

Л. К. ПОЛЩУК

А. В. СЛАБКИЙ

**ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ
ТА МЕХАНІЗМИ**

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

Л. К. ПОЛЩУК
А. В. СЛАБКИЙ

ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

Лабораторний практикум

Вінниця
ВНТУ
2018

УДК 621.86
П50

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства і науки України (протокол № 12 від 28.05.2015 р.)

Рецензенти:

І. П. Паламарчук, доктор технічних наук, професор

І. В. Севостьянов, доктор технічних наук, професор

Л. Г. Козлов, кандидат технічних наук, професор

Поліщук, Л. К.

П50 Підйомно-транспортні машини та механізми : лабораторний практикум / Л. К. Поліщук, А. В. Слабкий. – Вінниця : ВНТУ, 2018. – 74 с.

Лабораторний практикум складено згідно з програмою дисципліни «Підйомно-транспортні машини та механізми». В практикумі наведено детальні описи лабораторного обладнання та устаткування, що розглядаються, а також інструкції з використання лабораторних робіт, зміст яких охоплює практичні питання основних розділів дисципліни. Кожна лабораторна робота містить теоретичні відомості і запитання для самоконтролю, що дають змогу студентам самостійно перевірити набуті знання.

УДК 621.86

© ВНТУ, 2018

Зміст

Вступ	4
1 Лабораторна робота № 1 Вивчення конструкції канатів	5
2 Лабораторна робота № 2 Вивчення конструкції вантажних та тягових ланцюгів	14
3 Лабораторна робота № 3 Вивчення конструкції гальм вантажопідіймальних машин та їх регулювання	28
4 Лабораторна робота № 4 Дослідження колодкового електромагнітного гальма типу ТКТ	44
5 Лабораторна робота № 5 Дослідження динамічних характеристик механічної системи стрічкового конвеєра з вмонтованим гідроприводом	48
6 Лабораторна робота № 6 Визначення частот та форм вільних коливань вантової стріли вантажопідіймальної машини	63

Вступ

Дисципліна «Підйомно-транспортні машини та механізми» (ПТМ та М) є однією з важливих базових дисциплін для студентів спеціальності 133 – галузеве машинобудування, що формує у майбутніх інженерів професійні знання, які необхідні для їхньої практичної діяльності, пов'язаної з вибором високопродуктивного і надійного підйомно-транспортувального* обладнання машинобудівних та інших виробництв та його експлуатацією, вмінням аналізувати і прогнозувати ефективність його роботи, освоювати та створювати нові машини.

Лабораторний практикум дисципліни дозволяє розвинути уміння досліджувати та аналізувати важливі технічні характеристики технічних об'єктів і закріпити теоретичні знання. Теоретичні відомості, що розміщені в кожній лабораторній роботі, доповнюють відповідні розділи лекційного курсу, розширюючи коло розглянутих питань.

При виконанні лабораторних робіт студенти набувають практичних навичок постановки експериментів, обробки та оформлення результатів дослідження, що є важливим фактором формування у майбутніх фахівців творчого підходу до розв'язання інженерно-технічних та наукових задач. Лабораторний практикум містить роботи, що мають науково-дослідну спрямованість і навчають студентів виконанню теоретичних та експериментальних наукових досліджень.

З метою ефективного засвоєння теоретичного матеріалу перед виконанням кожної лабораторної роботи студент зобов'язаний вивчити теоретичний матеріал, уяснити мету, задачі і порядок виконання роботи.

До проведення лабораторних робіт студент допускається після співбесіди з викладачем і дозволу останнього. Перед виконанням студенти проходять інструктаж з правил техніки безпеки, яких вони мають дотримуватись під час проведення лабораторної роботи. Після закінчення лабораторної роботи студент повинен вимкнути електрообладнання, прибрати робоче місце, здати вимірювальні пристрої та допоміжне устаткування і приступити до оформлення звіту. Він оформлюється згідно з вимогами ДСТУ 3008-95 «Документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення». Порядок його оформлення наведено у кінці кожної лабораторної роботи.

Захист лабораторної роботи відбувається в час, установлений викладачем, що проводить лабораторні заняття. Результати захисту оцінюються відповідною сумою балів. Бальна оцінка кожної лабораторної роботи доводиться до відома студентів на початку вивчення дисципліни.

За результатами успішного захисту лабораторних робіт оформляється заключний звіт з титульним аркушем встановленого зразка і здається викладачеві, що проводив лабораторні заняття.

* У назві практикума використано назву курсу, затверджену Міністерством освіти і науки України у 2003 р.

Лабораторна робота № 1

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ КАНАТІВ

Мета роботи: вивчення конструкції канатів вантажопідіймальних машин, технології їх виробництва, застосування та особливостей вибору.

1 Теоретичні відомості

Канатом називаємо гнучкий виріб з дроту, рослинних або синтетичних волокон. Сталеві дротяні канати – основний тип гнучких органів, які застосовуються у вантажопідіймальних машинах. Вони мають такі переваги порівняно з іншими: високу міцність, невелику лінійну (погонну) масу, велику гнучкість в усіх напрямках, можливість працювати на високих швидкостях, безшумність роботи, порівняно велику довговічність і надійність, властивість зменшувати динамічні навантаження на механізм та металоконструкцію внаслідок достатньої їхньої пружності і дисипативних властивостей.

В підіймально-транспортних машинах застосовують канати сталеві, прядив'яні, бавовняні та із синтетичних матеріалів. Прядив'яні та бавовняні канати використовують для перев'язування тарних і штучних вантажів, сталеві – для підвішування вантажів в механізмах підйому вантажопідіймальних машин, в тягових елементах конвеєрів, в тягових лебідках, а також в несівних і тягових елементах кабельних і мостових кранів. Для вантажопідіймальних машин (ВІМ) застосовують сталеві канати, які відносяться до групи підіймальних. Канати із синтетичних матеріалів (нейлону, орлон, скловолокна) поки що не отримали великого поширення. Вони вологостійкі, міцні та довговічні, однак зміна температури середовища істотно позначається на їх роботоздатності. Перевагами конопляних канатів є велика гнучкість, мала маса і легкість в'язки. Вони мають відповідати вимогам ГОСТ 30055–93 «Канаты из полимерных материалов и комбинированные».

За структурою (будовою) прядив'яні канати поділяють на тросові, які отримують скручуванням трьох пасом, виготовлених з канатної пряжі, та кабельтові, що отримують скручуванням у зворотному напрямку трьох тросових канатів.

Основним гнучким тяговим (несівним) елементом будь-якої вантажопідіймальної машини (крана) є сталевий дротяний канат, призначення якого перетворювати обертальний рух барабана лебідки механізмупіднімання вантажу крана на поступальний рух переміщуваного вантажу. Сталеві канати мають високу міцність (високе розривне зусилля канату в цілому), невелику лінійну (погонну) масу, велику гнучкість в усіх напрямках, можливість працювати на високих швидкостях, безшумність роботи, порівняно велику довговічність і надійність, властивість

зменшувати динамічні навантаження на механізм та металоконструкцію внаслідок достатньої їхньої пружності і дисипативних властивостей. Собівартість виготовлення сталевих канатів в 8–10 разів нижча собівартості виготовлення сталевих ланцюгів. Сталевий дротяний канат працює практично безшумно, зменшує динамічні навантаження і має велику надійність, оскільки руйнується не раптово, як ланцюг, а поступово, із збільшенням числа обірваних дротів в канаті. Це дозволяє стежити за його станом і вибраковувати задовго до руйнування.

Сталевий канат складається з певної кількості дротів 1 (рис. 1.1, а), як правило, круглих, діаметром 0,2...3 мм, одержуваних методом багаторазового холодного волочіння з проміжною хімічною і термічною обробкою із високовуглецевої канатної сталі марок 60, 80 за ГОСТ 1050-88, перевитих між собою. Ці дроти і утворюють елемент канату – пасмо 2 (рис. 1.1, б). При роботі машини в приміщенні з підвищеною вологістю використовують оцинкований дріт. Розрахункова межа міцності дроту 1600...2000 МПа.

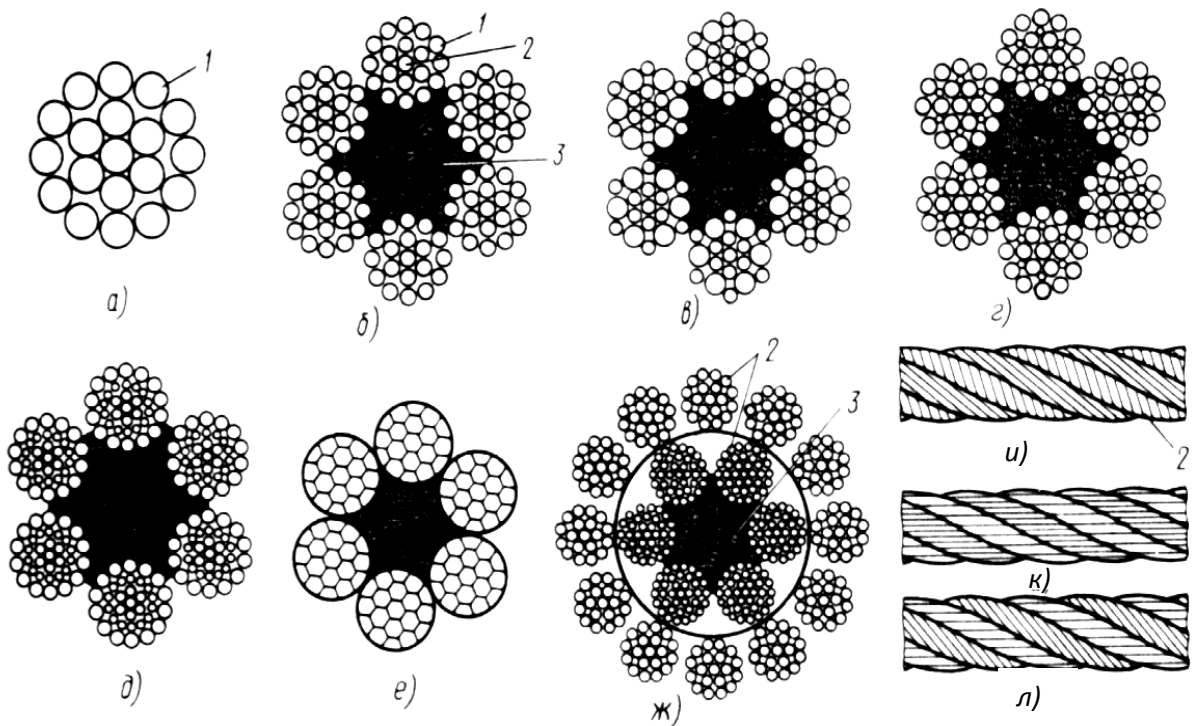


Рисунок 1.1 – Сталеві дровові канати

Канат – це пасма, що звиті між собою з розташуванням на центральному осерді 3 (рис. 1.1, б). Спеціальна обробка канатного дроту забезпечує йому високі механічні властивості. Так, маркувальна група (тимчасовий опір розриву) дротів змінюється в широкому діапазоні 1300...2600 МПа. На практиці застосовують значення 1560...1860 МПа.

Залежно від кількості дротів у пасмі, пасм в канаті, їх конструкції та форми, поєднань напрямків звивання елементів канату, наявності і типу осердя та інших факторів можливі найрізноманітніші конструктивні форми сталевих дротяних канатів. Канати виготовляють трьох сортів: В (вищий), І та ІІ.

Основні технічні вимоги до сталевих дротяних канатів регламентує міждержавний стандарт ГОСТ 3241-91, який передбачає випуск різних типів сталевих канатів:

1. *За конструкцією (круглі канати)*: одинарного, подвійного та потрійного звивання. Канати одинарного спірального звивання (див. рис. 1.1, а) – це звитий по спіралі в один або декілька концентричних шарів дріт. Під час виготовлення канатів подвійної звивки спочатку з дротів звивають канат одинарного звивання (в даному випадку пасмом), а потім з пасм звивають сам канат. Пасма в канатах подвійного звивання розташовані також по спіралі в один (кілька) концентричний шар навколо центрального формувального осердя (див. рис. 1.1, б, в, г, д). Також канати подвійного звивання бувають одно-, дво-, (див. рис. 1.1, ж) і тришарові; два останніх називають багатошаровими (багатопрядними).

2. *За формою поперечного перерізу*: круглі і плоскі (плоскі канати не призначені для роботи в поліспадах, тому у вантажопідіймальних кранах їх не застосовують).

3. *За формою поперечного перерізу пасма*: круглопрядні і фасоннопрядні (тригранної, овальної або іншої форми).

4. *За типом звивання пасма і канатів одинарної звивки*: типу ЛК з лінійним контактом дротів між шарами (рис. 1.2, а), типу ТК з точковим контактом дротів між шарами (рис. 1.2, б), типу ТЛК (ЛТК) з комбінованим точково-лінійним (лінійно-точковим) контактом дротів між шарами.

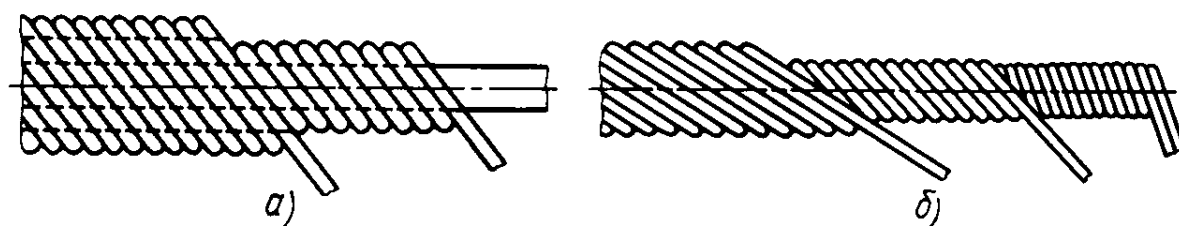


Рисунок 1.2 – Контакт дротів між шарами пасма: а) – типу ЛК; б) – типу ТК

Пасма типу ТК складаються з дротів одного діаметра, які звивають за кілька технологічних операцій (за числом шарів дротів в пасмі), тоді як пасма типу ЛК складаються з дротів різного діаметра і їх звивають за одну технологічну операцію, що є суттєвою перевагою. Також пасма типу ЛК-О виготовляють з дротів однакового діаметра (див. рис. 1.1, б), з різних за

діаметром дротів у зовнішньому шарі пасма ЛК-Р (див. рис. 1.1, в), з проміжними дротами заповнення між шарами пасма ЛК-З (див. рис. 1.1, г), з дротами одного діаметра в одному шарі і різного діаметра в іншому шарі пасма ЛК-РО (див. рис. 1.1, д).

Пасма типу ЛК отримують методом пластичної деформації звичайних пасм в спеціальних обтискних плашках (волоках), в результаті чого лінійний контакт дротів в пасмах перетворюється на смуговий, що обумовлює зменшення внутрішніх контактних напружень, підвищує міцність і покращує роботоздатність сталевих канатів (див. рис. 1.1, е).

5. *За матеріалом осердя*: з крученим осердям з рослинних (коноплі, джут, кенаф, маніла, сизаль та ін., рис. 1.1, б – ж) або синтетичних волокон – органічне осердя (ОС), з крученим осердям з канатних дротів – металеве осердя (МС).

6. *За способом звивки*: не розкручуються (Н), розкручуються.

7. *За ступенем зрівноваження*: рихтовані – Р, не рихтовані.

8. *У напрямку звивання*: правого (П) і лівого (Л). Напрямок визначають за напрямом звивання пасм зовнішнього шару канатів подвійного звивання. У канатів правої звивки елементи розташовуються праворуч вниз наліво (див. рис. 1.1, и – л), а у канатів лівої звивки навпаки – зліва вниз направо.

9. *За поєднанням напрямів звивання елементів канату і його елементів в канатах подвійної і потрійної звивки*: хрестової звивки – з протилежними напрямками звивки (див. рис. 1.1, к); одностороннього звивання (О) з однаковим напрямком звивання дроту в зовнішньому шарі пасм і пасм в канаті (див. рис. 1.1, и); комбінованої (К) – з поєднанням зазначених напрямків звивки (див. рис. 1.1, л).

10. *За ступенем звивистості*: звивисті (з однаковим напрямком звивки дротів у канатах одинарної звивки, пасм або стренг) і малозвивисті (багатошарові багаторядні і одинарної звивки із протилежним напрямком звивки елементів за шарами – МК).

11. *За механічними властивостями марок* ВК, В, І.

12. *За видом покриття поверхні дротів*: зі світлого дроту (без покриття) для легких умов експлуатації, з дроту з тонким шаром цинкового покриття (оцинковані) для середніх умов експлуатації в агресивних середовищах (С), з дроту із цинковим покриттям середньої товщини для жорстких умов експлуатації (Ж) та з дроту із товстим шаром покриття для дуже жорстких умов експлуатації (ОЖ).

13. *За призначенням*: вантажолюдські (марок ВК, В – ГЛ) та вантажні (Г). Для підйому людей та небезпечних вантажів типу розплавленого металу застосовують тільки канати ГЛ, звиті обов'язково з дротів вищих марок В та ВК.

14. *За точністю виготовлення*: підвищеної – Т, нормальної.

Умовне позначення канату має містити: діаметр, призначення, марку, вид покриття, напрямок звивання, ступінь звивистості, маркувальну групу і номер відповідного стандарту. Наприклад, умовне позначення:

Канат 39,5-Г-1-0-Р-1764 (180) ГОСТ 7668-80

– канат діаметром 39,5 мм, вантажного призначення, з дроту першої марки, без покриття, правого однобокого звивання, розкручується, з маркувальною групою дротів 1764 МПа; ГОСТ 7668-80 відповідає конструкції канату $6 \times 36 + 1$ о. с. – подвійної звивки з 6 пасм по 36 дротів в кожному пасмі з одним органічним осердям.

У механізмах вантажопідіймальних кранів набули поширення канати подвійного звивання з органічним осердям таких конструкцій:

ЛК-Р0 $6 \times 36 + 1$ о. с. за ГОСТ 7668-80, ЛК-36 \times 25 + 1о. с. за ГОСТ 7665-80, ТЛК-06 \times 37 + 1о. с. за ГОСТ 3079-80 і ЛК-Р6 \times 19 + 1о. с. за ГОСТ 2688-80.

Міцність сталевих канатів оцінюють за розривним зусиллям, яке слід прикласти до канату під час випробування, щоб довести його до розриву.

Термін служби канату залежить від числа його перегинів в процесі експлуатації. Багаторазові перегини при набіганні на блок або барабан, випрямлення під час сходження з них і, особливо, зміна напрямків перегинів є причинами розриву дротів канату. Ці руйнування відбуваються внаслідок втоми металу. Вихід з ладу канату визначають за числом обірваних дротів. Залежно від типу канату за правилами Державного Комітету з нагляду за безпечним веденням робіт у промисловості і з гірничого нагляду (Держгіртехнагляд) число цих дротів не може бути більше 5...10% від їх загального числа.

Для зменшення вигину канату слід визначити мінімальне співвідношення між діаметром обраного канату і діаметром блока (барабана):

$$D_0 \geq d_k \cdot e, \quad (1.1)$$

де D_0 – діаметр блока або барабана, виміряний по середній лінії навитого канату, мм; d_k – діаметр канату, мм; e – коефіцієнт, що вибирається залежно від групи режиму роботи механізму та типу вантажопідіймальної машини ($e = 16...30$). Діаметр канату вимірюють штангенциркулем в ненавантаженому стані на відстані не менше 5 м від кінця канату (рис. 1.3).

Кроком звивання пасма в канаті називають довжину останньої ділянки, за яку пасмо робить повний оберт навколо поздовжньої осі канату. Довжину кроку звивання пасма в канаті визначають таким чином: на поверхню пасма наносять мітку «0», від якої уздовж осі канату (в обидва напрямки) відраховують кількість пасм відповідно до конструкції канату, наприклад, 6 для шестипасмового канату (наносять мітку «6»). Відстань

між зазначеними мітками є довжиною звивання пасм в канаті (рис. 1.3). Крок звивання пасм канату має бути рівномірним по всій довжині, а довжина кроку сукання має відповідати рекомендованій за ГОСТ 3241-91. Довжину кроку звивання канату перевіряють лінійкою з точністю до 1,0 мм на відстані не менше 5 м від кінця канату, за середнім арифметичним значенням (слід виконати не менше трьох вимірів).

Пасма канату не можуть бути перекручені, мати заломі і виступаючі дроти. На поверхні дротів не має бути тріщин, розшарувань, вм'ятин, надрізів і слідів корозії, що перевищують за розміром половину допустимого за ГОСТ 7372-79. Критерієм для оцінення стану канату прийнято вважати число обривів дротів в зовнішніх шарах пасм на довжині одного кроку звивки (табл. 1.1) з коригуванням залежно від поверхневого зношування або корозії дротів (табл. 1.2).

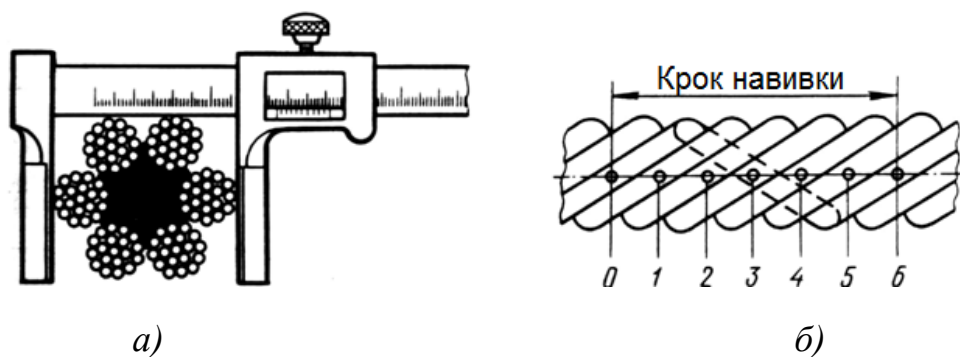


Рисунок 1.3 – Вимірювання параметрів сталевго канату: *a* – діаметра; *б* – довжини кроку сукання пасм в канаті; 0 – 6 – номери пасм

Таблиця 1.1 – Критерії оцінення стану канату

Значення коефіцієнта запасу міцності канату за встановленим співвідношенням D/d	Конструкція канату							
	$6 \times 19 = 114 + 1$ о.с.		$6 \times 37 = 22 + 1$ о.с.		$6 \times 61 = 366 + 1$ о.с.		$18 \times 18 = 342 + 1$ о.с.	
	Напрямок звивки канату							
	хрестове	односторонє	хрестове	односторонє	хрестове	односторонє	хрестове	односторонє
До 6	12	6	22	11	36	18	36	18
6..7	14	7	26	13	38	19	38	19
Більше 7	16	8	30	15	40	20	40	20

Таблиця 1.2– Коректування поверхні внаслідок зношування канату

Зменшення діаметра дротів в результаті зносу або корозії, %	Число обривів дротів на довжині одного кроку звивки канату, у % від норми браку, наведеної в табл. 1.1
10	85
15	75
20	70
25	60
30 і більше	50

Якщо число обривів дротів на довжину одного кроку звивки не досягло норми браковки або якщо є допустимий поверхневий знос дротів, то такий сталевий канат може бути допущений до подальшої експлуатації за умови ретельного огляду його стану.

2 Порядок виконання роботи

1. Конструкцію сталевих канатів вивчають на двох зразках канатів, які видаються студенту за вказівкою викладача.

2. За допомогою штангенциркуля вимірюють крок звивки та діаметр дротів. Визначають кількість пасм, кількість дротів в пасмі та вид осердя.

3. За стандартом на канат складають повне його позначення, використовуючи таку структурну схему умовного позначення канату:

Канат ТК-40-ГЛ-1800-ОЖ-Л-0-Р-В ГОСТ 3071-88 (приклад)

Канат	ТК	40	ГЛ	1800	ОЖ	Л	0	Р	В
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

- 1 – назва виробу (канат ТК; ТЛК; ЛК-О; ЛК-3; ЛК-РО);
- 2 – діаметр канату, мм;
- 3 – позначення призначення канату (ГЛ, Г);
- 4 – позначення марки (механічні властивості дротів);
- 5 – позначення виду покриття поверхні дротин (–, ОЖ, Ж, С);
- 6 – позначення напрямленості завивки пасма (–, Л);
- 7 – позначення сполученості напрямленості завивки елементів канату (–, О, К);
- 8 – позначення способу завивки канату (Н, Р);
- 9 – група дроту;
- 10 – позначення стандарту та вибраний тип канату.

3 Зміст звіту

1. Мета роботи та стислі теоретичні відомості.
2. Опис кожної конструкції канату із зазначенням галузі їх використання.
3. Результати вивчення конструкції канату занести у таблицю 1.3.

Таблиця 1.3 – Результати вивчення конструкцій канату

	Параметри канату	Зразок № 1	Зразок № 2
1	Схема поперечного перерізу канату		
2	Кратність звивки (одинарна, подвійна)		
3	Вид звивки (Р або Н)		
4	Направлення звивки пасем (Р або Н)		
5	Рід завивки (ТК,ТЛК,ЛК)		
6	Діаметр та кількість дротів в пасмі мм шт.		
7	Осердя в пасмі (органічне, металеве, азбестове, синтетичне)		
8	Кількість пасм у канаті		
9	Діаметр канату, мм		
10	Крок звивки пасма, мм		
11	Номер стандарту на канат та його позначення за стандартом		
12	Загальне зусилля на розтягування всіх дротів в канаті F при $\sigma_B=1800$ МПа		
13	Зусилля для руйнування канату $[F]$ при $\sigma_B=1800$ МПа за ГОСТ		

4. Висновок.

Контрольні запитання до лабораторної роботи

1. За якими ознаками класифікуються канати?
2. Що таке формула канату і його умовне позначення?
3. Як визначається максимально допустима розривна сила канату?
4. За якими ознаками вибираються канати?
5. Опишіть послідовність підбору канатів.
6. Які фактори впливають на міцність канату?
7. За яким параметром визначають міцність канату?

Рекомендована література

1. Гайдамака В. Ф. Грузоподъемные машины / Гайдамака В. Ф. – К. : Вища школа, 1989. – 328 с.
2. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / [Иванченко Ф. К., Бондарев В. С., Колесник Н. П., Барабанов В. Я.]. – Киев : Вища школа, 1978. – 576 с.
3. Канаты стальные. Технические условия : ГОСТ 3241-91. – [Введ. 1993-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1991. – 18 с.
4. Канаты из полимерных материалов и комбинированные : ГОСТ 30055-93. – [Введ. 1995-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1994. – 69 с.
5. Канат тройной свивки типа ЛК-Р конструкции $6 \times 7 \times 19(1+6+6/6)+1$ о. с. Сортамент : ГОСТ 3089-80. – [Введ. 1982-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1980. – 4 с.
6. Канаты стальные авиационные. Технические условия : ГОСТ 2172-80. – [Введ. 1982-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1980. – 8 с.
7. Канат двойной свивки типа ТК конструкции $6 \times 37(1+6+12+18)+1$ о. с. Сортамент : ГОСТ 3071-88. – [Введ. 1990-07-01]. – М. : Издательство стандартов, 1988. – 3 с.
8. Канат двойной свивки типа ЛК-О конструкции $6 \times 19(1+9+9)+1$ о. с. Сортамент : ГОСТ 3077-80. – [Введ. 1982-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1980. – 10 с.
9. Канат двойной свивки типа ТЛК-О конструкции $6 \times 37(1+6+15+15)+1$ о. с. Сортамент : ГОСТ 3079-80. – [Введ. 1982-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1980. – 9 с.
10. Канат двойной свивки типа ЛК-О конструкции $6 \times 19(1+9+9)+7 \times 7(1+6)$ о. с. Сортамент : ГОСТ 3081-80. – [Введ. 1982-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1981. – 9 с.
11. Канат двойной свивки типа ЛК-3 конструкции $6 \times 25(1+6; 6+12)+1$ о. с. Сортамент : ГОСТ 7665-80. – [Введ. 1982-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1980. – 4 с.
12. Канат двойной свивки типа ЛК-3 конструкции $6 \times 25(1+6; 6+12)+7 \times 7(1+6)$ о. с. Сортамент : ГОСТ 7667-80. – [Введ. 1982-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1980. – 4 с.
13. Канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции $6 \times 36(1+7+7/7+14)+1$ о. с. Сортамент : ГОСТ 7668-80. – [Введ. 1982-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1980. – 11с.
14. Канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции $6 \times 36(1+7+7/7+14)+7 \times 7(1+6)$ о. с. Сортамент : ГОСТ 7669-80. – [Введ. 1982-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1980. – 11с.
15. Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции $6 \times 19(1+6+6/6)+7 \times 7(1+6)$ о. с. Сортамент : ГОСТ 14954-80. – [Введ. 1982-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1980. – 13 с.

Лабораторна робота № 2

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ВАНТАЖНИХ ТА ТЯГОВИХ ЛАНЦЮГІВ

Мета роботи: вивчити конструкції вантажних та тягових ланцюгів, їх застосування у підйимально-транспортних машинах.

1 Теоретичні відомості

Ланцюг – виріб, що складається з окремих твердих ланок, які шарнірно з'єднані між собою. За призначенням ланцюги поділяють на приводні (використовуються для передачі руху), вантажні (застосовуються для підйому вантажу) і тягові (використовуються для передачі тягового зусилля від привода конвеєра до вантажонесівного органа або безпосередньо вантажу). Приводні ланцюги докладно розглянуто під час вивчення теоретичного курсу «Деталі машин». За конструктивним виконанням вантажні і тягові ланцюги розрізняють: круглоланкові зварні і пластинчасті.

Круглоланкові зварні ланцюги (рис. 2.1) складаються з ланок овальної форми з круглим поперечним перерізом; можуть мати розпірки в середній частині ланок. Вони найбільш прості, дешеві, гнучкі, але характеризуються підвищеним зносом, невисокою міцністю, іскрінням.

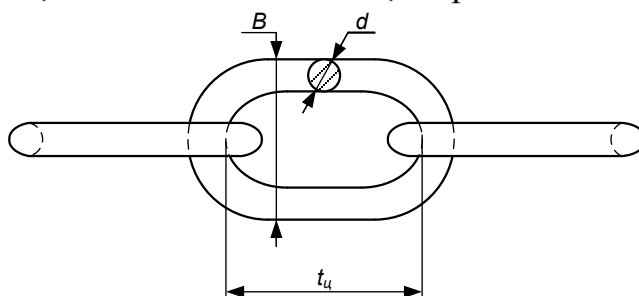


Рисунок 2.1 – Зварний круглоланковий ланцюг: B – ширина ланки; d – діаметр прутка; $t_{ц}$ – крок ланцюга

Зварні ланцюги за ГОСТ 2319-81 поділяють на:

за типом – коротколанкові (тип А) і довголанкові (тип В);

за виконанням – калібровані (1) і некалібровані (2), що відрізняються точністю виготовлення.

Ланки ланцюга виготовляють з прутків діаметром (калібром) d зі сталей марки Ст. 2, Ст. 3 за ГОСТ 380-71 ковальсько-горновим або контактним зварюванням. Для зняття внутрішніх напружень, що утворюються під час зварювання, ланцюг після виготовлення піддають відпалу.

Основними розмірами ланцюга є: крок ланцюга t , який дорівнює довжині великої осі внутрішнього овалу, ширина ланки B і діаметр прутка d . У коротколанкових ланцюгів $t = 2,6d$, у довголанкових $t = 3,6d$.

У каліброваних ланцюгів граничні відхилення кроку і ширини ланки значно менші, ніж у некаліброваних. Ідентифікувати ланцюг можна за сертифікатом чи шляхом заміру кроку і ширини ланки з подальшим порівнянням відхилень їх від калібру за відповідними нормативами.

Калібровані ланцюги працюють на зірочках або барабанах, що мають спеціальні гнізда, зі швидкостями не більше 0,5 м/с. Некалібровані ланцюги внаслідок великого відхилення кроку можуть працювати тільки на гладких блоках і барабанах зі швидкістю не більше 1,5 м/с.

Зварні ланцюги мають такі умовні позначення: типу А у виконанні 1, калібру 10 мм, з кроком 28 мм – «Ланцюг А1-10×28 ГОСТ 2319-81»; типу В у виконанні 2, калібру 10, з кроком 35 мм – «Ланцюг В2-10×35 ГОСТ 2319-81».

До переваг зварних ланцюгів слід віднести їх гнучкість у всіх напрямках, можливість використання зірочок малого діаметра, що дозволяє зменшити габарити і вартість вантажопідіймальних машин.

До недоліків зварних ланцюгів відносять невелику надійність внаслідок можливого їх раптового руйнування, низькі допустимі швидкості, велике зношування в місцях контакту, погане сприйняття динамічних навантажень та значну масу.

Конструкцію комбінованого зварного ланцюга зображено на рис. 2.2. Одна ланка з круглим поперечним перерізом замінюється ланкою з листової сталі. Контакт в шарнірі при цьому лінійний, тому навантаження розподіляється більш рівномірно.

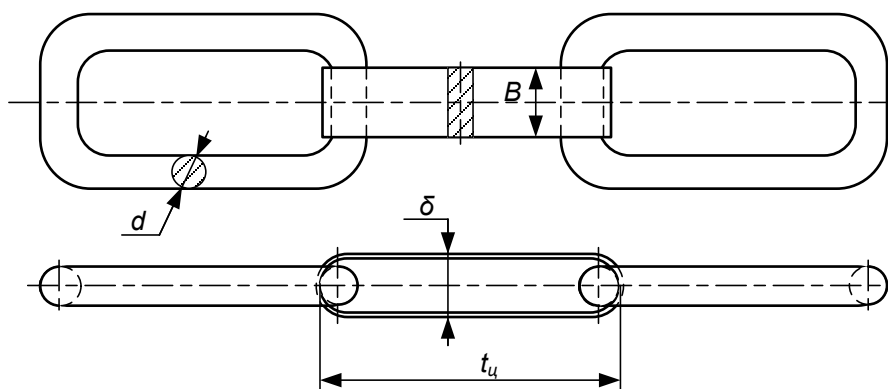


Рисунок 2.2 – Зварний комбінований ланцюг: δ – товщина листової ланки

До переваг комбінованих зварних ланцюгів відносять зручність місця кріплення робочого органу до ланки з листової сталі, менше зношування ланцюга при роботі. Недоліками є згинання ланцюга тільки в одній площині та складність виготовлення.

Розрахунок зварних ланцюгів. Вибір ланцюга здійснюють за розривним зусиллям, що визначається за формулою:

$$S_p \geq \frac{S_{роз} \cdot n \cdot C_H}{z}, \quad (2.1)$$

де $S_{роз}$ – розрахункове зусилля, Н; z – число паралельних робочих гілок; C_H – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між паралельними гілками, $C_H = 1,1 \dots 1,25$; n – коефіцієнт запасу міцності (для зварних ланцюгів з термообробкою $n = 10 \dots 15$; без термообробки – $n = 15 \dots 20$).

Ланцюги вантажні призначені для передачі великих зусиль і застосовуються як вантажні і противагові елементи у підйомально-транспортних машинах, волочильних верстатах, шлюзових та гребельних установках. Вантажні пластинчасті ланцюги можуть бути застосовані як приводні лише на низьких швидкостях переміщення – до 0,3 м/с.

Розрахунок на міцність вантажного пластинчастого ланцюга виконують подібно до розрахунку вантажних круглоланкових ланцюгів за виразом (2.1) з урахуванням коефіцієнта запасу міцності $n=5$ для ланцюга, що застосовується у вантажопідйомальних машинах та механізмах з машинним приводом, і $n=3$ – за ручного привода.

Перевагами пластинчастих ланцюгів порівняно зі зварними є надійність у роботі внаслідок відсутності зварювального стику та більш плавний рух – швидкість руху 0,25 м/с. Недоліками пластинчастих ланцюгів є здатність їх згинання тільки в площині, перпендикулярній до осей шарнірів, значна маса і вартість порівняно зі зварними ланцюгами, а також велике зношування шарнірів.

За ГОСТ 192-82 ланцюги вантажні пластинчасті виготовляються таких типів:

1 – ланцюг вантажний пластинчастий зі з'єднувальним валиком на одному кінці відрізка ланцюга (рис. 2.3, тип 1);

2 – ланцюг вантажний пластинчастий зі з'єднувальним валиком на одному кінці відрізка ланцюга та подовженими валиками (рис. 2.3, тип 2);

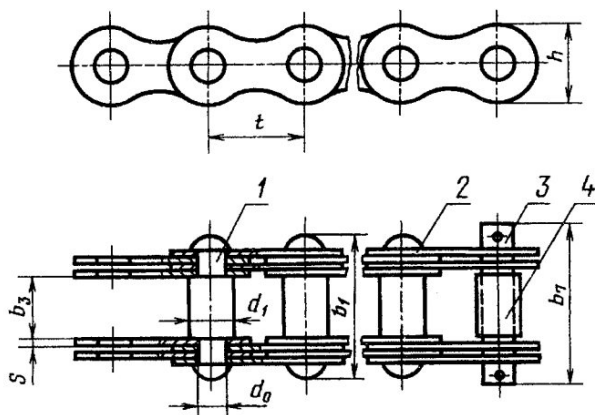
3 – ланцюг вантажний пластинчастий зі з'єднувальним валиком на одному кінці, кінцевими пластинами і кінцевим валиком на другому кінці відрізка ланцюга (рис. 2.3, тип 3);

4 – ланцюг вантажний пластинчастий зі з'єднувальним валиком на одному кінці, кінцевими пластинами і кінцевим валиком на другому кінці відрізка ланцюга та подовженими валиками (рис. 2.3, тип 4);

5 – ланцюг вантажний пластинчастий з кінцевими пластинами і кінцевим валиком на одному кінці відрізка ланцюга (рис. 2.3, тип 5);

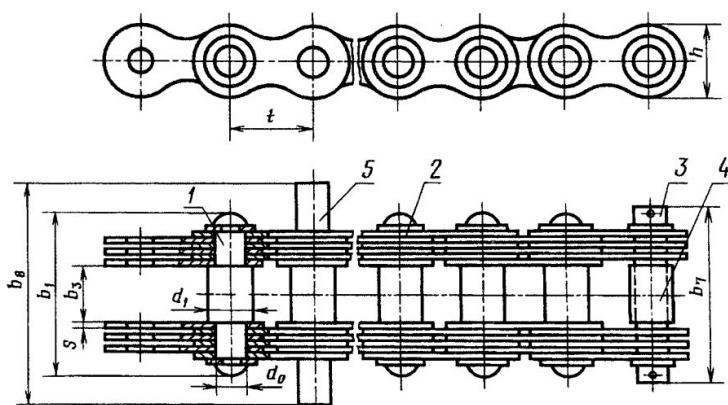
6 – ланцюг вантажний пластинчастий з кінцевими пластинами і кінцевим валиком на обох кінцях відрізка ланцюга (рис. 2.3, тип 6).

Тип 1



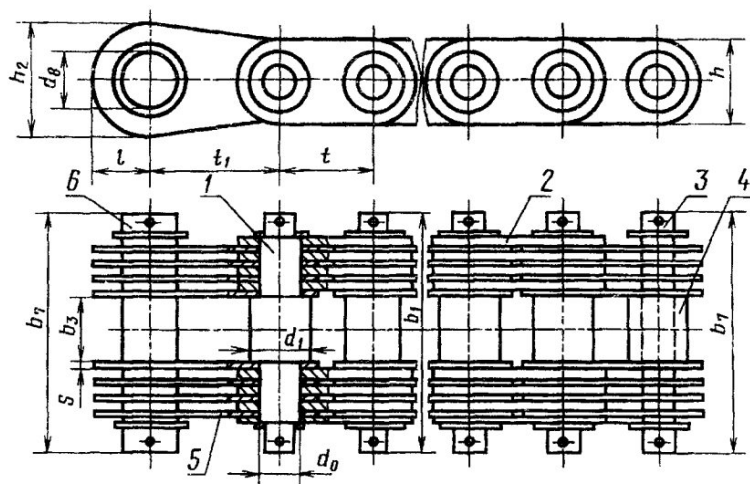
1 — валик; 2 — пластина; 3 — валик з'єднувальний; 4 — втулка

Тип 2



1 — валик; 2 — пластина; 3 — валик з'єднувальний; 4 — втулка;
5 — валик подовжений

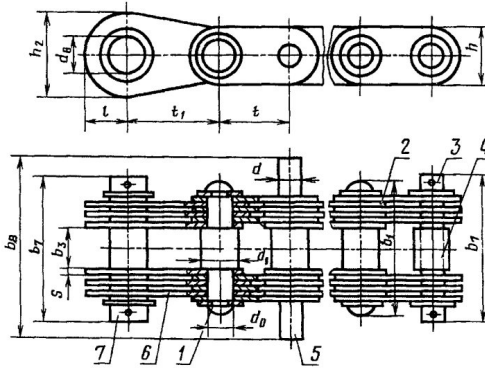
Тип 3



1 — валик; 2 — пластина; 3 — валик з'єднувальний; 4 — втулка;
5 — пластина кінцева; 6 — валик кінцевий

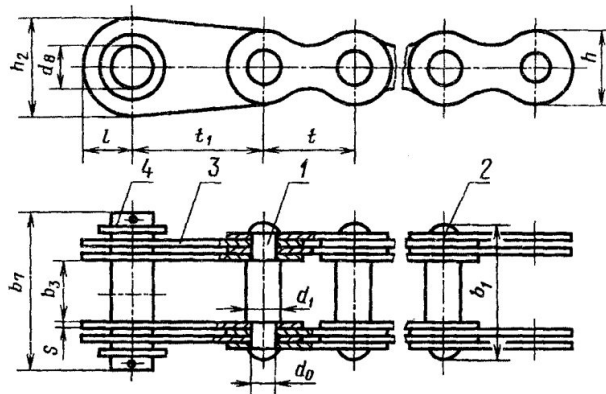
Рисунок 2.3 — Ланцюги вантажні пластинчасті типів: 1, 2, 3, 4, 5 та 6

Тип 4



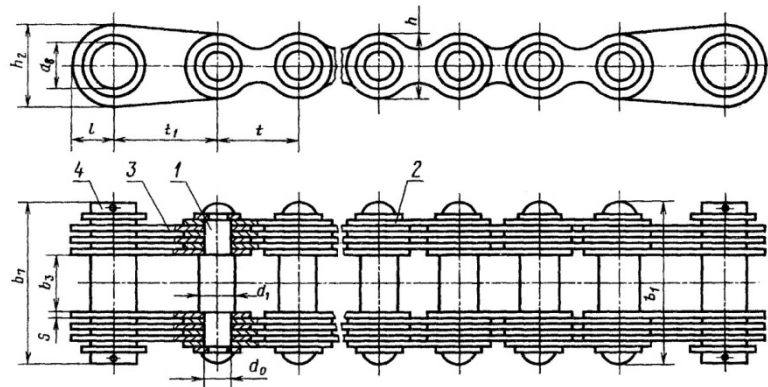
1 — валик; 2 — пластина; 3 — валик з'єднувальний; 4 — втулка;
5 — валик подовжений; 6 — пластина кінцева; 7 — валик кінцевий

Тип 5



1 — валик; 2 — пластина; 3 — пластина кінцева; 4 — валик кінцевий

Тип 6



1 — валик; 2 — пластина; 3 — пластина кінцева; 4 — валик

Рисунок 2.3, аркуш 2

Позначення пластинчастого вантажного ланцюга має містити буквене позначення *G*, значення руйнівного навантаження, тип і крок ланцюга. Приклад умовного позначення: ланцюг вантажний пластинчастий з руйнівним навантаженням 160 кН, тип 1, крок 50 мм:

Ланцюг G160-1-50 ГОСТ 191-82

Примітка. Величину руйнівного навантаження в позначенні ланцюга з кроком 25 мм і більше наводять без цифр після коми.

Деталі ланцюгів виготовляються зі сталі за ГОСТ1050-2013 з тимчасовим опором не менше: пластини – 650 МПа, валики – 550 МПа.

Основними параметрами тягових ланцюгів є руйнівне навантаження, крок ланцюга і погонна маса одного метра. За конструктивним виконанням тягові ланцюги поділяють на пластинчасті (ГОСТ 588-81; СТ СЕВ 1011-78), розбірні (ГОСТ 589-74), вилчасті (ГОСТ 12996-79).

Стандарт встановлює такі типи тягових пластинчастих ланцюгів (рис. 2.4):

- 1 – втулкові;
- 2 – роликові;
- 3 – каткові з гладкими катками із підшипниками ковзання;
- 4 – каткові з ребордами на катках із підшипниками ковзання.

Для таких ланцюгів стандартом передбачаються приєднувальні елементи:

а) типів 1.1; 1.2 і 1.3 – спеціальні пластини відповідно з одним, двома або трьома отворами в полиці; 2.1; 2.2 і 2.3 – спеціальні пластини без полиці відповідно з одним, двома або трьома отворами; 3 – подовжені валики;

б) з виконанням за міжцентровою відстанню між отворами: 0 – відсутність (один отвір); 1 – найменша; 2 – середня; 3 – найбільша;

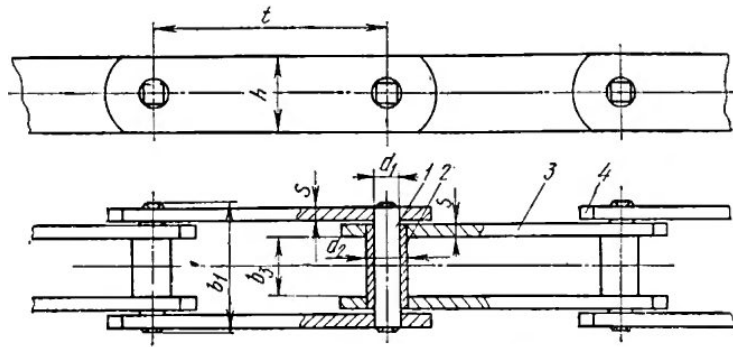
в) з розташуванням елементів у ланцюзі: 1 – одностороннє; 2 – двостороннє.

Втулки призначені для зменшення зношування шарнірів ланцюга, а безвтулкові ланцюги застосовуються рідко, тільки для легкого режиму роботи.

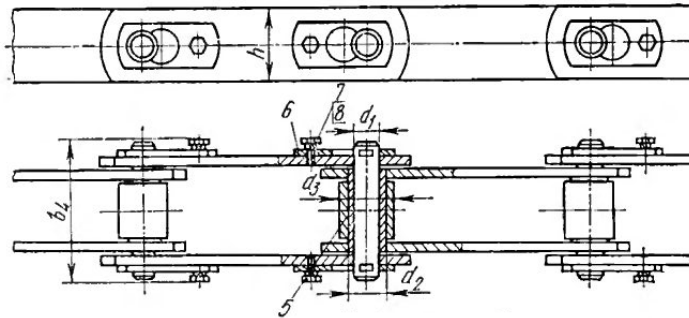
Ролики – це порожнисті деталі, що обертаються, із зовнішнім діаметром, який менший ширини пластин. Вони насаджені на валики або втулки і мають можливість вільно обертатись та призначені для зменшення зношування зубців зірочок. Останнє забезпечується за рахунок заміни тертя ковзання валика або втулки по зубцю зірочки тертям кочення ролика. В окремих випадках за легких умов роботи ролики використовують для обпирання ланцюга на напрямну.

Котки – це порожнисті деталі, що обертаються, із зовнішнім діаметром, що дорівнює або більший за ширину пластин, які підтримують ланцюг з приєднаними до нього робочими органами і зменшують опір рухові. Котки виготовляють гладкими, з ребордами, з підшипниками ковзання і кочення.

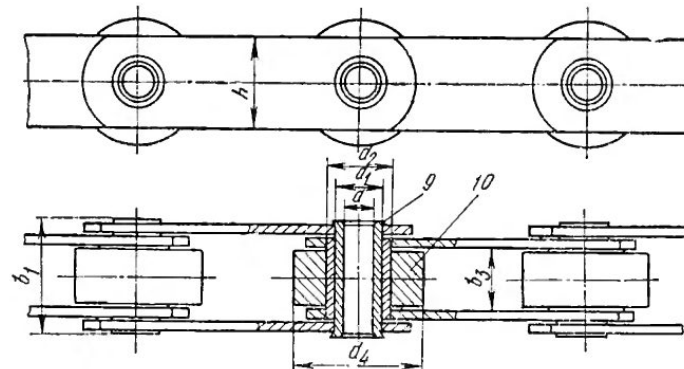
Тип 1 Виконання 1



Тип 2 Виконання 2



Тип 3 Виконання 3



Тип 4 Виконання 2

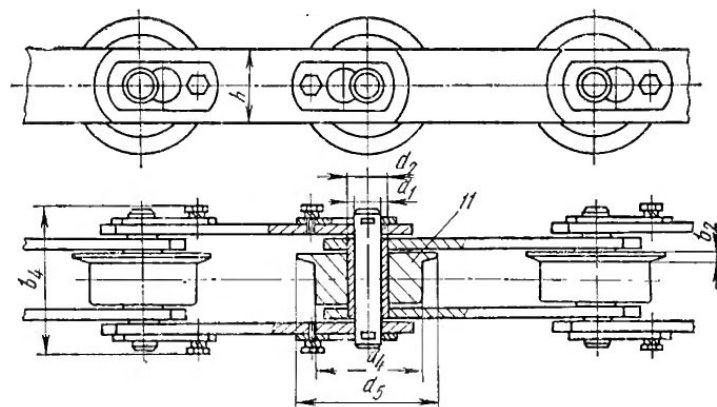


Рисунок 2.4 – Ланцюги тягові пластинчасті: 1 – валик; 2 – втулка;
 3 – внутрішня пластина; 4 – зовнішня пластина; 5 – ролик; 6 – ригель;
 7 – болт; 8 – шайба; 9 – порожнистий валик; 10 – каток;
 11 – каток з ребордою

На рис. 2.4 позначено *складові*: 1 – валик; 2 – втулка; 3 – внутрішня пластина; 4 – зовнішня пластина; 5 – ролик; 6 – ригель; 7 – болт; 8 – шайба; 9 – порожнистий валик; 10 – каток; 11 – каток з ребордою і *розміри*, мм: t – крок ланцюга; h – висота пластин ланцюга; s – товщина пластин ланцюга; b_1 – зовнішня ширина ланцюга по валиках; b_2 – ширина реборди катка; b_3 – внутрішня ширина ланцюга між внутрішніми пластинами; b_4 – зовнішня ширина по кріпленнях розбірних ланцюгів; d – внутрішній діаметр порожнистого валика; d_1 – зовнішній діаметр валика ланцюга; d_2 – діаметр втулки; d_3 – діаметр ролика; d_4 – діаметр гладкого катка; d_5 – діаметр бортового катка.

Для кріплення робочих органів (пластини настилів, скребки тощо) до ланцюгів передбачено різні виконання пластин ланцюга, деякі з яких зображено на рис. 2.5.



Рисунок 2.5 – Пластини кріплення ланцюга до робочих органів

ГОСТ 588-81 встановлює такі структури позначення тягових пластинчастих ланцюгів:

X-X-X-X-X-X-X-X – ГОСТ 588 – 81,
1 234 5 6 7 8

де 1 – номер ланцюга; 2 – цифрове позначення типу ланцюга; 3 – крок ланцюга, мм; 4 – цифрове позначення виконання ланцюга; 5 – цифрове позначення типу приєднувального елемента; 6 – цифрове позначення приєднувального елемента за міжцентровою відстанню; 7 – цифрове позначення розташування приєднувального елемента в ланцюзі; 8 – чергування приєднувального елемента ланцюга в кроках ланцюга.

Наприклад, тяговий пластинчастий ланцюг М з руйнівним навантаженням 112 кН типу 2 з кроком 100 мм виконання 1 з приєднувальними елементами типу 1.1 виконання 0 з одностороннім їх розташуванням і чергуванням через три кроки позначається:

Цей же ланцюг без приєднувальних елементів позначається:

M112 – 2 – 100 – 1 ГОСТ 588–81

Вилчасті і розбірні ланцюги. Такі ланцюги застосовуються переважно у конвеєрах, що мають складні просторові траси, наприклад, у підвісних конвеєрах, де потрібна гнучкість тягового органу в двох площинах (розбірні ланцюги) або коли ланцюги можуть працювати зануреними в матеріал разом з робочими органами, наприклад, в скребкових конвеєрах із зануреними скребками (вилчасті ланцюги).

Розбірні гарячештамовані ланцюги (ГОСТ 589-74) виготовляються двох типів (рис. 2.6): Р1 – з обертовими валиками; Р2 – з фіксованими валиками. Їх переваги перед іншими тяговими органами – велике відношення допустимого зусилля в ланцюзі $S_{дон}$ до його погонної ваги $q_{л}$, простота монтажу, демонтажу, ремонту та зміни довжини ланцюга; легкість приєднання каретки до ланцюга; простота конструкції ланцюга та її обслуговування; гнучкість у двох площинах. Недоліки цих ланцюгів – складність технологічного процесу виготовлення та невисока точність виготовлення.

На рис. 2.6 позначено розміри: t – крок ланцюга, мм; $T_{ц}$ – розрахунковий крок ланки, мм; B – висота ланцюга, мм; $B_{вн}$ – внутрішня ширина ланцюга, мм; l – зовнішня ширина ланцюга, мм; L – крок зачеплення, мм; k – приєднувальна відстань для установаження зовнішньої ланки, мм; S – товщина внутрішньої ланки в середній частині, мм; b – ширина ланок внутрішня, мм; l_1 – довжина западини внутрішньої ланки, мм; φ – кут повороту ланок в площині осей шарнірів, град.

Умовне позначення тягових розбірних ланцюгів містить найменування виробу («ланцюг»), позначення типу ланцюга, крок ланцюга (мм), руйнівне навантаження ланцюга (кН) і позначення стандарту .

Наприклад, ланцюг тяговий розбірний типу Р1 з кроком 80 мм і руйнівним навантаженням 106 кН позначається:

Ланцюг Р1 – 80 – 106 ГОСТ 589–74

Вилчасті ланцюги (рис. 2.7) мають масивні ланки, оскільки через важкі умови експлуатації (тертя по поверхні дна жолобів в середовищі абразивного вантажу тощо) вони схильні до зношування. Запас міцності з цієї причини вибирають підвищеним (до 12...15). Параметри вилчастих ланцюгів встановлюються за ГОСТ 12996-79.

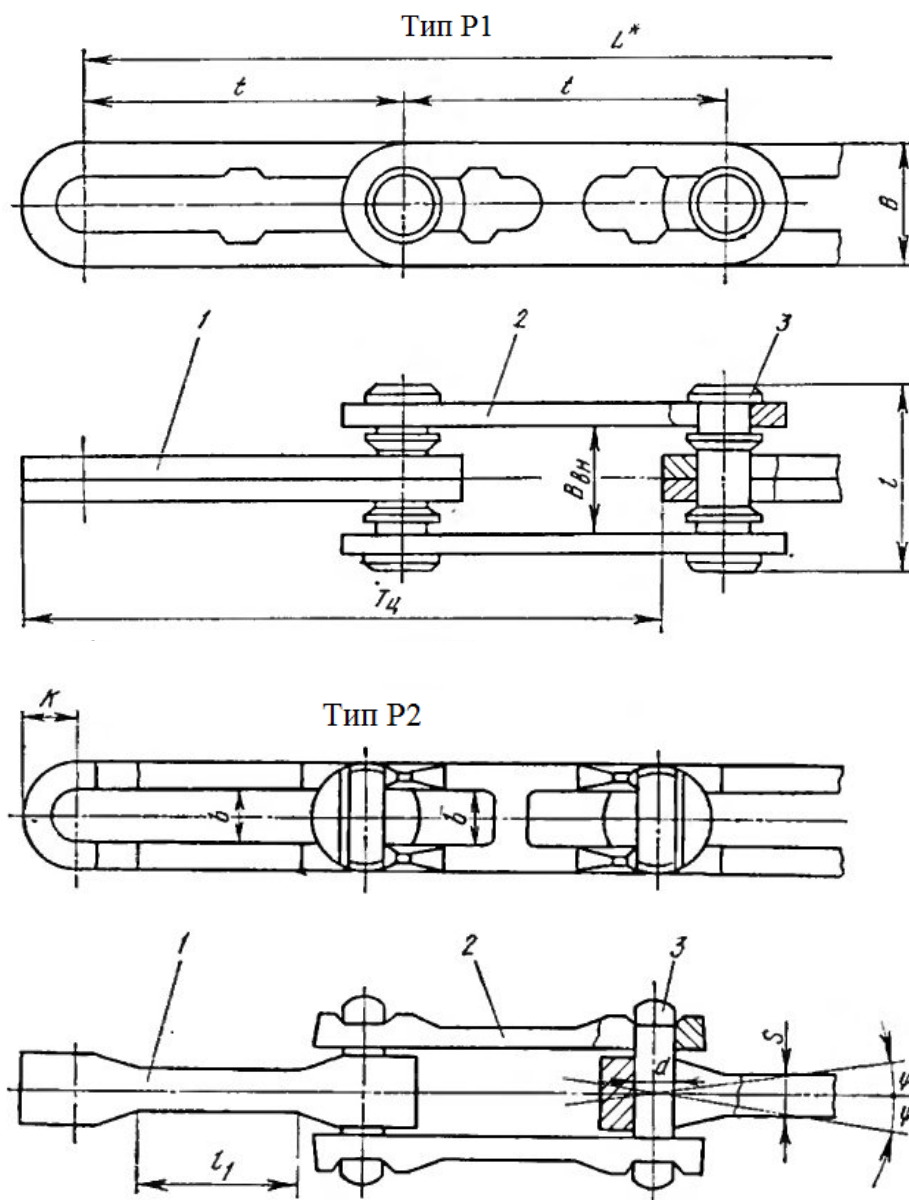


Рисунок 2.6 – Ланцюги тягові розбірні:
 1 – ланка внутрішня; 2 – ланка зовнішня; 3 – валик

Монолітність ланок – основна перевага таких ланцюгів, вона забезпечує підвищену надійність. Недоліками цих ланцюгів є висока трудомісткість виготовлення, значні питомі навантаження в шарнірах і пов'язане з цим їх зношування. Ланцюги тягові вилчасті виготовляються трьох типів (рис. 2.7): Р1 – розбірний, з фіксацією пальця дротяним шплінтом; Р2 – легкокорозбірний, з фіксацією пальця штифтом-шпонкою; Р3 – розбірний, з фіксацією пальця дротяним штифтом, реверсивний.

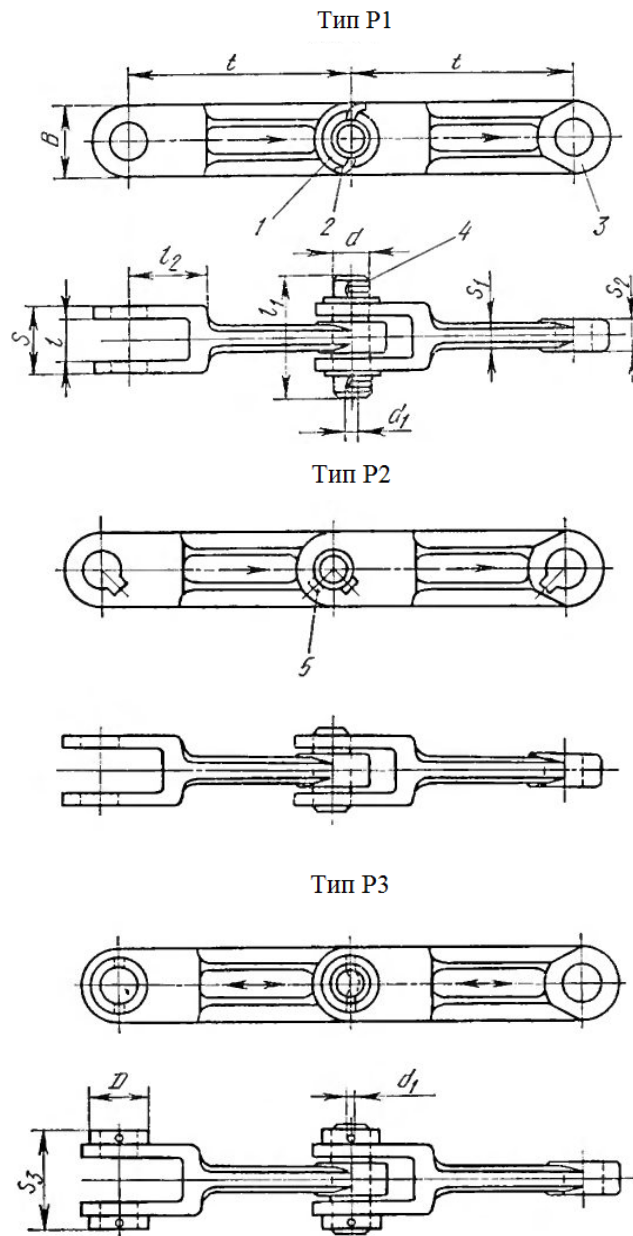


Рисунок 2.7 – Ланцюги тягові вилчасті: 1 – шайба; 2 – шплінт; 3 – ланка; 4 – палець; 5 – штифт-шпонка

Ці ланцюги можуть бути двох категорій міцності: Н – нормальної; В – високої. Для вилчастих тягових ланцюгів за ГОСТ 12996-79 рекомендується такий ряд швидкостей: 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4 м/с.

Умовне позначення тягових вилчастих ланцюгів містить найменування виробу («ланцюг»), позначення типу ланцюга, крок ланцюга, мм, позначення категорії міцності ланцюга і позначення стандарту.

Наприклад, ланцюг типу Р2 з кроком 160 мм і високою категорією міцності позначається: «Ланцюг Р2 – 160 В ГОСТ 12996–79».

На рис. 2.7 позначено розміри, мм: t – крок ланцюга; B – ширина ланки; S – товщина вилки ланки; S_1 – товщина стержня ланки; S_2 – товщина хвостовика ланки; S_3 – товщина вилки по виступах; l – відстань між

внутрішніми поверхнями вилки; l_1 – довжина пальця; l_2 – довжина вилки ланки; d – діаметр пальця; d_1 – діаметр отвору під шплінт; D – діаметр виступів ланцюга.

Розбірні і вилчасті ланцюги розраховуються також за розривним зусиллям за умовою (2.1) при відповідних коефіцієнтах запасу.

2 Порядок виконання роботи

1. Конструкцію ланцюгів вивчають за двома зразками, які видаються викладачем (додаток).

2. За допомогою штангельциркуля вимірюють геометричні параметри дослідних зразків ланцюгів та, користуючись довідниковою літературою, складають повне їх позначення.

3. Виконують перевірку одного із запропонованих ланцюгів на міцність.

Перевірка тягового ланцюга на міцність. Навантаження, що допускається на ланцюговий тяговий орган, визначається розривним зусиллям одного ланцюга S_p , необхідним запасом міцності m , кількістю ланцюгів i , нерівномірністю розподілу навантаження між ланцюгами, яка характеризується коефіцієнтом λ (табл. 2.1), за виразом

$$S_{\text{дон}} = \frac{\lambda \cdot S_p \cdot i}{m} \quad (2.2)$$

Таблиця 2.1 – Значення коефіцієнта нерівномірності розподілення навантаження між ланцюгами

Характеристика тягового органу ланцюга	
Одноланцюговий	1,0
Дволанцюговий:	
штамповані розбірні ланцюги	0,63...0,67
кругло ланкові ланцюги	0,83...0,91

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності за натягом та несівною здатністю:

$$m_p = \frac{m_{\text{ном}}}{k_p \cdot k_T \cdot k_{II} \cdot k_{\text{дин}}}, \quad (2.3)$$

де $m_{\text{ном}}$ – номінальний коефіцієнт запасу міцності (під час розрахунку за стаціонарного режиму беруть $m_{\text{ном}}=5$, за умов пускових навантажень $m_{\text{ном}}=3$); k_p – коефіцієнт режиму роботи конвеєра (табл. 2.2); k_T – коефіцієнт конфігурації траси конвеєра ($k_T=1,00$ – для горизонтальної прямолінійної траси; $k_T=0,85$ – для складної траси); k_{II} – коефіцієнт послаблення розрахункового перерізу деталей ланцюга (при гранично

допустимому зношуванні $k_{II} = 0,8 \dots 0,9$); $k_{дин}$ – коефіцієнт динамічних навантажень (табл. 2.3).

Таблиця 2.2 – Значення коефіцієнта режиму роботи конвеєра

Режим роботи	Надлегкий	Легкий	Середній	Важкий	Надважкий
k_p	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8

Таблиця 2.3 – Значення коефіцієнта динамічних навантажень

Швидкість руху ланцюга м/с	до 0,1	0,1...0,3	>0,3
$k_{дин}$	1,0	0,9	0,8

3 Зміст звіту

1. Мета роботи та стислі теоретичні відомості.
2. Описати кожну конструкцію ланцюга та вказати галузь його використання.
3. Розшифрувати позначення заданого ланцюга.
4. Виконати перевірку тягового ланцюга на міцність згідно з виданим завданням.
5. Висновок.

4 Контрольні запитання до лабораторної роботи

1. За якими ознаками класифікуються ланцюги?
2. Назвіть основні параметри тягових ланцюгів.
3. Які фактори впливають на міцність ланцюга?
4. Яка різниця між вантажними та тяговими ланцюгами?
5. Обґрунтуйте галузі застосування вантажних ланцюгів.
6. Обґрунтуйте галузі застосування тягових ланцюгів.

Рекомендована література

1. Кузьмин А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – Минск : Высшая школа, 1983. – 350 с.
2. Гамоля Ю. А. Машины непрерывного транспорта : курс лекций / Ю. А. Гамоля, Е. К. Позынич. – Хабаровск : ДВГУПС, 2008. – 248 с.
3. Цепи грузовые пластинчатые. Технические условия : ГОСТ 191-82.– [Введ. 1983-07-01]. – М. : Издательство стандартов, 1982. – 18 с.
4. Цепи тягове разборные. Технические условия : ГОСТ 589-85– [Введ. 1987-01-01]. – М. : Издательство стандартов, 1985. – 8 с.
5. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підймальних і транспортувальних машин : підручник для ВУЗів / [В. С. Бондарев, О. І. Дубинець, М. П. Колісник та ін.]. – К. : Вища шк., 2009. – 734 с.

6. Будишевский В. А. Теоретические основы и расчеты транспорта энергоемких производств / В. А. Будишевский, А. А. Сулима. – Донецк, 1999. – 216 с.

Перелік завдань до виконання лабораторної роботи № 2

1. Ланцюг G200-3-55 ГОСТ 191-82
2. Ланцюг M20-2-60-2-1.1-0-1-2 ГОСТ 588-81
3. Ланцюг MC224-3-400-3-2.2-1-2-2 ГОСТ 588-81
4. Ланцюг G1600-4-120 ГОСТ 191-82
5. Ланцюг M630-4-500-2-3/0/-35-2-/129/-4 ГОСТ 588-81
6. Ланцюг A2-10×28 ГОСТ 2319-81
7. Ланцюг P2-100-220 ГОСТ 589-89
8. Ланцюг M120-2-100-2-1.3-2-2-2 ГОСТ 588-81
9. Ланцюг G5-1-15 ГОСТ 191-82
10. Ланцюг M80-1-80-1-1.2-1-2-3 ГОСТ 588-81
11. Ланцюг G1,25-5-6 ГОСТ 191-82
12. Ланцюг B1-16×45 ГОСТ 2319-81
13. Ланцюг A2-42×118 ГОСТ 2319-81
14. Ланцюг B2-30×84 ГОСТ 2319-81
15. Ланцюг P2-125-250 ГОСТ 589-85
16. Ланцюг P1-250-1000 ГОСТ 589-85
17. Ланцюг P2-63-63 ГОСТ 589-85
18. Ланцюг MC56-1-100-2-2.1-1-1-1 ГОСТ 588-81
19. Ланцюг M900-1-260-3-2-3 ГОСТ 588-81
20. Ланцюг MC112-2-215-3-1-1 ГОСТ 588-81
21. Ланцюг G4-1-120 ГОСТ 191-82
22. Ланцюг X-10×28 ГОСТ 2319-81
23. Ланцюг П-25,4-200—2-2 ГОСТ 23540-79
24. Ланцюг П-50,8-710-3-2 ГОСТ 23540-79
25. Ланцюг M112-2-150-1 ГОСТ 588-81
26. Ланцюг M315-2-160-1 ГОСТ 588-81
27. Ланцюг P2-250-1000 ГОСТ 589-85
28. Ланцюг P1-160-400 ГОСТ 589-85
29. Ланцюг M224-1-630-2-2,3-2-1-2 ГОСТ 588-81
30. Ланцюг MC56-2-80-1-1.3-1-2-1 ГОСТ 588-81

Лабораторна робота № 3

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ГАЛЬМ ВАНТАЖОПІДІЙМАЛЬНИХ МАШИН ТА ЇХ РЕГУЛЮВАННЯ

Мета роботи: вивчення конструкції та принципу дії різних типів гальм вантажопідіймальних машин, їх регулювання і технічне обслуговування.

1 Теоретичні відомості

1.1 Основні відомості про конструкції і принципи дії гальм вантажопідіймальних машин

Всі механізми вантажопідіймальних машин мають бути забезпечені надійними гальмівними пристроями, що забезпечують в механізмах підйому зупинення вантажу і утримання його в підвішеному стані, а в механізмах пересування та повороту – зупинення механізму на певній довжині гальмівного шляху.

За великої різноманітності конструкцій гальм схема їх пристрою загальна: до усіх конструкцій входить деталь, що має форму тіла обертання (шків, конус, диск), яка жорстко закріплена на одному з валів кранового механізму. До цієї деталі з певною силою притискається інша деталь (колодка, стрічка). Сили тертя, що виникають при цьому, створюють необхідний гальмівний момент на гальмівному валу кранового механізму.

До гальмівних пристроїв висуваються такі вимоги:

– величина гальмівного моменту має відповідати заданим умовам роботи;

- мінімальне зношування деталей;
- мінімальний нагрів;
- забезпечення міцності всіх елементів конструкції;
- простота конструкції, регулювання, ремонту;
- мінімальні габаритні розміри;
- плавне замикання і розмикання поверхонь тертя.

В існуючих конструкціях гальм замикання гальма здійснюється пружинами або масою замикального вантажу. Розрізняють нормально замкнуті і нормально розімкнені гальма. У нормально замкнутих гальм колодки або стрічки постійно утримують гальмовий шків у загальмованому стані і розмикаються лише на час дії механізму. Механізми, забезпечені нормально розімкненим гальмом, постійно розгальмовані. Їх гальмування здійснюється лише в процесі зупинення або для зниження швидкості, після чого колодки гальма або стрічка знову звільняють гальмовий шків.

Розмикання нормально замкнутих гальм здійснюється зусиллям розмикального пристрою, який, долаючи зусилля пружини або вагу

замикального вантажу, відводить поверхні тертя одну від одної. Розмикальними пристроями є короткоходові або довгоходові електромагніти постійного чи змінного струму, серводвигуни, електрогідравлічні або відцентрові штовхачі. Розмикальний пристрій вмикається і вимикається одночасно з електродвигуном привода механізму, і тому в розімкнутому стані гальмо знаходиться тільки при роботі механізму, коли увімкнено розмикальний пристрій і створюється зусилля розмикання.

Наростання гальмівного моменту в процесі гальмування залежить від виду розмикального пристрою. Бажаним є плавне наростання гальмівного моменту.

Гальма з пружинним, вантажним замиканням та з електромагнітами замикання характеризуються швидким наростанням гальмівного моменту M_T до номінального значення M_{TH} , яке залишається практично постійним протягом всього процесу гальмування.

Гальма з пружинним замиканням і з електрогідравлічними або відцентровими штовхачами дозволяють отримати плавне наростання гальмівного моменту, зміна якого в процесі гальмування наближається до експоненціального закону.

Від величини зазору між поверхнями тертя розімкненого гальма значною мірою залежить зносостійкість фрикційного матеріалу гальмівних накладок. Так, в колодковому і стрічковому гальмах із зовнішніми накладками при недостатньому зазорі (відході накладки) можливим є тертя накладки об шків внаслідок радіального биття і його температурного розширення при нагріванні під час роботи. Тертя накладки об шків призводить до її зношування і підвищення температури, що також збільшує розміри шківа і зменшує зазори.

У колодкових і стрічкових гальмах початковий радіальний зазор між поверхнями тертя (відхід колодки або стрічки), необхідний для нормальної роботи, може бути визначений за формулою:

$$\delta_{\text{поч}} \geq \kappa \sqrt[3]{D^2}, \quad (3.1)$$

де κ – коефіцієнт пропорційності (для гальм ТКП, ТКТ і ТТ $\kappa = 0,019$); $\delta_{\text{поч}}$ і D – величини зазору і діаметр гальмівного шківа, мм.

У дискових гальмах зазвичай беруть величину початкового осьового зазору між поверхнями тертя розімкненого гальма не менше 0,5 мм за умови роботи з накладками із фрикційного матеріалу і не менше 0,2 мм за умови роботи металевих дисків у масляній ванні.

У міру зношування фрикційної пари збільшується зазор між її поверхнями тертя за розімкнутого гальма. Одночасно збільшується хід розмикального пристрою, який не має перевищувати гранично допустимого значення.

У електромагнітів за збільшення ходу якоря, більшого гранично допустимої величини, зменшується тягове зусилля і з'являється небезпека нерозмикання гальма під час роботи привода механізму. Коли хід штока штовхача досягає максимальної конструктивно можливої величини, зусилля пружини під час замикання гальма сприймається штовхачем, а не передається на фрикційний матеріал накладок. У результаті цього гальмівний момент гальма різко зменшується. Тому для утворення початкового зазору між поверхнями тертя використовується лише частина номінального ходу розмикального пристрою, а частина, що залишилась, резервується на компенсацію зношування гальмівних накладок, деформацію елементів гальма і люфту в шарнірах важільної системи. На компенсацію зношування гальмівних накладок зазвичай резервують 30...40% ходу розмикального пристрою, а сумарна деформація системи і люфт в шарнірах не можуть становити більше 5...10% номінального ходу розмикального пристрою.

У двоколовому гальмі початковий хід розмикального пристрою

$$h_{\text{поч}} = 2\delta_{\text{поч}}$$

та

$$i = \kappa_x \cdot h_{\text{поч}},$$

де $\delta_{\text{поч}}$ – початковий радіальний зазор, мм; i – передаточне число важільної системи гальм від рухомої частини розмикального пристрою до колодки; κ_x – коефіцієнт використання ходу рухомої частини розмикального пристрою визначається співвідношенням:

$$\kappa_x = \frac{h_{\text{поч}}}{h_{\text{ном}}}.$$

Для гальм ТКП, ТКТ, ТКГ, ТКГР і ТТ $\kappa_x = 0,67$.

Кріплення фрикційного матеріалу до гальмівної колодки, стрічки або диска має бути надійним, довговічним і ремонтпридатним. Надійність кріплення не може зменшуватися із зношуванням фрикційного матеріалу. Зазвичай кріплення здійснюється за допомогою латунних чи мідних заклепок. З метою запобігання надмірного зношування шківа заклепка має бути «втоплена» в накладці не менше, ніж на половину її товщини. Заклепки розташовують від краю накладки не менше, ніж на 15 мм для запобігання викришування. Відстань між заклепками рекомендується брати не менше 80 – 100 мм. Останнім часом набув широкого застосування метод з'єднання накладок з металевим елементом шляхом приклеювання термостійкими клеями. За цього способу забезпечується більш повне використання фрикційного матеріалу і підвищується зносостійкість фрикційної пари.

Для основних фрикційних матеріалів у результаті їх випробування в різних умовах роботи встановлено такі значення допустимої температури нагрівання, при перевищенні якої вони втрачають фрикційні якості: вальцьована стрічка $t_{\text{доп}} = 220$ °С; гальмівна азбестова стрічка типу Б (просочена в маслі) $t_{\text{доп}} = 175$ °С. Перевищення допустимої температури призводить до порушення надійності гальмівного пристрою.

Заміна гальмівних накладок виконується, при їх зношуванні в середній частині колодки до половини, а в точці найбільшого зношування – до двох третин початкової товщини.

Нова накладка має щільно прилягати до шківа. Оскільки отримати повне прилягання нової накладки до шківа дуже важко, то в колодкових гальмах рекомендується замінювати накладки почергово. У цьому випадку припрацювання нової накладки відбувається менш інтенсивно. За нових накладок потрібно встановлювати збільшений відхід колодки, і тільки після припаювання накладки гальмо регулюють на номінальний зазор.

Колодкові гальма змінного струму серії ТКТ використовують для механізмів групи режимів 1М...4М (рис. 3.1). Гальмо складається з підставки 14, на якій за допомогою пальців шарнірно закріплені важелі 10 і 15. На важелі 10 болтами закріплені магніт типу МО, що складається з нерухомої частини – ярма 6 з котушкою 9 однофазного живлення і поворотної частини – якоря 8. Поруч з шарніром важеля 10 встановлено регулювальний гвинт 11. В якорі передбачено упор 7 для штока 5 гальма. В середній частині важелів також шарнірно підвішені колодки 16 з обкладками. Верхні кінці важелів стягуються пружиною стиску 4, що встановлена на штоку 5 і розміщена між опорною частиною скоби 3 та шайбою з регулювальною гайкою 13 і контргайкою 12. Скоба 3 шарнірно закріплена на важелі 10. Між скобою 3 і важелем 15 встановлено допоміжну пружину 2, яка слугує для відводу цього важеля під час розгальмування гальма. Один кінець штока виконаний у вигляді квадратного хвостовика під ключ. В автоматичному режимі роботи гальма котушка магніту підключається до мережі паралельно з обмоткою фаз статора електродвигуна привода механізму. В неробочому стані механізму електромагніт знеструмлений і якір відкинутий, пружина через важіль притискає колодки до гальмівного шківа. Розгальмування гальма виконується таким чином. Під час увімкнення струму одночасно з початком обертання електродвигуна якір електромагніту повертається і притягується до ярма. При повороті упор 7 якоря давить на кінець штока 5, який переміщується разом з регулювальною гайкою 13 і стискає пружину 4. Важіль 10 під дією моменту від ваги магніту повертається разом з колодкою, що відходить від гальмівного шківа до тих пір, поки регулювальний гвинт 11 не торкнеться ребра підставки. Після цього під дією допоміжної пружини 2 повертається другий важіль 15 з колодкою. Тривалість розгальмування – до 0,05 с.

Гальмування виконується таким чином: після вимкнення струму стиснута пружина звільнюється від дії якоря магніту і через шток та скобу повертає важелі, а колодки притискаються до гальмівного шківів. Тривалість гальмування – до 0,02 с.

Колодкові гальма постійного струму серії ТКП застосовують у механізмах групи режиму 4М...6М. Механічна частина цих гальм така ж, що і у гальм серії ТКТ. На важелі болтами закріплений постійний електромагніт типу МП (рис. 3.1, б), який складається із сталевго корпусу 18, що є магнітопроводом, всередині якого розміщена котушка 19. У центральному отворі корпусу переміщується шток 17, з'єднаний з якорем 20, що має форму плоского диска. У центральний отвір входить шток гальма 5, який діє на шток 17 і відтискає його разом з якорем від корпусу на певний зазор B . Під час вмикання струму диск якоря притягується до корпусу та переміщує шток 17 зі штоком гальма 5, який розгальмовує гальмо (рис. 3.2).

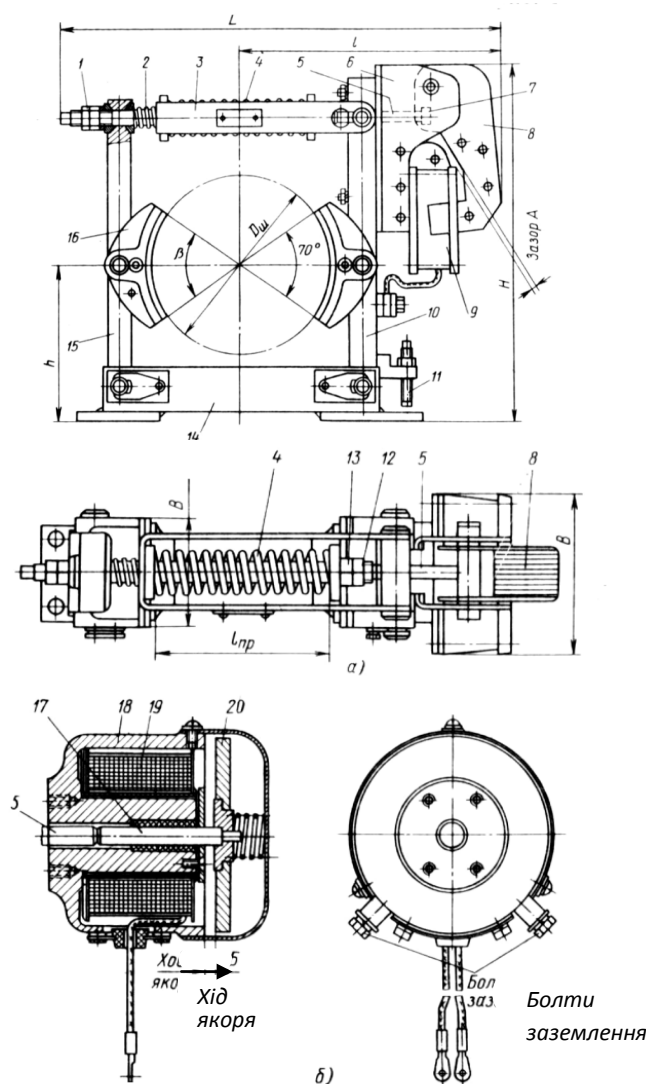


Рисунок 3.1 – Колодкове гальмо серії ТКТ:
 а – з електромагнітом типу МО; б – з електромагнітом типу МП

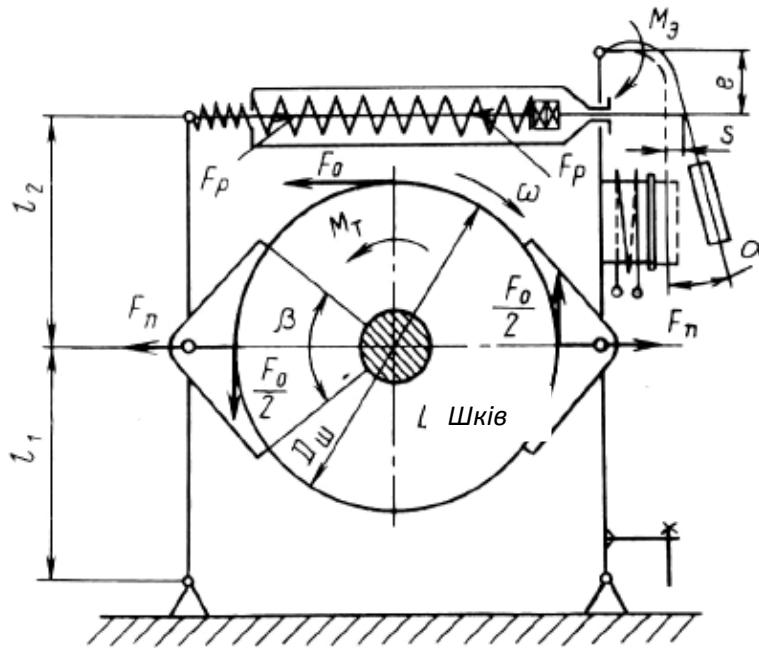
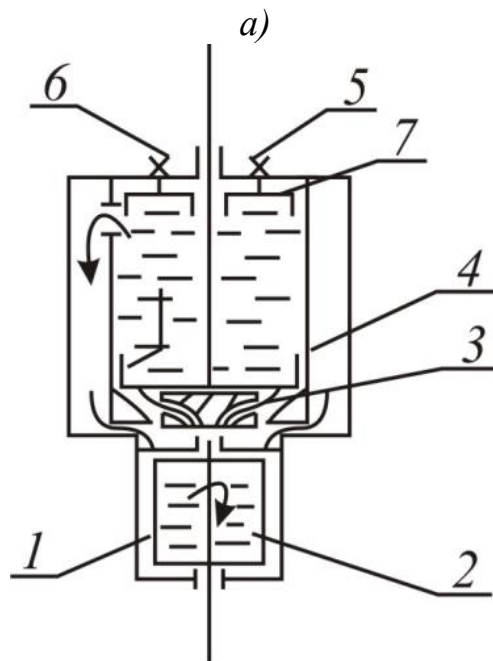
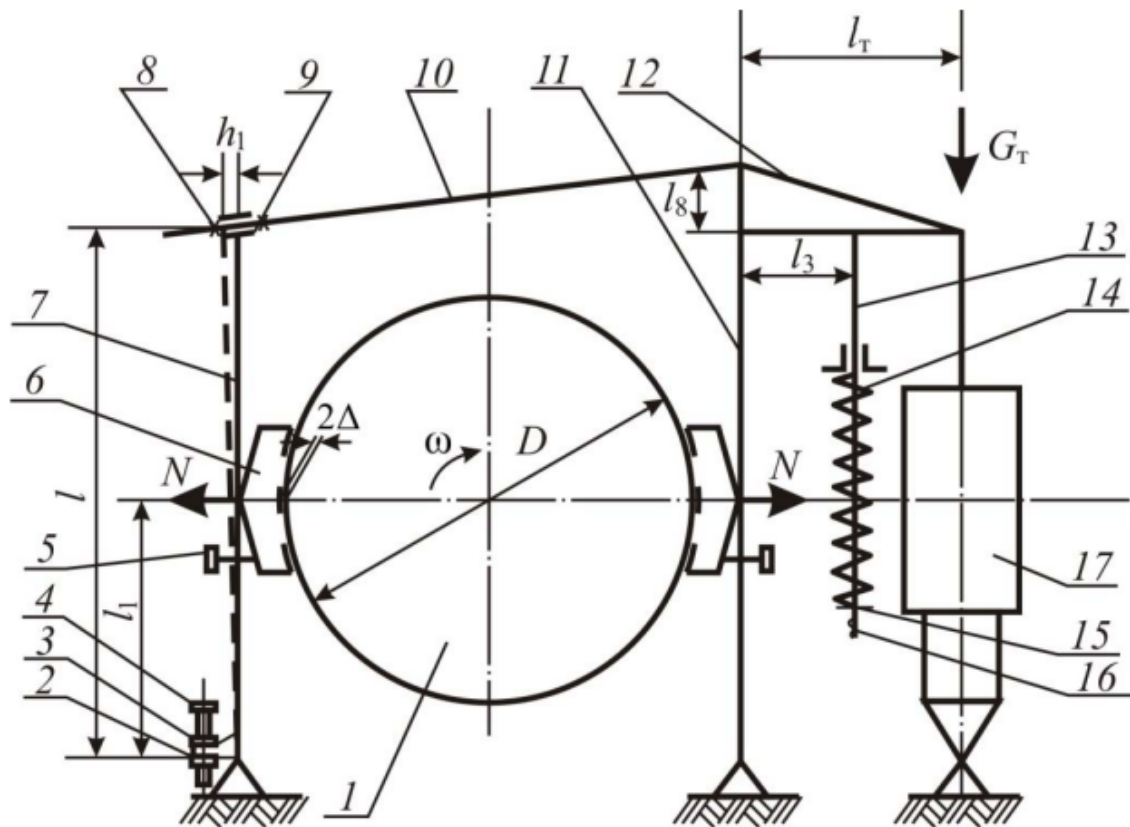


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема гальма серії ТКТ

Колодкові гальма змінного струму ТКГ застосовують в механізмах групи режимів 4М ... 6М. На рис. 3.3, а) зображено схему двоколдового гальма з електрогідравлічним штовхачем конструкції типу ТТ (ТКГ, ТКТГ). Механічна частина двоколдових гальм практично не відрізняється від механічної частини гальм типу ТКТ з електромагнітом. Винятком гальм з електрогідравлічним штовхачем є вертикальне розташування замикальної пружини і застосування електрогідравлічного розгальмівного пристрою (штовхача) замість електромагнітного. На рис. 3.3, б) наведено схему електрогідравлічного одноштокового штовхача, який складається з корпусу 1, електродвигуна 2, який розташований у нижній частині корпусу, відцентрового насоса 3, встановленого на валу двигуна, поршня 4. Корпус штовхача заповнений робочою рідиною (масло типу АМГ-10 і под.).

Замикання гальма типу ТТ з електрогідравлічним штовхачем відбувається під дією замикальної пружини 14, розмикання – за допомогою електрогідравлічного штовхача 17 (рис. 3.3, а). При подачі електричного струму до електродвигуна 1 штовхача (рис. 3.3, б) колесо відцентрового насоса 3 приводиться в обертальний рух, створюючи надлишковий тиск масла під поршнем 4, завдяки чому останній рухається вгору, пересуваючи важіль 12 теж угору та стискаючи робочу пружину 14 гальма (рис. 3.3, а). При цьому вертикальний важіль 7 пересувається вліво на довжину робочого зазору Δ . Регулювання часу підняття й опускання поршня штовхача здійснюється гвинтами 5 і 6. Ці гвинти пересувають втулку 7 так, що при цьому змінюється переріз отворів для витікання робочої рідини (рис. 3.3, б).



б)

Рисунок 3.3 – Колодкове гальмо серії ТКГ з електрогідравлічним штовхачем

До переваг електрогідравлічних штовхачів порівняно з електромагнітами відносять можливість регулювання часу спрацьовування гальма, плавне наростання гальмівного моменту, велике число включень,

високу довговічність, простоту і безшумність в експлуатації, меншу витрату міді та ін.

Однак наявність робочої рідини потребує високого ступеня точності виготовлення деталей, надійних ущільнень та ускладнює експлуатацію при низьких температурах.

Стрічкові гальма (рис. 3.4) складаються з підставки 2 і закріпленої на ньому гнучкої стрічки 5, яка охоплює гальмовий шків 6. Стрічка забезпечена підкладкою з фрикційного матеріалу. Вільний кінець стрічки з'єднаний з тягою 4, яка закріплена на двоплечовому важелі 1. Між упором підставки і одним кінцем важеля встановлено пружину 3. Другий кінець важеля пов'язаний з штоком гідророз'єднувача 8. Відхід стрічки регулюється гвинтом 7, загальмування шківів відбувається при затягуванні стрічки пружиною 3, а розгальмування – при подачі рідини під тиском в гідророз'єднувачі 8. Для загальмування можуть також застосовуватися вантажі на важелях, а для розгальмування – електромагніти, з'єднані з тим самим важелем.

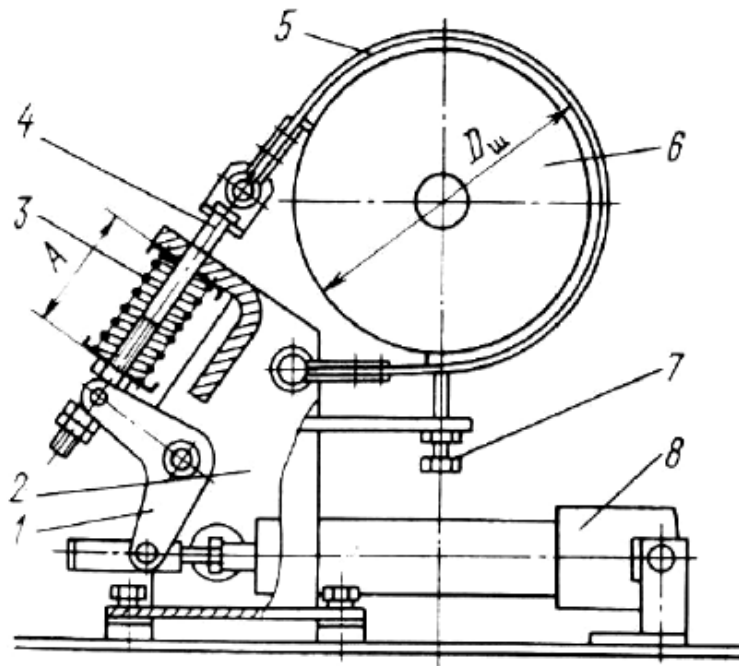


Рисунок 3.4 – Стрічкове просте гальмо

Залежно від способу кріплення стрічки до важеля розрізняють гальма прості, диференціальні та підсумовувальні (рис. 3.5). У простому стрічковому гальмі (рис. 3.5, а) один кінець стрічки 1 закріплений на осі шарніра А важеля, а інший кінець 2 на важелі 3. Залежно від напрямку обертання шківів змінюється положення зусиль $S_{нб}$ і $S_{сб}$. Отже, для забезпечення розрахункового гальмівного моменту M_r необхідно змінити зусилля загальмування F на важелі. Якщо це зусилля постійне, то будуть різнитися між собою гальмівні моменти залежно від напрямку обертання шківів. Тому просте стрічкове гальмо застосовують у тих механізмах, в

яких не потрібні однакові гальмівні моменти при обертанні шківа в обидві сторони. Це гальмо застосовується, наприклад, в механізмах підйому вантажу і стріли, але його встановлюють так, щоб він діяв з великим гальмівним моментом у разі опускання вантажу або стріли.

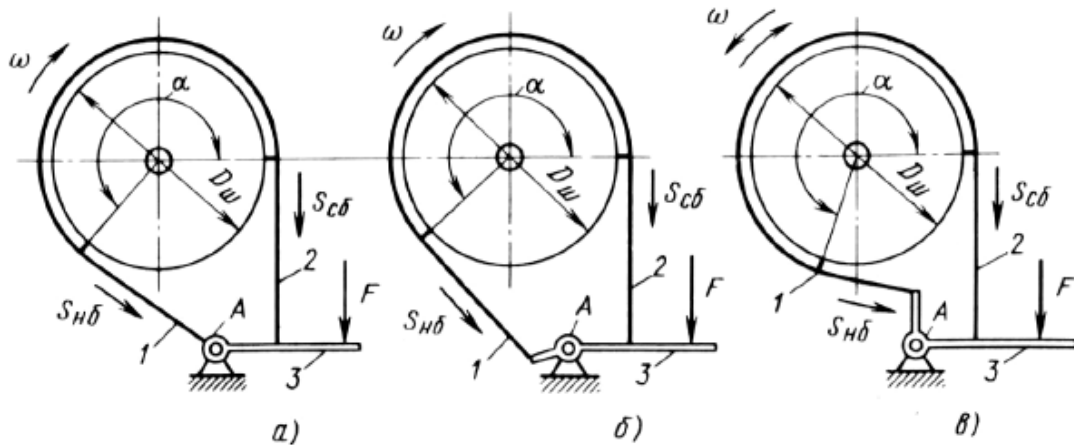


Рисунок 3.5 – Схеми до розрахунку стрічкових гальм:
 а – простого; б – диференціального; в – підсумовувального

У диференціальному стрічковому гальмі (рис. 3.5, б) кінці стрічки 1 і 2 закріплені на важелі 3 по обидві сторони від його шарніра, але при цьому плечі дії сил $S_{нб}$ і $S_{сб}$ не однакові між собою. Зусилля загальмування на важелі визначається різницею моментів зазначених сил, причому воно значно менше зусилля простого стрічкового гальма. Тому диференціальне стрічкове гальмо можна застосовувати з ручним керуванням.

У підсумовувальному стрічковому гальмі (рис. 3.5, в) обидва кінці стрічки 1 і 2 прикріплені до гальмівного важеля 3 так, що зусилля $S_{нб}$ і $S_{сб}$ створюють на важелі момент одного знака. При однакових плечах важелів загальмовують шків і гальмівний момент не залежить від напрямку обертання гальмівного шківа, тому ці гальма знаходять застосування в реверсивних механізмах пересування та повороту.

До недоліків стрічкових гальм відносяться нерівномірний тиск стрічки на шків, радіальне зусилля на вал в місці закріплення гальмівного шківа. Можливий обрив стрічки зменшує надійність стрічкових гальм.

Дискові і конусні гальма – це гальма з осьовим натисканням, колодкові та стрічкові гальма мають радіальне натискання. Дискові гальма застосовують в електроталях, електродвигунах з вбудованим гальмом і як елемент вантажоупорного гальма з замиканням від маси вантажу. Дискове гальмо (рис. 3.6, а) має декілька дисків 2, посаджених на шпонку або шліці гальмівного вала 3. Між цими дисками розташовані диски 6, які закріплені в нерухомому корпусі 1 і мають можливість осьового переміщення. Фрикційні обкладинки можуть бути встановлені на рухомих дисках. Гальмівний момент створюється в результаті стиснення дисків

зовнішнім осьовим зусиллям F_n (зусиллям пружини або зусиллям ручного привода з важелем 5).

Розгальмовування може здійснюватися за допомогою електромагнітів якоря, які закріплені на крайньому нерухомому диску, а сердечник з котушками – на корпусі. Для забезпечення стабільного гальмування диски можуть бути поміщені в масляну ванну.

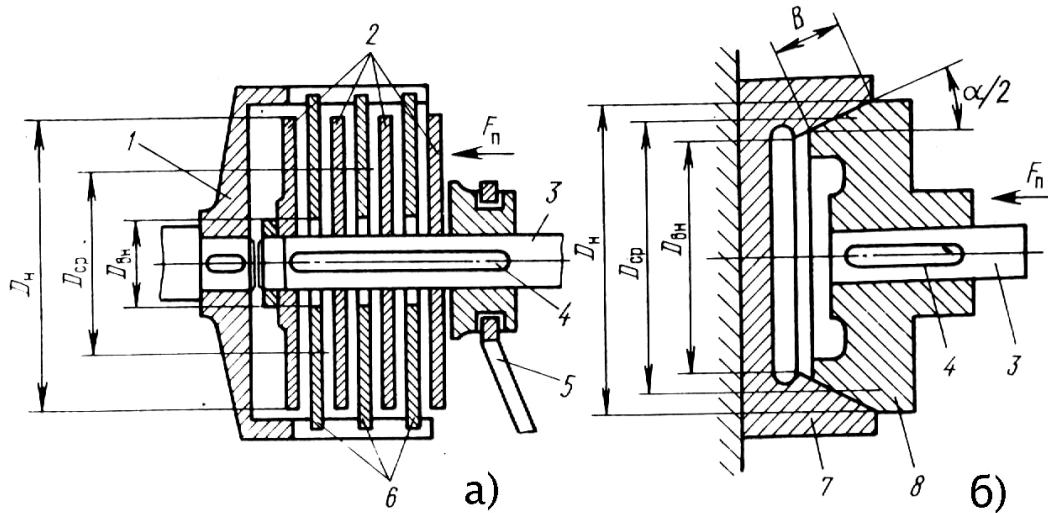


Рисунок 3.6 – Схеми гальм з осьовим натисканням:
а – дискове; б – конусне

Конусні гальма застосовують замість дискових в тих випадках, коли необхідно зменшити осьове зусилля натискання F_n , а також як елемент вантажоупорних гальм. Конусне гальмо (рис. 3.6, б) складається з конуса 8, закріпленого на шпонці 4 на гальмівному валу 3 і нерухомої чашки 7 з конічною розточкою.

Є два різновиди автоматичних гальм, замкнених силою тяжіння піднятого вантажу, – з роз'єднувальними і нероз'єднувальними поверхнями тертя. Перші застосовують в лебідках, другі – в черв'ячних талях. Ці гальма називають також вантажоупорними (рис. 3.7).

Гальмо з роз'єднувальними поверхнями тертя (рис. 3.7, а) має диск 2, закріплений на приводному валу 1, вільно насаджений храповик 3; шестерню 6 з фланцем 5, з'єднану з зубчастим колесом 8. Переміщення шестерні обмежується упором 7. Собачка 4 закріплена на корпусі. Вантажний момент $M_{ван}$ від зубчастого колеса 8 передається шестерні 6. Напрямок різьби вибрано таким, щоб під дією вантажного моменту шестерня 6 переміщлася до храповика, а утворене осьове зусилля F затискало його між диском 2 і фланцем 5 шестерні. При підйомі вантажу під дією вантажного моменту фланець 5 з шестернею переміщається по різьбі в сторону храповика і притискається до нього зусиллям F . Диск, храповик і фланець обертаються з однаковою швидкістю. Після зупинки собачка стопорить храповик від провертання, а стиснуті осьовим зусиллям деталі створюють гальмівний момент, що утримує піднятий вантаж.

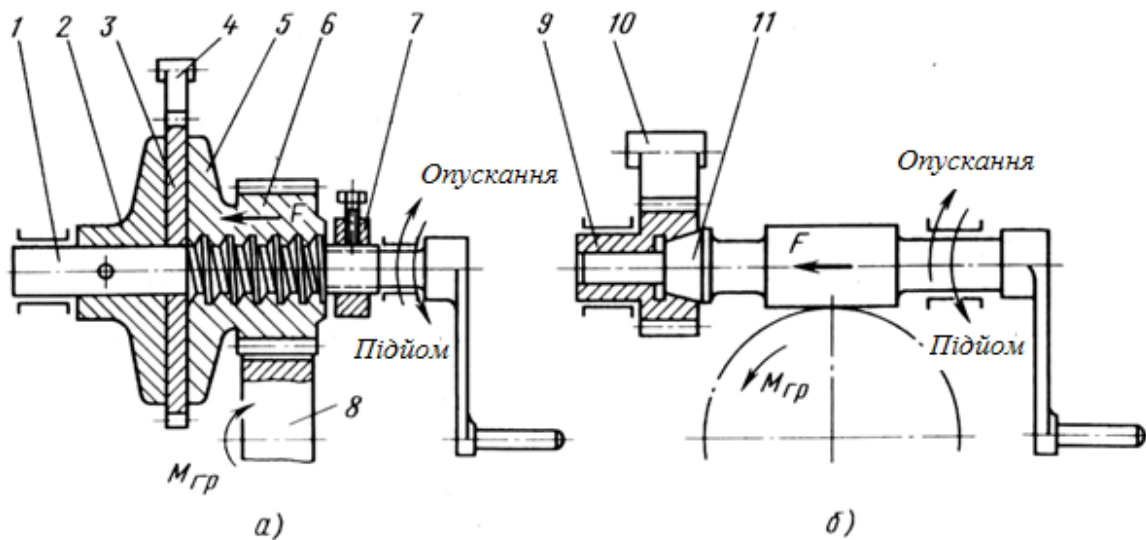


Рисунок 3.7 – Гальма, що замикаються силою тяжіння піднятого вантажу:
а – з роз’єднувальними поверхнями тертя; *б* – з нероз’єднувальними
поверхнями тертя

Для опускання вантажу на валу 1 створюється примусове обертання у бік опускання вантажу, при цьому шестерня переміщається по різьбі і фланець 5 відходить від храповика, поверхні тертя розмикаються і вантаж починає вільно опускатися з прискоренням. При цьому частота обертання шестерні 6 стає більшою за частоту обертання валу 1, в результаті шестерня по різьбі переміщається до храповика, поверхні тертя замикаються і вантаж загальмовується. При подальшому обертанні вала шестерня знову відходить від храповика і процес опускання вантажу триває. Для забезпечення плавності опускання вантажу положення упору 7 регулюють відхід шестерні з фланцем таким чином, що відбувається безперервне ковзання поверхонь тертя. Вантаж опускається зі швидкістю, що відповідає частоті обертання валу 1.

Гальмо з нероз’єднувальними поверхнями тертя (рис. 3.7, *б*) має конічний диск 11, зазвичай виготовлений литим разом з черв’яком, чашку 9 з конічною розточкою і храповим вінцем на зовнішній поверхні, собачку 10, закріплену на корпусі. Зуби храповика мають такий напрям, що забезпечується вільне обертання чашки при підйомі вантажу і її стопоріння в разі опускання. Поверхні тертя завжди притиснуті осьовим зусиллям черв’яка, гальмо залишається замкнутим при підйомі і опусканні вантажу.

2 Порядок виконання лабораторної роботи

Конструктивна схема двоколодкового гальма з короткоходовим електромагнітом змінного струму типу МО-Б подана на рис. 3.8. Гальмо складається з гальмівного шківів 1, гальмівних колодок 2, які закріплені на

важелях 3, 4, електромагніту 5 і пружин: регулювальної 6 і замикальної 7, які регулюють хід штока 8 та силу притискання колодок 2 до шківів 1. Сила натискання пружин змінюється за допомогою регулювальних гайок 9, 10. Для встановлення рівномірного відходу колодок від шківів на важелі 4 встановлений упор 11. Зазор між колодками 2 і шківом 1 встановлюється регулювальним гвинтом 12.

З досвіду конструювання та експлуатації цих колодкових гальм відомий орієнтовний зв'язок між гальмівним моментом і діаметром шківів.

Діаметр (мм) гальмівного шківів: 100, 200, 300, 400, гальмівний момент (Нм) відповідно: 20, 70–160, 1100, 2000, 4000. Шків переважно виготовляють з сталевого литва марки 45Л. Гальмівні колодки футерують фрикційною стрічкою типу Б. Коефіцієнт тертя між колодкою і шківом 0,3–0,35 (без змащування); допустимий питомий тиск 0,6 МПа. Товщина стрічки типу Б: 4, 6, 8, 10, 12, 16, 20 мм.

Найменший діаметр шківів приблизно можна визначити із залежності:

$$D = 1,53 \sqrt{\frac{T_r}{[p] \cdot f}}, \quad (3.2)$$

де D – діаметр шківів; p – питомий тиск; T_r – гальмівний момент.

Гальмівний момент залежить від сили натиску колодок N та коефіцієнта тертя f .

$$T_r = N \cdot f \cdot D. \quad (3.3)$$

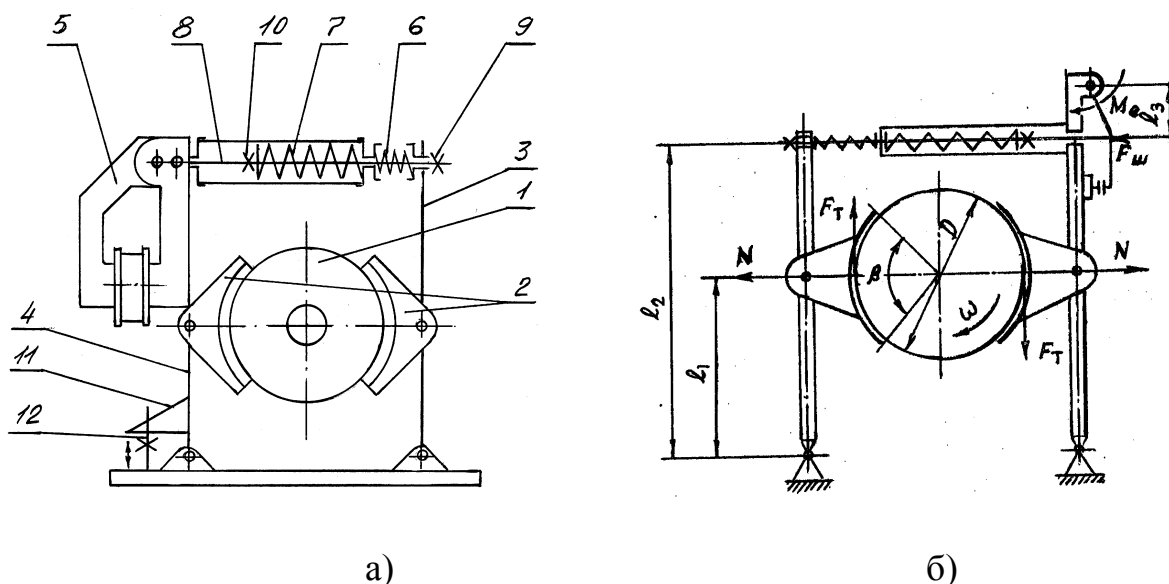


Рисунок 3.8– Конструктивна (а) та розрахункова схеми (б) двоколодкового гальма з короткоходовим електромагнітом

Рекомендуються такі радіальні зазори між колодкою та шківом:

Діаметр шківа, мм	100	200	300	400–500	600–800
Зазор між колодкою та шківом, δ , мм	0,6	0,8	1	1,25	1,5

Робота розгальмовування при відведенні колодок є основним параметром при виборі електромагніту:

$$A = \frac{2N\delta}{\eta}. \quad (3.4)$$

Тут δ – зазор; η – 0,9...0,95 – загальний коефіцієнт корисної дії важільної системи (при незмащених шарнірах може зменшуватися до 0,8).

За підрахованою згідно з (3.4) роботою підбирається електромагніт з таблиць. Наприклад, для електромагнітів змінного струму

Таблиця 3.1

Тип електромагніту	Момент електромагніту M_e , Н·м		Кут повороту, град.	Момент ваги якоря M_y , Н·м	Плече штока ℓ_3	Переміщення штока	Робота розгальмовування, Н·м
	ПВ 40%	ПВ 60%					
МО-100Б	5,5	3	7,5	0,5	22	3	0,72/0,39
МО-200Б	40,0	20	5,5	3,6	40	4,2	3,48/1,89
МО-300Б	100	40	55	9,2	46	4,7	9,6/3,84

Розрахункове зусилля основної пружини:

$$F_p = F_{ш} + F_y + F_d = \frac{M_e + M_y}{\ell_3} + F_d, \quad (3.5)$$

де $F_d = 20 \div 60$ Н – зусилля в додатковій пружині.

За цим зусиллям розраховується пружина.

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{k \cdot F_p \cdot i}{[\tau]}}. \quad (3.6)$$

Тут d – діаметр дроту пружини; $i = \frac{D_{cp}}{d}$ – індекс пружини: відношення середнього діаметра до діаметра дроту (переважно $6 \div 12$); k – коефіцієнт кривизни $k = \frac{4i-1}{4i-4}$; $[\tau]$ – допустиме значення напружень при крученні.

Зусилля зтяжки пружини залежить від значення необхідного гальмівного моменту.

$$F_3 = \frac{T_r \cdot l_1}{fDl_2\eta} + F_D + \frac{M_{я}}{l_3}. \quad (3.7)$$

Величина необхідної деформації пружини для одержання відповідного гальмівного моменту

$$\Delta = \frac{F_3 + F_{я}}{\bar{c}} = \frac{T_r \cdot l_1}{fDl_2\eta\bar{c}} + \frac{M_{я}}{l_3\bar{c}} + \frac{F_D}{\bar{c}}, \quad (3.8)$$

де \bar{c} – жорсткість пружини.

$$\bar{c} = \frac{Gd}{8i^3 z_p}, \quad (3.9)$$

G – модуль зсуву матеріалу; z_p – робоче число витків пружини. Переважно для сталей $G = 8 \cdot 10^4$ Па.

Хід виконання лабораторної роботи

1. Заміряти геометричні параметри гальма: D , l_1 , l_2 , l_3 .
2. Визначити параметри основної пружини: d , D_{cp} , z_p .
3. Визначити жорсткість пружини \bar{c} .
4. За станом колодок і важелів вибрати значення коефіцієнта тертя та коефіцієнта корисної дії важільної системи гальма.
5. Визначити момент ваги якоря електромагніту $M_{я}$.
6. Задати величину необхідного гальмівного моменту (за рекомендацією викладача).
7. Визначити величину робочої сили зтяжки пружини (3.7).
8. За формулою (3.7) визначити величину робочої деформації Δ пружини.
9. Виконати регулювання пружини гальма для забезпечення необхідної деформації Δ .
10. Оформити звіт.

3 Зміст звіту

1. Мета роботи та стислі теоретичні відомості.
2. Зобразити схеми запропонованих викладачем гальм.
3. Навести основні теоретичні залежності.
4. Записати заміряні та порашовані параметри для запропонованої конструкції гальма.
5. Висновок.

4 Контрольні запитання до лабораторної роботи

1. Призначення гальм в підйимально-транспортних машинах.
2. Які конструкції гальм використовуються в кранах?
3. До яких гальм відносяться колодкові гальма?
4. Що таке нормально замкнуті гальма?
5. Поясніть будову стрічкових гальм.

Рекомендована література

1. Александров М. П. Подъёмно-транспортные машины : учеб. для машиностр. спец. вузов. / Александров М. П. – [6-е изд., перераб.]. – М. : Высш. шк., 1985. – 558 с.
2. Бондарев В. С., та ін. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підйимальних і транспортувальних машин : підручник / Бондарев В. С., Дубинець О. І., Колісник М. П.– К. : Вища шк., 2009. – 734 с.
3. Правила будови та безпечної експлуатації вантажопідйимальних кранів : НПАОП 0.00-1.01-07. – [Чинний від 2007-09-14]. – К. : Держгірпромнагляд, 2007. – 260 с.
4. Расчеты грузоподъёмных и транспортирующих машин / [Иванчен-ко Ф. К., Бондарев В. С., Колесник Н. П., Барабанов В. Я.]. – К. : Вища школа, 1978. – 576 с.

Додаток А
Основні параметри гальма типу ТКТ з електромагнітом типу МО-Б
(ОСТ 24.290.08-82), мм

Типорозмір	T_{max} , Н·м	B	A	F	H	K	M	S	E	HB	DE	DB	Маса, кг
ТКТ100	20	70	336	208	235	40	65	110	130	100	6	13	12
ТКТ200/100	40	90	475	260	395	60	90	175	130	170	8	18	25
ТКТ200	160	90	518	333	407	60	90	175	177	170	8	18	37
ТКТ300/200	240	140	670	400	605	80	120	250	177	240	12	22	68
ТКТ300	500	140	775	485	670	80	120	250	243	245	12	22	92

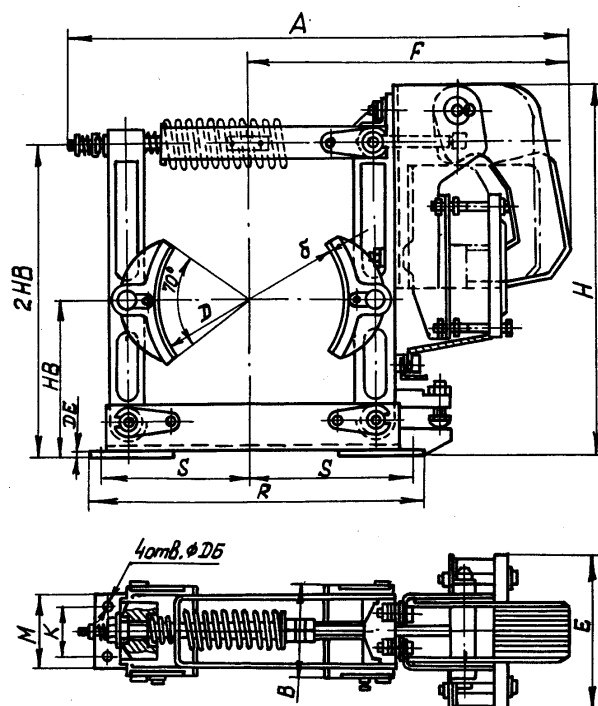


Рисунок А.1 – Гальмо типу ТКТ з електромагнітом типу МО-Б

Лабораторна робота № 4

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛОДКОВОГО ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО ГАЛЬМА ТИПУ ТКТ

Мета роботи: дослідити зміну гальмівного моменту залежно від частоти обертання електродвигуна і сили стиску колодок.

1 Теоретичні відомості

Установка ДМ 38М дозволяє визначити гальмівний момент, прискорення, кутову швидкість та час гальмування за різних величин крутних моментів, швидкостей обертання і сил стискання колодок гальма. При багаторазових дослідах визначається середній час вибігу:

$$t_{\text{сер}} = \frac{t_1 + t_2 + \dots + t_n}{n}. \quad (4.1)$$

За розрахованим середнім часом вибігу $t_{\text{сер}}$ та частотою обертання електродвигуна w , $\text{рад} / \text{с}$ визначають середнє прискорення для кожного варіанта дослідження за формулою:

$$a_{\text{сер}} = \frac{w}{t_{\text{сер}}^{\text{гальм}}}, \quad (4.2)$$

де $t_{\text{сер}}^{\text{гальм}}$ – час гальмування, який визначається аналогічно середньому часу вибігу.

Далі визначається власний момент опору установки для кожного варіанта дослідження:

$$M_B = \frac{(kGD_1^2 + GD_2^2)n_0}{375t_{\text{сер}}}, \quad (4.3)$$

де k – число встановлених інерційних дисків, шт.; GD_1^2 – маховий момент одного диска ($3,825 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$); GD_2^2 – зведений крутний момент обертальних деталей установки (без дисків – $0,98 \text{ Н}\cdot\text{м}^2$); n_0 – частота обертання установки, дорівнює частоті обертання електродвигуна на початку вибігу; $t_{\text{сер}}$ – середній час гальмування при багаторазових дослідженнях.

1.1 Будова та принцип роботи установки ДМ 38М

На литій чавунній основі 1 (рис. 4.1) знаходиться двошвидкісний електродвигун 2, який через втулочно-пальцеву муфту 3 з'єднаний з валом 4, на якому встановлено інерційні диски. Одна з півмуфт 5 виконана як тормозний шків. Інерційна маса складається з трьох дисків, один з яких постійно закріплений на валу, а два диски 6 змінні. Змінні диски дозволяють змінювати величину моменту інерції обертальних мас установки.

Як дослідний об'єкт під час проведення лабораторної роботи використовується двоколodкове гальмо типу ТКТ-100 конструкції ВНИИПТМАШ. Регулювання величини гальмівного моменту досягається переміщенням гайки 7 по штоку гальма, яка підтискає головну пружину 8, тобто збільшує зусилля затяжки, яке і визначає величину гальмівного моменту через аналітичну залежність. На скобі 9 кріпиться шкала 10, яка дозволяє вимірювати величину деформації головної пружини. Частота обертання гальмівного шківів в період гальмування визначається за допомогою оптичного безконтактного тахометра Walcom DT-2234C+.

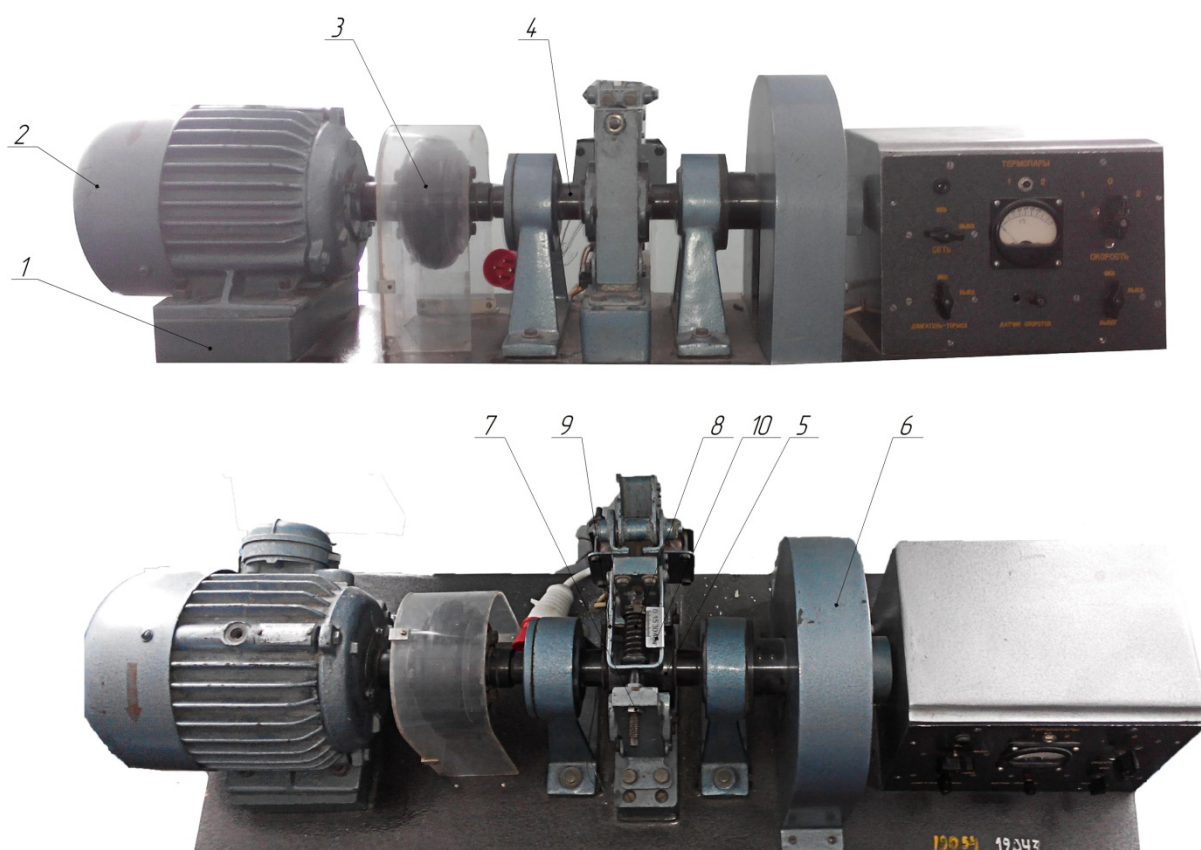


Рисунок 4.1 – Загальний вигляд лабораторної установки ДМ 38М

Вихідні дані:

Досліджуване гальмо – колодкове, електромагнітне, короткоходове загального призначення ТКТ–100.

Характеристика гальма:

- а) електромагніт – МО-100Б;
- б) діаметр гальмівного шківa – 100 мм;
- в) живлення електромагніту: струм – змінний; напруга – $380 \pm 10\%$ В;
- г) частота – 50 Гц.

Гальмівний момент, (Н·м):

- а) мінімальний – 5;
- б) максимальний – 20.

4. Спосіб вимірювання гальмівного моменту – за шкалою деформації головної пружини.

5. Засіб вимірювання часу гальмування – секундомір.

6. Електродвигун: двошвидкісний типу АОЛ-31-6/4, потужність 0,75/1,1 кВт, частота обертання –955/1440 об/хв (95/144 рад/с).

2 Порядок виконання роботи

1. Визначаємо зведений момент інерції обертових деталей $J_{зв}$ для тих варіантів дослідження, в яких змінювалось число інерційних дисків:

$$J_{зв} = \frac{kGD_1^2 + GD_2^2}{4g}.$$

Для всіх інших варіантів дослідження $J_{зв}$ вибирається залежно від числа інерційних дисків.

Визначаємо гальмівний момент $M_{Г}$ для всіх варіантів дослідження за формулою:

$$M_{Г} = J_{зв} a_{сер} - M_{В},$$

де $J_{зв}$ – приведений момент інерції обертових деталей; $a_{сер}$ – середнє прискорення; $M_{В}$ – власний момент опору установки.

За отриманим значенням $M_{Г}$ будують графіки:

$M_{Г} = f(k)$ – графік залежності $M_{Г}$ від числа інерційних дисків;

$M_{Г} = f(F)$ – графік залежності $M_{Г}$ від сили натиску колодок;

$M_{Г} = f(n_{об})$ – графік залежності $M_{Г}$ від частоти обертання електродвигуна.

Експериментальні дослідження:

Деформація головної пружини, мм	Вибіг, с		Час гальмування, с				Гальмівний момент, Н·м
			t_1	t_2	t_3	t_{cp}	
Вільний вибіг	n_1						
	n_2						
50	n_1						
	n_2						
60	n_1						
	n_2						

3 Зміст звіту

1. Мета роботи та стислі теоретичні відомості.
2. Описати принцип роботи лабораторної установки.
3. Виконати відповідні заміри та розрахунки і занести до таблиці.
4. Побудувати графіки залежності $M_T = f(k)$, $M_T = f(F)$ та $M_T = f(n_{ос})$.
5. Висновок.

4 Контрольні запитання до лабораторної роботи

1. Що таке зведений момент інерції?
2. Поясніть принцип роботи лабораторної установки.
3. Що таке період гальмування?
4. Як впливають параметри струму, що подається на електромагніт гальма, на силу натиску колодок?
5. Охарактеризуйте залежності $M_T = f(k)$, $M_T = f(F)$ та $M_T = f(n_{ос})$.

Рекомендована література

1. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин : підруч. / Кіницький Я. Т. – К. : «Наук. Думка», 2002. – 660 с.
2. Кіницький Я. Т. Практикум з теорії механізмів і машин : навчальний посібник / Кіницький Я. Т. – Львів : Афіша, 2002. – 453 с.
3. Правила будови та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів : НПАОП 0.00-1.01-07. – [Чинний від 2007-09-14]. – К. : Держгірпромнагляд, 2007. – 260 с.
4. Расчеты грузоподъёмных и транспортирующих машин / [Иванчен-ко Ф. К., Бондарев В. С., Колесник Н. П., Барабанов В. Я.]. – К. : Вища школа, 1978. – 576 с.

Лабораторна робота №5

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА З ВМОНТОВАНИМ ГІДРОПРИВОДОМ

Мета роботи: ознайомитись з основними типами приводів стрічкових конвеєрів, з принципами будови вмонтованих гідравлічних приводів, отримати навички виконання експериментальних досліджень впливу характеристик механічної системи конвеєра на динаміку привода.

1 Теоретичні відомості

Стрічковий конвеєр є основним засобом неперервного транспорту в різних галузях народного господарства, який забезпечує виконання поточних технологій виробництва. Ефективність його використання значною мірою визначається технічними можливостями приводного пристрою, техніко-економічні показники якого мають відповідати як умовам експлуатації транспортувальних машин, так і режимам їх роботи.

Розглянемо основні *типи приводів*, що використовуються в стрічкових конвеєрах.

Залежно від виду рушійної енергії розрізняють електричний, гідравлічний, пневматичний і комбінований приводи.

Серед зазначених приводів найпоширенішими в стрічкових конвеєрах є електричні. Привод загальнопромислового призначення з бічним розташуванням одержав назву роздільний привод. Типова схема такого привода для стрічкового конвеєра наведена на рис. 5.1, а) та містить електродвигун 1, пружну муфту 2, пасову передачу 3, редуктор 4, компенсвальну муфту 5, приводний барабан 6.

Зміна швидкості транспортування конвеєра таким приводом здійснюється шляхом використання багатошвидкісного асинхронного електричного двигуна чи коробкою швидкостей, а також за допомогою встановленого варіатора або електродвигуна постійного струму. Такі способи регулювання швидкості ускладнюють і збільшують вартість конструкції привода, приводять до виникнення в деяких з них небажаних динамічних навантажень. Тому цей привод, в основному, застосовується за відносно постійних швидкостей транспортування.

Для захисту асинхронного електродвигуна 1 з короткозамкнутим ротором від перевантажень на його валу встановлюють гідромуфту 2, а необхідне зниження числа обертів забезпечується редуктором 3, вал якого з'єднаний через компенсвальну муфту 4 з приводним барабаном 5 (рис. 5.1, б).

Необхідно зазначити перспективність застосування електричних лінійних асинхронних двигунів. Їхнє використання не потребує

застосування редукторів, муфт та інших ланок механічних передач. Основними вузлами такого привода є первинна 4 і вторинна 2 частини (рис. 5.1, в). Первинна частина, що містить обмотку 3 і струмопровід 1, є індуктором або видозміненим плоским статором, а вторинна – видозміненим ротором двигуна, розгорнутим на площині. Рухома частина двигуна з'єднується з тяговим органом конвеєра.

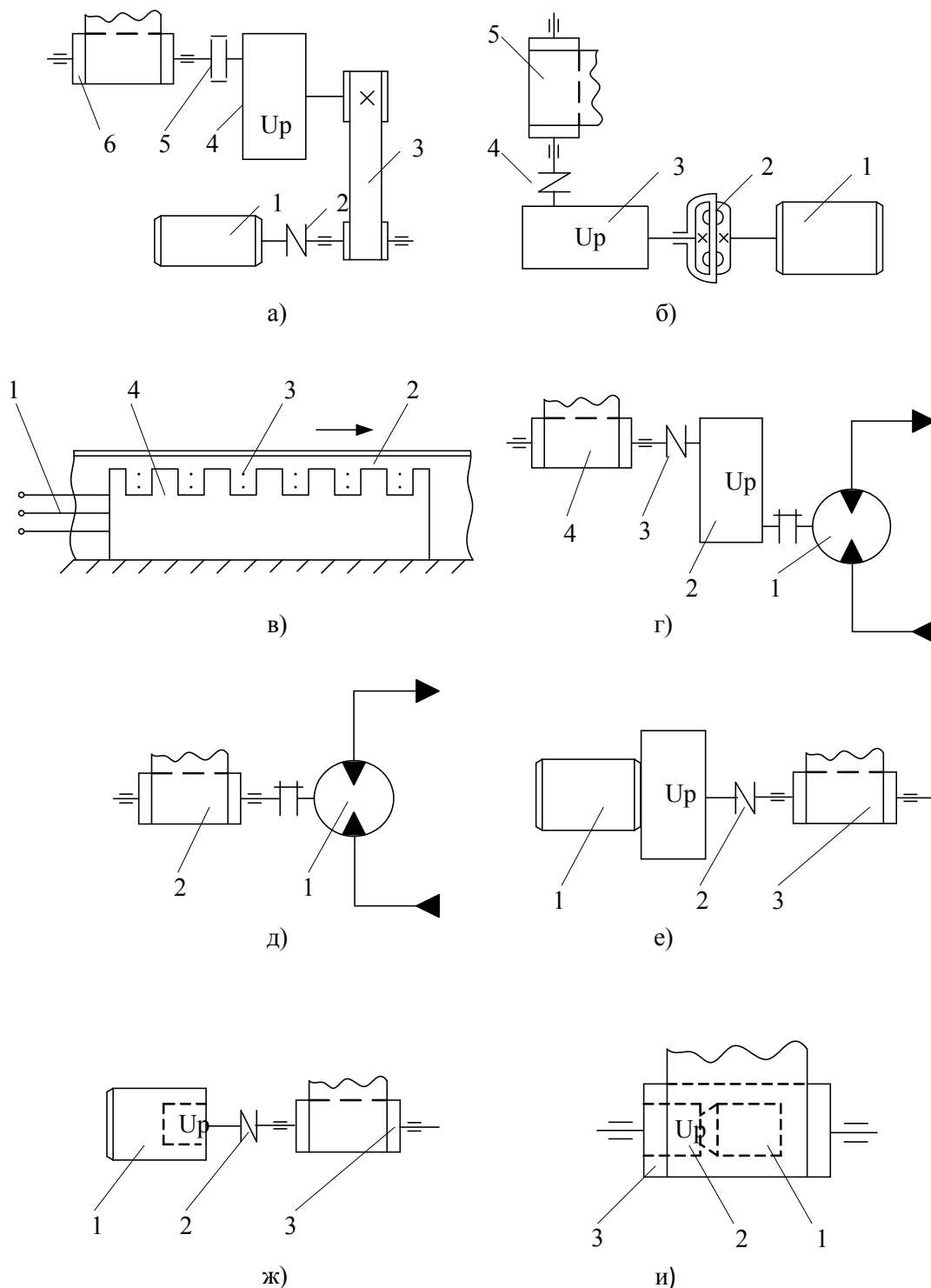


Рисунок 5.1 – Основні типи приводних пристроїв стрічкових конвеєрів

За очевидних переваг такий привод має недоліки – порівняно низький ККД (зазвичай не більше 0,6...0,7), наявність кольорового металу у вторинній частині по усій довжині траси конвеєра, необхідність установлення пристроїв для охолодження двигуна, що сильно перегрівається під час тривалої його роботи.

Крім електричних у роздільному приводі використовують і гідравлічні двигуни, причому або з редуктором 2 і компенсуючою муфтою 3 (в основному, для високооборотних – рис. 5.1, г), або без них (для високомоментних – рис. 5.1, д). Високе значення пускового моменту більшості гідродвигунів дозволяє здійснювати пуск конвеєра під певним навантаженням. Регулюючи витрати і тиск робочої рідини за допомогою гідроапаратури керування, можна плавно змінювати значення числа обертів і крутного моменту приводного барабана.

З метою зменшення габаритів привода, його матеріаломісткості, поліпшення техніки безпеки під час експлуатації, зниження вимог до точності взаємного розміщення вузлів застосовують комплектні приводи. До комплектних приводів відносяться *мотор-редуктори* і *редукторні електродвигуни*. Як видно з рис. 5.1, ж), габарити привода з редукторним електродвигуном менші габаритів привода з мотор-редуктором (рис. 5.1, е).

Найменші габарити серед відомих приводів стрічкових конвеєрів мають *мотор-барабани*, що відносяться до *вмонтованих приводів*. У них відсутні обертові частини, що виступають назовні, муфти, оскільки двигун 1 і редуктор 2, якщо він є, встановлені всередині корпусу приводного барабана 3 (рис. 5.1, и).

Ефективність заміни роздільних приводів конвеєрів конструкціями вмонтованих приводів – мотор-барабанами показує аналіз залежностей ваги приводів, що розглядалися вище (в роздільному приводі враховано вагу рами, а в мотор-барабані – вагу барабана), від потужності для різних швидкостей вихідної ланки, що подані на рис. 5.2, а також порівняння параметрів роздільного привода і мотор-барабанів стрічкових конвеєрів для гірничої промисловості, наведених в табл. 5.1.

Порівнюючи наведені дані, можна зробити висновок про те, що серед всіх типів приводів стрічкових конвеєрів мотор-барабани відзначаються невеликими габаритами, меншим числом складальних одиниць та високою питомою потужністю.

Найбільшого поширення отримали електричні та гідравлічні вмонтовані приводи.

Головним чинником, що обумовлює переваги гідродвигунів у приводах обертального руху порівняно з електроприводом, є фізичний принцип дії. Так, гідродвигун працює з питомою потужністю (тобто тиском) 6,3...25 МПа і вище, а в магнітному зазорі електродвигуна питома силова напруга становить лише 0,7 МПа. Іншими чинниками, що визначають переваги гідропривода, є:

- простота передачі сил і крутних моментів за малих габаритних розмірів (гідродвигун становить 12–13% об'єму електродвигуна) і маси (в 5–10 разів легший за електродвигун такої ж потужності) в поєднанні з можливістю плавного регулювання крутного моменту і частоти обертання в широкому діапазоні;

- можливість частих і швидких змін напряму обертання за малих сил і моментів інерції гідродвигуна (при тій же потужності механічна стала часу електродвигуна в 10–100 разів менша, ніж в гідродвигуні);

- простота і надійність захисту від перевантажень за допомогою запобіжних клапанів;

- простота регулювання і налаштування деяких інших параметрів на необхідні значення, особливо швидкості, потужності, крутного моменту;

- загальний ККД гідропривода майже на всьому діапазоні регулювання значно вищий за ККД електропривода з реостатним регулюванням;

- простота способу вмикання і вимикання під час автоматичних циклів роботи виконавчих механізмів;

- невелике зношування основних робочих вузлів і як наслідок – велика довговічність і відносно невисокі експлуатаційні витрати.

Ці обставини відкривають широкі можливості використання гідропривода в МБ.

Динамічна навантаженість механічної системи конвеєра залежить не лише від типу привода і характеру прикладання зовнішнього навантаження, але і від структури кінематичної схеми приводного пристрою.

Невдало вибрана кінематична схема може стати причиною виникнення великих динамічних навантажень.

На основі результатів досліджень великої кількості механізмів технологічних машин визначено основні тенденції в розвитку їх кінематичних схем, що забезпечують менші динамічні навантаження механічної системи:

- максимально можливе спрощення машини, виключення пасивних зв'язків;

- раціональне розміщення привода з мінімальною довжиною передавальних ліній;

- використання індивідуальних приводів на кожен механізм з максимальним виключенням трансмісій та муфт вмикання, ширше використання компактних приводів, типу мотор-редуктор, вмонтованих приводів (мотор-барабанів);

- використання безредукторних приводів, особливо під час важких режимів роботи;

- використання гідро- та пневмоприводів, які мають менші габарити, масу та більшу швидкодію, а також комбінованих приводів – електрогідроприводів та пневмоприводів;

- використання приводів з кількома двигунами, що зменшують

динамічні навантаження і підвищують надійність машин.

Напрямок розвитку кінематичних схем приводів транспортувальних машин має аналогічний характер і з цієї точки зору пріоритетним є використання вмонтованих приводних пристроїв.

Таким чином, з відомих типів приводів стрічкових конвеєрів мотор-барабани відзначаються невеликими габаритами, вагою, кількістю складальних одиниць, високою питомою потужністю і раціональною кінематичною схемою. Вказані позитивні властивості дозволяють віднести мотор-барабани до перспективних конструкцій приводів.

Мотор-барабани переважно використовуються в рухомих переносних конвеєрах, живильниках, транспортувальних пристроях стаціонарних механізованих комплексів, мобільних машинах, гірничих і вугільних шахтах, суднах рибфлоту, а також в конвеєрах з обмеженою монтажною зоною під привод у технологічних лініях промислових виробництв.

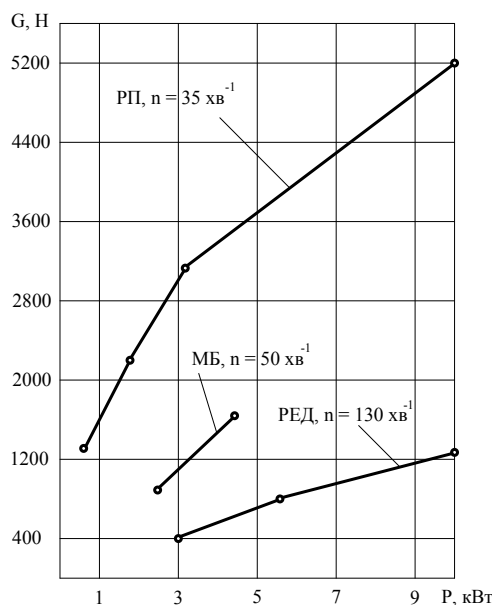


Рисунок 5.2 – Залежності ваги роздільного привода РП з врахуванням рами, мотор-барабана МБ з врахуванням корпусу барабана, редукторного електродвигуна РЕД без корпусу барабана від потужності для різних швидкостей тихохідного вала

Вивчення динамічних процесів в стрічкових конвеєрах з вмонтованим гідравлічним приводом необхідно проводити з врахуванням результатів теоретичних та експериментальних досліджень такого типу приводів. Використання динамічних характеристик гідравлічних мотор-барабанів, отриманих експериментальним шляхом, сприяє підвищенню точності динамічних розрахунків конвеєрів.

На рис. 5.3 наведено конструктивну схему мотор-барабана стрічкового конвеєра, розроблену у ВНТУ, який використано як дослідний зразок для виконання експериментальних досліджень.

Таблиця 5.1 – Параметри роздільних приводів та мотор-барабанів

№ параметра	Параметр привода	Роздільний привод		Мотор-барабан	
		КЛГ НІГРІ	КЛГМ НІГРІ	МБ 14/80- 1,25	БАУЕР ФРГ
1.	Швидкість, м/с	0,73	1,45	1,25	2,1
2.	Тип двигуна	ел.	ел.	ел.	ел.
3.	Потужність, кВт	10	20	14	7,3
4.	Оберти, хв. ⁻¹	980	980	970	-
5.	Габарити:				
	- діаметр	520	520	500	500
	- ширина при- водної станції	1540	1722	900	-
	- ширина стрічки	800	800	750	-
6.	Кількість складальних одиниць	5	4	1	1
7.	Маса, кг	690	910	514	-
8.	Питома потужність кВт/кг	14,5	1,9	27,2	-

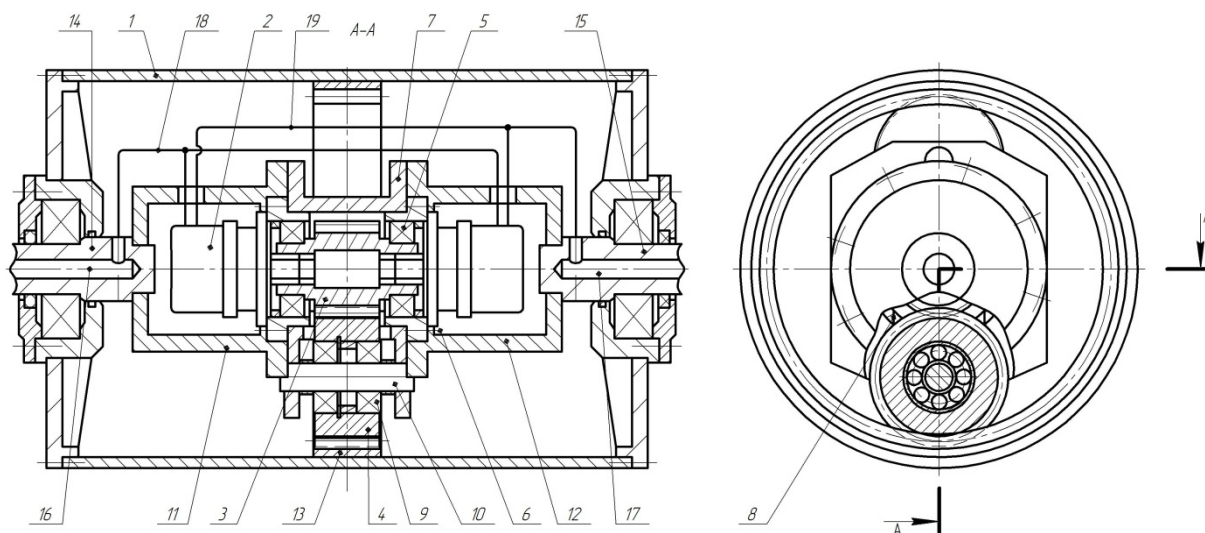


Рисунок 5.3 – Конструктивна схема гідравлічного мотор-барабана конструкції ВНТУ

Мотор-барабан містить корпус 1, в який вмонтовано привод з гідромоторами 2 (лівого та правого обертання) і передавальний механізм, виконаний з ведучою шестерні 3, проміжних зубчастих коліс 4, які виходять за межі опорного елемента 7 через прорізи 8 і зачіплюються з коронним

колесом 13, жорстко закріпленим на внутрішній поверхні барабана 1. Ведуча шестерня 3 посаджена на вали гідромоторів 2, розташована співвісно осі барабана і встановлена на підшипниках 5, які вмонтовані в стаканах 6, закріплених на опорному елементі 7. В проміжні шестерні впресовані підшипники 9, які встановлені на осях 10, закріплених в опорному елементі 7. 3 опорним елементом скріплені зіставні півосі 11 та 12, в порожнинній частині яких розміщені гідромотори. В циліндричних частинах 14 та 15 зіставних на півосей 11 та 12 виконані осьові та радіальні канали для підведення та відведення робочої рідини через гідролінії 18 та 19 до гідромоторів 2. Корпус барабана встановлено на підшипниках, які закриті кришками з ущільненнями.

Дослідження виконуються на експериментальному стенді, гідрокінематична схема якого подана на рис. 5.4.

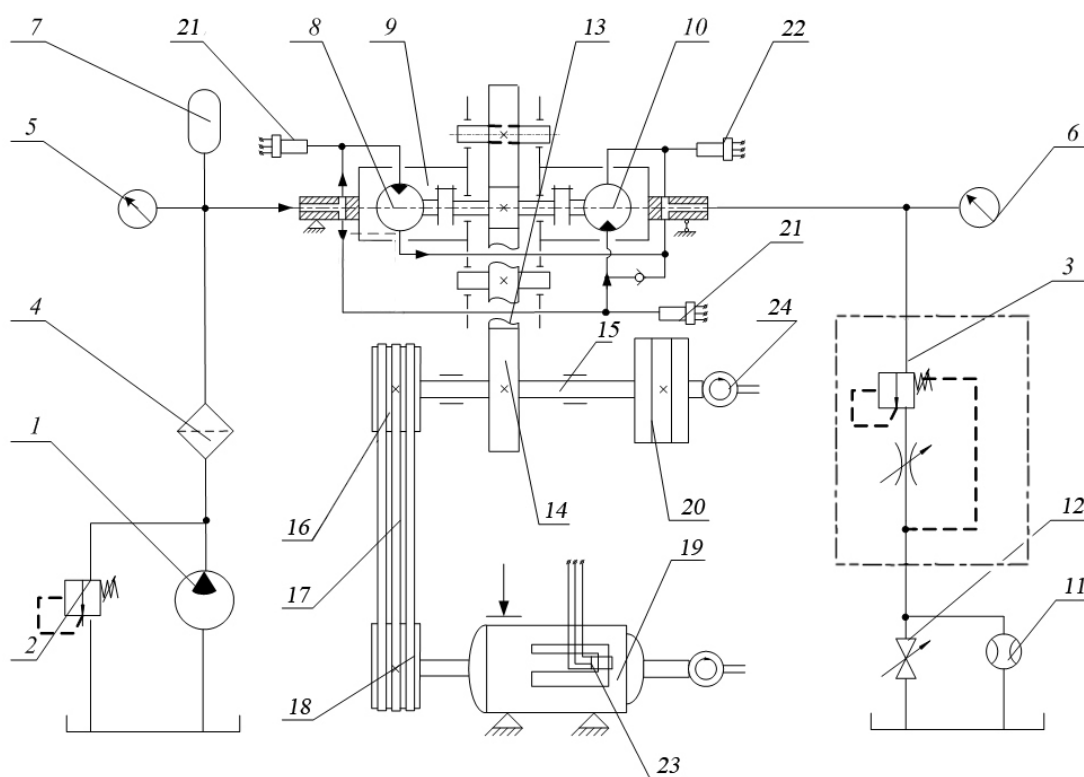


Рисунок 5.4 – Принципова гідрокінематична схема експериментального стенда

Технічна характеристика дослідного зразка вмонтованого гідравлічного привода:

1. Номінальний перепад тиску на гідромоторі, МПа – 14;
2. Номінальні витрати, $\text{м}^3/\text{с} - 0,5 \cdot 10^{-3}$;
3. Номінальна потужність гідродвигуна, кВт – 6;
4. Передаточне число передавального механізму – 4,556;
5. Габаритні розміри:
 - довжина, м – 0,61,
 - діаметр, м – 0,4.

Гідравлічна схема експериментальної установки містить насосну станцію з насосом 1 типу НШ-10-3, запобіжний клапан 2 типу Г-55-2, регулятор потоку 3 типу ПГ-55-24, фільтр високого тиску 4 типу Ф7М. Для контролю величини робочого тиску використовуються манометри 5 в напірній магістралі і 6 – в зливній. Пружинний гідроаккумулятор 7 встановлений перед входною гідролінією гідромоторів 8 та 10 досліджуваного приводного пристрою 9.

Для вимірювання втрати рідини, яка споживається гідросистемою досліджуваного приводного пристрою, застосовується витратомір 11, вбудований в зливну гідролінію, кран 12 при цьому закритий. Витратоміром 11 є мірна ємність.

В мотор-барабані, що підлягає дослідженню і встановлено на стенді, для зручності моделювання транспортувальної частини конвеєра та реєстрації досліджуваних параметрів корпус барабана знято і проміжне колесо 13 знаходиться в зачепленні із колесом 14 проміжного вала 15, яке імітує приводний барабан.

Для моделювання крутильної жорсткості транспортувальної частини конвеєра на стенді використано клинопасову передачу з трьома змінними пасами 17, ведучий шків 16 якої встановлено на кінці проміжного вала, а ведений 18 – на валу навантажувального пристрою 19. Натяг пасів регулюється за допомогою рухомого ролика. Як навантажувальний пристрій використано порошкове гальмо ПТ-40, момент опору руху в якому створюється подачею напруги постійного струму на статор. Зміна навантаження на гальмі здійснюється зміною подачі струму за допомогою спеціального пристрою.

При моделюванні транспортувальної частини інерційне навантаження імітується набором дисків 20 різної маси, які встановлено або на проміжний вал для моделювання навантаження привода, або на втулку, посаджену на вільний кінець вала навантажувального пристрою для моделювання навантаження на хвостовому барабані.

Реєстрація параметрів привода виконується методом осцилографування за допомогою тензометричних давачів тиску і крутного моменту, а також тахометричного давача числа обертів. Давачі 21 для запису зміни тиску на вході в гідромотор встановлено в напірних гідролініях гідромоторів, а давач 22 для запису зміни тиску на виході – в зливній гідролінії. Величина моменту опору руху реєструється давачем 23, який розміщений на вимірювальній скобі порошкового гальма, і спостерігається візуально за допомогою індикатора переміщень годинникового типу, що фіксує переміщення скоби, яке викликане цим моментом. Тахометричний давач 24 реєструє зміну числа обертів під час пуску проміжного вала або вала навантажувального пристрою.

Давачі тиску і крутного моменту навантажувального пристрою під'єднано до вимірювального каналу тензометричного підсилювача. З виходу давачів електричний сигнал надходить на вхід тензопідсилювача,

до вхідного кола якого увімкнено пристрій балансування, що здійснює компенсацію початкового розбалансування півмосту давача, і тарувальний пристрій, контролюючий чутливість підсилювача. Підсилений і модульований сигнал з давача за допомогою демодулятора і фільтра перетворюється на коливання струму з частотою деформації чутливого елемента давача, які в масштабованому за допомогою набору опорів вигляді реєструються осцилографом.

Конструкція тензометричного давача, який використовується для вимірювання тиску в напірній гідролінії гідросистеми досліджуваного привода, показана на рис. 5.5.

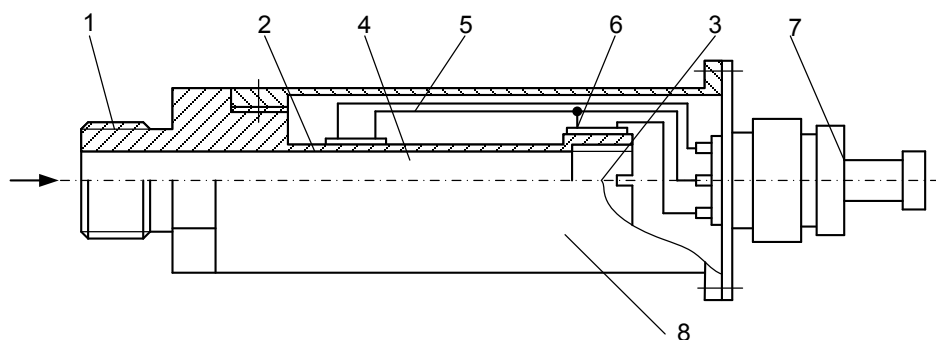


Рисунок 5.5 – Конструктивна схема давача високого тиску

Давач складається з корпусу 1, чутливий елемент якого виконаний у вигляді тонкостінної трубки 2. Пробка 3 вгвинчена в трубку з використанням епоксидного клею, що забезпечує герметичність з'єднання. Робоча рідина під тиском підводиться до отвору 4 і, деформуючи трубку 2, діє на активний дротяний тензорезистор 5 типу 2 ПКБ-20-200, наклеєний перпендикулярно твірній циліндричній поверхні трубки. Компенсаційний тензорезистор 6 наклеєний на неробочу частину трубки 2. Обидва тензорезистори сполучені між собою у вигляді півмосту і ввімкнені до чотирипровідного роз'ємного контактного з'єднання 7 типу 2РМ14Б4ШВ1, яке закріплене на захисному кожусі 8 давача. Давач з тензопідсилювачем сполучено за допомогою екранованого кабелю. Тарування давача проводиться на ручному гідравлічному пресі. Величина тарувального тиску навантажень контролюється за показниками зразкового манометра класу точності 0,35. Під час тарування тиск рідини змінюється ступінчасто від нуля до необхідного значення, і відповідне цьому значенню відхилення стрілки міліамперметра тензопідсилювача і променя шлейфа осцилографа реєструється за розподілом їхніх шкал. Діапазон величин тарувального тиску навантажень проводимо в режимі збільшення і зменшення п'ять разів. Тарувальні графіки давача високого тиску показано на рис. 5.6.

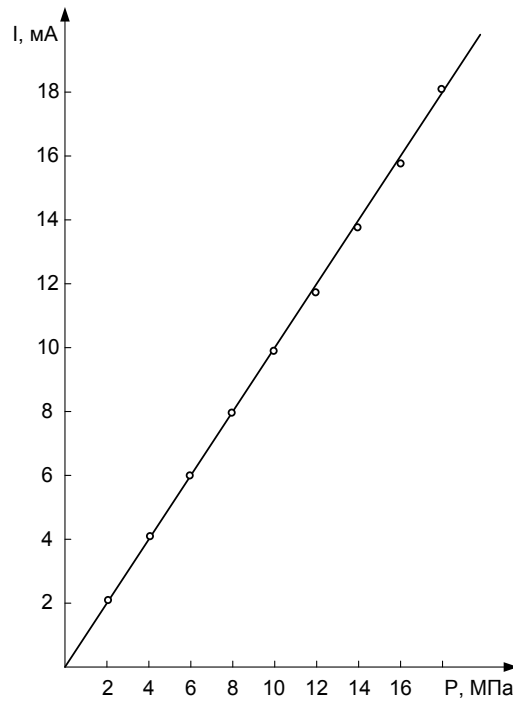


Рисунок 5.6 – Тарувальний графік давача високого тиску на каналі підсилення №1

Для розширення функціональних можливостей стенду при необхідності контролю тиску в зливній гідролінії, коли на виході створюється підпір, доцільно використати давач низького тиску, конструктивна схема якого показана на рис. 5.7.

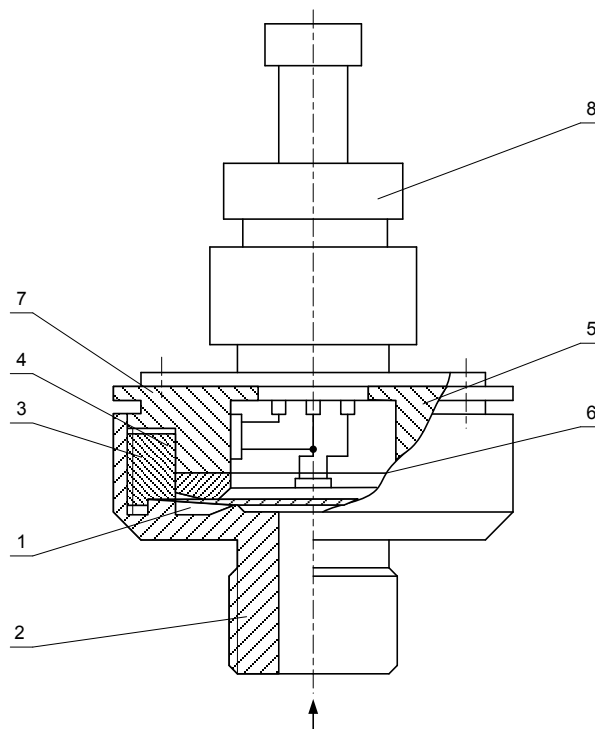


Рисунок 5.7 – Конструктивна схема давача низького тиску експериментальному стенді

Чутливим елементом давача є мембрана 1, яка зафіксована між корпусом 2 і кільцем 3. Для уникнення можливості викривлення мембрани в процесі складання або роботи давача їй за допомогою кільця 4 і натискної гайки 5 надається попередній натяг по контуру. Активний тензорезистор 6 2ПКБ-10-200 наклеєний на мембрану в діаметральному напрямі. Компенсувальний тензорезистор 7 наклеєний на внутрішню поверхню натискної гайки 5. Тензорезистори також з'єднані у вигляді півмосту і увімкнені до чотирипровідного роз'ємного контактного з'єднання 8. Для забезпечення лінійності тарувального графіка давача необхідно, щоб прогин мембрани під дією номінального тиску не перевищував половини її товщини. Це досягається за рахунок співвідношення розмірів мембрани, в якій її діаметр має перевищувати товщину не менше, ніж вдесятеро. Тарувальні графіки давача високого тиску показано на рис. 5.8.

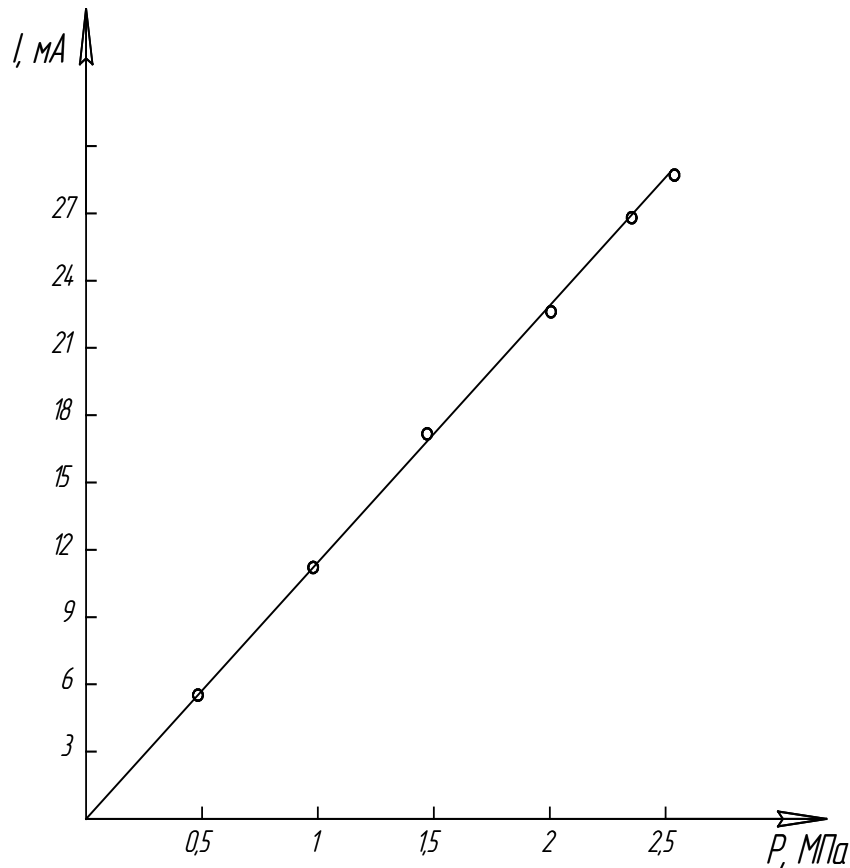


Рисунок 5.8 – Тарувальний графік давача низького тиску на каналі підсилення № 1

Момент опору руху, що створюється на веденому валу клинопасової передачі порошковим гальмом ПТ-40, вимірюють тензометричним давачем крутного моменту, встановленим на навантажувальному пристрої. Конструктивна схема давача показана на рис. 5.9. Давач містить вимірювальну скобу 1, нижня частина якої жорстко закріплена на корпусі

2 порошкового гальма за допомогою гвинтів 3. Верхня частина скоби сприймає вертикальне переміщення вилки 4, які є аналоговим сигналом моменту опору руху, що виникає в результаті взаємодії силових магнітних полів статора і ротора. Вертикальні переміщення скоби фіксуються тензорезисторами 5 і 6 типу ПКБ-20-200, які наклеєні з обох боків її тонкої арочної частини постійного перерізу, а також індикатором переміщень 7 годинникового типу. Виходи тензорезисторів з'єднані за півмостовою схемою і під'єднані до роз'ємного контактного з'єднання 8. Тарування давача проводилось з використанням спеціального пристосування, що складалося з важеля і еталонних вантажів, маса яких становила 1 кг.

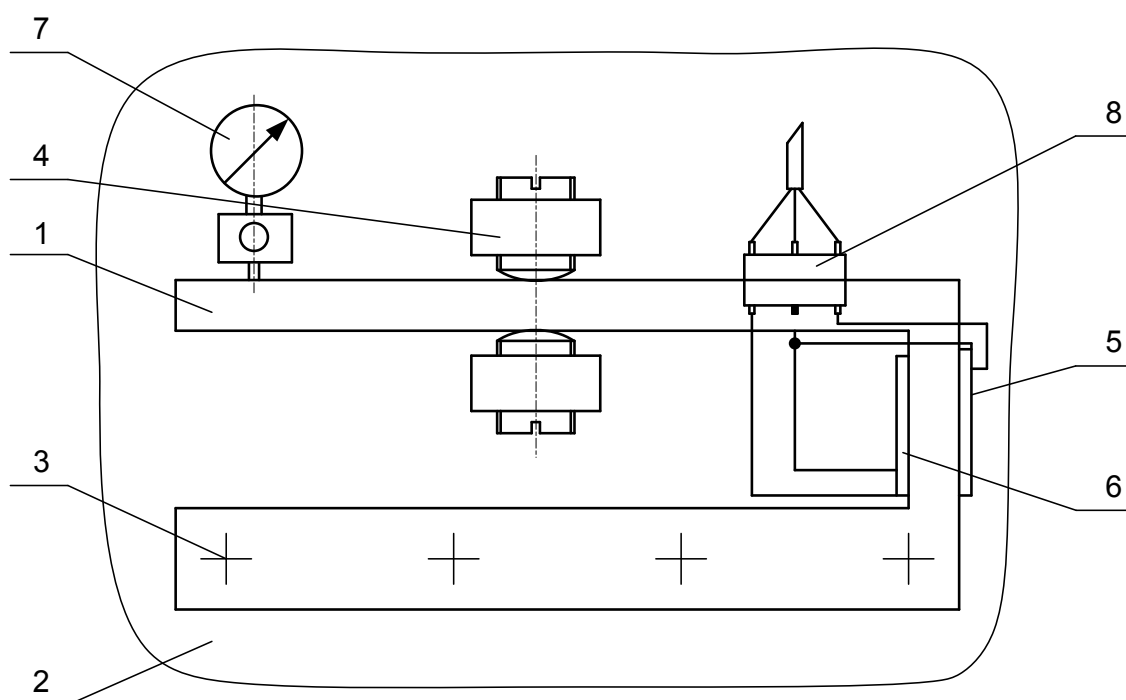


Рисунок 5.9 – Конструктивна схема давача крутного моменту

Один кінець важеля закріплено за допомогою втулки на валу навантажувального пристрою, а інший, що розташований на відстані 1 м, призначений для підвішування еталонного вантажу. При встановленні еталонного вантажу на підвіс створювався крутний момент, що врівноважувався моментом опору руху обертання ротора. Величина його залежала від напруги, що відповідала певній величині струму, покази якого фіксувались відхиленням стрілки на шкалі амперметра випрямляча.

Навантажувальні величини тарувального моменту опору руху контролювались за кількістю встановлених вантажів і реєструвались індикатором переміщення, а також відхиленням стрілки міліамперметра тензопідсилювача і променя шлейфу осцилографа за поділками їх шкал. Тарувальні графіки давача крутного моменту показано на рис. 5.10.

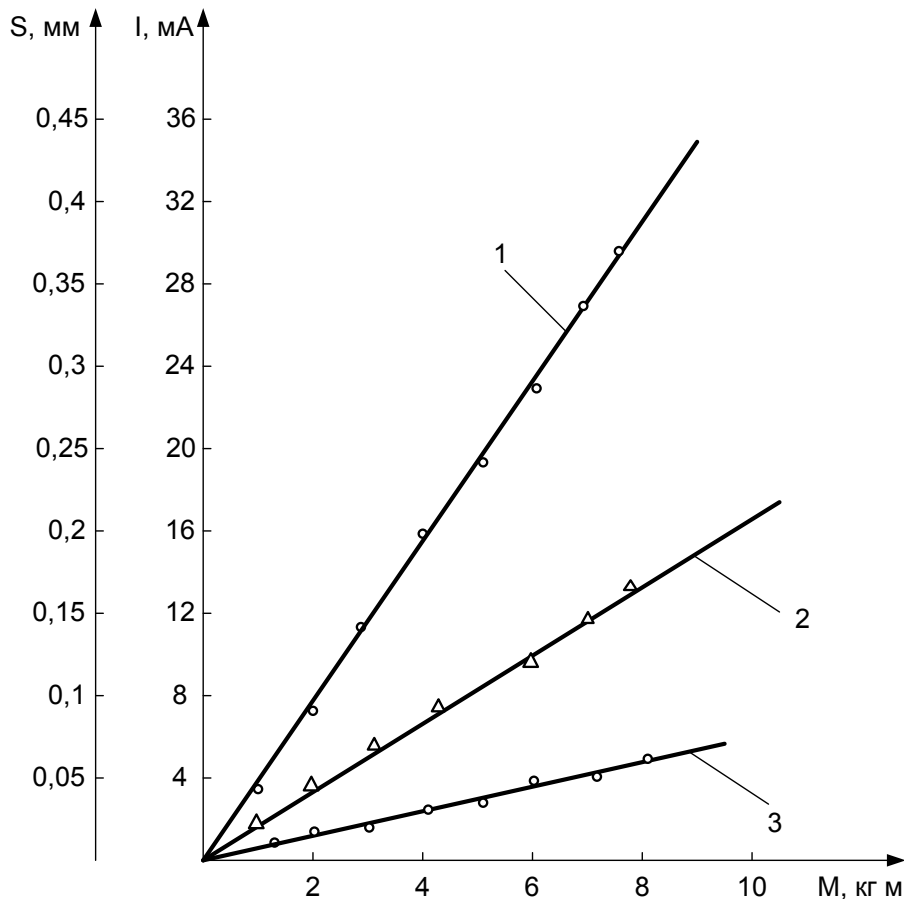


Рисунок 5.10 – Тарувальні графіки давача крутного моменту: 1 – канал підсилення № 1; 2 – канал підсилення № 2; 3 – канал підсилення № 3

2 Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з теоретичними відомостями до лабораторної роботи, вивчити особливості конструкції вмонтованого привода, його переваг над відомими конструкціями приводів.

2. Ознайомитись з гідрокінематичною схемою стенда та контрольно-реєструвальною апаратурою.

3. Вивчити конструкції давачів для вимірювання тиску, моменту, способи підключення їх до тензOMETричної станції.

4. Отримати у викладача завдання для виконання експериментальних досліджень динамічних процесів пуску вмонтованого гідропривода.

5. Залежно від отриманого завдання, користуючись змінними пасами, змінними інерційними масами, зміною навантаження на гальмівному пристрої, регульованим гідравлічним акумулятором, виконати експериментальні дослідження динамічних процесів гідромеханічної системи конвеєра під час пуску шляхом осцилографування перехідних режимів.

6. За допомогою тарувальних графіків виконати обробку отриманих результатів на осцилограмах зміни тиску, моментів, частоти обертання, а

також визначити тривалість перехідних процесів залежно від зміни крутильної жорсткості, об'єму напірної порожнини, інерційного навантаження привода та характеру зміни навантаження на робочій ланці.

7. За результатами обробки осцилограм побудувати графічні залежності тривалості перехідного процесу та перевищення усталеного тиску від крутильної жорсткості, моменту інерції, об'єму напірної порожнини.

8. Виконати аналіз отриманих графічних залежностей і зробити висновки по роботі.

3 Зміст звіту

1. Короткі теоретичні відомості з описом роботи експериментального стенда та контрольно-реєструвальної апаратури.

2. Дані змінних параметрів гідромеханічної системи привода, що отримані від викладача, для проведення експериментальних досліджень динамічних процесів.

3. Осцилограми перехідних процесів при зміні заданих параметрів.

4. Графіки залежності тривалості перехідного процесу та перевищення усталеного тиску від крутильної жорсткості, моменту інерції, об'єму напірної порожнини.

5. Висновки.

4 Контрольні питання

1. Основні типи приводів стрічкових конвеєрів, їх переваги та недоліки.

2. Особливості конструкції вмонтованих приводів, їх переваги над іншими типами приводів.

3. Наведіть чинники, що обумовлюють переваги гідродвигунів у приводах обертального руху порівняно з електроприводом.

4. Основні тенденції розвитку кінематичних схем механічної системи конвеєра.

5. Як впливають динамічні процеси у вмонтованих гідроприводах стрічкових конвеєрів на елементи конструкції їхньої механічної системи?

6. Наведіть принцип роботи давачів високого та низького тиску, обертального моменту, частоти обертання.

7. Яким чином підключаються тензометричні давачі до контрольно-вимірювальної апаратури?

8. Як працює і як виконують налагодження шлейфового осцилографа?

9. З якою метою користуються тарувальними графіками?

10. Що таке перехідний процес і як його тривалість визначається на осцилограмах?

11. Як впливають змінні параметри привода та конвеєра на тривалість перехідного процесу?

Рекомендована література

1. Биличенко Н. Я. Эксплуатационные режимы ленточных конвейеров / Биличенко Н. Я., Высочин Е. М., Завгородний Е. Х. – К. : Техника, 1964. – 264 с.
2. Заблонский К. И. Встроенные редукторы / К. И. Заблонский, Л. Е. Шустер. – К. : Техніка, 1969. – 176 с.
3. Гончаревич И. Ф. Динамика горных машин с упругими связями / И. Ф. Гончаревич, А. В. Докукин. – М. : Наука, 1975. – 211 с.
4. Панкратов С. А. Динамика машин для открытых горных и земляных работ / Панкратов С. А. – М. : Машиностроение, 1976. – 247 с.
5. Иванченко Ф. К. Прикладные задачи динамики машин / Ф. К. Иванченко, В. А. Красношарпа. – К. : Вища школа, 1983. – 200 с.
6. Спиваковский А. О. Теория ленточных конвейеров / А. О. Спиваковский, В. Г. Дмитриев. – М. : Наука, 1982. – 187 с.
7. Шахмейстер Л. Г. Теория и расчет ленточных конвейеров / В. Г. Дмитриев Л. Г. Шахмейстер. – М. : Машиностроение, 1978. – 392 с.
8. Новиков Е. Е. Введение в теорию динамики горнотранспортных машин / Е. Е. Новиков, В. К. Смирнов. – К. : Наук. думка, 1978. – 173 с.
9. Кожевников С. Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С. Н. Кожевников – К. : Наук. думка, 1986. – 288 с.
10. Поліщук Л. К. Вмонтовані гідравлічні приводи конвеєрів з гнучким тяговим органом, чутливі до зміни навантаження : монографія / Л. К. Поліщук, О. О. Адлер. – Вінниця : ВНТУ, 2010. – 184 с.

Лабораторна робота № 6

ВИЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТИ ТА ФОРМ ВІЛЬНИХ КОЛИВАНЬ ВАНТОВОЇ СТРИЛИ ВАНТАЖОПІДЪЙМАЛЬНОЇ МАШИНИ

Мета роботи: отримати навички щодо визначення механічних коливань вантових стрілових конструкцій ПТМ, дослідити вплив основних параметрів на частоти і форми коливань суцільної багатопрогової стріли.

1 Теоретичні відомості

Під час видобування корисних копалин відкритим способом важливу роль відіграють відвалоутворювачі, від продуктивності і надійності яких значно залежить ефективність освоєння родовища. Конструкція стріли відвалоутворювача має вигляд довгомірної багатопрогової балки, що утримується в робочому положенні за допомогою вантової підвіски. Стріла обладнана стрічковим конвеєром для транспортування сипкого вантажу (грунту, видобутої руди тощо).

У робочому положенні стріла перебуває під дією динамічних навантажень, викликаних вітровими потоками, статичною та динамічною неврівноваженістю обертових елементів, взаємодією нерівномірно завантаженої стрічки з несівною конструкцією. Характер зміни в часі динамічних навантажень, здебільшого, є близьким до періодичного. Тому проведення модального аналізу механічної системи стріли з метою уникнення резонансних явищ під час роботи конвеєра має істотне практичне значення. Обчислення частотного спектра дає можливість запобігти резонансним явищам у механічній системі, а знаходження власних форм сприяє вивченню вимушених коливань утримувальної конструкції.

Вільні та вимушені коливання механічних систем, що містять довгомірні конструкції, розглядаються у працях [1, 6, 8, 9]. Розробляються підходи до проведення аналізу взаємодії несівних конструкцій з приводними системами, рухомими навантаженнями, виконавчими органами машин. З метою спрощення інженерних розрахунків за рахунок дискретизації пружних систем з розподіленими параметрами застосовують методи скінченних елементів, скінченних різниць, узагальнених переміщень тощо.

Аналіз вільних і вимушених коливань довгомірних конструкцій переважно виконують із застосуванням континуальних або континуально-дискретних розрахункових моделей механічних систем. Побудові ефективних розрахункових алгоритмів сприяє застосування матричного методу початкових параметрів.

Побудуємо узагальнену математичну модель згинальних коливань суцільної підвісної стріли відвалоутворювача (рис. 6.1, а), що утримується

в робочому положенні за допомогою довільного числа канатів. Стріла складається з n ділянок довжинами l_1, l_2, \dots, l_n , в межах яких характеристики поперечних перерізів є сталими. На межах ділянок стріла оснащена кріпильними вузлами для з'єднання довгомірної конструкції з утримувальними канатами, що утворюють з віссю стріли кути $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$. Кріпильні вузли розглядаємо як тверді тіла масами m_1, m_2, \dots, m_n та моментами інерції J_1, J_2, \dots, J_n . Відстань від осі стріли до точки кріплення верхніх кінців канатів позначаємо як h , а кут нахилу осі стріли до горизонту – як β .

Стрілу на розрахунковій моделі (рис. 6.1, б) подаємо як багатопрогонову балку Тимошенка. Коефіцієнти жорсткості канатів в напрямі, перпендикулярному до осі стріли, методика визначення яких наведена у праці [9], становлять c_1, c_2, \dots, c_n . Поперечні коливання ділянок стріли розглядаємо у координатних системах x_i, w_i ($i = 1, 2, \dots, n$).

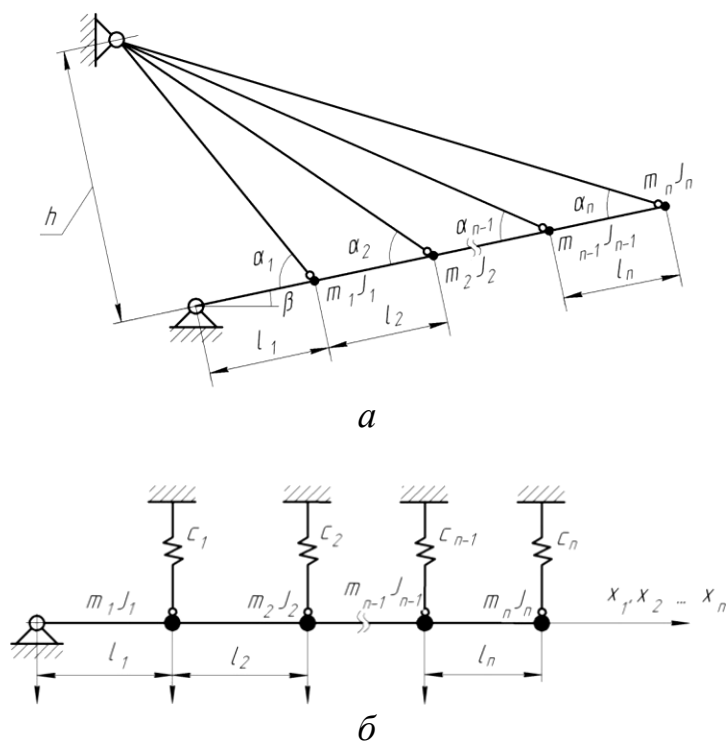


Рисунок 6.1 – Схема стріли відвалоутворювача (а) та її розрахункова модель (б)

Беручи до уваги, що довжини ділянок стріли невеликі, рівняння руху записуємо з урахуванням деформацій зсуву та інерції обертання поперечних перерізів

$$EI_i \frac{\partial^2 \phi_i}{\partial x_i^2} + \kappa_i GA_i \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_i} - \phi_i \right) - I_i \rho_i \frac{\partial^2 \phi_i}{\partial t^2} = 0;$$

$$\rho_i A_i \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} - \kappa_i G A_i \left(\frac{\partial^2 w_i}{\partial x_i^2} - \frac{\partial \phi_i}{\partial x_i} \right) + P_i \frac{\partial^2 w_i}{\partial x_i^2} = 0, \quad (6.1)$$

$$(i = 1, 2, \dots, n),$$

де $\phi_i(x_i, t)$ – кут повороту поперечного перерізу осі стрижня від дії згинального моменту; E, G – модулі пружності матеріалу першого та другого роду; ρ_i – інтегральна густина матеріалу; A_i, I_i – площа та екваторіальний момент інерції поперечного перерізу стрижня; κ_i – коефіцієнт, що характеризує вплив деформації зсуву; t – час.

Виключаючи з рівнянь (6.1) невідому функцію $\phi_i(x_i, t)$, отримуємо

$$EI_i \left(1 - \frac{P_i}{\kappa_i G A_i} \right) \frac{\partial^4 w_i}{\partial x_i^4} - \rho_i I_i \left(1 + \frac{E}{\kappa_i G} - \frac{P_i}{\kappa_i G A_i} \right) \frac{\partial^4 w_i}{\partial x_i^2 \partial t^2} +$$

$$+ P_i \frac{\partial^2 w_i}{\partial x_i^2} + \rho_i A_i \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} + \frac{\rho_i^2 I_i}{\kappa_i G} \frac{\partial^4 w_i}{\partial t^4} = 0. \quad (6.2)$$

Згинальний момент та силу, що виникає у перерізі, перпендикулярному до недеформованої осі стрижня, з урахуванням деформацій згину і зсуву записуємо як

$$M_i = -EI_i \frac{\partial \phi_i}{\partial x};$$

$$F_i = \kappa_i G A_i \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_i} - \phi_i \right) - P_i \frac{\partial w_i}{\partial x_i}. \quad (6.3)$$

Граничні умови на лівому кінці стріли мають вигляд

$$W_1(0, t) = 0; M_1(0, t) = 0. \quad (6.4)$$

Граничні умови для стиків сусідніх ділянок запишемо в узагальненій формі

$$M_i(l_i, t) - J_i \frac{\partial^2 \phi_i(l_i, t)}{\partial t^2} - M_{i+1}(0, t) = 0;$$

$$F_i(l_i, t) + m_i \frac{\partial^2 w_i(l_i, t)}{\partial t^2} + c_i w_i(l_i, t) - F_{i+1}(0, t) = 0;$$

$$w_i(l_i, t) = w_{i+1}(0, t); \phi_i(l_i, t) = \phi_{i+1}(0, t)$$

$$(i = 1, 2, \dots, n-1). \quad (6.5)$$

Аналогічно записуємо граничні умови для правого кінця стріли

$$\begin{aligned} M_n(l_n, t) - J_n \frac{\partial^2 \phi_n(l_n, t)}{\partial t^2} &= 0; \\ F_n(l_n, t) + m_n \frac{\partial^2 w_n(l_n, t)}{\partial t^2} + c_n w_n(l_n, t) &= 0. \end{aligned} \quad (6.6)$$

Розв'язки рівнянь (6.1) подаємо у вигляді

$$\begin{aligned} w_i(x_i, t) &= W_i(x_i) \sin \omega t; \\ \phi_i(x_i, t) &= \Phi_i(x_i) \sin \omega t, \end{aligned} \quad (6.7)$$

де $W_i(x_i)$, $\Phi_i(x_i)$ – амплітудні функції прогинів та кутових переміщень перерізів стріли; ω – циклічна частота.

Після підстановки виразів (6.7) до рівностей (6.3) останні залежності набувають вигляду

$$M_i(x_i, t) = M_i^*(x_i) \sin \omega t; \quad F_i(x_i, t) = F_i^*(x_i) \sin \omega t, \quad (6.8)$$

де $M_i^*(x_i)$, $F_i^*(x_i)$ – амплітудні функції внутрішніх силових чинників,

$$\begin{aligned} M_i^*(x_i) &= EI_i \Phi_i'(x_i); \\ F_i^*(x_i) &= \kappa_i G_i A_i \left[W_i'(x_i) + \Phi_i(x_i) \right] - P_i W_i'(x_i). \end{aligned} \quad (6.9)$$

Підставляючи першу залежність (6.7) до рівності (6.2), отримуємо звичайне диференціальне рівняння амплітудних функцій

$$\frac{d^4 W_i}{dx_i^4} + b_i^2 \frac{d^2 W_i}{dx_i^2} - a_i^4 W_i = 0, \quad (6.10)$$

де

$$\begin{aligned} a_i^4 &= \frac{\kappa_i G A_i}{EI_i (\kappa_i G A_i - P_i)} \left(\omega^2 \rho_i A_i - \frac{\omega^4 \rho_i^2 I_i}{\kappa_i A_i} \right); \\ b_i^2 &= \frac{\kappa_i G A_i}{EI_i (\kappa_i G A_i - P_i)} \left[P_i + \omega^2 \rho_i I_i \left(\frac{E}{\kappa_i G} + \frac{P_i}{\kappa_i G A_i} - 1 \right) \right]. \end{aligned}$$

Розв'язок рівняння (6.10) подаємо відповідно до методу початкових параметрів у вигляді

$$X_i(x_i) = R_i(x_i)X_i(0), \quad (6.11)$$

де

$$R_i(x_i) = \text{col}[W_i(x_i), W_i'(x_i), W_i''(x_i), W_i'''(x_i)];$$

$$R_i(x_i) = \begin{pmatrix} Z_{1i}(x_i) & Z_{2i}(x_i) & Z_{3i}(x_i) & Z_{4i}(x_i) \\ Z_{1i}'(x_i) & Z_{2i}'(x_i) & Z_{3i}'(x_i) & Z_{4i}'(x_i) \\ Z_{1i}''(x_i) & Z_{2i}''(x_i) & Z_{3i}''(x_i) & Z_{4i}''(x_i) \\ Z_{1i}'''(x_i) & Z_{2i}'''(x_i) & Z_{3i}'''(x_i) & Z_{4i}'''(x_i) \end{pmatrix}.$$

Тут $Z_{1i}, Z_{2i}, Z_{3i}, Z_{4i}$ – фундаментальна система інтегралів рівняння (6.10),

$$Z_{1i} = \frac{1}{\lambda_{1i}^2 + \lambda_{2i}^2} (\lambda_{2i}^2 \cos \lambda_{1i} x_i + \lambda_{1i}^2 ch \lambda_{2i} x_i);$$

$$Z_{2i} = \frac{1}{\lambda_{1i}^2 + \lambda_{2i}^2} \left(\frac{\lambda_{2i}^2}{\lambda_{1i}} \sin \lambda_{1i} x_i + \frac{\lambda_{1i}^2}{\lambda_{2i}} sh \lambda_{2i} x_i \right);$$

$$Z_{3i} = \frac{1}{\lambda_{1i}^2 + \lambda_{2i}^2} (-\cos \lambda_{1i} x_i + ch \lambda_{2i} x_i);$$

$$Z_{4i} = \frac{1}{\lambda_{1i}^2 + \lambda_{2i}^2} \left(-\frac{1}{\lambda_{1i}} \sin \lambda_{1i} x_i + \frac{1}{\lambda_{2i}} sh \lambda_{2i} x_i \right), \quad (6.12)$$

де

$$\lambda_{1i} = \sqrt{\frac{b_i^2}{2} + \sqrt{\frac{b_i^4}{4} + a_i^4}};$$

$$\lambda_{2i} = \sqrt{-\frac{b_i^2}{2} + \sqrt{\frac{b_i^4}{4} + a_i^4}}.$$

Рівність (6.11) виражається взаємозв'язок значень амплітудної функції $W_i(x_i)$ та її похідних у початковому та деякому довільному перерізах ділянки стрижня. Для встановлення аналогічного взаємозв'язку сукупностей силових та геометричних параметрів перерізів спершу перетворимо рівняння (6.1) з урахуванням залежностей (6.7):

$$EI_i \Phi_i''(x_i) + \kappa_i GA_i [W_i'(x_i) - \Phi_i(x_i)] + I_i \rho_i \omega^2 \Phi_i(x_i) = 0;$$

$$-\rho_i A_i \omega^2 W_i(x_i) - \kappa_i G A_i \left[W_i''(x_i) - \Phi_i'(x_i) \right] + P_i W_i''(x_i) = 0. \quad (6.13)$$

З рівнянь (6.9), (6.13) та рівності, що отримується диференціюванням другого співвідношення (6.13) за просторовою координатою, маємо

$$Y_i(x_i) = B_{1i} X(x_i); X_i(x_i) = B_{2i} Y(x_i), \quad (6.14)$$

де

$$Y_i(x_i) = \text{col} \left(W_i(x_i), \Phi_i(x_i), M_i^*(x_i), F_i^*(x_i) \right);$$

$$B_{1i} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{c_i}{a_i \kappa_i G} & 0 & \frac{b_i E I_i}{a_i \kappa_i G A_i} \\ -\frac{E I_i \rho_i \omega^2}{\kappa_i G} & 0 & -\frac{b_i E I_i}{\kappa_i G A_i} & 0 \\ 0 & -P_i - \frac{d_i A_i \rho_i I_i \omega^2}{a_i} & 0 & -\frac{b_i E I_i}{a_i} \end{pmatrix};$$

$$B_{2i} = B_{1i}^{-1} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\kappa_i G A_i}{b_i} & 0 & \frac{1}{b_i} \\ -\frac{A_i \rho_i \omega^2}{b_i} & 0 & -\frac{\kappa_i G A_i}{b_i E I_i} & 0 \\ 0 & -g_i \frac{\kappa_i G A_i}{b_i} & 0 & q_i \frac{\kappa_i G A_i}{b_i} \end{pmatrix},$$

тут

$$a_i = (\kappa_i G A_i - \rho_i I_i \omega^2); b_i = (\kappa_i G A_i - P_i); c_i = (\kappa_i G)^2 A_i - E I_i \rho_i \omega^2; d_i = (\kappa_i G + E);$$

$$g_i = \left(\frac{a_i P_i}{b_i E I_i} + \frac{d_i A_i \rho_i \omega^2}{b_i E} \right); q_i = \left(\frac{\kappa_i G A_i}{b_i E I_i} + \frac{\rho_i \omega^2}{b_i \kappa_i G} \right).$$

Беручи до уваги залежності (6.11) та (6.14), отримуємо співвідношення, що дає можливість визначати силові та геометричні параметри довільного перерізу стрижня за значеннями цих параметрів на початку ділянки

$$Y_i(x_i) = B_{1i} R_i(x_i) B_{2i} Y_i(0). \quad (6.15)$$

Після розділення змінних у граничних умовах (6.4– 6.6) з урахуванням залежностей (6.7) і (6.8) записуємо матричні співвідношення

$$Y_{i+1}(0) = S_i Y_i(l_i) \quad (i = 1, 2, \dots, n-1);$$

$$Y_{n+1} = S_n Y_n(l_n), \quad (6.16)$$

де Y_{n+1} – матриця-колонка,

$$Y_{n+1} = \text{col} (W_n(l_n), \Phi_n(l_n), 0, 0);$$

S_i ($i = 1, 2, \dots, n$) – квадратні матриці, що містять елементи, залежні від частоти коливань,

$$S_i = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & J_i \omega^2 & 1 & 0 \\ c_i - m \omega^2 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}.$$

Ураховуючи залежності (6.15), (6.16), записуємо матричне співвідношення

$$Y_{n+1} = \left(\prod_{i=n}^1 S_i B_{1i} R_i B_{2i} \right) Y_1(0), \quad (6.17)$$

причому, як впливає з граничних умов (6.4),

$$Y_1(0) = \text{col} (0, \Phi_i(0), 0, F_i^*(0)).$$

Застосовуючи матричну рівність (6.17), визначаємо власні частоти механічної системи і співвідношення початкових параметрів $\Phi_i(0)$ та $F_i^*(0)$. Після цього, з урахуванням залежностей (6.15), (6.16), розраховуємо амплітудні функції прогинів, кутів повороту поперечних перерізів, згинальних моментів і поперечних сил.

Розглянемо результати розрахунку власних частот і форм чотири- і п'ятипрогонової стріл відвалоутворювачів. Параметри стріл, що використовувалися під час проведення розрахунків, наведено у табл. 6.1 і 6.2.

Результати визначення власних частот (табл. 6.3) показують, що резонансні частоти коливань стріли відвалоутворювача можуть

знаходиться у широкому діапазоні. Тому детальний аналіз динамічних процесів є необхідною умовою раціонального проектування машини.

Зображені на рис. 6.2 і 6.3 амплітудні функції коливальних процесів характеризують залежності прогинів від поздовжніх координат стрілових конструкцій. Аналогічно знаходимо залежності і згинальних моментів, які дають можливість виявляти небезпечні місця у несівних конструкціях.

Таблиця 6.1 – Параметри механічної системи чотирипрогонової стріли

Параметр	Одиниця виміру	Числове значення	Параметр	Одиниця виміру	Числове значення
n	–	4	$\kappa_1 \dots \kappa_4$	–	0,2000
c_1	Н/м	$42,84 \cdot 10^5$	I_1	м^4	0,1480
c_2	Н/м	$10,87 \cdot 10^5$	I_2	м^4	0,1480
c_3	Н/м	$4,350 \cdot 10^5$	I_3	м^4	0,1480
c_4	Н/м	0	I_4	м^4	0,1480
A	м^2	$7,660 \cdot 10^{-2}$	m_1	кг	1142,7
l_1	м	37,00	m_2	кг	1142,7
l_2	м	21,00	m_3	кг	1142,7
l_3	м	20,00	m_4	кг	1142,7
l_4	м	7,000	J_1	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	50,87
E	Н/м^2	$2,100 \cdot 10^{11}$	J_2	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	50,87
G	Н/м^2	$8,100 \cdot 10^{10}$	J_3	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	50,87
$\rho_1 \dots \rho_4$	кг/м^3	$11,20 \cdot 10^3$	J_4	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	50,87

Таблиця 6.2 – Параметри механічної системи п'ятипрогонової стріли

Параметр	Одиниця виміру	Числове значення	Параметр	Одиниця виміру	Числове значення
n	–	5	$\kappa_1 \dots \kappa_5$	–	0,200
c_1	Н/м	$25,14 \cdot 10^5$	I_1	м^4	0,150
c_2	Н/м	$16,19 \cdot 10^5$	I_2	м^4	0,150
c_3	Н/м	$10,06 \cdot 10^5$	I_3	м^4	0,150
c_4	Н/м	$6,26 \cdot 10^5$	I_4	м^4	0,150
c_5	Н/м	0	I_5	м^4	0,150
A	м^2	$8,790 \cdot 10^{-2}$	m_1	кг	1142,7
l_1	м	28,00	m_2	кг	1142,7
l_2	м	17,00	m_3	кг	1142,7
l_3	м	21,00	m_4	кг	1142,7
l_4	м	24,00	m_5	кг	1142,7
l_5	м	5,000	J_1	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	49,91
E	Н/м^2	$2,100 \cdot 10^{11}$	J_2	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	49,91
G	Н/м^2	$8,100 \cdot 10^{10}$	J_3	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	49,91
$\rho_1 \dots \rho_5$	кг/м^3	$10,80 \cdot 10^3$	J_4	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	49,91
			J_5	$\text{кг} \cdot \text{м}^2$	49,91

Таблиця 6.3 – Власні частоти стрілових конструкцій

Тип стріли	Значення власної частоти, Гц						
	1	2	3	4	5	6	7
Чотирипрогонова	1,252	2,710	6,501	2,83	0,09	8,29	37,92
П'ятипрогонова	1,134	2,169	5,084	9,909	15,95	22,69	30,30

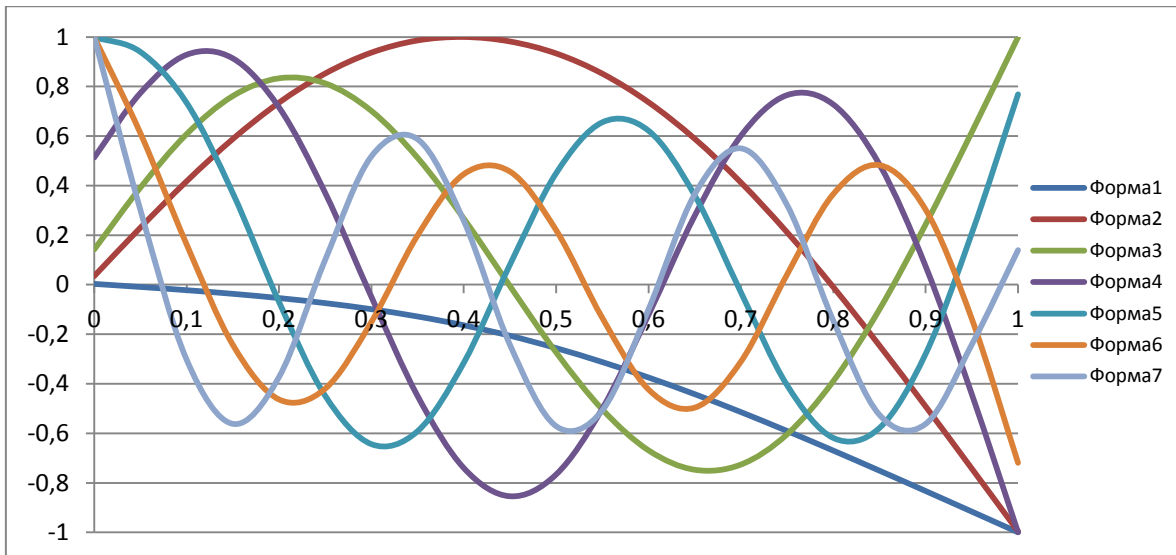


Рисунок 6.2 – Амплітудні функції прогинів чотирипрогонової стрілової конструкції

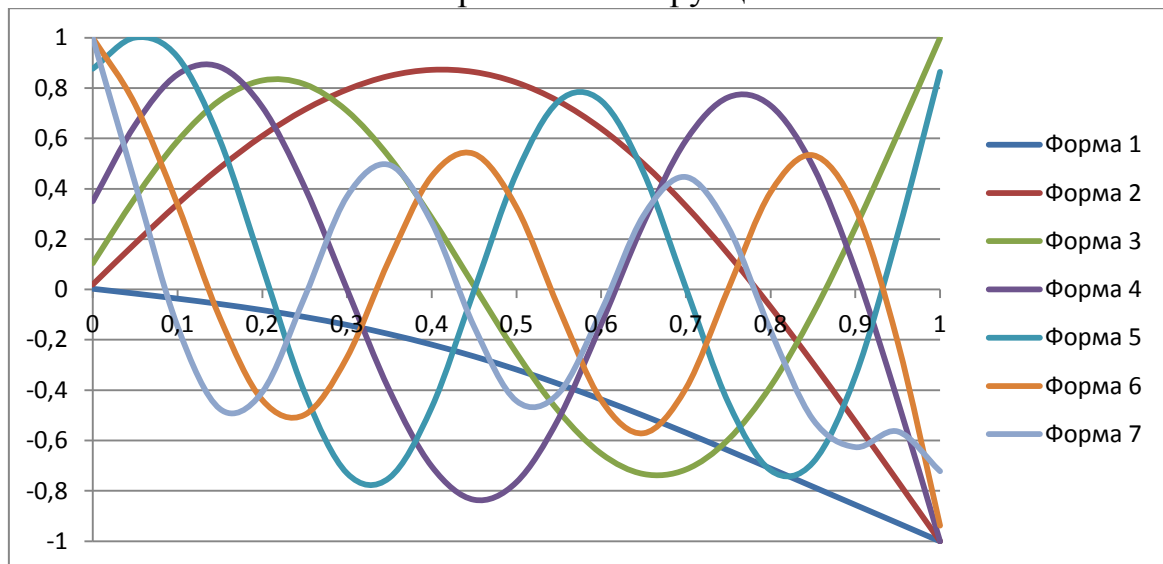


Рисунок 6.3 – Амплітудні функції прогинів пятипрогонової стрілової конструкції

2 Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з теоретичними відомостями до лабораторної роботи, розрахунковою та математичною моделями стріли, методом побудови алгоритму розрахунку.

2. Визначити параметри механічної системи, які впливають на частоти і форми вільних коливань.

3. Отримати у викладача завдання щодо кількості ділянок досліджуваної стріли вантажопідіймальної машини, змінних параметрів маси металоконструкції, навантаження та жорсткостей канатів стримувальної конструкції.

4. Користуючись параметрами стріл за даними табл. 6.1 чи табл. 6.2, залежно від отриманого завдання, за допомогою комп'ютерної програми, наданої викладачем, визначити частоти і форми коливань стріли вантажопідіймальної машини.

5. Побудувати графіки частот вільних коливань від зміни маси, навантаження та жорсткості.

6. Зробити висновки.

3 Зміст звіту

1. Короткі теоретичні відомості.

2. Табличні дані параметрів досліджуваної стріли вантажопідіймальної машини та змінні параметри мас металоконструкції, навантаження і жорсткості канатів утримувальної конструкції.

3. Результати розрахунку власних частот і форм вільних коливань.

4. Графіки зміни частот вільних коливань від зміни маси металоконструкції, навантаження та жорсткості.

5. Висновки.

4 Контрольні питання

1. Визначення вільних та вимушених коливань у фізичних об'єктах.

2. З якою метою виконують дослідження вільних коливань фізичних об'єктів?

3. З якою метою виконують визначення форм вільних коливань фізичних об'єктів?

4. З якою метою виконують побудову розрахункової схеми досліджуваних об'єктів?

5. В чому суть математичного моделювання механічних коливань багатопрогонових стріл вантажопідіймальних машин.

6. Які переваги методу початкових параметрів, що використаний у побудові алгоритму розрахунку частот і форм вільних коливань?

7. Як впливають на частоти вільних коливань: а) зміна маси металоконструкції; б) зміна навантаження; в) зміна жорсткості.

Рекомендована література

1. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний / Бидерман В. Л. – М.: Высшая школа, 1980. – 408 с.

2. Весницкий А. И. Волны в системах с движущимися границами и нагрузками / Весницкий А. И. – М. : ФИЗМАТЛИТ, 2001. – 320 с.

3. Волков Д. П. Динамика электромеханических систем экскаваторов / Д. П. Волков, Д. А. Каминская. – М. : Машиностроение, 1971. – 384 с.

4. Волков Д. П. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей / Д. П. Волков, В. А. Черкасов. – М. : Машиностроение, 1969. – 408 с.

5. Клаф Р. Динамика сооружений / Р. Клаф, Дж. Пензиен. – М. : Стройиздат, 1979. – 320 с.
6. Поліщук Л. К. Аналіз вільних коливань механічної системи стріли відвалоутворювача у вертикальній площині / Л. К. Поліщук, Є. В. Харченко // Вібрації в техніці та технологіях. – 2011. – № 3 (63). – С. 33–38.
7. Поліщук Л. К. Застосування методу початкових параметрів до аналізу вільних коливань конвеєра / Л. К. Поліщук // Вісник вінницького політехнічного інституту. – 1998. – № 1. – С. 72–77.
8. Пономарёв К. К. Расчёт элементов конструкций с применением электронных цифровых вычислительных машин. / Пономарёв К. К. – М. : Машиностроение, 1972. – 424 с.
9. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле / Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. – М. : Машиностроение, 1985. – 472 с.
10. Харченко Е. В. Динамические процессы буровых установок / Е. В. Харченко. – Львов : Свит, 1991. – 176 с.
11. Харченко Є. В. Розрахунок перехідних процесів у стрічковому конвеєрі з урахуванням рухомості меж транспортувального органу / Харченко Є. В., Поліщук Л. К., Собковскі С. // Технічні вісті. – 2001. – № 1(12), 2(13). – С. 102–106.

Навчальне видання

**Поліщук Леонід Клавдійович
Слабкий Андрій Валентинович**

ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ ТА МЕХАНІЗМИ

Лабораторний практикум

Редактор Т. Старічек

Оригінал-макет підготовлено Л. Поліщуком

Підписано до друку 28.12.2017.
Формат 29,7×42¼. Папір офсетний.
Гарнітура Times New Roman.
Друк різнографічний. Ум. друк. арк. 4,31.
Наклад 50 (1-й запуск 1-20) пр. Зам. № 2018-008.

Видавець та виготовлювач
інформаційний редакційно-видавничий центр.
ВНТУ, ГНК, к. 114.
Хмельницьке шосе, 95,
м. Вінниця, 21021.
Тел. (0432) 65-18-06.
press.vntu.edu.ua;
E-mail: kivc.vntu@gmail.com.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.