec{\sigma}$ та вектор узагальнених деформацій $\vec{\epsilon}$, які зв'язані між собою фізичними співвідношеннями. У випадку лінійно-пружного ізотропного матеріалу ці співвідношення формуються на основі узагальненого закону Гука. Вони враховують прийняті гіпотези й включають необхідні інтегрування, що дозволяють здійснити перехід від напружень до силових факторів.

Вектор зсувів \vec{u} точки, що належить серединній площині пластини, у випадку теорії Кірхгофа складається тільки з однієї компоненти — прогину w , а у випадку теорії Тимошенко включає ще й кути повороту нормалі θ_x та θ_y .

Для запису основних співвідношень лінійної теорії пружності використовуємо наступні позначення: \bar{D} — матриця модулів пружності матеріалу; \vec{b} — вектор навантаження, розподіленого по об'єму тіла; \vec{p} — вектор навантаження, що діє на поверхні тіла; \bar{R} — матриця диференціальних операторів, що зв'язують деформації та переміщення; \bar{L} — матриця напрямних косинусів кутів, які становлять нормаль до поверхні тіла з осями координатної системи.

З використанням введених позначень рівняння представимо в наступному вигляді:

а) геометричні рівняння

$$\vec{\epsilon} - \bar{R} \vec{u} = 0, \quad (7.2.10)$$

б) фізичні співвідношення

$$\vec{\sigma} - \bar{D} \vec{\epsilon} = 0, \quad (7.2.11)$$

в) рівняння рівноваги

$$\bar{\mathbf{R}}^T \bar{\boldsymbol{\sigma}} + \bar{\mathbf{b}} = 0, \quad (7.2.12)$$

г) граничні умови

$$\text{на } S_1: \quad \bar{\mathbf{L}} \bar{\boldsymbol{\sigma}} - \bar{\mathbf{p}} = 0,$$

$$\text{на } S_2: \quad \bar{\mathbf{u}} - \bar{\mathbf{u}}_0 = 0.$$

$S = S_1 + S_2$ — поверхня деформуючого тіла; $\bar{\mathbf{u}}_0$ — задані переміщення.

Повна енергія системи при статичному навантаженні може бути представлена як сума енергії деформації тіла та потенціалу зовнішніх сил.

Енергія деформації лінійно-пружного тіла визначається по формулі:

$$U = \frac{1}{2} \int_V \bar{\boldsymbol{\varepsilon}}^T \bar{\boldsymbol{\sigma}} dV. \quad (7.2.13)$$

Потенціал зовнішніх сил чисельно дорівнює подвоєній роботі

$$V = - \int_V \bar{\mathbf{u}}^T \bar{\mathbf{b}} dV - \int_{S_1} \bar{\mathbf{u}}^T \bar{\mathbf{p}} dS. \quad (7.2.14)$$

У стані рівноваги повна потенційна енергія системи приймає стаціонарне значення, причому в положенні стійкої рівноваги цей екстремум є мінімумом. Це положення, як відомо, зветься варіаційним принципом Лагранжа. Таким чином, із усіх кінематично можливих переміщень рівновазі тіла будуть відповідати ті, які надають мінімум повної потенційної енергії системи.

Рівновага кожного елемента окремо є умовою рівноваги й системи елементів у цілому. Це дозволяє скласти систему рівнянь для всієї кінцево-елементної системи:

$$\bar{\mathbf{K}} \bar{\mathbf{q}} = \bar{\mathbf{f}}. \quad (7.2.15)$$

Тут вектор $\bar{\mathbf{f}}$ і матриця жорсткості $\bar{\mathbf{K}}$ складаються з компонентів відповідних векторів сил і матриць жорсткості окремих елементів.

Розглянутий варіаційний висновок матриці жорсткості кінцевого елемента для задачі лінійної теорії пружності лежить в основі процедури одержання матриці жорсткості елемента пластини. Відмінні риси цих процедур обумовлені необхідністю урахування кінематичних гіпотез Кірхгофа або Тимошенка та виконанням переходу від напружень, розподілених по товщині пластини, до силових факторів.

Найбільш відомими кінцевими елементами тонких пластин, що згинаються, трикутні та чотирикутні елементи, які дозволяють розраховувати пластини довільної форми. У деяких завданнях підвищену точність можуть забезпечити прямокутні елементи.

7.2.4. Модальний аналіз стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин методом кінцевих елементів у програмі ANSYS

7.2.4.1. Основні відомості про модальний аналіз в ANSYS

Для виконання модального аналізу був обраний пакет ANSYS [222], можливості якого дозволяють виконувати наступні види динамічних

розрахунків: динаміка перехідних процесів, модальний аналіз, відгук на гармонійний вплив, спектральний аналіз і відгук на випадкову вібрацію.

Модальний аналіз дозволяє визначити власні частоти й форми коливань. Крім того, він використовується як вихідний для інших, більш докладних динамічних розрахунків, таких, як нестационарний динамічний аналіз або відгук системи на гармонійний вплив.

У програмі ANSYS модальний аналіз є лінійною процедурою. Будь-які нелінійності як пластичність елементів зазору-контакту ігноруються, навіть якщо вони й задані. Доступні чотири методи виявлення власних форм коливань, у тому числі й з урахуванням демпфірування.

Модальний аналіз може проводитися для попередньо напружених конструкцій, таких, як лопатки турбінного диска, що обертається. Ще однією корисною особливістю є врахування модальної циклічної симетрії, що дає можливість звести аналіз усієї конструкції до аналізу її частини.

Нелінійні кінцеві елементи, якщо такі використовуються в моделі, трактуються як лінійні. Наприклад, жорсткість елементів контакту розраховується, виходячи з їхнього початкового положення, і потім не змінюється.

При виконанні модального аналізу задаються модулем Юнга та щільністю матеріалу, який передбачається лінійним, ізотропним або ортотропним, із властивостями, залежними або незалежними від температури.

При визначенні власних форм коливань можна використовувати чотири методи: скорочений, підпросторовий, несиметричний (для задач з несиметричною матрицею, наприклад, при взаємодії рідини з конструкцією) і декрементний (коли не можна знехтувати тертям, наприклад, при аналізі руху по опорній поверхні).

Для більшості додатків потрібно вибирати між двома методами: скороченим і підпросторовим. Перший з них працює швидше, тому що використовує скорочену (згущену) систему матриць для одержання рішення. Однак у порівнянні із другим методом він менш точний.

Файл результатів розрахунків містить власні частоти та форми коливань, а також відповідні напруги й зусилля.

При визначенні власних частот і форм коливань конструкції передбачається, що відбуваються вільні незатухаючі коливання:

$$\bar{M} \ddot{\bar{u}} + \bar{K} \bar{u} = 0. \quad (7.2.16)$$

Відзначимо, що матриця жорсткості конструкції \bar{K} може містити в собі ефект попереднього навантаження.

Для лінійної системи вільні коливання будуть гармонійними:

$$\bar{u} = \bar{\phi}_i \cos \omega_i t, \quad (7.2.17)$$

де $\bar{\phi}_i$ – власний вектор, що представляє i -у форму коливань;

ω_i – i -а власна кругова частота (радіан за одиницю часу);

t – час.

Таким чином, матричне рівняння (4.16) приймає наступний вигляд:

$$(-\omega_i^2 \bar{\mathbf{M}} + \bar{\mathbf{K}}) \bar{\boldsymbol{\varphi}}_i = 0. \quad (7.2.18)$$

Це рівняння має розв'язок, крім тривіального $\bar{\boldsymbol{\varphi}}_i = 0$, тільки тоді, коли визначник даної системи $(-\omega_i^2 \bar{\mathbf{M}} + \bar{\mathbf{K}})$ дорівнює нулю, тобто:

$$|-\omega_i^2 \bar{\mathbf{M}} + \bar{\mathbf{K}}| = 0. \quad (7.2.19)$$

Останнє рівняння і є задачею про власні значення. Розв'язком рівняння (4.19), якщо n -порядок матриці є характеристичний поліном n -го порядку, який має n коренів: $\omega_1^2, \omega_2^2 \dots \omega_n^2$, де n — число ступенів волі. Ці корені є власними значеннями рівняння. Власні вектори $\bar{\boldsymbol{\varphi}}_i$, одержують шляхом підстановки отриманих коренів ω_i^2 в рівняння (4.18). Власне значення ω_i^2 визначає власну частоту системи $\sqrt{\omega_i^2}$, а власний вектор $\bar{\boldsymbol{\varphi}}_i$ — відповідну форму коливань (переміщення системи).

Значення власних циклічних частот ω та власних технічних частот f зв'язані наступним співвідношенням:

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi}, \quad (7.2.20)$$

де f_i — i -а власна технічна частота (циклів в одиницю часу).

Звичайно власний вектор $\bar{\boldsymbol{\varphi}}_i$ називається нормованим, якщо виконується наступна рівність (що відображає властивість ортогональності форм власних коливань):

$$\bar{\boldsymbol{\varphi}}_i^T \bar{\mathbf{M}} \bar{\boldsymbol{\varphi}}_i = 1. \quad (7.2.21)$$

В іншому випадку власний вектор $\bar{\boldsymbol{\varphi}}_i$ нормується з умови, щоб найбільші його складові дорівнювали одиниці. Умову ортогональності форм коливань можна пояснити як рівність нулю сил інерції i -ї форми коливань на переміщеннях k -ї форми коливань.

При використанні методу частотної конденсації (редукції ступенів волі) n власних векторів потім можуть бути розгорнуті на етапі “розширення” до повного набору модальних ступенів волі конструкції:

$$\bar{\boldsymbol{\varphi}}_{s_i} = -[\bar{\mathbf{K}}_{ss}]^{-1} [\bar{\mathbf{K}}_{sm}] \bar{\boldsymbol{\varphi}}_i, \quad (7.2.22)$$

де $\bar{\boldsymbol{\varphi}}_{s_i}$ — вектор, (допоміжних) ступенів волі, що виключаються i -ї моди (допоміжними ступенями волі називаються ті ступені волі, які будуть конденсуватися з метою зниження розмірності системи);

$[\bar{\mathbf{K}}_{ss}]$, $[\bar{\mathbf{K}}_{sm}]$ — підматриці жорсткості по допоміжних ступенях волі та в'язі допоміжних ступенів волі з утримуваними відповідно;

$\bar{\boldsymbol{\varphi}}_i$ — вектор утримуючих (основних) ступенів волі i -ї моди.

7.2.4.2. Чисельні дослідження стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин

Апроксимація моделі виконана стандартним кінцевим елементом Shell63 (рис. 7.2.6). Геометрія, розташування вузлів та координатна система елемента

показані на рис. 4.6. Елемент визначається чотирма вузлами, чотирма значеннями товщини (у цьому випадку це постійна величина), жорсткістю пружної основи та властивостями ортотропного матеріалу. Напрямок орієнтації ортотропного (у загальному випадку) матеріалу пов'язане із системою координат елемента. Вісь X системи координат може бути повернена на деякий кут.

Робота елемента основана на розглянутій вище теорії Кірхгофа-Лява.

Було досліджено 6 різних конструктивних варіантів пластин стабілізаторів натягу ниток основи (рис. 7.2.2).

У вихідній моделі варіювалася кількість ребер жорсткості та їх довжина (l_1, l_2, l_3). Моделювання виконане таким чином, що довжину кожного ребра можна змінювати від нуля (що відповідає відсутності відповідного ребра) до граничного значення:

$$l_1^{\max} = 77 \text{ мм}, l_2^{\max} = 77 \text{ мм}, l_3^{\max} = 60,28 \text{ мм}.$$

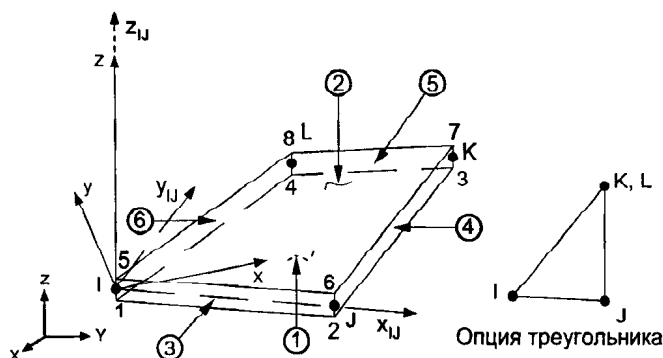


Рис. 7.2.6. Оболонковий кінцевий елемент Shell63

Досліджені варіанти пластин стабілізаторів натягу ниток основи:

- варіант 1: $l_1 = l_2 = 77 \text{ мм}, l_3 = 0$;
- варіант 2: $l_1 = l_2 = 38,5 \text{ мм}, l_3 = 0$;
- варіант 3: $l_1 = l_2 = 77 \text{ мм}, l_3 = 60,28 \text{ мм}$;
- варіант 4: $l_1 = l_2 = 38,5 \text{ мм}, l_3 = 30,14 \text{ мм}$;
- варіант 5: $l_1 = l_2 = l_3 = 0$ (трикутна пластина без ребер);
- варіант 6: трикутна пластина без ребер і вирізу.

Отримані значення перших п'яти власних частот (технічної й циклічної) по кожному з розрахунків конструктивних варіантів пластин представлені в табл. 7.2.1.

Таблица 7.2.1

Власні частоти коливань пластин

№№ вар.	Власна частота									
	Технічна частота, Гц					Циклічна частота, с^{-1}				
	f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5
1	66.04	502.08	779.65	1133.7	1676.0	414,9	3154,7	4898,7	7123,2	10530,6
2	46.44	271.58	393.40	621.47	712.54	291,8	1706,4	2471,8	3904,8	4477,0
3	72.21	548.7	827.56	1185.7	1835.6	453,7	3447,6	5199,7	7450,0	11533,4

4	46.77	275.52	397.55	642.86	714.16	293,9	1731,1	2497,9	4039,2	4487,2
5	42.67	199.86	243.18	536.98	585.61	268,1	1255,8	1527,9	3373,9	3679,5
6	55.60	250.91	265.25	624.63	682.75	349,3	1576,5	1666,6	3924,7	4289,8

Аналіз табл. 7.2.1 показує, що власна циклічна частота коливань пластини досягає свого максимального значення ($\omega_1 = 453,7c^{-1}$) при наявності трьох підкріплювальних ребер максимальної довжини ($l_1 = l_2 = 77\text{мм}$, $l_3 = 60,28\text{мм}$). При цьому маса пластинки (виходячи з величини $\rho = 7800\text{кг}/\text{м}^3$) становить 10,3 грама.

Форми власних коливань пластин, відповідні до частот, наведених у табл., показані на рис. 7.2.7, 7.2.8 (як приклад представлені форми власних коливань пластин, виконаних згідно з варіантами 1, 6). У всіх розглянутих варіантах розрахунків перша форма коливань — зігнута, а інші чотири форми — згин з крученням.

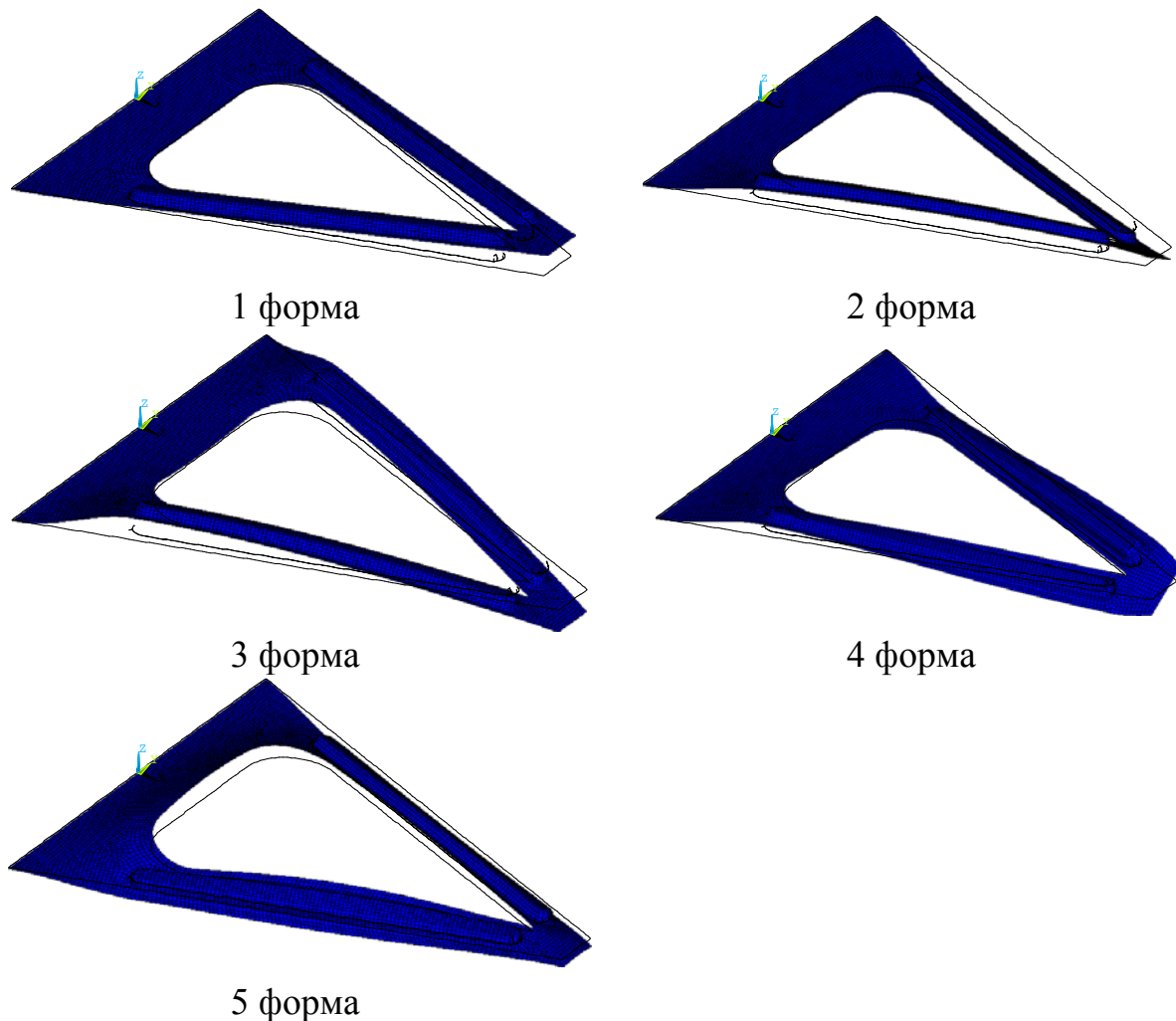


Рис. 7.2.7. Форми власних коливань пластини стабілізаторів натягу ниток основи, виконаної згідно з першим варіантом ($l_1 = l_2 = 77\text{мм}$, $l_3 = 0$;))

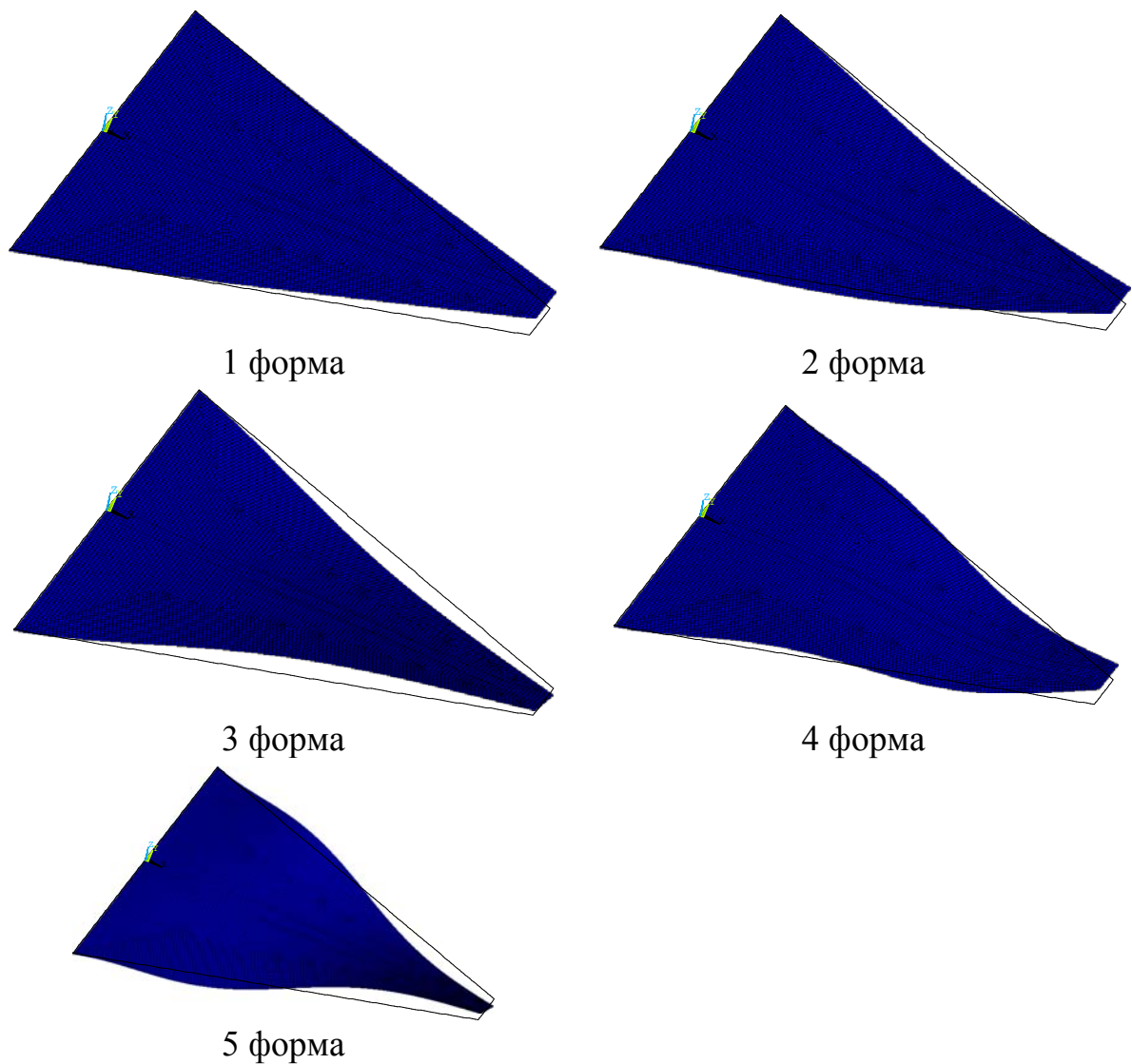


Рис. 7.2.8. Форми власних коливань пластини стабілізаторів натягу ниток основи, виконаної згідно з шостим варіантом (пластина без ребер і вирізу)

7.2.5. Експериментальні дослідження стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин

Мета експериментальних досліджень – перевірка достовірності результатів аналітичного та числового моделювання стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин.

7.2.5.1. Метод проведення експериментальних досліджень

Перевірка достовірності результатів аналітичних досліджень та числового моделювання виконана по двох параметрах – частота власних коливань та податливість стабілізаторів натягу ниток основи з різними консольно закріпленими пружними елементами (рис. 7.2.9), а саме:

- трикутна пружна пластина без вирізів;
- трикутна пружна пластина з вирізом;

- трикутна пружна пластина з вирізом та ребрами жорсткості.

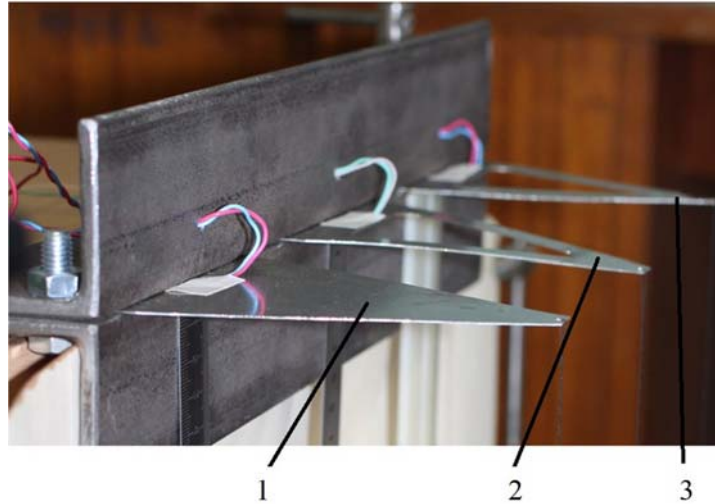


Рис. 7.2.9. Експериментальні зразки пружних елементів стабілізаторів натягу ниток основи: 1- пружний елемент без вирізів; 2 - пружний елемент з вирізом; 3 – пружний елемент з вирізом та ребрами жорсткості

Експериментальні зразки високочастотних пружних елементів стабілізаторів натягу ниток основи (пластин) з трикутними вирізами і без вирізів виготовлені з листів товщиною 1 мм сплаву 40КХНМ. Геометричні розміри відповідають розмірам що закладені при числовому моделюванні.

Визначення частоти власних коливань проводилось за наступною схемою:

- виготовлення експериментальних зразків пластин з трикутними наскрізними вирізами і без вирізів;
- установка високочастотних пластин на універсальному стенді та закріплення їх в виді консольних балок;
- підключення тензометричної апаратури для реєстрації затухаючих коливань пластин;
- запис осцилограм затухаючих коливань пластин;
- розшифровка осцилограм затухаючих коливань пластин (стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин).

На рис. 7.2.10. представлена експериментальна установка для визначення частоти власних коливань високочастотних пластин пристроїв.

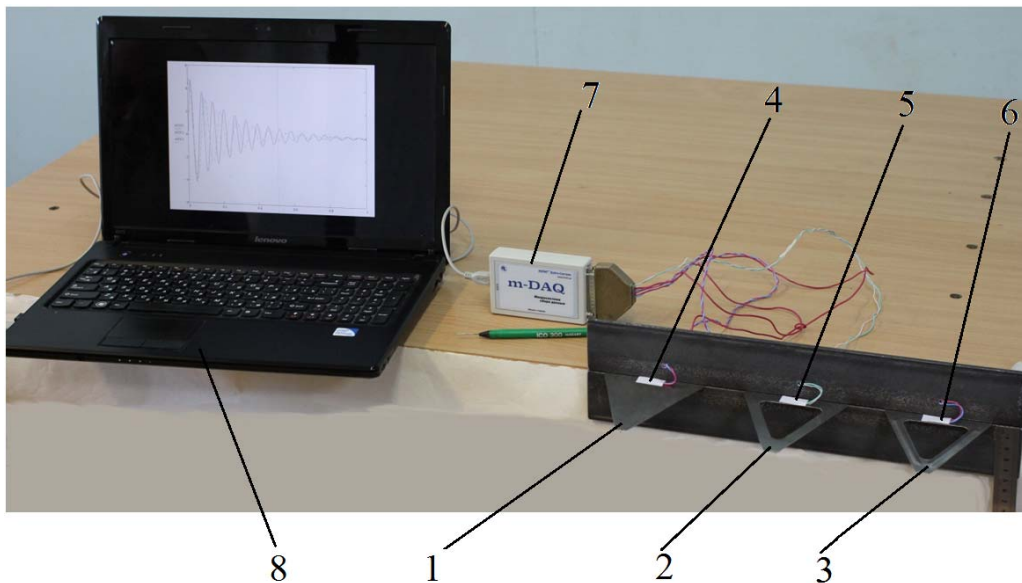


Рис. 7.2.10. Експериментальна установка для визначення частоти власних коливань пластин стабілізаторів натягу ниток основи : 1, 2, 3 – пружні пластини; 4, 5, 6 – тензорезистори; 7 - АЦП; 8 – ЕОМ

Для реєстрації затухаючих коливань пластин 1, 2, 3 на них наклеєні тензорезистори 4, 5, 6 які з'єднані в напівмостові схеми і через підсилювач і аналого-цифровий перетворювач (АЦП) 7 поступають на електронно-обчислювальну машину (ЕОМ) 8, де обробляються системою LabVIEW (Laboratory Virtual Instruments Engineering Workbench – сердовище розробки лабораторних віртуальних приладів) [223, 224]. На рис. 4.11 представлено програму обробки сигналів, що надходять від трьох тензодатчиків в систему LabVIEW.

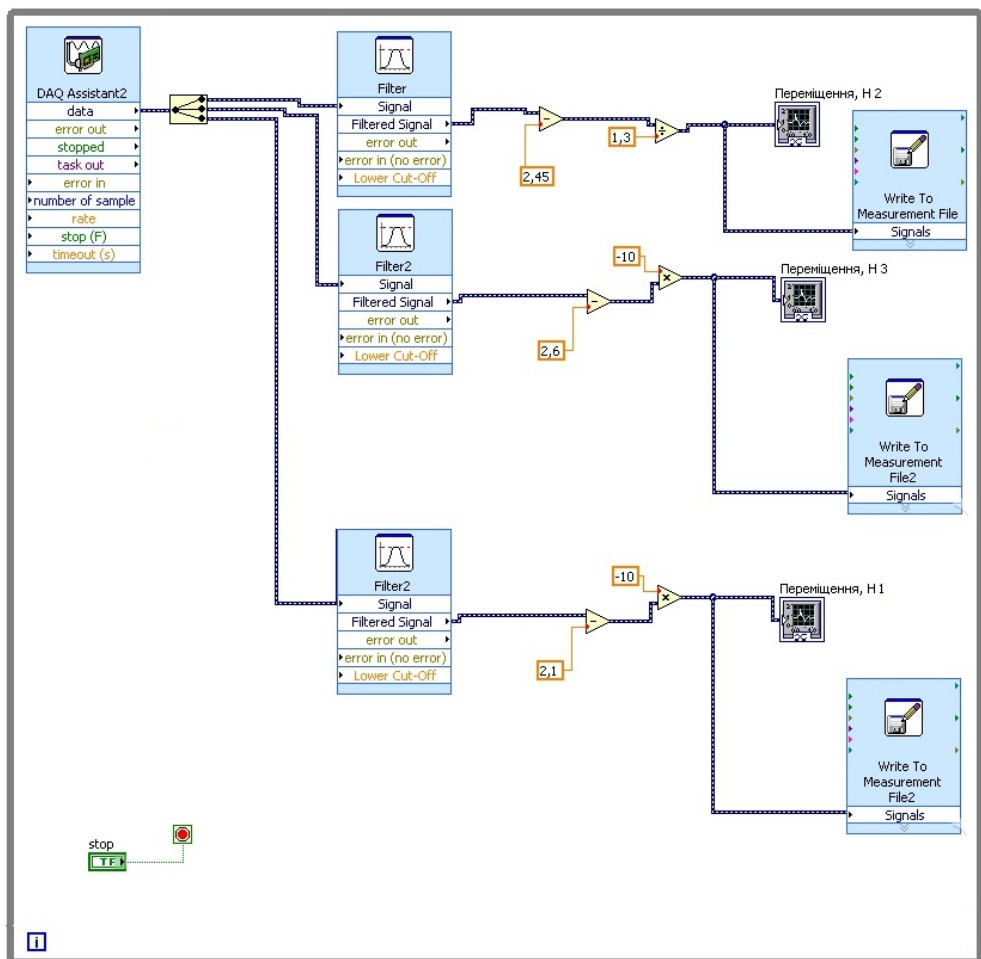


Рис. 7.2.11. Програма обробки сигналів тензодатчиків

LabVIEW представляє собою середовище графічного програмування, яке широко використовується у промисловості, освіті і науково-дослідних лабораторіях в якості стандартного інструменту для збору даних і управління приладами. Це потужне і гнучке середовище, яке використовується для проведення вимірювань і аналізу даних.

LabVIEW – багатоплатформове середовище для використання на комп'ютерах з різними операційними системами. Персональні комп'ютери є більш гнучкими інструментами, ніж традиційні вимірювальні прилади, тому створення власної програми на LabVIEW робить розробку програм і їх використання цікавим і захоплюючим заняттям.

LabVIEW також вміщує стандартні бібліотеки функцій та інструментальних засобів, призначених для створення систем збору даних і систем автоматизованого управління.

В даній програмі сигнал, що проходить через фільтри і систему коефіцієнтів, поступає одночасно на графіки в системі LabVIEW і в текстові файли, що дозволяє обробляти великі масиви даних. Коефіцієнти в даній програмі підібрані за допомогою тарування тензодатчиків в експериментальній установці.

Визначення податливості пластин стабілізаторів натягу ниток основи проводилось за наступною схемою:

- виготовлення експериментальних зразків пластин з трикутними наскрізними вирізами і без вирізів;
- установка пластин на універсальному стенді в виді консольних балок;
- навантаження пластин вантажем фіксованої маси;
- фіксація максимального прогину пластин та обрахування їх податливості.

На рис. 7.2.12. представлена експериментальна установка для визначення податливості (жорсткості) пластин стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин.

Фіксація прогинів пластин 1, 2, 3 (рис. 7.2.9) проводилась шляхом реєстрації сигналів від попередньо тарованих тензометричних датчиків 7, 8, 9 які з'єднані в напівмостові схеми і через підсилювач і аналого-цифровий перетворювач (АЦП) 10 поступають на електронно-обчислювальну машину (ЕОМ) 11, де обробляються системою LabVIEW [223, 224]. Зміна прогинів пластин проводилась за рахунок зміни величини їх навантаження.

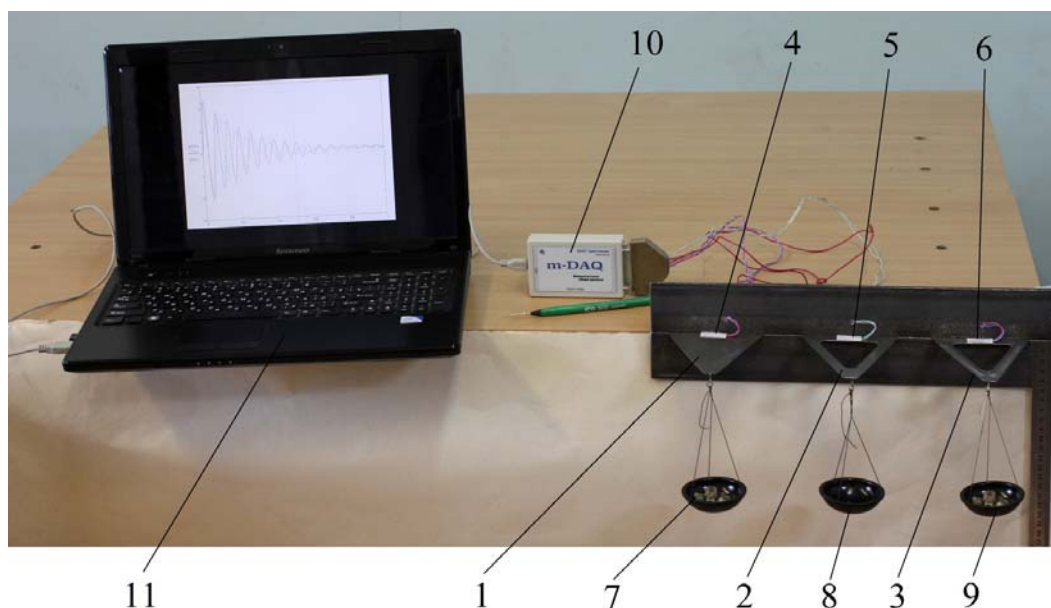


Рис. 7.2.12. Експериментальна установка для визначення податливості (жорсткості) пластин стабілізаторів натягу ниток основи: 1, 2, 3 – пружні пластини; 4, 5, 6 – тензорезистори; 7, 8, 9 – вантажі; 10 – АЦП; 11 – ЕОМ

7.2.5.2. Обробка результатів експериментальних досліджень та їх аналіз

На експериментальному стенді одночасно встановлено три зразки пластин (пружних елементів пристроїв стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин), параметри яких відповідають даним, що були

закладені при числовому моделюванні. В подальшому зразки пластин позначено наступним чином:

- пластина без вирізів –1
- пластина з вирізом –2
- пластина з вирізом та ребрами жорсткості –3.

Дослідження проведено в два етапи.

Етап 1. Визначення власних коливань пластин.

Розрахунок довірливих границь значень періодів затухаючих коливань пластин проведено за методикою [225] з використанням малої вибірки. На першому етапі обробки осцилограм замірялась довжина абсцис затухаючих коливань, що відповідає одному періоду коливань. Число циклів коливань в вибірці вибрано таким чином, що довірливі границі вийшли значно меншими максимальних значень періодів кривих i (вибрано чотири цикли коливань). Розмах варіювання для більшості значень абсцис з чотирьох замірів вийшов не більше 0,5 мм і прийнятий рівним цьому значенню. По вказаним початковим даним розраховано довірливі границі середньоарифметичних значень абсцис точок вимірювання $X = \bar{X} \pm 0,11$ мм при імовірності 0,95.

Використовуючи результати експериментальних досліджень були визначені періоди затухаючих коливань, коефіцієнти затухання та частоти власних коливань пластин [216].

В табл. 7.2.2 представлено результати експериментальних досліджень частот власних коливань пластин (пружних елементів стабілізаторів натягу ниток основи).

Таблиця 7.2.2

Результати експериментальних досліджень частот власних коливань пластин (пружних елементів стабілізаторів натягу ниток основи)

Вид пружного елемента	Аналітичний метод, Гц	Експериментальний метод, Гц	Відносна похибка, %
Пластина 3	66,04	69,51	4,99
Пластина 2	42,67	44,32	3,72
Пластина 1	55,60	58,18	4,43

Порівняння результатів аналітичних і експериментальних досліджень показує достовірність результатів аналітичних досліджень (максимальна відносна похибка не перевищує 4,99 %, що допустимо).

Етап 2. Визначення податливості пластин.

Розрахунок довірчих меж ординат розмахів переміщення вільного кінця пластин проведено по методу [225] з використанням малої вибірки. Число циклів, що обробляються, взято таким чином, щоб довірчі межі виявились значно менше максимальних відхилень і прийнято для кожного варіанту рівним п'яти. Розмах варіації для більшості значень переміщення вільного кінця

пластин з п'яти замірів виявився не більше 0,5 мм і прийнятий цьому значенню. По вказаним початковим даним розраховані довірчі межі середніх арифметичних значень переміщення вільного кінця пластин.

В результаті проведення експерименту були одержані графічні залежності величини переміщення вільного кінця пластин від ваги навантаження, приклад яких представлено на рис.

Використовуючи відомий вираз для визначенні жорсткості пружного елемента $c = P/\Delta l$, де P - величина навантаження прикладена до вільного кінця пружного елемента, а Δl - величина прогину вільного кінця пружного елемента на основі отриманих числовим та експериментальним методами визначена приведена до вільного кінця жорсткість пластин.

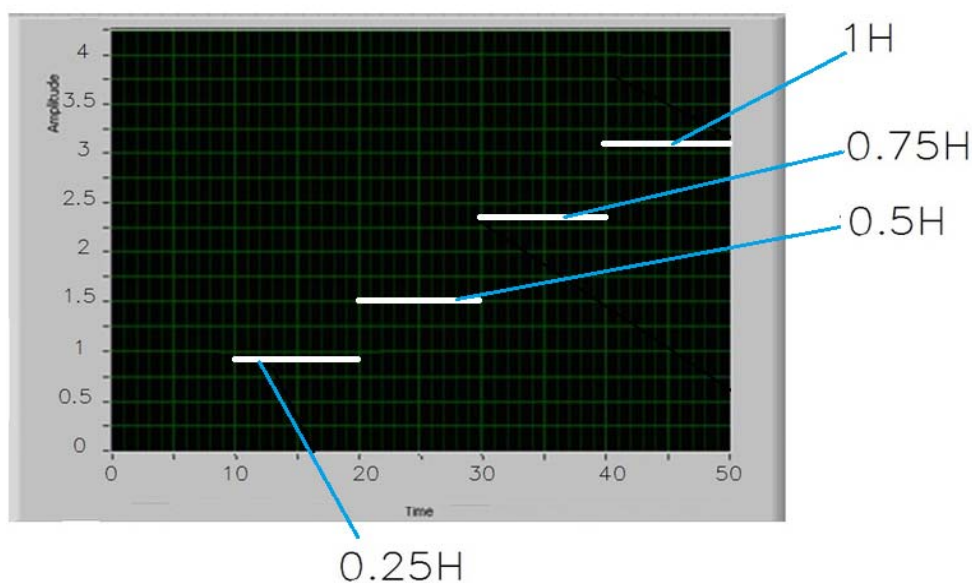


Рис. 7.2.14. Графічні залежності величини прогину вільного кінця пластини (Пластина 1) від величини навантаження

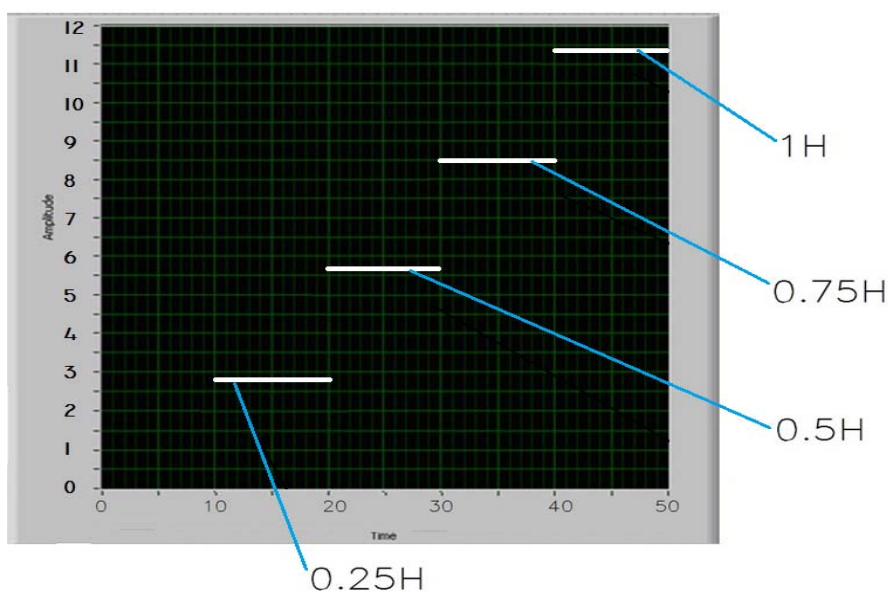


Рис. 7.2.15. Графічні залежності величини прогину вільного кінця пластини (Пластина 2) від величини навантаження

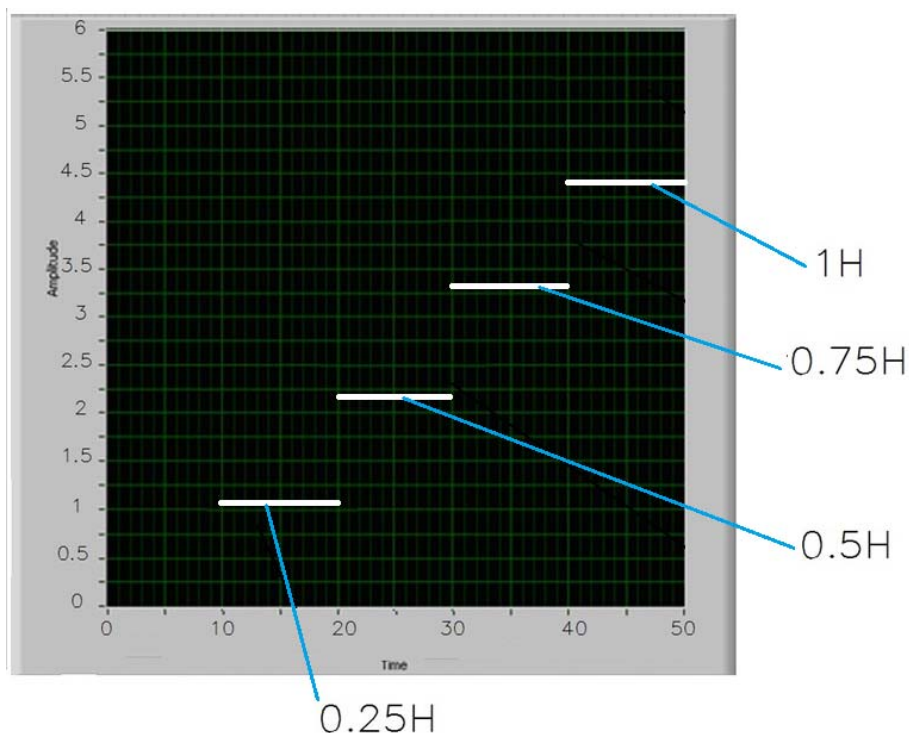


Рис. 7.2.16. Графічні залежності величини прогину вільного кінця пластини (Пластина 3) від величини навантаження

В табл. 7.2.3 представлено результати експериментальних досліджень приведених жорсткостей пластин.

Таблиця 7.2.3

Результати експериментальних досліджень приведених жорсткостей пластин (пружних елементів стабілізаторів натягу ниток основи)

Вид пружного елемента	Аналітичний метод, $H/мм$	Експериментальний метод, $H/мм$	Відносна похибка, %
Пластина 1	0,309	0,322	6,4
Пластина 2	0,080	0,088	9,1
Пластина 3	0,206	0,227	9,3

Порівняння результатів аналітичних і експериментальних досліджень показує достовірність результатів аналітичних досліджень (максимальна відносна похибка не перевищує 9,3 %, що допустимо).

7.3. Дослідження процесу відтяжки основов'язаного полотна

7.3.1. Аналітичні дослідження впливу руху петлетворюючих органів основов'язальної машини на натяг полотна

При в'язанні основов'язаного полотна нитки основи надходять у зону петлеутворення, де за допомогою органів петлетворення переробляються в полотно, що відтягується механізмом відтяжки.

Метою даного дослідження є визначення зв'язку між взаємним розташуванням петлеутворюючих органів і зміною натягу полотна протягом одного циклу петлетворення.

Натяг полотна залежить від двох факторів: сили відтяжки полотна, створюваної відтяжними валами, і впливу петлеутворюючих органів на натяг полотна.

Перший фактор являє собою постійну складову натягу полотна, оскільки відтяжні вали обертаються з постійною швидкістю і не викликають коливання натягу полотна. Другий фактор впливає на додатковий натяг полотна і залежить від взаємного розташування органів петлетворення, і, отже, саме цей фактор приводить до коливання натягу полотна.

Аналіз впливу руху петлетворюючих органів на натяг полотна (детально розглянуто автором в монографії [232]) показав, що натяг полотна досягає мінімуму при повороті головного валу на 60° . Коли ж натяг полотна максимальний, тобто при повороті головного валу на 220° , відтяжка полотна не потрібна. При збільшенні натягу полотна відтяжне зусилля повинне пропорційно зменшуватися, а при зменшенні натягу - збільшуватися.

7.3.2. Експериментальні дослідження процесу відтяжки основов'язаного полотна

7.3.2.1. Метод проведення експерименту

Під час кожного циклу петлетворення в результаті зміни взаємного розташування петлетворюючих органів натяг полотна змінюється. Метою експерименту є визначення залежності зміни натягу полотна від розташування петлеутворюючих органів. Суть експерименту полягає в записі осцилограмм коливань натягу полотна.

Експеримент проводився на машині "Кокетт - 2" моделі 5219 при швидкості обертання головного валу машини 450 об/хв. Заправка - віскоза 6,7 текс, переплетення трико - сукно.

Комплекс вимірювальної та реєструючої апаратури включає тензометричний датчик омичного опору, тензостанцію 8АНЧ - 7М та шлейфовий осцилограф Н115. Тензометричний датчик установлений поблизу від петлеутворюючих органів і складається із пружної пластини товщиною 1 мм із розмірами 20 мм x 130 мм (виліт консолі 100 мм). Тензометричний перетворювач виконаний з використанням тензодатчиків типу ПКП-20-200-111 з наступними параметрами: $R = 201 \text{ Ом}$, $I = 22 \text{ мА}$. Для наклеювання датчиків застосовувався клей БФ - 2. Кут повороту головного вала фіксувався за допомогою датчика положення, з'єднаного з осцилографом.

Схема експериментальної установки представлена на рис. 7.3.1.

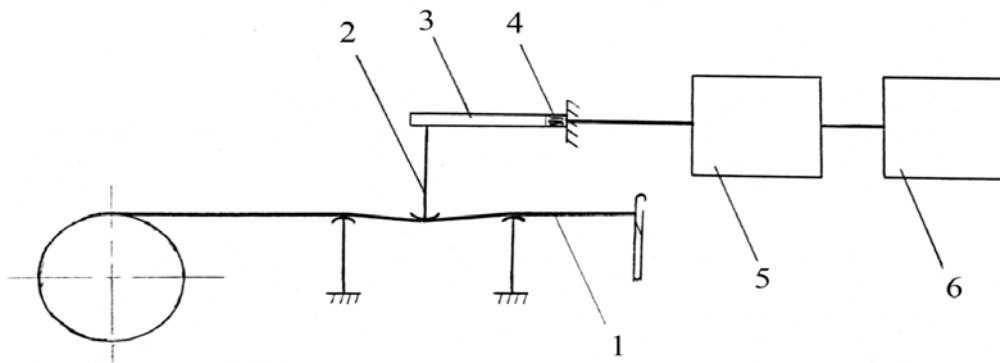


Рис. 7.3.1. Схема експериментальної установки

Коливання натягу полотна 1 передаються щупу 2, з'єднаному з тензобалкою 3, на якій наклеєно тензодатчики 4. Тензодатчики реєструють коливання тензобалочки і передають їх на тензостанцію 5, де сигнал підсилюється і поступає на осцилограф 6, де записується на фотоплівку. У результаті на фотоплівці одержуємо криву, що відбиває закон зміни натягу полотна за кожний цикл петлетворення (рис. 7.3.2).

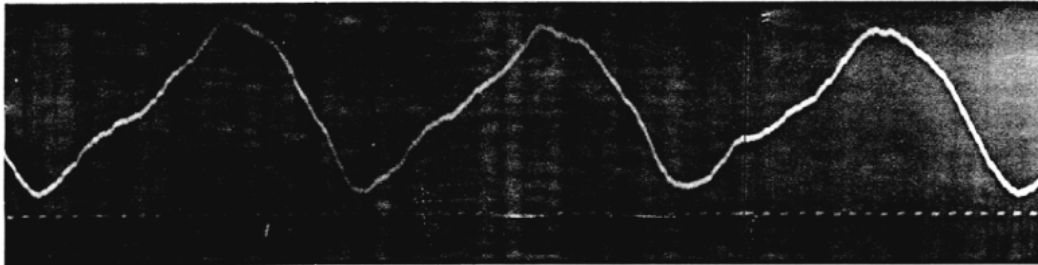


Рис. 7.3.2. Приклад запису осцилограми коливань натягу полотна

Для одержання осцилограм коливань натягу основов'язаного полотна без спотворень, частотні характеристики коливань полотна і вимірювальних елементів (щупа з тензобалкою) повинні відповідати умові [188] :

$$\lambda = f / f_0 \leq 0,1, \quad (7.3.1)$$

де f - частота реєструючого процесу (частота коливань натягу полотна);
 f_0 - власна частота коливань вимірювального елемента.

Частота реєструючого процесу визначається з умови :

$$f = \beta / 2\pi, \quad (7.3.2)$$

де β - кутова частота власних коливань натягу полотна.

Власна частота коливань вимірювального елемента визначається з рівняння

$$[233] : \quad f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EJ}{ml^3}}, \quad (7.3.3)$$

де E - модуль пружності матеріалу вимірювального елемента;
 J - момент інерції перетину вимірювального елемента;
 m - маса вимірювального елемента;
 l - робоча довжина вимірювального елемента.

Власні частоти коливання натягу полотна й вимірювальних елементів, визначених по формулах (6.2) і (6.3) склали: $f = 7,5 \text{ с}^{-1}$, $f_0 = 84,364 \text{ с}^{-1}$.

Тоді згідно з (6.1) $\lambda = 0,088$, що цілком задовольняє необхідній вимозі.

Тарування проводилося наступним чином. Масштаб по осі натягів полотна визначався по амплітудних тарувальних сигналах, отриманим на екрані осцилографа при навантаженні тензобалочки каліброваними вантажами.

Тарування здійснювалося до й після експерименту Розбіжність в амплітудах сигналів, записуваних на фотоплівці, лежала в межах товщини лінії осцилограм, що свідчило про сталість режиму роботи вимірального та реєструючого комплексів експериментальної установки.

У результаті тарування отримані наступні значення: мінімальний натяг полотна становить 3,9 сН на один петельний стовпчик; максимальний натяг петельного стовпчика полотна – 4,8 сН.

7.3.2.2. Обробка результатів експерименту

Аналіз кривої (рис. 6.2), отриманої в результаті експерименту, показав, що за час одного циклу петлеутворення натяг полотна досягає одного мінімального й одного максимального значення.

Мінімум натягу полотна припадає на початок *прокладання*, а саме при повороті головного валу машини на 60°. У цей момент платини рухаються до центру машини, послабляючи натяг старої петлі.

Максимального значення натяг полотна досягає в момент *винесення* при куті повороту головного валу машини на 215°. У цей час платина починає рух до центру машини. Стержень пазової голки продовжує опускатися, вушкова голка перетинає лінію стержнів пазових голок, при цьому нитка огинає стержень пазової голки, створюючи максимальний натяг у старій петлі. Крім того, у цей час стара петля перебуває на потовщенні стержня голки, що збільшує її натяг і спричиняє зростання натягу полотна вцілому.

При проведенні експерименту коливання натягу полотна були простежені за час 20-ти циклів петлеутворення. Обсяг вибірки визначався на основі рекомендацій роботи [234], відповідно з якими необхідна кількість вимірів визначається по формулі :

$$n \geq \left(\frac{t_{\alpha}}{\Delta F} \right)^2 \Delta S_F^2,$$

де α - надійність результатів експерименту (значення надійності α задається, потім по відповідним таблицях визначається величина t_{α});

$\Delta F = |F - \bar{F}|$ - похибка виміру;

ΔS_F - середня квадратична похибка.

Аналіз коливань натягу полотна на протязі 20-ти циклів петлеутворення показує, що характер коливань залишається незмінним протягом усіх 20-ти циклів, але чисельні значення натягу полотна в кожний момент часу, тобто відповідні тому самому куту повороту головного валу можуть відрізнятися один від одного на величину, що досягає 0,25 сН на один петельний стовпчик.

Метою обробки результатів експерименту є побудова кривої, точками якої є дійсні значення натягу полотна в певні моменти циклу петлеутворення. Таких точок було обрано 20, тобто з інтервалом 18° кута повороту головного валу машини. Такий інтервал

достатній для подальшого аналізу осцилограм та використання їх для отримання аналітичної функції закону коливання натягу полотна.

Для знаходження дійсного значення ординати кожної із цих точок, була використана методика, викладена в роботах [190, 191].

Відповідно методики, для кожної з 20-ти точок графіка отримане n (у цьому випадку $n = 20$) експериментальних значень. По них обчислюється середнє арифметичне значення з n вимірів величини F , за допомогою якого знаходять похибки окремих вимірів ΔF_i :

$$\bar{F} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n F_i; \quad \Delta F_i = |\bar{F} - F_i|.$$

Після цього визначається середня квадратична похибка результату серії вимірів:

$$\Delta S_{\bar{F}} = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (\Delta F_i)^2}.$$

Далі задається значення надійності α , у цьому випадку 0,90, по якому визначається коефіцієнт Стюдента t_α для заданої надійності α та числа зроблених вимірів n .

Використовуючи знайдений коефіцієнт Стюдента t_α знаходимо границі довірчого інтервалу або похибку результату вимірів:

$$\Delta F = t_\alpha \Delta S_{\bar{F}}.$$

Похибки результатів серії вимірів зведені в табл. 7.3.1.

Таблиця 7.3.1

Результати та відносні похибки серії вимірів:

$$t_\alpha = 1,73, \text{ при } \alpha=0.90, n=20, F = \bar{F} \pm \Delta F$$

№ точки	ϕ°	$\bar{F} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n F_i$, сН/1 п.ст.	$\Delta F = t_\alpha(n) \Delta S_{\bar{F}}$, сН/1 п.ст.	$\varepsilon = \frac{\Delta F}{\bar{F}} 100\%$
1.	0	4.2425	0.00503	0.1187
2.	18	4.0706	0.01407	0.3458
3.	36	3.9675	0.01415	0.3566
4.	54	3.9367	0.01407	0.3574
5.	72	3.9521	0.01164	0.2945
6.	90	4.0967	0.01149	0.4854
7.	108	4.2437	0.01830	0.4313
8.	126	4.3835	0.01614	0.3681
9.	144	4.5150	0.01476	0.3269
10.	162	4.6300	0.01468	0.3170
11.	180	4.7094	0.01243	0.2640
12.	198	4.7651	0.01290	0.2710
13.	216	4.7899	0.01187	0.2479
14.	234	4.7177	0.01300	0.2760
15.	252	4.6063	0.01021	0.2217
16.	270	4.5191	0.01482	0.3287
17.	288	4.4356	0.01797	0.4052
18.	306	4.3598	0.00344	0.0788
19.	324	4.3017	0.01246	0.2896
20.	342	4.2354	0.01169	0.2760

Остаточний результат записується у вигляді:

$$F = \bar{F} \pm \Delta F$$

Відносна похибка результату серії вимірів оцінюється по формулі:

$$\varepsilon = \frac{\Delta F}{\bar{F}} 100\%.$$

Аналіз показує [232], що в більшості випадків відносна похибка вимірів не перевищує 4,00%, що цілком припустимо, і лише в трьох випадках похибка досягає 4,75%, 6,09% і 6,19%. Ці відхилення є випадковими, тому що в кожному випадку вони являють собою аномальне відхилення від результату інших 19-ти вимірів для даного кута повороту головного валу. Крім того, вони зустрічаються в різних експериментах, що також підтверджує висновок про випадковість таких відхилень.

Такі стрибки відносної похибки вимірів можуть бути викликані сумарним ефектом дії таких факторів, як збої в роботі основов'язальної машини, неоднорідність полотна та ін. Такі помилки виміру не можна виключити [191], але для того, щоб вони не впливали на результати експерименту, ці три значення замінимо на середні арифметичні.

Крім згаданих вище помилок вимірів варто також урахувати похибки апаратури. Для цього границі довірчого інтервалу трохи розширюються:

$$\Delta F = \sqrt{(t_{\alpha} \cdot \Delta S)^2 + \left(\frac{K_{\alpha}}{3} \gamma\right)^2}$$

де $K_{\alpha} \equiv t_{\alpha}(\infty) = 1,96$ – визначається по таблицям [191];

γ - похибка апаратури, визначається по формулі [192]:

$$\gamma = \frac{\beta \bar{F}}{100\%},$$

де $\beta = 2\%$ - помилка приладу та вимірювальної апаратури.

Обробка результатів експерименту виконувалась на персональному IBM - сумісному комп'ютері за допомогою пакета електронних таблиць "EXCEL 5.0" [235].

7.3.2. Математична модель коливання натягу основов'язаного полотна

7.3.2.1. Постановка завдання

У результаті експериментального дослідження закону коливання натягу полотна при роботі основов'язальної машини були отримані 20 значень натягу полотна протягом кожного циклу петлеутворення. Коливання натягу полотна простежувалося протягом двадцяти циклів петлеутворення. Таким чином, була отримана матриця величини натягу полотна двадцятого порядку.

Як було сказано вище, дійсним значенням натягу полотна в кожний момент циклу петлетворення вважається $F_i = \bar{F}_i \pm \Delta F_i$, де \bar{F}_i -середньоарифметичне значення з n вимірів (у цьому випадку $n = 20$);

ΔF_i - границі довірчого інтервалу або похибка результату вимірів;

n - кількість циклів петлеутворення;

***i* - номер моменту циклу петлеутворення.**

З огляду на малу величину відхилення від середньоарифметичного значення [232], похибкою виміру (максимальна похибка виміру не перевищує 6,19%) можна знехтувати, і надалі величину F_i , $i = 1, \dots, 20$ будемо вважати дійсним значенням натягу полотна в i -ий момент циклу петлеутворення.

В результаті вищесказаного одержимо функцію коливання натягу полотна, абсцисами якої є значення кута повороту головного валу із кроком 18° , а ординатами – середньоарифметичне значення із двадцяти вимірів натягу полотна. Метою даного дослідження є подання функції коливання натягу полотна у вигляді часткової суми ряду Фур'є. Теоретична база й результат рішення цього завдання викладені нижче.

7.3.2.2. Теоретична база для рішення поставленого завдання

Для розкладання функції коливання натягу полотна $F = F(\varphi) \equiv f(x)$, де $\varphi \equiv x$ - кут повороту головного валу машини, в ряд Фур'є, скористаємося формулою [236]:

$$f(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos nx + b_n \sin nx), \quad (7.3.4)$$

де $a_0, a_n, b_n, (n=1, \dots, \infty)$ – коефіцієнти Фур'є:

$$\begin{aligned} a_0 &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(x) dx; \\ a_n &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(x) \cos nxdx; \\ b_n &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(x) \sin nxdx. \end{aligned} \quad (7.3.5)$$

$$\text{Вважаючи, що } A_0 = \frac{a_0}{2}; \quad A_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2}; \quad \operatorname{tg} \varphi_n = \frac{a_n}{b_n},$$

де A_n - амплітуда n -ої гармоніки;

φ_n - фаза n -ої гармоніки, результат розкладання представимо у вигляді:

$$f(x) = A_0 + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(nx + \varphi_n),$$

де $f(x)$ - функція, у цьому випадку - $F(\varphi)$, а складові ряду $A_0, A_n \sin(nx + \varphi_n)$ - гармоніки функції $f(x)$.

Функція коливання натягу полотна є періодичною з періодом 2π , безперервною і кусочно-монотонною на відрізку $[0, 2\pi]$, оскільки різкі стрибки натягу могли б відбутися у випадку розриву полотна, збою в роботі машини й ін., ці випадки не розглядаються. Таким чином, функція коливання натягу полотна задовольняє достатній умові розкладності функції в ряд Фур'є, що сформульовано в теоремі Дирихле [236].

Відповідно до теореми Дирихле, якщо періодична функція $f(x)$ з періодом 2π кусочно-безперервна та кусочно-монотонна на відрізку $[0, 2\pi]$, то вона розкладається в ряд Фур'є, що сходиться на всій числовій осі, і його сума $S(x) = f(x)$ в кожній точці x , де $f(x)$ безперервна, і знаходиться із умови:

$$S(x) = \frac{f(x-0) + f(x+0)}{2}$$

(тобто $S(x)$ приймає значення середнього арифметичного значень функції ліворуч і праворуч у точці, де $f(x)$ розривна у кожній точці, де $f(x)$ терпить розрив).

Задачею даного гармонійного аналізу є визначення гармонік функції коливання натягу полотна, заданої таблично, наближене подання її частковими сумами ряду Фур'є. У цих умовах задача зводиться до методів наближеного обчислення коефіцієнтів Фур'є, представлених певними інтегралами. Для обчислення певного інтегралу використаємо формулу трапецій [237]:

$$\int_a^b f(x) dx \approx S_n = h \left(\frac{f(a) + f(b)}{2} + \sum_{i=1}^{N-1} f(x_i) \right),$$

засновану на тому, що на кожному відрізку між експериментально отриманими значеннями функції дугу кривої $y = f(x)$ заміняємо хордою, що стягує кінці цієї дуги, тобто робимо лінійну інтерполяцію функції $y = f(x)$.

Скористаємося частинним видом формули трапецій - так звану формулою "лівих" прямокутників, що має вигляд:

$$\int_a^b f(x) dx \approx h (f(x_0) + \dots + f(x_k) + \dots + f(x_{N-1})), \quad (7.3.6)$$

де N - число розбивок відрізка інтегрування $[a; b]$; $h = (b-a)/N$ - довжина часткового відрізка або крок розбивки.

Застосуємо формулу (6.6) до інтегралів (6.5). Для цього розіб'ємо відрізок інтегрування $[0, 2\pi]$ на N рівних частин (N - крок кута повороту головного валу машини) так, щоб $h = 2\pi / N$ й одержимо точки розбивки:

$$x_0 = 0, \quad x_1 = 2\pi/N, \dots, x_k = 2\pi k/N, \quad x_{N-1} = 2\pi(N-1)/N$$

Нехай відомі ординати (значення натягу полотна):

$$f(x_0), f(x_1), \dots, f(x_k), \dots, f(x_{N-1}),$$

що відповідають точкам розбивки.

По формулі (6.6) знаходимо

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(x) dx \approx \frac{1}{\pi} * \frac{2\pi}{N} * (f(x_0) + \dots + f(x_k) + \dots + f(x_{N-1})) = \frac{2}{N} \sum_{k=0}^{N-1} f(x_k); \quad (7.3.7)$$

$$a_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(x) \cos nx dx \approx \frac{1}{\pi} * \frac{2\pi}{N} * (f(x_0) \cos nx_0 + \dots + f(x_k) \cos nx_k + \dots + f(x_{N-1}) \cos nx_{N-1}) = \frac{2}{N} \sum_{k=0}^{N-1} (f(x_0) + \dots + f(x_k) \cos \frac{2n\pi}{N} k + \dots + f(x_{N-1}) \cos \frac{2n\pi}{N} (N-1)) = \frac{2}{N} \sum_{k=0}^{N-1} f(x_k) \cos \frac{2n\pi}{N} k. \quad (7.3.8)$$

Аналогічно одержуємо:

$$b_n = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(x) \sin nx dx \approx \frac{2}{N} \sum_{k=0}^{N-1} f(x_k) \sin \frac{2n\pi}{N} k \quad (7.3.9)$$

де $n = 1, \dots, \infty$ - номер гармоніки.

7.3.2.3. Алгоритм рішення задачі

Функція коливання натягу полотна $y = F = f(x)$ задана таблично в $N+1$ рівновіддалених точках значеннями:

$$y_0 = F_0 = f(x_0), \quad y_1 = F_1 = f(x_1), \dots, \quad y_N = F_N = f(x_N),$$

де $x_0 = 0, \quad x_N = 2\pi$.

Потрібно визначити параметри n гармонік ряду Фур'є й записати наближене подання функції n -ої частковою сумою ряду Фур'є.

Як алгоритм можна прийняти наступну послідовність дій:

Визначаємо значення функцій $\cos x$ і $\sin x$, необхідні для обчислення коефіцієнтів Фур'є a_0, a_j, b_j, b_j ($j = 1, \dots, n$), по формулах (7.3.7) - (7.3.9). Обчислення робимо по табл. 3.1 [232]. Результати обчислень заносимо в табл. 3.3 [232].

Використовуючи табл. 3.1 [232] і помноживши стовпець при $k = 0$ на y_0 , при $k = 1$ на y_1, \dots , а останній на y_{N-1} , знаходимо добутки, які записуємо в табл. 3.2 [232].

Складаємо елементи кожного рядка табл. 3.2 [232] і отримані суми множимо на $2/N$, в результаті знаходимо коефіцієнти Фур'є $a_0, a_1, b_1, \dots, a_j, b_j, \dots, a_n, b_n$, які заносимо в останній стовпець табл. 3.2 [232]. Чисельні результати зведені в табл. 3.3 [232].

Визначаємо амплітуди й фази гармонік:

$$A_0 = \frac{a_0}{2}; \quad A_j = \sqrt{a_j^2 + b_j^2}; \quad (j = 1, \dots, n)$$

$$\varphi_j = \begin{cases} \arccos \frac{b_j}{A_j}, & a_j \geq 0 \\ -\arccos \frac{b_j}{A_j}, & a_j < 0 \end{cases} \quad (j = 1, \dots, n)$$

Записуємо n -у часткову суму ряду Фур'є, що є тригонометричним багаточленом $F_n(x)$:

$$F_n(x) = A_0 + A_1 \sin(x + \varphi_1) + \dots + A_j \sin(jx + \varphi_j) + \dots + A_n \sin(nx + \varphi_n) \quad (7.3.10)$$

7.3.2.4. Результати рішення задачі

Відомо, що зі збільшенням n похибка обчислювальних коефіцієнтів, a_n, b_n , росте. Тому, за рекомендацією авторів [237], при числі розбивки відрізка $[0, 2\pi]$ на $N = 20$ елементарних відрізків, число обумовлених відрізків гармонік обмежене $n = 8$.

Отримано значення амплітуд і фаз гармонік, які зведені в табл. 7.3.2. Підставляючи їх у формулу (7.3.10) і замінюючи $F_8(x)$ на $F(\varphi)$, а x на φ - кут повороту головного валу машини, одержимо рівняння кривої, що описує коливання натягу полотна:

$$F(\varphi) = 43.734 + 3.7335 \sin(\varphi - 2.23) + 0.8086 \sin(\varphi + 1.858) + 0.3813 \sin(\varphi + 1.964) + 0.121 \sin(\varphi + 0.533) + 0.1158 \sin(\varphi + 1.171) + 0.0821 \sin(\varphi + 2.322) + 0.1035 \sin(\varphi + 1.398) + 0.1018 \sin(\varphi + 1.318). \quad (7.3.11)$$

Перевірка отриманої формули зводиться до побудови графіка функції, описаної рівнянням (6.11). Для цього були використані прикладні програми побудови графіків програмного пакета EXCEL 5.0. Функція була задана таблично з кроком 3° (табл. 3.5[232]). Її графік показаний на рис. 6.3. Одночасно показані точки, отримані при обробці експериментальних даних. Як видно із графіка, крива, задана рівнянням (6.11), досить точно описує поведінку натягу полотна протягом одного циклу петлеутворення. В останньому стовпчику табл. 3.5 [232] зазначене відхилення кривої від експериментальних значень, що не перевищує 0,25%. При цьому мінімальна похибка результатів вимірів становить 1,76% [232].

Таблиця 7.3.2

Амплітуди і фази гармонік

Амплітуди		Фази	
A_0	4.3734075		
A_1	3.73353145	ϕ_1	-2.22783
A_2	0.80862961	ϕ_2	1.858351
A_3	0.381280576	ϕ_3	1.964091
A_4	0.120957938	ϕ_4	0.532791
A_5	0.115766677	ϕ_5	1.171281
A_6	0.082114711	ϕ_6	2.322312
A_7	0.103458404	ϕ_7	1.397885
A_8	0.101771121	ϕ_8	1.317968

Отже, значення кривої протягом усього циклу не виходять за межі

довірчого інтервалу, отриманого при обробці експериментальних даних.

Для знаходження точок екстремума функції коливання натягу полотна продиференціюємо рівняння (6.11) по φ :

$$F(\varphi) = 3.7335 \cos(\varphi - 2.23) + 0.8086 \cos(\varphi + 1.858) + 0.3813 \cos(\varphi + 1.964) + \\ + 0.121 \cos(\varphi + 0.533) + 0.1158 \cos(\varphi + 1.171) + 0.0821 \cos(\varphi + 2.322) + 0.1035 + \\ + \cos(\varphi + 1.398) + 0.1018 \cos(\varphi + 1.318) = 0. \quad (7.3.12)$$

Прирівнявши рівняння (7.3.12) до нуля, знаходимо значення φ , що відповідають екстремальним значенням натягу полотна. Рівняння (7.3.12) було вирішено за допомогою підпрограми GoalSeek пакета прикладних програм Excel 5.0 for Windows. Дана підпрограма дозволяє розрахувати значення аргументу функції по її заздалегідь заданому значенню. В результаті рішення рівняння (7.3.12) були отримані наступні значення кута повороту головного валу φ , при яких величина натягу приймає максимальне та мінімальне значення, яким відповідають нижче наведені значення натягу полотна F :

$$\varphi_{\min} = 1,066 \text{ рад.} \quad F_{\min} = 4,08 \text{ сН/1 пет. ст.} \\ \varphi_{\max} = 4,207 \text{ рад.} \quad F_{\max} = 4,66 \text{ сН/1 пет. ст.}$$

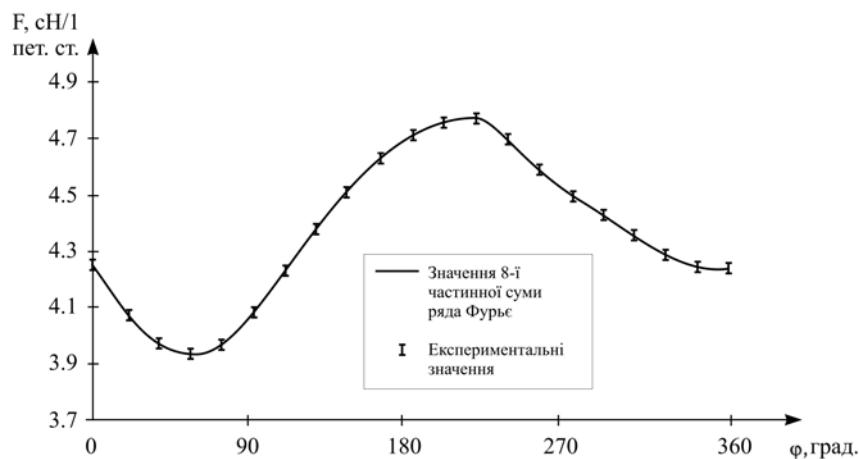


Рис. 7.3.3. Графік функції коливань натягу полотна за час одного циклу петлетворення

7.3.3. Розробка механізмів дискретної відтяжки основов'язаного полотна

7.3.3.1. Ротаційний механізм відтяжки полотна

Відповідно до наведеної раніше класифікації, всі механізми відтяжки основов'язаного полотна діляться на механізми постійної й періодичної дії. Огляд існуючих конструкцій механізмів відтяжки полотна основовязальних машин показав, що всі вони є механізмами постійної дії. З урахуванням вимог, що ставляться до механізмів відтяжки автором запропонований ротаційний механізм відтяжки основов'язаного полотна періодичної дії [232].

В основу конструкції такого механізму покладений додатково встановлений поперек полотна вал, по всій довжині якого за допомогою

зйомних кронштейнів закріплені не менш двох полотнонаправляючих стержнів. А механізм у цілому встановлений - між зоною петлеутворення та системою відтяжних валів (рис. 7.3.4).

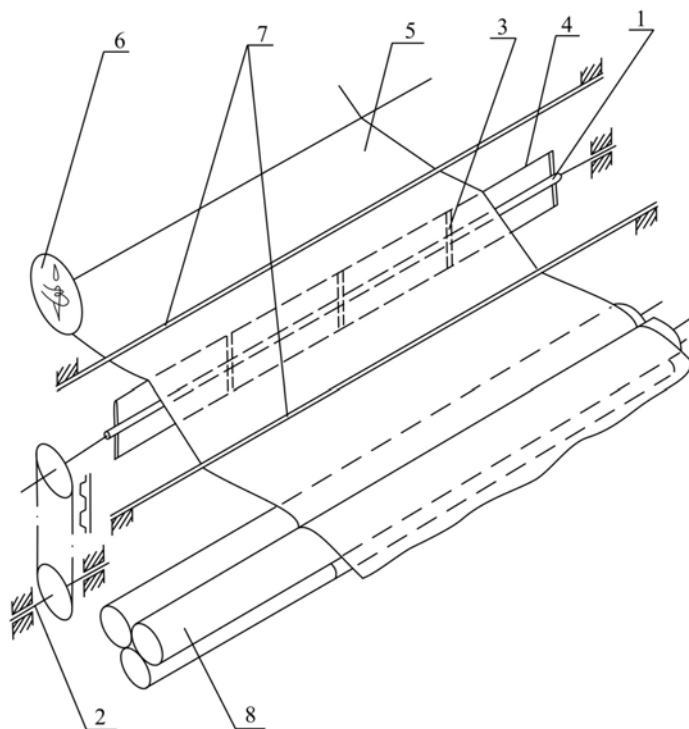


Рис. 7.3.4. Схема ротаційного механізму відтяжки полотна періодичної (дискретної) дії

Механізм відтяжки містить додатковий вал 1, кинематично зв'язаний з головним валом машини 2. До додаткового валу 1 за допомогою кронштейнів 3 прикріплені два полотнонаправляючі стержні 4. Полотно 5, виходячи із зони петлеутворення 6, огинає полотнонаправляючу балочку 7, один зі стержнів 4 додаткового валу 1, другу полотнонаправляючу балочку 7 і відтягується системою відтяжних валів 8. Полотнонаправляючі балочки 7 жорстко закріплені на станині.

Механізм працює таким чином: полотно 5 виходить із зони петлеутворення 6 і відтягується системою відтяжних валів 8. У ті моменти циклу петлеутворення, коли натяг полотна зменшується, додатковий вал 1 повертається на такий кут, щоб один з полотнонаправляючих стержнів 4 вступив у взаємодію з полотном 5 і тим самим збільшив величину зусилля його відтяжки. В інші моменти циклу петлеутворення додатковий вал 1 повертається так, що полотнонаправляючі стержні 4 не взаємодіють з полотном, тим самим зменшуючи силу його відтяжки. Полотнонаправляючі балочки служать для збереження геометрії полотна.

Підбором кількості й положення полотнонаправляючих стержнів щодо осі додаткового вала можна наблизити теоретичну функцію коливання натягу полотна до дійсної. Під дійсною функцією коливання натягу полотна надалі будемо розуміти функцію, графік якої отриманий за допомогою осцилографа в

результаті експерименту. Під теоретичною - функцію, зворотну отриманій за допомогою ротаційного механізму відтягнення полотна. У цьому випадку, у періоди зростання натягу полотна, довжина його ділянки між зоною петлеутворення й системою відтяжних валів за рахунок виходу стержнів з контакту або зменшення кутів обхвату полотном буде зменшуватися, тим самим збільшення натягу полотна буде компенсовано.

У період зменшення натягу полотна на ділянці між петлеутворюючими органами й системою відтяжних валів, довжина цієї ділянки полотна збільшується за рахунок входу полотнонаправляючих стержнів у контакт з полотном і збільшення кутів обхвату полотном стержнів. Тим самим зменшення натягу полотна буде компенсовано.

Додатковий вал робить один оберт за два оберти головного валу, тобто він обертається зі швидкістю в половину меншою швидкості головного валу машини. Отже, на додатковому валу закріплені дві системи полотнонаправляючих стержнів, кожна з яких компенсує коливання натягу полотна за один цикл петлеутворення. Таким чином, досягається симетричне розташування полотнонаправляючих стержнів на додатковому валу, що дозволяє його зрівноважити та довести частоту обертання додаткового валу до 50 с^{-1} , тобто пристрій здатний працювати на основов'язальних машинах при швидкості в'язання 3000 петельних рядів за хвилину, що відповідає сучасним швидкостям роботи машини.

Для визначення ступеня компенсації коливань натягу полотна ротаційним механізмом необхідно спочатку визначити його конструктивні розміри.

7.3.3.2. Вибір конструктивних параметрів ротаційного механізму відтяжки полотна

Виходячи з конструктивних особливостей запропонованого ротаційного механізму відтяжки основов'язаного полотна періодичної дії, теоретичну функцію коливання натягу полотна можна наблизити до дійсної в основному за рахунок радіальної й кутової координат закріплення полотнонаправляючих стержнів відносно осі вала й полотнонаправляючих балочок.

При виборі кількості полотнонаправляючих стержнів необхідно вирішити завдання, що відповідають вимогам: з однієї сторони кількість полотнонаправляючих стержнів повинна бути мінімальною, а з іншого боку - достатнім для істотного наближення теоретичної функції коливання натягу полотна до дійсної.

Розглянемо графік функції коливання натягу полотна, отриманий у результаті експерименту. За час кожного циклу петлеутворення натяг полотна досягає одного мінімального й одного максимального значення. Мінімум натягу полотна настає при повороті головного валу машини на $65,4^\circ$ і досягає $3,92 \text{ сН}$. Максимальне значення натягу настає при повороті головного валу на 229° і досягає $4,67 \text{ сН}$ на один петельний стовпчик.

Полотнонаправляючі стержні вводимо, виходячи з діаграми компенсуючих натягів полотна (рис. 7.3.5).

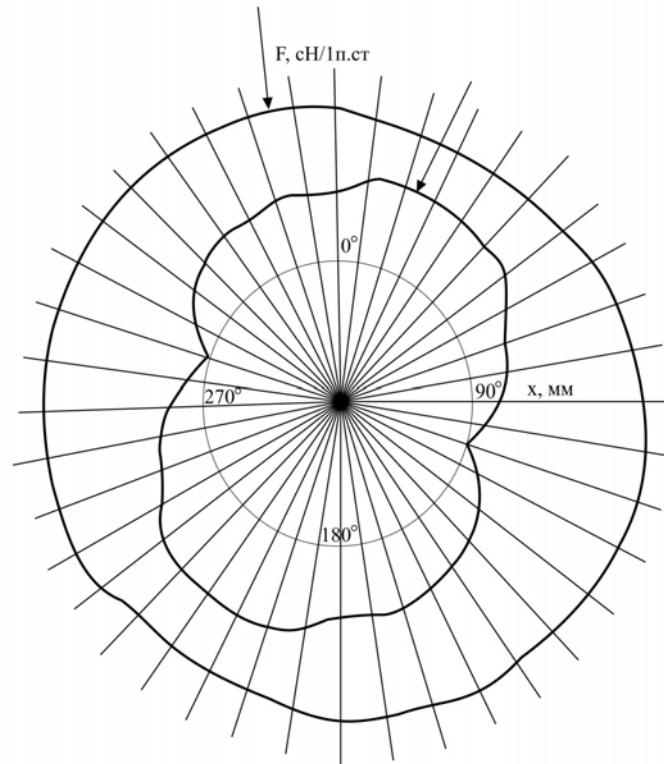


Рис. 7.3.5. Діаграма компенсуючих натягів полотна

Для побудови даної діаграми розглянемо схему (рис. 7.3.6), згідно з якою додатковий вал деякого радіуса вводимо так, щоб його поверхня торкалася полотна, не впливаючи на його натяг, а вісь перебувала посередині між зоною петлетворення та системою відтяжних валів. На підставі схеми запишемо систему рівнянь:

$$\begin{cases} \cos \alpha = \frac{a}{y}; \\ \operatorname{tg} \alpha = \frac{x}{a}; \\ y - a = \Delta l; \\ \Delta F = k \Delta l, \end{cases}$$

де y - половина довжини ділянки полотна між зоною петлетворення та системою відтяжних валів (рис. 7.3.6);

a - половина відстані між зоною петлетворення та системою відтяжних валів (рис. 7.3.6);

α - кут між горизонтальною віссю та полотном (рис. 7.3.6);

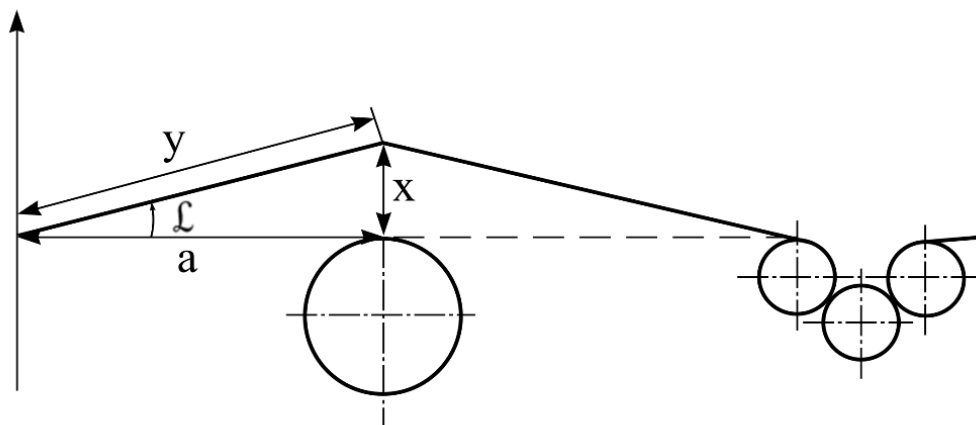


Рис. 7.3.6. Схема розташування додаткового валу

F - натяг полотна;

ΔF - різниця максимального й поточного натягу полотна;

l - подовження полотна;

k - модуль пружності полотна;

x - відстань від поверхні додаткового валу до точки торкання полотнонаправляючого стрижня з полотном, тобто компенсуючий натяг.

Останнє рівняння системи записане на підставі припущення про те, що трикутжане полотно є пружним і підкоряється закону Гука.

За умови, що $a = 95$ мм, а $k = 3,2$ сН/мм (k встановлено експериментальним шляхом для відповідного переплетення і якості нитки), для різних значень кута повороту головного валу машини, а отже для різних F , одержуємо значення величини x , за допомогою яких будуємо діаграму компенсуючих натягів полотна. На рис. 7.3.5 показана також діаграма величини натягу полотна залежно від кута повороту головного валу машини, звідки видно, що при досягненні максимального значення натягу полотна, компенсуючий натяг відсутній, тобто додатковий вал торкається полотна своєю поверхнею, не впливаючи на його натяг. При мінімальному натягу полотна, компенсуючий натяг досягає максимуму.

На підставі вищесказаного можна зробити висновок про те, що для компенсації коливань натягу полотна необхідно ввести три полотнонаправляючі стержні, один із яких розташований у точці максимуму компенсуючих натягів, а два інших розташовані таким чином, щоб у точці мінімуму компенсуючих натягів ротаційний механізм не впливав на натяг полотна (рис. 7.3.7).

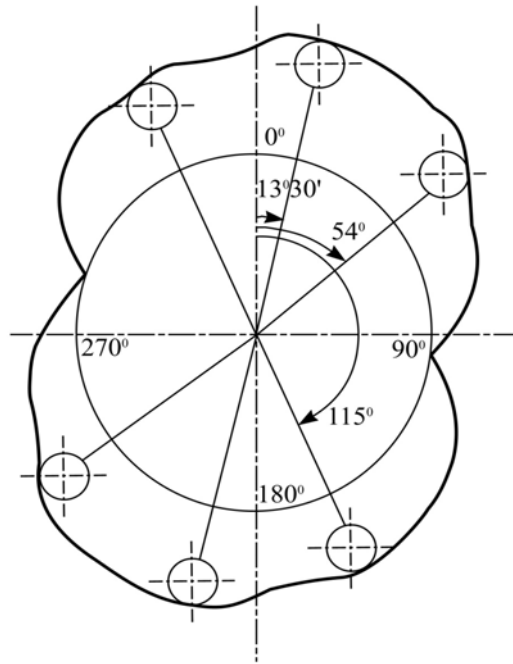


Рис. 7.3.7. Схема розміщення полотнонаправляючих стержнів на додатковому валу

На рис. 4.6, 4.9-4.12 [232] представлені схеми положень полотнонаправляючих стержнів ротаційного механізму відтяжки полотна періодичної дії при найбільш характерних кутах повороту головного валу машини.

Введення полотнонаправляючих балочок виключає вплив кута α на роботу петлеутворюючих органів. У цьому випадку a - відстань між абсцисами осей додаткового валу та полотнонаправляючими балочками.

На основі конструктивної розробки ротаційного механізму відтяжки полотна легко побудувати лінійну циклограму системи переривчастої (дискретної) відтяжки полотна (рис. 7.3.8), з якої видно характер впливу системи на полотно в будь-який момент циклу петлеутворення, співвіднесений з кутом повороту головного валу машини.

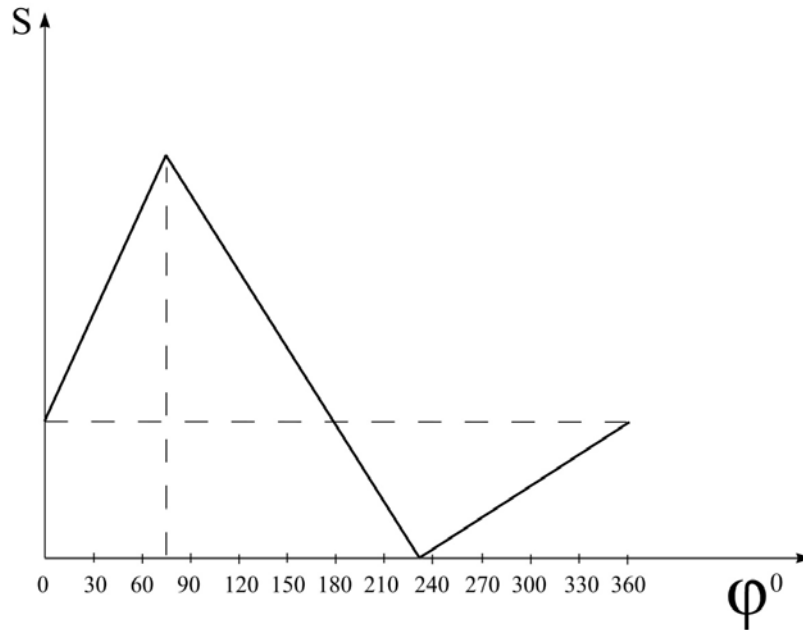


Рис. 7.3.8. Лінійна циклограма системи дискретної відтяжки полотна

7.3.3.3. Оптимізація робочих параметрів ротаційного механізму відтяжки полотна

Основна умова оптимізації параметрів ротаційного механізму відтяжки полотна періодичної дії – максимальне наближення теоретичної функції коливання натягу полотна до дійсної. Виходячи із цього, цільову функцію оптимізації представимо як максимальне відхилення дійсної величини коливань натягу полотна ротаційного механізму відтяжки полотна $\Delta F_o(\varphi)$ від теоретичної $\Delta F_m(\varphi)$:

$$\Delta_{\max} = |\Delta F_o(\varphi) - \Delta F_m(\varphi)|,$$

де φ - кут повороту головного валу машини.

Параметри ротаційного механізму відтяжки полотна повинні бути такими, щоб цільова функція досягала мінімального значення.

7.3.3.4. Математична модель ротаційного механізму відтяжки полотна

Відповідно до роботи [238], процес оптимізації істотно спрощується, якщо цільову функцію виразити через параметри механізму. Введемо позначення основних параметрів ротаційного механізму періодичної дії (рис. 4.6) [232]:

R_j - рухомий радіус полотнонаправляючого стержня;

α_{0j} - початковий кут ($\varphi = 0; 2\pi$) рухомого радіусу полотнонаправляючого стержня;

x_j, y_j - координати осей полотнонаправляющих балочек, стержнів, точок O_1 і O_7 .

r_j - радіус поперечного перерізу полотнонаправляющих балочек, стержнів.

На основі розрахункових схем (рис. 4.7, 4.8 [232]) виведемо залежність між теоретичною функцією компенсації коливань натягу полотна механізмом і його основних параметрів. Розрахункові схеми включають всі елементи пристрою: полотнонаправляючі балочки 2, 6, полотнонаправляючі стержні 3, 4, 5, здатні впливати на полотно. Додатковий вал не впливає на полотно, тому він у розрахункові схеми не входить. В якості точок відліку зміни величини натягу полотна механізмом відтяжки візьмемо дві довільні точки O_1 і O_7 , що знаходяться на зовнішній стороні механізму. Ділянку полотна між точками O_1 і O_7 назвемо ділянкою активного впливу механізму відтяжки на натяг полотна. Всі положення елементів механізму відтяжки полотна на розрахункових схемах визначені в прямокутній декартовій системі координат. Початок координат - точка на поверхні валу з найбільшою ординатою. Приймемо допущення, що полотно проходить по найкоротшій відстані між елементами механізму відтяжки полотна.

В процесі роботи ротаційного механізму виникають три випадки контакту його параметрів з полотном. В першому випадку жоден полотнонаправляючий стержень не контактує з полотном, додатковий вал торкається полотна, не впливаючи на його натяг. Це відбувається в той момент, коли кут повороту головного валу, досягає 229° (рис. 4.9 [232]). В цьому випадку довжина ділянки активного впливу механізму відтяжки полотна дорівнює: $O_1O_7 = x_1 - x_7$.

У другому випадку з полотном контактує тільки один полотнонаправляючий стержень (рис. 4.6; 4.10; 4.11; 4.12 [232]). Тоді, відповідно до розрахункової схеми (рис. 4.7 [232]) довжина полотна на ділянці, між точками O_1O_7 дорівнює сумі:

$$O_1O_7 = O_1A_2 + A_2\check{B}_2 + B_2A_3 + A_3\check{B}_3 + B_3A_6 + A_6\check{B}_6 + B_6O_7. \quad (7.3.13)$$

Визначемо значення кожні складової рівняння, (6.13):

$$O_1A_2 = x_1 - x_2 = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2} - r_2^2,$$

$$A_2\check{B}_2 = r_2 * \psi_2, \text{ где } \psi_2 = 2\pi - (\lambda_2 + \gamma_2 + \delta_2),$$

$$\lambda_2 = \arctg \frac{x_1 - x_2}{r_2},$$

$$\gamma_2 = \angle O_1O_2C_2 + C_2O_2O_3 = \arctg \frac{r_2}{x_1 - x_2} + \pi - \arctg \frac{y_3 - y_2}{x_2 - x_3},$$

$$\delta_2 = \angle B_2O_2O_3 = \arccos \frac{r_2 + r_3}{\sqrt{(y_3 - y_2)^2 + (x_3 - x_2)^2}}.$$

Остаточно:

$$A_2\check{B}_2 = r_2(2\pi - (\arctg \frac{x_1 - x_2}{r_2} + \arctg \frac{r_2}{x_1 - x_2} + \pi - \arctg \frac{y_3 - y_2}{x_2 - x_3} + \arccos \frac{r_2 + r_3}{\sqrt{(y_3 - y_2)^2 + (x_3 - x_2)^2}})),$$

$$B_2O_3 = E_2O_3 = \sqrt{(y_3 - y_2)^2 + (x_3 - x_2)^2 - (r_2 + r_3)^2},$$

$$A_2\check{B}_3 = r_3 * \psi_3, \quad \text{где } \psi_3 = 2\pi - (\lambda_3 + \gamma_3 + \delta_3)$$

$$\lambda_3 \equiv \angle A_3O_3O_2 = \delta_2 \equiv \angle B_2O_2O_3 = \arccos \frac{r_2 + r_3}{\sqrt{(y_3 - y_2)^2 + (x_3 - x_2)^2}},$$

$$\gamma_3 = \angle O_2O_3C_3 + \angle C_4O_3O_6 = \arctg \frac{x_2 - x_3}{y_3 - y_2} + \arctg \frac{x_3 - x_6}{y_3 - y_6},$$

$$\delta_3 \equiv \angle B_3O_3O_6 = \delta_6 \equiv \angle A_6O_6O_3 = \frac{r_6 + r_3}{\sqrt{(y_3 - y_6)^2 + (x_3 - x_6)^2}}.$$

$$A_3\check{B}_3 = r_2(2\pi - (\arccos \frac{r_2 + r_3}{\sqrt{(y_3 - y_2)^2 + (x_3 - x_2)^2}} + \arctg \frac{x_2 - x_3}{y_3 - y_2} + \arctg \frac{x_3 - x_6}{y_3 - y_6} + \arccos \frac{r_6 + r_3}{\sqrt{(y_3 - y_6)^2 + (x_3 - x_6)^2}})),$$

$$B_3A_6 = O_3E_6 = \sqrt{(y_3 - y_6)^2 + (x_3 - x_6)^2 - (r_3 - r_6)^2}$$

$$A_6\check{B}_6 = r_6 * \Psi_6, \quad \text{де } \Psi_6 = 2\pi - (\lambda_6 + \gamma_6 + \delta_6),$$

$$\lambda_6 = \arctg \frac{x_6 - x_7}{r_6},$$

$$\gamma_6 = \angle O_7O_6C_6 + \angle C_6O_6O_3 = \arctg \frac{r_6}{x_6 - x_7} + \pi - \arctg \frac{y_3 - y_6}{x_3 - x_6},$$

$$\delta_6 = \arccos \frac{r_6 + r_3}{\sqrt{(y_3 - y_6)^2 + (x_3 - x_6)^2}}.$$

$$A_6\check{B}_6 = r_6(2\pi - (\arctg \frac{x_6 - x_7}{r_6} + \arctg \frac{r_6}{x_6 - x_7} + \pi - \arctg \frac{y_3 - y_6}{x_3 - x_6} + \arccos \frac{r_6 + r_3}{\sqrt{(y_3 - y_6)^2 + (x_3 - x_6)^2}})).$$

$$B_6O_7 = x_6 - x_7 = \sqrt{(x_6 - x_7)^2 + (y_6 - y_7)^2 - r_6^2}.$$

Отже, прямолінійні ділянки полотна виражаються наступним чином:

$$\begin{aligned} O_1A_2 &= \sqrt{(x_1-x_2)^2 + (y_1-y_2)^2 - (r_1-r_2)^2}. \\ B_2A_3 &= \sqrt{(x_2-x_3)^2 + (y_2-y_3)^2 - (r_2-r_3)^2}. \\ B_3A_6 &= \sqrt{(x_3-x_6)^2 + (y_3-y_6)^2 - (r_3-r_6)^2}. \\ B_6O_7 &= \sqrt{(x_6-x_7)^2 + (y_6-y_7)^2 - (r_6-r_7)^2}. \\ r_1 &= r_7 = 0 \end{aligned}$$

А дужковидні ділянки контакту полотна з полотнонаправляючими балочками і стержнями виражаються залежностями:

$$\begin{aligned} A_2\check{B}_2 &= r_2 \left(\frac{\pi}{2} + \operatorname{arctg} \frac{y_3-y_2}{x_2-x_3} - \arccos \frac{r_2+r_3}{\sqrt{(y_3-y_2)^2 + (x_3-x_2)^2}} \right), \\ A_3\check{B}_3 &= r_3 \left(2\pi - \left(\arccos \frac{r_2+r_3}{\sqrt{(y_3-y_2)^2 + (x_3-x_2)^2}} + \operatorname{arctg} \frac{x_2-x_3}{y_3-y_2} + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + \operatorname{arctg} \frac{x_3-x_6}{y_3-y_6} + \arccos \frac{r_6+r_3}{\sqrt{(y_3-y_6)^2 + (x_3-x_6)^2}} \right) \right). \end{aligned}$$

Підставляючи знайдені залежності у рівняння (7.3.13), отримуємо шукану довжину ділянки активної взаємодії механізму відтяжки полотна при умові, що з полотном контактує лише один полотнонаправляючий стержень.

В третьому випадку з полотном контактують одночасно два полотнонаправляючі стержні. Тоді, згідно з розрахунковою схемою (рис. 4.8 [232]) довжина ділянки активної дії механізму відтяжки дорівнює:

$$O_1O_7 = O_1A_2 + A_2\check{B}_2 + B_2A_3 + A_3\check{B}_3 + B_3A_4 + A_4\check{B}_4 + B_4A_6 + A_6\check{B}_6 + B_7O_7. \quad (7.3.14)$$

Розрахуємо значення кожної складової рівняння (7.3.14)

$$\begin{aligned} O_1A_2 &= x_1 - x_2 = \sqrt{(x_1-x_2)^2 + (y_1-y_2)^2 - r_2^2}, \\ A_2\check{B}_2 &= r_2 * \Psi_2, \text{ де } \Psi_2 = 2\pi - (\lambda_2 + \gamma_2 + \delta_2) \\ \lambda_2 &= \operatorname{arctg} \frac{x_1-x_2}{r_2}, \\ \gamma_2 &= \angle O_1O_2C_2 + \angle C_2O_2O_3 = \operatorname{arctg} \frac{r_2}{x_1-x_2} + \pi - \operatorname{arctg} \frac{y_3-y_2}{x_3-x_3}, \\ \delta_2 &= \angle O_1O_2B_2 = \angle O_3O_2E_3 = \arccos \frac{r_3+r_2}{\sqrt{(y_3-y_2)^2 + (x_3-x_2)^2}}. \end{aligned}$$

Остаточно:

$$A_2\tilde{B}_2 = r_2(2\pi - (\arctg \frac{x_1-x_2}{r_2} + \arctg \frac{r_2}{x_1-x_2} + \pi - \arctg \frac{y_3-y_2}{x_2-x_3} + \\ + \arccos \frac{r_2+r_3}{\sqrt{(y_3-y_2)^2+(x_3-x_2)^2}})) \\ B_2A_3 = E_2O_3 = \sqrt{(y_3-y_2)^2+(x_3-x_2)^2-(r_3-r_2)^2} \\ A_3\tilde{B}_3 = r_3 * \Psi_3, \text{ де } \Psi_3 = 2\pi - (\lambda_3 + \gamma_3 + \delta_3)$$

$$\lambda_3 = \angle A_3O_3O_2 = \arccos \frac{r_2+r_3}{\sqrt{(y_3-y_2)^2+(x_3-x_2)^2}},$$

$$\gamma_3 = \angle O_2O_3C_3 + \angle D_3O_3O_4 = \arctg \frac{x_2-x_3}{y_3-y_2} + \arctg \frac{x_3-x_4}{y_3-y_4},$$

$$\delta_3 = \frac{\pi}{2} + \angle E_4O_3O_4 = \frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{r_4-r_3}{\sqrt{(y_3-y_4)^2+(x_3-x_4)^2}}$$

Остаточно:

$$A_3\tilde{B}_3 = r_3(2\pi - (\arccos \frac{r_3+r_2}{\sqrt{(y_3-y_2)^2+(x_3-x_2)^2}} + \arctg \frac{x_2-x_3}{y_3-y_2} + \\ + \arctg \frac{x_3-x_4}{y_3-y_4} + \frac{\pi}{2} + \arcsin \frac{r_4-r_3}{\sqrt{(y_3-y_4)^2+(x_3-x_4)^2}})),$$

$$B_3A_4 = O_3E_4 = \sqrt{(x_3-x_4)^2+(y_3-y_4)^2-(r_3-r_4)^2}$$

$$A_4\tilde{B}_4 = r_4 * \Psi_4, \text{ де } \Psi_4 = 2\pi - (\lambda_4 + \gamma_4 + \delta_4),$$

$$\lambda_4 \equiv \angle A_4O_4O_3 = \delta_2 = \arccos \frac{r_4-r_3}{\sqrt{(y_3-y_4)^2+(x_3-x_4)^2}},$$

$$\gamma_4 = \angle O_3O_4C_4 + \angle C_4O_4O_6 = \frac{\pi}{2} + \arctg \frac{y_3-y_4}{x_3-x_4} + \arctg \frac{x_4-x_6}{y_4-y_6},$$

$$\delta_4 \equiv \angle O_5O_4B_4 = \angle O_4O_6D_6 = \arccos \frac{r_6+r_4}{\sqrt{(y_4-y_6)^2+(x_4-x_6)^2}}.$$

Остаточню:

$$A_4\check{B}_4 = r_4 \left(2\pi - \left(\arccos \frac{r_4 + r_3}{\sqrt{(y_3 - y_4)^2 + (x_3 - x_4)^2}} + \frac{\pi}{2} + \operatorname{arctg} \frac{y_3 - y_4}{x_3 - x_4} + \right. \right. \\ \left. \left. + \operatorname{arctg} \frac{x_4 - x_6}{y_3 - y_6} + \arccos \frac{r_6 + r_4}{\sqrt{(y_3 - y_6)^2 + (x_4 - x_6)^2}} \right) \right),$$

$$B_4 A_6 = O_4 D_5 = \sqrt{(y_4 - y_6)^2 + (x_4 - x_6)^2 - (r_4 - r_6)^2}$$

$$A_6 \check{B}_6 = r_6 * \Psi_6, \quad \Psi_6 = 2\pi - (\lambda_6 + \gamma_6 + \delta_6)$$

$$\lambda_6 = \angle B_6 O_6 O_7 = \operatorname{arctg} \frac{x_6 - x_7}{r_6},$$

$$\gamma_6 = \angle O_7 O_6 C_6 + \angle C_6 O_6 O_4 = \operatorname{arctg} \frac{r_6}{x_6 - x_7} + \pi - \operatorname{arctg} \frac{y_4 - y_6}{x_4 - x_6},$$

$$\delta_6 = \angle O_4 O_6 A_6 = \arccos \frac{r_6 + r_4}{\sqrt{(y_4 - y_6)^2 + (x_4 - x_6)^2}}$$

Остаточню:

$$A_6 \check{B}_6 = r_6 \left(2\pi - \left(\arccos \frac{r_4 + r_6}{\sqrt{(y_4 - y_6)^2 + (x_4 - x_6)^2}} + \operatorname{arctg} \frac{x_6 - x_7}{r_6} + \right. \right. \\ \left. \left. + \operatorname{arctg} \frac{r_6}{x_6 - x_7} + \pi - \operatorname{arctg} \frac{y_4 - y_6}{x_4 - x_6} \right) \right),$$

$$B_6 O_7 = x_6 - x_7 = \sqrt{(x_6 - x_7)^2 + (y_6 - y_7)^2 - r_6^2}.$$

Отже, прямолінійні ділянки виражаються наступним чином:

$$O_1 A_2 = \sqrt{(x_1 - x_2)^2 + (y_1 - y_2)^2 - r_2^2}.$$

$$B_2 A_3 = \sqrt{(x_2 - x_3)^2 + (y_2 - y_3)^2 - (r_2 + r_3)^2}.$$

$$B_3 A_4 = \sqrt{(x_3 - x_4)^2 + (y_3 - y_4)^2 - (r_4 - r_3)^2}.$$

$$B_4 A_5 = \sqrt{(x_4 - x_6)^2 + (y_4 - y_6)^2 - (r_4 + r_6)^2}.$$

$$B_6 O_7 = \sqrt{(x_6 - x_7)^2 + (y_6 - y_7)^2 - r_6^2}.$$

Дужкоподібні, ділянки полотна виражаються наступними залежностями:

$$A_2\check{B}_2 = r_2 \left(\frac{\pi}{2} + \operatorname{arctg} \frac{y_3 - y_2}{x_2 - x_3} - \arccos \frac{r_2 + r_3}{\sqrt{(y_3 - y_2)^2 + (x_3 - x_2)^2}} \right),$$

$$A_3\check{B}_3 = r_3 \left(2\pi - \left(\arccos \frac{r_2 + r_3}{\sqrt{(y_3 - y_2)^2 + (x_3 - x_2)^2}} + \operatorname{arctg} \frac{x_2 - x_3}{y_3 - y_2} + \operatorname{arctg} \frac{x_3 - x_4}{y_3 - y_4} + \arccos \frac{r_3 - r_4}{\sqrt{(y_3 - y_4)^2 + (x_3 - x_4)^2}} \right) \right),$$

$$A_4\check{B}_4 = r_4 \left(2\pi - \left(\arccos \frac{r_4 - r_3}{\sqrt{(y_3 - y_4)^2 + (x_3 - x_4)^2}} + \frac{2}{\pi} + \operatorname{arctg} \frac{y_3 - y_4}{x_3 - x_4} + \operatorname{arctg} \frac{x_4 - x_6}{y_4 - y_6} + \arccos \frac{r_6 + r_4}{\sqrt{(y_4 - y_6)^2 + (x_4 - x_6)^2}} \right) \right),$$

$$A_6\check{B}_6 = r_6 \left(\frac{\pi}{2} + \operatorname{arctg} \frac{y_4 - y_6}{x_4 - x_6} + \arccos \frac{r_6 + r_4}{\sqrt{(y_4 - y_6)^2 + (x_4 - x_6)^2}} \right).$$

Підставляючи знайдені залежності у рівняння (7.3.14), отримуємо шукану довжину ділянки активної взаємодії механізму відтяжки на полотні при умові, що з полотном контактує одночасно два полотнонаправляючих стержні.

Застосовуючи формули зв'язку між зворотніми тригонометричними функціями, перетворюємо отримані залежності між довжиною полотна і координатами осей стержнів і балочок, що контактують з полотном.

Узагальнюючи перетворені співвідношення, отримаємо:

$$B_i A_{i+1} = \sqrt{(x_i - x_{i+1})^2 + (y_i - y_{i+1})^2} - (nr_i + r_{i+1}).$$

$$r_1 = r_6 = 0$$

- для прямолінійних ділянок полотна;

$$A_i\check{B}_i = r_i \left(\frac{\pi}{2} + \operatorname{arctg} \frac{y_{i+1} - y_i}{x_i - x_{i+1}} - \arccos \frac{r_i + r_{i+1}}{\sqrt{(y_i - y_{i+1})^2 + (x_i - x_{i+1})^2}} \right),$$

$$A_i\check{B}_i = r_i \left(\frac{\pi}{2} + \operatorname{arctg} \frac{y_{i-1} - y_i}{x_{i-1} - x_i} - \arccos \frac{r_{i-1} - r_i}{\sqrt{(y_i - y_{i-1})^2 + (x_i - x_{i-1})^2}} \right),$$

- для дуг першої і другої балочок, що контактують з полотном, відповідно;

$$\begin{aligned}
A_i \ddot{B}_i = & r_i (2\pi - (\arccos \frac{nr_{i-1} + r_i}{\sqrt{(y_{i-1} - y_i)^2 + (x_{i-1} - x_i)^2}} + \\
& + \arcsin \frac{x_{i-1} - x_i}{\sqrt{(y_{i-1} - y_i)^2 + (x_{i-1} - x_i)^2}} + \arcsin \frac{x_i - x_{i+1}}{\sqrt{(y_{i+1} - y_i)^2 + (x_{i+1} - x_i)^2}} + \\
& + \arccos \frac{r_i - nr_{i+1}}{\sqrt{(y_i - y_{i+1})^2 + (x_i - x_{i+1})^2}})), \quad \text{де} \\
n = & \begin{cases} +1 \\ -1 \end{cases}, \quad (7.3.15)
\end{aligned}$$

при цьому $n = +1$, якщо розглядається ділянка між стержнем і балочкою і $n = -1$, якщо розглядається ділянка між двома стержнями – для дуг стержнів, що контактують з полотном.

7.3.3.5. Визначення параметрів ротаційного механізму відтяжки полотна періодичної дії

Виразимо поточні координати осей полотнонаправляючих балочок і стержнів через параметри ротаційного механізму відтяжки полотна R_j і α_{0j} (рис. 4.6 [232]):

$$x_j(\varphi) = R_j \sin(\alpha_{0j} + \frac{\varphi}{2})$$

$$y_j(\varphi) = R_j \cos(\alpha_{0j} + \frac{\varphi}{2})$$

Підставляючи ці формули в (6.15), отримуємо залежність між довжиною ділянки активної дії механізму відтяжки полотна l_{0107} і параметрами ротаційного механізму відтяжки полотна періодичної дії: r_j , R_j , і α_{0j} , $j = 1, \dots, 6$.

Визначимо взаємозв'язок між параметрами ротаційного механізму відтяжки полотна R_j і α_{0j} при $j = 1, \dots, 6$. Для цього використовуємо розрахункову схему, зображену на рис. 4.9 [232]:

$$l_{2,6} = 2x_2, \text{ при } \varphi = 229^\circ.$$

На рис. 4.9 [232] показаний момент, коли жоден стержень не діє на полотно. Із розрахункової схеми рис. 4.12 [232] отримуємо:

$$l_{2,6} = 2\sqrt{(R_4 + r_4 - r_e)^2 + x_2^2} \text{ при } \varphi = 65,4^\circ.$$

На схемі зображений момент максимальної дії полотно-направляючих стержнів на полотно. Звідси виходить:

$$\Delta l_{max} = l_{2.6} \Big|_{\varphi=65,4^\circ} - l_{2.6} \Big|_{\varphi=229^\circ} = 2\sqrt{(R_4 + r_4 - r_6)^2 + x_2^2} - 2x_2$$

Із знайденої формули знаходимо:

$$R_4 = \sqrt{\Delta l_{max} \left(\frac{\Delta l_{max}}{4} + x_2 \right)} + r_B - r_4; \quad \alpha_{04} = \frac{65,4^\circ}{2}.$$

Зі схеми на рис. 4.9 [232] знаходимо інші залежності:

$$\Delta ABC: \quad \angle BAC = \arccos \frac{r_B - r_{5'}}{R_{5'}};$$

$$\angle BAC \Big|_{\varphi=229^\circ} = 2\pi - \frac{\varphi}{2} - \alpha_{05'};$$

$$\alpha_{05'} = \pi + \alpha_{05};$$

$$\angle BAC = \pi - \frac{\varphi}{2} - \alpha_{05}.$$

Остаточно:

$$\alpha_{05} = \pi - \arccos \frac{r_B - r_5}{R_5} - \frac{229^\circ}{2}$$

$$\Delta ABD: \quad \angle BAD = \arccos \frac{r_B - r_3}{R_3};$$

$$\angle BAD = \frac{\varphi}{2} - \alpha_{03};$$

$$\alpha_{03} = \frac{229^\circ}{2} - \frac{r_B - r_3}{R_3}.$$

Для того, щоб визначити, при яких значеннях j – ий стержень входить у контакт з полотном або виходить із контакту, введемо наступний критерій. Нехай $\Omega_j(\varphi)$ – кут обхвату стержня полотном. Тоді з формул (6.15) виходить:

$$\Omega_j(\varphi) = \frac{A_j \bar{B}_j}{r_j} = 2\pi - \left(\arccos \frac{(-1)^{j+1} r_{j-1} + r_j}{\sqrt{(y_{j-1} - y_j)^2 - (x_{j-1} - x_j)^2}} + \right.$$

$$\left. + \arcsin \frac{x_{j-1} - x_j}{\sqrt{(y_{j-1} - y_j)^2 - (x_{j-1} - x_j)^2}} + \arcsin \frac{x_j - x_{j+1}}{\sqrt{(y_j - y_{j+1})^2 - (x_j - x_{j+1})^2}} + \right.$$

якщо

$$\left. + \arccos \frac{(-1)^{j+1} r_{j+1} + r_j}{\sqrt{(y_{j+1} - y_j)^2 - (x_{j+1} - x_j)^2}} \right).$$

випадку,

$$\Omega_j(\varphi) > 0 \quad - \quad j \text{ – ий стержень}$$

перебуває в контакт з полотном;

$\Omega_j(\varphi) = 0$ - j - ий стержень входить або виходить із контакту;

$\Omega_j(\varphi) < 0$ - контакт відсутній.

7.3.3.6. Результати рахування програми

Розрахунок параметрів ротаційного механізму відтягнення полотна виконувався відповідно до блок-схеми, показаної на рис. 6.9, 6.10. Для розрахунку параметрів були задані наступні значення:

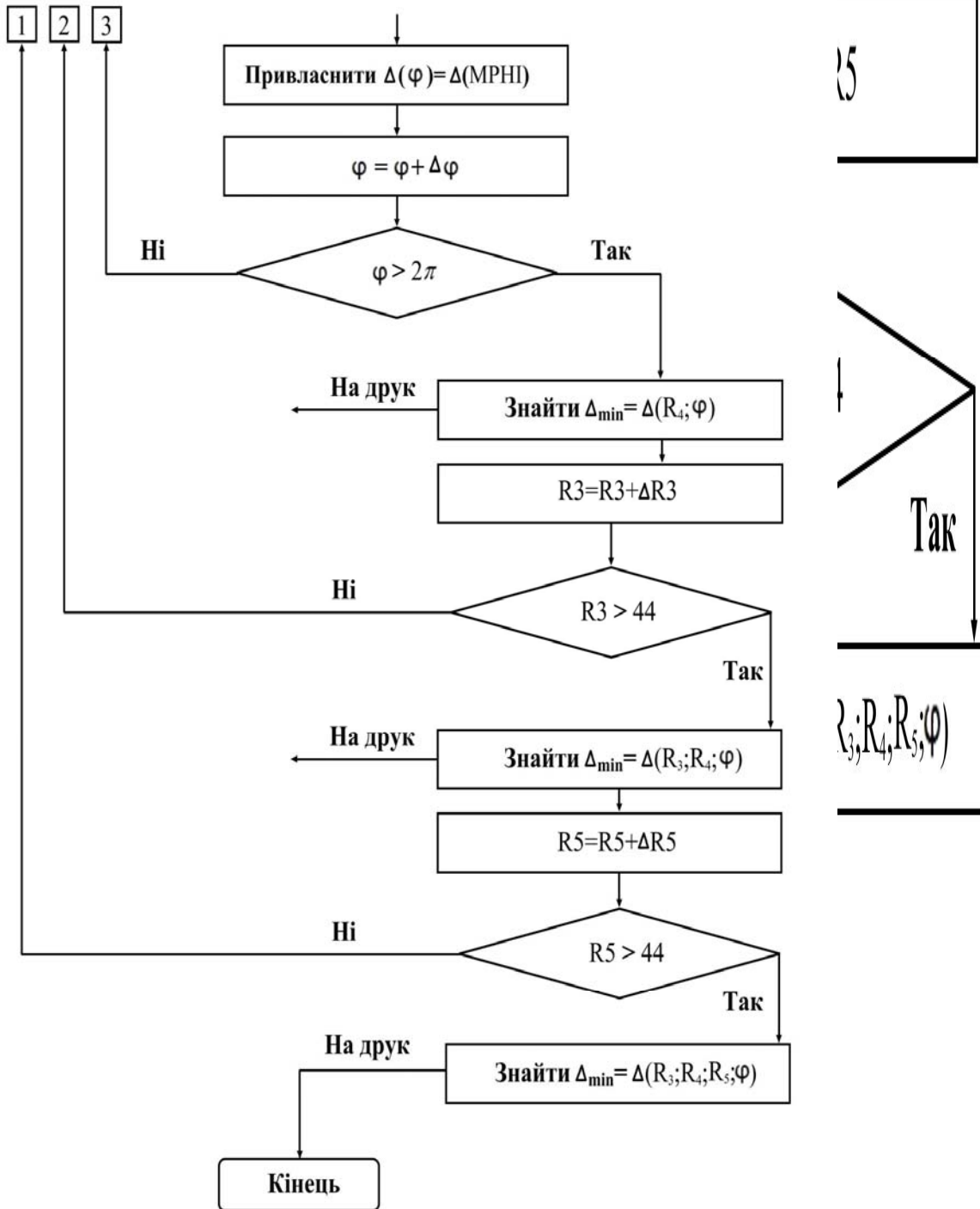
балоч
стриж
та дру
викон

Так

На друк

Знайти $\Delta_{\min} = \Delta(R_3; R_4; \varphi)$

іх
іх
ої
та,
.5
си
=
ції



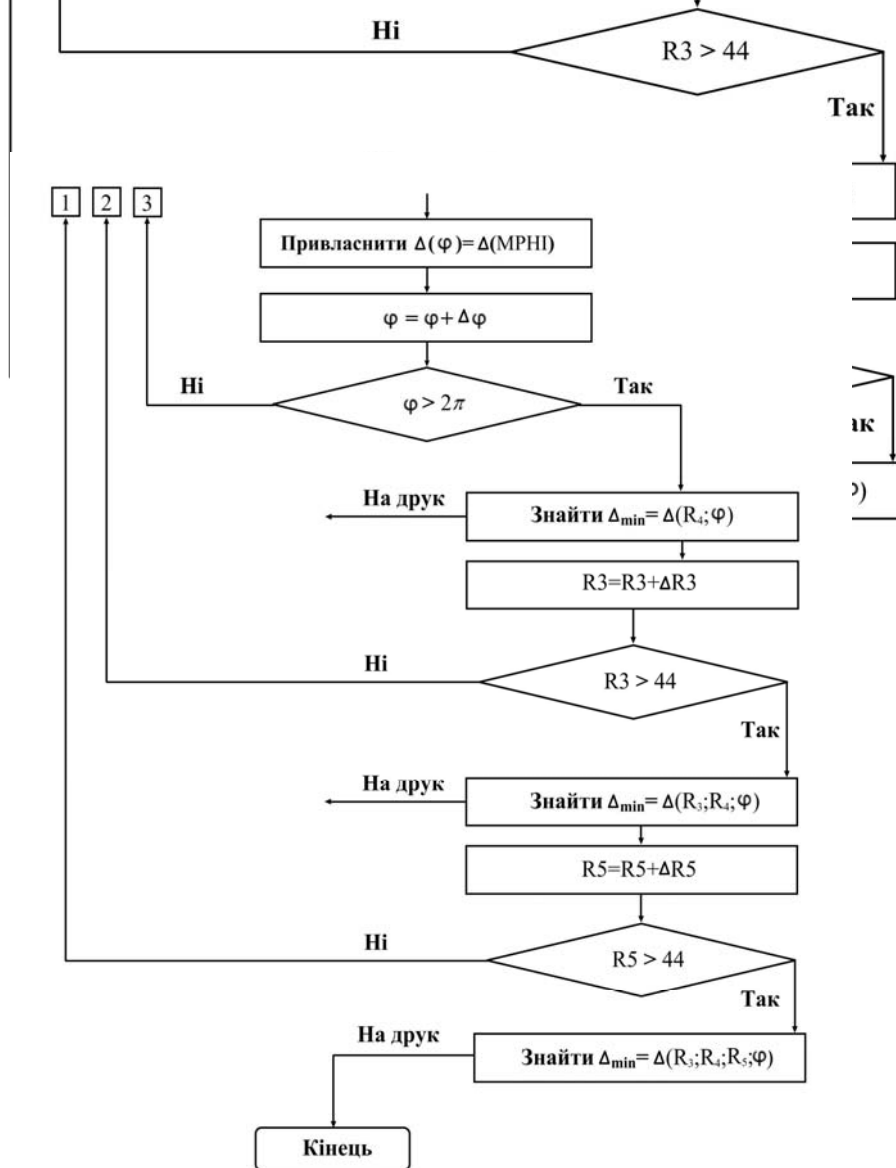


Рис. 7.3.10. Блок-схема програми по визначенню параметрів ротаційного механізму відтяжки полотна періодичної дії на основ'язальній машині (продовження)

7.3.3.7. Проектування електромагнітного механізму відтяжки основ'язаного полотна періодичної дії

Описаний вище ротаційний механізм відноситься до пристроїв відтяжки полотна періодичної дії механічного типу. Розглянемо електромашинні механізми відтяжки полотна.

Авторами запропоновано електромагнітний механізм відтяжки основ'язального полотна (Патент РФ №2077624, Хом'як О.Н., Параска Г.Б., Будкина Т.В., Чабан В.В. Механізм відтяжки полотна на основ'язальних машинах, заявка № 5045087/12 (012880), пріоритет 17.03.92).

В основу конструкції такого механізму покладені електромагніт, та дві подушки, розташованих з обох сторін полотна, закріплених на станині машини та підпружинені. При цьому електромагніт розташований під нижньою подушкою й послідовно з'єднаний з підсилювачем і задатчиком сигналу. Доцільно, щоб подушки були виконані у вигляді металевих пластин із шорсткуватою внутрішньою поверхнею (рис. 7.3.11).

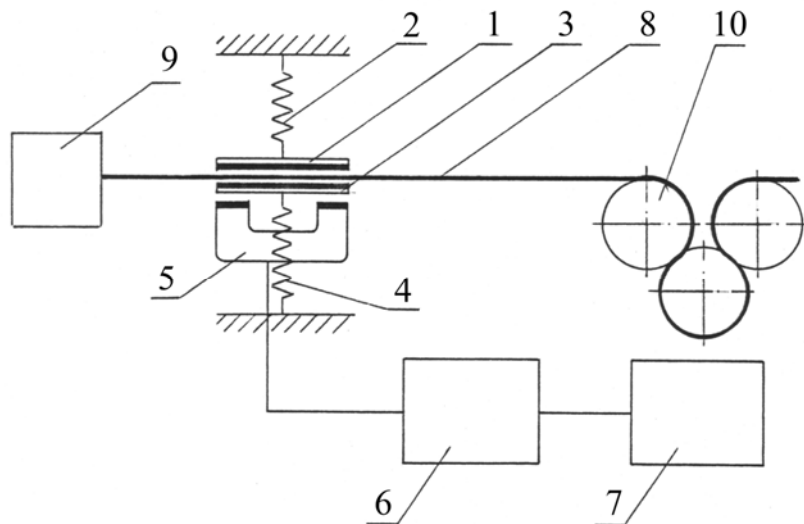


Рис. 7.3.11. Схема електромагнітного механізму відтяжки полотна періодичної дії за датчиком і зусиллям сигналу

Механізм відтяжки полотна містить верхню подушку 1, підпружинену пружиною 2, нижню подушку 3, підпружинену пружиною 4, електромагніт 5, розташований під нижньою подушкою 3 і послідовно з'єднаний з підсилювачем сигналу 6 і задатчиком сигналу 7. Полотно 8 виходить із зони петлеутворення 9, проходить між подушками 1 і 3 і відтягується системою відтяжних валів 10, кінематично зв'язаних між собою та установлених на станині основов'язальної машини. В якості підсилювача та задатчика сигналу можна вибрати будь-які відомі раніше пристрої, наприклад підсилювач постійного струму й електронну пару.

Пристрій працює таким чином: полотно 8 виходить із зони петлеутворення 9 і відтягується системою відтяжних валів 10. Зусилля відтяжки полотна виконує свою функцію в ті моменти циклу петлеутворення, коли в'язальна голка перебуває в нижньому положенні або рухається вгору, а саме в моменти формування, відтягнення, замикання і прокладання. У цей час задатчик сигналу 7 подає сигнал на підсилювач 6, що підсилює сигнал і включає в роботу електромагніт 5. Електромагніт притягує подушку 3, утворюючи щілину між подушками 1 і 3. У результаті цього система відтяжних валів 10 відтягує полотно. В інші моменти циклу петлеутворення величина відтяжки зменшується тим, що електромагніт 5 не впливає на подушку 3 і, за допомогою пружин 2 і 4, подушки 1 і 3 затискають полотно й зусилля відтяжки від системи відтяжних валів 10 не передається на органи петлеутворення 9. При цьому незначна сила відтяжки полотна не деформує голки, що перебувають у верхньому положенні, або рухаються вниз, а також не збільшує довжину петель, що позитивно впливає на якість трикотажу.

Таким чином, міняючи защемлення та вільне проковзування полотна між подушками, можна наблизити теоретичну функцію коливання натягу полотна до дійсного.

Крім запропонованого вище пристрою, авторами запропонована ще одна електромагнітна система переривчастого відтягнення полотна (рис. 7.3.12).

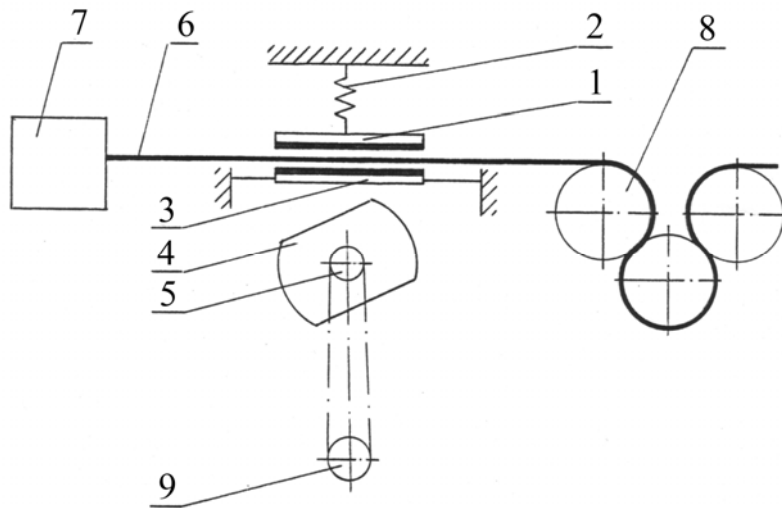


Рис. 7.3.12. Схема електромагнітного механізму відтяжки полотна періодичної дії з обертовим електромагнітом

Конструктивно вона аналогічна попередній, але більш проста, оскільки не містить підсилювача та задатчика сигналу. Ця система переривчастого відтягнення полотна включає додатковий вал, кінематично зв'язаний з головним валом машини, електромагніт, жорстко закріплений на валу, верхню та нижню подушки, при цьому нижня подушка жорстко закріплена на станині, а верхня підпружинена. Доцільно, щоб подушки були виконані у вигляді металевих пластин із шорсткуватою внутрішньою поверхнею, а електромагніт мав форму циліндра із двома лисками.

Виконання системи натягу полотна у вигляді верхньої підпружиненої і нижньої жорстко закріпленої подушок, взаємодіючих з електромагнітом, що регулює вплив подушок на полотно, дозволяє регулювати натяг полотна усередині циклу петлеутворення й зберігати геометрію полотна постійною. Виконання подушок у вигляді металевих пластин із шорсткуватою внутрішньою поверхнею забезпечує тісний контакт подушок з полотном, не допускаючи вільного проковзування його в процесі петлеутворення. Внутрішні поверхні пластин, які безпосередньо стикаються з полотном, можуть бути обклеєні матеріалом із шорсткуватою поверхнею, наприклад сукном, наждаковим полотном і т.п.

Механізм відтяжки полотна містить верхню подушку 1, підпружинену пружиною 2, нижню подушку 3, жорстко закріплену на станині машини, електромагніт 4, жорстко закріплений на валу 5 з можливістю обертання разом з ним. Полотно 6 виходить із зони петлеутворення 7, проходить між подушками 1 і 3 і відтягається системою відтяжних валів 8, кінематично зв'язаних з головним валом машини 9 і встановлених на станині.

Пристрій працює таким чином: полотно 6 виходить із зони петлеутворення 7 і відтягується системою відтяжних валів 8. Зусилля відтяжки полотна виконує свою функцію в ті моменти циклу петлеутворення, коли в'язальна голка перебуває в нижньому положенні або рухається вгору, а саме в моменти формування, відтягнення, замикання та прокладання.

У цей час додатковий вал 5 повертається на такий кут, щоб електромагніт 4 не впливав на подушки 1 і 3. У результаті цього між подушками утвориться щілина й полотно 6 відтягується системою відтяжних валів 8. В інші моменти циклу петлеутворення відтяжка полотна не потрібне. У цей час додатковий вал 5 повертається на кут 90° . При цьому електромагніт 4 впливає на подушки 1 і 3, у результаті чого подушка 1 притягається до подушки 3 і защемляє полотно 6, внаслідок цього зусилля відтяжки полотна від системи відтяжних валів 8 не передається на органи петлеутворення 7. У такий спосіб здійснюється переривчасте відтягнення полотна.

При розрахунку зусилля електромагніту використовується формула [239]:

$$F = \frac{1}{2\mu_0} B^2 S,$$

де B - індукція у середині сердечника;
 S - площа зіткнення сердечника і якоря;
 μ_0 - магнітна постійна, $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м.

Для того, щоб спроектувати геометрію перетину електромагніту, урахуємо, що додатковий вал, на якому закріплений електромагніт, робить один оберт за два оберти головного вала. Це обумовлено тим, що маса електромагніту повинна розподілятися симетрично що до вісі додаткового вала. Отже, головний вал машини з'єднаний з додатковим валом за допомогою ланцюгової передачі з передаточним числом 2. Як уже було сказано вище, відтяжка полотна повинна відбуватися в моменти формування, відтягнення, замикання та прокладання, що відповідає проміжку повороту головного валу від 290° до 360° і від 0° до 200° . Щоб відтяжка полотна здійснювалась, електромагніт не повинен впливати на верхню подушку (між верхньою та нижньою подушками повинна бути щілина для вільного просування полотна). Отже, у цей час електромагніт повинен бути повернутий лискою до подушок і полотна. В інші моменти циклу петлеутворення, а саме: від 200° до 290° кута повороту головного валу машини, відтяжка не повинна відбуватися. При цьому магніт за допомогою подушок повинен защемляти полотно.

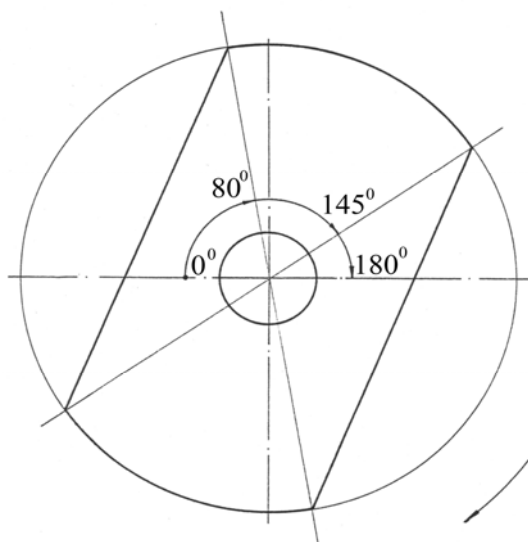


Рис. 7.3.13. Схема перерізу електромагніту

Виходячи із цього, переріз магніту має форму, показану на рис. 7.3.13. Симетричний розподіл маси електромагніта відносно осі додаткового вала дозволяє зрівноважити його та максимально збільшити частоту обертання, тобто пристрій здатний працювати на основов'язальних машинах при високих швидкостях в'язання. Установка додаткового валу в підшипниках ковзання виключає істотне збільшення шуму при його експлуатації.

7.3.4. Наукові основи проектування механізмів накатування полотна основов'язальних машин

7.3.4.1. Математична модель напружено-деформованого стану основов'язаного полотна у рулоні

Накатування є завершальною або проміжною операцією в різних галузях легкої, текстильної, хімічної, паперової промисловості та ін. Широко розповсюдженим є накатування матеріалу в рулон. При цьому якість продукції, що накатується, значною мірою зумовлена напружено-деформованим станом, що виникає в його шарах. Існує два основних напрями при проектуванні механізмів накатування трикотажного полотна у рулон, а саме: механізми, що забезпечують постійне зусилля накатування полотна; механізми, що забезпечують сталість моменту накатування полотна. Створення нових ефективних механізмів накатування основов'язального полотна не можливе без дослідження та аналізу напружено-деформованого стану полотна у рулоні.

Для визначення напружень та деформацій в шарах основов'язаного полотна у рулоні розглянемо загальну модель напружено-деформованого стану полотна у рулоні (рис. 7.3.14) та скористаємося відомими теоріями деформації тіл [240...243].

При цьому приймаємо наступні припущення та гіпотези, для спрощення математичної моделі:

- при накатуванні полотна приймаємо його, як лінійне в'язко-пружне ізотропне середовище з ортотропною симетрією, напрям головних осей пружної симетрії якого співпадає з напрямом радіальних та колових напружень у шарах рулону;

- напружений стан матеріалу приймаємо вісесиметричним, тобто радіальні та колові напруження є функціями тільки поточного радіусу полотна у рулоні;

- модулі пружності полотна при розтягу та стиску в відповідних напрямках є постійними;

- в процесі накатування полотна та після цього, можливість проковзування шарів полотна один відносно другого виключається;

- деформацією товарного валика, на поверхню якого накатується полотно, в порівнянні з деформацією шарів полотна у рулоні нехтуємо, приймаючи його як абсолютно жорстке тіло;

- радіальні та колові напруження в межах шару полотна залишаються незмінними, але по товщині змінюються у відповідності до загального характеру змін відповідного напруження;

- просторова задача замінюється плоскою, а напружено-деформований стан рулону полотна розглядається в умовах статички.

В умовах плоского напруженого стану, елементарний об'єм полотна, що накатується, знаходиться в рулоні під дією як розтягуючих колових (тангенціальних) напружень σ_t , так і радіальних σ_r , що виникають внаслідок взаємодії елементарного об'єму з оточуючими шарами полотна та поверхнею накатного валика. Тому для даної розрахункової схеми, напруження можна виразити через узагальнений закон Гука у вигляді [243]:

$$\sigma_r = \frac{E_r}{1 - \nu_{rt}\nu_{tr}} (\varepsilon_r + \nu_{tr}\varepsilon_t); \quad (7.3.16)$$

$$\sigma_t = \frac{E_t}{1 - \nu_{rt}\nu_{tr}} (\varepsilon_t + \nu_{rt}\varepsilon_r), \quad (7.3.17)$$

де E_t – модуль пружності в тангенціальному напрямі;

E_r – модуль пружності в радіальному напрямі рулону;

ν_{tr} – коефіцієнт Пуассона в напрямі повздовжньої осі матеріалу (характеризує розширення в напрямі r при стиску в напрямі t);

ν_{rt} – коефіцієнт Пуассона в напрямі, перпендикулярному до площини матеріалу (характеризує розширення в напрямі t при стиску в напрямі r);

Геометричні співвідношення, що зв'язують радіальну та колову компоненти відносної деформації з радіальним переміщенням шарів полотна при накатуванні, згідно [240, 241] записуємо у вигляді:

$$\varepsilon_t = \frac{u}{r}; \quad \varepsilon_r = \frac{\partial u}{\partial r}, \quad (7.3.18)$$

де u – переміщення елементарного шару в рулоні на радіусі r .

Для ортотропного тіла маємо наступне співвідношення:

$$\nu_{tr}E_r = \nu_{rt}E_t = \beta^2, \quad (7.3.19)$$

де β – параметр анізотропії, що характеризує вплив трикотажного полотна на напружено-деформований стан рулону та знаходиться із умови:

$$\beta = \sqrt{E_t/E_r}.$$

При вирішенні задачі розподілу напружень по радіусу рулону, умова рівноваги елементарного шару в переміщеннях u визначається диференціальним рівнянням:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial u}{\partial r} - \beta^2 \frac{u}{r^2} = 0 . \quad (7.3.20)$$

В роботах [244-247] було проведено аналіз існуючих моделей напружено-деформованого стану намотуваних виробів та вибрано математичну модель, де встановлено залежність радіальних σ_r та колових напружень σ_t по радіусу рулону r від питомого натягу матеріалу $F(r)$ у вигляді формул:

$$\sigma_r = \frac{(r^{2\beta} + a^{2\beta})}{r^{\beta+1}} \cdot \int_r^{r_k} \frac{F(\rho)\rho^\beta}{(\rho^{2\beta} + a^{2\beta})} d\rho ; \quad (7.3.21)$$

$$\sigma_t = F(r) - \beta^2 \frac{1 + \beta\nu_{tr}}{\beta + \nu_{rt}} \cdot \frac{(r^{2m} - a^{2m})}{r^{\beta+1}} \cdot \int_r^{r_k} \frac{F(\rho)\rho^\beta}{(\rho^{2\beta} + a^{2\beta})} d\rho , \quad (7.3.22)$$

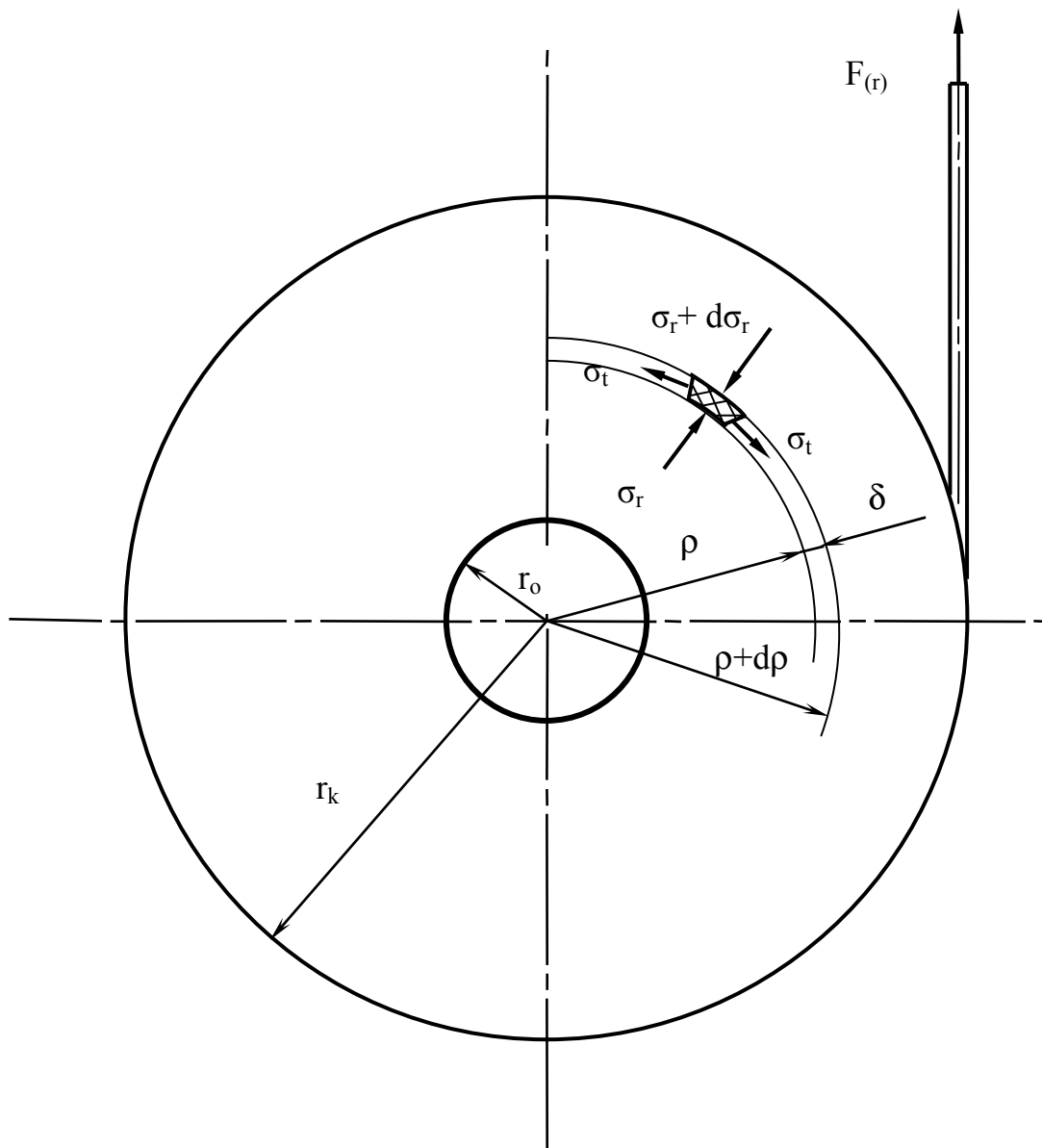


Рис. 7.3.14. Розрахункова схема напружено-деформованого стану полотна у рулоні

де $a^{2\beta} = r_o^{2\beta} (\beta - \nu_{tr}) / (\beta + \nu_{tr})$ – коефіцієнт;

r_k – кінцевий радіус рулону;

r_o – радіус товарного валика;

r – поточний радіус рулону;

ρ та $\partial\rho$ – радіуси елементарного шару;

$F(\rho)$ – питомий натяг елементарного шару.

Визначення даних напружень в роботі [247] зводиться до обчислення

інтегралу $\int_r^{r_k} \frac{F(\rho)\rho^\beta}{(\rho^{2\beta} + a^{2\beta})} d\rho$ чисельним методом з використанням формули

Ньютона – Котеса. Обчислення інтегралу здійснювалось із застосуванням сучасних програмуючих засобів.

В роботі [244] запропоновано характеризувати ступінь нерівномірності колових напружень за формулою:

$$\xi(r) = \frac{\sigma_t^{\max} - \sigma_t^{\min}}{\sigma_t^{\max}} \cdot 100\% ,$$

де σ_t^{\max} , σ_t^{\min} – відповідно максимальне та мінімальне колові напруження по радіусу рулону.

Слід зазначити, що дана модель не використовувалась для отримання та порівняння характеристик розподілу напружень при накатуванні основов'язального полотна.

7.3.4.2. Основи проектування механізмів накатування основов'язаного полотна

Аналізуючи рівняння (7.3.21) та (7.3.22) приходимо до висновку, що визначальними параметрами, що відповідають за якість сформованого рулону полотна, є: закон керування натягом полотна $F(r)$, кінцевий радіус рулону r_k (довжина і товщина полотна, що накатується), радіус товарного валика r_o . При цьому, суттєве значення мають фізико-механічні характеристики полотна: модулі пружності E_t, E_r і коефіцієнти Пуассона ν_{tr}, ν_{rt} , що визначають величину параметра анізотропії β .

Запропоновані рівняння дозволяють визначити напружено-деформований стан рулону при накатуванні полотна в режимі постійного натягу $F(r) = const$ та сталого моменту накатування $T_H = const$. Крім того, обрана математична модель та метод чисельно-аналітичного рішення рівнянь напружено-деформованого стану полотна в рулоні, дозволяє суттєво зменшити похибку між заданим та дійсним значенням напружень в рулоні для дробових значень параметра анізотропії.

Тож сучасні дослідження процесу рулонування матеріалів та розробка математичних моделей з високим рівнем точності відтворення картини напружень, що виникають в матеріалі під час формування рулону, створює умови для більш об'єктивного і ґрунтовного підходу при виборі режиму накатування та при послідуєчому проектуванні механізмів накатування машини, що враховує фізико-механічні властивості полотна.

Дослідження напружено-деформованого стану круглов'язального полотна в рулоні при накатуванні його в режимі постійного зусилля та сталого моменту, з послідуєчим аналізом отриманих даних, задає напрямок проектування та створення таких конструкцій механізмів накатування полотна, що сприяють кращому збереженню якості полотна в процесі накатування.

7.3.4.2.1. Дослідження напружено-деформованого стану полотна у рулоні при накатуванні в режимі постійного зусилля натягу

Коли накатування рулону полотна здійснюється при постійному його натягу $F(r)$, то:

$$\sigma_0 = const, \quad (7.3.23)$$

Враховуючи умову (6.23) формули (6.21), (6.22) набувають вигляду [244]:

$$\sigma_r = \sigma_0 \frac{(r^{2\beta} + a^{2\beta})}{r^{\beta+1}} \cdot \int_r^{r_k} \frac{F(\rho)\rho^\beta}{(\rho^{2\beta} + a^{2\beta})} d\rho; \quad (7.3.24)$$

$$\sigma_t = \sigma_0 \left[1 - \beta^2 \frac{(1 + \beta v_w)}{(\beta + v_{rt})} \cdot \frac{(r^{2\beta} - a^{2\beta})}{r^{\beta+1}} \cdot \int \frac{\rho^\beta}{(\rho^{2\beta} + a^{2\beta})} d\rho \right]; \quad (7.3.25)$$

Для визначення параметрів напружено-деформованого стану основ'язального полотна була розроблена програма в Matlab [248-251] (Додаток В). На прикладі полотна, що виробляється на основ'язальній машині типу Кокетт, досліджено характер змін напружень полотна у рулоні, що накатується в режимі постійного зусилля натягу.

Результати визначення параметрів напружено-деформованого стану основ'язаного полотна при накатуванні його у рулон в режимі постійного зусилля накатування представлені в табл. 7.3.3 та у вигляді графіків (рис. 7.3.15).

Таблиця 7.3.3

Розподіл відносних радіальних та колових напружень по радіусу рулону при $F(r) = const$

R, м	σ_r/σ_0	σ_t/σ_0
0,040	2,7026	0,6158
0,050	2,0749	0,5375
0,060	1,6644	0,5311
0,070	1,3693	0,5540
0,080	1,1431	0,5890
0,090	0,9617	0,6288
0,100	0,8113	0,6697
0,110	0,6834	0,7100
0,120	0,5725	0,7489
0,130	0,4748	0,7861
0,140	0,3877	0,8214
0,150	0,3093	0,8549
0,160	0,2380	0,8866
0,170	0,1727	0,9166
0,180	0,1126	0,9450
0,190	0,0568	0,9719
0,200	0,0050	0,9975

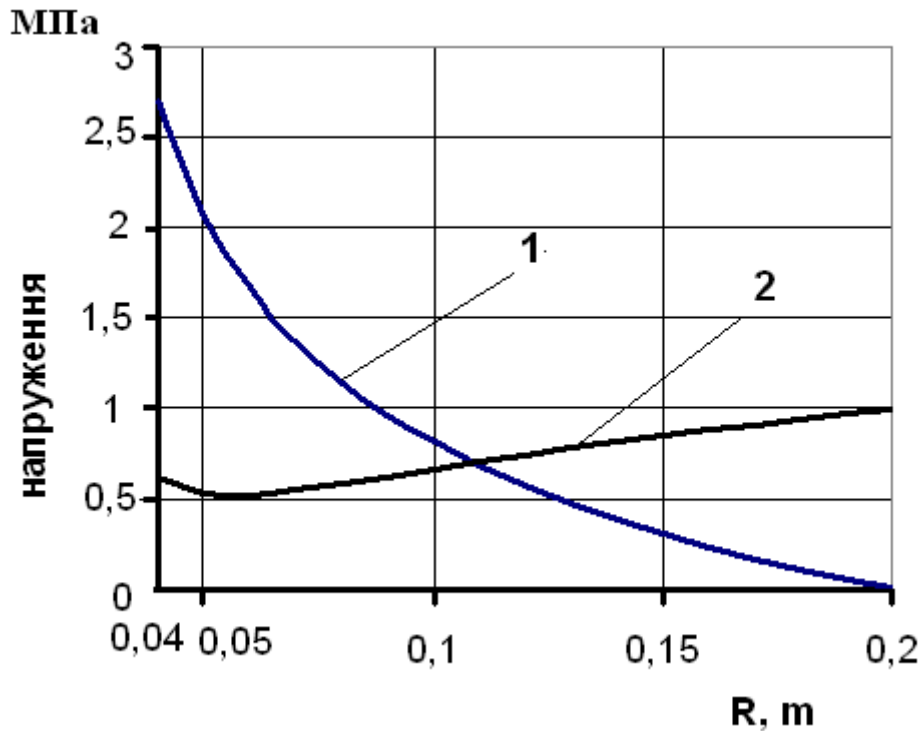


Рис. 7.3.15. Графік розподілу напружень по радіусу рулону при $F(r) = \text{const}$: 1 – радіальні; 2- колові

7.3.4.2.2. Дослідження напружено-деформованого стану полотна у рулоні при накатуванні в режимі сталого моменту накатування

При накатуванні основов'язаного полотна в режимі сталого моменту T накатування:

$$T_0 = \frac{T}{b\delta} = \text{const}. \quad (7.3.26)$$

Тоді з урахуванням умови (6.26) формули (6.21), (6.22) набувають вигляду [244, 245]:

$$\sigma_r = T_0 \frac{(r^{2\beta} + a^{2\beta})}{r^{\beta+1}} \cdot \int_r^{r_k} \frac{F(\rho)\rho^\beta}{(\rho^{2\beta} + a^{2\beta})} d\rho; \quad (7.3.27)$$

$$\sigma_t = T_0 \left[\frac{1}{r} - \beta^2 \frac{(1 + \beta v_{tr})}{(\beta + v_{tr})} \cdot \frac{(r^{2\beta} - a^{2\beta})}{r^{\beta+1}} \cdot \int \frac{\rho^\beta}{(\rho^{2\beta} + a^{2\beta})} d\rho \right]. \quad (7.3.28)$$

Для визначення параметрів напружено-деформованого стану основов'язаного полотна для даного режиму накатування нами розроблена програма в Matlab (Додаток Г). Досліджено характер змін напружень полотна у рулоні, що накатується в режимі сталого моменту накатування.

При цьому величина моменту знаходилась із умови:

$$T = \frac{F d}{2} = \frac{40 \cdot 400}{2} = 8000 \text{ Нмм},$$

де d - максимальний діаметр рулону полотна, $d = 400$ мм.

Результати визначення параметрів напружено-деформованого стану основов'язального полотна при накатуванні його у рулон в режимі постійного моменту накатування представлені в табл. 7.3.4 та у вигляді графіків (рис. 7.3.16).

Таблиця 7.3.4

Розподіл відносних радіальних та колових напружень по радіусу рулону при $T = \text{const}$

R, м	σ_r/σ_0	σ_t/σ_0
0,040	1,2018	0,8292
0,050	1,0380	0,7686
0,060	0,9142	0,7424
0,070	0,8128	0,7352
0,080	0,7251	0,7393
0,090	0,6466	0,7504
0,100	0,5745	0,7661
0,110	0,5072	0,7847
0,120	0,4435	0,8055
0,130	0,3826	0,8276
0,140	0,3241	0,8507
0,150	0,2674	0,8745
0,160	0,2125	0,8988
0,170	0,1589	0,9233
0,180	0,1065	0,9479
0,190	0,0553	0,9727
0,200	0,0050	0,9975

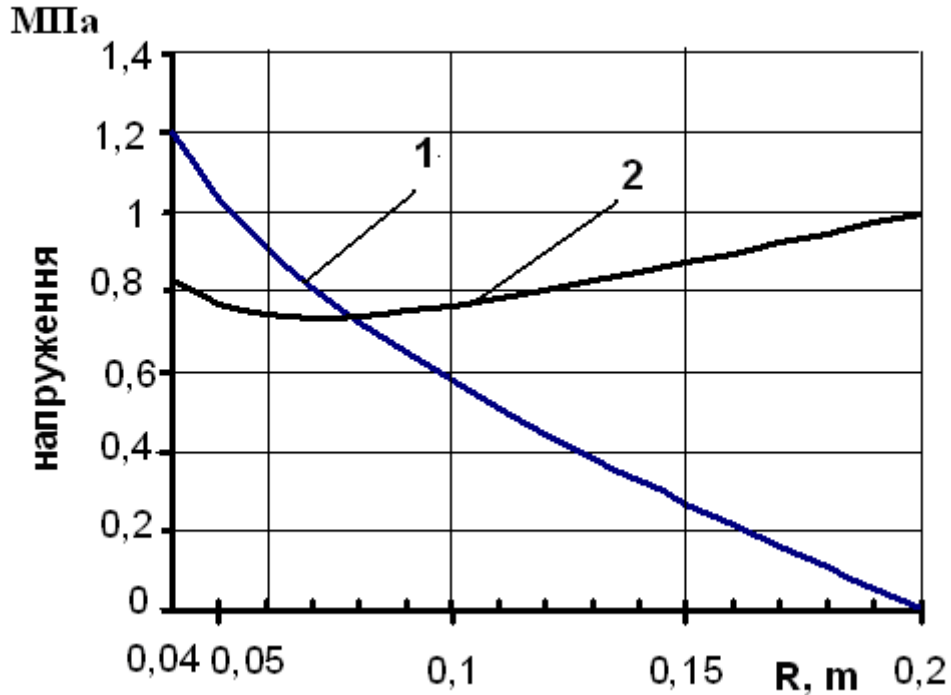


Рис. 7.3.16. Графік розподілу напружень по радіусу рулону при $T_0 = \text{const}$: 1 – радіальні; 2- колові

7.3.4.2.3. Порівняльний аналіз та обґрунтування вибору режиму накатування основов'язаного полотна

Проводячи порівняльний аналіз отриманих показників відносних радіальних та колових напружень в рулоні круглов'язаного полотна для режиму постійного зусилля та сталого моменту накатування можемо зробити наступні висновки:

- максимальна величина відносних радіальних напружень діє в зоні першого шару полотна (на товарному валику), поступово зменшується та дорівнює нулю в верхньому шарі;

- при збільшенні кінцевого радіусу рулону полотна величина максимальних радіальних та колових відносних напружень збільшується як в режимі постійного зусилля накатування, так і в режимі сталого моменту накатування;

- величина максимальних відносних радіальних напружень в режимі постійного зусилля накатування значно більше, ніж в режимі сталого моменту накатування;

- ступінь нерівномірності колових напружень в рулоні полотна, при однакових кінцевих радіусах рулону, менше при накатуванні в режимі сталого моменту;

- при формуванні рулону полотна в режимі сталого моменту, навіть при суттєво більших кінцевих радіусах відносні колові напруження залишаються

позитивними, хоча ступень нерівномірності колових напружень має тенденцію росту.

Таким чином, для даного типу полотна, виготовленого на основовязальній машині типу Кокетт, можна рекомендувати проектування механізмів, що здійснюють накатування полотна в режимі сталого моменту, оскільки при цьому забезпечуються більш якісні показники напружено-деформованого стану полотна, навіть при формуванні рулонів великих діаметрів, що є актуальним для підвищення продуктивності машини.

ВИСНОВКИ

Результатом досліджень став розвиток наукових основ та інженерних методів проектування механізмів основов'язальних машин і створення на їх базі принципово нових конструкцій приводів, стабілізаторів натягу ниток основи, механізмів відтяжки та накатування полотна, здатних підвищити продуктивність роботи основов'язальних машин та якість полотна.

Основні результати роботи наступні:

1. Розроблено математичні моделі та удосконалено методи досліджень динаміки основов'язальних машин. Виконаний аналіз та розрахунки дозволили встановити наступне: при пуску основов'язальної машини в лінії передач приводу виникають динамічні навантаження, що більш ніж у 3 рази перевищують навантаження сталого режиму руху; динамічний момент сил пружності в період пуску передається петлетворюючим органам машини, викликаючи їх деформацію та зміну траєкторій їх руху, що негативно впливає на структуру основов'язаного полотна; для підвищення надійності та довговічності роботи приводу основов'язальної машини більш надійним є пуск машини з попередньо напруженими в'язями приводу.

2. Розроблено метод дослідження динаміки багатомасових механічних систем з використанням наближеного рішення диференціального рівняння вищого порядку, шляхом зведення його до рівняння четвертого порядку. Встановлено, що запропонований метод дає достатню для інженерних розрахунків точність (максимальна відносна похибка не перевищує 5%).

3. Розроблено метод оптимізації перехідного процесу основов'язальної машини по затуханню. Встановлено, що з метою розробки оптимальної по затуханню перехідного процесу конструкції основов'язальної машини, доцільно збільшувати момент інерції ведучої маси системи та зменшувати моменти інерції механізмів петлетворення.

4. Удосконалено методи зниження динамічних навантажень в приводі основов'язальних машин. Встановлено наступне: реалізація методу зниження пускових динамічних навантажень приводу шляхом використання засобу попереднього напруження його в'язей дозволяє ефективно знизити динамічні навантаження в приводі та механізмах машини (для машин типу Кокетт-2 у 2,6 рази); одним із ефективних методів зниження динамічних навантажень в приводі основов'язальної машин є встановлення електродвигуна в поворотних опорах, що дозволяє знизити пускові навантаження більш ніж у 2 рази.

5. Виконано експериментальну перевірку ефективності методу зниження динамічних навантажень основов'язальної машини шляхом використання відцентрової фрикційної муфти. Встановлено, що використання в приводі основов'язальної машини Кокетт-2 відцентрової фрикційної муфти дозволяє знизити пускові динамічні навантаження в 1,91 рази).

6. Одержані в результаті математичного експерименту рівняння регресії, які дозволяють оперативно та значно простіше, ніж при використанні відомих методів, виконати необхідні розрахунки та аналіз впливу параметрів приводу та основов'язальної машини в цілому на динамічні навантаження. Встановлено, що найбільш суттєво на динамічні навантаження в приводі впливає пусковий момент електродвигуна (при відповідних співвідношеннях параметрів основов'язальної машини ОВ-7 коефіцієнт динамічних перевантажень приводу досягає 5,11).

7. Запропонована концепція удосконалення стабілізаторів натягу ниток основи основов'язальних машин, в основу якої покладено зменшення приведеної маси пружних пластин шляхом виконання наскрізних вирізів і збереження приведеної жорсткості введенням в систему компенсаційних сегментів жорсткості. Модальний аналіз коливань стабілізаторів натягу ниток основи, виконаний з використанням методу кінцевих елементів, та експериментальні дослідження підтвердили, що частота власних коливань пластин стабілізаторів натягу ниток основи з трикутними вирізами та ребрами жорсткості на 40% більша від частоти пластин без вирізів (похибка складає менше 5%).

8. Вперше досліджено вплив пластичних деформацій ниток основи в процесі в'язання на якість полотна, зокрема досліджено вплив пластичної деформації на площу полотна, що дозволило визначити відповідні його геометричні характеристики з урахуванням реальних фізико-механічних характеристик матеріалу ниток, а також визначено вплив величини пластичної деформації ниток основи на поверхневу щільність, повітропроникність та стійкість до стирання основов'язаних полотен. Проведені аналітичні та експериментальні дослідження підтвердили необхідність врахування впливу пластичних деформацій ниток при проектуванні механізмів основов'язальних машин та оцінці якості полотна.

9. Досягнуто подальшого розвитку теорії проектування механізмів відтяжки основов'язаного полотна. Аналітичні та експериментальні дослідження показують, що коливання натягу полотна протягом циклу петлетворення досягає максимального (4,8 сН/1 пет. ст.) і мінімального (3,9 сН/1 пет. ст.) значень. Похибка вимірів не перевищує 4,0 %. Розроблено принципово новий підхід до створення механізмів, що компенсують неузгодженість процесу петлетворення з процесом відтяжки полотна.

10. Досягнуто подальшого розвитку теорії проектування механізмів накатування полотна основов'язальних машин. В результаті досліджень напружено-деформованого стану полотна у рулоні встановлено, що величина максимальних радіальних напружень в режимі постійного зусилля накатування значно більше, ніж в режимі сталого моменту накатування (у 2,25 рази при діаметрі рулону полотна 400 мм). При проектуванні механізмів накатування

полотна слід віддавати перевагу механізмам накатування, що працюють в режимі сталого моменту, оскільки при цьому забезпечуються більш якісні показники напружено-деформованого стану полотна.

11. В результаті виконаних досліджень розроблено та запропоновано ряд принципово нових конструкцій механізмів основов'язальних машин: приводи основов'язальних машин (патенти України на корисні моделі №№ 66998, 70837, 73126, 73179, 76076, 77655); пристрій стабілізації натягу ниток основи (патент України на винахід № 101463; механізми відтяжки та накатування основов'язаного полотна (патент Російської Федерації на винахід № 2077624).

12. Впроваджено у виробництво нову конструкцію приводу основов'язальної машини типу Кокетт. Результати впровадження наступні: зменшення обривності ниток основи до 3,8%; зменшення вирізки бракованого полотна на 1,3%; підвищення продуктивності основов'язальної машини на 0,8%. Річний економічний ефект від впровадження становить 28742 грн. 44 коп. в розрахунку на одну машину.

13. Результати досліджень впроваджені у навчальний процес Київського національного університету технологій та дизайну та Хмельницького національного університету.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

1. Далидович А.С. О направлении в развитии техники трикотажного производства //Текстильная промышленность. – 1963. - № 8. – С. 58-61.
2. Die „Reading“ //Kettenwirkmaschine Wirkerei und Strickerei Technik. – 1960. - N 9.
3. Gesamtverband der deutschen Maschinen-Industrie. Der Wirk- und Strickmaschinen //Wirkerei und Strickerei Technik. – 1966. - N 10.
4. Симин С.Х., Быстроходные основовязальные машины. – М.: Гизлегпром, 1955. – 159 с.
5. Жуковский В.В. Современное зарубежное вязальное оборудование (обзор). – М., 1969.
6. Каценеленбоген А.М., Галанина О.Д. Машины и технология основовязального производства. – М.: Легкая индустрия, 1966. – 432 с.
7. Потемкин Д.М., Развитие и усовершенствование основовязальных машин. – М.: Ростехиздат, 1963. – 100 с.
8. Потемкин Д.М., Коварский А.В. Развитие конструкций трикотажных машин. – М.: Ростехиздат, 1968. – 156 с.
9. Heine G. Die exzenterlose Schnellkettenwirkmaschine “Favorit” //Textil-Faserstofftechnik. – 1955.
10. Белкина Н.Н. Основовязальные машины (обзор иностранных изобретений), М., 1965.– 24 с.
11. Forster G. Kettenwirkmaschine Kokett 2, Model 5219 //Deutsche Textiltechnik. – 1965. - N 3.
12. Волкова К.А. Отечественное оборудование для производства бельевого трикотажа (обзор). – М., 1969. – 91 с.

13. Галанина О.Д., Кацеленбоген А.М. Машины и технология основязального производства. – М. : Машгиз, 1957. – 368 с.
14. Гурвич Л.И. Быстроходные основязальные машины ОВ-7 и ОВ-8. – М.: Легкая индустрия, 1970. – 125 с.
15. Лударь А.И. Приборы контроля и регулирования в основязальном производстве (обзор). – М., 1970. – 50 с.
16. ВНИИТП, Изучение и испытание основязальной машины «Кокетт». – М., 1963.
17. Бондарь В.М., Радзиевский В.А., Исследование статических характеристик автоматического регулирования подачи основы на основязальной машине SK-54 //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1965. - № 6. – С. 129-139.
18. Геранина Л.М., Бондарь В.М., Радзиевский В.А. К вопросу о неравномерности нитеподачи на быстроходных основязальных машинах и ее влияние на натяжение нитей основы //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1971. - № 6. – С. 107-111.
19. Король В. П., Моисеенко Ф.А., Радзиевский В.А. Влияние конструктивных характеристик нитенатяжного устройства основязальной машины SK-54 и режимов его работы на равномерность петельной структуры трикотажа //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1968. - № 4. – С. 136-140.
20. Радзиевский В.А., Моисеенко Ф.А. Исследование причин образования поперечной полосатости вертелочного полотна и путей ее устранения //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1963. - № 3. – С. 93-104, № 4. – С. 153-159.
21. Радзиевский В.А., Моисеенко Ф.А. Исследование причин образования поперечной полосатости вертелочного полотна и путей ее устранения //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1965. - № 1. – С. 127-140.
22. Радзиевский В.А. Влияние динамики фрикционного вариатора скорости на подачу нити при пуске и остановке основязальной машины //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1971. - № 3. – С. 122-126.
23. Бабинец С.В. Анализ причин дефектности вертелочных полотен с целью повышения их качества, Сборник научно-исследовательских трудов МТИ, №15, Гизлегпром, М., 1955.
24. Кузнецов Б.А. К расчету петлеобразующей системы основязальной машины //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1962. - № 3. – С. 105-116.
25. Кузнецов Б.А. Расчет и проектирование петлеобразующей системы основязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, 1989. – 152 с.
26. Фурсов О.И. Влияние скорости основязальных машин на точность петлеобразующих органов и процесс петлеобразования //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1967. - № 5. – С. 103-109.

27. Фурсов О.И. Кинематическое исследование вязущих механизмов основязальных машин //Машиностроение для легкой промышленности. – 1970. - вып. 3.
28. Пейсах Э.Е. и др. Выбор типа иглы и синтез шарнирно-рычажных механизмов для привода петлеобразующих органов основязальных машин. Отчет о научно-исследовательской работе, ч. 1. – Л., 1966.
29. Пейсах Э.Е. и др. Проектирование шарнирно-рычажных механизмов привода петлеобразующих органов основязальных машин с движковыми иглами. Отчет о научно-исследовательской работе, ч. 2. – Л., 1967.
30. Dizioglu B. Dynamische Getriebesynthese des Kurbelausgleich-getriebe //Forsch.Geb.Ingenieurwesens. – 1960. - N 2.
31. Сигачева В.В. Динамические исследования механизмов привода петлеобразующих органов основязальной машины. Автореферат, Л., – 1969. – 27 с.
32. Бенцман А.М., Иофин Л.Е., Молчанов К.И. Расчет сил инерции в основязальной машине ОВ-7 //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1972. - № 2. – С. 133-136.
33. Лебедев П. А., Зак М. А., Сигачева В.В. и др. Аналитическое исследование внешней инерционной неуравновешенности основязальных машин //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1972. - № 2. – С. 125-132.
34. Артоболевский С.И. Теория механизмов и машин. – М.: Высшая школа, 1965. – 368 с.
35. Вейц В.Л., Динамика машинных агрегатов. – Л.: Машиностроение, 1969. – 370 с.
36. Зиновьев В.А., Бессонов А.П. Основы динамики машинных агрегатов. – М.: Машиностроение, 1964. – 239 с.
37. Сердюк В.П. Расчет приводов машин легкой промышленности. – К.: Техніка, 1978, 232 с.
38. Кожевников С.Н., Динамика машин с упругими звеньями. – К.: Изд. АН УССР, 1961. – 160 с.
39. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 584 с.
40. Кожевников С.Н. Определение действительных нагрузок в линии передач привода тяжелых машин. Труды семинара по ТММ, т. XIII, вып. 51. – М.: Изд. АН СССР, 1953. – С. 5-26.
41. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.
42. Піпа Б.Ф. Динаміка механізмів в'язання круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2008. – 416 с.
43. Быховский М.Л., К вопросу о динамике машин с электроприводом. Труды ИМАШ АН СССР, СТММ, т. XVIII, вып. 71, 1968. – 163 с.

44. Быховский М.Л., Зиновьев В.А., Павлова Т.Т., Экспериментальное исследование динамических систем с электроприводом, труды ИМАШ АН СССР, СТММ, т. XX, вып. 78, 1960.
45. Пинчук И.С. Переходные процесс в асинхронных двигателях при периодической нагрузке //Электричество. – 1957. - № 9. – С. 27-30.
46. Соколов М.М., Масандилов Л.Б, Шинянский А.В., Исследование электромагнитных переходных процессов в асинхронных двигателях //Электричество. – 1965. - № 12.
47. Шубенко В.А. Электромагнитные переходные явления в асинхронных двигателях и их влияние на динамику и надежность работы автоматизированных электроприводов. Электропривод и автоматизация промышленных установок. – М. – Л.: Госэнергоиздат, 1960. – С. 58-68.
48. Вейц В.Л., Дондошанский В.К., Чиряев В.И. Вынужденные колебания в металлорежущих станках. – М. – Л.: Машгиз, 1959. – 288 с.
49. Вейц В.Л., Кочура А.Б., Мартыненко А.М. Динамические расчеты приводов машин. – Л.: Машиностроение, 1971. – 352 с.
50. Комаров М.С., Динамика грузоподъемных машин. – М.: Машгиз, 1962. – 267 с.
51. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 296 с.
52. Комаров М.С. Определение расчетных нагрузок производственных механизмов и машин Машгиз. – М.: Машгиз, 1958. – 142 с.
53. Волощенко В.П. Динамика переходных процессов в шлихтовальных барабанных машинах для искусственного шелка //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1968. - № 6.
54. Дамаскин Б. И., Поболь О. Н. Динамика привода промышленной швейной машины //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1965. - № 5. – С. 113-119.
55. Дамаскин Б. И., Поболь О. Н., Полухин В. Т. Анализ работы агрегата швейная машина – привод //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1966. - № 3. – С. 162-173.
56. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Динаміка круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2005. – 294 с.
57. Сердюк В.П. Динамика привода сушильно-ширильной машины //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1968. - № 5. – С. 162-168.
58. Сердюк В.П. Динамика тяговых цепей сушильно-ширильных стабилизационных машин. //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1970. - № 1. – С. 156-161.
59. Сердюк В.П., Хомяк О.Н., Волощенко В.П. Динамика секционной сновальной машины //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1970. - № 3. – С. 127-131, № 4. – С. 127-129.
60. Піпа Б.Ф. Исследование работы приводов круглотрикоотажных машин. Диссертация на соискание ученой степени к.т.н. – К., 1969. – 206 с.

61. Вульфсон И.И. Искажение законов движения рабочих органов сложной динамической структуры //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1966. - № 3. – С. 149-161.
62. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. – М. : Наука, 1967. – 472 с.
63. Воронков И.М. Курс теоретической механики. – М.: Физматгиз, 1959. – 596 с.
64. Диментберг Ф. М., Шаталов К. Т., Гусаров А. А. Колебания машин. – М.: Машиностроение, 1964. – 308 с.
65. Колчин Н.И., Мовнин М.С. Теория механизмов и машин. – Л.: СУДПРОМГИЗ, 1962. – 615 с.
66. Колчин Н.И. Механика машин, т. I-II. – М. – Л.: Машгиз, 1962. – 550 с.
67. Pfleiderer C. Dynamische Vorgänge beim Anlauf von Maschinen mit besonderer Berücksichtigung von Webmaschinen. – München, 1960.
68. Голубенцев А.Н., Лиховид П.И. Динамика переходных процессов в машинах с упруго-пластическими звеньями. Сб. Динамика машин с учетом упругости и переменности масс. – М.: Наука, 1965.
69. Гурвич Л.И., Каландров Д.И. Новая быстрозходная машина “Кокет-2” //Текстильная промышленность. – 1969. - № 2. – С. 40-42.
70. Далидович А. С. Основы теории вязания, М., Легкая индустрия, 1970, 432 с.
71. Далидович А.С. и др. Рабочие процессы трикотажных машин. - М.: Легкая индустрия, 1976. - 368 с.
72. Мильченко И.С. Основы проектирования трикотажных машин. - М.: Ростехиздат, 1962. - 226 с.
73. Гарбарук В.Н. Расчет и конструирование трикотажных машин, Л., Машиностроение, 1980, 472 с.
74. Симин С.Х. Быстроходные основовязальные машины, М., Гизлегпром, 1955, 280 с.
75. Лазаренко В.М. Процессы петлеобразования, М, Легпромбытиздат, 1986, 136 с.
76. Кузнецов Б.А. Расчет и проектирование петлеобразующей системы основовязальных машин. – М.: Легпромбытиздат, 1989. – 152 с.
77. Мойсеенко Ф.А. Проекування в'язальних машин. – Харків: Основа, 1994. – 336 с.
78. Хомяк О.Н., Пипа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. - М.: Легпромбытиздат, 1990. - 209 с.
79. Параска Г.Б. Стабілізація натягу ниток основи на в'язальних машинах: Монографія / Г.Б.Параска.- Хмельницький: ХНУ, 2011.- 305 с.
80. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Наукові основи проектування та удосконалення систем гальмування круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2003. – 208 с.
81. Піпа Б.Ф. Динаміка механізмів в'язання круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2008. – 416 с.

82. Радзіевський В.А. Автоматическое регулирование и контроль нитеподачи на быстроходных основовязальных машинах / В.А. Радзиевский, В.М. Бондарь. – М.: Легкая индустрия, 1971. – 232с.
83. Бондарь В.М. Исследование работы механизмов подачи основы быстроходных основовязальных машин: автореф. дис..... канд. техн. наук: 05.05.10 / В.М. Бондарь; Киевский технологический институт легкой промышленности. – К., 1967. – 30с.
84. Лударь А.И. Исследование подачи нити на быстроходных основовязальных машинах с целью разработки системы автоматического регулирования нитеподачи: автореф. дис..... канд. техн. наук: / А.И. Лударь; Ленинградский институт текстильной и легкой промышленности. – Л., 1970. – 23с.
85. Король В.П. Исследование влияния характеристик нитеподачи и натяжения нитей основы на петельную структуру основовязального трикотажа: автореф. дис..... канд. техн. наук: / В.П. Король, Киевский технологический институт легкой промышленности. – К., 1969. – 28с.
86. Наговский Ш.К. Исследование перетяжки нити в основовязальных машинах: автореф. дис..... канд. техн. наук: 05.02.13 / Ш.К. Наговский. – Л., 1973. – 18с.
87. А.С. 144256 СССР, МКИД04В 27/14. Устройство к быстроходной основовязальной машине для поддержания постоянства натяжения нитей основы / В.А. Радзиевский (СССР) №731543/28-12; заявл.12.05.62; опубл. 17.11.62, Биогр. №2. – 3с.
88. А.С. 1231089 СССР, МКИД04В27/10. Устройство для подачи основных нитей на основовязальной машине / О.Н. Хомяк, Г.Б. Параска (СССР). - № 3717590/12; заявл.12.05.62; опубл. 17.11.62, Биогр. №2. – 3с.
89. А.С. № 1716834 СССР, МКИД04В 27/14. Нитенатяжное устройство для основовязальной машины / Г.Б. Пеграска, О.Н. Хомяк, В.В.Чабан, Б.Ф. Пипа, В.Л. Михневич (СССР). - №4660930/12; заявл. 10.03.89; ДСП. – 3с.
90. Чабан В.В. Исследование и разработка устройств для стабилизации натяжения нитей основы на основовязальных машинах: дис..... канд. техн. наук: 05.02.13 / Чабан В.В. – К. 1991.-219с.
91. Лазарева Л. В. Уменьшение видимости поперечных полос в вертелочном полотне / Л.В. Лазарева // Легкая промышленность. – 1956. - №1. – с. 30-39.
92. Костюк Н.Н. Способы устранения поперечной поосатости на основовязальном полотне / Н.Н. Костюк, В.П. Сердюк // // Изв. ВУЗов. Технология легкой промышленности. – 1979. №3. – С. 85-89.
93. Геранина Л.М. Исследование динамики и автоматического регулирования натяжения нитей на быстроходных основовязальных машинах: автореф. дис..... канд. техн. наук: 05.02.13 / Л.М. Геранина; КТИЛП. – К., 1974. 21с.
94. А. с. 130603 СССР, МКИ D 04 В 27/14. Приспособление к основовязальной машине для уменьшения поперечной полосатости

- полотна / В.А. Радзиевский (СССР). - №647322-28; заявл. 15.12.59; опубл. 30.06.60, Бюл. №15. – 2 с.
95. Моисеенко Ф.А. Исследования причин образования поперечной полосатости вертелочного полотна и путей ее устранения. Сообщ. 1 / Ф.А.Моисеенко, В.А.Радзиевский // Изв. вузов. Технология легкой промышленности. – 1962 - №3. - С.97-104
96. Моисеенко Ф.А. Исследования причин образования поперечной полосатости вертелочного полотна и путей ее устранения. Сообщ. 2 / Ф.А.Моисеенко, В.А.Радзиевский // Изв. вузов. Технология легкой промышленности. – 1962 - №4. - С.119-125.
97. Моисеенко Ф.А. Исследования причин образования поперечной полосатости вертелочного полотна и путей ее устранения. Сообщ. 4 / Ф.А.Моисеенко, В.А.Радзиевский // Изв. вузов. Технология легкой промышленности. – 1963 - №4. - С. 153-159
98. Радзиевский В.А. Исследование причин образования поперечной полосатости вертелочного полотна и путей ее устранения. Сообщ. 3 / В.А. Радзиевский, Ф.А.Моисеенко // Изв. вузов. Технология легкой промышленности. – 1963 - №3. - С. 93-104.
99. Радзиевский В.А. Исследование причин образования поперечной полосатости вертелочного полотна и путей ее устранения. Сообщ. 5 / В.А. Радзиевский, Ф.А.Моисеенко // Изв. вузов. Технология легкой промышленности. – 1965 - №1. - С. 120-128.
100. Радзиевский В.А. Исследование причин образования поперечной полосатости вертелочного полотна и путей ее устранения. Сообщ. 6 / В.А. Радзиевский, Ф.А.Моисеенко // Изв. вузов. Технология легкой промышленности. – 1965 - №2. - С. 105-115.
101. Бондарь В.М. Аппаратура для исследования работы механизмов подачи основы на быстроходных основовязальных машинах / В.М.Бондарь, В.А.Радзиевский // Изв. вузов. Технология легкой промышленности. – 1967. – «2 – С. 121 – 126.
102. Геранина Л.М. Исследования динамики и автоматического регулирования натяжения нитей на быстроходных основовязальных машинах : дис. ... канд. тех. наук : 05.05.10 / Л.М. Геранина. – К., 1974. – 198с.
103. Бондарь В.М. Исследования работы механизмов подачи основы быстроходных основовязальных машин: автореф. дис. ... канд. тех. наук : 05.05.10 / В.М.Бондарь; Киев. техн. ин-т легк. промышленности. – К., 1967. – 30с.
104. Гржибовский В.В. Потребление нити в процессе основовязания / Гржибовский В.В., В.А.Радзиевский // Изв. вузов. Технология легкой промышленности. – 1970. - №2. – С. 134-138.
105. Параска Г.Б. Научные основы проектирования устройств стабилизации натяжения нитей основы вязальных машин: Автореферат, дис. докт. техн. наук 05.05.10 / Г.Б. Параска – К. 2000. – 43с.
106. Михайлов К.Д., Харитонов Л.Ф., Гусева А.А. Технология трикотажа, М., Гизлегпром, 1956.

107. Харитонов Л.Ф. Изучение причин неравномерности деформаций рашелевого полотна и их устранение, дисс, М., 1947.
108. Харитонов Л.Ф. Пути повышения скорости рашель-машин, Сборник научно-исследовательских трудов МТИ, т. XVI, 1955.
109. Бабинец С.В. Анализ причин дефектности вертелочных полотен с целью повышения их качества, Сборник научно-исследовательских трудов МТИ, т. XVI, 1955, с. 28-40.
110. Стайняк К.И. Регулировка плотности на основовязальных машинах с помощью оттяжного валика, ж. Technik Wtokienny, №5, 1958.
111. Далидович А.С., Ботерашвили Ш.А. Влияние заправочного натяжения на длину петли в двухгребенчатом основовязальном трикотаже, Текстильная промышленность №2, 1970.
112. Юсупов Э.М., Гусева А.А. Исследования влияния натяжения нити на длину петли в основовязальных переплетениях, Трикотажная промышленность, №3, 1968, с. 36-38.
113. Лазаренко В.М. О процессе кулирования на машинах, работающих вязальным способом, Известия вузов "Технология легкой промышленности", №1, 1969.
114. Лазаренко В.М. Влияние оттяжки на скорость потребления нити в процессе кулирования, Известия вузов "Технология легкой промышленности", №2, 1969.
115. Бабинец С.В. Анализ причин дефектности вертелочных полотен с целью повышения их качества, Автореферат диссертации, М., 1954.
116. Гарбарук В.Н. Изучение машин при помощи скоростной киносъемки, Легкая промышленность, №9, 1957.
117. Мильченко И.С., Кухнов Д.А., Козлов Б.П. Способ пуска и останова основовязальных машин, Авторское свидетельство СССР, класс 25 с, 15/10 21 с, 62165 №100777, 26.07.54.
118. Warp Knitting, Economic Scope of new FNF, 168 in Machine, "Hosiery Times", 1955, vol 28, №316.
119. Brook E. R., Warp Knitting faults analysed, Hosiery Trade Journal, 1967, 74, №885.
120. Моисеенко Ф.А., Радзиевский В.А. Исследование причин образования поперечной полосатости полотна и путей ее устранения, сообщение 1, Известия вузов "Технология легкой промышленности", №3, 1962, с. 93-104.
121. Моисеенко Ф.А., Радзиевский В.А. Исследование причин образования поперечной полосатости полотна и путей ее устранения, сообщение 4, Известия вузов "Технология легкой промышленности", №4, 1963, с. 153-159.
122. Моисеенко Ф.А., Радзиевский В.А. Исследование причин образования поперечной полосатости полотна и путей ее устранения, сообщение 5, Известия вузов "Технология легкой промышленности", №1, 1965.
123. Гржибовский В.В., Радзиевский В.А. Регулирование основовязального процесса, Доклады на научно-технической конференции по механизации и автоматизации основных и вспомогательных процессов.

124. Радзиевский В. А. О некоторых технологических особенностях основовязального процесса, Легка і текстильна промисловість, №6, Техника, Киев, 1971.
125. Гржибовский В.В., Радзиевский В.А. Влияние натяжения нитей основы и силы оттяжки полотна на длину основовязаной петли, Известия вузов "Технология легкой промышленности", №1, 1971.
126. Гржибовский В.В., Радзиевский В.А. Экспериментальное исследование основовязального процесса, Легка і текстильна промисловість, №5, Техника, Киев, 1971.
127. Наговский Ш.К. Исследование перетяжки нити в основовязальных машинах, Автореферат диссертации, Л. , 1973.
128. Бахматов К.И. Исследование товароприемных механизмов основовязальных машин, Автореферат диссертации, Л. , 1974.
129. Пищиков В.А., Федоров Ю.Д., Черяк Ю.В. Исследование процесса оттяжки и накатки полотна быстроходных основовязальных машин, Отчет КТИЛПа, Киев, 1967.
130. Пищиков В.А., Федоров Ю.Д., Черяк Ю.В. Исследование процесса оттяжки полотна на быстроходных основовязальных машинах с крючковыми иглами, Отчет КТИЛПа, Киев, 1967.
131. Пейсах Э.Е., Вульфсон И.И., Сигачева В.В. Расчетно - исследовательские и экспериментальные работы по механизмам петлеобразования основовязальных машин, Отчет ЛИТЛП по теме №99/69, Л., 1969.
132. Большакова Н.И., Цитович И.Г. К исследованию процесса оттяжки петель на плоскофанговых машинах, Известия вузов "Технология легкой промышленности", №5, 1972.
133. Цитович И.Г., Большакова Н.И., Строганов Б.И. Зависимость натяжения нити в старых петлях от усилия оттяжки и фрикционных свойств нити, Известия вузов "Технология легкой промышленности", 1975.
134. Каценеленбоген А.М., Верховина Л.Д. Устройство, работа и обслуживание основовязальных машин, М., Легкая и пищевая промышленность, 1982, 248 с.
135. Черемовский Ю.Ф., Соловьев Л.И., Немьгин Б.В. Механизм оттяжки товара на вязально-прошивной машине, Авторское свидетельство СССР, класс Д04В 27/34, №361239, 07.12.72.
136. Ковальский Б.С. Нагрузка канатных барабанов и бабин. Сб. «Стальные канаты». - К.:Техника, 1966, №3, с.89-106.
137. Глушко М.Ф., Быкадоров В.П. Влияние эффекта Пуассона на величину радиальной нагрузки на оболочку барабана при многослойной навивке проволоки или каната. Сб. «Стальные канаты». - К.:Техника, 1964, №1.
138. Гордеев В.А. К расчету давлений намотки текстильных материалов. Труды Ленинградского текстильного института, №9, 1957.
139. Сухарев В.А., Матюшев И.И. Расчет тел намотки. - М.: Машиностроение, 1982 – 257 с.
140. Минаков А.П. Основы текстильной механики. В кн.: Научная конференция Московского текстильного института /М. 1947, с. 34-36.

141. Мигушов И.И. Механика текстильной нити и ткани: Моногр. – М.: Легкая индустрия, 1980 – 160 с.
142. Семкин С.В. Разработка устройств равномерной оттяжки круглого трикотажного полотна. Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.13 /К.: КТИЛП, 1988 – 22с.
143. Пипа В.Б. Разработка механизмов накатки полотна кругловязальных машин с постоянным усилием накатки. Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.13 /К.: ГАЛПУ, 1992 – 24с.
144. Гарбарук В.Н. Моделирование деформационных свойств трикотажа. Л.: ЛТИ им. Ленсовета, 1977 – 127с.
145. Саусвелл Р.В. Введение в теорию упругости. Пер с англ. М.: 1948 – 550с.
146. Пискунов В.Г., Присяжнюк В.К., Сипетов А.В. Обобщенная неклассическая модель напряженно-деформированного состояния в задачах статики, динамики и контакта слоистых плит и оболочек// Механика композиционных материалов. Т.39., №2, 2003 – с. 205-222.
147. Артеменко Л.Ф. Совершенствование устройств для рулонирования изделий легкой промышленности. Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.19.09 /К.: ГАЛПУ, 1996 – 27с.
148. Кириченко Ю.О. Математична модель напружено-деформованого стану рулонованого матеріалу. //Вісник КНУТД. –2004. –№ 3. –С.56 – 60/
149. Кострицкий В.В., Кириченко Ю.В., Артеменко Л.Ф. Дослідження напружено-деформованого стану рулонованого матеріалу.//Вісник КНУТД. – 2004. – № 5. – С.12 – 16.
150. Кириченко Ю.О. Удосконалення пристроїв з програмним керуванням для рулонування матеріалів легкої промисловості. Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.10 /К.: КНУТД, 2006 – 22с.
151. Чабан В.В., Бакан Л.А., Пипа Б.Ф. Динаміка основов'язальних машин. – К.: КНУТД, 2012 - 287 с.
152. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике. – М.: Наука, 1980. – 976 с.
153. Бакан Л. А., Сердюк В.П. Определение мощности привода основовязальных машин //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1973. - № 4. – С. 175-179.
154. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами. - М.: Машгиз, 1959. – 306 с.
155. Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинкл Р.Т. Механические колебания. – М.: Машиностроение, 1966. – 508 с.
156. Голубенцев А.Н. Динамика переходных процессов в машинах со многими массами. – М. : Машгиз, 1959. – 148 с.
157. Голубенцев А.Н. Интегральные методы в динамике. – К.: Техніка, 1967. – 350 с.
158. Демидович Б. П., Марон И. А. Основы вычислительной математики. – М.: Физматгиз, 1963. – 660 с.
159. Корн Г. и Корн Т. Справочник по математике. – М.: Наука, 1974.–832 с.

160. Положий Г. Н. Математический практикум. – М.: Физматгиз, 1968. – 512 с.
161. Кузовков Н.Т. Теория автоматического регулирования, основанная на частотных методах. – М.: Оборонгиз, 1960. – 448 с.
162. Каляев А.В. Расчет переходного процесса в линейных системах методом понижения порядка дифференциального уравнения //Автоматика и телемеханика. – 1959. - Т. 20, № 9. – С. 29-36.
163. Кардашов А.А. Анализ качества системы авторегулирования методом понижения порядка дифференциального уравнения //Автоматика и телемеханика. – 1963. - № 8. – С. 1073-1084.
164. Жевержеев В.Ф. Приближенное вычисление переходных функций по мнимой части изображения //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1964. - № 3.
165. Жилин В.И., Фокин А.В. К обоснованию правила академика Ишлинского А.Ю. о переходных процессах в системе высокого порядка, Труды семинара «Теория автоматического управления» – К., 1965. – С. 35-38.
166. Сердюк В.П., Бакан Л.А. Метод понижения порядка дифференциального уравнения при исследовании переходных процессов в механических системах //Автоматика. – 1972. - № 5.
167. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. – М.: Машиностроение, 1967. – 316 с.
168. Ловитт У.В. Линейные интегральные уравнения. – М.: Гостехиздат, 1957. – 266 с.
169. Микеладзе Ш.Е. О приближенном решении интегральных уравнений типа Вольтера. Труды Тбилисского математического института, т. 18, 1951. – С. 315-325.
170. Михлин С.Г. Лекции по линейным интегральным уравнениям. – М.: Физматгиз, 1959. – 233 с.
171. Огурк И.А. Новые методы синтеза линейных и некоторых нелинейных динамических систем. – М.: Наука, 1965. – 208 с.
172. Беллман Р. Введение в теорию матриц. – М.: Наука, 1969.– 368 с.
173. Мейстель А. М., Гельман Ф.Н. Управление разгоном асинхронных приводов станков //Станки и инструменты. – 1970. - № 5.
174. Мишина А.П., Проскуряков И.В. Высшая алгебра. – М.: Наука, 1965.
175. Таблицы интегральных преобразований, СМБ, т. 1. – М.: Наука, 1969. – 344 с.
176. Сердюк В.П., Бакан Л.А. Определение динамических нагрузок в приводе основовязальных машин //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1973. - № 2. – С. 125-131, № 3. – С. 156-162.
177. Дёч Г. Преобразование Лапласа и z-преобразование. – М.: Наука, 1971. – 288 с.
178. Штокало И.З. Операционные методы и их развитие в теории линейных дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами. – К.: Изд. АН УССР, 1961. – 128 с.

179. Ромакин М.И. Элементы линейной алгебры и линейного программирования. – М.: Высшая школа, 1963. – 227 с.
180. Проскуряков И.В. Сборник задач по линейной алгебре. – М.: Наука, 1967. – 384 с.
181. Фихтенгольц Г.М. Курс дифференциального и интегрального исчисления, т. II. – М.: Физматлит, 2009. – 680 с.
182. Гантмахер Ф.Р. Теория матриц. – М.: Наука, 1967. – 576 с.
183. Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – 2-е изд. – Л.: Машиностроение, 1979. – 351 с.
184. А.С. 1546523 СССР, МКИ D04 В 15/94. Привод трикотажной машины /Б.Ф. Пипа, Н.О. Пономаренко, П.А. Присяжнюк (СССР). - №4427123 31-12; Заявлено 17.05.88; Опубл. 28.02.90, Бюл. №8. – 3 с.
185. А.С. 1624075 СССР, МКИ D04 В 15/94. Привод трикотажной машины /Б.Ф. Пипа, Н.О. Пономаренко, А.Н. Кот, П.А. Присяжнюк (СССР). - №4608091/12; Заявлено 23.11.88; Опубл. 30.01.91, Бюл. №4. – 2 с.
186. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. – М.: Машиностроение, 1979. Т. 3.
187. Райко М.В. Расчет деталей и узлов машин. К.: Техніка, 1966. – 500 с.
188. Коритынский Я.И. Колебания в текстильных машинах.– М.: Машиностроение, 1973, 320 с.
189. Писаренко Г.С. и др. Справочник по сопротивлению материалов.– К.: Наукова думка, 1975, 704 с.
190. Касандрова О.Н., Лебедев В.В. Обработка результатов наблюдений. – М.: Наука, 1970, 104 с.
191. Румшицкий Л.З. Математическая обработка результатов эксперимента. – М.: Наука, 1971, 192 с.
192. Волощенко В.П., Пипа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. – К.: Техніка, 1977, 136 с.
193. Тихомиров В.Б. Планирование и анализ эксперимента. М.: Легкая индустрия, 1974. – 260 с.
194. Будняцкий Н.М., Лударь Н.И. Исследование закономерностей изменения натяжения нитей на основовязальных машинах с целью разработки новых систем нитеподачи // Изв. вузов. Технология легкой пром-сти. -1970. -№6. -С.75-78.
195. Будняцкий Н.М., Лударь Н.И. Исследование закономерностей изменения натяжения нитей на основовязальных машинах с целью разработки новых систем нитеподачи // Изв. вузов. Технология легкой пром-сти. -1972. -№6. -С.125-130.
196. Лударь Н.И., Будняцкий Н.М. Исследование закономерностей изменения натяжения нитей на основовязальных машинах с целью разработки новых систем нитеподачи // Изв. вузов. Технология легкой пром-сти. -1973. -№1. -С.115-118.
197. Лударь А.И., Рабинович Е.Б. Средства автоматики и вычислительной техники для трикотажного оборудования.- М.: Легпромбытиздат, 1989.- 296 с.

198. Аль-Фріхад Абдель Рахман, Хомяк О.Н., Параска Г.Б. Математична модель компенсатора натягу ниток основи текстильних машин //Вісник ТУП. Серія 1. - Хмельницький. ТУП.- 1998.- С.58-62.
199. Хомяк О.М. Числові дослідження ефективності роботи компенсатора натягу ниток основи //Придніпровський науковий вісник. Серія «Технічні науки».- 1998.- №95.- С.73-77.
200. Вакс Е.Э. Измерение натяжения нитей.- М.: Легкая индустрия,1966.- 231 с.
201. Тройникова О.К., Моисеенко Ф.А. Математическое моделирование работы нитенатяжного устройства быстроходных основовязальных машин //Изв. вузов. Технология легкой пром-сти. -1990. -№3. -С.73-81.
202. Моисеенко Ф.А., Тройникова О.К., Чабан В.В., Параска Г.Б. Экспериментальная функция необходимой подачи нитей основы на машине «Кокетт-2» //Изв. вузов. Технология легкой пром-сти. -1991. -№2. -С.72-76.
203. Тройникова О.К. Нормализация процесса вязания на основовязальных машинах типа “Кокетт” с целью повышения эффективности производства: Дис... канд. техн. наук: 05.19.03.- К., 1991. -143с.
204. Копяс К. Технология основовязального трикотажа: Пер. с польск. -М.: Легпромбытиздат, 1991.- 192с.
205. Kopias K. Kinytyka przedzy w procesie dziania //Przeglad Wlokienniczy.- 1985.- №6.- str. 257-259.
206. Kopias Kazimiers. Mechanismus an Kettenwirkmaschinen //Melliand Textilberichte. -1986. -№3. -str.177-181.
207. Параска Г.Б., Хомяк О.Н. Функциональная оценка работы нитенатяжного устройства основовязальной машины модели 5219 «Кокетт-2» // Изв. вузов. Технология легкой пром-сти. - 1985. - №6. - С. 91-94.
208. Параска Г.Б. Стабилизация натяжения нитей основы на основовязальных машинах: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.13 / КТИЛП.- К.,1986.- 23 с.
209. Чередниченко А.В. Исследование нитеподачи на вязально-прошивных машинах: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.13/ ЛИТЛП.- Л.,1974. - 23с.
210. Патент США, №2442796, НКИ 66-86, 1948.
211. Патент ФРГ, №913226, МКИ Д 04 В 27/14, 1954.
212. Патент Великобритании, №874745, НКИ 74(2), 1961.
213. Патент ГДР №142967, МКИ Д 04 В 27/10,1980.
214. Параска Г.Б. Дослідження удосконаленого пружного елементу стабілізаторів натягу ниток основи текстильних машин // Вісник Технологічного університету Поділля. Серія 1. Технічні науки. - 1997. - № 1. - С. 109-114.
215. Марчук А.Р., Параска Г.Б. Аналітичні дослідження удосконаленого пружного елементу стабілізаторів натягу ниток основи в'язальних машин // Придніпровський науковий вісник. - 1998. - №56. - С. 13-24.

216. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле /Пер. с англ. - М.: Машиностроение, 1985. - 472 с.
217. Моїсеєнко Ф.А. Нормалізація процесу в'язання на основов'язальних машинах / Ф.А. Моїсеєнко. – М.: Легкая индустрия, 1978. – 200с.
218. Timoshenko S.P. On the correction for shear of the differential equation for transverse vibration of prismatic bars.- Philos.Mag., 1921, vol.41, N 6, p.744-746.
219. Reissner E. The effect of transverse shear deformation on the bending of elastic plates.- J.Appl.Mech., 1945, vol.12, June, p.A69-A77.
220. Reissner E. Stress-strain relations in the theory of thin elastic shells.- J.Math.Phys., 1952, vol.31, N 2, p.109-119.
221. Mindlin R.D. Influence of rotatory inertia and shear on flexural motions of isotropic rectangular plates.- J.Appl.Mech., 1951, vol.18, March., p.31-38.
222. Дащенко А. Ф. ANSYS у завданнях інженерної механіки /А. Ф. Дащенко, Д. В. Лазарева, Н. Г. Сурьянинов / Изд.2-е, перераб. і доп. Під ред. Н. Г. Сурьянинова.- Одеса.- Пальміра, 2011.- 505 с.
223. Михеев П.М. Опыт использования информационных технологий National Instruments в учебном процессе в национальном авиационном университете //Труды конференции "Образовательные, научные и инженерные приложения в среде LabVIEW и технологии National Instruments" - Изд-во Российского Университета Дружбы Народов, 2007.
224. Поліщук О.С., Горященко С.Л., Прибега Д.В. Використання інформаційних технологій "National Instruments" для лабораторних і наукових досліджень машин легкої промисловості та електропобутової техніки //Вісник ХНУ. – 2008. - №2. - С.175 – 180.
225. Алявдин Н. А. О статистической обработке выборки с малым числом наблюдений //Научные труды. - М. : МТИЛП, 1957. - №9. - С. 289 -292.
226. Кукин Г.Н. Текстильное материаловедение /Кукин Г.Н., Соловйов А.Н., Кобляков А.И.-М.: Легпромбытиздат, 1989.-352с.
227. Перепелкин К.Е. Структура й властивості волокон /Перепелкин К.Е.-М.: Хімія, 1985. - 202с.
228. Бузов Б.А. Материаловедение швейного производства /Бузов Б.А., Модестова Т.А., Алыменкова Н.Д.-М.: Легкая индустрия, 1978.- 480с.
229. Щербань В.Ю. До питання про обривність ниток при їхній переробці //Изв.вузів.Технологія легкої промисловості. -1992. - №5-6. - С.81-84.
230. Щербань В.Ю. Механіка нитки /Щербань В.Ю., Хом'як О.Н., Щербань Ю.Ю. - К.: КНУТД, 2002. -196с.
231. Торкунова З.А. Випробування трикотажу /Торкунова З.А.-М.: Легпромбытиздат,1985. - 200с.
232. Чабан В.В., Іваненко Т.В., Піпа Б.Ф. Наукові основи проектування механізмів нормалізації процесу відтяжки полотна на основов'язальних машинах. - К.: КНУТД, 2012 - 158 с.

233. Беляев Н.М. Сопротивление материалов, М., Наука, 1965, 856 с.
234. Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний, Справочник, М., Машиностроение, 1985, 232 с.
235. Грег Харвей Excel 5.0 for Dummies, Диалектика, Киев, Информейшн Компьютер Энтерпрайз, М., 1994, 288 с.
236. Фихтенгольц Г.М. Основы математического анализа, II том, Государственное издательство технико-теоретической литературы, М., 1956, 464 с.
237. Сулима И.М., Гавриленко СИ., Радчик И.А., Юдицкий Я.А. Основные численные методы и их реализация на МК, Вища школа, К., 1987, 310 с.
238. Левитская О.Н., Левитский Н.И. Курс теории механизмов и машин, М., Высшая школа, 1985, 279 с.
239. Калашников С.Г. Электричество, М., Наука, 1985, 576 с.
240. Савин Г.Н. Механика деформируемых тел. – К. : Наукова думка, 1976 – 465с.
241. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. – М.: Наука, 1979 – 560с.
242. Лехницкий С.Г. Теория упругости анизотропного тела. – М.: ГИТТЛ, 1950 – 299с.
243. Лехницкий С.Г. Анизотропные пластины. – М.: ГИТТЛ, 1947 – 355с.
244. Артеменко Л.Ф. Совершенствование устройств для рулонирования изделий легкой промышленности. Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.19.09 /К.: ГАЛПУ, 1996 – 27с.
245. Кириченко Ю.О. Математична модель напружено-деформованого стану рулонованого матеріалу. //Вісник КНУТД. –2004. –№ 3. –С.56 – 60/
246. Кострицкий В.В., Кириченко Ю.В., Артеменко Л.Ф. Дослідження напружено-деформованого стану рулонованого матеріалу.//Вісник КНУТД. – 2004. – № 5. – С.12 – 16.
247. Кириченко Ю.О. Удосконалення пристроїв з програмним керуванням для рулоновання матеріалів легкої промисловості. Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.10 /К.: КНУТД, 2006 – 22с.
248. Дашенко А. Ф., Кириллов В. Х., Коломиец Л. В., Оробей В. Ф. / MATLAB в инженерных и научных расчетах: Монография. – Одесса: Астропринт, 2003. – 214 с.
249. Поршнева С.В. MATLAB 7. Основы работы и программирования – М.:Издательство: Бином-Пресс, 2006. –320с.
- 250.Курбатова Е.А. MATLAB 7. Самоучитель – М.:Диалектика, 2005. – 256с.
251. Дьяконов В. П. MATLAB 7.*/R2006/2007. Самоучитель — Москва.: ДМК-Пресс, 2008. — С. 768.
252. Чабан В.В. Наукові основи проектування пристроїв натягу ниток основи машин легкої та текстильної промисловості. - К.: КНУТД, 2010 - 180 с.
253. Олійник О.Ю., Піпа Б.Ф., Здоренко В.Г. Напружено-деформований стан круглов'язального полотна у рулоні // Вісник КНУТД. – 2010. – № 5 (т.2).– С.86-90.

8. ЗАСТОСУВАННЯ СТАБІЛІЗАЦІЇ НАТЯГУ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ЗАПРАВКИ ТЕКСТИЛЬНИХ МАШИН ТА ТЕХНОЛОГІЧНОГО КОНТРОЛЮ ПОВЕРХНЕВОЇ ГУСТИНИ ПОЛОТНА ДЛЯ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ВИКОРИСТАННЯ РЕСУРСООЩАДНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Однією з найважливіших задач підприємств легкої промисловості України є створення конкурентноздатної продукції та підвищення продуктивності роботи технологічного обладнання. Підприємствами легкої промисловості виготовляється великий обсяг тканин та трикотажних полотен різного призначення, для виготовлення яких використовуються текстильні машини (ткацькі верстати та в'язальні машини). При цьому натяг пружної системи заправки текстильних машин є одним з основних технологічних параметрів. При значних коливаннях натягу пружної системи заправки як у межах циклу формування тканини або полотна, так і від циклу до циклу збільшується обривність ниток, що призводить до простоїв, зниження продуктивності роботи технологічного обладнання та погіршення якості готової продукції.

Необхідність проведення контролю поверхневої густини викликана нагальною потребою застосування ресурсоощадних технологій за рахунок зниження відсотку браку при випуску тканин, поверхнева густина яких виходить за межі регламентних допусків [1, 2]. Крім того, проведення технологічного процесу з можливістю забезпечення виготовлення готової продукції з поверхневою густиною, яка знаходиться у мінусовому полі допуску також дає можливість забезпечити проведення ресурсоощадних технологічних процесів.

8.1. Аналіз силових та кінематичних факторів, що впливають на стабілізацію натягу пружної системи заправки текстильних машин

Натяг є основною характеристикою, по якій можливо визначити напруженість заправки текстильних машин. Основна цільова функція має наступний вигляд [3]:

$$\bar{P} = \bar{P}(\bar{P}_s; \bar{P}_{d_1}; \bar{P}_{d_2}) \Big|_{\substack{\rightarrow \min \\ \rightarrow \text{const}}} \quad (8.1)$$

де \bar{P} – вектор натягу пружної системи заправки; \bar{P}_s – вектор статичної складової натягу; \bar{P}_{d_1} , \bar{P}_{d_2} – динамічні складові за рахунок неусталеного руху елементів пристроїв подачі пружної системи заправки та за рахунок виконання робочими органами технологічних операцій (прокачка гребінок перед голками, зівоутворення та ін.).

На рис. 8.1 схематично подано схему пружної системи заправки для системи ниток та одиночної нитки (8.1а,б та 8.1в). Рис. 8.1а відповідає основов'язальній машині, а схема 8.1б – ткацькому верстату. На рис. 8.1в

подано схему пружної системи заправки для трикотажної машини, де одиночні нитки подаються з окремих бобін. Елемент Π на схемі відповідає механізму активної ниткоподачі. Така схема відповідає деяким типам круглов'язальних та плосков'язальних машин. Вектори швидкостей \bar{v}_1 та \bar{v}_2 (для схем 8.1 а, б) відповідають швидкості подачі систем основних ниток з навою та швидкості відводу трикотажного полотна або тканини. Величина цих параметрів залежить від регулювання пристроїв подачі основи та механізму відтяжки та накатки полотна (для ткацьких станків – механізму товаровідводу). Вектори швидкостей \bar{v}_{13} та \bar{v}_{32} визначають відповідно швидкість споживання ниток в зоні в'язання та швидкість відводу готового полотна із зони його формування. Ця зона умовно позначена на схемі цифрою 3. Система ниток (основа) подається з початковим заправним натягом \bar{P}_0 , який, у загальному випадку, є величиною змінною (він може залежати від якості підготовки навою при сновці, точності роботи пристроїв подачі основи).

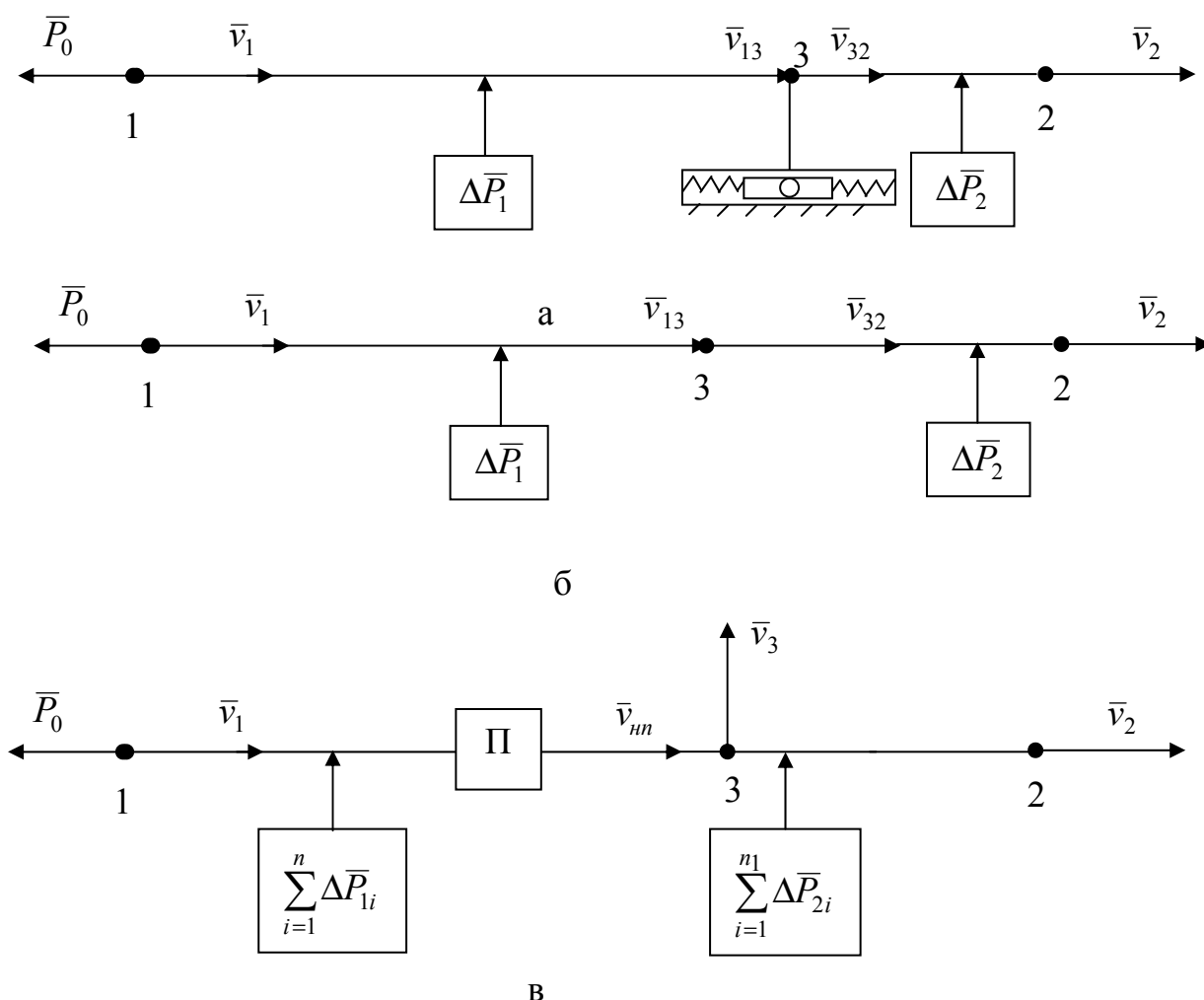


Рис. 8.1 Пружна система заправки одиночних та систем ниток текстильних машин:

- а – для основов'язальної машини; б – для ткацького верстата;
- в – для круглов'язальних та плосков'язальних машин

Система ниток та сформоване полотно при переміщенні взаємодіють з різними направляючими поверхнями (скало, ламелі, грудниця, направляючі прутки), що приводить до збільшення натягу. До зони формування це прирощення дорівнює $\Delta\bar{P}_1$, а після зони формування – $\Delta\bar{P}_2$. Для одиночної нитки вектор швидкості \bar{v}_1 відповідає швидкості сходу нитки з бобини, а \bar{v}_2 – швидкість її споживання у зоні в'язання. Вектор \bar{v}_{nn} відповідає швидкості виходу нитки із пристрою активної ниткоподачі. Прирощення натягу нитки до та після пристрою активної ниткоподачі позначені як $\sum_{i=1}^n \Delta\bar{P}_{1i}$ та $\sum_{i=1}^n \Delta\bar{P}_{2i}$.

Якщо на трикотажній машині використовується пасивна ниткоподача, то на рис. 8.1, в механізм П буде відсутній.

З урахуванням зроблених зауважень можливо подати складові $\bar{P}_{d1}, \bar{P}_{d2}, \bar{P}_s$ (що входять до виразу (8.1)), як функції цих величин з визначенням критерію оптимізації [4]:

$$\begin{aligned} \bar{P}_s &= \bar{P}_s(\bar{P}_0; m; \Delta\bar{P}_1; \Delta\bar{P}_2; \bar{v}_1; \bar{v}_{13}; \bar{v}_{32}; \bar{v}_2) \\ \bar{P}_{d1} &= \bar{P}_{d1} \left(\sum_{i=1}^{n2} J_i; c_e; \bar{v}_1; \bar{v}_{13}; \bar{v}_2; \frac{d\bar{v}_1}{dt}; \frac{d\bar{v}_{13}}{dt}; \frac{d\bar{v}_{32}}{dt}; \frac{d\bar{v}_2}{dt} \right) \\ \bar{P}_{d2} &= \bar{P}_{d2}(\Delta\bar{P}_k, \Delta\bar{P}_z; \Delta\bar{P}_f) \rightarrow \min \end{aligned} \quad \left. \begin{array}{l} \rightarrow \min \\ \rightarrow \text{const} \end{array} \right\} \quad (8.2)$$

$$P_{нo} \leq P_0 \leq P_{6o}, \quad \Delta P_1 = A_1, \quad \Delta P_2 = A_2,$$

$$A_4 \leq v_1 = f_1(v_2) \leq A_5, \quad A_6 \leq v_{13} = f_2(v_{32}) \leq A_7,$$

$$0 \leq \Delta P_z \leq \Delta P_{mz}, \quad 0 \leq \Delta P_f \leq \Delta P_{mf}, \quad \Delta P_{нк} \leq \Delta P_k \leq \Delta P_{6к},$$

де m - маса навою; J_i – моменти інерції приведених мас механізмів подачі основи та відтяжки полотна або відводу тканини, що обертаються; c_e - приведений коефіцієнт жорсткості пружної системи заправки; $\Delta\bar{P}_k$ - прирощення натягу за рахунок коливання елементів пружної системи заправки (як подовжніх, так і поперечних); $\Delta\bar{P}_z$ - прирощення натягу від прокачки гребінок, зевоутворення; $\Delta\bar{P}_f$ - прирощення натягу при руху гольниці, при прибої; $A_1 - A_7$ - фіксовані межі для вказаних перемінних величин або константи; ΔP_{mz} , ΔP_{mf} , $\Delta P_{6к}$ - максимальні значення прирощень динамічної складової натягу от коливань, прокачки гребінок, зевоутворення, прибою, руху гольниць.

Таким чином, загальний натяг складається з двох динамічних складових $\bar{P}_{d1}, \bar{P}_{d2}$ та однієї статичної \bar{P}_s . При оптимізації пристроїв переміщення та натягу в'язальних машин та ткацьких верстатів другу динамічну складову можливо тільки мінімізувати. Отримати стабільну функцію натягу, в цьому випадку, не представляється можливим. Стабілізація натягу можлива тільки для

статичної складової \bar{P}_s і, частково, для першої динамічної натягу \bar{P}_{d1} .

Виходячи із цього можливо визначити величину натягу окремих частин пружної системи заправки:

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= P_0(R) + c_e(S_2 - S_1) \\ P_2 &= P_0(R) + \Delta P_1 + \Delta P_2 + c_e(S_2 - S_1) \\ S_1 &= \int_0^{t_1} v_1 dt \\ S_2 &= \int_0^{t_2} v_2 dt \end{aligned} \right\}, \quad (8.3)$$

де P_1 – натяг пружної системи заправки перед точкою сходу нитки з навою (точка 1 на рис. 8.1 а, б); P_2 – натяг полотна або тканини перед відтяжним валом; t_1, t_2 – відповідно час, за який з навоїв зійде нитка довжиною S_1 та буде вироблено тканину довжиною S_2 (з урахуванням уработки); R – поточний радіус навою.

Величини P_1 та P_2 представляють собою статичну та першу динамічну складові натягу.

В залежності від конкретного пристрою механізму подачі основи та відводу тканини, залежності (8.3) можуть змінюватись. Це, в першу чергу, відноситься до пристроїв з примусовою подачею основи. Аналіз залежностей (2.3) показує, що в залежності від співвідношення величин S_1 і S_2 натяг може як зростати, так і зменшуватись. Із цього можливо зробити основний висновок – стабілізація натягу пружної системи заправки нерозривно пов'язана з синхронізацією роботи пристроїв подачі основи та відтяжки полотна, що ускладнено не тільки при неусталених режимах, але і при усталеному режимі роботи, враховуючи значну нерівномірність кутової швидкості обертання головного валу за один цикл. Це пояснюється специфікою роботи текстильних машин та особливостями технологічного процесу. При аналізі вважалось, що $v_1 = v_{13}$, $v_2 = v_{32}$. Нижче буде розглянуто випадок, коли ці рівності не виконуються.

Для пружної системи заправки одиночної нитки величину натягу можливо визначити наступним чином (рис. 8.1в):

$$P_1 = P_0 + \sum_{i=1}^n \Delta P_{1i} + \sum_{i=1}^{n1} \Delta P_{2i} + c(S_n - S_1) + c(S_2 - S_n) + \Delta P_k, \quad (8.4)$$

де P_1 – натяг нитки перед зоною в'язання; c – коефіцієнт жорсткості нитки при

розтягу; $S_1 = \int_0^{t_{11}} v_1 dt$, $S_2 = \int_0^{t_{22}} v_2 dt$, $S_n = \int_0^{t_{1n}} v_{nn} dt$; t_{1n} , t_{11} , t_{22} – відповідні проміжки

часу; P_0 – натяг нитки при сході з бобини; ΔP_k – прирощення натягу нитки за рахунок поперечних коливань.

Кінцева цільова функція буде мати вигляд $\bar{P}_1 \left| \begin{array}{l} \rightarrow \min \\ \rightarrow \text{const} \end{array} \right.$.

Особливості роботи окремих пристроїв та робочих органів трикотажних машин потребують у визначені моменти часу відводити надлишки нитки із зони в'язання (наприклад, у плоскофангових) у визначені моменти часу, а потім знов подавати її у зону в'язання. На схемі (рис. 8.1 в) це реалізується відводом нитки пружною системою заправки із швидкістю \bar{v}_3 в точці 3.

Аналіз залежностей (8.2) – (8.4) показує, що забезпечення стабілізації та мінімізації (де це можливо) натягу пружної системи заправки для систем та одиночних ниток нерозривно зв'язано з ефективною роботою пристроїв, що забезпечують необхідний мінімальний натяг або переміщення ниток із необхідною швидкістю. Основними вимогами до цих пристроїв є: здатність надавати необхідний натяг ниткам та полотну у визначеному діапазоні; швидкість зміни абсолютного значення натягу; висока чутливість до змін натягу; надійність у роботі.

Все це ставить питання про перспективність та доцільність розробки та використання на технологічному обладнанні нових пристроїв, у яких використовуються безконтактні або напівбезконтактні методи вимірювання основних технологічних параметрів (натягу, поверхневої густини, геометричних параметрів пружної системи заправки) та передавати отримані данні на відповідні електронні системи керування. Це дасть можливість замінити механічні передачі електронними системами керування. Керування пристроями натягу основи та відводу готової тканини за допомогою електронної системи, що здатна змінювати густина тканини по утоку у великих межах при роботі ткацького верстата, дозволяє виключити пороки тканин при пуску та зупинці верстата.

До найбільш перспективних пристроїв контролю технологічних параметрів слід віднести ультразвукові методи та відповідні прилади [6]. Ці прилади мають низку переваг відносно інших приладів: простота випромінювання та прийому ультразвукових коливань, висока стійкість до оптичного та хімічного забруднення навколишнього середовища, тривалий термін використання, а також висока точність вимірювань.

8.2. Вплив конструктивних параметрів текстильних машин на стабілізацію натягу пружної системи заправки

На рис. 8.2,а представлено динамічну модель ткацького верстата, а на рис. 8.2,б – трикотажної основов'язальної машини. Як видно з рисунків, пружна система заправки є складовим елементом даних моделей. Приведений нижче коефіцієнт жорсткості c_e пружної системи заправки для рис. 8.2,а та рис. 8.2,б можливо визначити за наступними виразами:

$$c_e = \frac{c_2 c_3}{c_2 + c_3}, \quad (8.5)$$

$$c_e = \frac{c_2 (c_{13} + c_{32})}{c_2 + c_{13} + c_{32}}, \quad (8.6)$$

де c_2 – коефіцієнт жорсткості систем основних нитей; c_3 , c_{31} – коефіцієнт жорсткості полотна або тканини у заправці; c_{32} – коефіцієнт жорсткості голок у гольниці основов'язальної машини.

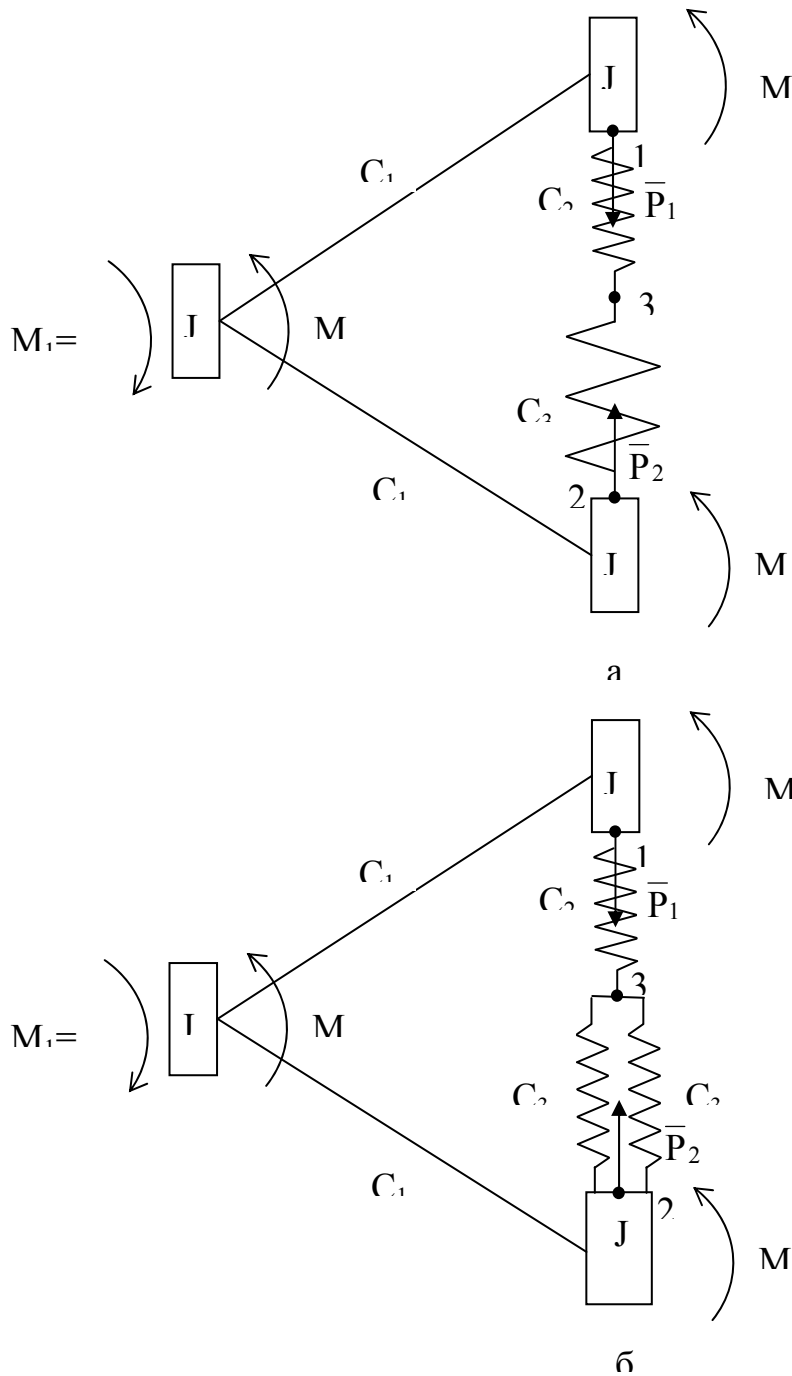


Рис. 8.2. Динамічні моделі текстильних машин:

а – ткацького верстата; б – основов'язальної машини

Як видно, приведені коефіцієнти жорсткості в першому та другому випадках відрізняються. Це обумовлено тим, що трикотажне полотно з'єднується із голками гольниці основов'язальної машини за рахунок старих петель.

Натяги P_1 та P_2 (рис. 8.1а,б та вираз (8.3)) можуть бути визначені як функції кута повороту відповідних тіл, що входять у динамічну модель:

$$\begin{aligned} S_2 &= \varphi_3 R_0, \quad S_1 = \varphi_2 R, \\ P_1 &= P_0(R) + c_e R_0 \varphi_3 - c_e R \varphi_2, \\ P_2 &= P_0(R) + \Delta P_1 + \Delta P_2 + c_e R_0 \varphi_3 - c_e R \varphi_2, \end{aligned} \quad (8.7)$$

де φ_2 - кут повороту тіла 2; φ_3 - кут повороту тіла 3; R_0 - радіус відтяжного вала; R - поточний радіус намотки основи на навої.

Тоді система диференціальних рівнянь набуде наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= M_1 - M_{c1} - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - c_{13}(\varphi_1 - \varphi_3) \\ M_1^* &= M_1 - M_{c1}, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 &= c_{12}\varphi_1 - c_{12}\varphi_2 - M_2 + P_0(R)R + c_e R_0 R \varphi_3 - \\ &- c_e R^2 \varphi_2 = c_{12}\varphi_1 - (c_{12} + c_e R^2)\varphi_2 + c_e R_0 R \varphi_3 + U_3 \\ U_3 &= -M_2 + P_0(R)R, \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 &= c_{13}\varphi_1 - c_{13}\varphi_3 - M_3 - P_0(R)R_0 - (\Delta P_1 + \Delta P_2)R_0 - \\ &- c_e R_0^2 \varphi_3 + c_e R R_0 \varphi_2 = c_{13}\varphi_1 - (c_{13} + c_e R_0^2)\varphi_3 + c_e R R_0 \varphi_2 + U_4 \\ U_4 &= -M_3 - P_0(R)R_0 - (\Delta P_1 + \Delta P_2)R_0 \end{aligned} \right\} \quad (8.8)$$

де J_1 – приведений момент інерції головного вала ротора електродвигуна і приєднаних мас механізмів гольниці, замикачів, ушковин, гребінок (для ткацького верстата це приведений момент інерції головного вала ротора електродвигуна і приєднаних мас батана, бойового механізму, механізму зевотворення); J_2 – приведений момент інерції навою (навоїв) і механізму подачі основи; J_3 – приведений момент інерції механізму відтяжки і накатки полотна; c_{12} – приведений коефіцієнт жорсткості передачі між навоєм і головним валом машини; c_{13} - приведений коефіцієнт жорсткості передачі між головним валом машини та відтяжним валом; M_1 - рушійний момент (вважаємо його постійним); M_{c1} - приведений момент сил опору, що діють на механізми гольниць, замикачів, ушковин і платин (для ткацького верстата - приведений момент сил опору, що діють на механізми батана, зевотворення, бою); M_2 , M_3 - приведені моменти сил опору, що діють на механізми подачі основи, відтяжки і накатки полотна.

Проведені теоретичні дослідження дозволяють визначати, як змінюється величина натягу P_2 пружної системи заправки текстильних машин у залежності

від конструктивних параметрів не тільки при неусталених режимах (періоди пуску і зупинці), але і при сталому режимі роботи з урахуванням нерівномірності обертання головного вала. При цьому функціонал Π_{Σ} , що забезпечує стабілізацію натягу ниток пружної системи заправки буде мати наступний вигляд:

$$\Pi_{\Sigma} = \Pi_{\Sigma} [P_0(R); c_3 R_0 \varphi_3; c_3 R \varphi_2] \Big|_{\rightarrow \min}^{\rightarrow \text{const}} \quad (8.9)$$

де φ_2 - кут повороту тіла 2; φ_3 - кут повороту тіла 3; R_0 - радіус відтяжного вала; R - поточний радіус намотки основи на навої.

При сталому режимі роботи, для забезпечення необхідних умов оптимізації, необхідно виконання наступного рівняння:

$$\varphi_3(t) = \frac{R}{R_0} \varphi_2(t), \quad \frac{R}{R_0} = \Delta, \quad (8.10)$$

яке забезпечує рівність подачі ниток основи і відводу сформованого трикотажного полотна або тканини за одиницю часу. В результаті проведеного теоретичного аналізу отримуємо:

$$f_1(t)(A_{31} - \Delta \cdot A_{21}) + f_2(t)(A_{32} - \Delta \cdot A_{22}) + f_3(t)(A_{33} - \Delta \cdot A_{23}) = 0. \quad (8.11)$$

де $A_{11} \dots A_{1,n-1}$ - амплітуди коливання першого тіла; $A_{21} \dots A_{2,n-1}$ - амплітуди коливання другого тіла; $A_{31} \dots A_{3,n-1}$ - амплітуди коливання третього тіла.

При проведенні аналізу враховувалися тільки функції, що відповідають різним значенням частот, а загальна для тіл 2 і 3 функція $f_0(t)$ у вирази не входила. З урахуванням ортогональності нормальних форм коливань одержимо таку систему, що дозволяє забезпечити умови функціонала (8.9) і досягти стабілізації натягу пружної системи заправки:

$$\left. \begin{aligned} A_{31} - \Delta \cdot A_{21} &= 0 \\ A_{32} - \Delta \cdot A_{22} &= 0 \\ A_{33} - \Delta \cdot A_{23} &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (8.12)$$

Остання система (8.12) визначає співвідношення між собою відповідних початкових амплітуд для кожної форми коливання. Коефіцієнт Δ цілком залежить від радіуса навою R і, отже, із часом система (8.12), при забезпеченні стабільності натягу пружної системи заправки, повинна змінюватись. Це можливо тільки при удосконалюванні механізмів подачі основи і відводу полотна або тканини на основі розробки нових механізмів і контролюючих приладів із використанням ультразвукових датчиків контролю лінійних розмірів та поверхневої густини полотна [6]. Крім того, величини приведених вище амплітуд залежать від конструктивних параметрів технологічного устаткування, структури кінематичних ланцюгів, що передають

рух від головного вала до зазначених вище пристроїв подачі основи і відтяжки полотна або тканини.

8.3. Визначення умов роботоспроможності нитконатягувачів та компенсаторів натягу

На рис. 8.3а схематично показано пружну систему заправки ACB одиночної нитки на трикотажній машині. Спочатку у точці A нитка має швидкість подачі v_1 (точка A відповідає першому вічку на шляху ниті після сходу з бобини). У кінці пружної системи заправки у точці B (безпосередньо перед зоною в'язання) нитка має швидкість v_2 . Тоді функції споживання та подачі ниті будуть мати вигляд [7]:

$$L_1(t) = \int_{t_0}^{t_n} v_1(t) dt, \quad L_2(t) = \int_{t_0}^{t_n} v_2(t) dt, \quad (8.13)$$

де t_0, t_n – початкове та кінцеве значення часу переміщення пружної системи заправки на в'язальній машині.

Величина заправного натягу визначається за формулою

$$P_{\Sigma 0} = c_1 \left[\int_{t_0}^{t_n} v_2(t) dt - \int_{t_0}^{t_n} v_1(t) dt \right] + P_3, \quad (8.14)$$

де c_1 – коефіцієнт жорсткості пружної системи заправки на розтяг; P_3 – деяка постійна величина початкового заправного натягу, яка забезпечується натяжним пристроєм перед точкою A , або силами тертя нитки о поверхню першого вічка. Функції подачі $L_1(t)$ та $L_2(t)$ є змінними, що змінюються не тільки у межах одного циклу петлеутворення, але і по мірі зміни спрацювання бобини (зміни її діаметру).

На рис. 8.3 б подані можливі варіанти співвідношення між функціями споживання та подачі. Так на ділянці $t_2 - t_1$ виконується

нерівність $\int_{t_1}^{t_2} v_2(t) dt > \int_{t_1}^{t_2} v_1(t) dt$ і у відповідності з рівнянням (8.14) виникає

збільшення заправного натягу. На ділянці $t_4 - t_3$ виконується

нерівність $\int_{t_3}^{t_4} v_2(t) dt < \int_{t_3}^{t_4} v_1(t) dt$ і величина заправного натягу зменшується. Для

моментів часу t_5 та t_6 функції споживання та подачі ниті пружною системою заправки рівні між собою та заправний натяг дорівнює P_3 . Таким чином, величина заправного натягу у процесі роботи трикотажної машини змінюється. При цьому залежність (8.14) враховує тільки пружні складові деформації, що обумовлено величиною співвідношення загальної довжини пружної системи заправки та довжиною ниті, що споживається при утворенні однієї петлі.

Нитконатягувачі та компенсатори, які впливають на пружну систему

заправки, повинні забезпечити нитці мінімальний необхідний натяг, який би з часом не змінювався [8]. Тоді натяг нити P перед зоною в'язання може бути знайдений за формулою:

$$P = c_1 \left[\int_{t_0}^{t_n} v_2(t) dt - \int_{t_0}^{t_n} v_1(t) dt \right] + P_3 + \left(\sum_{j=1}^{n_1} \Delta P_{1j} + \sum_{k=1}^{n_2} \Delta P_{2k} \right) + \sum_{i=1}^n P_{ni}, i=1..n, j=1..n_1, k=1..n_2 \quad (8.15)$$

де $\sum_{j=1}^{n_1} \Delta P_{1j}, \sum_{k=1}^{n_2} \Delta P_{2k}$ - прирощення натягу нити на ділянках від точки A до

нитконатягувачів або компенсаторів та від нитконатягувачів або компенсаторів до точки B за рахунок контакту з нитконаправлячами (глазки, прутки та ін.) [9-

12]; $\sum_{i=1}^n P_{ni}$ - прирощення натягу нити після нитконатягувачів або компенсаторів

C (рис. 8.3 а); n - кількість нитконатягувачів (компенсаторів) в заправці; n_1, n_2 - кількість нитконаправлячів до та після зони C у заправці. Вважаємо, що функція споживання нити $L_2(t)$ пружної системи заправки трикотажної машини не змінюється за весь час використання бобіни (рис. 8.3 в), а функція подачі $L_1(t)$ при використанні бобіни може змінюватись (збільшуватись або зменшуватись). Це буде виникати не тільки при зменшенні діаметру бобіни, але і при переміщенні точки сходу нити з бобіни від верхнього торця до нижнього, що пояснюється специфікою підготовки бобіни при перемотуванні та зміною форми балону нити. При цьому при зміні функції подачі нити як за період циклу петлеутворення, так і при зменшенні діаметру бобіни виникає зміна величини вихідного натягу P (рис. 8.3 в). Таким чином, нитка повинна поступати в зону в'язання з мінімально необхідним натягом і величина самого натягу P повинна мати постійне значення (стабілізація натягу). Ці умови можливо подати наступним чином:

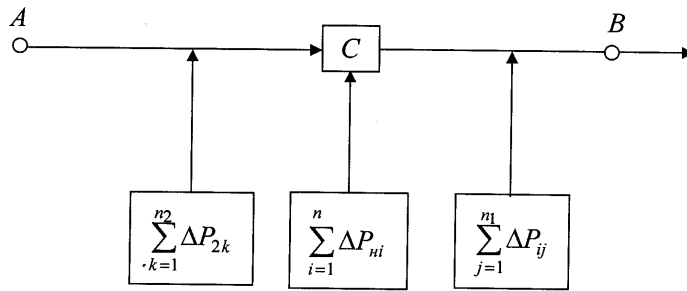
$$\min \left\{ P \left[P_{\Sigma 0}(t), \sum_{i=1}^n P_{Hi}(t) \right] \right\}, \frac{\partial P_{\Sigma 0}}{\partial t} \rightarrow 0, \sum_{i=1}^n \frac{\partial P_{ni}}{\partial t} \rightarrow 0, i=1..n. \quad (8.16)$$

Виходячи зі специфіки пружної системи заправки, можливо зробити висновок, що конструкція нитконатягувачів та компенсаторів натягу повинна дозволяти реалізацію умов (8.16) функціонала P . Для пластинчатих та тарільчатих нитконатягувачів (для яких приблизно можливо вважати $P_{ni} = 2\mu_i c_i y_i$, де μ - коефіцієнт тертя нитки о поверхню тарілок або пластин, c - коефіцієнт жорсткості нити при стисненні, y - величина деформації поперечного перерізу нити у зоні контакту з тарілками або пластинами) умови стабілізації натягу нити, нерівномірної по діаметру поперечного перерізу, можуть бути подані наступними системами:

$$\left. \begin{aligned} c_1 \frac{\partial}{\partial t} \left[\int_{t_0}^{t_n} v_2(t) dt - \int_{t_0}^{t_n} v_1(t) dt \right] + 2 \sum_{i=1}^n \mu_i c_i \frac{\partial y_i}{\partial t} = 0 \\ c_1 \frac{\partial}{\partial S} \left[\int_{t_0}^{t_n} v_2(t) dt - \int_{t_0}^{t_n} v_1(t) dt \right] + 2 \sum_{i=1}^n \mu_i c_i \frac{\partial y_i}{\partial S} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (8.17)$$

$$\left. \begin{aligned} \int_{t_0}^{t_n} v_2(t)dt - \int_{t_0}^{t_n} v_1(t)dt > 0, \quad \sum_{i=1}^n \frac{\partial y_i}{\partial t} < 0 \\ \int_{t_0}^{t_n} v_2(t)dt - \int_{t_0}^{t_n} v_1(t)dt < 0, \quad \sum_{i=1}^n \frac{\partial y_i}{\partial t} > 0 \end{aligned} \right\} \quad (8.18)$$

$$\left. \begin{aligned} \int_{t_0}^{t_n} v_2(t)dt - \int_{t_0}^{t_n} v_1(t)dt > 0, \quad \sum_{i=1}^n \frac{\partial y_i}{\partial S} < 0 \\ \int_{t_0}^{t_n} v_2(t)dt - \int_{t_0}^{t_n} v_1(t)dt < 0, \quad \sum_{i=1}^n \frac{\partial y_i}{\partial S} > 0 \end{aligned} \right\} \quad (8.19)$$



a

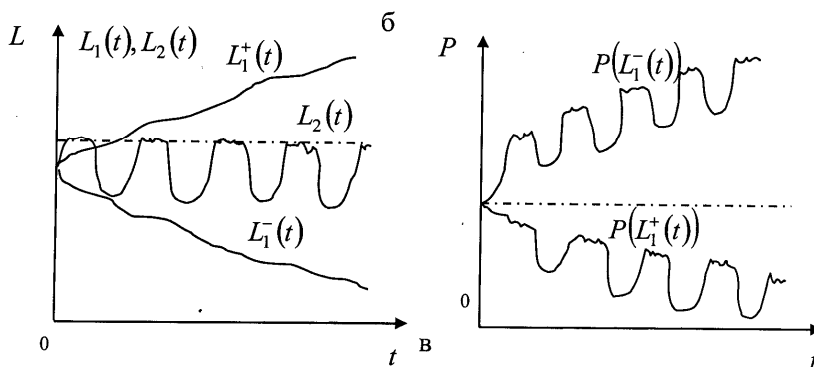
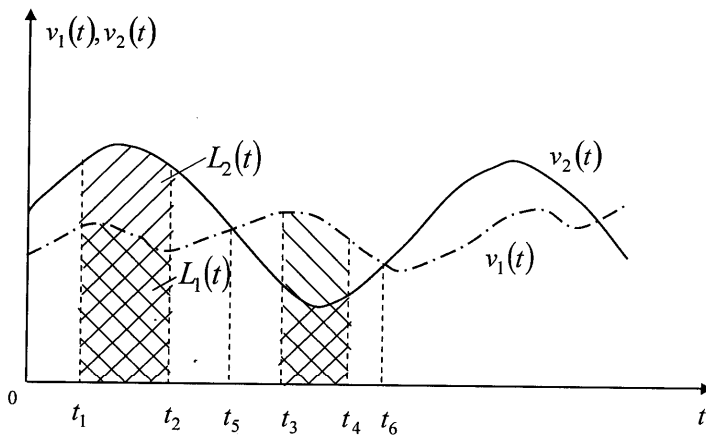


Рис. 8.3. Пружна система заправки в'язальних машин:
а – пружна система заправки одиночної нитки на в'язальній машині;
б, в – варіанти співвідношення між функціями споживання та подачі.

Виконання систем нерівностей (8.17) - (8.19) забезпечує необхідні умови стабілізації натягу пружної системи заправки одиночної нитки. Для компенсаторів натягу з пружною ланкою та кільцем, гребінчастого (для них $P_n = P_{\Sigma 0}(e^{2\mu\varphi} - 1)$, де 2φ – сумарний кут обхвату ниткою рухомого елементу компенсатора) необхідні умови для стабілізації натягу P мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} & \left\{ c_1 \frac{\partial}{\partial t} \left[\int_{t_0}^{t_n} v_2(t) dt - \int_{t_0}^{t_n} v_1(t) dt \right] \sum_{i=1}^n e^{2\mu_i \varphi_i} + c_1 \left[\int_{t_0}^{t_n} v_2(t) dt - \int_{t_0}^{t_n} v_1(t) dt \right] \sum_{i=1}^n 2\mu_i e^{2\mu_i \varphi_i} \frac{\partial \varphi_i}{\partial t} = 0 \right. \\ & \left. \left\{ c_1 \frac{\partial}{\partial S} \left[\int_{t_0}^{t_n} v_2(t) dt - \int_{t_0}^{t_n} v_1(t) dt \right] \sum_{i=1}^n e^{2\mu_i \varphi_i} + c_1 \left[\int_{t_0}^{t_n} v_2(t) dt - \int_{t_0}^{t_n} v_1(t) dt \right] \sum_{i=1}^n 2\mu_i e^{2\mu_i \varphi_i} \frac{\partial \varphi_i}{\partial S} = 0 \right. \right\}, \quad (8.20) \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} & \left. \left. \left. \int_{t_0}^{t_n} v_2(t) dt - \int_{t_0}^{t_n} v_1(t) dt > 0, \quad \sum_{i=1}^n \frac{\partial \varphi_i}{\partial t} < 0 \right. \right. \right. \\ & \left. \left. \left. \int_{t_0}^{t_n} v_2(t) dt - \int_{t_0}^{t_n} v_1(t) dt < 0, \quad \sum_{i=1}^n \frac{\partial \varphi_i}{\partial t} > 0 \right. \right. \right\}, \quad (8.21) \end{aligned}$$

$$\left. \begin{aligned} & \left. \left. \left. \int_{t_0}^{t_n} v_2(t) dt - \int_{t_0}^{t_n} v_1(t) dt > 0, \quad \sum_{i=1}^n \frac{\partial \varphi_i}{\partial S} < 0 \right. \right. \right. \\ & \left. \left. \left. \int_{t_0}^{t_n} v_2(t) dt - \int_{t_0}^{t_n} v_1(t) dt < 0, \quad \sum_{i=1}^n \frac{\partial \varphi_i}{\partial S} > 0 \quad i = 1..n. \right. \right. \right\}. \quad (8.22) \end{aligned}$$

Визначимо умови забезпечення мінімального необхідного натягу нитки перед зоною в'язання. Необхідно знайти мінімум функції $P(x_1, x_2, \dots, x_m, x_{m+1}, \dots, x_{m+n})$ від $m+n$ перемінних x_i , які зв'язані співвідношеннями

$$\varphi_i(x_1, x_2, \dots, x_m, x_{m+1}, \dots, x_{m+n}) = 0, \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (8.23)$$

Розв'язавши ці n співвідношень (8.23) відносно n перемінних виразимо їх через m незалежних перемінних x_1, x_2, \dots, x_m . Підставляючи ці вирази у функцію натягу $P(x_1, x_2, \dots, x_m, x_{m+1}, \dots, x_{m+n})$, отримаємо функцію від m незалежних перемінних. Таким чином, будемо вирішувати задачу знаходження абсолютних мінімумів з використанням способу множників Лагранжа. Нехай для деякого значення натягу пружної системи заправки $P(x_1, x_2, \dots, x_{m+n})$, вона досягає відносного мінімуму, тоді повний диференціал функції P повинен обертатись у нуль, тобто

$$\sum_{s=1}^{m+n} \frac{\partial P}{\partial x_s} dx_s = 0. \quad (8.24)$$

З іншого боку, диференціюючи співвідношення (8.23), отримаємо наступні n рівнянь $\sum_{s=1}^{m+n} \frac{\partial \varphi_i}{\partial x_s} dx_s = 0, i = 1, 2, \dots, n$, котрі множимо на невизначені множники $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ та визначаємо (з урахуванням (8.23))

$$\sum_{s=1}^{m+n} \left(\frac{\partial P}{\partial x_s} + \lambda_1 \frac{\partial \varphi_1}{\partial x_s} + \lambda_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial x_s} + \dots + \lambda_n \frac{\partial \varphi_n}{\partial x_s} \right) dS = 0 \quad (8.25)$$

Визначимо множники λ_n так, щоб коефіцієнти при n диференціалах дорівнювали нулю

$$\frac{\partial P}{\partial x_s} + \lambda_1 \frac{\partial \varphi_1}{\partial x_s} + \lambda_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial x_s} + \dots + \lambda_n \frac{\partial \varphi_n}{\partial x_s} = 0, \quad s = m+1, m+2, \dots, m+n.$$

Тоді у лівій частині співвідношення (8.25) залишаться тільки члени, що містять диференціали незалежних перемінних, тобто

$$\sum_{s=1}^m \left(\frac{\partial P}{\partial x_s} + \lambda_1 \frac{\partial \varphi_1}{\partial x_s} + \lambda_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial x_s} + \dots + \lambda_n \frac{\partial \varphi_n}{\partial x_s} \right) dS = 0 \quad (8.26)$$

Але диференціали dx_1, dx_2, \dots, dx_m незалежних перемінних є величинами довільними. Прирівнюючи один з них одиниці, а інші – нулю, зрозуміло, що для визначення значень перемінних x_s , при яких функція P натягу досягає відносного мінімуму, необхідно прирівняти нулю часткові похідні по усім x_s від функції $\Phi(P)$, яка визначається як

$$\Phi(P) = P + \lambda_1 \varphi_1 + \lambda_2 \varphi_2 + \dots + \lambda_n \varphi_n. \quad (8.27)$$

Достатньою умовою відносного мінімуму (8.27) є :

$$AC - B^2 > 0, A > 0, \Psi - \Psi_0 = Adx_1^2 + 2Bdx_1dx_2 + Cdx_2^2 \dots,$$

де $\Psi = P + \lambda_0 \varphi(x_1, x_2, \dots, x_m)$. Коефіцієнти A, B, C визначаються як вирази, що залежать від часткових похідних другого порядку функції Ψ у точці $(x_{01}, x_{02}, \dots, x_{0m})$ відносного мінімуму. Подамо натяг ведучої гілки нитки як

$$P = F_1(P_{\Sigma 0}; \sum_{i=1}^n P_{Hi}; \sum_{j=1}^{n_1} \Delta P_{1j}; \sum_{k=1}^{m_1} \Delta P_{2k}; d), \quad (8.28)$$

де d – поточний діаметр нитки.

Для рішення цієї задачі маємо два рівняння зв'язку

$$d = F_2(P_{\Sigma 0}), \quad \sum_{i=1}^n P_{Hi} = F_3(d) \quad (8.29)$$

де $F_2(P_{\Sigma 0}), F_3(d)$ – функції, що зв'язують між собою вибрані перемінні. Звідки

$$\varphi_1 = d - F_2(P_{\Sigma 0}) = 0, \quad \varphi_2 = \sum_{i=1}^n P_{Hi} - F_3(d) = 0.$$

З урахуванням (8.27) цільова функція буде мати наступний вигляд

$$\Phi(P) = F_1(P_{\Sigma 0}; \sum_{i=1}^n P_{Hi}; \sum_{j=1}^{n_1} \Delta P_{1j}; \sum_{k=1}^{m_1} \Delta P_{2k}; d) + \lambda_1 \varphi_1 + \lambda_2 \varphi_2 = \quad (8.30)$$

$$F_1 \left(P_{\Sigma 0}; \sum_{i=1}^n P_{Hi}; \sum_{j=1}^{n_1} \Delta P_{1j}; \sum_{k=1}^{m_1} \Delta P_{2k}; d \right) + \lambda_1 [d - F_2(P_{\Sigma 0})] + \lambda_2 \left[\sum_{i=1}^n P_{Hi} - F_3(d) \right].$$

Визначимо часткові похідні функції $\Phi(P)$ по відповідним перемінним. Отримуємо наступну систему диференціальних рівнянь

$$\left. \begin{aligned}
\frac{\partial \Phi(P)}{\partial P_{\Sigma 0}} &= \frac{\partial F_1(P_{\Sigma 0}; \sum_{i=1}^n P_{ni}; \sum_{j=1}^{m_1} \Delta P_{1j}; \sum_{k=1}^{m_1} \Delta P_{2k}; d)}{\partial P_{\Sigma 0}} + \lambda_1 \frac{\partial [d - F_2(P_{\Sigma 0})]}{\partial P_{\Sigma 0}} + \\
&+ \lambda_2 \frac{\partial [\sum_{i=1}^n P_{ni} - F_3(d)]}{\partial P_{\Sigma 0}} = 0 \\
\sum_{i=1}^n \frac{\partial \Phi(P)}{\partial P_{ni}} &= \sum_{i=1}^n \frac{\partial F_1(P_{\Sigma 0}; \sum_{i=1}^n P_{ni}; \sum_{j=1}^{m_1} \Delta P_{1j}; \sum_{k=1}^{m_1} \Delta P_{2k}; d)}{\partial P_{ni}} + \lambda_1 \sum_{i=1}^n \frac{\partial [d - F_2(P_{\Sigma 0})]}{\partial P_{ni}} + \\
&+ \lambda_2 \sum_{i=1}^n \frac{\partial [\sum_{i=1}^n P_{ni} - F_3(d)]}{\partial P_{ni}} = 0 \\
\sum_{i=1}^n \frac{\partial \Phi(P)}{\partial d} &= \sum_{i=1}^n \frac{\partial F_1(P_{\Sigma 0}; \sum_{i=1}^n P_{ni}; \sum_{j=1}^{m_1} \Delta P_{1j}; \sum_{k=1}^{m_1} \Delta P_{2k}; d)}{\partial d} + \lambda_1 \sum_{i=1}^n \frac{\partial [d - F_2(P_{\Sigma 0})]}{\partial d} + \\
&+ \lambda_2 \sum_{i=1}^n \frac{\partial [\sum_{i=1}^n P_{ni} - F_3(d)]}{\partial d} = 0
\end{aligned} \right\} \quad (8.31)$$

З другого та третього рівнянь системи (8.31) визначимо значення множників Лагранжа

$$\left. \begin{aligned}
\lambda_2 &= - \frac{\partial F_1(P_{\Sigma 0}; \sum_{i=1}^n P_{ni}; \sum_{j=1}^{m_1} \Delta P_{1j}; \sum_{k=1}^{m_1} \Delta P_{2k}; d)}{\partial [\sum_{i=1}^n P_{ni} - F_3(d)]} - \lambda_1 \frac{\partial [d - F_2(P_{\Sigma 0})]}{\partial [\sum_{i=1}^n P_{ni} - F_3(d)]} \\
\lambda_1 &= - \sum_{i=1}^n \frac{\partial F_1(P_{\Sigma 0}; \sum_{i=1}^n P_{ni}; \sum_{j=1}^{m_1} \Delta P_{1j}; \sum_{k=1}^{m_1} \Delta P_{2k}; d)}{\partial d - F_2(P_{\Sigma 0})} - \lambda_2 \sum_{i=1}^n \frac{\partial [\sum_{i=1}^n P_{ni} - F_3(d)]}{\partial d - F_2(P_{\Sigma 0})}
\end{aligned} \right\} \quad (8.32)$$

При розв'язуванні системи (8.32) спільно з першим рівнянням системи (8.31), отримуємо систему диференціальних рівнянь для визначення відносного мінімуму цільового функціонала (8.27).

Для компенсатору натягу з кільцем можливо отримати наступні залежності:

$$\begin{aligned}
P &= P_0 e^{2\mu\varphi}, \quad P_0 \sin \varphi (1 + e^{2\mu\varphi}) = mg, \quad P_0 = 0,04 + 0,02 \cos 40t, \\
y &= \frac{L \sin \varphi - r}{\cos \varphi}, \quad L = 0,02 \text{ м}, \quad r = 0,001 \text{ м}, \quad m = 0,003 \text{ кг}.
\end{aligned} \quad (8.33)$$

Тоді цільовий функціонал прийме наступний вигляд

$$\Phi = P_0 e^{2\mu\varphi} + \lambda_1 \left[P_0 - \frac{mg}{\sin\varphi(1 + e^{2\mu\varphi})} \right] \quad (8.34)$$

У якості перемінних вибираємо натяг відомої гілки ниті та кут обхвату ниттю поверхні кільця. Відповідні часткові похідні визначимо із виразів

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial\Phi}{\partial P_0} &= e^{2\mu\varphi} + \lambda_1 = 0, \\ \frac{\partial\Phi}{\partial\varphi} &= 2\mu P_0 e^{2\mu\varphi} + \lambda_1 \frac{mg[\cos\varphi(1 + e^{2\mu\varphi}) + \sin\varphi \cdot 2\mu e^{2\mu\varphi}]}{\sin^2\varphi(1 + e^{2\mu\varphi})^2} = 0 \end{aligned} \right\}. \quad (8.35)$$

З першого рівняння системи (8.35) визначимо $e^{2\mu\varphi} = -\lambda_1$, та підставимо це значення у друге рівняння системи (8.35), отримуємо

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= \frac{\cos\varphi - 2\mu\sin\varphi}{\cos\varphi} = 1 - 2\mu\tan\varphi, \\ e^{2\mu\varphi} &= 2\mu\tan\varphi - 1. \end{aligned} \quad (8.36)$$

Отримане рівняння (8.36) є трансцендентним. Його рішенням будуть абсциси точок перетинання двох графіків: $F_1 = e^{2\mu\varphi} + 1$ та $F_2 = 2\mu\tan\varphi$. При $\mu = 0,2$ були отримані наступні значення для φ : 4,66 рад; 1,43 рад, -1,83 рад та т. і. Для інтервалу, що нас цікавить, $\varphi = 1,43$ рад. З рівняння (8.36) отримуємо вираз для визначення P_0

$$P_0 = \frac{mg \cos\varphi}{2\mu \sin^2\varphi}.$$

Мінімальне значення початкового натягу для кута $\varphi = 1,43$ рад $P_0 = 1,06$ сН. Однак, в реальних умовах натяг відомої гілки змінюється у межах від 2 сН до 6 сН, що вже дозволяє зробити висновок про порушення умов мінімізації натягу нитки при використанні компенсатора з колечком. Для визначення реального кута обхвату для різних значень натягу відомої гілки нитки P_0 необхідно вирішити наступне трансцендентне рівняння

$$\sin\varphi(1 + e^{\mu\varphi}) - mg / P_0 = 0. \quad (8.37)$$

Його рішенням будуть абсциси точок перетинання графіка функції $F_3 = \sin\varphi(1 + e^{\mu\varphi})$ та прямої $F_4 = \frac{mg}{P_0}$. Для діапазону, що нас цікавить, зміна натягу відомої гілки P_0 від часу t залежить наступним чином (таблиця 8.1). Значення φ визначають роботу компенсатора у статичних умовах, коли на переміщення кільця не впливають сили інерції. Значення φ_T визначають величину кута обхвату кільця ниткою у динамічних умовах. Зрозуміло, що, при використанні різниці $\varphi - \varphi_T$, можливо визначити необхідне вертикальне переміщення кільця у для забезпечення умов компенсації зміни вхідного натягу, що дозволить стабілізувати натяг після компенсатора (переміщення

визначалось за формулою $y = \frac{20 \sin \varphi - 1}{\cos \varphi}$). Як бачимо з отриманих даних, ця величина змінюється від 0,8 до 14,3 мм (середнє значення 7 мм).

Таблиця 8.1

Значення параметрів P_0 , φ , $\varphi - \varphi_T$, y від часу t

$t, \text{с}$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
$P_0, \text{сН}$	6	2,69	3,71	5,69	2,08	4,82	4,85	2,08	5,67	3,74	2,66
$\varphi, \text{рад}$	0,24	0,51	0,38	0,25	0,66	0,29	0,29	0,66	0,25	0,37	0,52
$\varphi_T, \text{рад}$	0,37	0,42	0	0,72	0	0	0,84	0	0,32	0,68	0
$\varphi - \varphi_T, \text{рад}$	-0,17	0,09	0,38	-0,47	0,66	0,29	-0,55	0,66	-0,07	-0,31	0,52
$y, \text{мм}$	-4,04	0,8	6,9	-11,3	14,3	4,9	-13,4	14,3	-2,4	-7,5	10,3

При обмеженнях змінних y вигляді нерівностей класичні методи варіаційного дослідження оптимальних рішень є малоефективними. Для оцінки ефективності роботи компенсатора з колечком при зміні вхідного натягу P_0 скористаємось методом Л.С. Понтрягина - принципом максимуму.

Суть принципу полягає в тому, що якщо вектор рівнодійної сили оптимальний (забезпечує мінімум функції Понтрягина), то енергетична функція Гамильтона H має максимум по відношенню до вектора рівнодійної сили в указаному інтервалі рівняння.

Функцію Гамильтона подамо у вигляді:

$$H = \sum_{j=1}^n P_j f_j, \quad (8.38)$$

де P_i – вектор кількості руху; f_i – функція, що зв'язує кінетичні параметри та силові фактори.

Враховуючі що

$$\frac{dP_i}{dt} = - \sum_{j=1}^n P_j \frac{\partial f_j}{\partial x_i}, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (8.39)$$

$$\frac{\partial H}{\partial P_i} = f_i, \quad \frac{\partial H}{\partial x_i} = \sum_{j=1}^n P_j \frac{\partial f_j}{\partial x_i},$$

можливо подати канонічне рівняння Гамильтона у вигляді:

$$\begin{cases} \frac{dx_i}{dt} = \frac{dH}{dP_i} \\ \frac{dP_i}{dt} = - \frac{dH}{dx_i} \end{cases} \quad (8.40)$$

Диференціальне рівняння руху колечка компенсатора має вигляд

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = F, |F| < F_m, \quad (8.41)$$

де y – переміщення колечка при зміні натягу відомої гілки ниті P_0 ;

t – час; F – рівнодійна усіх сил, що діють на колечко при його вертикальному переміщенні, максимальне значення цієї сили F_m .

Задача досліджень полягає у пошуку оптимального по швидкодії керування, при якому кільце переміститься з початкового положення в кінцеве за мінімальний час. Швидкість у початковому та кінцевому положенні $\dot{y}(0) = \dot{y}(T) = 0$. Подамо (8.41) у вигляді

$$y = x_1, \quad \frac{dy}{dt} = x_2, \quad \frac{dx_1}{dt} = x, \quad \frac{dx_2}{dt} = F.$$

Функція Гамильтона визначається з виразу

$$H = P_1 x_2 + P_2 F. \quad (8.42)$$

З урахуванням другого рівняння системи (8.40)

$$\left. \begin{aligned} \frac{dP_1}{dt} &= 0, \\ \frac{dP_2}{dt} &= -P_1 \end{aligned} \right\}, \quad (8.43)$$

звідки $P_1 = C_1, P_2 = C_2 - C_1 t$, C_1, C_2 – деякі постійні.

Максимальне значення функція Гамильтона буде мати, коли співпадають знаки P_2 та F

$$F = F_m \text{sign} P_2 = F_m \text{sign}(C_2 - C_1 t). \quad (8.44)$$

Таким чином, оптимальна по швидкодії система є релейною, а рівнодійна сила має два граничних значення $+F_m$ та $-F_m$. Початкова система диференціальних рівнянь руху для двох ділянок на прямолінійній вертикальній траєкторії має вигляд

$$\left. \begin{aligned} \frac{v_1 dv_1}{dx_1} = \frac{dv_1}{dt} = \frac{F_m - mg}{m} \\ \frac{v_2 dv_2}{dx_2} = \frac{dv_2}{dt} = -g \end{aligned} \right\}, \quad (8.45)$$

де m – маса колечка, g – прискорення сили тяжіння.

Двічі проінтегруємо диференціальні рівняння системи (8.45)

$$\left. \begin{aligned} \frac{v_1^2}{2} &= \frac{(F_m - mg)}{m} x_1 + C_1, \\ \frac{v_2^2}{2} &= -g x_2 + C_2 = 0, \\ v_1 &= \frac{(F_m - mg)}{m} t + C_3, \\ x_1 &= \frac{(F_m - mg)}{2m} t^2 + C_3 t + C_5, x_2 = -\frac{gt^2}{2} + C_4 t + C_6 \end{aligned} \right\}, \quad (8.46)$$

де $C_1 \dots C_6$ – довільні постійні інтегрування.

Виходячи з початкових та граничних умов, отримуємо

$$C_1 = \frac{v_{10}^2}{2} = 0, \quad C_2 = \frac{v_{02}^2}{2}, \quad v_1 = v_{02},$$

$$C_3 = 0, \quad C_4 = gt_2, \quad C_5 = C_6 = 0$$

При $t = t_1, x = x_1, t = t_2, x = x_2$. Тоді з (8.46) будемо мати

$$\left. \begin{aligned} \frac{(F_m - mg)}{m} x_1 &= gx_2, x_1 = \frac{(F_m - mg)}{2m} t_1^2 \\ x_2 &= \frac{gt_2^2}{2}, y_s = \frac{(F_m - mg)}{2m} t_1^2 + \frac{gt_2^2}{2} \end{aligned} \right\}, \quad (8.47)$$

де y_s – переміщення кільця з початкового положення в кінцеве. Тоді:

$$\begin{aligned} \frac{(F_m - mg)^2}{2m^2} t_1^2 &= \frac{g^2 t_2^2}{2} \\ t_2^2 &= \frac{(F_m - mg)^2}{m^2 g^2} t_1^2. \end{aligned} \quad (8.48)$$

Визначимо значення t_1^2 з урахуванням (8.46), (8.47)

$$y_s = \frac{(F_m - mg)}{2m} t_1^2 + \frac{(F_m - mg)^2}{2m^2 g} t_1^2, \quad t_1^2 = \frac{2m^2 g y_s}{F_m (F_m - mg)}. \quad (8.49)$$

Підставляємо (8.49) в (8.48) та визначаємо t_2^2

$$t_2^2 = \frac{2y_s (F_m - mg)}{F_m g}. \quad (8.50)$$

Тоді час руху кільця при оптимальному управлінні

$$\begin{aligned} T = t_1 + t_2 &= \sqrt{t_1^2 + t_2^2} + 2t_1 t_2 = \\ &= \sqrt{\frac{2m^2 g y_s}{F_m (F_m - mg)} + \frac{2y_s (F_m - mg)}{F_m g}} + \frac{4m y_s}{F_m} = \sqrt{\frac{2y_s F_m}{g (F_m - mg)}}. \end{aligned} \quad (8.51)$$

Виходячи з принципу оптимального управління необхідно, щоб при зміні вхідного натягу P_0 колечко переміщувалось по закону, який забезпечував би постійність величини P вихідного натягу (із збільшенням P_0 повинен зменшуватись кут обхвату φ , і навпаки, із зменшенням P_0 повинно відбуватись збільшення значення кута φ). При середньому значенні часу $T = 0,1$ с; $m = 0,003$ кг; $g = 9,81$ м/с²; $y_s = 0,007$ м по формулі (8.50) отримуємо, що максимальне значення рухаючої сили повинно дорівнювати $F_m \cong 3$ сН.

Для пластинчатого та тарільчатого нитконатягувачів на основі принципу оптимального керування можливо отримати рівняння для визначення мінімального часу руху пластини або тарілки.

По аналогії з (8.46), отримуємо:

$$\left. \begin{aligned} \frac{v_1 dv_1}{dx_1} &= \frac{dv_1}{dt} = \frac{F_m}{m} \\ \frac{v_2 dv_2}{dx_2} &= \frac{dv_2}{dt} = -\frac{F_m}{m} \end{aligned} \right\}, \quad (8.52)$$

де m – маса тарілки або пластини, F_m – максимальне значення рухаючої сили (для пластинчатого нитконатягувача $F_m = c_1 y_s$); для тарільчатого нитконатягувача $F_m = (c_1 + c_2) y_s$).

Двічі інтегруємо рівняння системи (8.52)

$$\begin{aligned} \frac{v_1^2}{2} &= \frac{F_m}{m} x_1 + C_1, \quad \frac{v_2^2}{2} = -x_2 + C_2 = 0, \\ v_1 &= \frac{F_m}{m} t + C_3, \quad v_2 = -\frac{F_m}{m} t + C_4, \\ x_1 &= \frac{F_m}{2m} t^2 + C_3 t + C_5, \quad x_2 = -\frac{F_m}{2m} t^2 + C_4 t + C_6, \end{aligned} \quad (8.53)$$

де $C_1 \dots C_6$ – довільні постійні інтегрування.

Виходячи з початкових та граничних умов, отримуємо:

$$C_1 = 0, C_2 = \frac{v_{02}^2}{2}, C_3 = 0, C_4 = \frac{F_m}{m} t_2, C_5 = C_6 = 0.$$

При $t = t_1, x = x_1, t = t_2, x = x_2$. Тоді з виразу (8.52) будемо мати:

$$\begin{aligned} \frac{v_1^2}{2} &= \frac{F_m}{m} x_1, \quad \frac{v_0^2}{2} = \frac{F_m}{m} x_2 = \frac{v_1^2}{2}, \\ x_1 &= \frac{F_m}{2m} t_1^2, \quad x_2 = -\frac{F_m}{2m} t_2^2 + \frac{F_m}{m} t_2 t = \frac{F_m}{2m} t_2^2. \end{aligned}$$

Звідки отримуємо $x_1 = x_2, t_1 = t_2$. Тоді

$$y_s = x_1 + x_2 = \frac{F_m}{m} (t_1^2 + t_2^2) = \frac{F_m}{m} t_1^2. \quad (8.54)$$

З (8.54) визначимо час t_1

$$t_1 = t_2 = \sqrt{\frac{y_s \cdot m}{F_m}}. \quad (8.55)$$

Тоді потрібний час T , з урахуванням (8.54) визначимо по формулі

$$T = t_1 + t_2 = 2 \sqrt{\frac{y_s \cdot m}{F_m}}. \quad (8.56)$$

Для тарільчатого нитконатягувача $c_1 = 1250$ Н/м, $c_2 = 333,3$ Н/м, $m = 0,003$ кг
Для пластинчатого нитконатягувача $m = 0,01$ кг. Після розрахунку за формулою (8.56) отримуємо значення T для тарільчатого нитконатягувача $0,003$ с, а для пластинчатого нитконатягувача - $0,006$ с.

Крім того, на поточну величину натягу також впливають локальні стовщення ниток. На основі проведених досліджень розроблені нові нитконатягувачі, які забезпечують стабілізацію натягу ниток, нерівномірних за діаметром [13, 14].

8.4. Стабілізація натягу пружної системи заправки ткацьких верстатів

Стабілізацію натягу пружної системи заправки можливо формалізувати за допомогою цільового функціонала різниці натягу пружної системи заправки на початку $P_1(t_0)$ та в кінці $P_1(t)$ використання основи:

$$F[P_1(t) - P_1(t_0)] \rightarrow \min, \quad \frac{\partial P_1(t)}{\partial t} = \frac{\partial P_1(t_0)}{\partial t} \rightarrow 0, \quad (8.57)$$

$$\frac{\partial P_1(t)}{\partial R} = \frac{\partial P_1(t_0)}{\partial R} \rightarrow 0.$$

На рис. 8.4, а подана схема пружної системи заправки верстата СТБ та показано силові та кінематичні складові, що впливають на неї у процесі формування тканини [15,16]. Величини цих складових можливо визначити за допомогою наступних виразів:

$$\left. \begin{aligned} \Delta S_1 &= \int_0^t v_1 dt, \quad \Delta S_0 = \int_0^t v_0 dt \\ \Delta P_3 &= f_1(J_H; M_T; R) \\ \Delta P_T &= c_1 f(t) \end{aligned} \right\}, \quad (8.58)$$

де $\Delta S_1, \Delta S_0$ – переміщення точок кінця та початку пружної системи заправки відповідно; v_1, v_0 – швидкості переміщення точок кінця та початку пружної системи заправки; t – час одного циклу тканиноутворення; ΔP_3 – прирощення натягу пружної системи заправки за рахунок заправного натягу (ця величина залежить від маси ниток на навою, поточного значення його моменту інерції J_H , гальмівного моменту, що прикладений до навою M_T та поточного радіуса навою R); ΔP_T – прирощення натягу пружної системи заправки в результаті її взаємодії з робочими органами ткацького верстата; c_1 – коефіцієнт жорсткості пружної системи заправки; $f(t)$ – закон зміни деформації пружної системи заправки за один цикл тканиноутворення при впливі на неї галев ремізних рамок зівоутворювального механізму, зубців берда механізму прибою утоку [18,19].

Тоді натяг P_1 можливо подати у вигляді [17]:

$$P_1 = \Delta P_c + c_1 \left(\int_0^t v_1 dt - \int_0^t v_0 dt \right) + c_1 f(t) + f_1(J_H; M_T; R) + P_0, \quad (8.59)$$

де ΔP_c – прирощення натягу пружної системи заправки при її взаємодії з рухомим скалом; P_0 – натяг ниток на навої.

Визначимо умови взаємодії рухомого скала з пружною системою заправки та вплив скала на стабілізацію натягу [20]. На рис. 8.4, б подана

відповідна розрахункова схема.

Величина попередньої деформації для створення необхідного заправного натягу (вважаємо, що заправний натяг одиночної бавовняної нитки дорівнює 20 сН) визначалась як $\lambda_{30} = P_3 / c_1$, де λ_{30} – величина попередньої деформації; P_3 – заправний натяг пружної системи заправки ткацького верстата.

При цьому скало переміститься із положення O_1 (що відповідає недеформованим пружним зв'язкам) у положення O . За умови рівності сил пружності пружної системи заправки та пружин механізму скала отримаємо:

$$c_1 x_{10} = c_2 x_{20}, \quad x_{10} + x_{20} = \lambda_{30}, \quad (8.60)$$

де x_{10}, x_{20} – деформації пружної системи заправки та пружин механізму скала у положенні O ; c_2 – коефіцієнт жорсткості пружин механізму скала.

Тоді отримаємо $x_{10} = \frac{c_2 \lambda_{30}}{c_1 + c_2}$, $x_{20} = \frac{c_1 \lambda_{30}}{c_1 + c_2}$. Початок координатної осі

X розташуємо у положенні статичної рівноваги системи (точка O). У процесі формування елемента тканини на нитки впливають галева ремізних рамок (при утворенні зіву) та зубці берда. Графік зміни деформації $f(t)$ пружної системи заправки наведено на рис. 8.5, а. Перший пік – а відповідає моменту прибою утоку, а другий пік – б відповідає максимально відкритому зіву. При цьому більшу частину циклу тканиноутворення основні нитки знаходяться під значним натягом, викликаним зівоутворенням, тільки у момент заступу встановлюється мінімально необхідний натяг, по величині близький до заправного. Для зменшення обривності ниток необхідно, щоб основні нитки більшу частину циклу знаходились при мінімально необхідному натягу і тільки під час прибою повинен виникати необхідний для процесу тканиноутворення натяг. Залежність $f(t)$ від часу для процесу відкриття зіву може бути апроксимована наступною залежністю [19]:

$$f(t) = a \sin^2(pt) \quad (8.61)$$

де a, p – сталі коефіцієнти для даного типу станка та форми заправної лінії (для верстата СТБ–1–180 $a = 3,63 \cdot 10^{-3}$ м, $p = 14$ с⁻¹).

Отже, за один цикл тканиноутворення лівий кінець пружного елемента системи буде переміщуватись за законом $f(t)$. Тоді диференціальне рівняння руху скала маси m (враховуючи також наведені маси рухомих ланок механізму скала) відносно положення статичної рівноваги (точка O) буде мати вигляд:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = c_1 [f(t) - x] - c_2 x, \quad (8.62)$$

або

$$\ddot{x} + k^2 x = \frac{c_1 f(t)}{m}, \quad k^2 = \frac{c_1 + c_2}{m}, \quad (8.63)$$

де k – частота власних коливань системи.

Загальне розв'язання рівняння (8.61) з використанням методу варіювання довільних сталих інтегрування, має вигляд:

$$x = c_1 \sin kt + c_2 \cos kt + \frac{c_1}{mk} \int_0^t f(\tau) \sin k(t - \tau) d\tau.$$

Якщо $t=0$, то вважаємо, що $x = x_0 = 0$, $\dot{x} = \dot{x}_0 = 0$, тоді $c_1 = c_2 = 0$. Отже, з урахуванням (8.62) отримуємо:

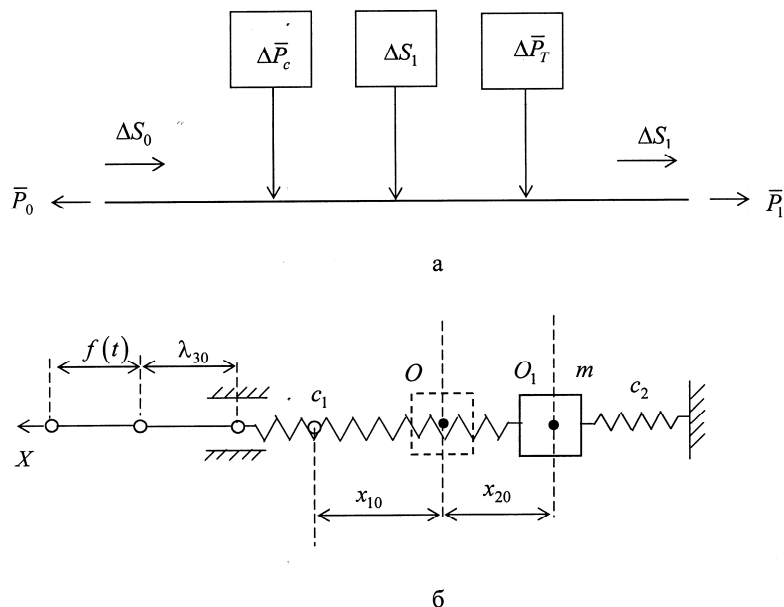


Рис. 8.4. Розрахункові схеми для визначення натягу пружної системи заправки ткацького верстата СТБ-1-180:

а – схема пружної заправки; б – силові та кінематичні параметри, що впливають на пружну систему заправки у процесі формування тканини

$$x = \frac{c_1}{mk} \int_0^t a \sin^2(p\tau) \sin k(t - \tau) d\tau. \quad (8.64)$$

Використовуючи метод інтегрування по частинам, перетворимо вираз (8.64) та проінтегруємо його

$$\begin{aligned} \sin^2(p\tau) \cdot \sin k(t - \tau) &= \frac{1}{4} [\sin(2p\tau - kt + k\tau) + \sin(kt - k\tau) + \sin(kt - k\tau) - \\ &- \sin(2p\tau + kt - k\tau)] = \frac{1}{4} [\sin(2p\tau - kt + k\tau) + 2\sin(kt - k\tau) - \sin(2p\tau + kt - k\tau)] \end{aligned}$$

$$x = \frac{c_1 a}{4mk} \left\{ \int_0^t \sin[(2p + k)\tau - kt] + 2 \int_0^t \sin(kt - k\tau) - \int_0^t \sin[(2p - k)\tau + kt] \right\},$$

$$x = \frac{c_1 a}{4mk} \left\{ -\frac{1}{(2p + k)} \cos[(2p + k)\tau - kt] + \frac{2}{k} \cos(kt - k\tau) + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{(2p - k)} \cos[(2p - k)\tau + kt] \right\} \Big|_0^t$$

Після підстановки меж інтегрування отримуємо

$$x = \frac{c_1 a}{m} \left[\frac{4p^2 \sin^2\left(\frac{k}{2}t\right) - k^2 \sin^2(pt)}{k^2(4p^2 - k^2)} \right].$$

Після перетворень з урахуванням (8.63) маємо:

$$x = \frac{c_1 a}{c_1 + c_2} \left[\frac{4p^2 \sin^2\left(\frac{k}{2}t\right) - k^2 \sin^2(pt)}{4p^2 - k^2} \right]. \quad (8.65)$$

Тоді залежність зміни натягу ниток основи при їх взаємодії зі скалом становитиме:

$$P(t) = P_{03} + c_1 [f(t) - x(t)], \quad (8.66)$$

де P_{03} – заправний натяг пружної системи заправки ткацького верстата.

На рис. 8.5, б подані графічні залежності зміни натягу одиночної нитки (всього у заправці 7032 нитки) в залежності від часу. При розрахунках приймали $c_1 = 141300 \text{ Н/м}$, $m = 6,45 \text{ кг}$, $c_2 = 28000 \text{ Н/м}$. Штрихова лінія $P_S(t)$ відповідає роботі станка з нерухомим скалом. Величина цього натягу:

$$P_S(t) = c_1 \cdot a \cdot \sin^2(pt).$$

Аналіз результатів досліджень дозволив встановити, що коефіцієнт нерівномірності натягу δ ($\delta = [2(P_{\max} - P_{\min}) / (P_{\max} + P_{\min})] \cdot 100 \%$) зменшується приблизно з 30 % (з нерухомим скалом) до 6 %.

Диференціальне рівняння руху скала з демпфером має вигляд:

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + k^2x = 0, \quad (8.67)$$

де n – коефіцієнт, що характеризує демпфуючі властивості пристрою ($n = \frac{\alpha}{2m}$,

де α – коефіцієнт пропорційності у виразі для сили опору руху $R_c = \alpha \cdot x_1$.

Приймаємо $n = 10$. Тоді рішення рівняння (8.67):

$$x = \frac{c_1 a}{mk} \int_0^t \sin^2(p\tau) \cdot e^{-n\tau} \sin k(t - \tau) d\tau \quad (8.68)$$

Після перетворень маємо:

$$\begin{aligned} x(t) = & \frac{c_1 a}{mk \left[(n^2 + k^2)(n^2 + k^2 - 4kp + 4p^2)(n^2 + k^2 + 4kp + 4p^2) \right]} \times \\ & \times \left\{ -k \left[2n^2 p^2 + n^4 \cos^2(pt) - n^4 - 4k^2 p^2 \cos^2(pt) + 6k^2 p^2 + 2k^2 n^2 \cos(pt) - 2k^2 n^2 - \right. \right. \\ & - k^4 - 8p^4 + k^4 \cos^2(pt) + 4n^3 p \sin(pt) \cos(pt) + 4nk^2 p \sin(pt) - 4n^2 p^2 \cos(pt) \left. \right] + \\ & + 2e^{-nt} p^2 \left[-n^3 \sin(kt) - 4k \cos(kt) p^2 + k^3 \cos(kt) - 4n \sin(kt) p^2 - 3k \cos(kt) n^2 + \right. \\ & \left. + 3n \sin(kt) k^2 \right] \left. \right\} \end{aligned} \quad (8.69)$$

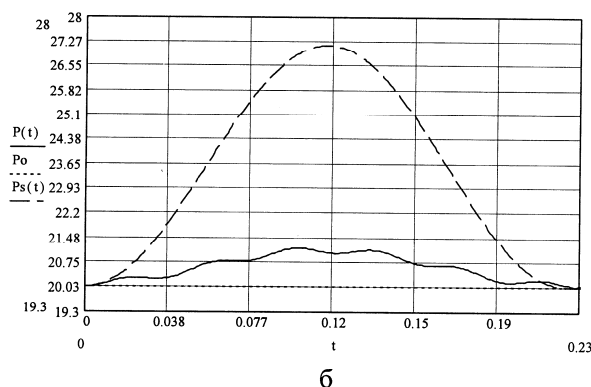
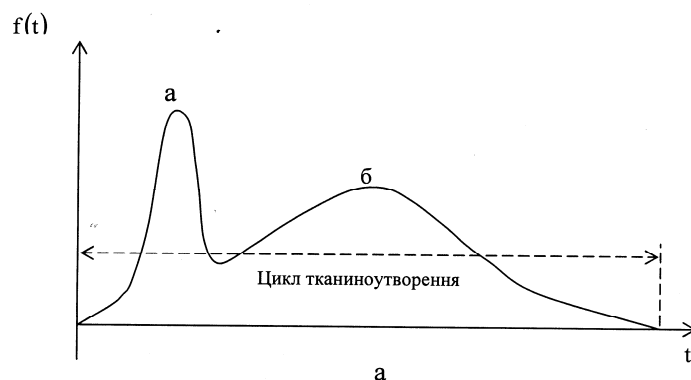


Рис. 8.5. Залежності зміни функції $f(t)$ (а), натягу одиночної нитки та натягу з використанням демпфера (б) від часу

Визначимо зміну натягу ниток при використанні скала з демпфером. На рис. 8.5, б подані графічні залежності зміни натягу $P(t)$ ниток без використання демпфера та $P_s(t)$ з використанням демпфера. Коефіцієнт нерівномірності натягу δ зменшується з 6 % до 3 – 4 % при використанні демпфера.

Визначимо коефіцієнт жорсткості c_2 , при якому натяг буде мінімально змінюватись у межах одного циклу тканиноутворення. Для цього з урахуванням виразу (8.58) розв'яжемо таке рівняння:

$$a \sin^2(pt) = \frac{c_1 a}{m} \left[\frac{k^2 (\cos 2pt - \cos kt) + (4p^2 - k^2)(1 - \cos kt)}{2k^2(4p^2 - k^2)} \right],$$

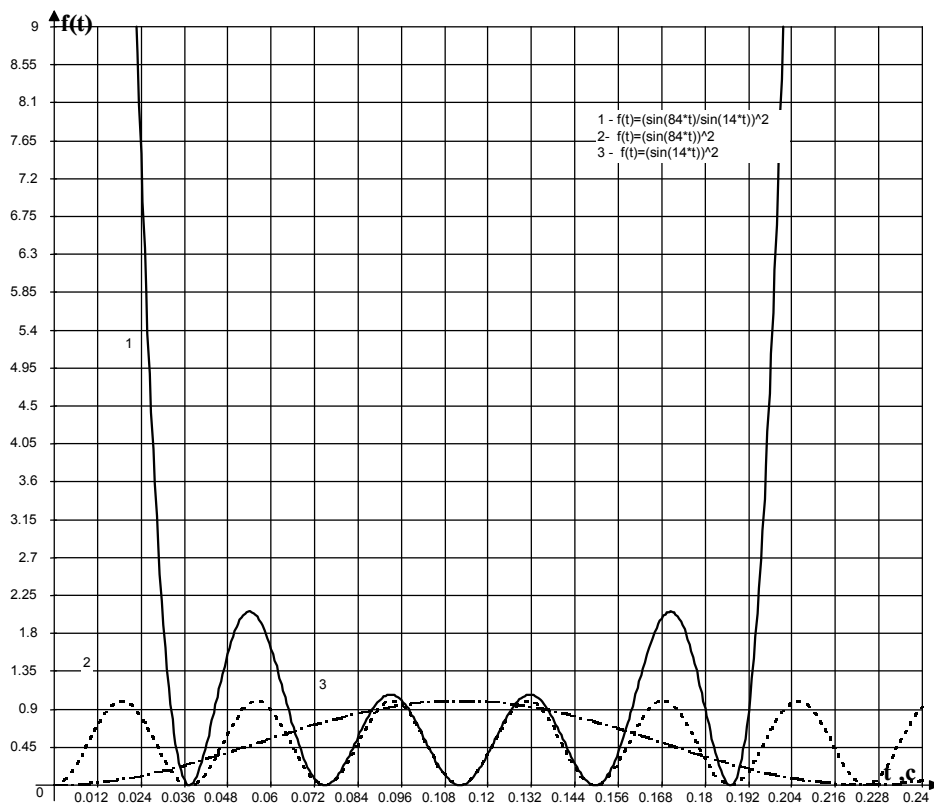
або

$$c_2 = c_1 \frac{4p^2 \left[\left(\frac{\sin \frac{k}{2} t}{\sin pt} \right)^2 - 1 \right]}{4p^2 - k^2}. \quad (8.70)$$

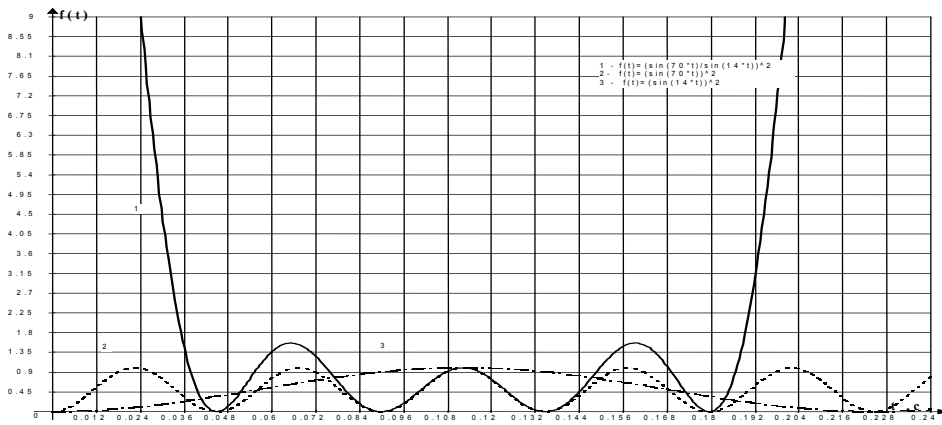
Рівняння (8.70) є трансцендентним, бо $k = f_2(c_2)$. Аналіз меж зміни коефіцієнта жорсткості c_2 можна зробити при дослідженні функції

$\left(\sin \frac{k}{2}t / \sin pt\right)^2$. Використовуючи правило Лопітала в точці $t = 0$ (можливо розглядати всі точки, які задовольняють умові $t = n \cdot \pi$, $n = 0, 1, 2, \dots$) отримуємо значення цієї функції $k^2/4p^2$. Подальший аналіз показує, що відношення частот $k/2$ та p повинно бути цілим. В іншому випадку на заданому інтервалі зміни часу з'явиться хоча б одна точка, де функція $\left(\sin \frac{k}{2}t / \sin pt\right)^2 \rightarrow \infty$. На

рис. 8.6, а, б подані графічні залежності зміни цієї функції від часу (рис. 8.6, а – для $k = 12p$ рис. 8.6, б – для $k = 10p$). Враховуючи вираз для власної частоти пружної системи заправки $k^2 = (c_1 + c_2)/m$, значення коефіцієнта жорсткості $c_1 = 141300$ Н/м та масу $m = 6,45$ кг, можна побачити, що у цьому випадку підходить перше співвідношення частот $k = 12p$. На рис. 8.7, а подані графічні залежності коефіцієнта жорсткості пружин c_2 від часу, для різних співвідношень частот: 1 – $k = 12p$; 2 – $k = 10p$; 3 – $k = 14p$. Як видно із поданих залежностей, для забезпечення умови $f(t) - x(t) = 0$ необхідно, щоб коефіцієнт жорсткості змінювався з часом. Однак він не може мати від'ємних значень. Верхня межа значення коефіцієнта жорсткості дорівнює $c_2 = 36 p^2 \cdot m - c_1 = 40744$ Н/м. Мінімальне значення дорівнює нулю. Другою умовою є необхідність повернення скала в початкове положення після закінчення процесу зів'язування. Диференціальне рівняння руху скала на цьому

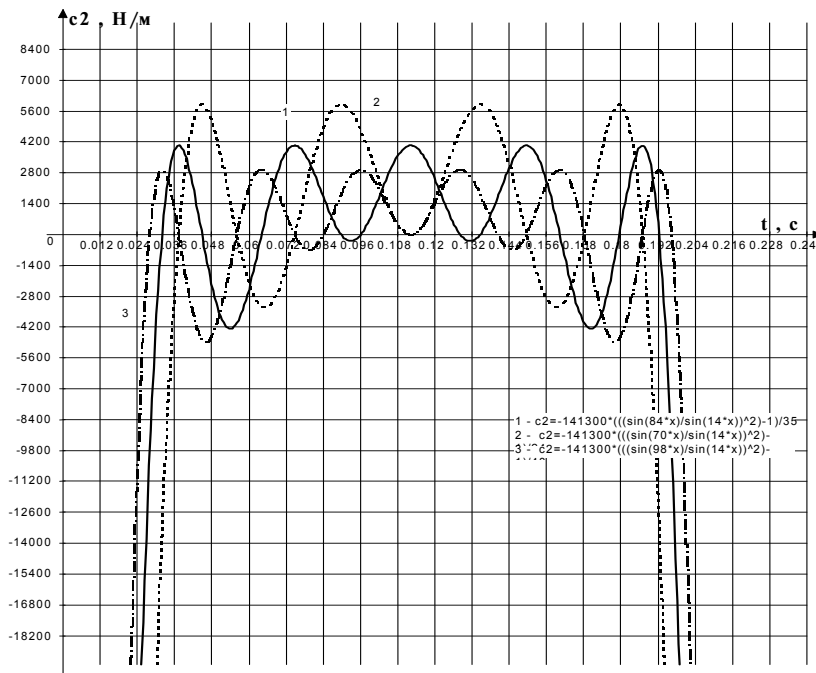


а



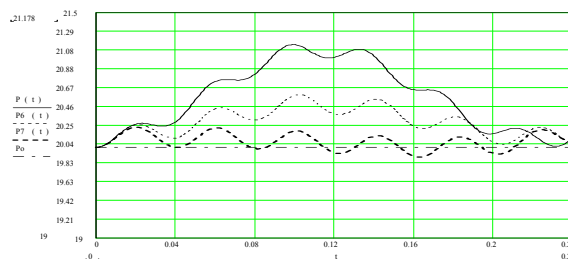
б

Рис. 8.5. Залежності зміни функції $\left(\frac{\sin kt/2}{\sin pt}\right)^2$ від часу
 а - $k = 12p$; б - $k = 10p$



б

Рис. 8.6. Залежності зміни коефіцієнта жорсткості c_2 (а) та натягу (б) пружної системи заправки від часу



інтервалі часу буде мати вигляд:

$$\ddot{x} + k_1^2 x = k_1^2 a, \quad k_1^2 = \frac{c_2}{m}. \quad (8.71)$$

Після інтегрування для моменту часу $t = 0,052$ с, $a = 0,00363$ м отримуємо верхнє значення величини коефіцієнта жорсткості $c_2 = m\pi^2 / t^2 = 23540$ Н/м. З залежності $c_2 = f_3(t)$ можливо визначити середнє позитивнє значення $c_2 = 2000$ Н/м. Тоді середньоарифметичний показник оптимального значення коефіцієнта жорсткості $c_2 = 12770$ Н/м. Підставивши це значення у (8.70) при співвідношенні частот $k = 12p$, побудуємо графік зміни натягу $P_6(t)$ від часу (рис. 8.6 б – пунктирна лінія). Коефіцієнт нерівномірності натягу δ при цьому зменшується з 6 % до 2,5 %. Результати розрахунків значень натягу та переміщення скала наведено у таблиці 8.2 [21]. При цьому на існуючому обладнанні жорсткість пружин дорівнює 28000 Н/м, що негативно впливає на процес стабілізації натягу пружної системи заправки та це значення потребує коригування.

Таблиця 8.2

Значення величин $f(t), x(t), P(t), x_1(t), P_1(t), P_s(t), x_6(t), P_6(t)$ при зміні часу t

№п /п	t, c	$f(t), m$	$x(t), m$	$P(t), cH$	$x_1(t), m$	$P_1(t), cH$	$P_s(t), cH$	$x_6(t), m$	$P_6(t), cH$
1	0,000	0,000	0,000	20,000	-0,000	20,000	20,00	0,000	20,00
2	8,0e-	1,690e-	1,885e-5	20,295	1,827e-5	20,296	0	1,891e-	0
3	3	4	2,500e-4	20,774	2,362e-4	20,801	20,33	5	20,29
4	0,016	6,446e-	9,252e-4	20,810	8,606e-4	20,937	2	2,534e-	5
5	0,024	4	1,890e-3	20,453	1,759e-3	20,709	21,26	4	20,76
6	0,032	1,338e-	2,673e-3	20,339	2,546e-3	20,589	5	9,532e-	8
7	0,040	3	3,001e-3	20,742	2,977e-3	20,790	22,62	4	20,75
8	0,048	2,120e-	3,033e-3	21,154	3,110e-3	21,004	6	1,988e-	5
9	0,056	3	3,012e-3	21,010	3,072e-3	20,893	24,16	3	20,26
10	0,064	2,846e-	2,856e-3	20,507	2,830e-3	20,558	1	2,872e-	0
11	0,072	3	2,298e-3	20,316	2,279e-3	20,354	25,58	3	19,94
12	0,080	3,379e-	1,368e-3	20,619	1,480e-3	20,401	5	3,259e-	8
13	0,088	3	4,955e-4	20,859	6,885e-4	20,480	26,63	3	20,23
14	0,096	3,622e-	5,388e-5	20,575	1,419e-4	20,402	2	3,258e-	6
15	0,104	3	-1,386e-	20,094	-1,044e-	20,271	27,10	3	20,71
16	0,112	3,527e-	5	20,070	4	20,307	7	3,162e-	3
17	0,120	3	1,681e-5	20,542	-1,038e-	20,524	26,92	3	20,71
18	0,128	3,114e-	1,236e-4	20,872	4	20,727	2	2,991e-	6
19	0,136	3	5,658e-4	20,671	1,326e-4	20,781	26,11	3	20,24
20	0,144	2,459e-	1,429e-3	20,344	6,399e-4	20,759	1	2,482e-	2

21	0,152	3	2,364e-3	20,482	1,373e-3	20,791	24,82	3	19,95
22	0,160	1,684e-	2,928e-3	20,978	2,152e-3	20,862	5	1,548e-	5
23	0,168	3	3,056e-3	21,165	2,770e-3	20,848	23,30	3	20,26
24	0,176	9,332e-	3,017e-3	20,779	3,115e-3	20,704	4	5,451e-	6
25	0,184	4	2,936e-3	20,341	3,179e-3	20,526	21,83	4	20,76
26	0,192	3,468e-	2,599e-3	20,407	2,975e-3	20,422	1	-4,771e-	2
27	0,200	4	1,827e-3	20,770	2,505e-3	20,393	20,68	5	20,77
28	0,208	3,388e-	8,623e-4	20,787	1,819e-3	20,369	1	-1,184e-	4
29	0,216	5	1,785e-4	20,332	1,054e-3	20,332	20,06	4	20,29
30	0,224	5,265e-	-3,489e-	20,003	3,916e-4	20,343	6	5,314e-	9
	0,232	5	5		-3,474e-		20,10	5	19,99
		3,996e-	7,517e-7		5		3	2,526e-	9
		4			-1,729e-		20,78	4	20,28
		1,010e-			4		4	6,230e-	8
		3					21,98	4	20,76
		1,771e-					3	1,389e-	0
		3					23,47	3	20,74
		2,539e-					5	2,410e-	9
		3					24,98	3	20,25
		3,173e-					4	3,203e-	4
		3					26,22	3	19,94
		3,554e-					7	3,437e-	2
		3					26,97	3	20,23
		3,611e-					5	3,248e-	0
		3					27,08	3	20,71
		3,334e-					7	2,966e-	2
		3					26,54	3	20,72
		2,773e-					2	2,646e-	1
		3					25,44	3	20,25
		2,034e-					2	2,053e-	0
		3					23,99	3	19,96
		1,255e-					2	1,116e-	3
		3					22,46	3	20,27
		5,794e-					2	1,887e-	2
		4					21,13	4	20,76
		1,343e-					7	-2,628e-	7
		4					20,26	4	20,77
		2,085e-					3	-1,515e-	9
		6					20,00	4	20,30
							4		1

Максимальну стабілізацію натягу пружної системи заправки навіть без введення демпфера можна отримати, якщо в межах циклу тканиноутворення впливати на скало силою, що забезпечить додаткове переміщення [21]:

$$z = a_1 \sin^2 b_2 t. \quad (8.72)$$

де a_1 – максимальна амплітуда переміщення (в результаті розрахунків отримуємо $a_1 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$); b_2 – частота збуджуючої сили ($b_2 = \frac{1}{12} \sqrt{\frac{141300 + 12770}{6,45}} = 12,88 \text{ с}^{-1}$).

Тоді рівняння для визначення натягу $P_7(t)$:

$$P_7(t) = P_0 + c_1 [f(t - x(t))] - 0,43 [\sin^2(b_2 t)]. \quad (8.73)$$

На рис. 8.6, б подано залежність $P_7(t)$. Аналіз показує, що в цьому випадку коефіцієнт нерівномірності натягу δ зменшується приблизно з 6 % до 0,5 – 1 %. Таким чином, використання рухомого скала дозволяє значно знизити коливання натягу пружної системи заправки, що дає можливість зменшити відсоток браку готової продукції та підвищити продуктивність роботи технологічного обладнання.

Для комплексної оцінки нерівномірності натягу пружної системи заправки необхідно провести дослідження динаміки роботи механізмів подачі основи та відводу тканини при неусталеному режимі роботи (у період пуску та під час зупинки ткацького верстата). На рис. 8.7 а, б подані динамічні моделі цих механізмів [14]. На рис. 8.7 а подано модель до включення фрикційної муфти механізму подачі основи. Непогоджена робота цих механізмів під час пуску та зупинки призводить до значних коливань натягу пружної системи заправки. Тому необхідно погодження їх роботи. Непогодженість викликає появу на тканині забоїв (прибій утоку відбувається при збільшеному натягу) та недосек (прибій відбувається при зменшеному натягу). Ці дефекти призводять до погіршення якості тканини та збільшення відсотка браку. Проведений аналіз показав, що для виключення можливості появи забоїв та недосек при неусталених режимах роботи верстата СТБ необхідно забезпечити постійність середнього значення натягу основи, тобто забезпечити відповідність подачі основи та відводу готової тканини.

За результатами апроксимації експериментальних даних для верстата СТБ-1-180 було отримано наступні залежності (при поточному радіусі навою 0,3 м):

$$\left. \begin{aligned} \omega_B &= 0,022 + 0,0022 \sin(56,71t) \\ \omega_H &= 0,13 + 0,013 \sin(56,71t) \end{aligned} \right\}. \quad (8.74)$$

Диференціальні рівняння руху механізмів подачі основи та відводу тканини мають такий вигляд:

$$\left. \begin{aligned} M_{g_1} - c_2 (\varphi_{c_1} - \varphi_{П1}) &= 0 \\ J_{П2} \ddot{\varphi}_{П2} &= c_4 (\varphi_{П1} - \varphi_{П2}) - c_5 (\varphi_{П2} - \varphi_{ПВ}) \\ J_{П1} \ddot{\varphi}_{П1} &= c_2 (\varphi_{c_1} - \varphi_{П1}) - c_4 (\varphi_{П1} - \varphi_{П2}) \\ J_{ПВ} \ddot{\varphi}_{ПВ} &= c_5 (\varphi_{П2} - \varphi_{ПВ}) - M_{СВ} \end{aligned} \right\}, \quad (8.75)$$

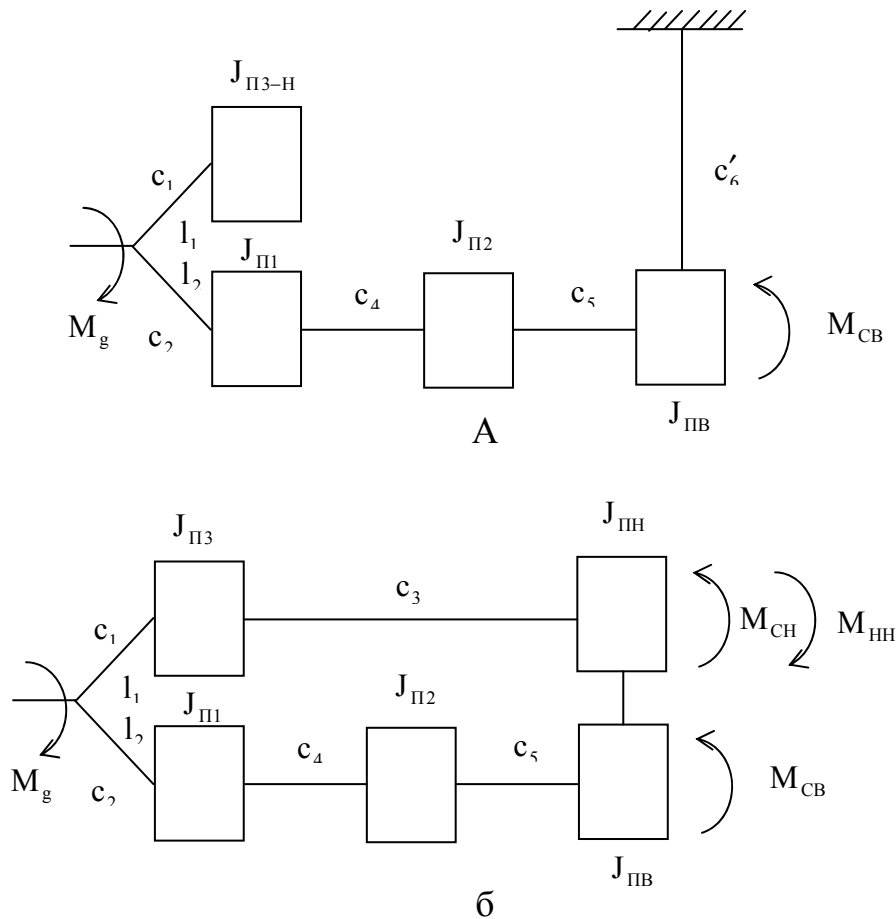


Рис. 8.7. Розрахункові схеми механізмів основного (а) та товарного (б) регуляторів ткацького верстату СТБ – 1 – 180

$$\left. \begin{aligned} M_{g_2} - c_2(\varphi_{c_2} - \varphi_{ПЗ}) &= 0 \\ J_{ПЗ} \ddot{\varphi}_{ПЗ} &= c_1(\varphi_{c_2} - \varphi_{ПЗ}) - c_3(\varphi_{ПЗ} - \varphi_{ПН}) \\ J_{ПН} \ddot{\varphi}_{ПН} &= c_3(\varphi_{ПЗ} - \varphi_{ПН}) - M_{CH} + M_{HH} \end{aligned} \right\}, \quad (8.76)$$

де M_{g_1}, M_{g_2} – рухаючі моменти, що діють на ведучі ланки механізму подачі основи та відводу тканини;

M_{CB}, M_{CH} – моменти опору руху вальяну та навою,

M_{HH} – рухаючий момент, що діє на навій з боку пружної системи заправки.

Визначимо власні частоти коливань цих механічних систем. Подано рішення системи диференціальних рівнянь (8.76) у вигляді:

$$\varphi_{c_2} = A_{c_2} \sin pt, \quad \varphi_{ПЗ} = A_{ПЗ} \sin pt, \quad \varphi_{ПН} = A_{ПН} \sin pt, \quad (8.77)$$

де p – частота власних коливань;

$A_{c_2}, A_{ПЗ}, A_{ПН}$ – відповідні амплітуди коливань.

В результаті розрахунків визначаємо два корені для квадрата частоти

$$p_{1H}^2 = 0, \quad p_{2H}^2 = \frac{c_3(J_{\Pi H} + J_{\Pi 3})}{J_{\Pi H} J_{\Pi 3}} \quad (8.78)$$

Перший корінь відповідає моменту, коли можливо розглядати обертання системи як одного цілого. Другий визначає власну частоту. Після розрахунків отримуємо $p_{2H} = 618,5 \text{ c}^{-1}$.

Розв'язання системи диференціальних рівнянь (8.76) власних коливань механізму відводу тканини подамо у вигляді

$$\varphi_{c1} = A_{c1} \sin pt, \quad \varphi_{\Pi 1} = A_{\Pi 1} \sin pt, \quad \varphi_{\Pi 2} = A_{\Pi 2} \sin pt, \quad \varphi_{\Pi B} = A_{\Pi B} \sin pt.$$

За результатами розрахунків було отримано такі значення:

$$p_1 = 2,8 \cdot 10^3 \text{ c}^{-1}, \quad p_2 = 6,8 \cdot 10^3 \text{ c}^{-1}, \quad p_3 = 0 \quad (8.79)$$

Таким чином, при визначенні рівнянь руху окремих тіл приведення, що входять до механізму відводу тканини, необхідно розглядати коливальний процес з двома частотами.

Використавши рішення за нормальними формами коливань [12] отримаємо рівняння руху навою при неусталеному режимі роботи

$$\varphi_{\Pi H}^*(t) = U_{H12} \times \left[\frac{(Mg_2 - M_{CH} + M_{HH})t^2}{2(J_{\Pi 3} + J_{\Pi H})} + \frac{A_{\Pi H}(Mg_2 A_{\Pi 3} + M_{CH} A_{\Pi H} + M_{HH} A_{\Pi H})}{p_{2H}^2 (J_{\Pi 3} A_{\Pi 3}^2 + J_{\Pi H} A_{\Pi H}^2)} (1 - \cos p_{2H} t) \right] \quad (8.80)$$

де U_{H12} – передатне відношення ($U_{H12} = 0,0049$).

Розглянемо рух вальяну при неусталеному режимі роботи. Аналогічно отримуємо

$$\varphi_{\Pi B}^*(t) = U_{B1} \times \left[\frac{(Mg_1 - M_{CB})t^2}{2(J_{\Pi 1} + J_{\Pi 2} + I_{\Pi B})} + \frac{A_{\Pi B1}(Mg_1 A_{\Pi 11} - M_{CB} A_{\Pi B1})}{p_2^2 (J_{\Pi 1} A_{\Pi 11}^2 + J_{\Pi 2} A_{\Pi 21}^2 + J_{\Pi B} A_{\Pi B1}^2)} (1 - \cos p_1 t) + \frac{A_{\Pi B2}(Mg_1 A_{\Pi 12} - M_{CB} A_{\Pi B2})}{p_2^2 (J_{\Pi 1} A_{\Pi 12}^2 + J_{\Pi 2} A_{\Pi 22}^2 + J_{\Pi B} A_{\Pi B2}^2)} (1 - \cos p_2 t) \right] \quad (8.81)$$

де U_{B1} – передатне відношення між набірним валом та вальяном ($U_{B1} = 0,00082$).

Тоді вираз для визначення натягу пружної системи заправки

$$P_1 = c_1 a \sin^2 pt - c_1 x(t) + c_1 \left[r_B \varphi_{\Pi B}^*(t) - R \varphi_{\Pi H}^*(t) (1 + \xi) \right] + P_0, \quad (8.82)$$

де r_B – радіус вальяна ($r_B = 0,08 \text{ м}$); ξ - уработка.

Використовуючи вираз (8.82), було отримано залежності зміни натягу пружної системи (7032 бавовняних ниток 29 текс в перерахунку на одну нитку), приведені на рис. 8.8 а - г. При розрахунках приймали приведені до

набірною вала значення параметрів ткацького верстата $Mg_1 = 0,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $M_{CB} = 0,095 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $Mg_2 = 1,41 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $M_{CH} = 1,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$. При цьому функція $\Delta F_{\Sigma} = r_B \varphi_{PB}^*(t) - R \varphi_{PH}^*(t)$ апроксимувалась алгебраїчними поліномами: при неусталеному режимі роботи (два оберти головного вала $t = 0,46 \text{ с}$):

$$\Delta F_{\Sigma} = \frac{a + ct + et^2 + gt^3 + it^4}{1 + bt + dt^2 + ft^3 + ht^4} \quad (8.83)$$

де $a = -1,63 \cdot 10^{-7}$; $b = -11,32$; $c = 0,036$; $d = 54,5$; $e = 0,307$; $f = -126,6$; $g = -2,2$;
 $h = 114,37$; $i = 2,97$

при усталеному режимі роботи (один оберт головного вала $t = 0,23 \text{ с}$)

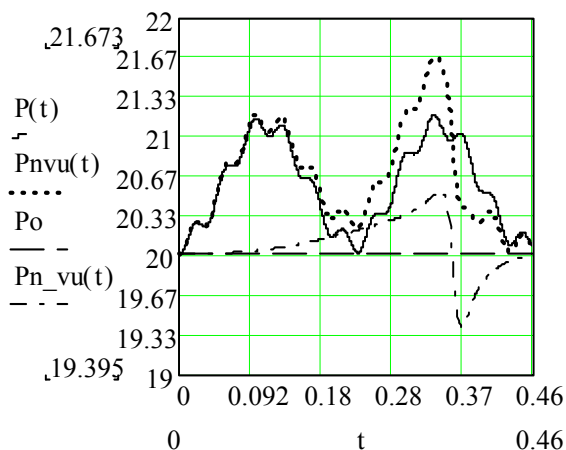
$$\Delta F_{\Sigma} = \frac{a_1 + c_1 t + e_1 t^2 + g_1 t^3}{1 + b_1 t + d_1 t^2 + f_1 t^3 + h_1 t^4} \quad (8.84)$$

де $a_1 = 3,6 \cdot 10^{-6}$; $b_1 = -15,8$; $c_1 = 0,00128$; $d_1 = 62,7$; $e_1 = -0,017$; $f_1 = 17,46$;
 $g_1 = 0,048$; $h_1 = 3,83$;

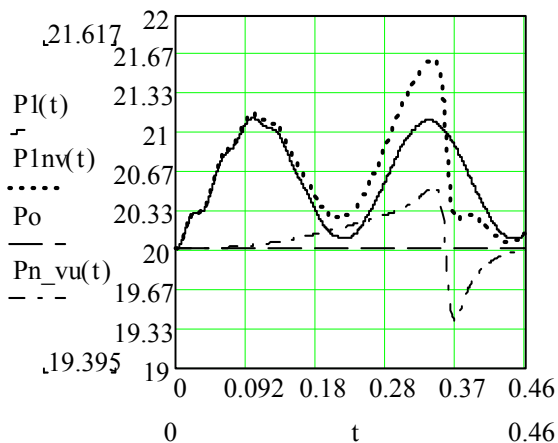
За умов неусталеного режиму роботи натяг одиночної основної нитки (рис. 8.8 а) досягає максимуму в 21,67 сН при $t = 0,34 \text{ с}$, що відповідає другому оберту головного вала верстата під час пуску. У цьому випадку використовується звичайне скало без демпфера. Збільшення натягу пояснюється тим, що під час першого оберту навій не встигає повернутись на потрібний кут, а вальєн відводить 0,4 мм тканини із зони формування тканини (для забезпечення необхідної густини бавовняної тканини по утку). Під час наступного оберту відбувається відпускання основи і натяг знижується. Після закінчення другого оберту робота механізмів відпускання основи та натягу тканини синхронізується. Така синхронізація пояснюється великими інерційними характеристиками навою. При зменшенні радіуса навою пік збільшення натягу буде зміщуватись вліво. Заправний натяг зберігає своє постійне значення – 20 сН на нитку.

На рис. 8.8 б подана графічна залежність зміни натягу пружної системи заправки при використанні демпфера, приєднаного до скала. Як видно з графіка, характер зміни залежності натягу від часу не змінюється при незначному зменшенні пікового значення. Збільшення натягу при неусталеному режимі призводить до виникнення забоїв під час пуску верстата.

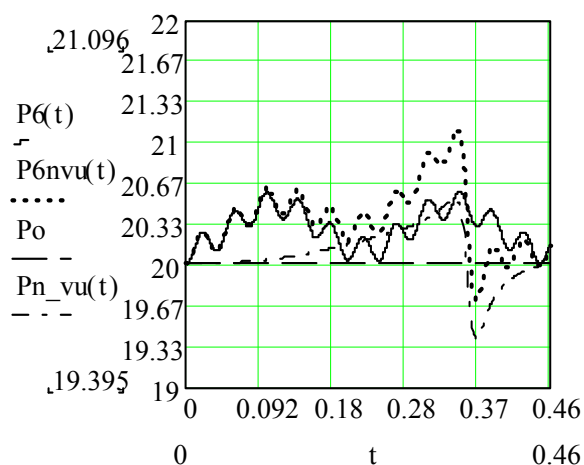
Використання пружних елементів з вар'їруємим коефіцієнтом жорсткості та примусового руху скала [15] (рис. 8.8 в, г) дозволяють знизити пікове значення при пуску (на другому оберті головного валу) на 0,6 та 1Н на нитку відповідно. Це дозволяє виконувати процес формування тканини при менших навантаженнях.



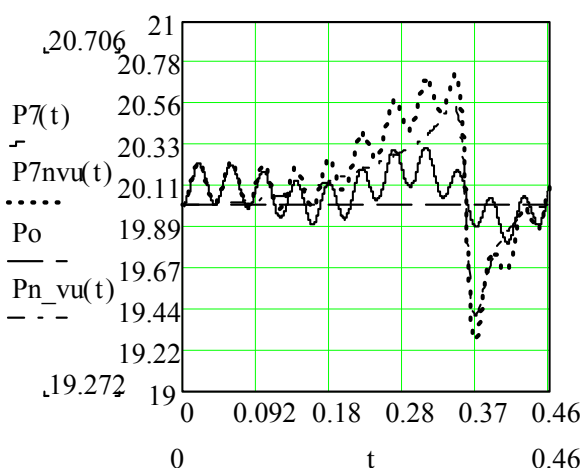
а



б



в

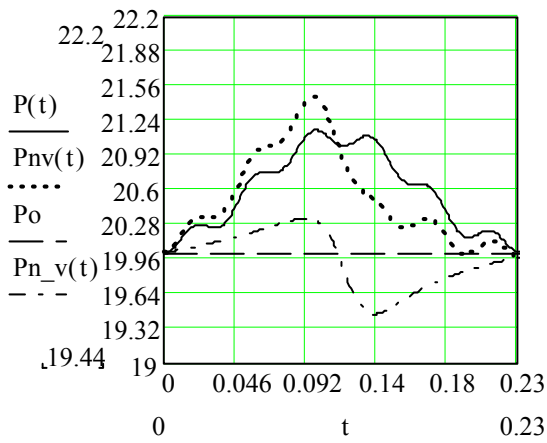


г

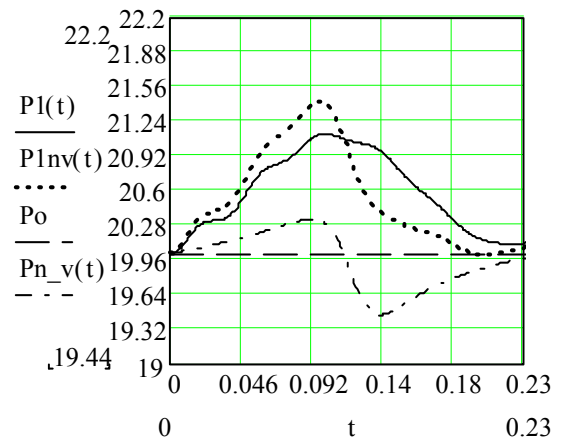
Рис. 8.8. Залежності зміни натягу ниток основи (неусталений режим):

а – при використанні звичайного скала без демпфера; б – при використанні скала з демпфером; в – при використанні пружини з визначеним коефіцієнтом жорсткості; г – при застосуванні примусового руху скала.

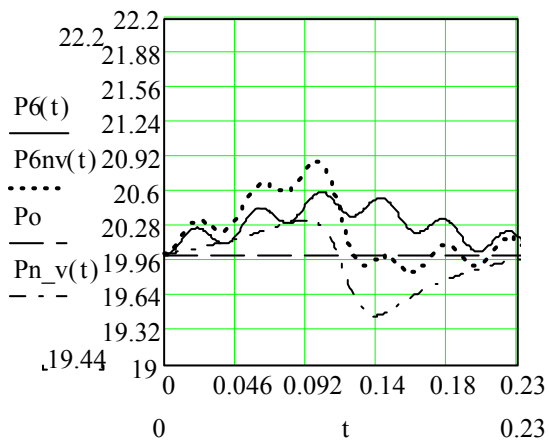
На рис. 8.9 а-г подані графічні залежності зміни натягу пружної системи заправки ткацького верстата СТБ-1-180 при усталеному режимі роботи від часу. Графіки на рис. 8.9 а відповідають верстату типу СТБ типової конструкції зі скалом, що коливається; графіки на рис. 8.9 б – при наявності демпфера; графіки на рис. 8.9 в – при використанні пружних елементів з вар’їруєним коефіцієнтом жорсткості; а графіки на рис. 8.9 г – при застосуванні примусового руху скала. Як видно, натяг в останньому випадку зменшується на 0,5 – 0,6 сН на нитку. Таким чином застосування запропонованих пристроїв дозволяє підвищити якість продукції, що виготовляється, та застосувати ресурсощадні технології. Аналогічні дослідження було проведено для інших типів ткацьких верстатів [22,23].



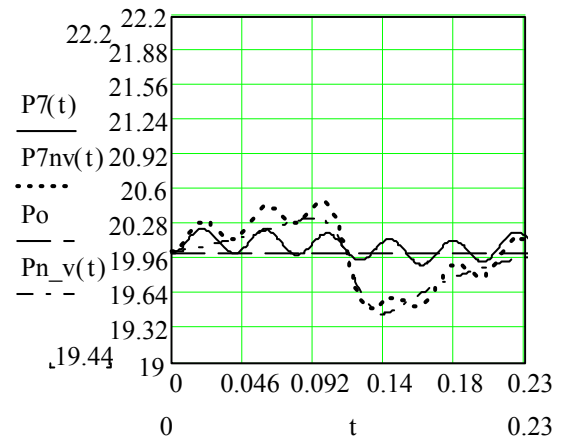
а



б



в



г

Рис. 8.9. Залежності зміни натягу ниток основи (усталений режим):

а – при використанні звичайного скала без демпфера; б – при використанні скала з демпфером; в – при використанні пружини з визначеним коефіцієнтом жорсткості; г – при застосуванні примусового руху скала.

8.5. Стабілізація натягу пружної системи заправки основов'язальних машин при неусталених режимах роботи

Основов'язальні машини знаходять широке застосування у легкій промисловості завдяки своїм високим швидкісним можливостям (1200 – 1600 об/хв.), що дозволяє отримати високу продуктивність їх роботи.

Відповідність функцій подачі ниток основи та відводу сформованого трикотажного полотна забезпечує стабілізацію натягу всієї пружної системи заправки. Порушення цієї відповідності призводить до зміни густини полотна за рахунок перетяжки ниток із старих петель та виникненню поперечної смугастості.

При усталених режимах роботи функцію компенсатора зміни натягу виконує скало, але, питання удосконалення конструкції пристроїв ниткоподачі та товароприймальних пристроїв для забезпечення стабілізації натягу ниток при неусталених режимах роботи основов'язальних машин (пуску та зупинці) майже не розглядались, що потребує досконалого розгляду цієї проблеми. Актуальність розгляду цієї проблеми обумовлена тим, що низька якість сировини призводить до досить часті зупинки машин. При цьому виникає поперечна смугастість, що викликає появу бракованих ділянок полотна та збільшує відсоток відходів при розкрою полотна.

На рис. 8.10 динамічна модель основов'язальної машини, де присутні як послідовні, так і розгалужені ланцюги [24,25]. На рис. 8.10 прийняті наступні позначення: J_e – приведений момент інерції ротора електродвигуна та приєднаних мас (у якості ланки приведення вибираємо головний вал основов'язальної машини); J_{28} – приведений момент інерції головного валу трикотажної машини з приєднаними механізмами гольниці, прокачки гребінок, руху платин, руху преса, зсуву гребінок; $J_{15}, J_{16}, J_{17} = J_{18}$ – приведені моменти зірочок $Z_{15}, Z_{16}, Z_{17}, Z_{18}$ та приведені моменти інерції навоїв H_1 та H_2 ; $J_{17p} = J_{18p}$ – приведені моменти інерції ланок двох диференціально-планетарних механізмів безперервної подачі основи; J_{H1}, J_{H2} – приведені моменти інерції навоїв H_1 та H_2 ; J_1, J_{24} – приведені моменти інерції зірочки Z_1 та зубчастої передачі $Z_2 - Z_4$; J_5, J_6 – приведені моменти інерції зірочок Z_5, Z_6 ланцюгової передачі; J_{78}, J_{910} – приведені моменти інерції черв'ячних передач $Z_7 - Z_8, Z_9 - Z_{10}$; J_{1112} – приведений момент інерції зубчастої передачі Z_{11}, Z_{12} ; J_{13}, J_{14} – приведені моменти інерції зірочок Z_{13}, Z_{14} ланцюгової передачі; $J_{60}, J_{вн}$ – приведені моменти інерції відтяжного вала та вала накатки полотна; $c_{2815}, c_{1617}, c_{1618}$ – приведені жорсткості пружних зв'язків (ланцюгової передачі) між зірочками $Z_{15}, Z_{16}, Z_{17}, Z_{18}$; c_{1516} – приведена жорсткість вала між зірочками Z_{15}, Z_{16} ; c_{pn2}, c_{pn1} – приведена жорсткість валів між відповідними навоями та планетарно-диференціальними механізмами; $c_{281}, c_{56}, c_{1314}$ – приведені жорсткості відповідних ланцюгових передач; c_{12} – приведена жорсткість валу між зірочкою Z_1 та шестернею Z_2 ; c_{45} – приведена жорсткість вала між шестернею Z_4 та зірочкою Z_5 ; c_{67} – приведена жорсткість вала між зірочкою Z_6 та черв'яком Z_7 ; c_{89} – приведена жорсткість вала між черв'ячним колесом Z_8 та черв'яком Z_9 ; c_{1011} – приведена жорсткість валу між черв'ячним колесом Z_{10} та зірочкою Z_{11} ; c_{1213} – приведена жорсткість вала між шестернею Z_{12} та зірочкою Z_{13} ; c_{13B0} – приведена жорсткість валу між зірочкою Z_{13} та відтяжним валом B_0 .

На основі динамічної моделі на рис. 8.10 можливо отримати динамічні моделі, які відповідають неусталеним режимам роботи основов'язальної машини (рис.8.11) [26]. Динамічна модель (рис.8.11 а) відповідає періоду пуску

основов'язальної машини, а динамічна модель (рис.8.11 б) відповідає періоду зупинці (вибігу). На рис. 8.11 позначено M_0 – рухаючий момент; M_{c1} – приведений момент сил опору, що діє на механізм гольниці, прокачки гребінок, руху платин, руху пресу, зсуву гребінок, а також сил тертя у шарнірних парах; M_c – гальмуючий момент; M_1, M_2, M_3 – приведені моменти сил тертя, що діють на перший, другий навої та на відтяжний вал відповідно; M_{01}, M_{02} – приведені моменти від сил натягу основних ниток; M_n – приведений момент від сили натягу, що діє на відтяжний вал.

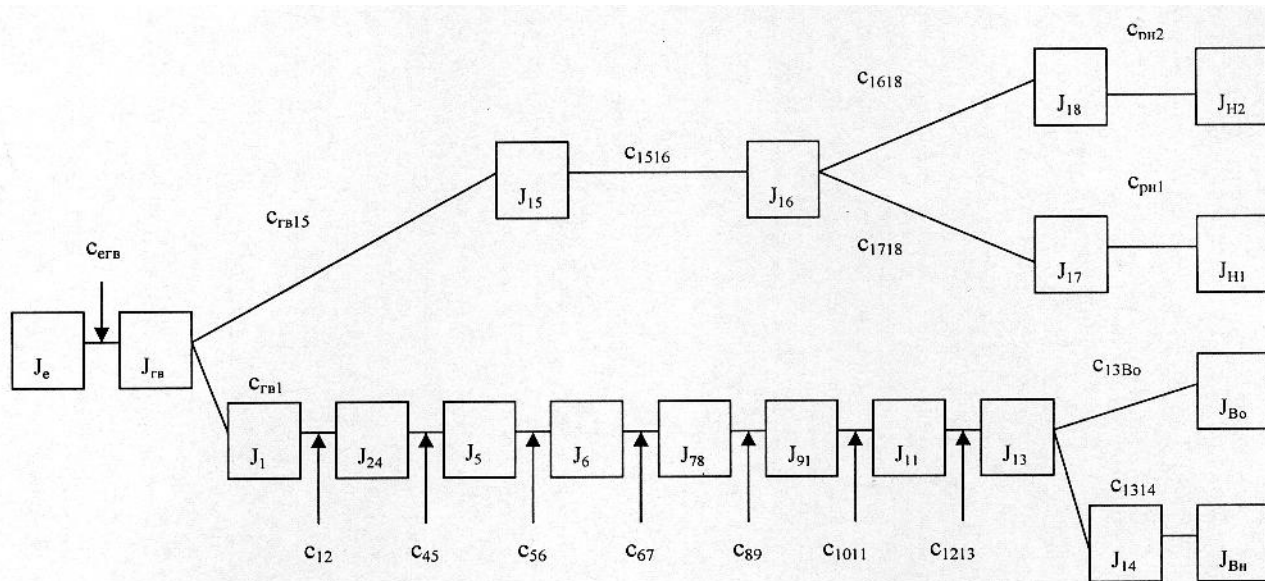


Рис. 8.10 . Узагальнена динамічна модель основов'язальної машини

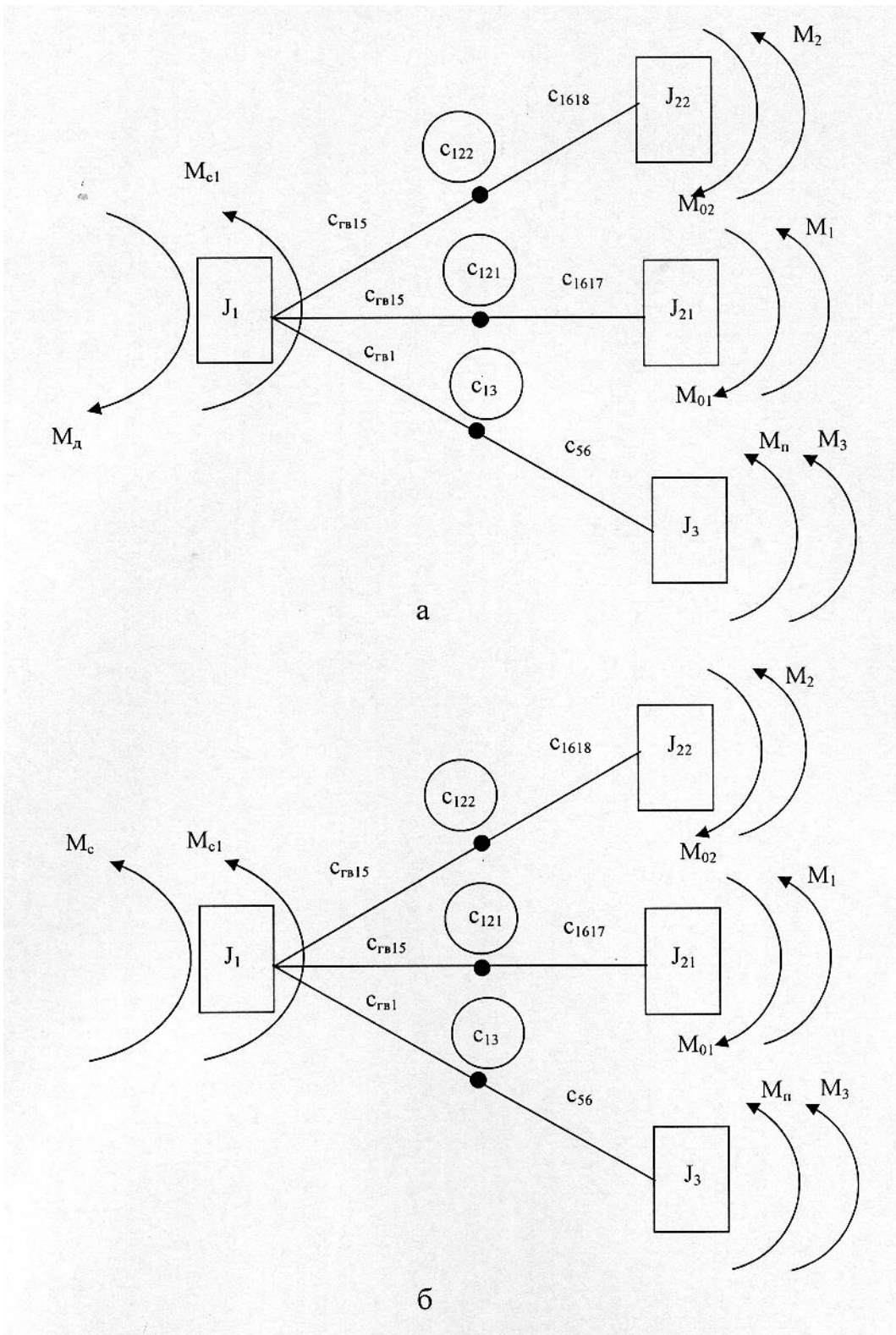


Рис. 8.11. Динамічні моделі основов'язальної машини:
а – період пуску; б – період зупинки

У загальному випадку, для розгалуженої моделі, система диференціальних рівнянь буде мати вигляд:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 &= -c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) - c_{13}(\varphi_1 - \varphi_3) - \dots - c_{1n}(\varphi_1 - \varphi_n) \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 &= c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 &= c_{13}(\varphi_1 - \varphi_3) \\ &\dots\dots\dots \\ J_n \ddot{\varphi}_n &= c_{1n}(\varphi_1 - \varphi_n) \end{aligned} \right\}, \quad (8.85)$$

де $J_1 \dots J_n$ – приведені моменти інерції тіл, що входять у систему (в умовах нашої задачі $J_2 = J_{21}, J_3 = J_{22}, J_4 = J_3$); $\varphi_1 \dots \varphi_n$ – залежності кута повороту відповідних тіл від часу; $c_{12} \dots c_{1n}$ – приведені коефіцієнти жорсткості ланок системи (в умовах нашої задачі $c_{12} = c_{121}, c_{13} = c_{122}, c_{14} = c_{13}$; n – кількість тіл , що входять у систему.

Будемо вважати, що має місце наявність ряду значень частоти p . Тоді рішення системи диференціальних рівнянь (8.85) може бути подано у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \varphi_1 &= A_{11} \sin(p_1 t + \alpha_1) + A_{12} \sin(p_2 t + \alpha_2) + \dots + A_{1,n-1} \sin(p_{n-1} t + \alpha_{n-1}) \\ \varphi_2 &= A_{21} \sin(p_1 t + \alpha_1) + A_{22} \sin(p_2 t + \alpha_2) + \dots + A_{2,n-1} \sin(p_{n-1} t + \alpha_{n-1}) \\ \varphi_3 &= A_{31} \sin(p_1 t + \alpha_1) + A_{32} \sin(p_2 t + \alpha_2) + \dots + A_{3,n-1} \sin(p_{n-1} t + \alpha_{n-1}) \\ &\dots\dots\dots \\ \varphi_n &= A_{n1} \sin(p_1 t + \alpha_1) + A_{n2} \sin(p_2 t + \alpha_2) + \dots + A_{n,n-1} \sin(p_{n-1} t + \alpha_{n-1}) \end{aligned} \right\}, \quad (8.86)$$

де $p_1 \dots p_{n-1}$ – ряд значень частот вільних коливань системи; $A_{11} \dots A_{1,n-1}; A_{21} \dots A_{2,n-1}; A_{n1} \dots A_{n,n-1}$ – значення амплітуд коливань для відповідних частот; $\alpha_1 \dots \alpha_{n-1}$ – ряд значень початкових фаз.

В результаті проведених досліджень отримуємо:

$$\begin{aligned} \varphi_{21}(t) &= \frac{(M_\delta - M_{c1} + M_{01} - M_1 + M_{02} - M_2 - M_n - M_3)}{2(J_1 + J_{21} + J_{22} + J_3)} t^2 + \\ &+ \frac{A_{21}[(M_\delta - M_{c1})A_{11} + (M_{01} - M_1)A_{21} + (M_{02} - M_2)A_{31} - (M_n + M_3)A_{41}]}{p_1^2 (J_1 A_{11}^2 + J_{21} A_{21}^2 + J_{22} A_{31}^2 + J_3 A_{41}^2)} \times \\ &\times (1 - \cos p_1 t) + \frac{A_{22}[(M_\delta - M_{c1})A_{12} + (M_{01} - M_1)A_{22} + (M_{02} - M_2)A_{32} - \\ &- (M_n + M_3)A_{42}]}{p_2^2 (J_1 A_{12}^2 + J_{21} A_{22}^2 + J_{22} A_{32}^2 + J_3 A_{42}^2)} \dots \rightarrow \\ &- \frac{(M_n + M_3)A_{42}]}{p_3^2 (J_1 A_{13}^2 + J_{21} A_{23}^2 + J_{22} A_{33}^2 + J_3 A_{43}^2)} \dots \rightarrow \\ &+ \frac{(M_{02} - M_2)A_{33} - (M_n + M_3)A_{43}]}{p_3^2} \times (1 - \cos p_3 t), \end{aligned} \quad (8.87)$$

$$\begin{aligned}
\varphi_{22}(t) = & \frac{(M_{\delta} - M_{c1} + M_{01} - M_1 + M_{02} - M_2 - M_n - M_3)}{2(J_1 + J_{21} + J_{22} + J_3)} t^2 + \\
& + \frac{A_{31}[(M_{\delta} - M_{c1})A_{11} + (M_{01} - M_1)A_{21} + (M_{02} - M_2)A_{31} - (M_n + M_3)A_{41}]}{p_1^2(J_1 A_{11}^2 + J_{21} A_{21}^2 + J_{22} A_{31}^2 + J_3 A_{41}^2)} \times \\
& \times (1 - \cos p_1 t) + \frac{A_{32}[(M_{\delta} - M_{c1})A_{12} + (M_{01} - M_1)A_{22} + (M_{02} - M_2)A_{32} - \\
& - (M_n + M_3)A_{42}]}{p_2^2(J_1 A_{12}^2 + J_{21} A_{22}^2 + J_{22} A_{32}^2 + J_3 A_{42}^2)} \dots \rightarrow \quad (8.88) \\
& \frac{A_{33}[(M_{\delta} - M_{c1})A_{13} + (M_{01} - M_1)A_{23} + \\
& + (M_{02} - M_2)A_{33} - (M_n + M_3)A_{43}]}{p_3^2(J_1 A_{13}^2 + J_{21} A_{23}^2 + J_{22} A_{33}^2 + J_3 A_{43}^2)} \dots \rightarrow \\
& \times (1 - \cos p_3 t),
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\varphi_3(t) = & \frac{(M_{\delta} - M_{c1} + M_{01} - M_1 + M_{02} - M_2 - M_n - M_3)}{2(J_1 + J_{21} + J_{22} + J_3)} t^2 + \\
& + \frac{A_{41}[(M_{\delta} - M_{c1})A_{11} + (M_{01} - M_1)A_{21} + (M_{02} - M_2)A_{31} - (M_n + M_3)A_{41}]}{p_1^2(J_1 A_{11}^2 + J_{21} A_{21}^2 + J_{22} A_{31}^2 + J_3 A_{41}^2)} \times \\
& \times (1 - \cos p_1 t) + \frac{A_{42}[(M_{\delta} - M_{c1})A_{12} + (M_{01} - M_1)A_{22} + (M_{02} - M_2)A_{32} - \\
& - (M_n + M_3)A_{42}]}{p_2^2(J_1 A_{12}^2 + J_{21} A_{22}^2 + J_{22} A_{32}^2 + J_3 A_{42}^2)} \dots \rightarrow \quad (8.89) \\
& \frac{A_{43}[(M_{\delta} - M_{c1})A_{13} + (M_{01} - M_1)A_{23} + \\
& + (M_{02} - M_2)A_{33} - (M_n + M_3)A_{43}]}{p_3^2(J_1 A_{13}^2 + J_{21} A_{23}^2 + J_{22} A_{33}^2 + J_3 A_{43}^2)} \dots \rightarrow \\
& \times (1 - \cos p_3 t),
\end{aligned}$$

Реальні кути повороту навоїв та відтяжного валу можливо визначити як

$$\varphi_{н1}(t) = \varphi_{21}(t)/i_{звн1}, \quad \varphi_{н2}(t) = \varphi_{22}(t)/i_{звн2}, \quad \varphi_{ов}(t) = \varphi_3(t)/i_{звов}, \quad (8.90)$$

де $\varphi_{н1}(t)$, $\varphi_{н2}(t)$, $\varphi_{ов}(t)$ – кути повороту першого та другого навоїв та відтяжного валу; $i_{звн1}$, $i_{звн2}$, $i_{звов}$ – передатні відношення між головним валом основов'язальної машини та відповідними елементами. Рівняння (8.87) – (8.89) описують рух основов'язальної машини у період пуску.

У період зупинки (рис. 8.11 б) на першу приведену масу буде діяти приведений момент сил опору M_{c1} , що діє на механізми гольниці, прокатки гребінок, руху платин, руху преса, зсуву гребінок та гальмівний момент M_c .

В результаті отримуємо:

$$\begin{aligned}
\Phi_{21}^*(t) = & \omega_0^* t + \frac{(-M_c - M_{c1} + M_{01} - M_1 + M_{02} - M_2 - M_n - M_3)}{2(J_1 + J_{21} + J_{22} + J_3)} t^2 + \\
& + \frac{A_{21}^* [(-M_c - M_{c1})A_{11}^* + (M_{01} - M_1)A_{21}^* + (M_{02} - M_2)A_{31}^* - (M_n + M_3)A_{41}^*]}{p_1^2 (J_1 (A_{11}^*)^2 + J_{21} (A_{21}^*)^2 + J_{22} (A_{31}^*)^2 + J_3 (A_{41}^*)^2)} \times \\
& \times (1 - \cos p_1 t) + \frac{A_{22}^* [(-M_c - M_{c1})A_{12}^* + (M_{01} - M_1)A_{22}^* + (M_{02} - M_2)A_{32}^* - \dots \rightarrow \\
& \quad - (M_n + M_3)A_{42}^*]}{p_2^2 (J_1 (A_{12}^*)^2 + J_{21} (A_{22}^*)^2 + J_{22} (A_{32}^*)^2 + J_3 (A_{42}^*)^2)} \dots \rightarrow \\
& \quad - (M_n + M_3)A_{42}^*] (1 - \cos p_2 t) + \frac{A_{23}^* [(-M_c - M_{c1})A_{13}^* + (M_{01} - M_1)A_{23}^* + \\
& \quad + (M_{02} - M_2)A_{33}^* - (M_n + M_3)A_{43}^*]}{p_3^2 (J_1 (A_{13}^*)^2 + J_{21} (A_{23}^*)^2 + J_{22} (A_{33}^*)^2 + J_3 (A_{43}^*)^2)} \dots \rightarrow \\
& \quad + (M_{02} - M_2)A_{33}^* - (M_n + M_3)A_{43}^*] \times (1 - \cos p_3 t),
\end{aligned} \tag{8.91}$$

$$\begin{aligned}
\Phi_{22}^*(t) = & \omega_0^* t + \frac{(-M_c - M_{c1} + M_{01} - M_1 + M_{02} - M_2 - M_n - M_3)}{2(J_1 + J_{21} + J_{22} + J_3)} t^2 + \\
& + \frac{A_{31}^* [(-M_c - M_{c1})A_{11}^* + (M_{01} - M_1)A_{21}^* + (M_{02} - M_2)A_{31}^* - (M_n + M_3)A_{41}^*]}{p_1^2 (J_1 (A_{11}^*)^2 + J_{21} (A_{21}^*)^2 + J_{22} (A_{31}^*)^2 + J_3 (A_{41}^*)^2)} \times \\
& \times (1 - \cos p_1 t) + \frac{A_{32}^* [(-M_c - M_{c1})A_{12}^* + (M_{01} - M_1)A_{22}^* + (M_{02} - M_2)A_{32}^* - \dots \rightarrow \\
& \quad - (M_n + M_3)A_{42}^*]}{p_2^2 (J_1 (A_{12}^*)^2 + J_{21} (A_{22}^*)^2 + J_{22} (A_{32}^*)^2 + J_3 (A_{42}^*)^2)} \dots \rightarrow \\
& \quad - (M_n + M_3)A_{42}^*] (1 - \cos p_2 t) + \frac{A_{33}^* [(-M_c - M_{c1})A_{13}^* + (M_{01} - M_1)A_{23}^* + \\
& \quad + (M_{02} - M_2)A_{33}^* - (M_n + M_3)A_{43}^*]}{p_3^2 (J_1 (A_{13}^*)^2 + J_{21} (A_{23}^*)^2 + J_{22} (A_{33}^*)^2 + J_3 (A_{43}^*)^2)} \dots \rightarrow \\
& \quad + (M_{02} - M_2)A_{33}^* - (M_n + M_3)A_{43}^*] \times (1 - \cos p_3 t),
\end{aligned} \tag{8.92}$$

$$\begin{aligned}
\Phi_3^*(t) = & \omega_0^* t + \frac{(-M_c - M_{c1} + M_{01} - M_1 + M_{02} - M_2 - M_n - M_3)}{2(J_1 + J_{21} + J_{22} + J_3)} t^2 + \\
& + \frac{A_{41}^* [(-M_c - M_{c1})A_{11}^* + (M_{01} - M_1)A_{21}^* + (M_{02} - M_2)A_{31}^* - (M_n + M_3)A_{41}^*]}{p_1^2 (J_1 (A_{11}^*)^2 + J_{21} (A_{21}^*)^2 + J_{22} (A_{31}^*)^2 + J_3 (A_{41}^*)^2)} \times \\
& \times (1 - \cos p_1 t) + \frac{A_{42}^* [(-M_c - M_{c1})A_{12}^* + (M_{01} - M_1)A_{22}^* + (M_{02} - M_2)A_{32}^* - \dots \rightarrow \\
& \quad - (M_n + M_3)A_{42}^*]}{p_2^2 (J_1 (A_{12}^*)^2 + J_{21} (A_{22}^*)^2 + J_{22} (A_{32}^*)^2 + J_3 (A_{42}^*)^2)} \dots \rightarrow \\
& \quad - (M_n + M_3)A_{42}^*] (1 - \cos p_2 t) + \frac{A_{43}^* [(-M_c - M_{c1})A_{13}^* + (M_{01} - M_1)A_{23}^* + \\
& \quad + (M_{02} - M_2)A_{33}^* - (M_n + M_3)A_{43}^*]}{p_3^2 (J_1 (A_{13}^*)^2 + J_{21} (A_{23}^*)^2 + J_{22} (A_{33}^*)^2 + J_3 (A_{43}^*)^2)} \dots \rightarrow \\
& \quad + (M_{02} - M_2)A_{33}^* - (M_n + M_3)A_{43}^*] \times (1 - \cos p_3 t),
\end{aligned} \tag{8.93}$$

Реальні кути повороту навоїв та відтяжного валу при зупинці можливо наступним чином:

$$\varphi_{н1}^*(t) = \varphi_{21}^*(t)/i_{звн1}, \quad \varphi_{н2}^*(t) = \varphi_{22}^*(t)/i_{звн2}, \quad \varphi_{ов}^*(t) = \varphi_3^*(t)/i_{звов}, \quad (8.94)$$

де $\varphi_{н1}^*(t)$, $\varphi_{н2}^*(t)$, $\varphi_{ов}^*(t)$ – кути повороту першого та другого навоїв та відтяжного валу при зупинці відповідно.

Таким чином, рівняння (8.87) – (8.89) та (8.91) – (8.93) описують рух першого та другого навоїв та відтяжного валу при неусталених режимах роботи основов'язальної машини (у період пуску та зупинці відповідно).

Стабілізацію натягу пружної системи заправки можливо забезпечити (з урахуванням проведених досліджень) при виконанні наступних умов [27]:

- для пуску:

$$\left. \left\{ \frac{\left(\sum_{k=1}^{n_1} M_{звк} + \sum_{k_1=1}^{n_2} M_{н1k_1} + \sum_{k_2=1}^{n_3} M_{н2k_2} + \sum_{k_3=1}^{n_4} M_{онk_3} \right) t^2}{2(J_1 + J_{21} + J_{22} + J_3)} + \right. \right. \\ \left. \left. + \sum_{i=1}^3 \left[\frac{A_{4i}^* \left(A_{1i} \sum_{k=1}^{n_1} M_{звк} + A_{2i} \sum_{k_1=1}^{n_2} M_{н1k_1} + A_{3i} \sum_{k_2=1}^{n_3} M_{н2k_2} + A_{4i} \sum_{k=3}^{n_4} M_{онk_3} \right)}{p_i^2 (J_1 A_{1i}^2 + J_{21} A_{2i}^2 + J_{22} A_{3i}^2 + J_3 A_{4i}^2)} (1 - \cos p_i t) \right] \right\} \times \quad (8.95) \\ \times \frac{R(t)}{i_{звн1}} = \left\{ \frac{\left(\sum_{k=1}^{n_1} M_{звк} + \sum_{k_1=1}^{n_2} M_{н1k_1} + \sum_{k_2=1}^{n_3} M_{н2k_2} + \sum_{k_3=1}^{n_4} M_{онk_3} \right) t^2}{2(J_1 + J_{21} + J_{22} + J_3)} + \right. \\ \left. + \sum_{i=1}^3 \left[\frac{A_{4i} \left(A_{1i} \sum_{k=1}^{n_1} M_{звк} + A_{2i} \sum_{k_1=1}^{n_2} M_{н1k_1} + A_{3i} \sum_{k_2=1}^{n_3} M_{н2k_2} + A_{4i} \sum_{k=3}^{n_4} M_{онk_3} \right)}{p_i^2 (J_1 A_{1i}^2 + J_{21} A_{2i}^2 + J_{22} A_{3i}^2 + J_3 A_{4i}^2)} (1 - \cos p_i t) \right] \right\} \times \\ \times \frac{r'_6}{i_{звов}},$$

- для зупинки:

$$\begin{aligned}
& \left\{ \omega_0^* t + \frac{\left(\sum_{k=1}^{n_1} M_{\text{звк}}^* + \sum_{k_1=1}^{n_2} M_{\text{н1к1}} + \sum_{k_2=1}^{n_3} M_{\text{н2к2}} + \sum_{k_3=1}^{n_4} M_{\text{онк3}} \right) t^2}{2(J_1 + J_{21} + J_{22} + J_3)} + \right. \\
& \left. + \sum_{i=1}^3 \left[\frac{A_{2i}^* \left(A_{1i}^* \sum_{k=1}^{n_1} M_{\text{звк}}^* + A_{2i}^* \sum_{k_1=1}^{n_2} M_{\text{н1к1}} + A_{3i}^* \sum_{k_2=1}^{n_3} M_{\text{н2к2}} + A_{4i}^* \sum_{k=3} M_{\text{онк3}} \right)}{p_i^2 \left(J_1 (A_{1i}^*)^2 + J_{21} (A_{2i}^*)^2 + J_{22} (A_{3i}^*)^2 + J_3 (A_{4i}^*)^2 \right)} (1 - \cos p_i t) \right] \right\} \times \\
& \times \frac{R(t)}{i_{\text{звн1}}} = \left\{ \omega_0^* t + \frac{\left(\sum_{k=1}^{n_1} M_{\text{звк}}^* + \sum_{k_1=1}^{n_2} M_{\text{н1к1}} + \sum_{k_2=1}^{n_3} M_{\text{н2к2}} + \sum_{k_3=1}^{n_4} M_{\text{онк3}} \right) t^2}{2(J_1 + J_{21} + J_{22} + J_3)} + \right. \\
& \left. + \sum_{i=1}^3 \left[\frac{A_{4i}^* \left(A_{1i}^* \sum_{k=1}^{n_1} M_{\text{звк}}^* + A_{2i}^* \sum_{k_1=1}^{n_2} M_{\text{н1к1}} + A_{3i}^* \sum_{k_2=1}^{n_3} M_{\text{н2к2}} + A_{4i}^* \sum_{k=3} M_{\text{онк3}} \right)}{p_i^2 \left(J_1 (A_{1i}^*)^2 + J_{21} (A_{2i}^*)^2 + J_{22} (A_{3i}^*)^2 + J_3 (A_{4i}^*)^2 \right)} (1 - \cos p_i t) \right] \right\} \times \\
& \times \frac{r_6}{i_{\text{звоб}}}, \tag{8.96}
\end{aligned}$$

Одним із способів стабілізації натягу пружної системи заправки основ'язальної машини при неусталених режимах роботи є варіювання приведених моментів, що впливають у періоди пуску – зупинки трикотажної машини на навої та відтяжний вал механізму відтяжки готового трикотажного полотна. Перевагою цього способу є те, що він не потребує конструктивної переробки машини [26].

При цьому довжину основи, що подається з першого та другого навоїв, та довжину тканини, що відводиться, можна визначити таким чином:

$$\begin{aligned}
S_{o1m}(t) &= \frac{\Phi_{21m}(t)}{i_{\text{звн1}}} R(t), \quad S_{o2m}(t) = \frac{\Phi_{22m}(t)}{i_{\text{звн2}}} R(t), \quad S_{tkm}(t) = \frac{\Phi_{3m}(t)}{i_{\text{звоб}}} r_6, \\
S_{oO1m}(t) &= \frac{\Phi_{21m}^*(t)}{i_{\text{звн1}}} R(t), \quad S_{oO2m}(t) = \frac{\Phi_{22m}^*(t)}{i_{\text{звн2}}} R(t), \quad S_{tkO_m}(t) = \frac{\Phi_{3m}^*(t)}{i_{\text{звоб}}} r_6.
\end{aligned} \tag{8.97}$$

В результаті проведення числового експерименту були отримані залежності зміни приведених моментів M_{m1} , M_{m2} та M_{nm} від радіуса навою R , при яких досягається максимально можлива стабілізація натягу пружної системи заправки при роботі основ'язальної машини (при незмінній конструкції пристроїв подачі основи та відтяжки готового полотна).

При пуску та зупинці відповідно:

$$\begin{aligned} M_{m1} &= 6,1 \cdot 10^{-5} R^2 - 0,01R + 0,75; & M_{m2} &= 1,1 \cdot 10^{-5} R + 3,8 \cdot 10^{-4}; \\ M_{nm} &= 8,65 - 0,02R; \end{aligned} \quad (8.98)$$

$$\begin{aligned} M_{m1} &= 0,43 - 0,009R + 2,6 \cdot 10^{-5} R^2; & M_{m2} &= 0,01 - 2,1 \cdot 10^{-4} R + 1 \cdot 10^{-6} R^2; \\ M_{nm} &= 0. \end{aligned} \quad (8.99)$$

Результати розрахунків довжини основи, що подається з першого та другого навоїв, а також довжини полотна, що відводиться із зони в'язання при пуску та зупинці (при варіюванні приведених моментів M_{m1} , M_{m2} та M_{nm}) приведено на рис. 8.12 та 8.13 відповідно. Аналіз отриманих залежностей показує, що до закінчення другого оберту головного вала (при пуску) подача основи з першого та другого навоїв досягає 6 та 2,7 мм, що необхідно для утворення переплетення необхідної густини. При зменшенні поточного радіуса навою зі 160 до 80 мм спостерігається зменшення коливання подачі основи як з першого (до 2 мм), так і з другого (до 0,4 мм) навоїв.

Величини відносних критеріїв та відносна величина для полотна, визначаються наступним чином:

$$F_{01m}(t) = \frac{S_{01m}(t)}{l_{n1}}; \quad F_{02m}(t) = \frac{S_{02m}(t)}{l_{n2}}; \quad F_{tkm}(t) = \frac{S_{tkm}(t)}{l_n}; \quad (8.100)$$

$$F_0 O_{1m}(t) = \frac{S_0 O_{1m}(t)}{l_{n1}}; \quad F_0 O_{2m}(t) = \frac{S_0 O_{2m}(t)}{l_{n2}}; \quad F_{tk} O_m(t) = \frac{S_{tk} O_m(t)}{l_n}.$$

На рис. 8.11 та 8.12 подано графічні залежності цих відносних величин для значень радіусів навою 160, 120, 80 та 50 мм. Їх аналіз показує, що, починаючи з другого оберту (при пуску – зупинці), ці величини наближаються до 1. Особливо це характерно для зупинки в'язальної машини (відхилення не перевищують 3...5 %). Результати розрахунків за виразами (8.100) наведено у табл. 8.3 та 8.4.

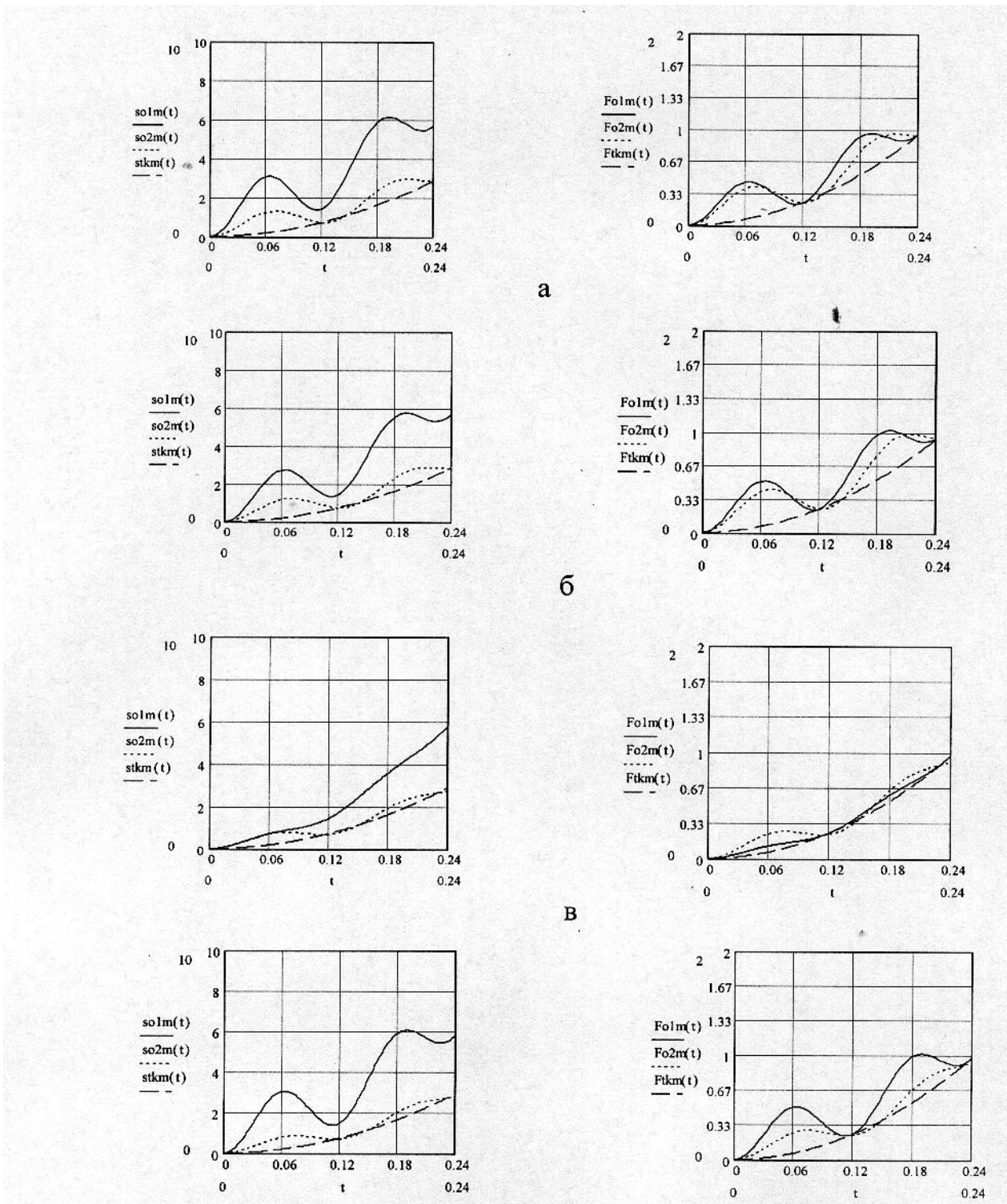
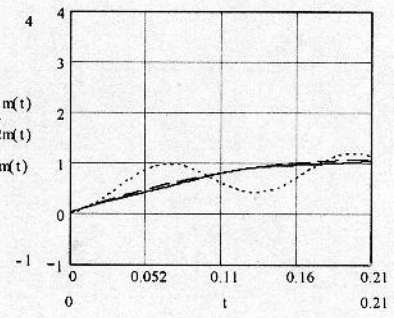
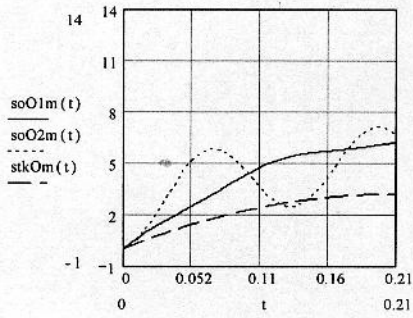
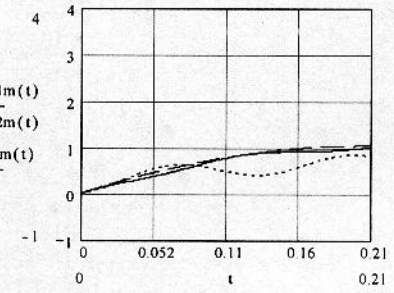
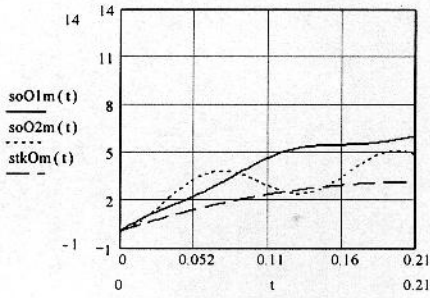


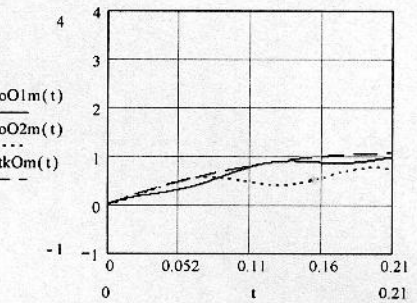
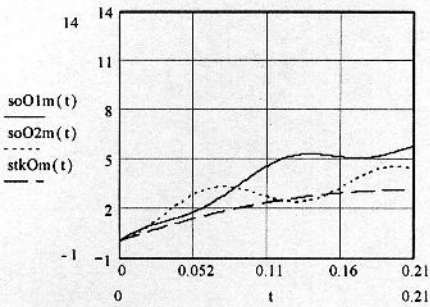
Рис. 8.12. Залежності подачі основи з першого та другого навоїв та довжини полотна, що відводиться, від часу при пуску основов'язальної машини
 $a - R = 160 \text{ мм}, J_{21} = 6,6 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $б - R = 120 \text{ мм}, J_{21} = 6,5 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$;
 $в - R = 80 \text{ мм}, J_{21} = 6,49 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $г - R = 50 \text{ мм}, J_{21} = 6,46 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.



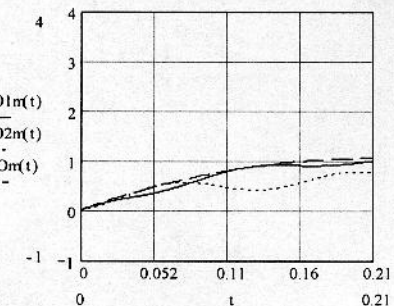
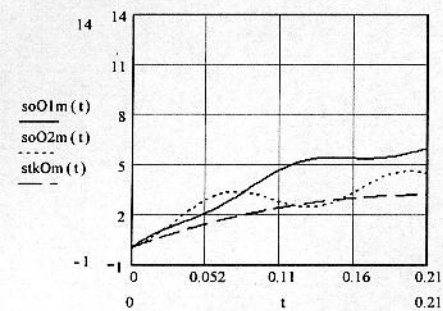
а



б



в



г

Рис. 8.13. Залежності подачі основи з першого та другого навоїв та довжини полотна, що відводиться, від часу при зупинці осноров'язальної машини:

а – $R = 160$ мм, $J_{21} = 6,6 \cdot 10^{-5}$ кг \cdot м 2 ; б – $R = 120$ мм, $J_{21} = 6,5 \cdot 10^{-5}$ кг \cdot м 2 ;
 в – $R = 80$ мм, $J_{21} = 6,49 \cdot 10^{-5}$ кг \cdot м 2 ; г – $R = 50$ мм, $J_{21} = 6,46 \cdot 10^{-5}$ кг \cdot м 2 .

Таблиця 8.3

Значення величини відносної подачі основи (для двох навоїв) $F_{01}(t)$, $F_{02}(t)$ та трикутного полотна $F_{tk}(t)$, що відводиться, при пуску при варіюванні приведених моментів

t, c	Радіус навою R , мм											
	160			120			80			50		
	$F_{01m}(t)$	$F_{02m}(t)$	$F_{tkm}(t)$	$F_{01m}(t)$	$F_{02m}(t)$	$F_{tkm}(t)$	$F_{01m}(t)$	$F_{02m}(t)$	$F_{tkm}(t)$	$F_{01m}(t)$	$F_{02m}(t)$	$F_{tkm}(t)$
0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
0,005	7,981e-3	5,494e-3	4,813e-4	7,151e-3	5,154e-3	4,247e-4	1,407e-3	2,969e-3	4,222e-4	8,015e-3	3,289e-3	4,208e-4
0,010	0,031	0,022	1,920e-3	0,028	0,020	1,698e-3	5,559e-3	0,012	1,689e-3	0,032	0,013	1,683e-3
0,015	0,069	0,048	4,303e-3	0,062	0,045	3,817e-3	0,012	0,026	3,799e-3	0,069	0,029	3,787e-3
0,020	0,118	0,082	7,606e-3	0,105	0,077	6,778e-3	0,021	0,045	6,751e-3	0,118	0,049	6,732e-3
0,025	0,175	0,123	0,012	0,157	0,116	0,011	0,032	0,067	0,011	0,175	0,074	0,011
0,030	0,238	0,169	0,017	0,212	0,158	0,015	0,044	0,092	0,015	0,237	0,102	0,015
0,035	0,301	0,217	0,023	0,269	0,203	0,021	0,057	0,119	0,021	0,300	0,131	0,021
0,040	0,361	0,264	0,029	0,322	0,248	0,027	0,070	0,145	0,027	0,359	0,160	0,027
0,045	0,415	0,309	0,037	0,370	0,290	0,034	0,083	0,171	0,034	0,411	0,189	0,034
0,050	0,460	0,349	0,045	0,408	0,327	0,042	0,096	0,195	0,042	0,454	0,214	0,042
0,055	0,492	0,383	0,054	0,436	0,358	0,051	0,107	0,215	0,051	0,483	0,236	0,051
0,060	0,510	0,408	0,063	0,452	0,382	0,060	0,118	0,232	0,060	0,499	0,254	0,061
0,065	0,514	0,423	0,073	0,455	0,397	0,070	0,127	0,245	0,071	0,501	0,267	0,071
0,070	0,504	0,430	0,084	0,445	0,403	0,081	0,136	0,253	0,082	0,488	0,275	0,082
0,075	0,482	0,427	0,096	0,425	0,400	0,093	0,143	0,256	0,094	0,464	0,277	0,095
0,080	0,449	0,415	0,108	0,397	0,390	0,106	0,150	0,256	0,107	0,430	0,276	0,108
0,085	0,409	0,396	0,121	0,362	0,373	0,119	0,157	0,253	0,121	0,390	0,271	0,121
0,090	0,366	0,372	0,134	0,326	0,351	0,133	0,164	0,247	0,136	0,347	0,263	0,136
0,095	0,323	0,344	0,149	0,290	0,326	0,149	0,172	0,240	0,151	0,306	0,253	0,152
0,100	0,284	0,315	0,164	0,259	0,301	0,164	0,181	0,233	0,167	0,270	0,244	0,168
0,105	0,253	0,288	0,180	0,236	0,277	0,181	0,192	0,227	0,184	0,243	0,235	0,185
0,110	0,233	0,264	0,198	0,223	0,256	0,199	0,206	0,224	0,202	0,228	0,230	0,203
0,115	0,226	0,247	0,216	0,223	0,242	0,217	0,222	0,224	0,221	0,227	0,228	0,222
0,120	0,235	0,237	0,235	0,237	0,235	0,236	0,241	0,229	0,241	0,242	0,231	0,242
0,125	0,260	0,237	0,255	0,265	0,238	0,256	0,262	0,239	0,261	0,273	0,240	0,262
0,130	0,300	0,247	0,276	0,306	0,250	0,277	0,287	0,255	0,282	0,319	0,256	0,284
0,135	0,355	0,269	0,297	0,361	0,273	0,299	0,314	0,276	0,305	0,379	0,278	0,306
0,140	0,422	0,301	0,320	0,425	0,305	0,322	0,343	0,304	0,328	0,450	0,306	0,329
0,145	0,497	0,344	0,344	0,496	0,347	0,345	0,373	0,337	0,351	0,529	0,341	0,353
0,150	0,579	0,396	0,368	0,571	0,398	0,369	0,406	0,374	0,376	0,611	0,381	0,378
0,155	0,662	0,455	0,394	0,647	0,455	0,395	0,438	0,416	0,402	0,693	0,425	0,403
0,160	0,743	0,519	0,420	0,720	0,516	0,420	0,472	0,461	0,428	0,771	0,472	0,430
0,165	0,818	0,586	0,447	0,786	0,580	0,447	0,505	0,507	0,455	0,842	0,520	0,457
0,170	0,883	0,654	0,475	0,843	0,644	0,475	0,537	0,553	0,483	0,901	0,570	0,485
0,175	0,937	0,720	0,503	0,890	0,706	0,503	0,568	0,599	0,512	0,949	0,618	0,514
0,180	0,978	0,781	0,532	0,924	0,764	0,532	0,599	0,643	0,542	0,982	0,664	0,544
0,185	1,004	0,836	0,562	0,945	0,816	0,562	0,628	0,683	0,572	1,000	0,706	0,575
0,190	1,017	0,884	0,592	0,954	0,860	0,593	0,656	0,721	0,604	1,006	0,744	0,606
0,195	1,016	0,922	0,623	0,953	0,896	0,625	0,684	0,754	0,636	0,999	0,778	0,638
0,200	1,005	0,950	0,655	0,943	0,924	0,657	0,711	0,782	0,669	0,984	0,806	0,672
0,205	0,986	0,969	0,688	0,928	0,942	0,690	0,738	0,806	0,703	0,963	0,830	0,706
0,210	0,963	0,979	0,721	0,911	0,952	0,724	0,765	0,827	0,737	0,940	0,849	0,740
0,215	0,939	0,980	0,755	0,896	0,956	0,759	0,793	0,843	0,773	0,920	0,864	0,776
0,220	0,919	0,976	0,790	0,885	0,954	0,795	0,823	0,858	0,809	0,905	0,876	0,813
0,225	0,906	0,968	0,826	0,882	0,949	0,831	0,854	0,871	0,846	0,900	0,887	0,850
0,230	0,904	0,957	0,862	0,890	0,943	0,868	0,888	0,883	0,884	0,908	0,897	0,888
0,235	0,914	0,947	0,900	0,911	0,937	0,906	0,924	0,897	0,923	0,930	0,908	0,927

Таблиця 8.4

Значення величини відносної подачі основи (для двох навоїв) $F_{01}(t)$, $F_{02}(t)$ та трикотажного полотна $F_{tk}(t)$, що відводиться, при зупинці при варіюванні приведених моментів

t, c	Радіус навою R , мм											
	160			120			80			50		
	$F_0Q_{1m}(t)$	$F_0Q_{2m}(t)$	$F_{tk}Q_m(t)$	$F_0Q_{1m}(t)$	$F_0Q_{2m}(t)$	$F_{tk}Q_m(t)$	$F_0Q_{1m}(t)$	$F_0Q_{2m}(t)$	$F_{tk}Q_m(t)$	$F_0Q_{1m}(t)$	$F_0Q_{2m}(t)$	$F_{tk}Q_m(t)$
0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
5,00e-3	0,0485	0,0324	0,0494	0,048	0,028	0,049	0,047	0,026	0,049	0,046	0,026	0,049
0,0100	0,0939	0,0839	0,0978	0,092	0,065	0,098	0,089	0,060	0,098	0,086	0,061	0,098
0,0150	0,1364	0,1529	0,1449	0,131	0,112	0,145	0,126	0,101	0,145	0,120	0,102	0,145
0,0200	0,1765	0,2365	0,1909	0,168	0,166	0,191	0,159	0,148	0,191	0,148	0,148	0,191
0,0250	0,2144	0,3312	0,2358	0,202	0,227	0,235	0,188	0,199	0,235	0,172	0,199	0,235
0,0300	0,2506	0,4327	0,2794	0,233	0,290	0,279	0,216	0,252	0,279	0,193	0,253	0,279
0,0350	0,2857	0,5363	0,3219	0,264	0,354	0,321	0,242	0,306	0,321	0,213	0,307	0,321
0,0400	0,3201	0,6371	0,3632	0,294	0,417	0,363	0,268	0,359	0,362	0,234	0,360	0,362
0,0450	0,3543	0,7305	0,4033	0,325	0,475	0,402	0,295	0,408	0,402	0,256	0,409	0,402
0,0500	0,3888	0,8120	0,4422	0,357	0,527	0,441	0,324	0,451	0,441	0,282	0,453	0,441
0,0550	0,4237	0,8781	0,4798	0,390	0,570	0,479	0,355	0,489	0,478	0,312	0,490	0,478
0,0600	0,4594	0,9259	0,5162	0,425	0,603	0,515	0,390	0,518	0,515	0,346	0,520	0,515
0,0650	0,4957	0,9536	0,5514	0,462	0,625	0,550	0,428	0,539	0,550	0,384	0,541	0,550
0,0700	0,5328	0,9606	0,5853	0,501	0,636	0,584	0,468	0,550	0,583	0,427	0,552	0,583
0,0750	0,5703	0,9472	0,6180	0,541	0,636	0,616	0,511	0,554	0,616	0,474	0,555	0,616
0,0800	0,6079	0,9151	0,6494	0,582	0,625	0,648	0,556	0,549	0,647	0,524	0,550	0,647
0,0850	0,6452	0,8671	0,6796	0,623	0,606	0,678	0,601	0,537	0,677	0,575	0,538	0,677
0,0900	0,6817	0,8065	0,7086	0,664	0,579	0,706	0,646	0,519	0,706	0,626	0,521	0,706
0,0950	0,7170	0,7377	0,7364	0,703	0,548	0,734	0,690	0,498	0,734	0,675	0,499	0,734
0,1000	0,7504	0,6653	0,7629	0,740	0,515	0,761	0,732	0,475	0,760	0,722	0,476	0,760
0,1050	0,7816	0,5941	0,7883	0,775	0,482	0,786	0,769	0,453	0,785	0,764	0,453	0,785
0,1100	0,8101	0,5289	0,8124	0,805	0,452	0,810	0,803	0,432	0,809	0,801	0,432	0,809
0,1150	0,8357	0,4741	0,8354	0,832	0,428	0,833	0,831	0,415	0,832	0,831	0,416	0,832
0,1200	0,8581	0,4335	0,8573	0,855	0,410	0,854	0,854	0,404	0,854	0,854	0,404	0,854
0,1250	0,8774	0,4098	0,8780	0,873	0,402	0,875	0,871	0,400	0,874	0,870	0,400	0,874
0,1300	0,8936	0,4050	0,8975	0,887	0,403	0,894	0,884	0,403	0,894	0,879	0,403	0,893
0,1350	0,9069	0,4199	0,9159	0,897	0,415	0,912	0,891	0,414	0,912	0,882	0,414	0,911
0,1400	0,9177	0,4541	0,9332	0,904	0,437	0,929	0,894	0,432	0,929	0,880	0,432	0,928
0,1450	0,9265	0,5061	0,9493	0,909	0,468	0,945	0,894	0,458	0,944	0,875	0,458	0,944
0,1500	0,9337	0,5733	0,9643	0,911	0,507	0,960	0,892	0,489	0,959	0,867	0,489	0,959
0,1550	0,9399	0,6522	0,9781	0,913	0,552	0,973	0,889	0,525	0,972	0,859	0,526	0,972
0,1600	0,9455	0,7387	0,9908	0,914	0,600	0,986	0,887	0,564	0,985	0,851	0,565	0,984
0,1650	0,9511	0,8282	1,0023	0,917	0,651	0,997	0,885	0,604	0,996	0,845	0,605	0,995
0,1700	0,9571	0,9158	1,0127	0,920	0,699	1,007	0,886	0,642	1,005	0,843	0,644	1,005
0,1750	0,9637	0,9967	1,0218	0,925	0,745	1,015	0,890	0,678	1,014	0,845	0,679	1,014
0,1800	0,9711	1,0665	1,0297	0,932	0,783	1,023	0,896	0,709	1,021	0,852	0,710	1,021
0,1850	0,9794	1,1214	1,0364	0,941	0,814	1,029	0,906	0,733	1,028	0,863	0,735	1,027
0,1900	0,9885	1,1585	1,0419	0,952	0,835	1,034	0,919	0,750	1,033	0,879	0,751	1,032
0,1950	0,9980	1,1758	1,0461	0,964	0,845	1,038	0,933	0,758	1,036	0,898	0,759	1,036
0,2000	1,0077	1,1723	1,0491	0,977	0,844	1,040	0,950	0,757	1,039	0,920	0,759	1,038
0,2050	1,0171	1,1483	1,0508	0,990	0,831	1,042	0,967	0,747	1,040	0,942	0,749	1,039

В результаті проведених досліджень розроблені пристрій для подачі нитки основов'язальної машини [28] та механізм відтяжки полотна основов'язальної машини [29], застосування яких дозволяє усунути появу поперечної смугастості на трикотажному полотні.

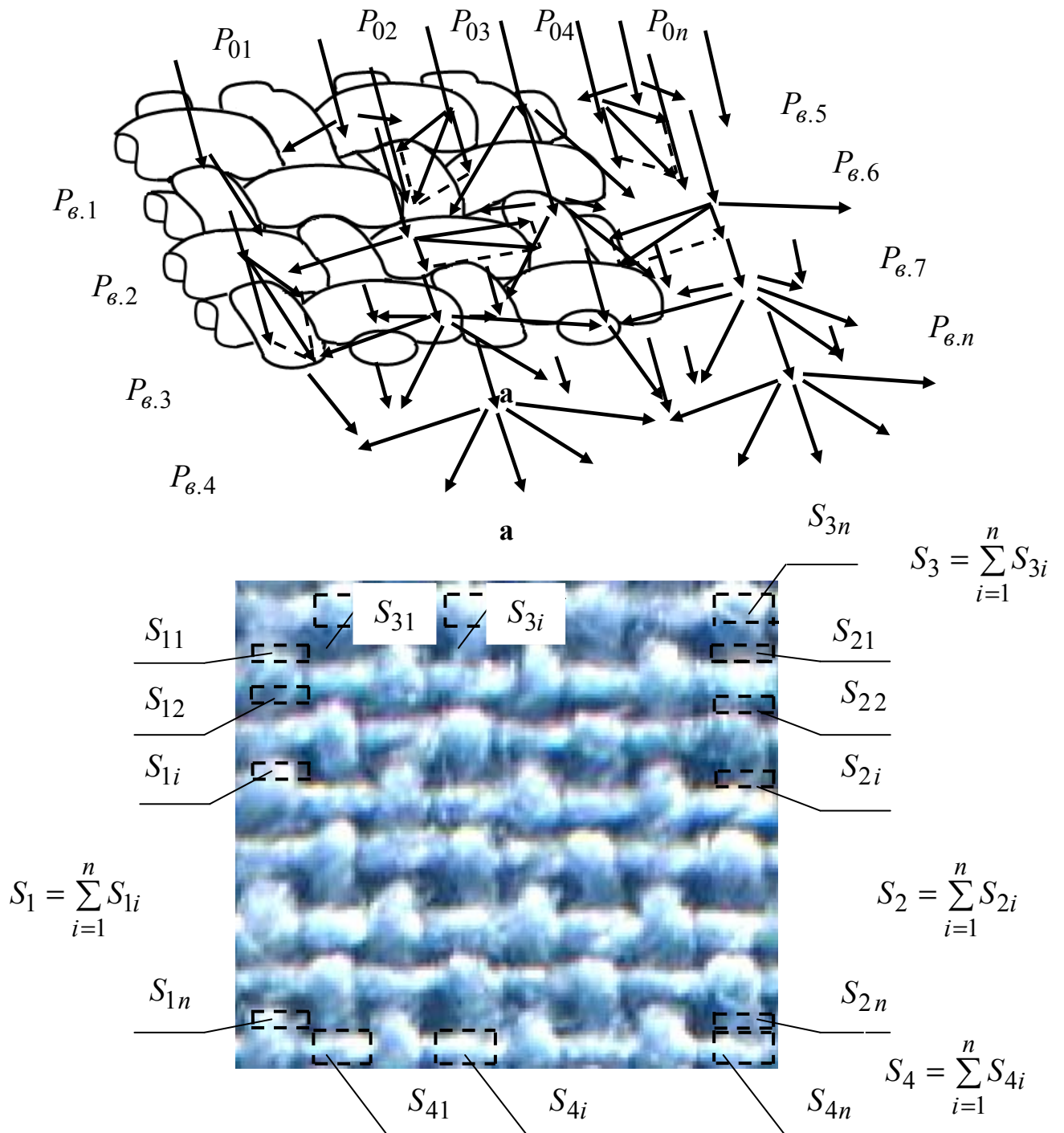
8.6. Застосування безконтактного ультразвукового контролю поверхневої густини текстильних матеріалів для проведення ресурсоощадних технологічних процесів

Необхідність проведення контролю поверхневої густини викликана потребою зниження відсотку браку за рахунок виключення можливості випуску тканин, поверхнева густина яких виходить за межі регламентних допусків. Забезпечити необхідну поверхневу густину готових текстильних матеріалів на виробництві можливо тільки за допомогою безперервного оперативного технологічного контролю. Це підвищить якість виготовлених тканин, знизить відсоток браку та дасть можливість економити сировинні ресурси за рахунок виготовлення текстильних матеріалів у мінусовому полі допусків по поверхневій густині.

Однією з особливостей тканин є наявність пор між нитками, які заповнені повітрям. Більша частина ультразвукового сигналу найчастіше проходить тільки крізь пори оминаючи самі нитки. Тому амплітуда цього сигналу буде змінюватися в залежності від розміру пор та від довжини ультразвукової хвилі.

Для повного уявлення про проходження ультразвукової хвилі крізь нитки основи, утоку тканини та пори між ними, необхідно враховувати складну структуру тканини та її показники [30]. При збільшенні довжини ультразвукової хвилі амплітуда сигналу, що проходить крізь тканину, збільшується, а при зменшенні довжини хвилі амплітуда сигналу навпаки зменшується. Для деяких тканин можна підібрати таку довжину ультразвукової хвилі, щоб можна було розглядати проходження та відбиття хвиль від тканини як процес, який проходить з матеріалом плоского шару, що має однорідну структуру.

На рис. 8.12 показане розсіювання, накладання хвиль та ділянки площі тканини де це може відбуватися. На рис. 8.13 схематично зображено проходження та відбиття ультразвукових хвиль від зразків тканин полотняного переплетіння зі структурою рихлісного шару, яка відповідає переважній більшості тканин, та зі структурою, що наближається до плоского шару. На обох рисунках тиски у хвилях, що падають на тканину, позначені $P_{01}, P_{02} \dots P_{0n}$, тиски у хвилях, які відбиваються від меж ниток та розсіюються, – $P_{e.1}, P_{e.2} \dots P_{e.n}$, тиски у хвилях, що відбиваються від меж ниток та проходять крізь пори тканини, – $P_{e.np.1}, P_{e.np.2} \dots P_{e.np.n}$, тиски у хвилях, які проходять крізь тканину, – $P_{np.1}, P_{np.2} \dots P_{np.n}$. При цьому тиски з $P_{np.1}$ до $P_{np.n}$ в одному випадку відносяться до хвиль, що проходять безпосередньо крізь нитки тканини (див. рис. 8.13,а,б), а в іншому випадку відносяться до хвиль, які проходять безпосередньо крізь пори тканини (див. рис. 8.13,в). Суми точкових площ однакових елементів рапорту тканини, на яких може відбуватися відбиття та накладання хвиль, представлені величинами S_1, S_2, S_3 та S_4 . Тоді загальна площа, яку займає тканина, дорівнюватиме $S = S_1 + S_2 + S_3 + S_4$.



Загальна площа, яку займає тканина дорівнює $S = S_1 + S_2 + S_3 + S_4$

б

Рис. 8.12. Розсіювання та накладання ультразвукових хвиль на поверхні тканини:

а – при падінні їх на тканину; б – умовні ділянки площі тканини, на яких може відбуватися розсіювання та накладання хвиль

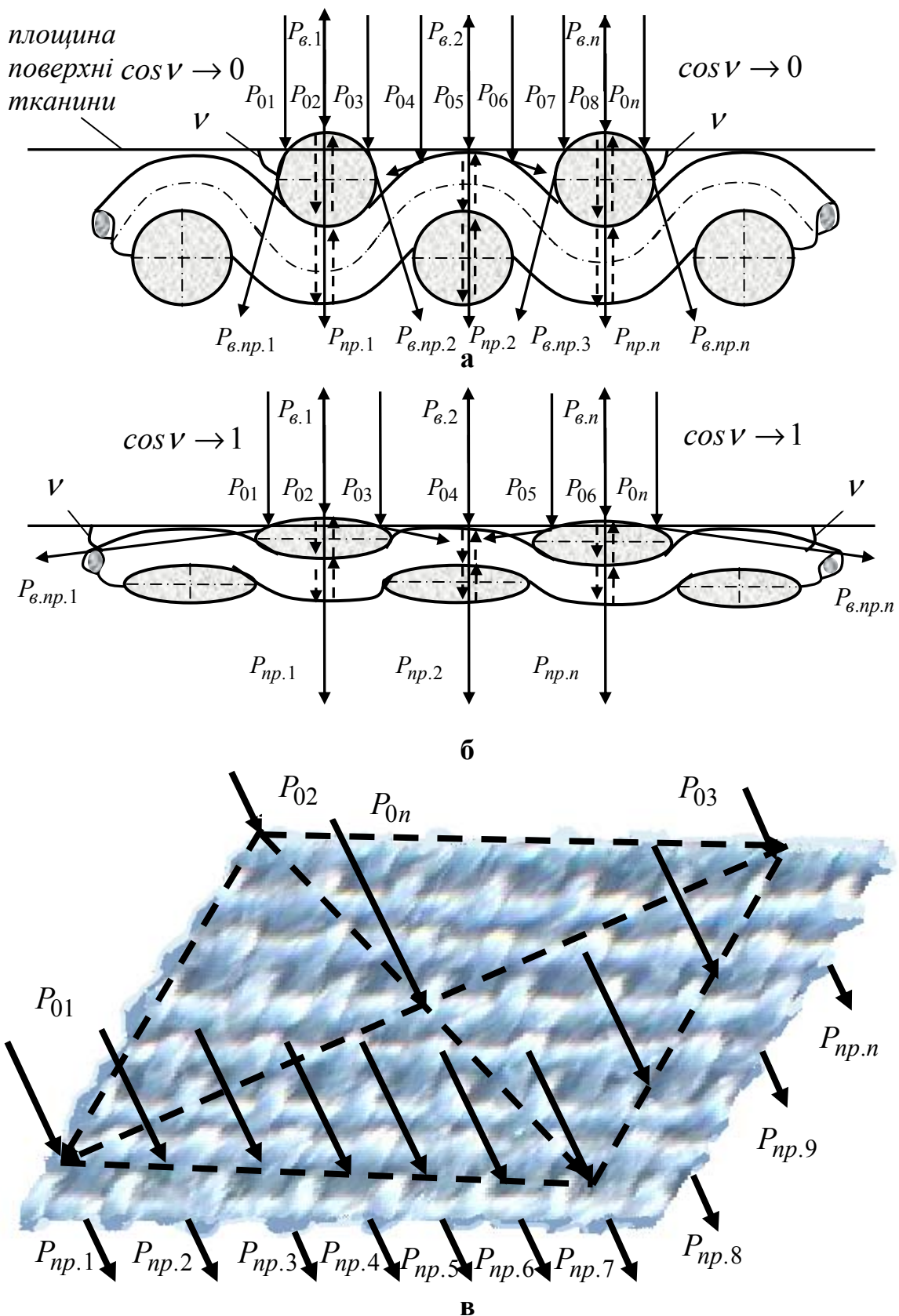


Рис. 8.13. Проходження та відбиття хвиль від тканини:

а – зі структурою рихлісного шару; б – зі структурою, що наближається до

плоского шару; в – проходження ультразвукового сигналу крізь пори тканини

Для того, щоб отримати математичну модель впливу тканини на амплітуду ультразвукової хвилі, необхідно розглянути та математично описати її об'єм

D , з якого витісняється повітря у просторі розповсюдження хвилі, а потім вже розглянути і її поверхневу густину η .

Виразимо середню довжину ниток основи та утоку для тканини полотняного переплетіння так [31]:

$$L_c = \pi d_c \frac{n}{2}, \quad (8.101)$$

де d_c – середній діаметр ниток основи і утоку, які мають діаметрами d_o , d_y ;

n – загальна кількість ниток основи та утоку разом узятих у тканині.

Звідки величину n можна показати так:

$$n = \frac{2\sqrt{S}}{d_c(K_o + K_y)}, \quad (8.102)$$

де S – площа, яку займає тканина; K_o, K_y – коефіцієнти, які враховують відстані між нитками основи, утоку та їх деформацію в переплетінні між собою.

Коефіцієнти K_o, K_y враховують відстані між нитками основи, утоку, а також зміну їхніх діаметрів внаслідок деформації ниток та зміну відстаней між ними внаслідок зміни пор тканин [32]. Частина розрахункових параметрів представлена коефіцієнтами K_o та K_y , які, в свою чергу, пов'язані також із структурними показниками тканин. Зазначені коефіцієнти можна розглянути з врахуванням різних випадків, коли немає деформації ниток в тканині з малими відстанями між їхніми центрами, коли є деформація ниток основи з малими відстанями між їхніми центрами (проміжний випадок), та коли деформовані усі нитки тканини з великими відстанями між їхніми центрами.

Для тканин без деформацій ниток та з малими відстанями між їхніми центрами коефіцієнти K_o та K_y можна подати як:

$$\begin{aligned} K_o &= \frac{K_{1o} + K_{2o}}{2} = \frac{1 + \cos \beta_2}{2}, \\ K_y &= \frac{K_{1y} + K_{2y}}{2} = \frac{1 + \cos \beta_1}{2}, \end{aligned} \quad (8.103)$$

звідки для одного перерізу тканини, перпендикулярного ниткам основи, проміжні коефіцієнти K_{1o} та K_{1y} можна представити як:

$$K_{1o} = \frac{d_o}{d_o} = 1, \quad K_{1y} = \frac{d_y \cos \beta_1}{d_y}, \quad (8.104)$$

де β_1 – кут між площиною, яка паралельна поверхні тканини, та площиною, що перпендикулярна вісі нитки утоку.

Для іншого перерізу тканини, який перпендикулярний ниткам утку, проміжні коефіцієнти K_{2o} та K_{2y} можна представити як:

$$K_{2o} = \frac{d_o \cos \beta_2}{d_o}, \quad K_{2y} = \frac{d_y}{d_y} = 1, \quad (8.105)$$

де β_2 – кут між площиною, яка паралельна поверхні тканини, та площиною, що перпендикулярна вісі нитки основи.

Для тканин з деформацією ниток основи, з малими відстанями між їхніми центрами коефіцієнти K_o та K_y можна подати як:

$$K_o = \frac{K_{1o} + K_{2o}}{2} = \frac{b_o + a_o \cos \beta_2}{2d_o},$$

$$K_y = \frac{K_{1y} + K_{2y}}{2} = \frac{1 + \cos \beta_1}{2}, \quad (8.106)$$

де b_o, a_o – довжина більшої та меншої сторін еліпса перерізу деформованої нитки основи.

У цьому випадку K_{1o}, K_{1y}, K_{2o} та K_{2y} можна записати як:

$$K_{1o} = \frac{b_o}{d_o}, \quad K_{1y} = \frac{d_y \cos \beta_1}{d_y},$$

$$K_{2o} = \frac{a_o \cos \beta_2}{d_o}, \quad K_{2y} = \frac{d_y}{d_y} = 1. \quad (8.107)$$

Для тканин з деформацією ниток основи та утку з великими відстанями між їхніми центрами коефіцієнти K_o та K_y можна подати як:

$$K_o = \frac{K_{1o} + K_{2o}}{2} = \frac{b_o + l_y + a_o \cos \beta_2}{2d_o},$$

$$K_y = \frac{K_{1y} + K_{2y}}{2} = \frac{b_y + l_o + a_y \cos \beta_1}{2d_y}, \quad (8.108)$$

де b_y, a_y – довжина більшої та меншої сторін еліпса перерізу деформованої нитки утку;

l_o – довжина, яка разом із $a_o \cos \beta_2$ становлять відстань між найближчими суміжними нитками утку;

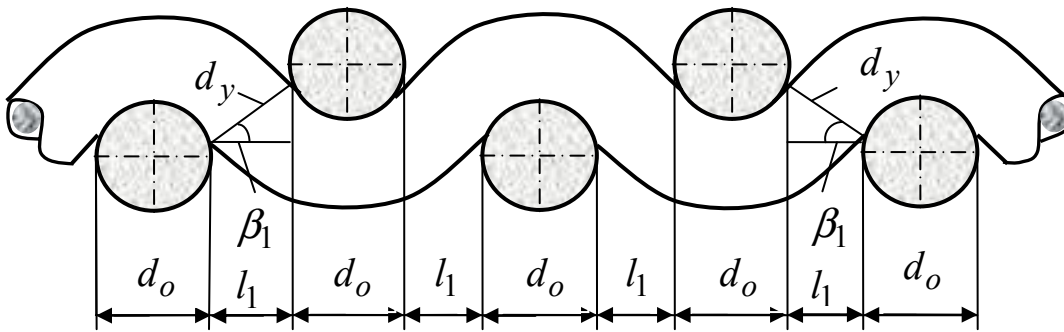
l_y – довжина, яка разом із $a_y \cos \beta_1$ становлять відстань між найближчими суміжними нитками основи.

Тоді проміжні коефіцієнти K_{1o}, K_{1y}, K_{2o} та K_{2y} для даного випадку можна показати як:

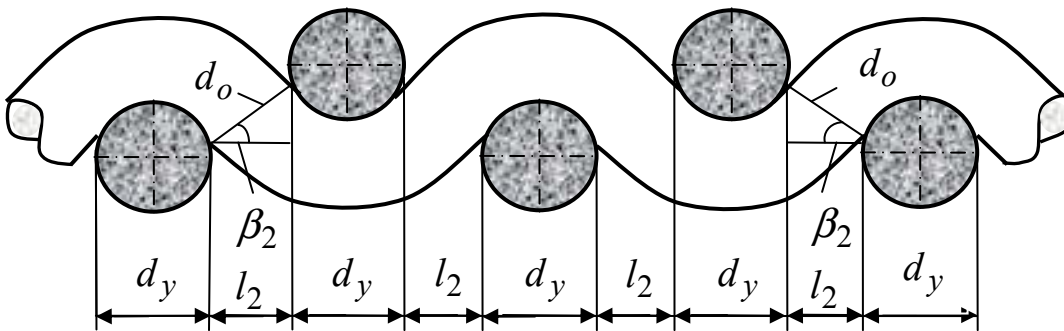
$$K_{1o} = \frac{b_o + l_y}{d_o}, \quad K_{1y} = \frac{a_y \cos \beta_1}{d_y},$$

$$K_{2o} = \frac{a_o \cos \beta_2}{d_o}, \quad K_{2y} = \frac{b_y + l_o}{d_y}.$$
(8.109)

Зазначені вирази допоможуть описати різні випадки проходження хвилі крізь складну неоднорідну структуру тканини. На рис. 8.14 та рис. 8.15 показані різні перерізи тканин для розглянутих вище випадків.



а



б

Рис. 8.14. Перерізи тканини полотняного переплетіння без деформацій ниток з малими відстанями між їхніми центрами:
а – переріз тканини, який виконано перпендикулярно до ниток основи;
б – переріз тканини, який виконано перпендикулярно до ниток утку

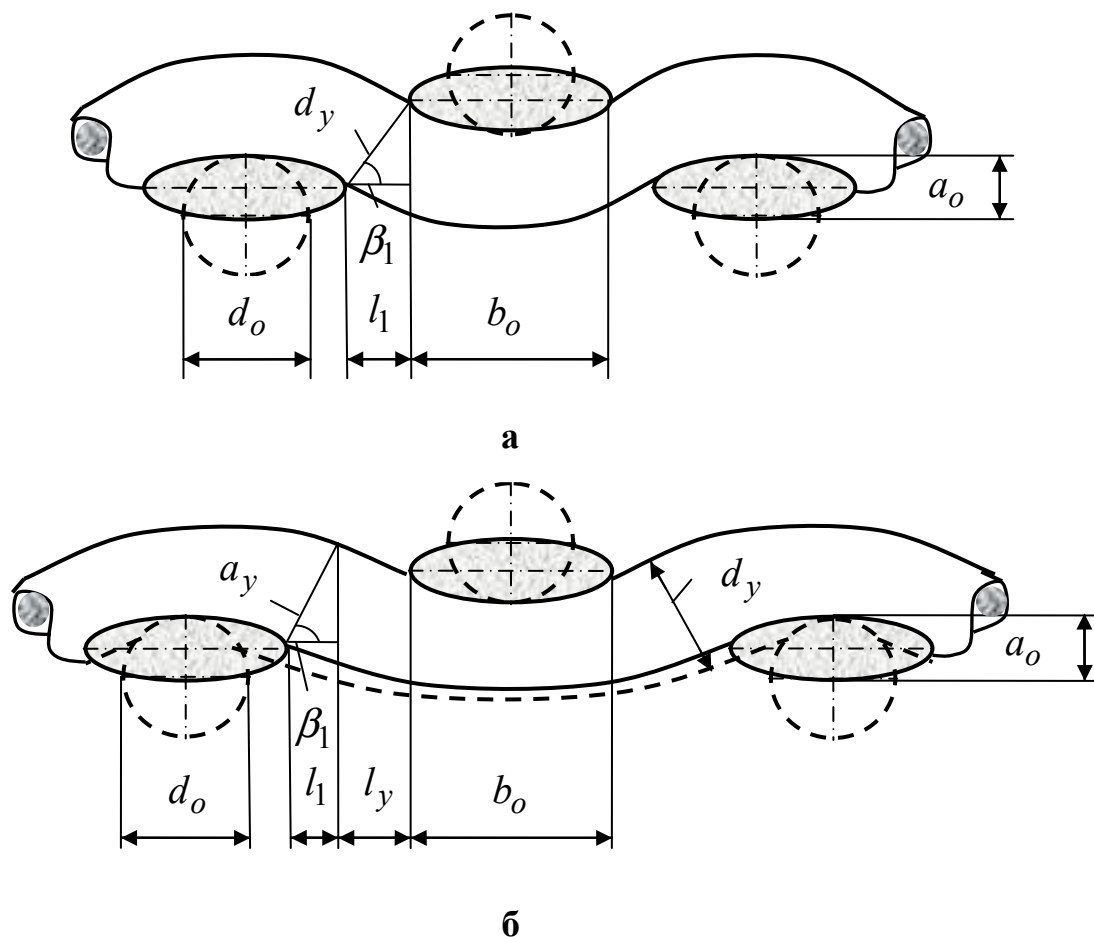


Рис. 8.15. Перерізи тканин з деформацією ниток:
 а – з деформацією ниток основи з малими відстанями між їхніми центрами;
 б – з деформацією ниток основи та утку з великими відстанями між їхніми центрами

Коефіцієнти K_o та K_y опосередковано пов'язані з порами між нитками тканини, які впливають на амплітуду ультразвукового сигналу з незмінною частотою, а саме їх форма, розміри та деформація ниток. Форма пор може бути різною в залежності від діаметру ниток та густини їх розміщення в тканині. Квадратна форма пор забезпечується використанням ниток однакового діаметру, з волокон одного виду, з рівною густиною їх розміщення, або з більшою густиною розміщення ниток з меншим діаметром, порівняно до ниток, що їх перекривають. Використовуючи нитки основи та утку з одного виду волокон, але з різними діаметрами та з однаковою густиною розміщення, форма пор буде мати вид прямокутника. У випадку, коли тканина має високу густина розміщення ниток основи та утку наскрізні пори майже зникають і повітря вже не проходить вільно крізь них [33]. Проте для ультразвукової хвилі вільний хід може залишатися, в залежності від того, який розмір діаметрів ниток, або яка середня відстань між їхніми центрами.

В загальному об'єм D для тканини полотняного переплетіння з нитками без деформацій, виключаючи об'єм пор, можна показати у наступному вигляді:

$$D = n^2 d_c^3 \frac{\pi^2}{8} . \quad (8.110)$$

Об'єм повітря в наскрізних порах тканини полотняного переплетіння може змінюватись при розглянутій вище деформації ниток, при різних порядках фази будови (теорія фазової будови тканин Н. Г. Новікова), а також при зміні розмірів самих пор між нитками. Щоб отримати залежність, яка б описувала об'єм тканин полотняного переплетіння, об'єм тканин інших переплетінь, а також можливі зміни об'єму при описаних вище умовах, необхідно враховувати фактичний об'єм, який займає повітря в усіх порах. Загальний об'єм D , який може займати тканина різного виду переплетіння, можна подати так:

$$D = n^2 d_c^3 \frac{\pi^2}{8 K_V} , \quad (8.111)$$

де K_V – коефіцієнт об'єму повітря між нитками основи та утку.

Коефіцієнт K_V є співвідношенням розрахункового значення об'єму пор тканини до його фактичного значення ($K_V = Q / Q_{\phi}$, $Q = q_1 + q_2 + q_3 + \dots + q_n$, де $q_1 \div q_n$ – об'єми окремих пор тканини, які займає повітря).

На рис. 8.16 показано, які параметри призводять до нерівності коефіцієнтів об'єму повітря $K_{V0} < K_{V1} < K_{V2}$ на прикладі трьох різних тканин з відповідними об'ємами окремих пор $q_1^0 \div q_n^0$, $q_1^1 \div q_n^1$ та $q_1^2 \div q_n^2$.

Отже, знаючи об'єм D поверхневу густину η , в загальному випадку, можна показати як:

$$\eta = n^2 d_c^3 \frac{\pi^2}{8 K_V} \cdot \frac{\rho}{S} = \frac{D \rho}{S} , \quad (8.112)$$

де ρ – середня об'ємна густина ниток тканини.

Проведені дослідження доводять, що пори сильно можуть впливати на проходження ультразвукового сигналу крізь контрольовану тканину та відбиття від неї. Тому пори необхідно враховувати, а також контролювати зміну їхнього об'єму за допомогою параметрів ультразвукових хвиль

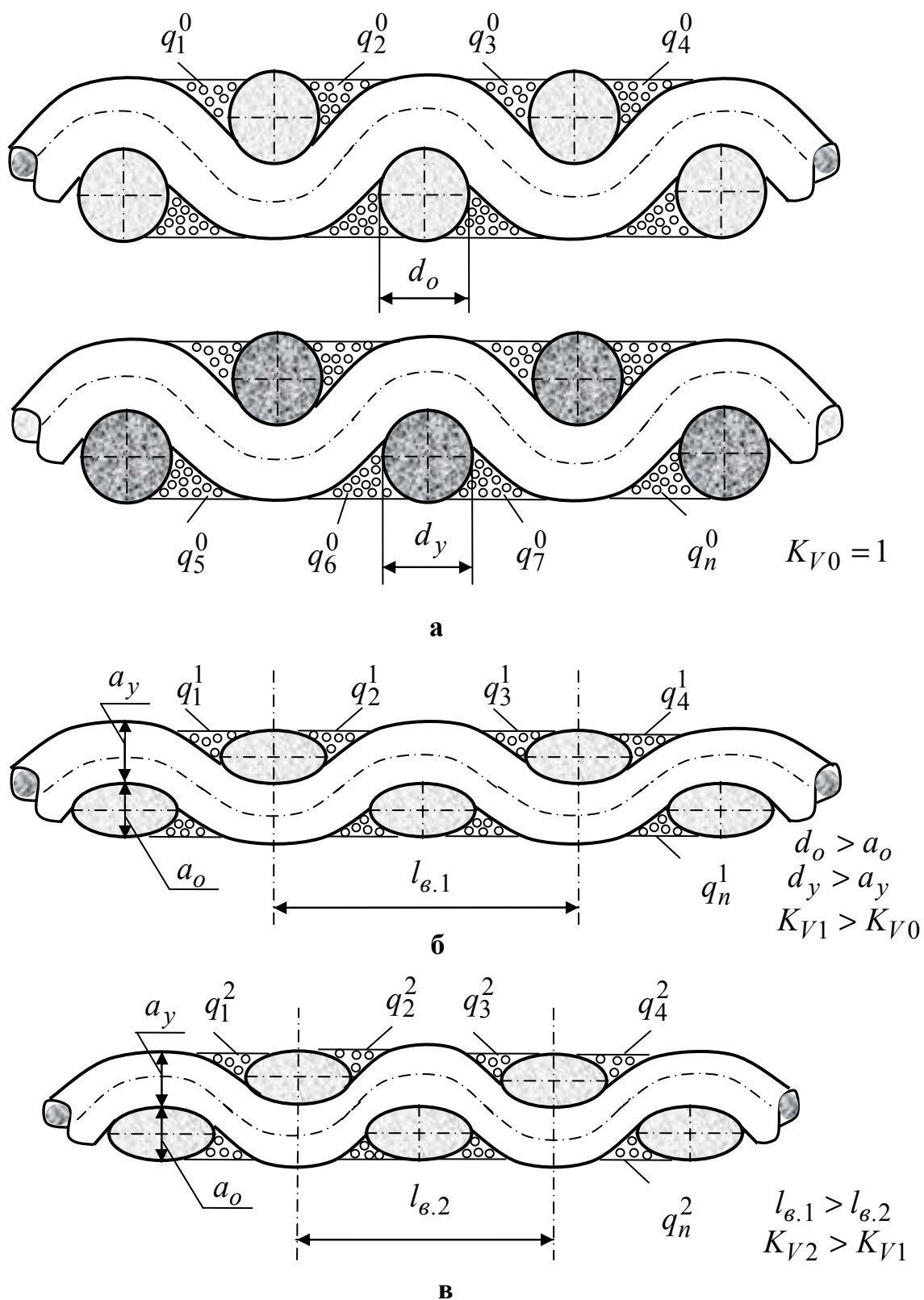


Рис. 8.16. Вплив різних параметрів тканин на об'єм пор:
 а – об'єм пор в перерізах тканини без деформацій ниток; б – об'єм пор в перерізах тканини з деформацією ниток; в – об'єм пор в перерізах тканини з деформацією ниток та із малими відстанями між ними

Для того, щоб отримувати точні дані вимірювання необхідно описати як впливає поверхнева густина η контрольованої тканини на амплітуду ультразвукових коливань. Якщо описувати зміну поверхневої густини η за зміною діаметрів ниток основи та утку, то середню відстань проходження та згасання ультразвукового сигналу в матеріалі тканини можна представити як $2d_c\pi/4$, оскільки крім перерізу ниток, який в ідеальному випадку має вигляд кола, переріз волокон, з яких складаються нитки, теж буде таким. Тому амплітуду ультразвукових хвиль, які пройшли крізь тканину з поверхневою густиною η , що відповідає певним величинам діаметрів ниток цієї тканини, можна подати різними виразами.

Якщо структура тканини з великими порами, без значних деформацій ниток, то вона наближається до рихлісного шару. У такому випадку ультразвуковий сигнал в основному буде проходити крізь пори тканини. При значних деформаціях ниток та при високій густині їх заповнення структура тканини може наближатися до плоского шару, а ультразвуковий сигнал буде проходити вже безпосередньо крізь нитки контрольованої тканини.

Модуль $|W|$ коефіцієнта проходження з врахуванням згасання для тканин [33], пов'язавши його з поверхневою густиною η , можна записати так:

$$|W| = \left(\left(\left(\left(ch \frac{\alpha K \eta \cos v}{\pi \rho_2} + \frac{Z_2}{2Z_1} \cdot sh \frac{\alpha K \eta \cos v}{\pi \rho_2} \right) \cdot \cos \frac{2K\eta f \cos v}{Z_2} \right)^2 + \left(\left(sh \frac{\alpha K \eta \cos v}{\pi \rho_2} + \frac{Z_2}{2Z_1} \cdot ch \frac{\alpha K \eta \cos v}{\pi \rho_2} \right) \cdot \sin \frac{2K\eta f \cos v}{Z_2} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right)^{-1} \quad (8.113)$$

Вираз (8.113), при виконанні умови $(2K\eta f \cos v)/Z_2 \ll 1$, можна подати як:

$$|W| = \frac{1}{\sqrt{\left(1 + \alpha \frac{c_2}{Z_1} \frac{K \eta \cos v}{2\pi} \right)^2 + \left(\frac{K \eta f \cos v}{Z_1} \right)^2}} \quad (8.114)$$

Залежність для ультразвукового сигналу, що відбивається від тканини та згасає [34], можливо подати у наступному вигляді:

$$\begin{aligned}
|V| = & \left(1 + \left(1 - \left(ch \frac{\alpha K \eta \cos v}{\pi \rho_2} + \frac{Z_2}{2Z_1} \cdot sh \frac{\alpha K \eta \cos v}{\pi \rho_2} \right) \cdot 2 \cos \frac{2K \eta f \cos v}{Z_2} \right) \times \right. \\
& \times \left(\left(\left(ch \frac{\alpha K \eta \cos v}{\pi \rho_2} + \frac{Z_2}{2Z_1} \cdot sh \frac{\alpha K \eta \cos v}{\pi \rho_2} \right) \cdot \cos \frac{2K \eta f \cos v}{Z_2} \right)^2 + \right. \\
& \left. \left. + \left(\left(sh \frac{\alpha K \eta \cos v}{\pi \rho_2} + \frac{Z_2}{2Z_1} \cdot ch \frac{\alpha K \eta \cos v}{\pi \rho_2} \right) \cdot \sin \frac{2K \eta f \cos v}{Z_2} \right)^2 \right)^{-1} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (8.115)
\end{aligned}$$

Залежність (8.115), за умови $(2K \eta f \cos v) / Z_2 \ll 1$, можна записати так:

$$\begin{aligned}
|V| = & \left(1 + \left(1 - 2 \left(ch \frac{\alpha K \eta \cos v}{\pi \rho_2} + \frac{Z_2}{2Z_1} \cdot sh \frac{\alpha K \eta \cos v}{\pi \rho_2} \right) \right) \times \right. \\
& \times \left(\left(ch \frac{\alpha K \eta \cos v}{\pi \rho_2} + \frac{Z_2}{2Z_1} \cdot sh \frac{\alpha K \eta \cos v}{\pi \rho_2} \right)^2 + \right. \\
& \left. \left. + \left(\left(sh \frac{\alpha K \eta \cos v}{\pi \rho_2} + \frac{Z_2}{2Z_1} \cdot ch \frac{\alpha K \eta \cos v}{\pi \rho_2} \right) \cdot \frac{2K \eta f \cos v}{Z_2} \right)^2 \right)^{-1} \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (8.116)
\end{aligned}$$

Згасання при проходженні та відбитті хвилі вносить малу похибку при визначенні поверхневої густини η тканини. Вплив згасання у вигляді похибки вимірювання амплітуди ультразвукової хвилі, що пройшла крізь тканину, або хвилі, яка відбилася від неї, найчастіше не перевищує 1%. Відстані та розміри пор між нитками тканини можна визначити за допомогою різних параметрів ультразвукових хвиль, а відносну зміну їх амплітуди, що спричиняється згасанням сигналу, можна подати так:

$$\delta_{|W|} = \frac{|W| - |W|_0}{|W|_0} \cdot 100\% = \left(|W| \sqrt{1 + \left(\frac{K \eta f \cos v}{Z_1} \right)^2} - 1 \right) \cdot 100\%, \quad (8.117)$$

$$\delta_{|V|} = \frac{|V| - |V|_0}{|V|_0} \cdot 100\% = \left(|V| \sqrt{1 + \left(\frac{Z_1}{K \eta f \cos v} \right)^2} - 1 \right) \cdot 100\%, \quad (8.118)$$

де $\delta_{|W|}$ – відносна зміна модулю коефіцієнта проходження ультразвукових хвиль, яка спричинена згасанням; $\delta_{|V|}$ – відносна зміна модулю коефіцієнта відбиття ультразвукових хвиль, яка спричинена згасанням; $|W|_0$ – модуль коефіцієнта проходження без врахування згасання; $|V|_0$ – модуль коефіцієнта відбиття без врахування згасання. На рис. 8.17 та на рис. 8.18 показані залежності відносних змін $\delta_{|W|}$, $\delta_{|V|}$ від параметру $\eta/(\rho_2\lambda_2)$, де λ_2 – довжина ультразвукової хвилі в тканині.

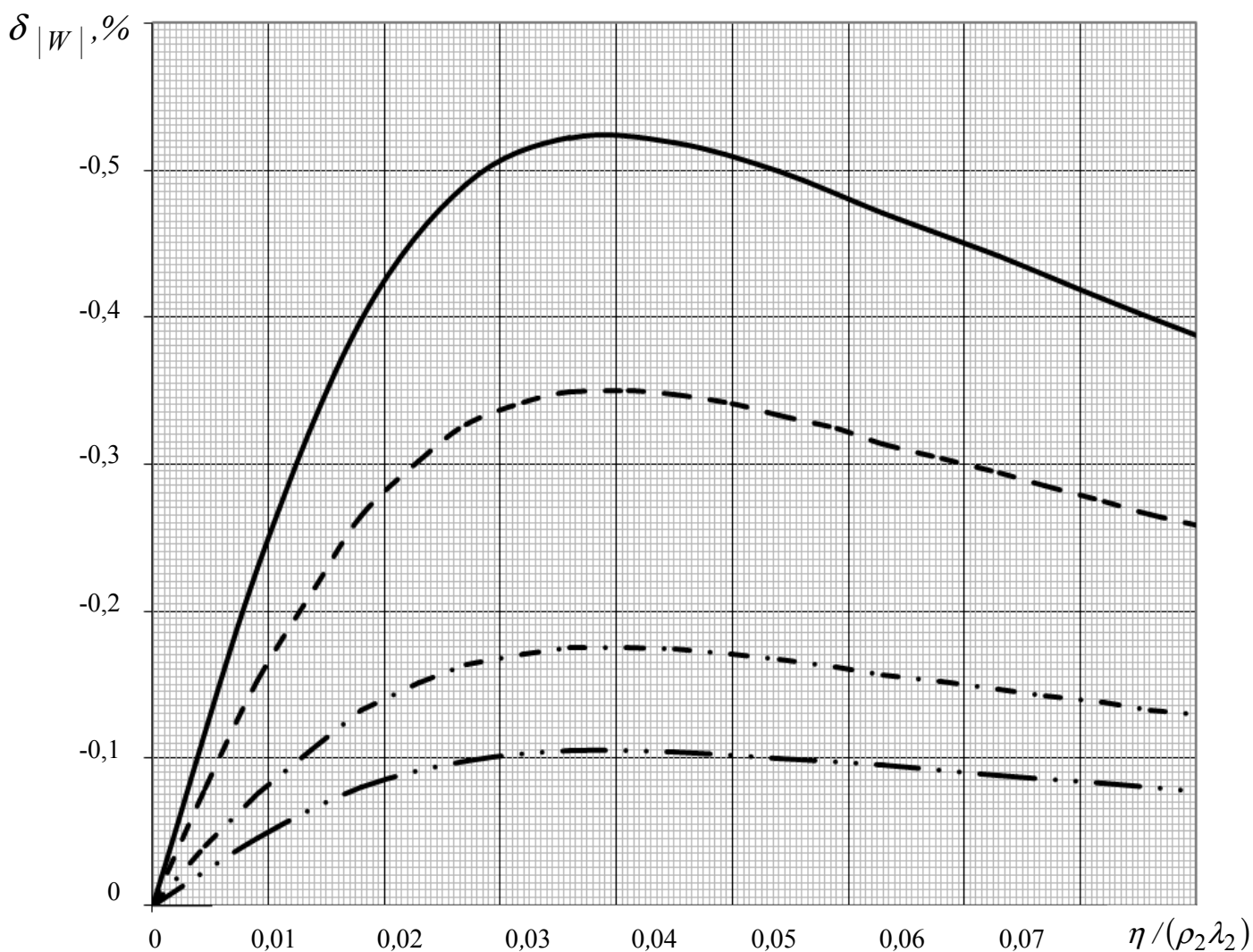


Рис. 8.17. Залежності відносної зміни $\delta_{|W|}$ від параметру $\eta/(\rho_2\lambda_2)$ при різних значеннях коефіцієнту згасання α :

- · · — · · — · · — $\alpha = 3 \text{ м}^{-1}$;
- · — · — · — $\alpha = 5 \text{ м}^{-1}$;
- - - - - $\alpha = 10 \text{ м}^{-1}$;
- $\alpha = 15 \text{ м}^{-1}$

зменшенні розмірів пор амплітуда хвиль, які пройшли крізь них, теж зменшується.

На основі проведених досліджень розроблений ультразвуковий спосіб визначення поверхневої густини матеріалів [35] та ультразвуковий пристрій УКТП-1. Дослідження проводились на експериментальній установці, структурна схема якої подана на рис. 8.19.

Пристрій містить внутрішній генератор 1, тумблер 2, подільник частоти 3, формувач керуючих прямокутних імпульсів 4, формувач імпульсного сигналу 5, підсилювач 6, випромінюючий п'єзоперетворювач 7, приймаючий п'єзоперетворювач 8, регульований підсилювач 9, ключ 10, пікові детектори 11 та 14, блок ділення 12, атенюатор 13, регульований блок затримки 15, індикатор 16. В експериментальну установку, до якої може підключатися пристрій, ще входять генератори Г5 – 75, Г6 – 31, які позначені номерами 17, 18, осцилографи С1 – 55, С1 – 74, що позначені номерами 19, 20, та частотомір ЧЗ – 38, який позначений на схемі номером 21. Контрольована тканина позначена номером 22.

Пристрій працює наступним чином. З виходу генератора 1, при положенні тумблера 2 на позначці “внут.”, імпульси частоти f потрапляють на вхід формувача 5, який формує зондуєчий імпульсний сигнал, а також ці імпульси паралельно діляться за частотою, за допомогою подільника 3 і потрапляють на вхід формувача прямокутних імпульсів 4, які керують тривалістю зондуєчого імпульсного сигналу. Напруга з виходу формувача 5 потрапляє на вхід підсилювача 6, де підсилюється за потужністю та потрапляє до входу випромінюючого п'єзоперетворювача 7. Випромінюючий п'єзоперетворювач 7, в свою чергу, починає випромінювати ультразвуковий імпульсний сигнал, який спочатку падає на контрольовану тканину 22, а хвилі, що проходять її та повітряні проміжки, потім потрапляють до приймаючого п'єзоперетворювача 8, який перетворює прийнятий ультразвуковий сигнал знову в електричні коливання. Ці коливання підсилюються регульованим підсилювачем 9, а потім потрапляють до пікового детектора 11, після спрацювання ключа 10 з затримкою τ , яка задається регульованим блоком затримки 15, для виділення корисного вимірювального сигналу. Сама затримка τ дорівнює $l_{пер.} / c_1$, де $l_{пер.}$ – відстань між випромінюючим 7 та приймаючим 8 п'єзоперетворювачами. За допомогою пікового детектора 11 детектується постійна напруга U_1 , яка потрапляє до одного входу блоку ділення 12, а на інший його вхід потрапляє напруга U_0 , що детектується за допомогою пікового детектора 14 після ослаблення електричних коливань, після проходження атенюатора 13, до якого вони потрапляють з виходу підсилювача 6. На виході блоку ділення 12 створюється постійна напруга $U_{вих.}$, яка пропорційна амплітудному співвідношенню ультразвукових хвиль, що падають на тканину, та хвиль, які проходять крізь неї.

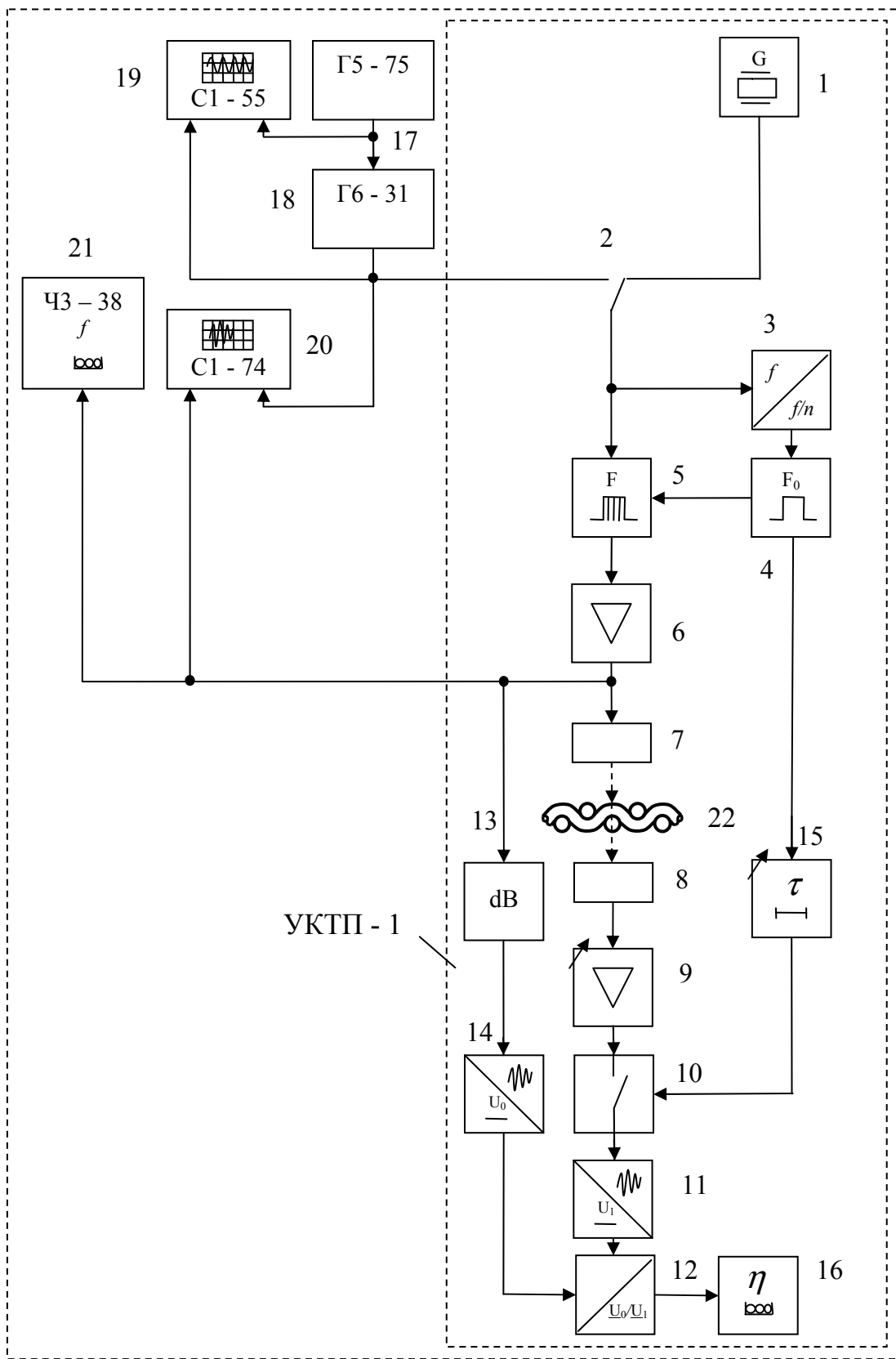


Рис. 8.19. Структурна схема пристрою УКТП – 1 та експериментальної установки контролю

Порівняння вимірювання поверхневої густини за допомогою УКТП – 1 та визначення її величини з використанням вагового методу

№ виміру	Покази вимірювань УКТП-1 величини поверхневої густини η [$г/м^2$] Тканина арт. №1В1928/180 (1)	Виміри маси m [$г$] зразку тканини арт. №1В1928/180 (1), які були зроб. за допомог. ваг ТВЕ – 021, що помножені на величину 100 [$м^{-2}$]	Покази вимірювань УКТП-1 величини поверхневої густини η [$г/м^2$] Тканина арт. №1В1928/401 (2)	Виміри маси m [$г$] зразку тканини арт. №1В1928/401 (2), які були зроб. за допомог. ваг ТВЕ – 021, що помножені на величину 100 [$м^{-2}$]	
1.	113	113,0	113	113,6	
2.	114	113,1	114	113,4	
3.	115	113,2	113	113,2	
4.	116	113,3	115	113,3	
5.	116	113,4	116	113,5	
6.	113	113,1	116	113,4	
7.	115	113,2	116	113,4	
8.	116	113,3	116	113,3	
9.	115	113,2	115	113,3	
10.	116	113,2	116	113,6	
Середні значення $\bar{\eta}$ та \bar{m}	114,90	113,2	115	113,4	
Показники відхилень вимірювань					
Середньо-квадратичне відхилення $\sigma_1, г/м^2$	Відносна похибка $\delta_{n1}, \%$	Абсолютна похибка $\Delta_{n1}, г/м^2$	Середньо-квадратичне відхилення $\sigma_2, г/м^2$	Відносна похибка $\delta_{n2}, \%$	Абсолютна похибка $\Delta_{n2}, г/м^2$
1,14	1,50	1,70	1,18	1,41	1,60

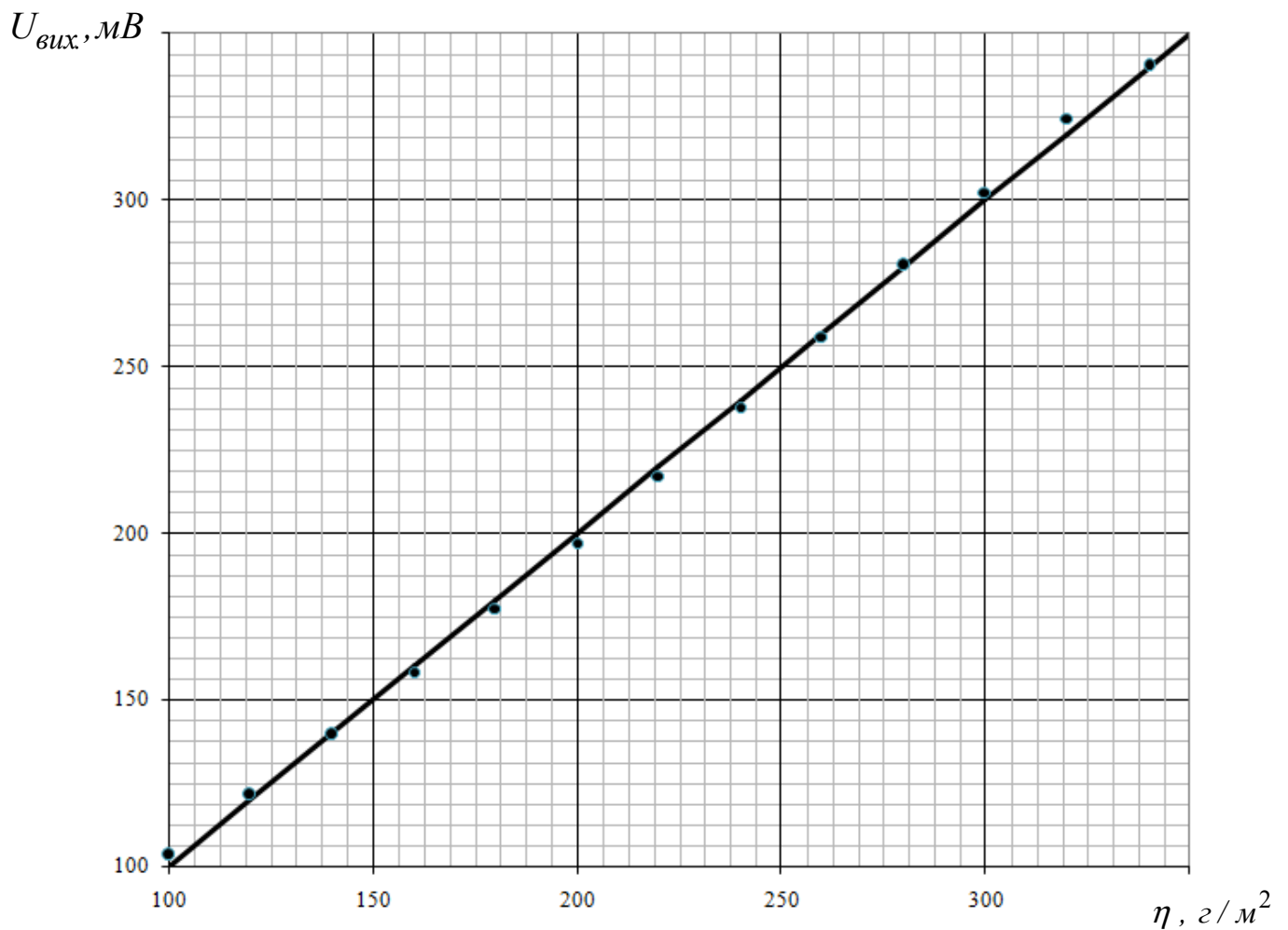
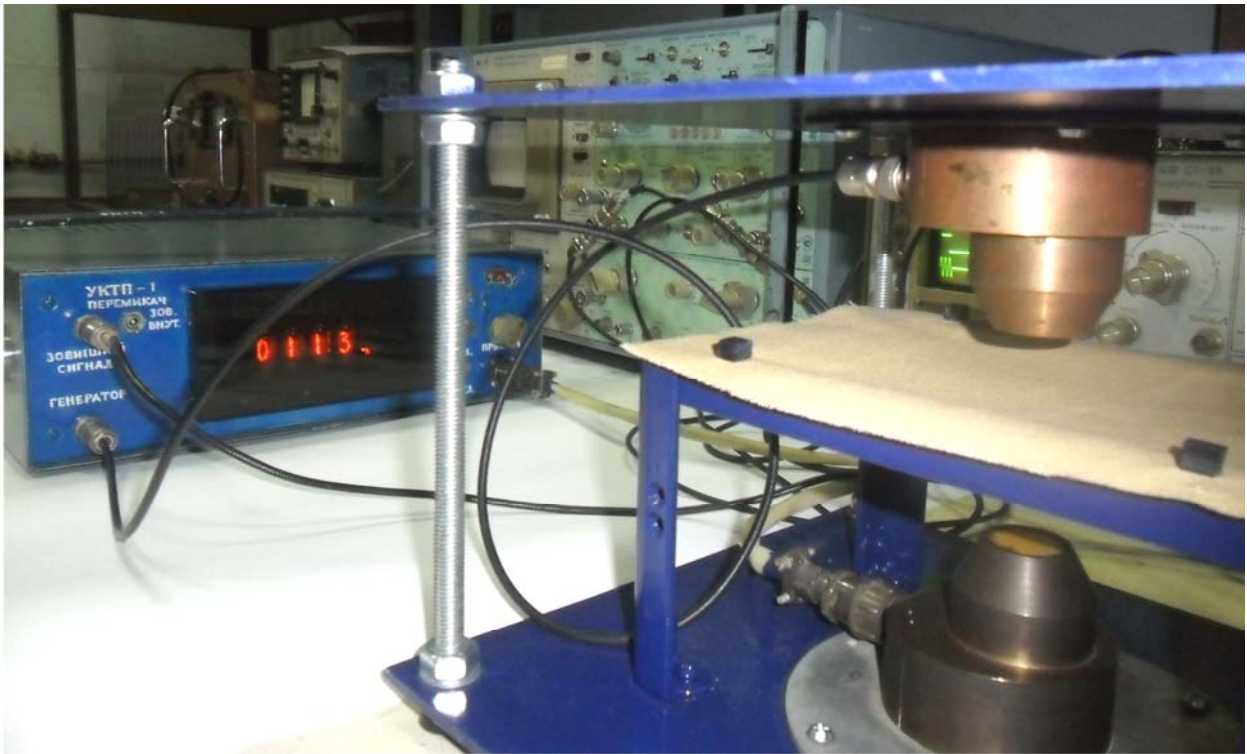


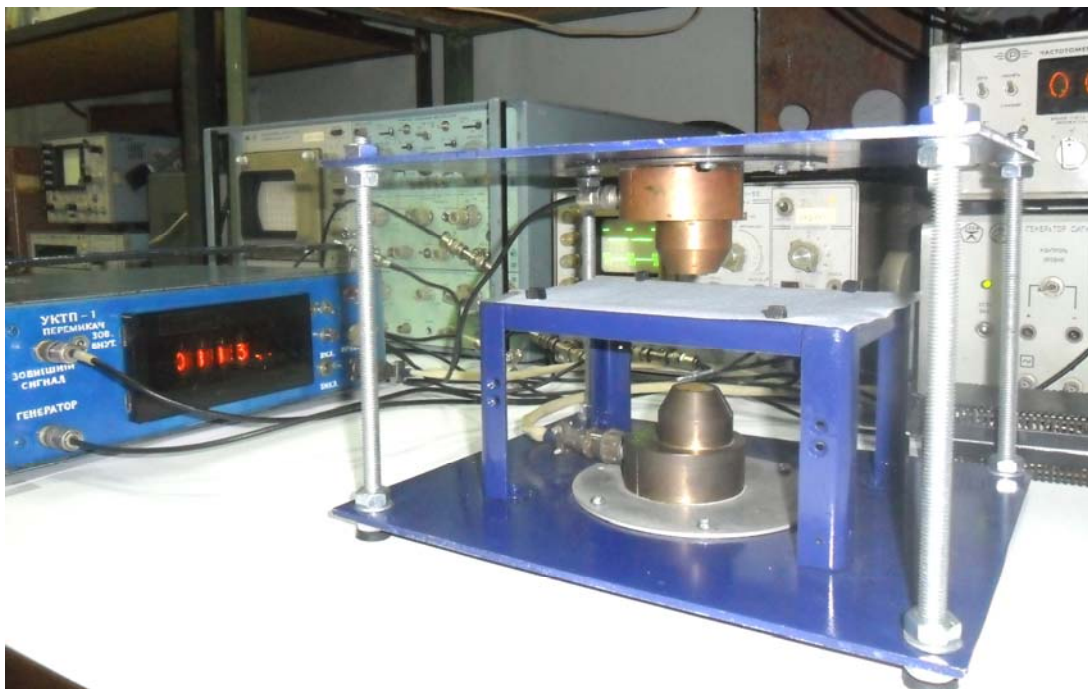
Рис. 8.20. Характеристика залежності величини вихідного $U_{вих.}$ пристрою УКТП – 1 від поверхневої густини η контрольованої тканини $U_{вих.} = a + b \cdot \eta$, де $a = -1,20$ мВ; $b = 1,01$ мВ/(г/м²); коефіцієнт кореляції $r = 0,99$; критерій Фішера $F_{розр.} = 0,21 < F_{табл.} = 2,64$ при рівні значущості $\alpha_{знач.} = 0,05$





б

Рис. 8.21. Загальний вид експериментальної установки:
а – загальний вид експериментальної установки разом із ультразвуковим безконтактним пристроєм УКТП – 1; б – експериментальне безконтактне вимірювання поверхневої густини тканини арт.№1В1928/401, значення якої визначене ваговим методом та становить величину $113,4 \text{ г/м}^2$



а



б



в

Рис. 8.22. Експериментальне вимірювання поверхневої густини тканини арт. № 1В1928/180:

а – безконтактне вимірювання за допомогою пристрою УКТП – 1; б – зважування зразку тканини площею $S = 0,01 \text{ м}^2$; в – вигляд передньої панелі пристрою УКТП – 1 в процесі вимірювання поверхневої густини тканини

Були проведені також вимірювання, коли контрольована тканина розміщувалася під кутом до вісі п'єзоперетворювачів. Цей кут змінювався в межах від 0° до 10° , а додаткова похибка при цьому не перевищувала $\delta_{\varphi\alpha} \leq 0,6\%$. Це дозволяє проводити контроль поверхневої густини η тканини при допустимому її провисанні безпосередньо в процесі виробництва.

При зміні температури навколишнього середовища в межах від 20°C до 40°C додаткова похибка, яка може виникати, не перевищувала $\delta_t \leq 0,8\%$.

При проведенні безконтактного контролю поверхневої густини η різних тканин досить важливим є правильність оцінки його вірогідності. Для того, щоб оцінити вірогідність контролю поверхневої густини η , необхідно спочатку оцінити її інструментальну та методичну складові. Саму вірогідність можна виразити наступною формулою:

$$D = D_i \cdot D_m, \quad (8.118)$$

де D_i – інструментальна вірогідність; D_m – методична вірогідність.

Інструментальну вірогідність можна подати так:

$$D_i = 1 - \alpha_i - \beta_i, \quad (8.119)$$

де α_i – інструментальна помилка першого роду (поверхнева густина η контрольованої тканини, яка входить в межі допуску, визнана як така, що виходить за ці межі);

β_i – інструментальна помилка другого роду (поверхнева густина η контрольованої тканини, яка виходить за межі допуску, визнана як така, що входить в ці межі).

В результаті проведених досліджень отримані наступні значення $\alpha_i = 0,017$ та $\beta_i = 0,008$, а $D_i = 0,975$. Після цього методичну вірогідність можна подати так:

$$D_m = \frac{K_n}{K_{np}}, \quad (8.120)$$

де K_n – кількість параметрів, які враховуються;

K_{np} – кількість параметрів, що впливають на прийняття рішення.

У нашому випадку завдяки налаштуванню пристрою під контрольовані тканини, що мають однакові середні відстані між центрами ниток, з врахуванням майже всіх параметрів, які можуть вплинути на прийняття рішення, можна прийняти $D_m = 1$, а $D = 0,975$.

Основні метрологічні характеристики ультразвукового пристрою УКТП – 1 наведені в табл. 8.6.

Таблиця 8.6

Основні метрологічні характеристики ультразвукового пристрою УКТП – 1

№ п/п	Параметри	Значення
1.	Діапазон поверхневих щільностей, що вимірюються	(100 ÷ 350) г/м ²
2.	Основна відносна похибка вимірювання	± 2 %
3.	Абсолютна похибка вимірювання номінального значення	± 7,3 г/м ²
4.	Додаткова відносна похибка вимірювання, яка може виникати, коли кут нахилу тканини буде змінюватися в межах від 0° до 10°	± 0,6 %
5.	Додаткова абсолютна похибка вимірювання номінального значення, яка може виникати, коли кут нахилу тканини буде змінюватися в межах від 0° до 10°	± 2,1 г/м ²
6.	Додаткова відносна похибка вимірювання, яка може виникати при зміні температури навколишнього середовища від 20 °С до 40 °С	± 0,8 %
7.	Додаткова абсолютна похибка вимірювання номінального значення, яка може виникати при зміні температури навколишнього середовища від 20 °С до 40 °С	± 2,8 г/м ²

ВИСНОВКИ

1. Показано, що застосування ресурсоощадних технологій можливо при стабілізації натягу пружної системи заправки текстильних машин. Це дає можливість зменшити відсоток браку, поява якого викликана обривністю ниток та браку готової продукції, викликаної не стаціонарністю технологічного процесу.

2. Проведено аналіз силових, кінематичних та конструктивних параметрів технологічного обладнання, що впливають на стабілізацію натягу пружної системи заправки. Отримані аналітичні залежності, виконання яких дозволяє забезпечити стабілізацію натягу пружної системи заправки текстильних машин.

3. Проведено динамічний аналіз роботи існуючих нитконатягувачів, компенсаторів натягу та ниткоподавачів, що дозволило встановити основні фактори, що впливають на порушення стабілізації натягу. Встановлені основні кінематичні та динамічні співвідношення, які дозволяють розробляти нові та удосконалювати відомі нитконатягувачі, компенсатори натягу та ниткоподавачі з урахуванням реальних властивостей ниток та особливостями їх переробки на технологічному обладнанні.

4. Досліджено вплив скала ткацьких верстатів на стабілізацію натягу пружної системи заправки. Показано, що підвищення стабілізації динамічної складової натягу можливе за рахунок зміни жорсткості підскальних пружин, використання демпфера, а також примусового руху скала. При цьому динамічна складова натягу знижується на 8...10 %, що дозволяє знизити обривність ниток та знизити витрати сировинних ресурсів.

5. Здійснено аналіз процесів при пуску та зупинці основов'язальної машини. Отримано математичну модель, що дозволила визначити шляхи стабілізації натягу пружної системи заправки, що полягають у варіюванні величин приведених моментів, регулюванні величини кутів повороту навоїв при зміні їх радіуса, а також застосування додаткових компенсаторів між навоєм та зоною в'язання. Проведене математичне моделювання застосування методу варіювання величин приведених моментів, які діють у періоди пуску - зупинки на навої та відтяжний вал основов'язальної машини, показало, що відхилення подачі нитки та відводу полотна від необхідних значень не перевищують 3...5 %.

6. Показано, що заощадження сировинних ресурсів можливо при застосуванні безконтактного технологічного контролю поверхневої густини текстильних матеріалів безпосередньо при їх виробництві. Це дає можливість значно знизити відсоток браку, поява якого викликана невідповідністю поверхневої щільності готової продукції вимогам технологічних регламентів, а також заощаджувати сировину при випуску текстильних матеріалів у мінусовому полі допуску по поверхневій густини.

7. Розроблений безконтактний ультразвуковий прилад УКТП-1 для контролю поверхневої густини текстильних матеріалів. Проведені

експериментальні дослідження показали, що основна відносна похибка вимірювання не перевищує $\pm 2\%$, що свідчить про доцільність його використання на виробництві.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

1. Здоренко В.Г. Дослідження впливу натягу трикотажних та тканих полотен на величину поверхневої щільності /В.Г.Здоренко// Вісник ДАЛПУ. – 2000. – №2. – С. 105 –110.
2. Здоренко В.Г. Технологічний контроль поверхневої щільності текстильних матеріалів /В.Г.Здоренко// Вісник КНУТД. – №3. – 2004. – С. 28 –32.
3. Здоренко В.Г. Аналіз силових та кінематичних факторів, що впливають на пружну систему заправки // Збірник наукових праць 9-ї Міжнародної науково-практичної конференції “Сучасні інформаційні та енергозберігаючі технології життєзабезпечення людини”. – К.: ФАДА ЛТД, 2001. – Вип. № 9, кн. 1. – С. 136 – 140.
4. Здоренко В.Г. Вплив конструктивних параметрів трикотажних та текстильних машин на стабілізацію натягу пружної системи заправки/В.Г.Здоренко// Вісник ЖІТІ. – 2001. – Спеціальний випуск. Технічні науки. – С. 150 – 159.
5. Здоренко В. Г. Оцінка ефективності впливу механізмів на пружну систему заправки трикотажних та текстильних машин// Збірник наукових праць 8-ї Міжнародної науково-практичної конференції “Сучасні інформаційні та енергозберігаючі технології життєзабезпечення людини”. – К.: ФАДА ЛТД, 2000. – Вип. № 8. – С. 126 –130.
6. Здоренко В.Г. Механізм відтяжки однофонтурної трикотажної машини із застосуванням ультразвукових безконтактних вимірювачів товщини // Збірник наукових праць 7-ї Міжнародної науково-практичної конференції “Сучасні інформаційні та енергозберігаючі технології життєзабезпечення людини”. – К.: ФАДА ЛТД, 2000. – Вип. № 7. – С. 148 –152.
7. Здоренко В.Г. Визначення умов роботоспроможності нитконатягувачів та компенсаторів натягу трикотажних машин /В.Г.Здоренко// Вісник ЖІТІ. – 2002. – №3 (22) / Технічні науки. – С. 11 – 20.
8. Здоренко В.Г. Аналіз роботи нитконатягувачів та компенсаторів натягу трикотажних машин /В.Г.Здоренко// Вісник Технологічного університету Поділля. – 2002. – № 3 – Т. 2. Технічні науки. – С. 220 – 229.
9. Здоренко В.Г. Дослідження взаємодії ниток з нитконатяжними пристроями /В.Г.Здоренко// Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – 2001. – №4. – С. 164 – 169.
10. Здоренко В.Г. Аналіз роботи автоматичного шайбового нитконатягувача /В.Г.Здоренко// Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – 2001. – №2. – С. 131 – 133.
11. Здоренко В.Г. Вплив форми притискної шайби нитконатягувача на

- величину вихідного натягу /В.Г.Здоренко// Вісник Технологічного університету Поділля. – 2001. – № 3 – Ч.1. Технічні науки. – С. 191 – 194.
12. Здоренко В.Г. Дослідження взаємодії ниток з нитконатяжними пристроями /В.Г.Здоренко// Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – 2001. – №4. – С. 164 – 169.
13. Деклараційний патент 70086 А Україна, МПК D04В 15/44. Нитконатягувач / Ю.О. Скрипник, В.Г. Здоренко, (Україна). – № 20031212451; Заявл. 25.12.03; Опубл. 15.09.04, Бюл. № 9
14. Деклараційний патент 62655 А Україна, МПК D04В 15/44. Нитконатягувач / Ю.О. Скрипник, В.Г. Здоренко, (Україна). – № 2003043711; Заявл. 22.04.03; Опубл. 15.12.03, Бюл. № 12.
15. Здоренко В.Г. Дослідження впливу рухомого скала на стабілізацію натягу пружної системи заправки ткацького верстата СТБ – 1 – 180 /В.Г.Здоренко// Вісник ЖІТІ. – 2002. – №4(23) . Технічні науки. – С. 41 – 49.
16. Здоренко В.Г. Вплив основного та товарного регуляторів ткацького верстата СТБ – 1 – 180 на стабілізацію натягу пружної системи заправки /В.Г.Здоренко// Вісник Чернігівського державного технологічного університету. – 2002. – №15. – С. 43 – 51.
17. Здоренко В.Г. Вплив механізмів подачі основи та відводу тканини на натяг пружної системи заправки ткацьких верстатів /В.Г.Здоренко// Вісник ХДТУ. – 2002. – №3 (16). – С. 126–130.
18. Здоренко В.Г. Аналіз руху навою ткацького верстата при зміні діаметру намотки ниток// Збірник наукових праць 13-ї Міжнародної науково-практичної конференції “Сучасні інформаційні та енергозберігаючі технології життєзабезпечення людини”. – К., 2003. – Вип. № 13.– С. 257 –261.
19. Здоренко В.Г. Розробка накопичувача енергії ткацького навоя при неусталеному режимі роботи ткацького верстата // Збірник наукових праць 12-ї Міжнародної науково-практичної конференції “Сучасні інформаційні та енергозберігаючі технології життєзабезпечення людини”. – К., 2002. – Вип. № 12. – С. 95 –98.
20. Здоренко В.Г. Вплив механізмів подачі основи та відводу тканини на натяг пружної системи заправки ткацьких верстатів /В.Г.Здоренко// Вісник ХДТУ. – 2002. – №3 (16). – С. 126–130.
21. Здоренко В.Г. Розробка механізму примусового руху скала на базі трьохланкового кулісного механізму з зупинкою /В.Г.Здоренко// Вісник Технологічного університету Поділля. – 2002. - № 6. – Ч. 1. Технічні науки. – С. 49 – 57.
22. Здоренко В.Г. Вплив конструкції основного гальма пневматичного ткацького верстата П-105 на натяг пружної системи заправки /В.Г.Здоренко// Вісник КНУТД. – 2002. – №1. – С.144 –151.
23. Здоренко В.Г. Аналіз впливу пристрою відведення готової продукції ткацького верстата типу АТ на стабілізацію натягу пружної системи заправки /В.Г.Здоренко, Н.М.Защепкіна// Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2007. - № 6.– С. 14 – 19.
24. Здоренко В.Г. Аналіз роботи механізмів подачі основи, відтяжки та

- накатки полотна при перехідних режимах роботи основов'язальної машини /В.Г.Здоренко// Вісник Технологічного університету Поділля. – 2002. – № 1. Технічні науки. – С. 119 – 129.
25. Здоренко В.Г. Аналіз сумісного впливу механізмів подачі основи та відтяжки полотна на натяг пружної системи заправки основов'язальної машини при неусталених режимах роботи /В.Г.Здоренко// Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – 2002. – №1. – С. 168 – 173.
26. Здоренко В.Г. Стабілізація натягу пружної системи заправки основов'язальної машини при неусталеному режимі роботи шляхом варіювання величин приведених моментів /В.Г.Здоренко // Вісник КНУТД. – 2002. – №2. – С.154 –161.
27. Здоренко В.Г. Визначення умов забезпечення стабілізації натягу пружної системи заправки основов'язальної машини /В.Г.Здоренко// Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2008. - № 1. – С. 21 – 24.
28. Деклараційний патент 63464 А Україна, МПК D04B27/10. Пристрій для подачі нитки основов'язальної машини/ Ю.О. Скрипник, В.Г. Здоренко, (Україна). – № 2003043710; Заявл. 22.04.03; Опубл. 15.01.04, Бюл. № 1.
29. Деклараційний патент 70085 А Україна, МПК D04B23/00, D04B27/34. Механізм відтяжки полотна основов'язальної машини/ Ю.О. Скрипник, В.Г. Здоренко, (Україна). – № 20031212450; Заявл. 25.12.03; Опубл. 15.09.04, Бюл. № 9.
30. Здоренко В.Г. Ультразвуковий пристрій для технологічного контролю якості текстильних матеріалів / В.Г. Здоренко, Н.М. Защепкіна, // Вісник КНУТД. – 2007. – №5(37). – С. 40 – 43.
31. Здоренко В.Г. Дослідження безконтактного ультразвукового контролю поверхневої щільності тканин полотняного переплетіння / В.Г. Здоренко, С.В. Барилко // Вісник КНУТД. – 2011. – №4(60). – С. 27 – 31.
32. Здоренко В.Г. Ультразвуковий контроль поверхневої щільності тканин / В.Г. Здоренко, С.В. Барилко // Вісник ХНУ. – 2012. – №1. – С. 82 – 88.
33. Здоренко В.Г. Дослідження проходження імпульсного ультразвукового сигналу крізь тканину при контролі поверхневої щільності / В.Г. Здоренко, С.В. Барилко // Вісник ХНУ. – 2013. – №3. – С. 90 – 96.
34. Здоренко В.Г. Визначення зміни пористості тканини за зміною амплітуди відбитої ультразвукової хвилі / В.Г. Здоренко, С.В. Барилко, Н.М. Защепкіна та ін. // Вісник КНУТД. – 2012. – №3. – С. 122 –127.
35. Пат. 73763 Україна, МПК G01N33/36, G01N29/00. Ультразвуковий спосіб визначення поверхневої щільності матеріалів / Скрипник Ю.О., Здоренко В.Г., Барилко С.В., Єфіменко В.Б.; заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну. – № u201202723; заявл. 06.03.2012; опубл. 10.10.2012, Бюл. №19.

9. РОЗРОБКА МЕТОДОЛОГІЧНИХ ОСНОВ ФОРМУВАННЯ РИНКУ РЕСУРСОЩАДНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Україна, як і всі прогресивні країни світу, переживає історичні події, які пов'язані із докорінними змінами суспільного устрою, економічними перетвореннями, підвищенням суспільних і особистих потреб населення, критичним обмеженням природних ресурсів. У цих умовах стає необхідним пошук шляхів та методів формування нового типу виробничих відносин, механізмів ефективного соціально-економічного розвитку. Світова практика свідчить, що розв'язання таких проблем можливе лише на засадах розширення знань, прискорення темпів науково-технічного розвитку, розроблення та впровадження в усї управлінсько-господарчі процеси новітніх технологій.

Відомо, економіка – це сфера людської діяльності, яка направлена на задоволення власних та суспільних потреб при обмежених ресурсах. Як і будь-яке економічне явище така діяльність не стоїть на місці, а розвивається у часі та просторі. І сьогодні до загальновідомих факторів виробництва зля, капітал, робоча сила додаються підприємницькі здібності та технології. Без останніх не можливе ніяке управління, ніяке виробництво. І як показала практика, сьогодні одними з основних технологій, які впливають на вартість та якість продукції є ресурсощадні технології. Розробка і впровадження таких технологій обов'язкова на всіх промислових підприємствах, оскільки, як було відмічено, сьогодні ресурси обмежені, виробничі відносини змінені, росте конкуренція та вимоги до якості продукції при зменшені собівартості.

Виходячи з множини і напрямів діяльності суб'єктів господарювання (підприємств), виникає велика кількість ресурсощадних технологій, впровадження яких може дати як позитивний, так і негативний ефект. Тому пропонується розглянути методологію формування підприємства чистої конкуренції в сучасних умовах невизначеності і ризику.

Пропонуємо один із можливих шляхів створення механізму та розбудови конкурентного середовища, який заснований на ідеї системно-ситуаційного моделювання розвитку цього середовища, як об'єкта та механізму його формування, як предмета дослідження. В процесі реалізації такої моделі (в імітаційному режимі) визначаються найбільш стійкі – системні та найбільш динамічні – ситуаційні властивості (ознаки) ринку інформаційних продуктів та послуг. Саме визначеність цих властивостей і створює проблемно-діагностичні основи здійснення заходів, спрямованих на підтримку цілеспрямованого формування об'єкту дослідження (підприємства), яке розробляє/купує/обмінює і використовує систему технологій, чим самим формує ринок технологій.

Відомо, що ринок технологій як економічний об'єкт, призначений для дифузії інформаційного ресурсу у суспільство, перебуває у постійному русі, є саморегулюючою системою, яка прагне до довгострокового та ефективного функціонування. Проте досягти високих економічних результатів, як правило, важко або зовсім неможливо, оскільки існує комплекс проблем, які необхідно поступово і системно вирішувати на шляху досягнення цільового результату діяльності.

З іншого боку, ринок технологій є певною інформаційною системою, оскільки процеси визначення мети його розвитку та технологій досягнення мети здійснюються на засадах постійного обміну інформацією на макро- та мікрорівнях відповідно до ситуацій, які виникають у певні часові періоди.

Існують одноцільові та багатоцільові (глобальноцільові) системи розвитку об'єктів. Одноцільові – це ті, що визначають та просуваються до однієї визначеної мети; багатоцільові – це системи, які визначають глобальну (стратегічну) мету і на шляху її розв'язання намічають та вирішують комплекс проблем, що супроводжують процеси досягнення глобальної мети.

Аналіз процесу формування та розвитку ринку технологій дає підстави стверджувати, що останній відноситься до типу багатоцільових систем, оскільки для прогресивного та довгострокового існування визначає генеральну мету – формування ринку чистої конкуренції, адекватного ідеальному ринку, для максимального задоволення різними технологіями високої якості всіх споживачів.

Розвиток сучасного ринку у напрямі ідеалу є прогресом, а ринок може бути кваліфікованим як система, спрямована до ідеалу. Для забезпечення такого розвитку ринку технологій необхідно визначати і послідовно реалізовувати систему поточних цілей з запланованими (очікуваними) результатами. Наприклад, підвищення рівня знань та інформаційної культури населення, визначення процесів інформатизації соціальним замовленням, збільшення парку електронно-обчислювального обладнання, удосконалення нормативно-правової бази, політики ціноутворення тощо.

Таким чином, ринок технологій є багатоцільовою спрямованою до ідеалу системою, організація життєдіяльності якої базується на визначенні та реалізації системи поточно-визначених цілей для досягнення глобальної мети, яка визначається граничними ознаками досконалості та небезпеки існування ринку технологій як об'єкта розвитку.

У багатоцільових системах, які прагнуть до ідеалу, якщо не вдається в деякій ситуації реалізувати поточне завдання, то воно може бути змінене, але з обов'язковою умовою – воно має сприяти продовженню наближення до тієї самої глобально визначеної мети. Таким чином, якщо система послідовно відмовляється від виконання визначених завдань і шукає інші, більш ефективні для досягнення своєї основної мети, то ця система однозначно буде вважатися такою, що прагне до ідеалу, а економічний об'єкт, відповідно, таким, що прогресивно розвивається.

Як відомо, ідеалу досягти не завжди можливо, проте до нього завжди необхідно прагнути, оскільки, по-перше, – це природний прогресивний стан розвитку будь-якого об'єкта дослідження, а по-друге – може настати момент, коли ідеал стає реально доступним і перестає їм бути, висуваючи новий. Наприклад, ще на початку 70-х років ХХ століття з метою прискорення виконання операцій обчислення економісти користувалися примітивними технологіями обчислення на машинах типу “Фелікс” або рахівницях і не мали сучасних технологій - швидкісного обчислювання – комп'ютерів, які, вже сьогодні, морально старіють.

Світова практика доводить, що прагнення до досконалості – це життєво необхідне прогресивне цілеспрямованя. Проте можуть виникнути суб'єктивно-об'єктивні причини, коли економічний об'єкт опиниться у критичному або кризовому стані і його розвиток піде у протилежному напрямі, наближаючи його до катастрофи, тобто до зникнення з підприємницького та конкурентного середовища. Наприклад, аналіз статистичної звітності за 1997–2013 рр. показує таку динаміку щодо стану парку ПЕОМ країни. Кількісно з року в рік він збільшується, а тенденції (відношення поточного року до минулого) свідчать про протилежне – зниження рівня забезпеченості ПЕОМ користувачів в Україні. Таким чином, якщо виявлена тенденція буде продовжуватись, інформаційний розвиток буде наближатися до катастрофи. Звідси, виникає нагальна потреба пошуку ресурсів та шляхів прискореного поповнення парку ПЕОМ.

Таким чином запропонована ідея є актуальною, а моделювання шляхів та напрямів її реалізації передбачають розв'язання як комплексу проблем прогресивного напрямку, так і превентивних проблем (проблем попередження) можливого регресу функціонування ринку технологій.

Побудова системно-ситуаційної моделі ринку технологій базується на консолідації системного та ситуаційного уявлень про об'єкт моделювання.

Системне уявлення визначається через такі системоутворюючі інваріанти:

– граничні ресурсні інваріанти:

час (T) – гранично невідтворний ресурс, який задається стаціонарними інтервалами (минулого, поточного та майбутнього) часу (СІЧ), упорядкованих відповідно $T^{Mh} < T^{\Pi} < T^{Mb}$;

знання (Z) – гранично невичерпний ресурс, упорядкований відносно часу. Так, $Z(T^{Mh}) \leq Z(T^{\Pi}) \leq Z(T^{Mb})$ з урахуванням того, що знання з часом збільшуються (накопичуються);

– граничні інваріанти розвитку:

межа досконалості (P^D) ринку технологій, яка визначається ознаками рівня прогресивного розвитку підприємства, яке використовує технології;

межа небезпеки (P^K), досягнення якої призводить до передчасного зникнення функціональних ознак об'єкта моделювання – катастрофи. Для підприємств, які використовують морально застарілі технології, або і зовсім ними не користуються межею катастрофи може бути ситуація зникнення такого підприємства з ринку.

Слід зазначити, що названі межі виконують роль системоутворюючих інваріантів у тому чи іншому інтервалі часу і залишаються незмінними за будь-яких змін інших властивостей об'єкта моделювання.

Таким чином, представлене системне уявлення дає індикативні границі для формування, регулювання та вдосконалення ринку технологій в процесі його розвитку через побудову відповідного організаційно-економічного механізму як системи.

Ситуаційне уявлення ринку технологій, як об'єкта моделювання представляється через визначення його суттєвих властивостей в динаміці

минулого (T^{Mn}), поточного (T^{Π}), тенденцій у майбутньому (T^{M6}) та цільового (P^{Π}) його станів.

Консолідація системного та ситуаційного уявлень, яка представляється через визначення системоутворюючих інваріантів для певного стаціонарного інтервалу часу, наприклад, T^{Π} : $P^D(T^{\Pi})$, $P^K(T^{\Pi})$ та визначення ситуаційних станів для деякого моменту часу t_i в обраному стаціонарному інтервал $t_i \in T^{\Pi}$: $P^M(t_i \in T^{\Pi})$, $P^{\Pi}(t_i \in T^{\Pi})$, $P^T(t_i \in T^{\Pi})$, $P^{\Pi}(t_i \in T^{\Pi})$ дає можливість створити цілеспрямований проблемно-діагностичний механізм формування та розвитку ринку технологій.

Під проблемою в цьому моделюючому механізмі слід розуміти негативне відхилення деякого із зазначених ситуаційних станів від бажаного стану (стратегічно цей стан адекватний стану чистого ринку) в той чи інший момент СЧ, що розглядається ($t_k \in T^{\Pi}$).

В загальному вигляді (з урахуванням викладеного вище природного розуміння проблеми) проблемно-діагностичний механізм можна представити в контексті математичного моделювання як систему підмножин декартових добутків множини системоутворюючих інваріантів $\{(P^D, P^K)\}^2 \subseteq Z^{инв}$ та множини ситуаційних часових станів на цільовий стан $\{(P^M, P^{\Pi}, P^T \times P^{\Pi})\} \subseteq Z^{сит}$ та $Z^{инв} \times Z^{сит}$.

В узагальненому вигляді проблемно-діагностична модель розвитку об'єкта дослідження показана на рис. 1, з якого видно, що об'єкт дослідження в процесі свого функціонування, тобто циклічного виконання функцій (зміни станів: цільовий – поточний – очікуваний – цільовий – ...) динамічно змінює свій стан розвитку в одному з протилежних напрямів (меж досконалості чи небезпеки) своєї діяльності.

Використовуючи модель і рівень розвитку об'єкта дослідження, можна визначити де, в якому місці середовища життєдіяльності знаходиться останній і які проблеми виникають або можуть виникнути на шляху його розвитку.

Використовуючи запропоновану модель, можна визначити систему проблем, які реально існують або можуть виникнути на шляху досягнення стратегічної мети. Наприклад, якщо з'ясовано, який стан для об'єкта розвитку приймається за межу небезпеки, тобто є катастрофою і якого цільового стану необхідно досягти у конкретно визначеній ситуації з урахуванням тенденцій, то можна визначити й попередити цільову проблему небезпеки. Якщо відоме завдання досягнення певного цільового стану розвитку об'єкта в конкретний часовий термін і відомі тенденції його розвитку, то можна визначити цільову проблему досконалості на даний конкретний термін часу. Якщо відомі поточний стан об'єкта та визначені стратегічна мета його розвитку і мета розвитку на найближчу перспективу, то визначається фактична проблема досягнення досконалості, тобто стратегічної мети розвитку.

Виходячи з викладеного, видно, що розв'язання такої системи проблем і є основою створення організаційного механізму формування напрямів та шляхів розвитку об'єкта дослідження – промислового підприємства, яке працює на ринку технологій.

Аналіз запропонованих напрямів розвитку та ресурсів об'єкта дослідження показує, що всі явища, які розташовані на осі розвитку (об'єкти дослідження, проблеми, результати їх вирішення тощо), знаходяться у постійному русі, потребують певних ресурсів і залежать від часу прояву, довготривалості життєвого циклу тощо. Звідси, запропонована модель обмежується ще двома полюсами, які поєднані між собою віссю ресурсів (b).

Як відомо, ресурси поділяються на відновлювальні (наприклад, ліс, сільськогосподарські продукти, відреставровані картини, модернізовані засоби обчислювальної техніки тощо) і невідновлювальні (наприклад, поклади корисних копалин, мікропроцесор або пам'ять ПЕОМ тощо). Тобто, для ресурсів характерна, з одного боку, межа граничної невичерпності, а з іншого – межа граничної невідтворності.

Так, для розвитку ринку технологій і формування сучасного підприємства основним ресурсом є знання та інформація. Знання – це гранично невичерпний ресурс, який у міру використання прогресивно збільшується, оскільки, чим більше відомі знання використовувати (збирати, аналізувати тощо), тим більше їх з'являється, як результат накопичення інформації і отримання в процесі її обробки нових знань. Звідси, знання – це додатковий критерій структурно-ситуаційної моделі розвитку об'єкта дослідження (3).

Виходячи з результатів досліджень, поняття “знання” можна розділити на три складові частини: відомі, прогалинні та таємниці. Перші – це вербалізовані (виражені словами) знання, які людина отримує в процесі навчання у школі, середніх та вищих навчальних закладах. Вони, в свою чергу, поділяються на аксіоматичні, тобто такі, що приймаються на віру без будь-яких доказів, і вторинні, тобто такі, що отримуються в результаті усвідомлення аксіом, пізнання навколишнього середовища, доведення теорем, аналізу наукових досягнень, практичних розробок. Далі, у міру свого розвитку та допитливості, підвищення інтелекту людина прагне до розширення своїх знань шляхом визначення прогалин суспільного та науково-технічного розвитку, визначає науково-дослідницьку проблему, розв'язує її, досягає поставленої мети і “заповнює” прогалини в знаннях визначеної сфери наукової або виробничої діяльності. Такі знання дістали назву прогалинних знань. Знання, які ще не представлені людству, а скоріше всього не отримані, не обґрунтовані законами або поточним (перспективним) станом суспільного розвитку, являють собою таємниці, які будуть або не будуть розкриті.

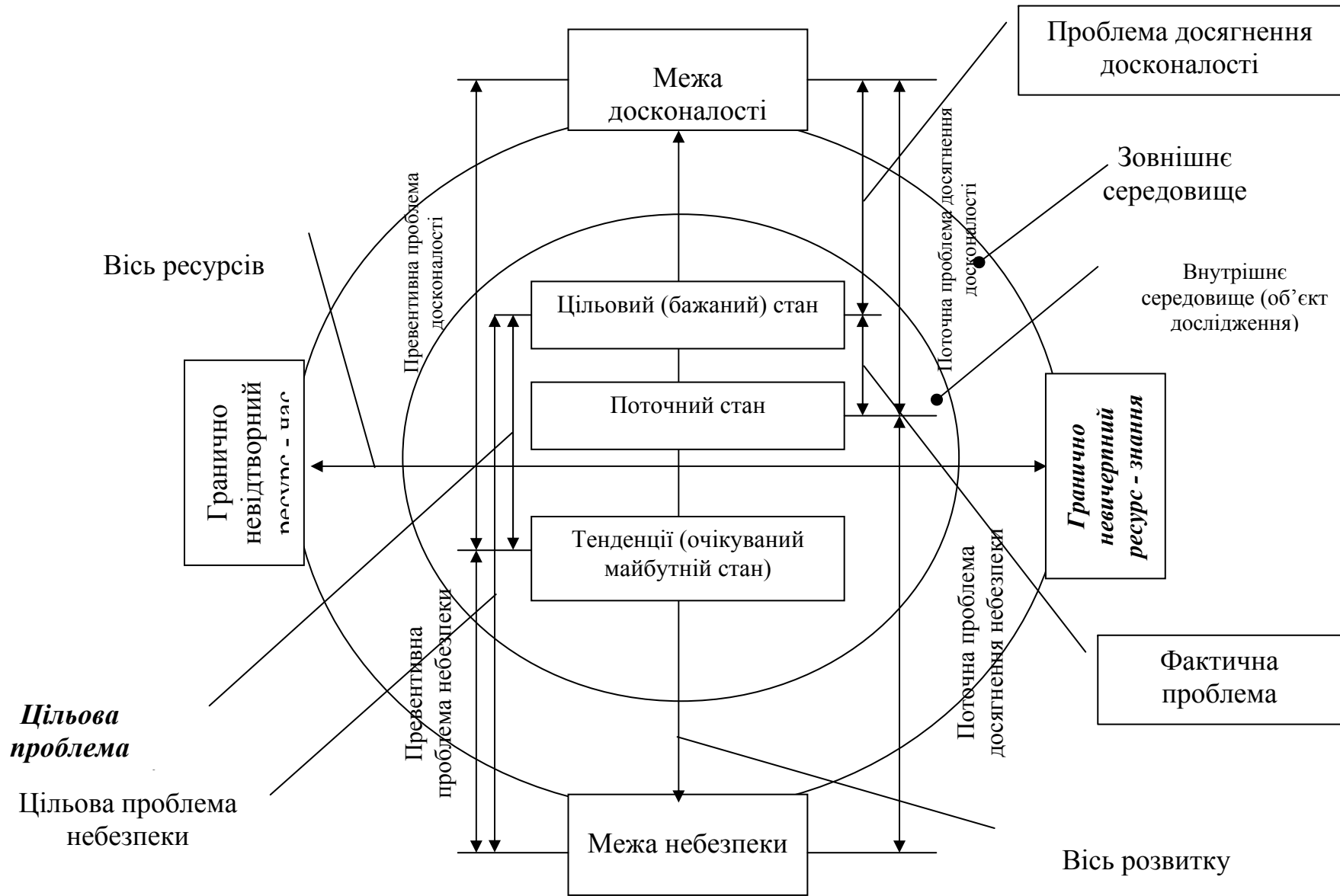


Рис. 9.1. Проблемно-діагностична модель розвитку економічного об'єкту

Іншим характерним ресурсом для нашої моделі є час (t) – ресурс гранично невідтворний, оскільки те, що не було зроблено (досягнуто) у визначений часовий період не наздогнати, а частіше, особливо, за сучасних швидкісних змін та розвитку інформаційних технологій, і не можливо цього зробити. Для того, щоб з ресурсом “час” можна було конструктивно працювати, пропонуємо його розділити на стаціонарні часові інтервали: минулий, теперішній, майбутній або тенденції.

Таким чином, розроблена і представлена системно-ситуаційна модель управління економічним об’єктом у просторі граничних ресурсів та станів розвитку, до якого належить і ринок технологій, і виробничі відносини, і складові економічного відтворення, тобто всі економічні та соціотехнічні суб’єкти, які відповідають характеристиці багатоцільової системи.

Використання даної моделі дозволяє максимально точно теоретично визначити стан ринку технологій у певному стаціонарному часовому інтервалі, проаналізувати внутрішнє та зовнішнє підприємницьке середовище, визначити його стратегію та тактику розвитку. Але теорія, яка не підкріплена економічними розрахунками та висновками, не є основою для правильної орієнтації щодо розбудови ринку технологій, як, між іншим, і будь-якого іншого об’єкта спостереження. Особливо це проявляється в наш час – час швидкісних інформаційних змін, економічних криз та ризиків, які інколи зовсім не можна передбачити. Тому, представлену модель необхідно посилити моделлю, яка буде враховувати економічні аспекти функціонування ринку технологій.

Запропонована системно-ситуаційна модель дослідження об’єкту (підприємство) у сукупності з удосконаленою системою економічних показників формування та розвитку ринку технологій та іншими його індикаторами створюють теоретичну основу для аналізу стану підприємства, що використовує технології та визначення пріоритетних напрямів його розбудови і спрямування до досконалості.

Наочне з’ясування запропонованого системно-ситуаційного аналізу доцільно провести на моделі, графічно відображеній кубом (рис. 9.2), який консолідує інформацію відносно того об’єкта, до якого ця системно-ситуаційна модель застосовується з різних аспектів і представляє, з одного боку, відомості (інформацію) про об’єкт моделювання, а з іншого – методику моделювання цього об’єкта. Іншими словами, такому аналізу водночас притаманні властивості моделі та метамоделі.

Так, на його верхній грані відображена система економічних показників розвитку ринку технологій ($P_1, P_2 \dots P_n$). На цій же грані окремими рядками можуть бути позначені й інші індикативні показники властивостей такого ринку на передній грані куба представлені системно-ситуаційні параметри (індикатори) ринку технологій у вигляді матричної моделі універсуму знань (МодУЗ), яка являє собою комбінаторну систему визначеностей (невизначеностей) повного різновиду станів ринку технологій як об’єкта моделювання. В метамодельному контексті повний різновид станів об’єкта може бути заданий матричним виразом універсуму станів (МодУС) (табл. 9.1).

Таблиця 9.1.

Модель універсуму станів (Мод УС)

№ п/п	Стани розвитку	Стаціонарні проміжки часу (T^C)
Системно-ситуаційні стани		
1.	Системний інваріант досконалості – стан ідеалу (P^D)	$P^D (T^C)$
2.	Системний інваріант небезпеки – стан катастрофи (P^K)	$P^K (T^C)$
3.	Ситуаційно-цільовий (бажаний) стан ($P^Ц$)	$P^Ц (t_j \in T^C)$
Ситуаційно-часові стани		
4.	Минулий стан ($P^{Mн}$)	$P^{Mн} (t_j \in T^C)$
5.	Поточний стан ($P^П$)	$P^П (t_{j+k} \in T^C)$
6.	Майбутній стан ($P^{Mб}$)	$P^{Mб} (t_{j+k+r} \in T^C)$

Стани невизначеності при формулюванні мети (функції (задачі) моніторингу)	Системні інваріанти станів		Ситуаційні (різкоє) стани		
	Границя розвитку		Показники станів		
	Досконалість	Катастрофа	Минулий	Поточний	Тенденції
	Д	К	М	П	Т
1. Повна визначеність ситуації	1	1	1	1	1
2. Невизначеність тенденцій	1	1	1	1	0
3. Невизначеність поточного стану	1	1	1	0	1
4. Невизначеність поточного стану та тенденцій	1	1	1	0	0
5. Невизначеність минулого стану	1	1	0	1	1
6. Невизначеність минулого стану та тенденцій	1	1	0	1	0
7. Невизначеність минулого та поточного станів	1	1	0	0	1
8. Невизначеність минулого, поточного станів та тенденцій	1	1	0	0	0
9. Невизначеність катастрофи	1	0	1	1	1
10. Невизначеність катастрофи та тенденцій	1	0	1	1	0
11. Невизначеність катастрофи та поточного стану	1	0	1	0	1
12. Невизначеність катастрофи, поточного стану та тенденцій	1	0	1	0	0
13. Невизначеність катастрофи та минулого стану	1	0	0	1	1
14. Невизначеність катастрофи, минулого стану та тенденцій	1	0	0	1	0
15. Невизначеність катастрофи, минулого та поточного станів	1	0	0	0	1
16. Невизначеність катастрофи, минулого і поточного станів та тенденцій	1	0	0	0	0
17. Невизначеність досконалого стану (кінцевої глобальної мети)	0	1	1	1	1
18. Невизначеність досконалого стану та тенденцій	0	1	1	1	0
19. Невизначеність досконалого та поточного станів	0	1	1	0	1
20. Невизначеність станів: досконалості, поточного та тенденцій	0	1	1	0	0
21. Невизначеність досконалого та минулого станів	0	1	0	1	1
22. Невизначеність станів: досконалості, минулого та тенденцій	0	1	0	1	0
23. Невизначеність станів: досконалості, минулого та поточного	0	1	0	0	1
24. Невизначеність станів: досконалості, минулого, поточного та тенденцій	0	1	0	0	0
25. Невизначеність границь розвитку	0	0	1	1	1
26. Невизначеність границь розвитку та тенденцій	0	0	1	1	0
27. Невизначеність границь розвитку та поточного стану	0	0	1	0	1
28. Невизначеність границь розвитку, поточного стану та тенденцій	0	0	1	0	0
29. Невизначеність границь розвитку та минулого стану	0	0	0	1	1
30. Невизначеність границь розвитку, минулого стану та тенденцій	0	0	0	1	0
31. Невизначеність границь розвитку, минулого та поточного станів	0	0	0	0	1
32. Повна невизначеність стану	0	0	0	0	0

Площина проблемно-діагностичних вимірів: $H \in f(D, K, M, P, T)$

Рис.9.2 Модель системно-ситуаційного моніторингу

Системно-ситуаційна інформація щодо індикаторів, позначених на верхній грані, виходячи із визначення самого поняття “інформація” – невизначеність, ентропія, ймовірність, відображає стани невизначеності при формуванні мети розвитку об’єкта, системні інваріанти (індикатори) розвитку ринку (досконалість – Д, катастрофа – К) та ситуаційні (часові) його стани (минулий – М, поточний – П, тенденції (майбутній) – Т). Визначеність системно-ситуаційних індикаторів (Д, К, М, П, Т) позначається через “1”, а невизначеність – через “0”. Передня грань куба, як видно з рис. 9.2, представляє собою повну систему, тобто універсум, моделювання рівня визначеностей стану розвитку та функціонування ринку технологій. Як відомо, до універсуму нічого не можна додати, бо настає ситуація появи надлишкової і непотрібної інформації, і нічого не можна відняти без втрати властивостей універсуму. Ця система має чітко визначений різновид класів системно-ситуаційних станів (у нашому випадку п’ять: системоутворюючі інваріанти, які не залежать від часу, – межі досконалості і небезпеки та ситуаційні показники стаціонарних інтервалів часу – минулий, поточний, тенденції). Виходячи з цього, перед нами п’ять класів змінних, визначеність або невизначеність яких оцінюється через “0” або “1”, тобто викреслюється потужність множини – універсуму знань ситуацій: 2^5 , що дорівнює 32 можливим станам визначеностей розвитку об’єкта дослідження.

Використовуючи економіко-математичні методи моделювання та обчислення, основи теорії вірогідності, визначається послідовність (пріоритети) ліквідації невизначених станів і, відповідно, сутність та послідовність прийняття управлінських рішень для визначення та досягнення мети (бокова грань куба).

Ліквідація станів невизначеності при формуванні мети і є головною функцією (завданням) аналізу.

Кожний із станів описується одими і тими ж системно-ситуаційними характеристиками (параметрами), які відповідають конкретному стаціонарному інтервалу часу. Їх перелік складається з того, що будь-який об’єкт спостереження при виконанні моніторингового дослідження описується великою кількістю показників та характеристик. І якщо хоч один показник відсутній або немає достатньої кількості інформації хоча би з одного можливого стану виникає ситуація невизначеності. Як видно з переліку невизначеностей станів розвитку об’єкта спостереження, тільки одна з можливих ситуацій є повністю визначеною (ПВС). Цим доводиться, що на високому професійному рівні були виконані дослідження, змодельовані можливі кризові та ризикові ситуації, визначені заходи щодо їх запобігання, правильно (відповідно до часу) сформульована головна мета та шляхи її досягнення. Якщо ж склалась ситуація, коли відомі границі розвитку, але не відомі їх тенденції (НДКТ), то необхідно застосувати методи моделювання для ліквідації виявленої невизначеності. При ситуації, коли спостерігається повна невизначеність стану розвитку (ПНС) необхідно більш досконало вивчити наявну проблему і змодельовати можливі ситуації та напрями розвитку об’єкта спостереження. Шляхом аналізу економічних показників розвитку об’єкта

спостереження з послідовною ліквідацією станів невизначеності у системних та ситуаційних обставинах за допомогою використання методів економіко-математичного моделювання та обчислення буде отримана реальна картина економічного стану та тенденцій (перспектив) розвитку об'єкта, а також швидкість просування до межі досконалості. В нашому випадку – формування такого промислового підприємства, яке буде вважати за необхідне використовувати сучасні технології, зокрема ресурсощадні.

Таким чином, розроблена і представлена модель аналізу та управління об'єктом розвитку відповідно до системно-ситуаційних станів, яка забезпечує механізм виконання аналізу економічних показників (індикаторів), методи ліквідації невизначеностей та прийняття рішень щодо шляхів перспективного (ефективного) економічного розвитку. Використання такої моделі дозволить своєчасно визначити стан та перспективи розвитку об'єкта спостереження, попередити (уникнути) кризові ситуації, що відчутним чином вплине на кінцеві економічні показники суб'єктів підприємництва і країни в цілому.

Консолідація двох представлених моделей – управління економічним об'єктом у просторі (межах) граничних ресурсів та станів розвитку і системно-ситуаційного аналізу дозволяє створити єдину системно-ситуаційну модель управління економічним об'єктом у просторі граничних ресурсів та станів розвитку (рис. 9.3).

Консолідована модель передбачає використання різноманітної інформації, яка отримується в процесі виконання техніко-економічних спостережень на базі використання принципу ТАС-моделювання (тезис-аналіз-синтез) і є концептуально-методологічною основою переводу процесу отримання кінцевої консолідованої інформації на нову інформаційну технологію, що базується на інтелектуальних робочих місцях.

Консолідована інформація є основою підготовки, прийняття та реалізації цілеспрямованих, компетентних, своєчасних, дійових та ефективних рішень, які край необхідні як для державного, так і ринкового регулювання діяльності підприємств і є основою життєдіяльності та розвитку ринку технологій.

Консолідована модель і є основою реалізації організаційно-економічного механізму формування сучасного типу ринку технологій, його регулювання та подальшого розвитку, оскільки за її допомогою можна визначити системні інваріантні характеристики розвитку об'єкта, тобто межі досконалості та небезпеки (катастрофи); ситуаційні стани, тобто інтервали часу та рівень знань (інноваційного розвитку), а також економічні характеристики для кожного конкретного періоду дослідження об'єкта. А при використанні економіко-математичного моделювання консолідована модель дозволить знайти реальні шляхи попередження кризових ситуацій та подальшого ефективного розвитку.

Така модель є достатньо уніфікованою, оскільки може бути використана при розробці бізнес-планів підприємства, визначення системи технологій, які необхідно використовувати у виробничому процесі для підвищення рентабельності виробництва, якості продукції, зменшення строків її випуску та собівартості, підвищення рівня конкурентоспроможності, вирішення проблем екології тощо.

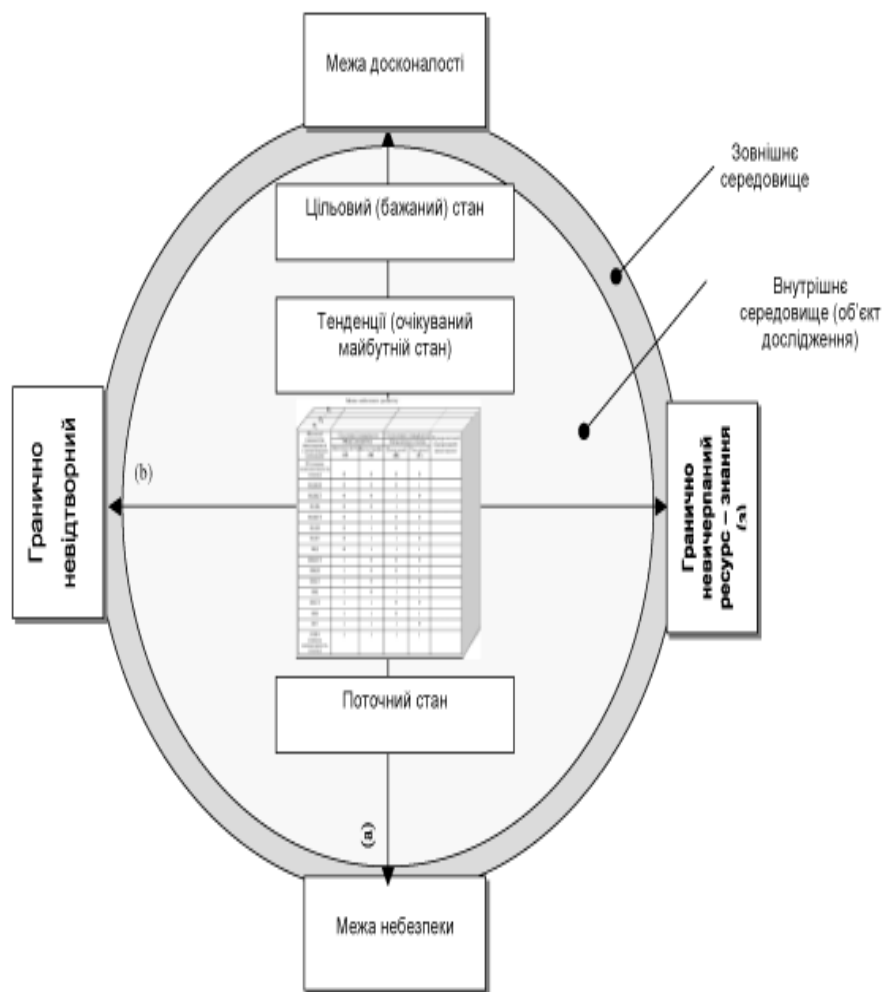


Рис.9.3 Консолідована системно-ситуаційна модель управління об'єктом у просторі граничних ресурсів та станів розвитку

Представлена система моделей є методологічною основою розвитку підприємства, інструментом вибору стратегії, запобігання ризиків, подолання невизначеностей. Але без вміло розробленої організаційно-управлінської структури ніяке підприємство ефективно працювати не зможе.

Вибір організаційної структури виробничого підприємства залежить від вибору того чи іншого типу стратегії поведінки на ринку. Для підприємств «кон'юнктурного» і «маркетингового» типів необхідна гнучка внутрішня організаційна структура, яка дає змогу динамічно реагувати на зміни ринкових факторів та не створює перешкод внутрішньогосподарському переміщенню трудових і матеріальних ресурсів від менш ефективних напрямків діяльності до більш ефективних. Для підприємств «технологічного» типу організаційна структура повинна бути більш механістичною, жорсткою, мати чітко виражений ієрархічний характер. Організаційно-управлінська структура

підприємств «технологічної атаки» має бути змішаною. На фоні загальної достатньо визначеної структури з ієрархічним управлінням підприємством доцільно будувати підсистеми зі структурою «планетарного» («гранульованого») типу, в якій взаємодія членів трудового колективу визначається своєрідним «гравітаційним полем», що виникає навколо успішно працюючого члена колективу. Така схема була б ефективною для підрозділів підприємства, що здійснюють розроблення та впровадження нових технологій.

Організаційна структура підприємства передбачає встановлення безпосередніх взаємозв'язків між її основними складовими та розподіл між ними прав і відповідальності.

Для виробничих підрозділів характерна професійна організація, її основні риси – мінімальна технструктура та ієрархія середнього рівня, численний обслуговуючий персонал.

Якщо організаційна структура справді ефективна, то один підрозділ, наприклад фінансовий відділ, може функціонувати як система попередження для іншого підрозділу, наприклад виробничого відділу або відділу постачання.

Протягом усього процесу створення продукту у виробництві необхідно підтримувати взаємозв'язки одних підрозділів з іншими. Це взаємозв'язки та відносини лінійних, функціональних і програмних керівників підрозділів маркетингу, фінансів підприємства. Сааме горизонтальні, вертикальні та діагональні посадові зв'язки цих підрозділів є основою для ефективної організації виробничого процесу, упорядкування діяльності підрозділів, забезпечення координації роботи підприємства.

Однією з особливостей управління на вітчизняних підприємствах є поширення допоміжних структур – проектних і робочих груп, координаційних комітетів, які доповнюють основну структуру. Ці допоміжні структури створюються з метою вирішення проблемних для підприємства завдань, мають гнучку побудову та перетворюються після виконання своїх функцій. Оптимальне управління на сьогодні здійснюється шляхом впровадження основ системи керування.

Розглянемо алгоритмічну структуру сучасної системи керування складним об'єктом, що представлена на рис. 4. На вхід об'єкта керування надходять вектор керуючих впливів U , вектор збурень ξ_1 і додаткові «ідентифікуючі» вхідні впливи d . Вимірювальна система дозволяє при наявності вимірювальних шумів ξ_2 вимірювати доступні (вимірні) характеристики стану об'єкта керування (досить часто самі змінні стани виявляються безпосередньо невимірними). Сам процес побудови оцінок змінної стану за вимірюваним виходом W реалізується за допомогою алгоритму оцінювання стану. Інформація про стан об'єкта далі використовується для вироблення керуючих впливів, використовуючи принцип замкнутого керування.

Алгоритм оцінки стану настроюється за допомогою відповідного алгоритму оптимізації. Сам алгоритм оцінювання стану й алгоритм його настроювання функціонують на основі оцінок параметрів P моделі об'єкта

керування, одержуваних відповідно до прийнятого алгоритму ідентифікації (побудови моделі об'єкта керування). Алгоритм оптимізації пристрою керування дозволяє за допомогою вектора параметрів доорганізувати вибір оптимального алгоритму керування за отриманими оцінками вектора станів і вектором параметрів моделі P . На алгоритм керування впливає алгоритм оптимізації самого об'єкта керування (оптимізації режимів функціонування об'єкта). Як правило, цей вплив також носить параметричний характер – через вектор режимних параметрів R . На вхід алгоритму оптимізації об'єкта керування надходить інформація про параметри моделі, отриманої в результаті ідентифікації. Обведена пунктиром на рис. 2.1 частина системи керування для деяких постановок завдань керування може функціонувати поза контуром керування з однократним або періодичним включенням. Наприклад, якщо параметри P об'єкта керування залежать від часу, то процедура ідентифікації повинна періодично повторюватися з відповідним перенастроюванням залежних від цих параметрів (від моделі об'єкта) алгоритмів.

У більшості сучасних систем керування, особливо автоматизованих, представлені на рис. 4 алгоритми реалізуються усередині відповідних керуючих комп'ютерів і мікропроцесорів з вбудованим програмним забезпеченням. Однак зовсім не виключений й інший, крайній варіант, коли наведена схема керування складним об'єктом повністю або частково буде реалізовуватися взагалі “у ручному” режимі без використання обчислювальної техніки. Зовсім ясно також, що в реальній схемі керування складними об'єктами деякі із представлених алгоритмів можуть відсутніми. Опишемо більш докладно деякі основні алгоритми, що реалізують систему керування складним об'єктом. При рішенні завдання ідентифікації потрібно визначити найкращу за деяким критерієм модель об'єкта, що описує співвідношення між вхідними й вихідними сигналами. Модель об'єкта необхідна при реалізації будь-якого алгоритму керування складним об'єктом, тому що вона дозволяє прогнозувати поведінку об'єкта й визначати найбільш ефективні керуючі впливи з погляду цілей керування. Під моделлю об'єкта керування розуміється оператор F , що зв'язує стан об'єкта з його спостережуваними входами:

$$V = F(X, U) \quad (9.1)$$

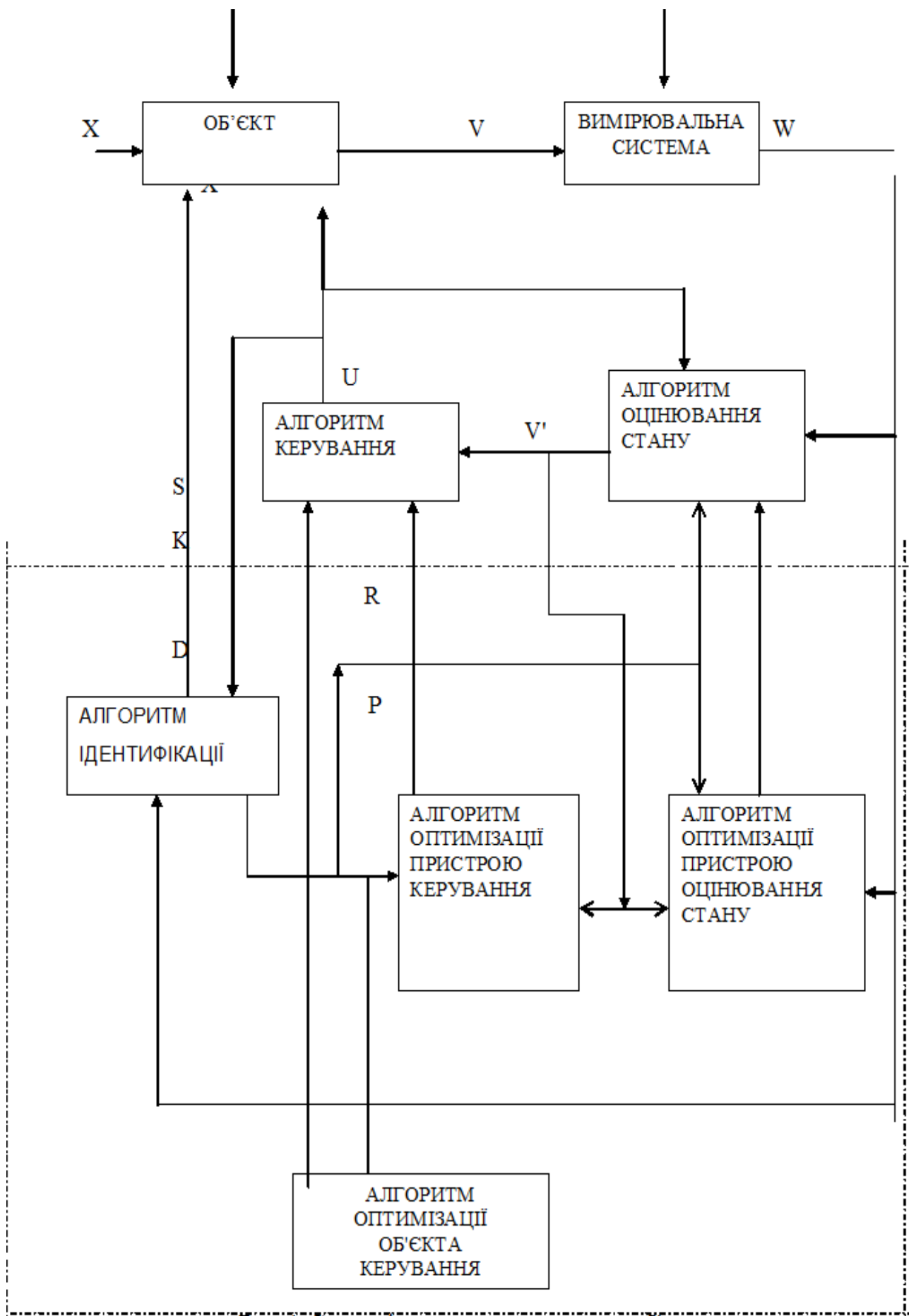
Оператор моделі, як правило, задається алгоритмічно, тобто вказується правило, що дозволяє за заданими входами визначити вихід без звертання до реального об'єкта. Варто відрізнити невідомий оператор об'єкта F^* від оператора моделі F . Неспостережувальні збурення при рішенні завдання ідентифікації оператора моделі F розглядаються як випадкові перешкоди, що утруднюють процес ідентифікації. Основне завдання ідентифікації полягає в побудові такого оператора моделі F , що був би в певному сенсі близький до оператора об'єкта F^* . При цьому близькість операторів оцінюється винятково за близькістю їхніх реакцій на той самий вхідний вплив. При побудові оператора моделі необхідно визначити структуру S оператора F і вектор невідомих параметрів моделі P :

$$F=(S,P) \quad (9.2.)$$

Так, наприклад, при побудові моделі динамічного об'єкта може вибиратися система звичайних диференціальних рівнянь у нормальній формі, праві частини якої задані з точністю до вектора невідомих параметрів P . Саме за рахунок підбора цих параметрів виробляється “пристосування” цієї моделі під наявні експериментальні залежності й, тим самим, забезпечується близькість реакцій моделі й реального об'єкта на ідентичні вхідні впливи. Завдання побудови структури S і параметрів P оператора моделі F називаються ідентифікацією в широкому сенсі. Якщо структура оператора моделі вже задана й необхідно визначити тільки вектор невідомих параметрів моделі P , то маємо завдання ідентифікації у вузькому сенсі, або завдання параметричної ідентифікації. Досить часто завдання вибору структури моделі також може бути параметризованим. Різні структури можуть кодуватися вектором структурних параметрів D . Наприклад, за допомогою структурних параметрів можуть кодуватися порядок системи звичайних диференціальних рівнянь у наведеному раніше прикладі, а також вид і складність правих частин рівнянь. Для вибору раціональних структур моделей об'єктів керування застосовується також метод, заснований на використанні надлишкових топологічних структур. Після завдання надлишкової структури вирішується завдання параметричної ідентифікації по наявним експериментальним даним. У результаті одержуємо складну модель, що досить точно описує поведінку об'єкта. Потім вирішується завдання видалення змінних, що дозволяє дорівняти до нуля деякі з параметрів і відповідно спростити структуру моделі (наприклад, зі структури моделі віддаляються елементи, що відповідають нульовим значенням параметрів).

Таким чином, для оператора моделі необхідно задавати дві групи параметрів:

$$F = (D, P) \quad (9.3)$$



Далі для простоти будемо думати, що структура оператора моделі задана або вже визначена й вирішується завдання параметричної ідентифікації. При розгляді конкретних завдань теорії керування будуть зазначені деякі додаткові підходи до рішення завдань структурної ідентифікації, засновані, зокрема, на моделях Вольтера. Розглядаючи завдання параметричної ідентифікації, будемо вважати, що оператор моделі заданий з точністю до вектора невідомих параметрів P :

$$V=F(X,U,P) \quad (9.4)$$

Розрізняють два підходи до реалізації процесу параметричної ідентифікації: пасивний й активний. Пасивна ідентифікація проводиться в режимі нормального функціонування об'єкта управління – без надання на нього спеціальних ідентифікуючих впливів у вигляді спеціальним чином підібраних сигналів U і X (ідентифікуючі, або, як іноді говорять, «розгойдувані», впливи часто реалізуються тільки по каналах керування). Припустимо для спрощення, що завдання ідентифікації вирішується для побудови майбутньої системи керування й об'єкт поки не управляється. При цьому модель об'єкта керування спрощується й приймає вид

$$V = F' (X, P). \quad (9.5)$$

Керований вхід U об'єкта тут відсутній. Сама ідентифікація, тобто визначення параметрів P , здійснюється на основі інформації про спостереження входів X и виходів V об'єкта в режимі нормальної експлуатації. Після одержання необхідної інформації про поведження об'єкта формується функція не в'язання виходів моделі й об'єкта. Наприклад, у найпростішому випадку можна прийняти:

$$\psi(t, P) = \sum_{i=1}^m [V_i(t) - V_{iM}(t, P)]^2 \quad (9.6)$$

Тут через $V_i(t)$ позначена реакція реального об'єкта на заданий вхідний вплив $X(t)$ по i -му виходу, а через $V_{iM}(t, P)$ – відповідний (розрахунковий) вихід моделі (на вхід моделі надходить сигнал $X(t)$, точніше, його модельне подання). Далі задача параметричної ідентифікації зводиться до задачі пошуку мінімуму деякого цільового функціонала, наприклад, виду:

$$J(P) = \sum_{k=1}^N \psi(t_k, P) \rightarrow \min \quad (9.7)$$

Передбачається, що мінімізується сума значень функції на кінцевій множині точок t_k . Мінімізація цільового функціонала здійснюється за допомогою методів параметричної оптимізації.

Будь-яка система управління спрямована на досягнення оптимальних шляхів одержання найкращих результатів діяльності підприємства у відповідних умовах.

Пошуки оптимальних розв'язків привели до створення спеціальних математичних методів і вже в XVIII столітті були закладені математичні основи оптимізації (варіаційне числення, чисельні методи тощо). Однак до другої половини XX століття методи оптимізації в багатьох областях науки і техніки застосовувалися дуже рідко, оскільки практичне використання математичних методів оптимізації вимагало величезної обчислювальної роботи, що без ЕОМ реалізувати було вкрай важко, а в ряді випадків неможливо. Особливо великі труднощі виникали при розв'язанні задач оптимізації процесів у ресурсощадних технологій через велике число параметрів і їхнього складного взаємозв'язку між собою. При наявності ЕОМ рішення задач помітно спрощується.

Постановка задачі оптимізації припускає існування конкуруючих властивостей процесу, наприклад:

- кількість продукції – "витрата сировини"
- кількість продукції – "якість продукції"

Вибір компромісного варіанта для зазначених властивостей і являє собою процедуру розв'язку оптимізаційної задачі.

При постановці завдання оптимізації необхідно:

1. Наявність об'єкта і мети оптимізації. При цьому формулювання кожної задачі оптимізації повинно вимагати екстремального значення лише однієї величини, тобто одночасно системі не повинно приписуватися два і більш критеріїв оптимізації, тому що практично завжди екстремум одного критерію не відповідає екстремуму іншого. Типовий приклад неправильної постановки задачі оптимізації: "Одержати максимальну продуктивність при мінімальній собівартості". Помилка полягає в тому, що ставиться завдання пошуку оптимуму 2-х параметрів, що суперечать один одному за своєю суттю.

Правильна постановка задачі може бути наступною:

- а) одержати максимальну продуктивність при заданій собівартості;
- б) одержати мінімальну собівартість при заданій продуктивності;

У першому випадку критерій оптимізації – продуктивність, а в другому – собівартість.

2. Наявність ресурсів оптимізації, під якими розуміють можливість вибору значень деяких параметрів об'єкта. Об'єкт повинний мати визначені ступені свободи – керуючі впливи.

3. Можливість кількісної оцінки величини, що оптимізується, оскільки тільки в цьому випадку можна порівнювати ефекти від вибору тих або інших керуючих впливів.

4. Урахування обмежень.

Незважаючи на те, що прикладні задачі можуть відноситись до різних галузей, вони мають загальну форму. Усі ці задачі можна класифікувати як задачі мінімізації дійсної функції $f(x)$ N -мірного векторного аргументу

$x=(x_1, x_2, \dots, x_n)$, компоненти якого задовольняють системі рівнянь $h_k(x)=0$, набору нерівностей $g_j(x) \geq 0$, а також обмежені зверху і знизу, тобто $x_i(u) \geq x_i(l)$.

Надалі функцію $f(x)$ будемо називати цільовою функцією, рівняння $h_k(x)=0$ обмеженнями-рівностями, а нерівності $g_j(x) \geq 0$ – обмеженнями-нерівностями. При цьому передбачається, що всі функції, що фігурують у задачі мають дійсні значення, а число обмежень є скінченою величиною.

Постановка загальної задачі:

мінімізувати $f(x)$ при обмеженнях $h_k(x)=0, k=1, \dots, K,$

$$g_j(x) \geq 0, j=1, \dots, J,$$

$$x_i(u) \geq x_i \geq x_i(l), i=1, \dots, N. \quad (9.8)$$

Така задача є задачею оптимізації з обмеженнями або задачею умовної оптимізації.

Задачі, у яких немає обмежень, тобто

$$J=K=0;$$

$$x_i(u) = x_i(l) = , i=1, \dots, N, \quad (9.9)$$

це оптимізаційні задачі без обмежень або задачі безумовної оптимізації. Величина, що оптимізується, повинна оцінюватися деякою кількісною мірою – критерієм оптимальності.

Критерієм оптимальності визначається кількісна оцінка якості об'єкта, що оптимізується.

На підставі обраного критерію оптимальності складається цільова функція, що представляє собою залежність критерію оптимальності від параметрів, що впливають на її значення. Вид критерію оптимальності або цільової функції визначається конкретною задачею оптимізації.

Таким чином, задача оптимізації зводиться до знаходження екстремуму цільової функції.

Найбільш загальною постановкою оптимальної задачі є вираження критерію оптимальності у вигляді економічної оцінки (продуктивність, собівартість продукції, прибуток, рентабельність). Однак, у окремих задачах оптимізації, коли об'єкт є частиною технологічного процесу, не завжди вдається або не завжди доцільно виділяти прямий економічний показник, який би цілком характеризував ефективність роботи розглянутого об'єкта. У таких випадках критерієм оптимальності може служити технологічна характеристика, що побічно оцінює економічність роботи агрегату (час контакту, вихід продукту, ступінь перетворення, температура). Наприклад встановлюється оптимальний температурний профіль, тривалість циклу – «реакція-регенерація». Але в будь-якому випадку будь-який критерій оптимальності має економічну природу.

Розглянемо більш докладно вимоги, що повинні пред'являтися до критерію оптимальності:

1. Критерій оптимальності повинен виражатися кількісно.
2. Критерій оптимальності повинен бути єдиним.
3. Критерій оптимальності повинен відбивати найбільш істотні сторони процесу.
4. Бажано, щоб критерій оптимальності мав ясний фізичний зміст і легко розраховувався.

В математичній моделі, яку інколи називають символічною, використовуються символи для описання властивостей або характеристик об'єкту чи події. Приклад математичної моделі і її аналітичної сили як засобу, що допомагає нам зрозуміти виключно складні проблеми – відома формула Ейнштейна $E=mc^2$. Якби Ейнштейн не зміг побудувати цю математичну модель, в якій символи замінюють реальність, малоймовірно, щоб у фізиків з'явилася навіть віддалена ідея про взаємозв'язок матерії та енергії. Математичні моделі відносяться до типу моделей, що найчастіше використовуються при прийнятті організаційних рішень.

Методи лінійного програмування

Модель задачі прийняття рішень зводиться до знаходження оптимуму. Серед оптимізаційних задач дуже відомими є задачі лінійного програмування. Задачами лінійного програмування являються такі оптимізаційні задачі, в яких цільова функція і функціональні обмеження – лінійні функції, що приймають будь-які значення з деякої множини значень. Стандартна задача лінійного програмування записується у вигляді:

$$\begin{aligned} F(x) &= \sum_{i=1}^k c_i x_i \rightarrow \max \\ \sum_{i=1}^k a_{ji} x_i &\leq b_j, j = 1, \dots, m; \\ x_i &\geq 0, i = 1, \dots, k. \end{aligned} \quad (9.10)$$

В задачі лінійного програмування нестрогі функціональні нерівності можна перетворити в строгі рівності, додавши невідомі невід'ємні додаткові змінні. Звичайно, число невідомих і число рівнянь в системі може бути різним. Але в цьому випадку для системи рівнянь можливі варіанти: система може бути несумісною, тобто не мати рішень взагалі; рішення може бути одне, але це єдине рішення може виявитися неприпустимим внаслідок наявності від'ємних компонент в рішенні; рішень може бути нескінченно багато. Взагалі для єдності рішення задачі лінійного програмування не вимагається рівності числа змінних та числа обмежень. Для задач лінійного програмування розроблені ефективні методи вирішення і відповідне математичне забезпечення для різноманітних ситуацій. Правило побудови двоїстої задачі.

1. Якщо пряма задача вирішується на *max*, то двоїста на *min* і навпаки.

2. В задачі на *max* обмеження нерівності мають зміст менше або дорівнює, на *min* – більше або дорівнює.

3. Кожному обмеженню прямої задачі відповідає змінна двоїстої задачі і навпаки, кожному обмеженню двоїстої задачі відповідає змінна прямої задачі.

4. Матрицю системи обмежень двоїстої задачі отримуємо з матриці системи обмежень прямої задачі шляхом транспонування.

5. Вільні коефіцієнти системи обмежень прямої задачі є коефіцієнтами при відповідних змінних функцій цілі двоїстої задачі і навпаки.

6. Якщо на змінну прямої задачі накладено умову невід'ємності, то відповідне обмеження двоїстої задачі, записують як обмеження-нерівність, якщо ні, то як обмеження-рівність.

7. Якщо будь-яке обмеження прямої задачі записують, як рішення, то на відповідну змінну двоїстої задачі, умова невід'ємності не накладається.

Основна нерівність теорії двоїстості.

Для будь яких планів x та y пари взаємно двоїстих задач, справедлива нерівність:

$$z(x) = f(y) \quad (9.11)$$

тобто, для будь-якого допустимого плану виробництва x , і для будь-якого допустимого вектора оцінок ресурсів y загальна створена вартість не перевищує сумарної оцінки ресурсів.

Критерії оптимальності Канторовича.

Якщо для будь-яких допустимих планів x^* і y^* пари двоїстих задач використовується рівняння $z(x^*)=f(y^*)$, то x^* та y^* є оптимальними планами відповідних задач, тобто ціна всієї виробленої продукції та сумарна оцінка ресурсів співпадають.

Теорема існування оптимальних планів пари двоїстих задач.

Для існування оптимального плану будь-якої з пари двоїстих задач необхідно і достатньо існування допустимого плану для кожного з них.

Різновидом задач лінійного програмування є транспортні задачі. Нехай потрібно перевезти деяку кількість одиниць однорідного товару з різних складів в декілька магазинів. Прийmemo слiдуючи позначення: k – число складів, n – число магазинів, a_i – кількість товару на i -ому складі, b_j – кількість товару, необхідного j -му магазину, x_{ij} – кількість одиниць товару, що перевозиться з i -го складу в j -ий магазин. Передбачається, що $a_1 + \dots + a_k = b_1 + \dots + b_n$ і що відомі вартості c_{ij} перевезення одиниці товару з i -го складу до j -го магазину (вважається, що загальна вартість перевезення пропорційна загальному обсягу перевезення $c_{ij}x_{ij}$ при перевезенні з i -го складу до j -го магазину). Потрібно знайти такі обсяги перевезень, щоб $F(x) = (c_{11}x_{11} + \dots + c_{1n}x_{1n}) + (c_{i1}x_{i1} + \dots + c_{in}x_{in}) + \dots + (c_{k1}x_{k1} + \dots + c_{kn}x_{kn}) \rightarrow \min$ при обмеженнях:

$$\begin{array}{r}
x_{11} + x_{12} + \dots + x_{1n} = a_1 \\
\dots \qquad \qquad \qquad \dots \qquad \qquad \dots \qquad \dots \\
x_{k1} + x_{k2} + \dots + x_{kn} = a_k \\
\dots \qquad \qquad \qquad \dots \qquad \qquad \dots \qquad \dots \\
x_{1n} + x_{2n} + \dots + x_{kn} = b_n \\
x_{ij} \geq 0
\end{array} \tag{9.12}$$

Важливим є те, що всі невідомі змінні входять до цільової функції та в обмеження в першому ступені і являються неперервними змінними величинами. Рівності $n=k$ не вимагається.

Для розв'язку задач лінійного програмування використовується декілька методів, серед яких найбільш розповсюдженими є симплекс-метод (складається симплекс-таблиця, в якій за допомогою ітерацій методом Гауса-Жордана знаходиться оптимальне значення цільової функції) та графічний метод.

Системи масового обслуговування

Досить часто менеджеру доводиться вирішувати проблеми, які носять масовий характер. Наприклад це може стосуватися обслуговування клієнтури, яка надходить чергою або врахування затрат часу при простой на митниці тощо. Деколи доводиться розробляти автоматизоване устаткування, до якого в порядку черги будуть надходити об'єкти для обслуговування. Всі ці проблеми можуть вирішуватися по-різному, але якщо брати до уваги теоретичний підхід з наукової точки зору, то в даному випадку для вирішення цих питань застосовують моделі теорії черг або оптимального обслуговування. Моделі черг надають керівництву інструментарій для визначення оптимальної кількості каналів обслуговування, які необхідно мати, щоб збалансувати витрати у випадках надто малої і надто великої їх кількості та дозволяють проаналізувати ефективність роботи системи обслуговування.

Теорія масового обслуговування – це науковий напрям, виникнення якого було викликано потребою практики в аналізі процесів, що вели до нагромадження, затримок в обслуговуванні та чергам. Предметом дослідження теорії масового обслуговування є ймовірності моделі фізичних систем обслуговування, в яких у випадкові моменти часу виникають замовлення та існують пристрої для обслуговування цих замовлень. При цьому обслуговування має досить широкий зміст – як виконання однієї або комплексу операцій чи дій. В результаті дослідження установлюються залежності між характером потоку замовлень, кількістю приладів, що їх обслуговують, часом обслуговування, правилами роботи системи масового обслуговування (СМО) та успішністю обслуговування.

Теорія масового обслуговування вивчає процеси, в яких з одного боку розглядаються запити на виконання будь-яких вимог на обслуговування, а з другого вивчаються можливості задоволення.

Метою теорії масового обслуговування є розробка математичних методів, за допомогою яких можна оцінити ефективність функціонування систем масового обслуговування, тобто їх якість при різних варіантах організації.

Під СМО розуміється сукупність обслуговуючої системи та системи, що обслуговується, разом із правилами, які установлюють організацією обслуговування. Та частина системи, де виникають запити на виконання будь-яких робіт, є системою, що обслуговується (рис. 9.5). Та частина системи, яка приймає запити та задовольняє їх, називається обслуговуючою системою. Кожний окремий запит на виконання певних послуг(робіт) називається заявкою або вимогою.

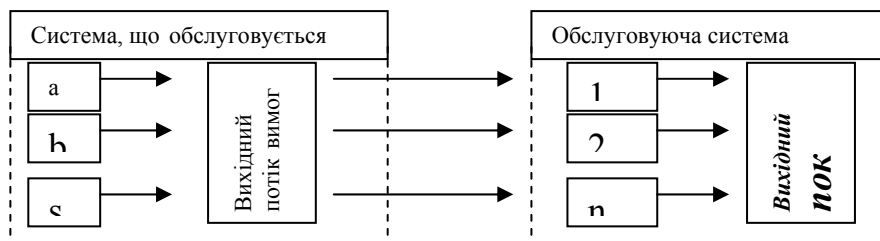


Рис. 9.5. Принципова схема системи масового обслуговування:
 a, b, \dots, s – об'єкти обслуговування або джерела вимог;
 $1, 2, \dots, n$ – обслуговуючі апарати (пристрої) або канали обслуговування.

Усі процеси СМО здійснюються за одним і тим же принципом: вимога надходить до обслуговуючої системи, задовольняється обслуговуючими апаратами і залишає її. Послідовність будь-яких подій за часом називається потоком. Отже, послідовність появи часом буде потоком вимог.

Таким чином, обслуговуюча система – це сукупність однорідних обслуговуючих апаратів. Під однорідністю розуміють здатність задовольняти однакові вимоги. Так, дільниця токарного цеху, тунелі, наладчики верстатів - автоматів, злітно-посадочні смуги, бензоколонки АЗС - всі вони, кожний у своїй системі, здатні задовольняти однакові вимоги, тому й будуть однорідними обслуговуючими апаратами (пристроями, каналами).

Усі процеси масового обслуговування здійснюються за одним і тим же принципом: вимога надходить до обслуговуючої системи, задовольняється (обслуговується) обслуговуючими апаратами (каналами) і залишає її. Послідовність будь-яких подій за часом називають потоком. Отже, послідовність появи вимог за часом буде потоком вимог. Потоки вимог поділяються на вхідні та вихідні. Вхідний потік – це потік вимог, що надходять в обслуговуючу систему, а вихідний потік – потік вимог, що залишають обслуговуючу систему. Вихідний потік може включати як обслуговані, так і не обслуговані вимоги. Останні можуть знову надходити до обслуговуючої системи.

Часом обслуговування вважається період, протягом якого задовольняється вимога (замовлення) на обслуговування, тобто період від початку обслуговування (а не від моменту надходження вимоги в систему) і до

його завершення (рис.6)

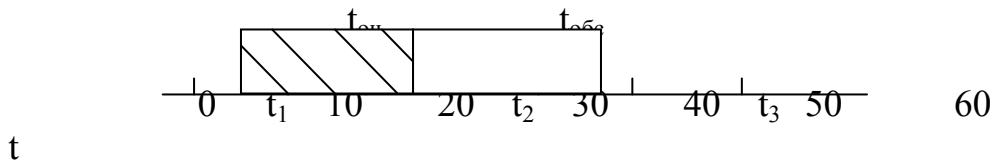


Рис. 9.6 Час перебування вимоги в системі

Якщо вимога (замовлення) надійшла в систему обслуговування в момент t_1 , а обслуговуючий апарат (канал) був у цей час зайнятим та розпочав обслуговування тільки в момент часу t_2 і завершив його в t_3 , то $(t_2 - t_1)$ буде часом очікування обслуговування $t_{оч}$, а часом обслуговування $t_{обс}$ буде різниця $(t_3 - t_2)$. Період між t_1 та t_3 буде часом перебування $t_{пер}$ вимоги в обслуговуючій системі.

Ефективність функціонування СМО буде залежати від дисципліни обслуговування, яка характеризує механізм обслуговування. Дисципліна обслуговування визначає порядок розподілу вимог між вільними засобами обслуговування та поведінку вимог, що надійшли в систему на обслуговування.

Під ефективністю СМО прийнято розуміти її здатність обслуговувати вимоги, що надходять. Кількісна міра, яка характеризує здатність СМО виконувати свої завдання, називається показником ефективності.

Комплексне дослідження СМО дає можливість отримати необхідну інформацію і, таким чином, підготувати підстави для прийняття рішень відносно режиму функціонування системи, поліпшенню її організації тощо. При цьому враховується те, що системи, які розглядаються, вже функціонують чи ще тільки проектується. У першому випадку прийняті рішення можуть бути спрямовані на підвищення якості дій систем, поліпшення їх організації відповідно до прийнятого критерію якості роботи системи (наприклад, зменшення відмов в обслуговуванні, скороченню витрат часу на очікування обслуговування, тощо). У другому випадку залежно від умов, в яких буде функціонувати система, її пропускну здатності, тощо, оцінюються, а в ряді випадків передбачаються якісні характеристики системи такі, як можливість виникнення недопустимих або небажаних ситуацій (черг, які перевищують за довжиною певну межу, значного часу очікування в черзі тощо).

Основою для прийняття рішень є параметри, які характеризують різні сторони дії як системи в цілому, так і окремих її елементів. Оскільки моменти надходження вимог в систему та тривалість їх обслуговування як правило є випадковими, то для опису окремих елементів системи використовують розподіл випадкових величин та їх числові характеристики (середні значення, дисперсії, тощо). Основними характеристиками дії і стану СМО є середня кількість вимог в черзі або в системі, середній час очікування обслуговування та інші, а також значення деяких ймовірностей, наприклад, ймовірність відмови в обслуговуванні, ймовірність того, що в системі знаходиться не менше певної кількості вимог, ймовірність того, що система вільна від обслуговування, тощо.

Розглядаючи задачі, які розв'язуються на основі теорії масового

обслуговування, треба мати на увазі можливі варіанти співвідношення між цілями, які переслідуються системою в цілому, та цілями, до яких прагнуть об'єкти обслуговування. Тут можливі такі ситуації.

Цілі повністю збігаються або близько відповідають одна одній. Така відповідність може бути в значній кількості систем, наприклад, система ремонту обчислювальної техніки. І сервісні центри, і власники техніки хоча і з різних мотивів, але зацікавлені в скорішому усуненні несправностей. Звідси бажання до змін параметрів системи в одному напрямі.

Цілі суперечать одна одній. Наприклад, співвідношення між цілями ППО і ворожих літаків. Якщо одна сторона хоче максимізувати середню ймовірність влучення (в термінах теорії масового обслуговування - ймовірність того, що вимога буде обслугована), то інша, природно, буде приймати міри для зменшення її.

Цілі не повністю збігаються, але й не суперечать одна одній. Наприклад, інтереси пасажирів та трамвайно-тролейбусного управління не знаходяться у повній гармонії. Покращення одного параметра, припустимо, зниження щільності пасажирів призведе до погіршення іншого параметра, такого як прибуток. Покращення якості функціонування подібних систем обслуговування може бути в сфері компромісу інтересів обох сторін.

Перед теорією масового обслуговування стоять проблеми, які пов'язані не тільки з аналізом поведінки системи, а із синтезом системи. Аналіз поведінки охоплює розрахунок різних характеристик й оцінку їх впливу на стан, якість і ефективність функціонування системи. Оперативне втручання в роботу системи обслуговування досягається заміною правил відбору вимог до каналу обслуговування, впливом на механізм обслуговування (збільшення кількості обслуговуючих пристроїв або впровадження більш продуктивного обладнання), та на сферу, де виникають вимоги. Тому, розглядаючи задачі синтезу систем, треба враховувати не тільки вище означене, а також існування витрат, які обумовлені очікуванням задоволення вимог або перестоем засобів обслуговування.

Стан СМО – результат взаємодії вхідного потоку вимог та механізму обслуговування за умов певної дисципліни черги. Він характеризується набором параметрів. Щоб кількісно визначити ці параметри, треба відповідним чином описати елементи систем. Два елементи, потік вимог і час обслуговування, описуються статистично і характеризуються тим чи іншим законом розподілу ймовірностей.

На практиці часто використовується розподіл Пуассона та показниковий розподіл. Тому СМО, що характеризуються такими типами розподілу, найбільш повно вивчені.

Вхідний потік є певною послідовністю вимог, які надходять до обслуговуючої системи. Він може бути як регулярним, так і випадковим. Регулярним називають такий потік, при якому вимоги надходять у систему через строго однакові проміжки часу (рис. 9.7). На практиці вони зустрічаються не так часто.

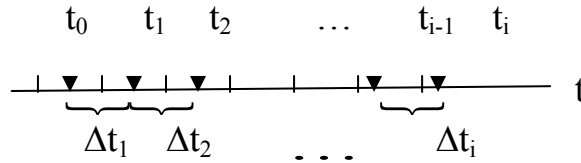


Рис. 9.7. Схематичне зображення регулярного потоку вимог. У цьому потоці $\Delta t_1 = \Delta t_2 = \dots = \Delta t_i = \Delta t$, де Δt - інтервал часу між моментами надходження вимог у систему.

Випадковим вважається такий потік, при якому вимоги надходять в обслуговуючу систему одна за одною в довільні моменти часу (рис. 8).

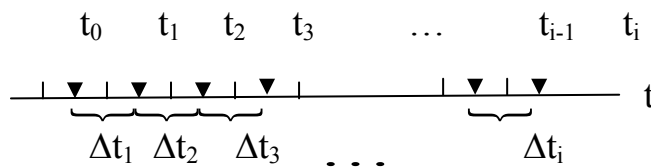


Рис. 9.8. Схематичне зображення моментів надходження вимог у СМО за умов випадкового характеру потоку. В цьому потоці $\Delta t_1 \neq \Delta t_2 \neq \dots \neq \Delta t_i$.

Найпростішим потоком вважається потік, який одночасно має властивості стаціонарності, ординарності та відсутності післядії.

Система може функціонувати як в стаціонарному, так і нестаціонарному режимі.

Випадковий потік вимог вважається стаціонарним, якщо ймовірність попадання тієї чи іншої кількості вимог на проміжок часу довжиною τ залежить тільки від довжини цього проміжку та не залежить від того, де на осі часу розташований цей проміжок. Отже, характер стаціонарного потоку не повинен змінюватися за часом. Для стаціонарного потоку інтенсивність (щільність), тобто середня кількість вимог в одиницю часу, залишається сталою, хоча потік може мати місцеві згущення й розрядження, але вони не носять закономірного характеру.

Потік вимог вважається ординарним, якщо ймовірністю попадання на елементарний проміжок часу Δt двох або більшої кількості вимог можна нехтувати, порівнюючи її із ймовірністю попадання однієї вимоги. Тому вимоги в потоці приходять по одинці, хоча на практиці можливі випадки, коли в обслуговуючу систему можуть надходити декілька вимог. В цьому випадку доцільно вважати вимогами, що обслуговуються, не окремі вимоги, а групову вимогу, яка ототожнюється з ними.

Потік вимог буде без післядії, якщо для будь-яких проміжків часу, що не перетинаються, кількість вимог, що попадає на один із них, не залежатиме від кількості вимог, які попадають на інші. Умова відсутності післядії є найбільш істотною вимогою для найпростішого потоку. Виконання цієї умови означає, що вимоги надходять у СМО незалежно одна від одної. Однак, вихідні потоки, що залишають обслуговуючу систему, як правило, мають післядію, хоча

вхідний потік її не мав.

При аналізі СМО задовільні результати можна отримати, замінюючи вхідний потік будь-якої структури найпростішим потоком вимог тієї ж щільності. До того ж треба враховувати таку важливу властивість найпростішого потоку, яка полягає в тому, що при підсумовуванні значної кількості ординарних, стаціонарних потоків із практично будь-якою післядією отримуємо потік вимог, скільки завгодно близький до найпростішого. Для більшості реальних систем потік вимог об'єктів обслуговування з достатнім наближенням описується законом розподілу Пуассона.

Під дисципліною черги, або дисципліною відбору вимог, розуміють порядок, що прийнятий при надходженні вимог із черги в канал обслуговування. Дисципліна черги обумовлює правило відбору вимог, що надходять в канал обслуговування:

- наявність або відсутність пріоритету у вимог;
- шкалу пріоритету і правило застосування пріоритету, якщо він існує;
- обмеження на розмір черги та на час очікування в черзі.

На рис. 9.9. наведена схема, яка ілюструє різні види дисципліни черги.

Правило "першим надійшов - першим обслуговується" застосовується там, де в силу фізичних, технічних, організаційних обмежень або морально-етичних правил, що прийняті в суспільстві, вимоги не можуть випереджати одна одну.

Правило "останнім надійшов - першим обслуговується" буде найкращим у тих випадках, коли вимоги зручніше або більш економічно відбирати на обслуговування з кінця черги.

При випадковому надходженні вимог у канал обслуговування з усієї їх сукупності відбір здійснюється випадковим способом, стихійно або свідомо.

У системах із пріоритетом застосовуються ті чи інші правила звільнення каналу обслуговування, якщо він зайнятий у момент надходження вимоги з більш високим пріоритетом. Тут можуть бути такі випадки:

- обслуговування вимоги, що знаходиться в каналі, доводиться до кінця, після чого канал звільняється;
- канал звільняється зараз же при надходженні вимоги з більш високим пріоритетом незалежно від того, чи було завершено обслуговування вимоги, що знаходилась у каналі.



Рис. 9.9. Види дисципліни черги

У першому випадку маємо систему з пріоритетом без переривання обслуговування, у другому діє правило: пріоритет перериває обслуговування. Для вимог, обслуговування яких було перервано, можливо або їх повернення для повторного обслуговування, або вибуття з системи як тільки припинено обслуговування. При поверненні вимог у канал обслуговування, залежно від специфіки технології процесу, обслуговування або повторюється з початку, або з моменту, коли воно було перервано. На практиці існують і більш складні схеми пріоритету.

Дисципліна черги може охоплювати і ряд інших моментів. До таких можна віднести обмеження на загальну довжину черги, на час очікування. Іноді застосовуються і специфічні правила, які регулюють можливість переходу із однієї черги в іншу, можливість пропускання своєї черги, тощо.

Реальні ситуації, як правило, більш складні, ніж розглянуті "чисті" види дисципліни. Тому на практиці стикаємося не з твердими правилами відбору, а з мішаними правилами, які змінюються за часом.

Вихідний потік має важливе значення тоді, коли він буде вхідним потоком для наступних обслуговуючих пристроїв. Це характерно для багатофазних систем, які складаються з послідовно розміщених груп або окремих пристроїв. Потік вимог, проходячи через усі пристрої, викривляється. Тому в загальному випадку вихідний потік уже не буде найпростішим – йому

присутня післядія.

Оскільки кожен із елементів СМО може мати різні проявлення, то теоретично існує досить широкий спектр можливих систем. У зв'язку з цим виникла необхідність у певній упорядкованості систем, їх класифікації. За ознаку класифікації можна прийняти відмінні риси основних елементів або їх комбінації. Так СМО можна поділяти так:

1. За характером надходження вимог у систему на системи з регулярними або випадковими потоками. Останні підрозділяються на стаціонарні й нестаціонарні.

2. За кількістю вимог, що надходять у систему в один момент часу, на системи з ординарним і неординарним потоками вимог.

3. За зв'язком між вимогами на системи без післядії та з післядією.

4. За способом відбору вимог на обслуговування на системи з пріоритетом, в міру надходження вимог, із випадковим відбором вимог, за правилом "останній обслуговується першим".

5. За характером обслуговування вимог на системи з детермінованим або випадковим часом обслуговування.

6. За кількістю етапів обслуговування на однофазні та багатofазні системи.

7. За однорідністю вимог, що надходять на обслуговування, на системи з однорідними й неоднорідними потоками вимог.

8. За обмеженістю потоку вимог на замкнені та розімкнені системи.

9. За порядком підключення вільних обслуговуючих пристроїв до обслуговування на системи зі строгим порядком, за мірою звільнення пристроїв, із випадковим підключенням пристроїв.

10. За кількістю каналів обслуговування (обслуговуючих апаратів) на одноканальні та багатоканальні системи. Останні можуть складатися з однотипних або різнотипних (за продуктивністю) пристроїв.

11. Найбільше розповсюдження отримав розподіл систем за часом перебування вимог у системі до початку обслуговування.

За цією рисою розглядають системи з відмовами (втратами); системи з необмеженим часом очікування та мішані системи (з обмеженим очікуванням).

У системах із відмовами (витратами) вимога, що надійшла в момент, коли всі канали зайняті обслуговуванням, отримує "відмову", залишає СМО не обслугованою і в подальшому обслуговуванні участі не приймає. Класичним прикладом подібних систем є АТС, система ППО, в якій час перебування цілі у зоні обстрілу порівнюваний із часом обстрілу.

Протилежністю подібних систем є системи з необмеженим часом очікування вимог у черзі на обслуговування (системи з очікуванням). Особливість роботи таких систем полягає в тому, що вимога, яка надійшла в систему, коли всі обслуговуючі пристрої були зайняті обслуговуванням, стає в чергу та в черзі залишається доки будь-який із обслуговуючих пристроїв не звільниться. Це найбільш розповсюджена група СМО, яка описує роботу підприємств побутового обслуговування, сервісних центрів, поліклінік, довідкових бюро, морських портів, буферної пам'яті ЕОМ, тощо. Системи з

очікуванню розподіляються на розімкнені та замкнені. В розімкнених системах джерело вимог вважається нескінченним, а в замкнених - загальна кількість вимог, що зв'язані з системою, скінчене та, як правило, постійне.

Системи мішаного типу або системи з обмеженим очікуванням займають проміжне положення. В них вимога, що надійшла на обслуговування і застала всі канали зайнятими, стає в чергу, але в черзі знаходиться обмежений час, після чого, не дочекавшись обслуговування, залишає систему. Такими системами є торговельні точки продажу овочів, які можуть зберігатися обмежений час, їх пункти переробки, системи ППО об'єктів, які укомплектовані зенітними комплексами з великою зоною поразки, в межах якої повітряні цілі знаходяться обмежений час тощо.

До мішаних систем відносяться й системи, в яких обмежений час перебування вимоги в системі. Прикладом може бути обробка певної інформації на ЕОМ, яка періодично оновлюється. Якщо протягом відведеного часу інформація не буде оброблена, вона втрачає свою цінність і губиться. Мішаною системою буде й така, в якій обмежена довжина черги (сервісний центр із ремонту техніки, який має обмежену площу для зберігання непрацюючої техніки). Крім того, можуть бути різні комбінації наведених властивостей, як наприклад, обмеження на довжину черги та час знаходження в ній, обмеження на довжину черги та час перебування вимоги в системі, тощо.

Методи динамічного програмування.

На практиці в сферах фінансів, маркетингу, інвестування та інших дуже часто виникає проблема раціонального розподілу якихось ресурсів (капіталовкладень, товару тощо). Щоб прийняти вірне рішення щодо оптимального розподілу ресурсів застосовується математична модель динамічного програмування. Динамічне програмування (динамічне планування) представляє собою математичний апарат, який дозволяє здійснювати оптимальне планування процесів, що управляються, тобто процесів, на хід яких можна цілеспрямовано впливати. Цей метод оптимізації спеціально пристосований до операцій, в яких процес прийняття рішень може бути поділений на окремі кроки. Такі операції називають багатокроковими.

Стан системи, якою керують, характеризується певним набором параметрів (фазовими координатами). Процес переміщення в фазовому просторі розподіляють на ряд послідовних етапів і здійснюють послідовну оптимізацію кожного з них, починаючи з останнього. На кожному етапі знаходять умовно оптимальне управління, враховуючи результати попереднього кроку. Коли процес доходить до вихідного стану, знову проходять всі етапи з початку та з множини умовних оптимальних управлінь обирається одне найкраще.

В загальній постановці задача динамічного програмування формулюється наступним чином. Існує деяка фізична система S , що управляється, вона характеризується певним набором параметрів. В цій системі відбуваються деякі процеси (економічні, виробничі, технологічні, тощо), які можна подати як багатокрокові. На кожному кроці процесам в системі відповідають певні значення параметрів, що описують стан системи. Задані умови, що дозволяють

визначати початковий, або кінцевий стан системи, або обидва ці стани. Інколи задаються області початкових і кінцевих станів. Оскільки управління системою здійснюється для досягнення конкретної мети, то вказаний показник ефективності управління, який називається функцією цілі (цільовою функцією) та чисельно виражає ефект (“виграш”), який отримано при тому чи іншому управлінні з множини допустимих управлінь. В економічних системах функція цілі може визначати прибуток, витрати, рентабельність, обсяг виробництва, тощо. Задача динамічного програмування полягає у виборі з множини допустимих управлінь такого, який переводить систему з початкового стану в кінцевий, забезпечуючи при цьому екстремум функції цілі (мінімум чи максимум в залежності від її економічної суті). Згадане управління називають оптимальним.

В основі обчислювальних алгоритмів динамічного програмування знаходиться наступний принцип оптимальності, сформульований Р. Белманом: яким би не був стан системи S в результаті $i-1$ кроків, управління на i -му кроці повинно обиратися так, щоб воно в сукупності з управлінням на всіх наступних кроках з $(i+1)$ -го до N -го включно доставляло екстремум функції цілі.

Введемо наступні позначення: x_{i-1} – множина станів, в яких система S може знаходитись перед i -м кроком; елементи цієї множини знаходяться з умов конкретної задачі. При $i=1$ отримуємо множину x_0 початкових станів, яка може складатися з одного чи кількох елементів; теж саме можна сказати і про множину x_N кінцевих станів; x_i – множина станів в кінці i -го кроку; u_i – множина управлінь, що можуть бути обрані на i -му кроці та під впливом кожного з яких система S переходить в один із станів множини x_i . Елементи множини u_i визначаються умовами конкретної задачі; $F_i(x_{i-1}, u_i)$ – умовно-оптимальне значення цільової функції на інтервалі від i -го до N -го кроку включно за умови, що перед i -м кроком система S знаходилась в одному із станів множини x_{i-1} , а на i -му кроці було обране таке управління з множини u_i , яке забезпечило цільовій функції умовно-оптимальне значення; $z_i(x_{i-1}, u_i)$ – значення цільової функції на i -му кроці для всіх управлінь з множини u_i за умови, що перед i -м кроком система S знаходилась в одному із станів множини x_{i-1} ; $F_{i+1}(x_i)$ – умовно-оптимальне значення цільової функції на інтервалі від $(i+1)$ -го кроку до N -го включно за умови, що в результаті дії управління, яке обране з множини u_i , система S на i -му кроці перейде до кінця кроку із стану, що належав множині x_{i-1} , в стан з множини x_i .

В прийнятих позначеннях принцип оптимальності Белмана можна записати в математичній формі наступним чином:

$$F_i(x_{i-1}, u_i) = \underset{u_i}{extr}(z_i(x_{i-1}, u_i) + F_{i+1}(x_i)). \quad (9.13)$$

Ця рівність називають основним функціональним рівнянням динамічного програмування.

Для останнього (N -го) кроку рівняння (9.13) приймає вигляд

$$F_N(x_{N-1}, u_N) = \underset{u_N}{extr} (z_N(x_{N-1}, u_N) + F_{N+1}(x_N)). \quad (9.14)$$

Оскільки функція $F_{i+1}(x_i)$ визначена тільки для $i = \overline{1, N-1}$, другий доданок в правій частині можна вважати рівним нулю. В результаті приходимо до рівняння

$$F_N(x_{N-1}, u_N) = \underset{u_N}{extr} z_N(x_{N-1}, u_N). \quad (9.15)$$

Якщо розглядається система без післядії, то її стан в кінці i -го кроку буде відповідати одному з елементів множини x_i та залежить як від стану системи S на початок кроку, який характеризувався відповідним елементом множини x_{i-1} , так і від управління, що обраний з множини u_i . Цю залежність символічно можна записати в наступній формі:

$$x_i = f(x_{i-1}, u_i). \quad (9.16)$$

На підставі рівнянь (9.14)-(9.16) та з урахуванням множин x_{i-1} , x_i та u_i будується обчислювальна процедура методу динамічного програмування, що розподіляється на два етапи: умовну та безумовну оптимізацію.

Умовна оптимізація здійснюється шляхом “зворотного” руху від останнього кроку до першого. За допомогою рівняння (9.13) для кожного стану з множини x_{N-1} знаходиться таке управління з множини u_N , при якому функція $F_N(x_{N-1}, u_N)$ досягає екстремуму та система S переходить в заданий кінцевий стан. Таким чином, для кожного стану з множини x_{N-1} знаходиться умовно-оптимальне значення цільової функції (умовно-оптимальний виграш) і відповідне умовно-оптимальне управління. Далі на підставі рівняння (9.11) та множини станів системи S перед $(N-1)$ -м кроком визначаються умовно-оптимальні управління на $(N-1)$ -му кроці та умовно-оптимальне значення цільової функції на двох останніх кроках: $(N-1)$ -му та N -му. При цьому для кожного стану та управління відповідно з множин x_{N-2} та u_{N-1} на підставі рівняння (1.14) знаходиться відповідний до них стан з множини x_{N-1} системи S перед N -м кроком і за цим станом з урахуванням результатів попередніх розрахунків визначається умовно-оптимальне значення $F_N(x_{N-1})$ цільової функції. Описаний процес обчислень продовжується до досягнення першого кроку. В результаті отримуємо послідовність множин умовно-оптимальних управлінь системою S , яка в конкретних задачах може бути представлена послідовністю таблиць чи набором файлів в пам'яті ЕОМ.

Для визначення безумовно-оптимального управління системою S при заданому її початковому стані x_0 аналізуємо виконані розрахунки, переміщуючись по N - кроковому процесу, що оптимізується, в прямому напрямку: від першого кроку до останнього. Вказана частина процедури називається безумовною оптимізацією. Для початкового стану x_0 знаходимо в множині u_i умовно-оптимальних управлінь для першого кроку, з урахуванням

умовно-оптимального значення цільової функції на цьому кроці, безумовно-оптимальне управління u_1^* та стан в множині x_1 системи S перед другим кроком. З цими даними входимо до другої множини u_2 управліннь для другого кроку та визначаємо u_2^* , тощо.

Безумовно-оптимальне значення цільової функції для всього N -крокового процесу

$$z_{extr} = F_1(x_0, u_1^*) \quad (9.17)$$

Шукане оптимальне управління можна записати у вигляді вектора

$$u^* = (u_1^*; u_2^*; \dots; u_{N-1}^*; u_N^*) \quad (9.18)$$

ВИСНОВКИ

1. Доведено, що існування та розвиток ринку технологій відбувається у чітко визначеному просторі (середовищі), яке обмежене чотирма полюсами: межею досконалості, межею катастрофи, гранично невідтворним ресурсом “час” та гранично невичерпним ресурсом “знання”.

2. Запропонована технологія виконання аналізу, який включає використання існуючих методів техніко-економічного дослідження – ТАС-моделювання, тобто спостереження за процесами якісних змін об’єкта дослідження, спостереження за процесом змін кількісних характеристик об’єкта дослідження, а також реалізації процесу розроблення прогнозно-тенденційних моделей ефективного розвитку об’єкта дослідження.

3. Визначено, що стратегічною метою розвитку ринку технологій є створення та впровадження таких знанняорієнтованих технологій, які сприяють формуванню підприємств здатних ефективно працювати в умовах невизначеності та ризику, а також визначати рівень енергозбереження та ресурсозаощадження.

4. Доведено, що об’єднання двох моделей – системно-ситуаційного управління об’єктом у просторі граничних ресурсів та станів розвитку та подолання невизначеностей дозволяє

– розробити консолідовану модель системно-ситуаційного моніторингового управління економічним об’єктом, яка є реальним механізмом формування та регулювання ринку технологій у сучасних умовах економічного відтворення і на перспективу.

– проблемно-діагностичний механізм моделювання та регулювання ринку технологій, побудований на засадах принципово нового усвідомлення природи складних соціально-економічних об’єктів, які функціонують в просторі граничних ресурсів – часу (гранично невідтворного ресурсу) та знань (гранично невичерпного ресурсу), межах свого розвитку (катастрофи – зникнення ринку ІПП та досконалості – формування ринку чистої конкуренції);

Розроблені теоретичні засади, моделі та комплексний організаційно-економічний механізм дозволили одержати ряд практично-корисних результатів для утвердження та подальшого удосконалення процесів

економічного відтворення на основі використання інформаційних та ресурсощадних технологій.

5. Представлена система моделей, яка є методологічною основою розвитку підприємства, інструментом вибору стратегії, запобігання ризиків, подолання невизначеностей, розроблення заходів щодо використання ресурсощадних технологій тощо, а також розроблення та впровадження організаційно-управлінської структури підприємства.

6. Запропонована методика розрахунку оптимізаційної задачі, яка є вираженням критерію оптимальності у вигляді економічної оцінки (продуктивність, собівартість продукції, прибуток, рентабельність, ресурсощадження тощо).

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

1. Брукинг Э. Интеллектуальный капитал : [пер. с англ.] / Э. Брукинг ; под ред. Л. Н. Ковалик. – СПб. : Питер, 2001. – 288 с.
2. Бланк И.А. Управление прибылью. – К.: Ника-Центр, 1998. – 544 с.
3. Бойдел Т. Как улучшить управление организацией: Пособие для руководителей. – М. : ИНФРА-М: Премьер, 1995. – 360 с.
4. Бойко М.Г. Концепція підприємницького управління // Вісн. КДТЕУ.– 2000.– № 4.– С. 66–73.
5. Губський Б.В. Пріоритети забезпечення економічної безпеки в контексті глобалізації української економіки // Національна програма забезпечення економічної безпеки в контексті стратегії соціально-економічного розвитку України: Матеріали Круглого столу / Відп. Ред. С.І.Пирожков, Б.В.Губський, А.І.Сухоруков. – К.: Національний інститут українсько-російських відносин при Раді національної безпеки і оборони України, 2001. – С.121
6. Жаліло Я.А. Економічна стратегія держави: теорія, методологія, практика: Монографія. / Я.А. Жаліло. – К.: НІСД, 2003. – С. 53-87.
7. Економічна безпека держави: сутність та напрями формування: монографія / Л. С. Шевченко, О. А. Гриценко, С. М. Макуха та ін. / за ред. д-ра екон. наук, проф. Л. С. Шевченко. – Х.: Право, 2009. – 312 с.
8. Геєць В.М. Моделювання економічної безпеки: держава, регіон, підприємство / В.М.Геєць, М.О. Кизим, Т.С. Клебанова, О.І. Черняк. – Х.: ВД «Інжек», 2006. – 240 с.
9. Knowledge in Organizations. Prusak L. (Ed.) — Butterworth-Heinemann, Newton, MA, USA, 1997.
10. Кириченко О.А. Організаційно-правове забезпечення функціонування системи економічної безпеки України / О.А. Кириченко // Наукові записки Інституту законодавства Верховної Ради України. – 2010. – № 1. – С.54-59.
11. Козак О. В. Проблеми розвитку малого підприємництва в Україні / О. В. Козак // Сучасні проблеми інноваційного розвитку держави: матеріали ІV наук.-практ. конф. – Дніпропетровськ, 2010. - 151 с.
12. Ляшенко О.М. Забезпечення соціально-економічної безпеки в умовах глобалізації // Вісник Тернопільського національного економічного університету. Тернопіль: Економічна думка. – № 5. – 2007. – С.357-359.
13. Мочерний С. В. Методологія економічного дослідження — Львів: Світ, 2001. — 416 с.
14. Мэггс П. Б., Сергеев А. П. Интеллектуальная собственность. — М.: Юрист, 2004. — 396 с.
15. Похилюк В. В. Держава в транзитивній економіці: регулювання економіки, аналіз та стан економічної безпеки: / В. В. Похилюк. – Полтава: РВВ ПУСКУ, 2008.-403

16. Nahapiet J., Ghoshal S. Social Capital, Intellectual Capital and the Organizational Advantage // Academy of Management Review, Vol. 23, No. 2, 2008.
17. Наукова та інноваційна діяльність в Україні. Статистичний збірник. — К.: Державний комітет статистики України. — 2009.
18. Научные основы идентификации и использования общественно-функциональных инноваций / под ред. П. Г. Никитенко. — Минск : Право и экономика, 2004. — 399 с.
19. Олійник О. Інноваційна діяльність та охорона інтелектуальної власності в Україні // Економіка і прогнозування. — 2008. — № 2. — С. 60—75.
20. Основы интеллектуальной собственности. — К.: КНТ, 2003. — 440 с.
21. Чухно А. А. Интеллектуальный капитал: суть, формы и закономерности развития // Экономика Украины. — 2008. — № 12. — С. 48—55.
22. Чухно А. А. Постиндустриальная экономика: теория, практика та їх значення для України. — К.: Логос, 2003. — 560 с.
23. Сумець О.М. Стратегія підприємства. Теорія, ситуації, приклади. К. : ВД «Професіонал», 2005. — 320 с.
24. Томас В., Дайламі М., Дерешвар А. Якість економічного зростання. К. : Видавництво Соломії Павличко 'Основи', 2002. — 350 с.
25. Уткин Э.А. Управление компанией. — М. : ЭКМОС, 1997 — 423 с.

Наукове видання

*Щербань Володимир Юрійович
Парака Георгій Борисович
Орловський Броніслав Вікентійович та ін.*

РЕСУРСООЩАДНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА ОБЛАДНАННЯ ШВЕЙНОЇ ТА ТЕКСТИЛЬНОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

Частина 2

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ШВЕЙНОЇ ТА ТЕКСТИЛЬНОЇ ГАЛУЗЕЙ УКРАЇНИ НА БАЗІ НОВІТНИХ ТЕХНОЛОГІЙ ТА УПРАВЛІННЯ

Монографія

Редактор Л. Л. Овечкіна
Відповідальний за поліграфічне видання Т. А. Назаревич
Коректор Н. П. Біланюк

Підп. до друку 06.04.2015 р. Формат 60x84 1/16.
Ум. друк арк.15,10. Облік.-вид. арк. 11,83. Тираж 500 пр. Зам. 890.

Видавець і виготовлювач Київський національний університет технологій та дизайну.
вул. Немировича-Данченка, 2, м. Київ-11, 01601.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 993 від 24.07.2002.