МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-енергетичний факультет

Кафедра загальнотехнічних дисциплін

Підйомно-транспортні машини

Методичні рекомендації

для виконання практичних робіт

для здобувачів вищої освіти ступеня «Бакалавр»
спеціальності 208 «Агроінженерія»
денної та заочної форм навчання

Миколаїв
2020

УДК 371.67:378.2 (075.8)
П-11

Друкується за рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету від 25.02.2020 р., протокол № 6.

Укладачі:

Г. О. Іванов – канд. техн. наук, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

Д. В. Бабенко – канд. техн. наук, професор кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

П. М. Полянський – канд. екон. наук, доцент, в.о. зав. кафедри загальнотехнічних дисциплін, Миколаївський національний аграрний університет.

Рецензенти:

І. П. Атаманюк – д-р техн. наук, професор, зав. кафедри вищої та прикладної математики, Миколаївський національний аграрний університет.

В. І. Гавриш – д-р екон. наук, професор, зав. кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет.

© Миколаївський національний аграрний університет, 2020

З М І С Т

З М І С Т 3
ВСТУП …… 5
1. ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ ПРАКТИЧНИХ РОБІТ ……... 6
2. ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДОМКРАТІВ ……... 12
Практична робота № 1. Рейковий домкрат …… 13
Практична робота № 2. Гвинтові домкрати ……..... 15
Практична робота № 3. Гідравлічні домкрати ……..... 16
Практична робота № 4. Пневматичні домкрати ……. 18
3. ВАНТАЖОПІДЙОМНІ МАШИНИ …….. 20
Практична робота № 1. Вивчення конструкції та методики вибракування стальних канатів …… 20
Практична робота № 2. Вивчення конструкції талі електричної та визначення коефіцієнта запасу міцності каната …….. 32
Практична робота № 3. Вивчення конструкції і регулювань колодкового гальма ……... 36
Практична робота № 4. Дослідження механізмів підйому та пересування талі з ручним приводом ……... 40
Практична робота № 5. Визначення коефіцієнта запасу гальмування гальма електричної лебідки ……..... 48
Практична робота № 6. Визначення гальмівного моменту установки ……. 50
Практична робота № 7. Вивчення складових частин канатно-блокових систем та їх розрахунки ……. 52
Практична робота № 8. Вивчення конструкції та визначення продуктивності мостового крана ……... 58
Практична робота № 9. Вивчення пристрою і робочого процесу баштового крану КБ-403 Б …….. 63
Практична робота № 10. Загальні розрахунки баштових кранів . 69
Практична робота № 11. Стріловий самохідний повноповоротний кран КШТ – 50.01 ……..... 77
Практична робота № 12. Розрахунок механізмів пересування кранів …… 85
4. ТРАНСПОРТУЮЧІ МАШИНИ ТА НАВАНТАЖУВАЧІ …… 102
Практична робота №1. Визначення властивостей насипних вантажів …… 102
Практична робота № 2. Вивчення конструкції та розрахунок основних параметрів стрічкових конвеєрів……... 106

Практична робота № 3. Дослідження процесу транспортування і тяговий розрахунок вертикального ковшового елеватора …….. 111
Практична робота № 4 Дослідження швидкохідного гвинтового конвеєра з метою визначення потрібної потужності на його привід . 114
Практична робота № 5. Визначення коефіцієнта заповнення міжскребкового простору похилого скребкового конвеєра …… 117
Практична робота № 6. Дослідження безролікового стрічково-скребкового конвеєра з метою визначення коефіцієнта продуктивності ……..... 119
Практична робота № 7. Дослідження процесу переміщення сипких матеріалів горизонтальним спірально-гвинтовим конвеєром 120
Практична робота № 8. Дослідження профілю «тіла волочіння» сипкого матеріалу, коефіцієнта заповнення і продуктивності тросошайбового конвеєра …….. 124
Практична робота № 9. Дослідження процесу транспортування і тяговий розрахунок вертикального ковшового елеватора …….. 127
Практична робота № 10. Дослідження безроликового стрічково-скребкового конвеєра з метою визначення коефіцієнта продуктивності ….. 138
Практична робота № 11. Вивчення конструкції та визначення основних параметрів гвинтових транспортерів …… 140
Практична робота № 12. Вивчення конструкції та особливостей роботи малогабаритних навантажувачів циклічної дії …… 147
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ ……... 152

ВСТУП

У прискоренні науково-технічного прогресу значна роль відводиться підйомно-транспортним машинам, впровадження яких дозволить забезпечити комплексну механізацію і автоматизацію виробничих процесів, ліквідацію ручної праці при виконанні основних і допоміжних операцій.

Основна частина вантажів в сільськогосподарському виробництві перевантажується стаціонарними і пересувними машинами і установками періодичної і безперервної дії.

Використання у все більшому масштабі підйомно-транспортної техніки в системі агропромислового комплексу вимагає вивчення студентами інженерних спеціальностей конструкції, основ проектування, розрахунку і безпечних методів експлуатації цієї групи машин, які базуються на досвіді створення і розрахунку вантажопідйомних і транспортуючих машин загального призначення.

Практичні роботи по дисципліні «Підйомно-транспортні машини» служать для закріплення на практиці знань по теорії, конструкціям і використанню підйомно-транспортних машин, отриманих студентами з навчальних посібників, підручників і лекційного курсу.

Цикл практичних робіт з елементами НДР включає в себе 24 роботи.

1. ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ ПРАКТИЧНИХ РОБІТ

Загальні вимоги. Практичні роботи робота оформлюється у вигляді пояснювальної записки.

Пояснювальна записка виконується у рукописному або надрукованому вигляді на одній стороні аркуша білого паперу формату А4 (210х297 мм) відповідно ГОСТ 2.105-87 і ДСТУ 3321:2003 [1, 2] до текстових документів. При друкуванні використовується шрифт текстового редактора Word, стиль – Times New Roman розмір 14 з полуторним міжрядковим інтервалом.

При оформленні пояснювальної записки рукописним способом необхідно використовувати чорнила і пасту тільки синяго і чорного кольорів.

Текст пояснювальної записки необхідно друкувати, залишаючи відступи таких розмірів: лівий – не менше 30 мм, правий не менше 10 мм, верхній і нижній – не менше 20 мм.

Шрифт друку повинен бути чітким, рядок-чорного кольору середньої жирності. Щільність тексту пояснювальної записки повинна бути однаковою.

Вписувати у текст пояснювальної записки іншомовні слова, формули, умовні позначення можна чорнилом, тушшю, пастою тільки чорного кольору, при цьому щільність вписаного тексту повинна бути наближеною до щільності основного тексту.

Друкарські помилки, описки і графічні неточності, які виявилися в процесі написання пояснювальної записки, можна виправляти підчи-щенням або зафарбуванням білою фарбою і нанесенням на тому ж місці або між рядками виправленого тексту (фрагменту рисунка) машинописним способом. Допускається наявність не більше двох виправлень на одній сторінці.

Роздруковані на ЕОМ програмні документи повинні відповідати формату А4 (мають бути розрізними), їх включають до загальної нумерації сторінок пояснювальної записки і розміщують, як правило, в додатках.

Текст основної частини пояснювальної записки поділяють на розділи, підрозділи, пункти та підпункти.

Заголовки структурних частин пояснювальної записки “ЗМІСТ”, “ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ”, “ВСТУП”, “РОЗДІЛ”, “ВИСНОВКИ”, “СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ”, “ДОДАТКИ” друкують великими літерами симетрично до тексту. Заголовки підрозділів друкують маленькими літерами (крім першої великої) з абзацного відступу. Крапку в кінці заголовку не ставлять. Якщо заголовок складається з двох або більше речень, їх розділяють крапкою. Заголовки пунктів друкують маленькими літерами (крім першої великої) з абзацного відступу в розрядці

в підбор до тексту. В кінці заголовку, надрукованого у підбір до тексту, ставиться крапка.

Відстань між заголовком (за винятком заголовку пункту) та текстом повинна дорівнювати 3-4 інтервали.

Кожну структурну частину пояснювальної записки треба починати з нової сторінки.

До основного обсягу пояснювальної записки не входять додатки, список використаних джерел, таблиці та рисунки, які повністю займають сторінку. Але всі сторінки зазначених елементів курсової роботи підлягають нумерації на загальних засадах.

Нумерація. Нумерацію сторінок, розділів, підрозділів, пунктів, підпунктів, таблиць, формул подають арабськими цифрами без знака №. Першою сторінкою пояснювальної записки є титульний аркуш, який включають до загальної нумерації сторінок. На титульному аркуші номер сторінки не ставлять.

Такі структурні частини пояснювальної записки, як зміст, перелік умовних позначень, вступ, висновки, список використаних джерел не мають порядкового номера. Звертаємо увагу на те, що всі аркуші, на яких розміщені згадані структурні частини курсової роботи, нумерують звичайним чином. Не нумерують лише заголовки, “ВСТУП”, “ВИСНОВКИ”, «ЛІТЕРАТУРА».

Підрозділи нумерують у межах кожного розділу. Номер підрозділу складається з номеру розділу і порядкового номеру підрозділу, між якими ставлять крапку. В кінці номеру підрозділу повинна стояти крапка, наприлад: «1.3.» (третій підрозділ першого розділу). Потім у тому ж рядку йде заголовок підрозділу.

Пункти нумерують у межах кожного підрозділу. Номер пункту складається з порядкових номерів розділу, підрозділу, пункту, між якими ставлять крапку. В кінці номеру повинна стояти крапка, наприклад: «2.3.2.» (другий пункт третього підрозділу другого розділу). Потім у тому ж рядку йде заголовок пункту. Пункт може не мати заголовку.

Підпункти нумерують у межах кожного пункту за такими ж правилами, як і пункти.

Ілюстрації (фотографії, кресленики, схеми, графіки, карти) і таблиці необхідно подавати в пояснювальної записки після тексту; де вони згадані вперше, або на наступній сторінці. Ілюстрації і таблиці, які розміщені на окремих сторінках пояснювальної записки, включають до загальної нумерації сторінок. Таблицю, рисунок або кресленик, розміри якого більше формату А4, враховують як одну сторінку і розміщують у відповідних: місцях після згадування в тексті або у додатках.

Ілюстрації позначають словом «Рис.» і нумерують послідовно в межах розділу, за винятком ілюстрацій, поданих у додатках.

Номер ілюстрації повинен складатися з номеру розділу ілюстрації, між якими ставиться крапка.

Наприклад: Рис. 2.2 (другий рисунок другого розділу). Номер ілюстрації, її назва і пояснювальні підписи розміщують послідовно під ілюстрацією. Якщо в пояснювальної записки подано одну ілюстрацію, то її нумерують за загальними правилами.

Таблиці нумерують послідовно (за винятком таблиць, поданих у додатках) в межах розділу. В правому верхньому куті над відповідним заголовком таблиці розміщують напис «Таблиця» із зазначенням її номеру. Номер таблиці повинен складатися з номеру розділу і порядкового номеру таблиці, між якими ставиться крапка, наприклад: «Таблиця 2.2» (друга таблиця другого розділу).

Якщо у пояснювальної записки одна таблиця, її нумерують за загальними правилами.

При переносі частини таблиці на інший аркуш (сторінку) слово «Таблиця» і номер її вказують один раз праворуч над першою частиною таблиці, над іншими частинами пишуть слова «Продовження табл.» і вказують номер таблиці, наприклад: «Продовження табл. 2.2».

Формули у пояснювальної записки (якщо їх більше однієї) нумерують у межах розділу. Номер формули складається з номеру розділу і порядкового номеру формули у розділі, між якими ставлять крапку. Номери формул пишуть біля правого краю аркушу на рівні відповідної формули в круглих дужках, наприклад: (3.2.) друга формула третього розділу.

Примітки до тексту і таблиць, в яких вказують довідкові і пояснювальні дані, нумерують послідовно у межах однієї сторінки. Якщо приміток на одному аркуші декілька, то після слова “Примітки” ставлять двокрапку, наприклад:

Примітки:

1. ....

2. ....

Якщо є одна примітка, то її не нумерують і після слова «Примітка» ставлять крапку.

Ілюстрації. Приводять у пояснювальної записки, виходячи із певного загального задуму, за ретельно продуманим тематичним планом. Кожна ілюстрація має відповідати тексту, а текст – ілюстрації.

Назви ілюстрацій розміщують після їхніх номерів. При необхідності ілюстрації доповнюють пояснювальними даними (під рисунковий підпис).

Підпис під ілюстрацією зазвичай має чотири основних елементи:

найменування графічного сюжету, що позначається скороченим словом «Рис.»;

порядковий номер ілюстрації, який вказується без знаку номеру арабськими цифрами;

тематичний заголовок ілюстрації містить стислу характеристику зображеного;

експлікація пояснює зображені на кресленику елементи.

Наприклад: Експлікація розміщення елементів касети:

1-розмотувач плівки; 2-сталеві ролики; 3-привідний валець; 4-опорні стійки.

Основними видами ілюстративного матеріалу у пояснювальної записки є: кресленик, технічний рисунок, схема, фотографія, діаграма і графік.

Не варто оформлювати посилання на ілюстрації як самостійні фрази. У тому місці, де викладається матеріал, пов'язаний з ілюстрацією, розміщують посилання у вигляді виразу у круглих дужках «(рис. 3.1)» або зворот типу «...як це видно з рис. 4. 1» або «...як це показано на рис. 4.1.».

Таблиці. Цифровий матеріал, як правило, повинен оформлятися у вигляді таблиць.

Приклад побудови таблиці. Кожна таблиця повинна мати заголовок, якій розміщують над таблицею і друкують симетрично до тексту. Заголовок і слово "Таблиця" починають з великої літери. Заголовок не підкреслюють.

Заголовок кожної графи у головці має бути як можна коротшим. Слід уникати повторів тематичного заголовку в заголовках граф, одиниці виміру зазначати у тематичному заголовку, виносити до узагальнюючих заголовків, що повторюються.

Таблиця (номер)

Заголовок таблиці

Головка						
Рядки						

Заголовки граф
Підзаголовки граф

Боковик (заголовок рядків)

Графи (колонки)

Боковик, як головка, вимагає лаконічності. Повторювані слова тут також виносять в об'єднувальні рубрики; загальні для всіх заголовків боковика слова розміщують у заголовку над ним.

У програмці повторювані елементи, які мають відношення до всієї таблиці, виносять в тематичний заголовок або в заголовок графи; однорідні числові дані розміщують так, щоб їх класи співпадали; неоднорідні – посередині графи; лапки використовують тільки замість однакових слів, які стоять одне під одним.

Заголовки граф повинні починатися з великих літер, підзаголовки – з маленьких, якщо вони складають одне речення із заголовком, і з великих, якщо вони є самостійними. Висота рядка повинна бути не меншою 8 мм. Графу з порядковими номерами рядків до таблиці включати не треба.

Таблицю розміщують після першого згадування про неї в тексті таким чином, щоб її можна було читати без повороту переплетеного блоку пояснювальної записки, або з поворотом за годинниковою стрілкою. Таблицю з великою кількістю рядків можна перенести на інший аркуш. При перенесенні таблиці на інший аркуш над продовженням таблиці з правого боку робиться надпис «Продовження табл. …». Таблицю з великою кількістю граф можна ділити на частини і розмішувати одну частину під іншою в межах однієї сторінки. Якщо рядки або графи таблиці виходять за формат сторінки, то в першому випадку в кожній частині таблиць повторюють її головку, в другому випадку – боковик.

Якщо текст, який повторюється у графі таблиці, складається з одного слова, його можна заміняти лапками, якщо з двох або більше слів, то при першому повторенні його замінюють словами "Те ж», а далі лапками. Ставити лапки замість цифр, марок, знаків, математичних і хімічних символів, які повторюються, не слід. Якщо цифрові або інші дані в якому-небудь рядку таблиці не подають, то в ньому ставлять прочерк.

Формули. При використанні формул необхідно дотримуватися певних техніко-орфографічних правил.

Довгі і громіздкі формули, котрі мають у складі знаки суми, добутку, диференціювання, інтегрування, розміщують на окремих рядках. Це стосується також і всіх нумерованих формул. Для економії місця кілька коротких однотипних формул, відокремлених від тексту, можна подати в одному рядку, а не одну під одною. Невеличкі і нескладні формули, що не мають самостійного значення, вписують у середину рядків тексту.

Пояснення значень символів і числових коефіцієнтів треба подавати безпосередньо під формулою в тій послідовності, в якій вони дані. Значення кожного символу і числового коефіцієнта треба подавати з нового рядка. Перший рядок пояснення починають зі слова «де» без двокрапки.

Рівняння і формули треба виділяти з тексту вільними рядками. Вище і нижче кожної формули потрібно залишати не менше одного вільного рядку. Якщо рівняння не вміщується в один рядок, його слід перенести після знаку рівності (=) або після знаків плюс (+), мінус (–), множення (х) і ділення (:).

Нумерувати слід лише ті формули, на які є посилання у наступному тексті. Інші формули нумерувати не рекомендується.

Порядкові номери позначають арабськими цифрами в круглих дужках біля правого боку. Номер, який не вміщується у рядку з формулою, переносять у наступний нижче формули. Номер формули при її перенесенні вміщують на рівні останнього рядку. Якщо формула знаходиться у рамці, то

номер такої формули записують зовні рамки з правого боку напроти основного рядку формули. Номер формули-дробу подають на рівні основної горизонтальної риски формули.

Номери формул, розміщених на окремих рядках і об'єднаних фігурною дужкою (парантезом), ставляться праворуч від вістря парантеза, що заходиться в середини групи формул і направлено в сторону номеру.

Загальне правило пунктуації у тексті з формулами таке: формула входить до речення як його рівноправний елемент. Тому в кінці формул і в тексті перед ними розділові знаки ставлять відповідно до правил пунктуації.

Двокрапку перед формулою ставлять лише у випадках, передбачених правилами пунктуації; а) у тексті перед формулою є узагальнююче слово;

б) цього вимагає побудова тексту, що попереджує формулі.

Розділовими знаками між формулами, котрі йдуть одна за одною і не відокремлені текстом, можуть бути кома або крапка з комою безносередньо за формулою до її номера.

Розділові знаки при парантезі ставлять всередині парантеза. Після таких громіздких математичних виразів, як визначники і матриці, можна розділові знаки не ставить.

Загальні правила цитування та посилання на використані джерела. При написанні пояснювальної записки студент повинен давати посилання на літературні джерела, матеріали або окремі результати, які приводяться в роботі. Посилатися слід на останні видання публікацій. На більш ранні видання можна посилатися лише в тих випадках, коли у них є матеріал, який не включено до останніх видань.

Якщо використовують відомості, матеріали з монографій, оглядових статей, інших джерел з великою кількістю сторінок, тоді в посиланні необхідно точно вказати номери сторінок, ілюстрацій, таблиць, формул з джерел, на які подано посилення у курсовій роботі.

Посилання у тексті пояснювальної записки на джерела слід зазначити порядковим номером за переліком посилань, виділеним двома квадратними дужками, наприклад, «...у [2-5]...».

Посилання на ілюстрації курсової роботи вказують порядковим номером ілюстрації, наприклад, «рис. 2.4.».

Посилання на формули курсової роботи вказують порядковим номером формули в дужках, наприклад, «...у формулі (3.2)».

На всі таблиці курсової роботи повинно бути посилання в тексті, при цьому слово «таблиця» в тексті пишуть скорочено, наприклад, «...у табл. 2.3.».

У повторних посиланнях на таблиці та ілюстрації треба вказувати скорочено слово «дивись», наприклад: «див. табл. 2.2».

Не дозволяється у тексті застосовувати індекси стандартів (ДСТУ, ГОСТ, РСТУ, СТП) без реєстраційного номера.

Оформлення списку використання джерел. Список використання джерел – елемент бібліографічного апарату, який містить бібліографічні описи використаних джерел і розміщується після висновків.

Джерела можна розміщувати одним із таких способів: у порядку появи посилань у тексті (найбільш зручний для користування і рекомендований при написанні курсової роботи), в алфавітному порядку прізвищ перших авторів або заголовків, у хронологічному порядку.

Відомості про джерела, включені до списку, необхідно давати відповідно до вимог державного стандарту з обов'язковим наведенням назв праць. Зокрема, потрібну інформацію щодо згаданих вимог можна одержати із таких стандартів: ГОСТ 7-84 «Библиографическое описание документа. Общие требования и правила составления», ДСТУ 3582-97 «Інформація та документація. Скорочення слів в українській мові у бібліографічному описі. Загальні вимоги та правила». ГОСТ 7.12-93 «Библиографическая запись. Сокращение слов на русском языке. Общие требования и правила».

Додатки. Додатки оформлюють як продовження курсової роботи на наступних її сторінках, розміщуючи їх у порядку появи посилань у тексті курсової роботи.

Якщо додатки оформлюють на наступних сторінках курсової роботи, кожний такий додаток повинен починатися з нової сторінки. Додаток повинен мати заголовок, надрукований угорі малими літерами з першої великої симетрично відносно тексту сторінки. Посередині рядка над заголовком малими літерами з першої великої друкується слово «Додаток» і велика літера, що позначає додаток.

Додатки слід позначати послідовно великими літерами української абетки, за винятком літер Г, Є, І, Ї, Й, Щ Ч Ь, наприклад: додаток А, Додаток Б і т.д. Один додаток позначається як додаток

2. ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДОМКРАТІВ

Мета роботи. Вивчення конструкцій, принципів дії та визначення основних технічних параметрів різних типів домкратів.

Короткі теоретичні відомості. Домкратами називаються переносні пристрої, які призначені для підйому вантажів, машин і обладнання з малою швидкістю на невелику висоту, а також фіксації їх у певному полоненні, До основних переваг домкратів можна віднести простоту будови 1 надійність їх в експлуатації. При роботі їх розміщують під вантажем, що виключав використання додаткових пристроїв, необхідних при підвішуванні поліспастів ї талів. Ці переваги сприяють широкому застосуванню домкратів в різних галузях народного господарства, таких як будівництво суднобудування, залізничний і автомобільний транспорт. В сільському господарстві їх застосовують при лагодженні тракторів, комбайнів,

автомобілів та інших роботах.

Залежно від застосування розрізняють три основних типи домкратів: загального призначення, спеціалізовані та вмонтовані в машину. Останні в залежності від призначення носять також назви підйомного або регулювального механізмів. Домкрати загального призначення застосовують для піднімання вантажів масою від 0,5 до 300 т на порівняно невелику висоту – від 0,2 до 1 м, а також для підйому спеціальних видів вантажів або конструкцій. За принципом дії і конструктивними особливостями домкрати поділяються на рейкові (із зубчастими та важільними передачами), гвинтові, клинові, гідравлічні, пневматичні та комбіновані.

Привод у домкратів найчастіше буває ручний, а при необхідності швидкого піднімання використовують електричні.

В сільському господарстві широко розповсюдженні рейкові (рис. 1), гвинтові (рис. 2) і гідравлічні (рис. 3) домкрати, а на транспорті крім цих ще й пневматичні (рис. 4-5).

Практична робота № 1. Рейковий домкрат

Він вважається одним із самих простих і виконується у вигляді механізму лебідки з ручним приводом, в якому останнє зубчасте колесо розвернуте в зубчасту рейку, яка торцем піднімає вантаж. Його застосовують для підйому вантажів масою від 0,5 до 10 т на висоту до (300-400) мм. Принцип дії і будова рейкового домкрата (рис. 2.I) такі: в напрямних паралелях дерев'яного або стального кожуха 1 переміщується зубчаста рейка 2, на верхньому кінці якої шарнірно встановлена опорна голівка, яка сприймає силу тяжіння від вантажу. Нижній кінець рейки зігнутий під кутом 90° у вигляді лапи, пристосованої для піднімання низько розташованих вантажів. Рейка приводиться в рух від шестірні 3, яка приводиться в рух через зубчасті пари 4 та 6 за допомогою важеля 5.

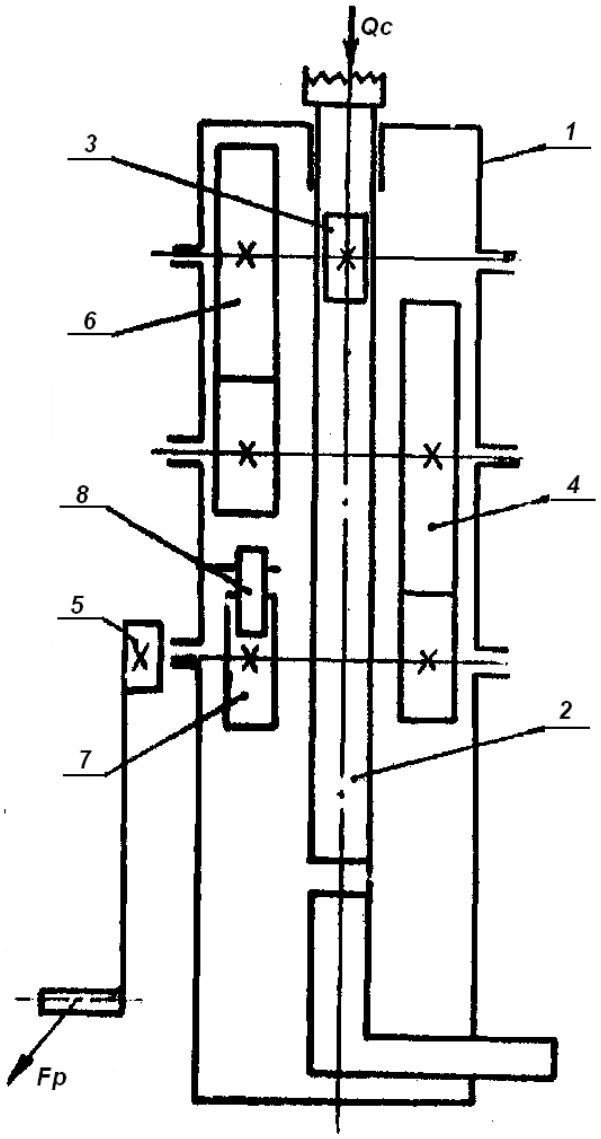


Рис. 2.1. Кінематична схема рейкового домкрата

Безпечність роботи досягається вмонтованим храповим механізмом.

Храповик 7 шорстко закріплений на валу важеля, а упорна заскочка шарнірно кріпиться на корпусі домкрата. З допомогою цього пристрою вантаж підтримується в піднятому положенні на будь-якій висоті.

Кількість зубчастих пар залежить від вантажопідйомності домкрата. При малій вантажопідйомності домкрат має одну зубчасту пару, а при більшій – дві і більше.

Вантажопідйомність на лапу приймають вдвічі меншу ніж на рейку, так як на лапи діє більший згинаючий момент. Шестірню 3, яка входить в зачеплення з рейкою, з метою зменшення діаметра, виконують з малою кількістю зубів (z = 4; 6; 8), а зуби коригують. Плече важеля беруть довжиною від 200 до 250 мм.

Значення ККД такого домкрата змінюється залежно від кількості пар зачеплення. При одній рейковій парі (рейка-шестірня) η = 0,80-0,85, при двох парах (шестірня-рейка та одна зубчаста пара) η = 0,69-0,70, а при трьох парах (рейка-шестірня і дві зубчасті пари) η = 0,50-0,55.

Вантажопідйомність домкрата і зусилля на важелі залежать від передаточного числа механізму, яке визначається так:

$$103 u = \frac{T_ш}{T_р \cdot \eta} = \frac{Q \cdot d_ш}{2 \cdot F_р \cdot R_р \cdot \eta}, \qquad (2.1)$$

де $T_ш$ – момент, створений вантажем на валу шестірні, що входить в зачеплення з рейкою;

$T_ш$ – крутний момент на валу рукоятки, створений робітником;

$F_р$ – сила, створена м′язами робітника;

$R_р$ – плече рукоятки; $d_ø$ – діаметр початкового кола шестірні: $d_ш = m \cdot z$:

m – модуль зачеплення;

z – число зубів шестірні, що зачіплюються з рейкою;

Q – вантажопідйомність домкрату.

Підставивши ці вирази у рівняння (2.1), можна визначити зусилля на важелі:

$$F_р = \frac{Q \cdot m \cdot z}{2 \cdot R_р \cdot \eta \cdot u}. \qquad (2.2)$$

Рейку домкрата розраховують за формулами складного опору; при підйомі голівкою на згин та стиск, при підйомі лапою – на згин і розтяг. При підйомі вантажу з опорою на лапу вантажопідйомність знижують на половину, так як виникає великий згинаючий рейку і лапу момент.

Варіанти завдань до практичної роботи №1

Варіант	m, мм	Q, кН	z	R_P, мм	u	η
1	2	10	12	300	28	0,55
2	4	8	14	400	32	0,50
3	5	6	16	500	36	0,52
4	6	5	18	600	40	0,53
5	8	4	20	500	25	0,70
6	10	3	22	400	24	0,70
7	12	5	24	300	22	0,65
8	10	6	20	400	20	0,75
9	8	8	18	350	8	0,82
10	6	10	16	400	7	0,84
11	5	12	14	350	6	0,85
12	4	14	12	300	5	0,81

Практична робота № 2. Гвинтові домкрати

Їх застосовують для підйому вантажів вагою від 0,3 до 50 т і більше, а також як спеціальні і вбудовані в машину пристрої. Вони надійні в роботі І безпечніші для обслуговуючого персоналу ніж рейкові домкрати.

Переваги гвинтових домкратів: можливість плавного підйому і опускання вантажу, наявність самогальмування, надійність і безпечність в роботі.

Недоліки: низький коефіцієнт корисної дії (ККД, 0,3–0,4) і відносно малі швидкості підйому (15-35 м/хв.). Гвинтовий домкрат не має спеціальних стопорних пристроїв, так що гвинт у нього самогальмуючий з кутом підйому гвинтової лінії 4-5 град. Такий малий кут значно впливає і на величину ККД таких домкратів. Гвинт домкрата виготовляють із сталі 35 або 40 ГОСТ 1050-88, а гайку із бронзи Бр.ОФ10-1 ГОСТ 613-79 або чавуну СЧ15 ГОСТ 1412-85. нарізь гвинта і гайки прямокутна (ГОСТ 9484-81) або трапецієподібна одновиткова (ГОСТ 10177-82).

Гвинтові домкрати працюють за принципом кінематичної пари гвинт-гайка. Переміщення гвинта здійснюється або обертанням його в нерухомій гайці або обертанням гайки при нерухомому гвинті. Для підвищення швидкості підйому в останньому випадку можна застосувати електропривод.

На рис. 2.2 наведено гвинтовий пляшковий домкрат ДВ-І, що має станину 1. В станині нерухомо закріплена гайка 2, в середині якої за допомогою важеля 3 обертається гвинт 4. Для зручності обслуговування важіль 3 має тріскачку, на осі якої шарнірно закріплено двосторонню заскочку 5. За допомогою упора 6 і пружини 7 заскочка 5 фіксується в певному положенні.

На верхній циліндричній частині гвинта 4 жорстко заклинюється храповик 8, за допоїмогою якого через заскочку 5 періодичними рухами важеля 3 гвинт має можливість обертатись в будь-якому напрямі. Вертикальне переміщення гвинта обмежується болтом 9 та шайбою 10.

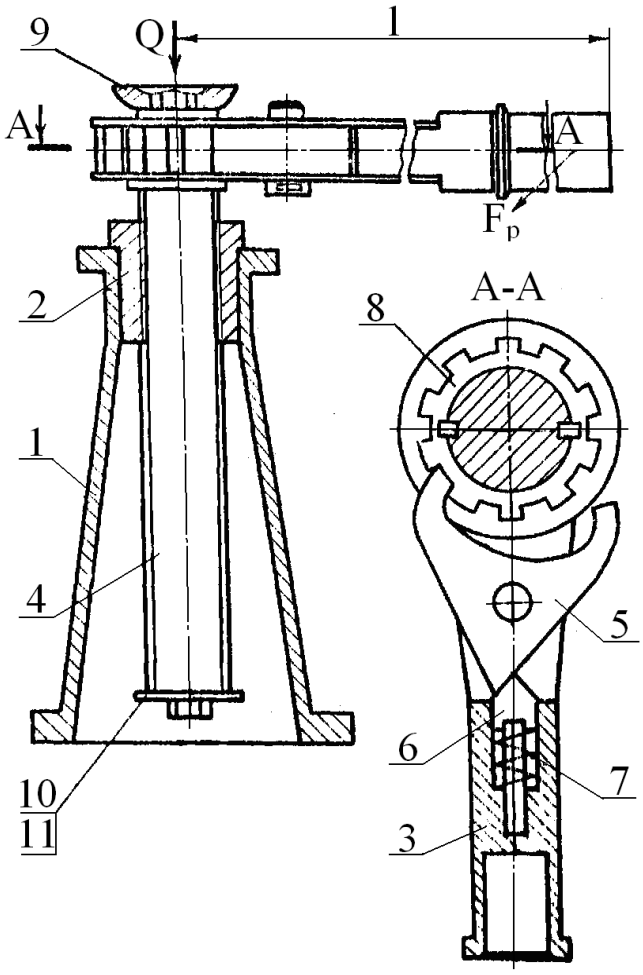


Рис. 2.2. Гвинтовий домкрат

Зусилля робітника на важелі визначають так, Н:

$$F_p = \frac{Q \cdot d_2 \cdot [tg(\varphi + \beta) + f \cdot d_{сер.оп}]}{4 \cdot L},$$

(2.3)

де Q – навантаження на домкрат; d_2 – середній діаметр нарізі; φ – кут тертя, $\varphi \approx 6^{\circ}$; β – кут підйому гвинтової нарізі, встановлений з умов самогальмування, $\beta = 4^{\circ}$; f – коефіцієнт тертя, $f = tg\varphi = 0{,}08 - 0{,}10$; $d_{сер.оп}$ – середній діаметр опорної голівки: $d_{сер.оп} = (D_1 + d_{отв})$; D_1 – зовнішній діаметр опорної голівки; $d_{отв}$ – внутрішній діаметр опорної голівки; L – довжина важеля.

Завдання до практичної роботи №2:

$L = 600\ мм$; $Q = 15; 20; 30; 40; 50; 60; 25; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 110\ кН$.

$d = 60\ мм$; $d_1 = 40\ мм$; $d_{сер.оп} = 30\ мм$; $D_1 = 80\ мм$; $d_2 = (d_1 + d)/2$.

Практична робота № 3. Гідравлічні домкрати

Цей тип домкратів в останній час здобув дуже широке розповсюдження завдяки таким перевагам, як велика вантажопідйомність (300-500) т, порівняно високий ККД (до 0,70-0,75), плавність підйому і опускання, можливість зупинки в будь-якому положенні.

Гідравлічні домкрати широко застосовують в будівництві, на транспорті, там, де немає можливості застосувати стаціонарні підйомні машини і необхідні великі зусилля.

Промисловість виготовляє спеціальні мастила для гідравлічних домкратів як амортизаційну рідину АМ-12т (ГОСТ 23008-78) та

дистиляційне масло для гідравлічних пристроїв типу АМГ-10 (ГОСТ 6794-75).

Крім того, робочою рідиною в домкратах може бути вода, суміш води із спиртом, гліцерин або веретенне масло (при низьких температурах), а також автол, дизельне масло. Останні масла, в основному, застосовують в навісних системах сільськогосподарських машин.

В домкратах застосовують їх в випадкових випадках, так як вони мають велику густину, яка впливає на величину ККД. При перекачуванні його із одного об'єму в інший необхідно прикладати великі зусилля.

За конструктивними признаками гідравлічні домкрати ділять на такі три основних типи:

- одинарні, що дозволяють піднімати вантаж на висоту, яка дорівнює довжині штока;

- телескопічні шток яких складається із кількох складових частин, що дозволяє збільшити висоту підйому в 2-3 рази порівняно з одинарними домкратами; при подачі робочої рідини під поршень проходить послідовне висування спочатку зовнішнього, а потім внутрішніх поршнів до упора заплечиків;

- безперервні, які являють собою конструктивну різновидність гідравлічного домкрата, у якого при підйомі вантажу рухається циліндр. Основна перевага такого домкрата полягає в можливості підйому вантажу на висоту, що перевищує величину ходу циліндра.

Гідравлічні домкрати виконуються у вигляді двох сполучених резервуарів I і 2, обладнаних поршневим насосом 3 і клапанами (рис. 2.3).

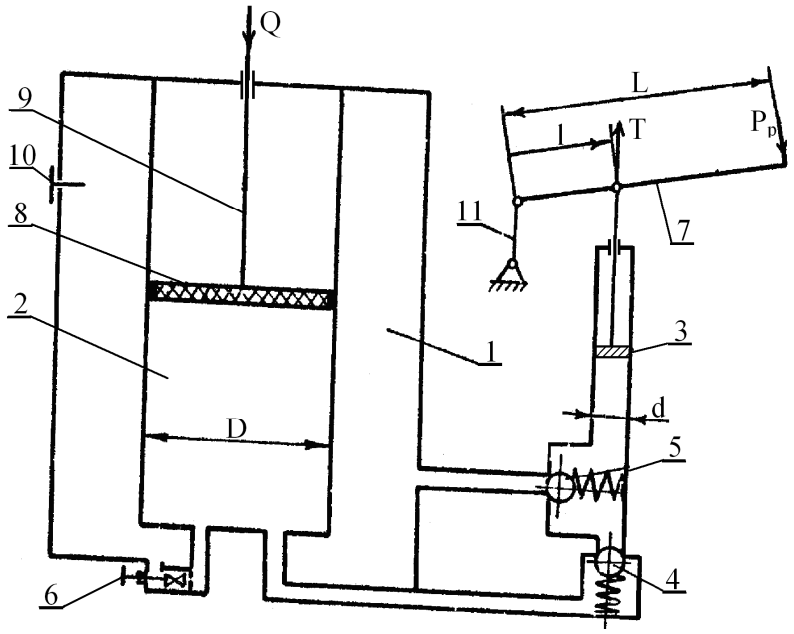


Рис. 2.3. Схема гідравлічного домкрата

Домкрат має три клапана: нагнітаючий 4, всмоктувальний 5 і перепускний 6. Резервуар 1 є баком для робочої рідини, а резервуар 2–робочим циліндром великого діаметра. Насос 3 має плунжер малого діаметра і приводиться в рух за допомогою важеля 7.

При роботі домкрат розташовують під вантажем або машиною. Рухом важеля плунжер насоса засмоктав рідину із резервуара і подає його в циліндр під поршень з наконечником і манжетою 8, який через шток 9 натискує на вантаж Q.

Так відбувається підйом. Опускання вантажів виконується з допомогою перепускного клапана 6, при відкручуванні якого вантаж витісняє рідину з циліндра 2 назад до резервуару 1. Для заповнення резервуара 1 робочою рідиною служить пробка 10, а тяга 11 з′єднає важіль 7 з корпусом домкрата.

Загальне передаточне число гідродомкрата визначається за такою формулою:

$$u = \frac{D^2 \cdot L}{d^2 \cdot l}, \qquad (2.4)$$

де D – діаметр циліндра, мм;

d – діаметр поршня насоса, мм;

L і l – відповідно довжина важеля і виліт кулачка, мм.

Основна силова залежність домкрата записується так:

$$Q = F_p \cdot u \cdot \eta. \qquad (2.5)$$

Тут Q – вантажопідйомність домкрата, Н;

F_p – зусилля на важелі, Н; η – коефіцієнт корисної дії.

Зусилля робітника на важелі при відомій вантажопідйомності та геометричних розмірах і ККД:

$$F_p = \frac{Q \cdot d^2 \cdot l}{D^2 \cdot L \cdot \eta}. \qquad (2.6)$$

Варіанти завдань до практичної роботи №3

Варіант	Q, кН	d, мм	D, мм	l, мм	L, мм	η
1	300	10	300	10	600	0,70
2	350	15	400	15	700	0,75
3	400	18	500	18	750	0,70
4	450	20	600	20	800	0,72
5	500	20	500	20	850	0,74
6	400	15	400	15	800	0,75
7	300	12	300	12	750	0,76
8	550	25	400	25	700	0,74
9	500	20	350	20	600	0,75
10	250	15	400	15	600	0,74
11	300	20	350	20	500	0,73
12	350	25	300	25	550	0,72

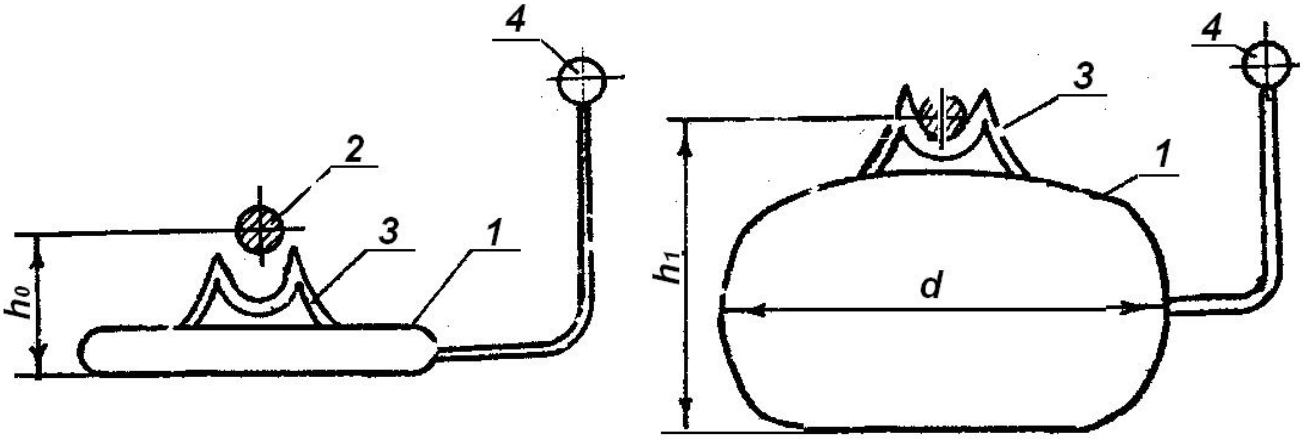
Практична робота № 4. Пневматичні домкрати

Такі домкрати мають гнучкі оболонки і застосовують, як правило, для піднімання автомобілів, вагонів, тракторів та інших транспортних засобів при їх ремонті, заміні коліс, вальниць кочення, сходження вагонів з рейок, буксуванні автомобіля на непрохідних дорогах та інших подібних випадках. Ці домкрати успішно використовують при підніманні транспортних засобів

на слабких грунтах і в обмежених умовах.

На будівельних майданчиках такими домкратами можна створювати опори змінної висоти. Залежно від висоти піднімання вантажу і форми його опорної поверхні пневматичні домкрати можуть виконуватись з одним, двома і більше гнучкими елементами, з насадкою або без неї.

Пневматичні домкрати (рис. 2.4, а, б) підводять так, щоб насадка 3 розмістилась під осью 2 і відкривають кран 4. Тоді в оболонку 1 поступає стиснуте повітря або газ. Оболонка розширюється і піднімає вісь транспортного засобу.



а) б)

Рис. 2.4. Пневматичні домкрати

При досягненні необхідної висоти кран 4 перекривають і дальше підйом вісі 2 припиняється. Після завершення ремонтних робіт, наприклад, заміни колеса, газ із оболонки випускають до атмосфери, а пневматичний домкрат виводять з-під осі транспортного засобу. Якщо вантаж має плоску опорну поверхню, то для його піднімання можна використовувати оболонку без насадки 3.

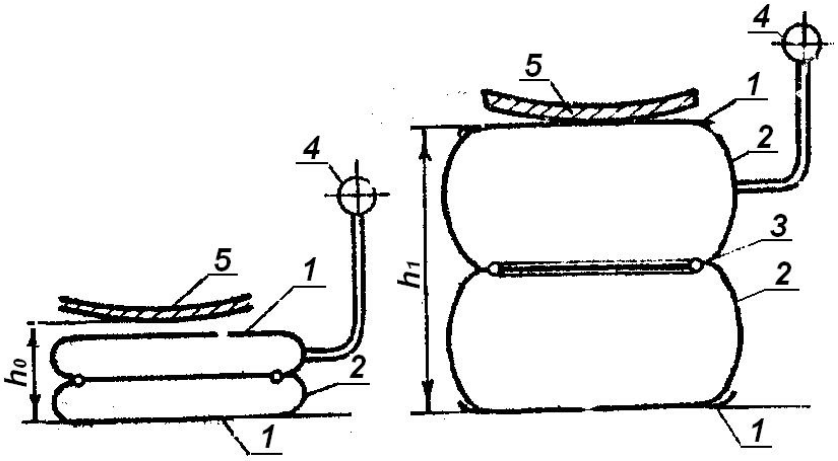


Рис. 2.5.Двоелементний м’який пневматичний домкрат

Пневматичний домкрат без жорстких щитів наведено на рис. 2.5. Посередині циліндра пневматичного домкрату розміщено пружне гумове кільце 3, що забезпечує складання оболонки. В складеному стані пневматичний домкрат підводять під вантаж 5, а в оболонку за допомогою крана 4 подають газ, наприклад, від випускної труби автомобіля або від гальмівної пневматичної системи.

Піднімальна частина 1 впирається об нижню частину (площину) і

піднімає його вгору. При досягненні необхідної величини підйому за допомогою крана 4 перекривають доступ газів до оболонки і вантаж зупиняється на необхідної висоті. Якщо випускати газ з оболонки, то вантаж буде опускатись, а оболонка складатись.

Для підіймання легкового автомобіля пневматичний домкрат має такі розміри: діаметр оболонки 600 мм, висота в робочому стані 600 мм. При виготовленні його з прогумованого корду (двошарового гетера) або капрону маса пневматичного домкрату не перевищує (60-70) Н, а підіймальна сила з використанням відпрацьованих газів становить 15 кН.

3. ВАНТАЖОПІДЙОМНІ МАШИНИ

Практична робота № 1. Вивчення конструкції та методики вибракування стальних канатів

Мета роботи. Ознайомитися з пристроями стальних дротяних канатів. Практично засвоїти методику вибраковки стальних канатів.

Обладнання та інструменти: зразки канатів довжиною 200-500 мм різного типу, конструкції, відділені; штангенциркуль; лінійка; лупа кратністю 5-10; мікрометр; зразки канатів з розкрученими кінцями; плоскогубці.

Зміст звіту: 1. Поперечний переріз, вид і направлення звивання зразка канату, що вивчається, з вказівкою кроку звивання.

2. Тип і конструкція каната, вид сердечника.

3. Дані вимірювань: діаметр дротин каната.

4. Показники, по яких виконується вибраковка зразка.

5. Висновки за результатами вибраковки каната: канат придатний чи непридатний до роботи.

Теоретичні положення. Стальні канати в підйомно-транспортних машинах (ПТМ) використовуються в якості тягового або вантажного гнучкого елементів. Канати відносяться до найбільш відповідальних елементів машин і тому до них виносять високі вимоги по надійності, довговічності і стійкості.

Сталеві дротяні – найбільш розповсюджений гнучкий елемент ПТМ для підвішування вантажів, що піднімаються, чи передачі тягового зусилля. Їх виготовляють зі сталевого дроту діаметром 0,2...4 мм із границею міцності на розтягання до 2600 МПа, отриманого методом холодного волочіння з додатковою термічною і хімічною обробкою.

Для машин, що працюють у сухих приміщеннях, застосовують канати зі світлого (не покритої іншими металами) дроту. Для роботи в сирих приміщеннях канати виготовляють з оцинкованого дроту для захисту їх від корозії.

Застосування дроту з низьким значенням границі міцності (маркувальної групи) приводить до збільшення діаметра каната, а з більш високим значенням - до зниження строку служби каната через збільшення жорсткості дротів. Рекомендується застосовувати канати з маркувальною групою (1568-1764) МПа.

Канат складається із дротяних сталок (рис. 3.1-3.10), які звити навколо сердечника на канатов'юшечних машинах. Проволока діаметром (0,5-3,5) мм із сталі марки 35–85, яка використовується для виготовлення канатів, гартується шляхом холодного протягуваня в фільєрах, термічної або хімічної обробки і має підвищену міцність.

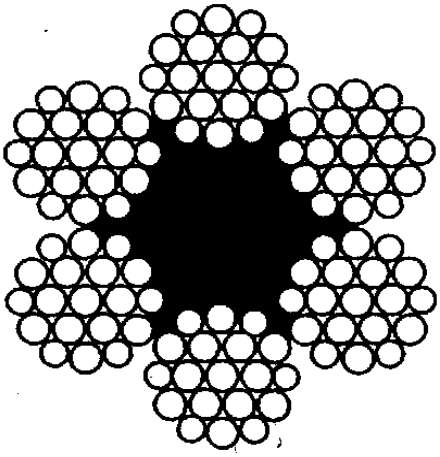


Рис. 3.1. Канат подвійного звивання конструкції 6х19(1+6+6/6)+1 о.о.

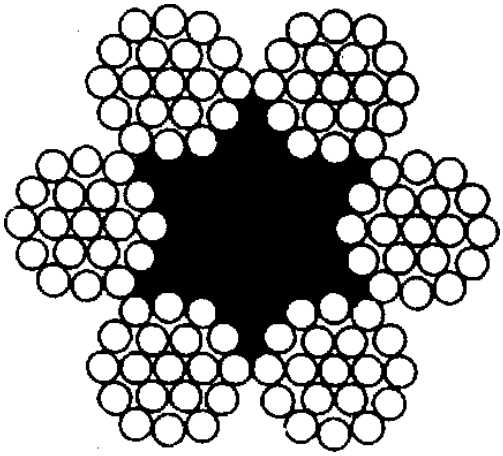


Рис. 3.2. Канат подвійного звивання конструкції 6х19(1+6+12)+1о.о.

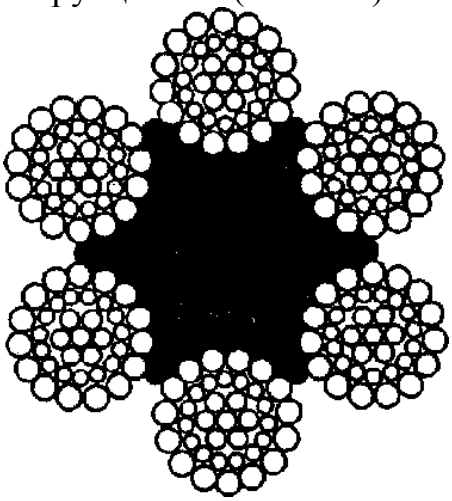


Рис. 3.3. Канат подвійного звивання конструкції
6х37 (1+6+15+15) +1 о.о.

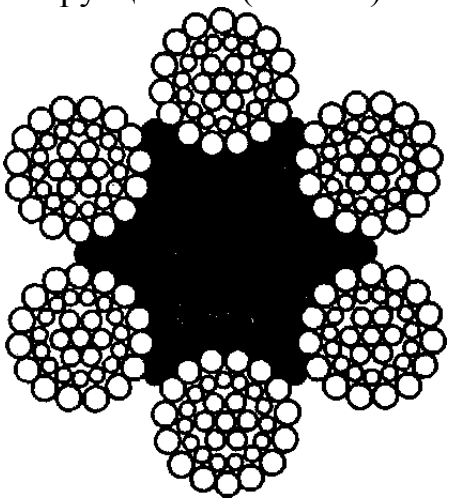


Рис. 3.4. Канат подвійного звивання конструкції
6х19 (1+9+9) + 7х7 (1+6)

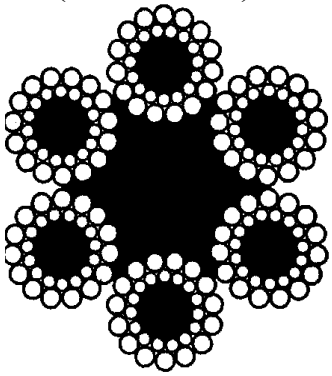


Рис. 3.5. Канат подвійного звивання конструкції 6х30 (0+15+15) +7 о.о.

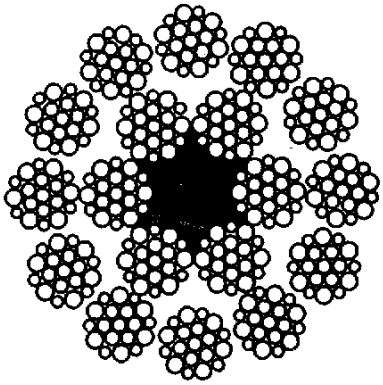


Рис. 3.6. Канат подвійного звивання конструкції
18х19 (1+6+6/6) +1 о.о.

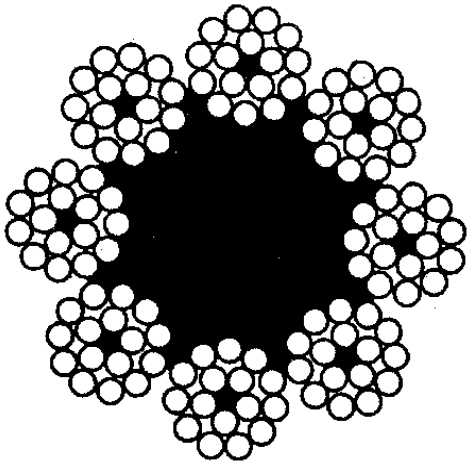


Рис. 3.7. Канат подвійного звивання конструкції
8х16 (0+5+11) +9 о.о.

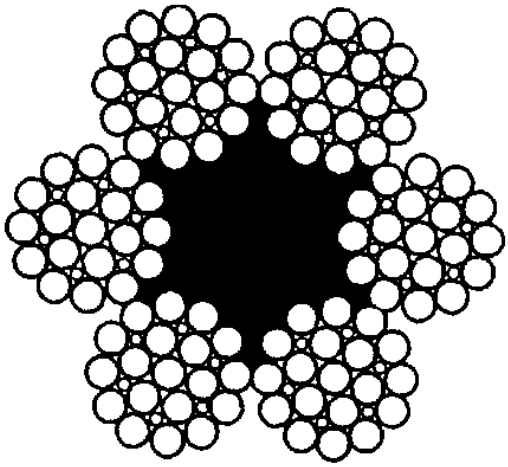


Рис. 3.8. Канат подвійного звивання конструкції
6х25 (1+6; 6+12) +1 о.о.

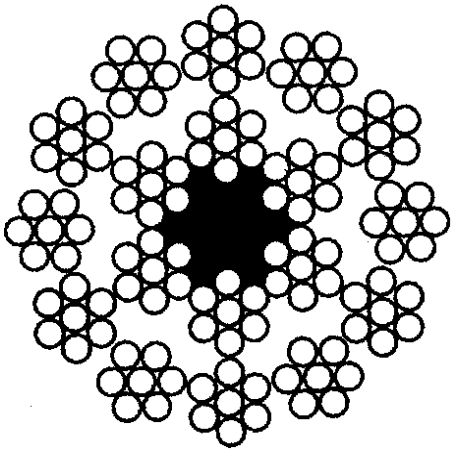


Рис. 3.9. Канат подвійного звивання конструкції
18х7 (1+6) +1 о.о.

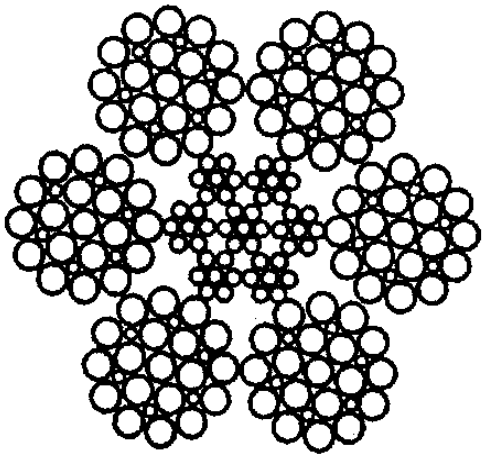


Рис. 3.10. Канат подвійного звивання конструкції
6х19 (1+6+6/6)+7х7 (1+6) о.о.

Канати поділяються по ознакам:

- по призначенню: вантажолюдські–**ВЛ**; вантажні–**В**;
- по механічним властивостям проволоки: вищої марки–**В**; першої марки–**1**;
- по виду покриття поверхні проволоки: із проволоки без покриття; із оцинкованої проволоки:
- для особливо жорстких агресивних умов роботи–**ОЖ**;
- для жорстких агресивних умов роботи–**Ж**;
- для середніх агресивних умов роботи–**С**;
- по напряму звивання: правої (рис. 3.11, б, г, е); лівої–Л (рис. 3.11, а, в, д).

Вибір каната по напряму звивання виконується виходячи із вимог, щоб в процесі роботи канат не розкручувався. Якщо виконавчий орган (наприклад, грейфер) підвішується на двох і більше гілках, то на кожну гілку беруть

канат з протилежним напрямом звивання, що виключає можливість скручування між собою гілок каната.

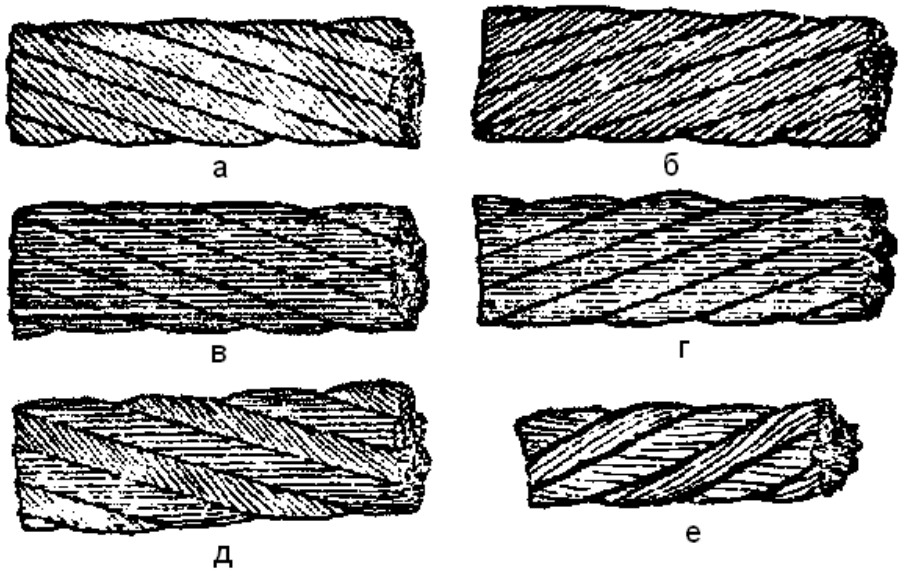


Рис. 3.11. Види звивання канатів

По поєднанню напрямків звивання елементів каната: хрестової; односторонній–**О**; комбіневаної–**К**. Якщо дротини в сталки і сталки в канат звиваються в одному і тому ж напрямку, то такі канати називаються з одностороннім звиванням (рис. 3.11, а, б). Якщо дротини звиваються в сталки в одному напряму, а сталки в канат звиваються в протилежному-хрестове звивання (рис. 3.11, б, г). Комбінована – напрям звивання в суміжних звиваннях протилежний (рис. 3.11, д, е). Найбільш широке застосування в ПТМ знайшли шести звивни канати з хрестовим звиванням, так як вони мають більшу стійкість проти розкручування під час роботи;

По способу звивання: нерозкрутний–**Н**; розкрутний–**Р**.

По точності виготовлення: нормальної; підвищеної–**Т**.

По конструктивному виконанню: канати виготовляють із дротин одного діаметра, та з дротин різного діаметра – «компаунд». Останні більш міцні, оскільки у них площа заповнення металом на (5-10) % вища, ніж у канатів з дротин одного діаметра, але мають більшу жорсткість.

У ПТМ застосовують переважно канати подвійного звивання. Спочатку дроти звивають у сталки навколо центрального дроту, а потім сталки звивають у канат навколо осердя. Число дротів у сталці і сталок у канаті може бути різним. Частіше використовуються шестисталкові канати з числом дротів у сталці 19 і 37.

Осердя самого каната може бути сталевим (рисунок до ГОСТ 7669-80) чи органічним волокнистим (рисунок до ГОСТ 2688-80), виготовленим з пеньки або з пряжі нейлону, капрону. При роботі в умовах підвищених температур використовуються осердя з волокон азбесту.

Канати зі сталевим осердям застосовуються при багатошаровій навивці на барабан, оскільки при цьому канат не втрачає форми під впливом навантаження від витків, що лежать вище, а також при роботі в умовах високих температур. Канати з органічним осердям більш гнучкі, ніж канати зі сталевим осердям, і краще утримують мастило.

Залежності від взаємного розташування дротин між шарами в сталки розрізняють типи канатів:

ТК – з точковим дотиком дротин, коли дротини одного шару не паралельні дротинам іншого шару сталки;

ЛК – з лінійним дотиком, дротини суміжних шарів паралельні;

ТЛК – з точково-лінійним дотиком дротин в сталки.

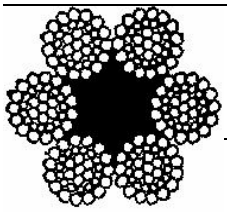
В вантажопідйомних машинах широко використовуються канати типу **ЛК-0**, що складаються з двох сталок з однаковим числом і однаковим діаметром дротин кожного шару, і канати типу **ЛК–Р**, звиті з комбінованих сталок, в яких зовнішні шари сталки складаються із шести тонких, та шести товстих дротин (тобто різного діаметра), які чергуючись, дозволяють більш заповнити простір між дротинами (див. рис. 2.6-2.15).

По виду осердя: канати з органічним (пеньковим, азбестовим) чи стальним осердям (дріт або стальні сталки). Найбільше розповсюдження отримали гнучкі стальні канати з пеньковим, промасленим осердям, що являється основою, та утримує мастило, запобігає тертю сталок.

По виду обробки: канати без попередньої механічної обробки-попередньо деформовані, шляхом пропускання їх через філь'єри. При цьому знімаються внутрішні напруження, що намагаються розкрутити канат, забезпечується рівномірне розподілення зусиль, що розтягують, між дротинами і канатом в цілому.

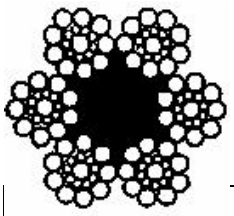
По виду захисного покриття: канати, що не мають антикорозійного покриття (основний вид канатів) та з покриттям, наприклад цинковим, алюмінієвим. В канатах, що працюють в агресивному середовищі, використовується дріт із нержавіючої сталі.

Канати типу ЛК мають кілька різновидів:



ТЛК–0 із точковим і лінійним дотиком дротів у сталках.
Канат подвійного звивання типу ТЛК−О
конструкції 6×37(1+6+15+15) + 1о.с. за ГОСТ 3079-80.

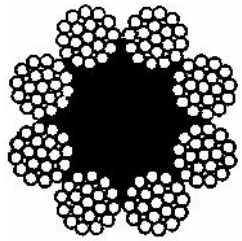
каната, мм	Розрахункова площа всіх дротів, мм^2	Розривне зусилля каната в цілому, Н, не менш при маркувальних групах, МПа (кг/мм^2)		
		1568 (160)	1666 (170)	1764 (180)
11,5	47,01	62600	66500	68750
13,5	66,56	88650	94200	97100
15,5	85,54	113500	121000	124000
17,0	106,94	142000	151000	155500
19,5	135,54	180000	191500	197000
21,5	167,64	222500	237000	244500
23,0	193,86	258000	274000	283000
25,0	225,39	300000	318500	328500



ЛК– 0-дроти окремих шарів сталки мають однаковий діаметр.

Канат подвійного звивання типу ЛК – О
конструкції 6 × 19 (1+9+9) + 1о.с. за ГОСТ 3077-80.

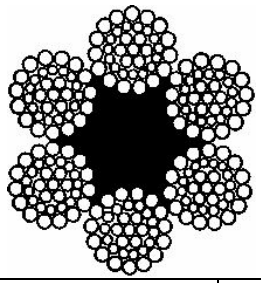
Діаметр каната, мм	Розрахункова площа всіх дротів, мм^2	Розривне зусилля каната в цілому, Н, не менш при маркувальних групах, МПа (кг/мм^2)		
		1568 (160)	1666 (170)	1764 (180)
11,5	49,67	66150	70300	72450
12	54,07	72000	76500	78850
13	60,94	81100	86150	88700
14	73,36	97750	103500	106500
15	86,95	115500	122500	126500
16,5	101,68	135000	143500	147500
17,5	117,58	156000	166000	171500
19,5	139,69	183000	197000	203500



ЛК–З-між двома шарами дротів розміщаються заповнюючи дроти меншого діаметра.

Канат подвійного звивання типу ЛК-З
конструкції 6 × 25 (1+6; 6+12) +1о.с. за ГОСТ 76650-80.

Діаметр каната, мм	Розрахункова площа всіх дротів, мм^2	Розривне зусилля каната в цілому, Н, не менш при маркувальних групах, МПа, (кгс·мм^2)		
		1568 (160)	1666 (170)	1764 (180)
16	95,58	126500	134500	139500
17,5	115,72	153500	163500	169000
19,5	137,81	183000	194500	201000
21	161,81	215000	228500	236500
22,5	188,50	250500	266500	275000
24	216,42	288000	305500	316500
25,5	246,27	327500	348000	360000
27,5	278,10	369500	393000	406500

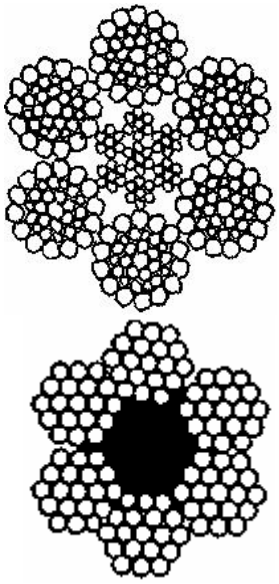


ЛК–РО (ГОСТ 7658-80 і ГОСТ 7669-80) - дроти різного й однакового діаметрів по окремих шарах сталки.

Канат подвійного звивання типу ЛК – РО
конструкції 6 × 36 (1+7+7/7+14) +1о.с. за ГОСТ 7658-80.

Діаметр каната, мм	Розрахункова площа всіх дротів, мм^2	Розривне зусилля каната в цілому, Н, не менш при маркувальних групах, МПа (кг/мм^2)		
		1568 (160)	1666 (170)	1764 (180)
11,5	51,96	66750	70950	75100
13,5	70,55	90650	96300	101500

18	125,78	161500	171500	175500
20	153,99	197500	210000	215000
22	185,10	237500	252500	258500
23,5	215,94	277000	294000	304000
25,5	252,46	324000	344000	352500
27	283,79	364500	387500	396500



Канат подвійного звивання типу ЛК – РО конструкції 6 × 36 (1+7+7/7+14) + 7×7 (1+6) за ГОСТ 7669-80

Діаметр каната, мм	Розрахункова площа всіх дротів, мм^2	Розривне зусилля каната в цілому, Н, не менш при маркувальних групах, МПа (кгс·мм^2)		
		1568 (160)	1666 (170)	1764 (180)
14,5	96,36	120500	128000	130000
16	121,86	152000	162000	165000
17,5	145,02	181500	193000	196000
19,5	179,07	224000	238500	242500
21	213,39	267500	284000	289500
23	251,21	315000	334500	341000
25	292,09	366000	389000	369000
26,5	327,43	410000	436000	444000

ЛК-Р – дроти у верхньому шарі сталки двох різних діаметрів. Канат подвійного звивання типу ЛК – Р конструкції 6 × 19 (1+6+6/6) + 1о.с. за ГОСТ 2688 - 80.

Діаметр каната, мм	Розрахункова площа всіх дротів, мм^2	Розривне зусилля каната в цілому, Н, не менш при маркувальних групах, МПа, (кгс·мм^2)		
		1568 (160)	1666 (170)	1764 (180)
8,3	26,15	34800	36950	38150
9,1	31,18	41550	44100	45450
12	53,87	71750	76200	78550
13	61,00	81250	86300	89000
14	74,40	98950	105000	108000
18	124,73	166000	176000	181000
21	167,03	222000	236000	243500
22,5	188,78	251000	267000	275000

Канати з лінійним дотиком мають краще заповнення перерізу, вони більш гнучкі і зносостійкі, витримують велике число змінних вигинів. Термін служби канатів типу ЛК значно вище строку служби канатів типу ТК.

По роду звивання виготовляють звичайні (що розкручуються) і канати, що не розкручуються.

У канатах, що не розкручуються, кожен окремий дріт і кожна сталка перед звиванням заздалегідь одержують форму, що відповідає їх положенню в канаті, тобто канат звивається з закручених (попередньо деформованих) дротів і сталок. Тому в ненавантаженому стані дроти не відчувають

внутрішніх напружень і не розкручуються. Термін служби цих канатів більший, ніж канатів, звитих з недеформованих дротів.

По сполученню напрямків звивання елементів канати випускають хрестового й однобічного звивання.

У канатах однобічного звивання напрямок навивки дротів у сталках і сталок у канаті тій самий; у канатах хрестового звивання цей напрямок протилежний. Поверхня канатів однобічного звивання більш рівна, площа перерізу в них заповнена краще, вони більш гнучкі і довговічні. Однак оскільки під дією навантаження, що розтягує, канати однобічного звивання можуть розкручуватися, вони непридатні до використання в тих випадках, коли вантаж вільно підвішують на одній гілці. Завдяки великій структурній міцності канатів хрестового звивання вони застосовуються при багатошаровій навивці на барабан.

Для зменшення зносу і корозії канати покривають мастилом-технічним вазеліном, канатною маззю і графітовими мастилами. Ці види змащень міцно пристають до поверхні дротів, не знімаються при експлуатації, проникають до центра каната і пасом, мають здатність наноситися тонкою плівкою і швидко застигати, не випаровуються і не затвердіють згодом, не містять лугів, кислот і інших кородуючих елементів.

Ступінь спрацювання каната і необхідність його заміни визначають по числу обірваних дротів у зовнішніх шарах сталок на довжині одного кроку звивання.

Для визначення кроку звивання на поверхні якої-небудь сталки наносять мітку, від якої відраховують уздовж осі каната стільки сталок, скільки їх мається в перерізі каната, і на наступної після відліку сталці (сьомій для шестисталкового канату) наносять другу мітку. Відстань між мітками-крок звивання.

Приклади умовних позначень канатів: канат діаметром 12,0 мм, вантажолюдського призначення, із проволоки без покриття, марки В, лівого одностороннього звивання, нерозкрутний, підвищеної точності, маркувальної групи 1770 Н/мм^2:

Канат 12–ГЛ–В–Л–Щ–Н–Т–1770 ГОСТ 2688–80;

Теж саме, діаметром 32,0 мм, вантажного призначення, марки 1, оцинковний по групі ОЖ, правого хрестового звивання, нерозкрутний, нормальної точності, маркувальної групи 1370 Н/мм^2:

Канат 32–Г–1–ОЖ–Н–1370 ГОСТ 2688–80.

ЛК-6х19+1о.с.–тип каната ЛК, конструкція–канат шести сталковий з 19-тю дротинами в кожній сталки та одне органічне осердя;

ТК-18х-19+1о.с.–з точковим дотиком (ТК) дротин між шарами в сталки, в кожній із 18 сталки, розміщено по 19 дротин та одне органічне осердя;

ЛК-0-6х19+7х7– канат з лінійним дотиком дротин (ЛК) в сталки, кожна із шести сталок виконана із дротинок одного діаметру і однакової кількості,

кількість дротинок в сталки 19, стальне осердя складається із семи сталок по сім дротин в кожній;

ЛК-Р-6х36+1о.с.– канат з лінійним дотиком (ЛК) дротин в сталки, шести сталковий, кількість дротин в сталки 36, одне органічне осердя (див. рис. 3.1-3.10).

Канати підбирають розрахунком по розривному зусиллю S і коефіцієнту запасу міцності К по формулі:

$$S \geq P \cdot K,$$

де Р–навантаження на канат без урахування динамічних зусиль, Н.

Коефіцієнт К регламентується залежно від призначення механізму, режиму його роботи, виду приводу (ручного, механізованого) та ін. По знайденому розривному зусиллю S вибирають діаметр каната потрібного типу по стандарту.

Залежно від спочатку встановленого запасу міцності для кожної конструкції каната правилами Держгіртехнагляду встановлені норми числа обривів, при перевищенні яких канат повинний бути забракований. Число обірваних дротів визначається або методом візуального контролю, або з застосуванням електромагнітного дефектоскопа. При зносі (чи корозії), що досягли 40% і більш ніж первісний діаметр дротів, канат повинний бути забракований.

Переваги сталевих канатів, що забезпечують їхнє переважне застосування у вантажопідіймальних машинах, - плавність і безшумність роботи при будь-яких швидкостях, гнучкість у всіх напрямках і надійність у роботі, оскільки по числу дротів, що обірвалися, можна встановити ступінь зношеності каната, відносно мала погонна вага. Пружність приводить до істотного зниження динамічних навантажень при пуску і гальмуванні внаслідок демпфірування поштовхів, сприйманих краном**.**

Методика вибракування каната. Канати повинні мати гнучкість, не сплющуватись, та не розкручуватись в процесі роботи. Канати зазнають складного напруженого стану: розтяг, закручення, прогин і т. д.

Під час експлуатації, щоденно перед початком роботи, виконується візуальний огляд канатів з наступним записом результатів огляду в вахтовому журналі.

Під час експлуатації, щоденно перед початком роботи, виконується візуальний огляд канатів з наступним записом результатів огляду в вахтовому журналі.

1. Вибраковка стальних канатів виконується по числу обривів дротин на довжині одного кроку звивання. Крок звивання (рис. 3.12) – це відстань між двома мітками (крапками) вздовж центральної осі каната, в межах якого вміщується стільки сталок, скільки їх є в зовнішньому шарі каната.

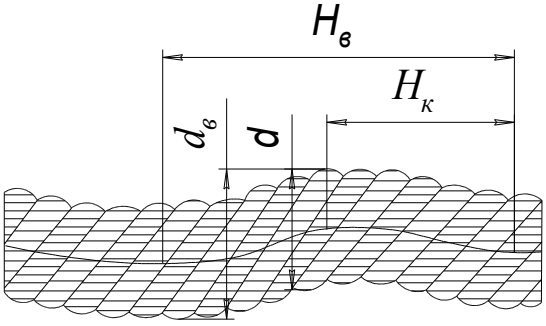


Рис. 3.12. Крок звивання канатів

2. Вибраковка каната, виготовленого із дротів різного діаметра, проводиться згідно даних, приведених в першому рядку табл. 3.1, причому, число обривів як норма вибраковки приймається за умовне. При підрахунку обривів тонких дротин приймається за 1, а обрив товстих дротів – за 1,7. Наприклад, якщо на довжині одного кроку звивання каната при початковому коефіцієнті запасу міцності до 6, є шість обривів тонких дротин і п’ять обривів товстих, то умовне число обривів складає більш 12: 6·1+5·1,7=14,5 і, як наслідок, канат вибраковується.

3. Якщо вибраковується канат, конструкція якого не вказана в табл. 3.1, то число обривів знаходять із даних, розміщених в цій же таблиці для каната, найближчого по числу сталок та дротинок в перерізі. Наприклад, для каната конструкції 8·19=152 з одним органічним осердям, найближчим являється канат 6·19=114.

Таблиця 3.1. Число обривів проволок на довжині одного кроку звивання, при якому канат повинен вибраковуватись

Початковий коефіцієнт запасу міцності при встановленому Правилами [7] відношенні: $D_б/d_к$:	Конструкція канатів							
	6х19=114 та одне органічне осердя		6х37=222 та одне органічне осердя		6х61=366 та одне органічне осердя		18х19=342 та одне органічне осердя	
	Число обривів дротин на довжині одного кроку залежно від виду звивання:							
	хрестова	одностор.	хрестова	одностор.	хрестова	одностор.	хрестова	одностор.
до 6;	12	6	22	11	18	36	36	18
більше 6 до 7;	14	7	26	13	19	38	38	19
більше 7.	16	8	30	15	20	40	40	20

Тут $D_б$ – діаметр барабана, мм; $d_к$ – діаметр каната, мм.
Значення $D_б$ і $d_к$ на заняттях вказується викладачем.

Для знаходження ознак вибраковки, потрібно дані табл. 3.1 для каната 6х15=114 дротин–з одним органічним осердям помножити на коефіцієнт 96:72=1,33, де 96 і 72 – число дротин в зовнішніх шарах сталок одного та інших канатів. Число дротин в зовнішніх шарах сталок береться із відповідного стандарту або знаходиться шляхом підрахунку на канаті.

Канати вантажопідйомних машин, призначених для піднімання людей, а також транспортуючих розплавлений метал, вибухові, вогненебезпечні матеріали, вибраковують при числі обривів дротин на одному кроку звивання вдвічі менше, ніж вказано в табл. 3.1.

Вибраковка канатів при наявності поверхневого спрацювання чи корозії виконується на одному кроку звивання по числу обривів дротин, згідно вимог приведених в табл. 3.2.

Таблиця 3.2. Норми вибраковки каната залежно від поверхневого спрацювання чи корозії

Зменшення діаметра дротинок в результаті поверхневого спрацювання чи корозії, %	Число обривів дротинок на кроці звивання в % (відсотках від норм, вказаних в табл. 3.1)
10	85
15	75
20	70
25	60
30 і більше	50

При спрацюванні чи корозії, що досягли 40% і більше початкового діаметру дротин, канат вибраковується. Канат не допускається до використання в тому випадку, коли одна із його сталок має обрив.

Послідовність виконання роботи.

1.Ознайомитися з усіма видами канатів, що є в лабораторії, відзначити визначені особливості кожного з них.

2. Детально вивчити зразок каната (видається викладачем).

3. Визначити тип і конструкцію каната, число дротин в сталки, кількість сталок, вид контактів між дротинами в сталці, вид осердя.

4. Відзначити крок звивання і візуально визначити вид і направлення звивання каната.

5. Вимірити діаметри канатів і, визначивши параметри, заповнити табл. 3.3 звіту.

Визначити основні характеристики канатів:

розрахункове розривне зусилля всіх дротів, Н:

$$F_{\text{ðîçð}} = \text{À}_{\text{ñ}}\sigma_{\text{â}},$$

де A_c − сумарна площа перерізу дротів, мм^2;

$\sigma_в$ − границя міцності матеріалу дротів, МПа (маркувальна група), задається викладачем;

Виявити розривне зусилля каната відповідно до таблиць (стор. 24-26) при заданої маркувальній групі $F_{ГОСТ}$, Н;

Визначити коефіцієнт використання міцності каната.

6. Візуально відзначити наявність або відсутність захисного покриття дротин у канаті.

7. За допомогою лупи перевірити наявність або відсутність корозії дроту, сталок або каната в цілому.

8. Виконати мікрометром контрольні вимірювання діаметра дроту в сталки, яка вражена корозією.

Таблиця 3.3. Журнал роботи

Ескіз перерізу каната і його номер				
Номер каната				
Діаметр каната, мм				
Кількість сталок				
Сполучення напрямків звивання (однобічна чи хрестова)				
Крок звивання каната, мм				
Тип осердя (МО чи ОО)				
Кількість дротів у сталці				
Тип каната і ГОСТ на нього				
Сумарна площа перетину всіх дротів каната A_c, мм^2				
Розрахункове розривне зусилля всіх дротів $F_{\text{ðîçð}} = \text{À}_{\text{ñ}}\sigma_{\text{â}}$, Н				
Розривне зусилля за таблицями (стор. 24-26), Н				
Коефіцієнт використання міцності $К=F_{станд}/ F_{розр}$				

9. Виконати вибраковку зразка каната з урахуванням вимог даних табл. 3.1 і 3.2, результатів вимірювань і вивчення зразка.

10. Висновок по виконаній роботі.

Зміст звіту

1. Поперечний переріз, вид і направлення звивання зразка канату, що вивчається, з вказівкою кроку звивання.

2. Тип і конструкція каната, вид сердечника.

3. Дані вимірювань: діаметр дротин, каната.

4. Показники, по яких виконується вибраковка зразка.

5. Висновки за результатами вибраковки каната: канат придатний чи непридатний до роботи.

Правила техніки безпеки

Оглянути і приготувати робоче місце і підходи до нього на відповідність вимогам безпеки, прибрати всі зайві предмети.

Отримати ручний інструмент. Перевірити його стан.

Перед початком роботи потрібно ознайомитися з усіма видами канатів, що є в лабораторії, відзначити визначені особливості кожного з них.

Потім перевіряють стан канатів візуальним оглядом. Поперечний переріз каната має бути круглим.

Після цього вимірюють діаметр каната штангенциркулем в ненавантаженому стані на відстані не менше 5 м від кінця каната.

Після закінчення роботи необхідно прибрати з робочого місця інструмент та пристрої; впевнитися у відсутності зайвих речей на канатах.

Слід сповістити безпосередньому керівництву про несправності механізмів, пристроїв і інструменту, які застосовувались під час роботи. Доповісти керівнику робіт про всі недоліки, які мали місце під час роботи.

Контрольні питання

1.Призначення сталевих дротяних канатів і їхні основні характеристики.

2.Як пояснити поняття «подвійного звивання»?

3.Якої маркувальної групи переважно вибирати канати і чому?

4.Призначення осердя каната і його види.

5.Переваги канатів типу ЛК перед канатами типу ТК.

6.Які різновиди мають канати з лінійним дотиком дротів?

7.Коли застосовують канати однобічного і хрестового сукання?

8.Для чого канати покривають мастилом?

9.Як проводиться бракування канатів?

10.Переваги використання канатів у механізмах підйому.

11.Причини виходу каната з ладу.

12.Який зв’язок між діаметрами блоку (барабана) і довговічністю каната?

Практична робота № 2. Вивчення конструкції талі електричної та визначення коефіцієнта запасу міцності каната

*Мета роботи***:** вивчити конструкцію талі електричної; навчитися визначати тип каната та зусилля розриву; визначати практичним шляхом максимальне розривне зусилля в канаті та коефіцієнт запасу міцності канату.

Обладнання та інструменти: електрична таль ТЕ-025-511, ланцюг (канат), барабан, лінійка, штангенциркуль.

Зміст звіту: 1. Схема електричний талі і короткий опис її роботи.

2. Результати вимірів.

3. Результати розрахунків занесені в журнал роботи.

4. Аналіз результатів роботи.

Основні теоретичні положення. Електричні талі знайшли широке застосування в багатьох галузях народного господарства як для підйому, так і для пересування вантажів. Електрична таль є компактним підйомним механізмом, що підвішується до нерухомої конструкції або до візка, що не має механічного приводу.

Прикріплену до візка з механічним приводом електричну таль називають тельфером. Ходовими колесами візок тельфера спирається на нижню полицю двотаврової балки.

Електричні талі знайшли широке застосування в багатьох галузях народного господарства як для підйому, так і для пересування вантажів.

Електричний таль є компактним підйомним механізмом, що підвішується до нерухомої конструкції або до візка, що не має механічного приводу.

Прикріплену до візка з механічним приводом електричний таль називають тельфером (рис. 3.13). Ходовими колесами візок тельфера спирається на нижню полицю двотаврової балки.

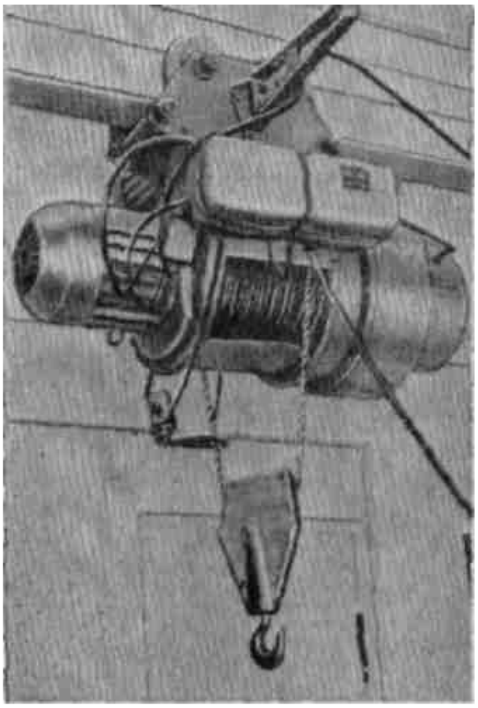


Рис. 3.13. Електричний тельфер

Електричні талі ВНДІПТМАШ серії ТВ виготовляються вантажопідйомністю 2,5-50 кН. Талі для підйому вантажу масою 0,25-0,5 т кріпляться до безпривідних візків. Талі більшої вантажопідйомності обладнаються візками з електричним приводом.

Талі, що працюють в складських приміщеннях, оснащують дисковим стопорним гальмом. У талях серії ТВ застосовуються торцеві електродвигуни змінного струму. Живлення електродвигунів здійснюється за допомогою кабелів із струмоприймачами. Управління двигунами є кнопковим з підлоги. Механізм підйому розташовується уздовж візка.

Електричні талі ТЕ (рис. 3.14, б) випускаються вантажопідйомністю (1,5-7,5) кН. Талі для вантажів масою (0,15-0,25) т не мають механічного приводу пересування, проте вони можуть бути обладнані спеціальними електротягачами (рис. 3.14, а), що мають тягове зусилля 260 Н і швидкість пересування 20 м/хв. При вантажопідйомності понад 2,5 кН електричний двигун вбудовується всередину барабана і обертається разом з ним, що покращує охолодження двигуна, зменшує габарити і масу тельфера.

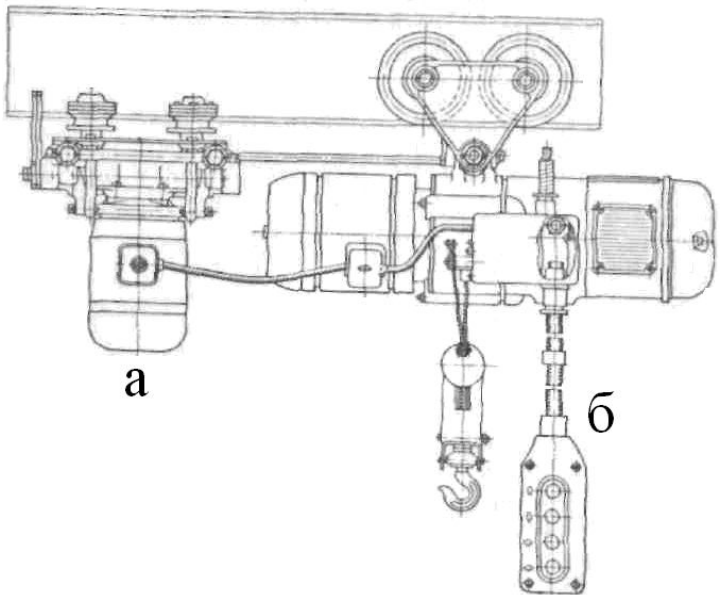


Рис. 3.14. Електрична таль з тягачом: а – тягач; б – таль

Талі вантажопідйомністю (5-50) кН мають два гальма: стопорний і спусковий. У них передбачається установка двошвидкісних двигунів, що дозволяють зменшувати швидкість підйому в 3-4 рази. Механізм підйому може розташовуватися вздовж і поперек шляху. У механізмах пересування візків гальмо встановлюється при швидкостях понад 30 м/хв. (0,5 м/с).

Характеристика електричних талів серії ТЕ дана в табл. 3.4.

Таблиця 3.4. Електричні талі серії ТЕ

Модель	Марка	Вантажопідйомність, кН		Висота підйому, м	Швидкість підйому, м/хв	Швидкість пересування, м/хв	К-сть гілок каната	Маса, кг
I	ТЕ-0,15	0,15	9,81			-	2	-
II	ТЕ-0,25	0,25	9,81	6		-	2	54
III	ТЕ- 0,5	0,5	9,81				2	96
IV	ТЕ- 1,0	1,0	9,81				2	195
V	ТЕ- 2,0	2,0	9,81		8	20	2	275
VI	ТЕ- 3,0	3,0	9,81	6; 12; 18;			2	435
VII	ТЕ- 5,0	5,0	9,81				4	780
VIII	ТЕ- 7,5	7,5	9,81	12; 18; 24			4	-

Принципова схема талі з електроприводом наведено на рис. 3.15.

Окрім електричних, застосовуються також пневматичні талі, що мають плавне регулювання швидкості підйому вантажу. Вони кріпляться до візків з ручним приводом пересування. Вантажопідйомність пневматичних талів (2,5-50) кН, швидкість підйому (3-11) м/хв., висота підйому 3-4 м, тиск повітря (4-6) бар.

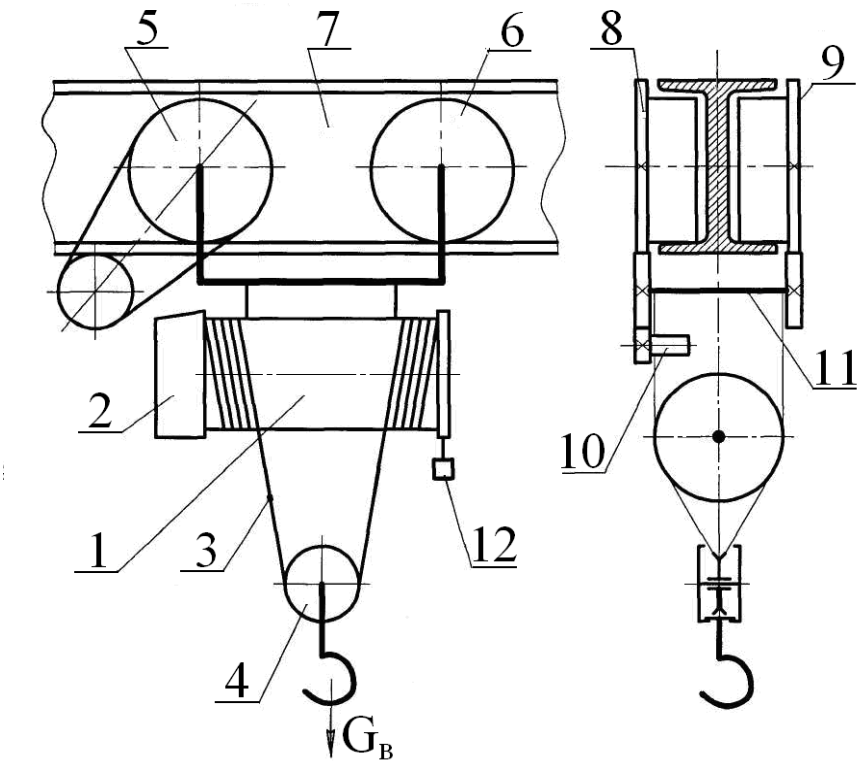
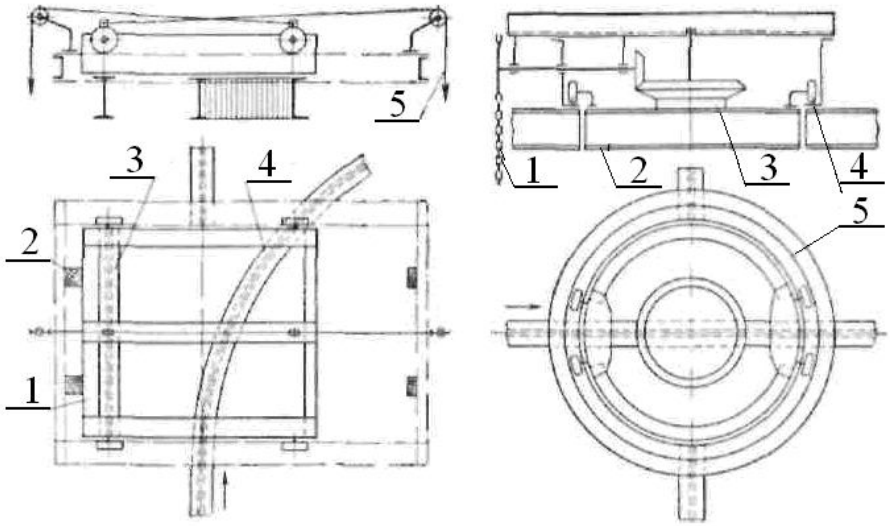


Рис. 3.15. Принципова схема талі з електроприводом: 1 – барабан з електродвигуном; 2 – редуктор; 3 – канат; 4 – крюкова підвіска; 5 – ведуче колесо; 6 – ведене колесо; 7 – траверса; 8 – редуктор лівий; 9 – редуктор правий; 10 – електродвигун; 11 – проміжний вал; 12 – пульт

Двотаврова балка спеціальними підвісками кріпиться до настінних кронштейнів або до перекриття будівлі. У разі розгалуження підвісного шляху перехід з однієї монорейки на іншій здійснюється за допомогою рухливого рамного стрілочного переведення з електричним або ручним приводом. Спрощена схема рамної стрілки на два напрями показана на рис. 3.16, а. На рухливому візку закріплені прямолінійний 3 і

криволінійний 4 ділянки двотавра (стрілки). Візок пересувається тяговими канатами 5 і фіксується в крайніх положеннях дерев'яними упорами 2.



а б

Рис. 3.16. Стрілочні переведення:
а – рамне; б – поворотне

Рамна стрілка переводиться до підходу талі або тельфера.

Застосовуються також рамні і кругові стрілки на три напрями.

При двох шляхах, що перетинаються, перехід з монорейки на монорейку здійснюється поворотним кругом, схема якого зображена на рис. 3.16, б.

До поворотного круга 5 кріпиться рухлива частина двотавра 2, опорні катки 4 і зубчасте конічне колесо 3, що приводиться в обертання від ручного приводу із зварним тяговим ланцюгом 1 (на другій проекції привід не показаний). Поворотний круг обертається разом з таллю або тельфером.

Послідовність виконання роботи

1. Для визначення запасу міцності канату слід ознайомитися з конструкцією талі електричної ТЕ–025–511.

2. Визначити тип канату, його позначення, виміряти діаметр каната $d_к$. З таблиць ГОСТ 2688– 80 визначити зусилля розриву каната $F_{роз}$, виміряти діаметр барабана з навитим на нього канатом по його зовнішньому шару $D_б$ (вимірювати потрібно від центру перерізу каната).

3. По потужності двигуна Р і частоті обертання вала двигуна n визначити крутний момент на валу двигуна

$T_Д = 9550\ P/n.$

4.Визначити крутний момент на валу барабана

$$T_б = T_Д \eta_o u_o .$$

5. Натягнення, що випробовується канатом, визначається окружним зусиллям

$F = 2\ T_б / D_б.$

Максимальне зусилля в канаті буде при $D_б$, рівним при намотуванні l шарів каната.

6. Коефіцієнт запасу міцності каната $К_к = F_{роз}/F$ порівняти з тим, що допускається (табл. 3.4).

Таблиця 3.4. Журнал роботи

Вихідні дані	Позначення	Розмірність	Велич
1	2	3	4
Потужність електродвигуна Частота обертання вала двигуна	P n	кВт об/хв.	0,55 1370
Вантажопідйомність	Q	т	0,25
Тип каната	3.9-Г-1-Н-180 ГОСТ 2688-80		
Діаметр каната	d	мм	
Тимчасовий опір дроту каната при розтягуванні	$\sigma_в$	МПа	
Розривне зусилля	$F_{роз}$	Н	1300
Число шарів каната на барабані	m_c		
Діаметр барабана: максимальний	$D_{бмакс}$	мм	
мінімальний	$D_{бмін}$	мм	
Розрахункове натягнення гілки каната	$F_{рас}$	Н	155
Редуктор: передаточне число	u_0		
загальний ККД (редуктор і барабан)	$\eta_о$		
Результати розрахунків			
Крутний момент на валу двигуна	$Т_д$	Нм	
Крутний момент на валу барабана	$Т_б$	Нм	
Максимальне натягнення каната	F		
Коефіцієнт запасу міцності каната	$К_к$		

Висновок:

Контрольні запитання

1. Що являють собою електричні талі? Їх застосування.
2. Чим відрізняються електричні талі від тельферів?
3. Які існують види талів?
4. Яким чином здійснюється управління двигунами талів серії ТВ?
5. Як залежить крутний момент на валу двигуна від його потужності?
6. Показати практичне застосування електричних талів і тельферів.

Практична робота № 3. Вивчення конструкції і регулювань колодкового гальма

Мета роботи: ознайомитись з конструкцією і роботою колодкового гальма; вивчити правила і рекомендації з регулювання гальм; визначити розрахункову довжину пружини і вплив точності її регулювання на

гальмовий момент.

Обладнання та інструменти: гальма типу ТКТ, установлені на стендах; комплект ключів для регулювання гальм; вимірювальний інструмент (штангенциркуль, лінійка, щуп).

Зміст звіту: 1. Схему гальма і короткий опис його роботи.

2. Результати вимірів деталей гальма.

3. Обчислення розрахункової довжини головної пружини.

4. Обчислення похибки настроювання гальма ΔТ.

5. Аналіз результатів роботи.

Основні теоретичні положення. Гальма в ВПМ забезпечують безпечну роботу механізмів та їх продуктивність. Найбільше поширення одержали колодкові гальма нормально замкнутого типу, що розмикаються чи електромагнітом, чи електрогідравлічним штовхачем. На рис. 3.17 зображена схема гальма ТКТ.

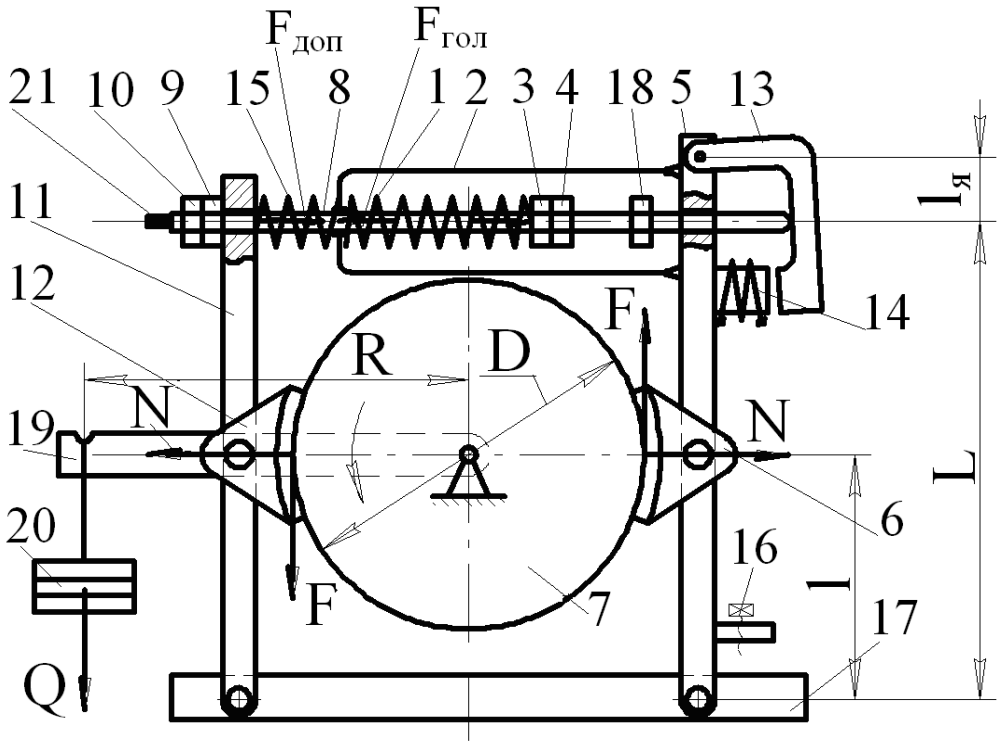


Рис. 3.17. Схема колодкового гальма

Замикання гальма здійснюється головною пружиною 1, розташованою між скобою 2 і гайками 3 і 4. Зусилля лівого кінця пружини передається скобою 2 на правий важіль 5, потім на праву колодку 6 і гальмовий шків 7.

Зусилля правого кінця пружини передається гайками 3 і 4 на шток 8, потім гайкам 9 і 10 та через лівий гальмовий важіль 11 і колодку 12 − на гальмовий шків7. При цьому виникають нормальні реакції шківа *N* на колодки гальма і сили тертя F , що створюють гальмовий момент

$$T_Г = 2 \cdot F \cdot \frac{D}{2} = N \cdot f \cdot D, \qquad (3.1)$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання між колодкою і гальмовим шківом, f = 0,35-0,42.

Необхідне зусилля головної пружини

$$F_{гол} = N\frac{l}{L} + F_{доп} + \frac{T_я}{l_я}\ , \qquad (3.2)$$

де N − нормальне зусилля між колодкою і шківом, $N = T_г/(f \cdot D)$;
L і l − плечі гальмового важеля (див.рис. 3.17);
$F_{доп}$ − зусилля допоміжної пружини, $F_{доп}$ = (20-60) Н;
$T_я$ − момент від сили ваги якоря магнітів МО-ІООБ і МО-200Б, $T_я$=500 Н·мм і 3600 Н·мм;
$l_я$ – плечі якоря електромагнітів МО-100Б и МО-200Б, $l_я$ =22 мм і $l_я$ =40 мм.

Зусилля головної пружини пропорційно осіданню пружини та її жорсткості.

$$F_{ãë} = (l_â - l_ð) \cdot ñ. \qquad (3.3)$$

Тут $l_в$ − довжина пружини у вільному стані;
$l_р$ − розрахункова довжина пружини;
c – жорсткість пружини, Н/мм;

$$c = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_{сее}^3 \cdot n_{роб}}\ ,$$

де G − модуль пружності, G = 80000 Н/мм^2;
d – діаметр дроту пружини, мм;
$D_{сер}$ – середній діаметр пружини, $D_{сер} = (D_{зовн} - d)$ мм;
$n_{роб}$ − число робочих витків пружини, $n_{роб} = n_{заг} - 1{,}5$.

Розрахункова довжина пружини визначається по формулах (3.2) і (3.3):

$$l_p = l_в - (\frac{T_T}{fD} \cdot \frac{l}{L} + F_{всп} + \frac{T_я}{l_я})\frac{1}{c}\ , \text{мм} \qquad (3.4)$$

При відомій робочій довжині пружини:

$$T'_Г = \left[(l_в - l'_p)c - F_{всп} - \frac{T_я}{l_я}\right]\frac{f \cdot D \cdot L}{l}\ , \text{Н/мм} \qquad (3.5)$$

Гальмо розмикається електромагнітом, якір якого 13 притягається до осердя котушки 14 при включенні живлення котушки. При повороті по годинникової стрілці якір давить на кінець штока 8, переміщаючи його вліво, додатково стискаючи головну пружину 1. При цьому гайки 9 і 10, переміщаючись зі штоком, відходять від важеля 11, що дає можливість допоміжній пружині 15 відхилити важіль і колодку 12 від гальмового шківа.

Важіль 5 під дією ваги електромагніта і якоря відхиляє колодку 6 від гальмового шківа до упора регулювального гвинта 16 у основу гальма 17. Віджимна гайка 18 служить для розгальмовування гальма при регулюванні зазорів.

Регулювання гальма

Регулювання зазорів між колодками і гальмовим шківом.

Утримуючи ключем віджимну гайку 18, обертають шток 8 за допомогою квадратного хвостовика 21 доти, поки якір магніту 13 не торкнеться осердя 14. Потім відкручують регулювальний гвинт 16 доти, поки колодка 12 не торкнеться шківа. При цьому між колодкою 6 і шківом утвориться сумарний зазор, що вимірюють щупом. Регулюють сумарний зазор, утримуючи ключем контргайки гайки 9 і 10 і обертаючи шток за допомогою хвостовика 21. Після регулювання гайки 9 і 10 контрять. Рівномірний розподіл сумарного зазору здійснюється регулювальним гвинтом 16, що потім контрять, а гайку 18 згвинчують по штоку від важеля 5.

Регулювання гальмового моменту здійснюють обертанням штока за допомогою квадратного хвостовика 21, утримуючи ключем контргайки 3 і 4. Одержавши потрібну довжину пружини, гайки 3 і 4 контрять.

Послідовність виконання роботи

При виконанні роботи необхідно дотримувати наступного порядоку:

1.Розпустити головну пружину і виміряти її довжину у вільному стані $l_в$, зовнішній діаметр $D_{зовн}$, діаметр дроту d; підрахувати загальне число витків пружини $n_{заг}$; виміряти діаметр шківа D, плечі важеля l і L, вантажного важеля R.

2.По формулі (3.4) обчислити робочу довжину головної пружини $l_р$, якщо задані коефіцієнт тертя ковзання f= 0,35; зусилля допоміжної пружини $F_{доп}$=30 Н і гальмовий момент $T_Г$ з умови $T_Г=T_{ВАН}=Q\cdot R$.

Тут Q – вага іспитового вантажу 20; R – довжина важеля 19.

3.Затягнути головну пружину, навішати на важіль досліджуваний вантаж і плавно розпускати пружину до початку обертання шківа.

4.Замірити довжину головної пружини $l'_р$ і порівняти її з розрахунковою.

5.Відрегулювати зазор δ=0,5 мм між колодками і шківом.

6.По формулі (3.5) обчислити гальмовий момент $T'_г$, використовуючи $l'_р$.

7.Визначити відхил вантажного моменту від гальмового, отриманого при використанні $l'_р$:

$$\Delta T = \frac{T_Г - T'_Г}{T_Г} 100\% \ .$$

8. Висновок по виконаній роботі.

Правила техніки безпеки

1. При виконанні роботи користуватися лише справним інструментом.

2. Електричні та електрогідравлічні пристрої повинні мати надійне заземлення.

3. Забороняється класти на робочі органи будь-які предмети.

4. Категорично забороняється підніматись по ківшовому транспортері для виконання регулювальних робіт.

5. Під час регулювання гальмового моменту забороняється виконувати будь-які інші дії.

Контрольні питання

1.Призначення гальм.

2.Чим замикаються гальма?

3.Чим розмикаються гальма?

4.Як здійснюється передача зусилля від замикаючого елемента до колодок гальма?

5.Як здійснюється відвід колодок від шківа при розгальмовуванні гальма?

6.Як відрегулювати гальмовий момент і сумарний зазор?

7.Чим здійснюється рівномірний розподіл сумарного зазору?

8.Чим можна пояснити похибку настроювання гальма?

9.У якій залежності знаходиться гальмовий момент від коефіцієнта тертя і діаметра гальмового шківа?

Практична робота № 4. Дослідження механізмів підйому та пересування талі з ручним приводом

Мета роботи: вивчити призначення та конструкцію талі з ручним приводом, механізмів підіймання і пересування; навчитися практичним шляхом визначати кратність поліспаста, передаточне число механізму підйому, ККД, швидкість підйому вантажу та фактичний коефіцієнт запасу міцності ланцюга (каната).

Обладнання та інструменти: шестерінчастий ручний таль, ланцюг (канат), барабан, лінійка, штангенциркуль.

Зміст звіту: 1. Схема шестерінчастий ручної талі і короткий опис її роботи.

2. Результати вимірів.

3. Результати розрахунків занесені в журнал роботи.

4. Аналіз результатів роботи.

Основні теоретичні положення. Таль є вантажопідіймальним підвісним механізмом, який має або ручний, або механічний привід. Назва взята з нідерландського «talie» – блоки для підйому вантажів (морська голландська термінологія) і з англійського «telpher» – переміщати вздовж підвісної дороги.

Вантажопідйомність ручних моделей не перевищує 10 тон, а висота підйому – 12 метрів. Працювати з ними можна як в закритих приміщеннях, так і на відкритих майданчиках.

Ручний таль складається з: ланцюгового поліспасту; редуктора (ручний привід від нескінченного ланцюга); гальмівного механізму; привідного механізму; рухомої блокової підвіски (має гак); кругло ланкових ланцюгів (тягові і вантажні); дискового гальма.

Переваги: компактність; відсутність електроенергії; надійність і міцність; невелика вага; простота монтажу та обслуговування і порівняно невелика вартість.

За вище перелічених умов недолік ручних талів – потреба у фізичній силі.

Схеми механізмів з ручним приводом представлені на рис. 3.18.

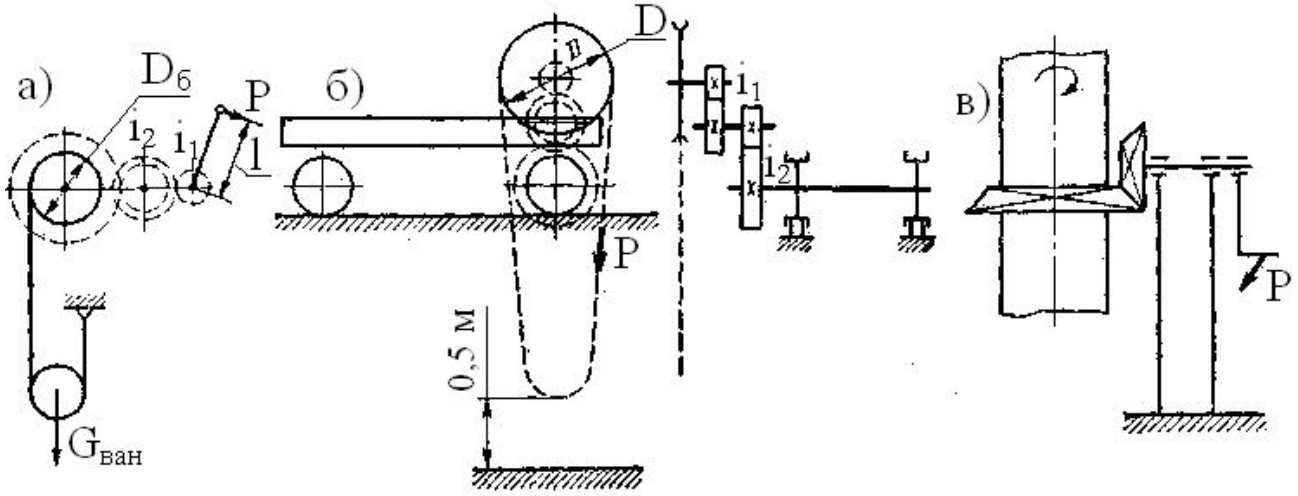


Рис. 3.18. Схеми механізмів з ручним приводом:
а – механізм підйому; б – механізм пересування; в – механізм повороту

Механізм підйому складається з барабана, на який намотується канат з підвішеним до нього вантажем вагою $G_{ван}$, редуктора із загальним передаточним числом, рівним $i_0 = i_1 \cdot i_2$, і приводного елементу – рукоятки або тягового колеса, до яких прикладається зусилля Р. На валу з однією рукояткою можуть одночасно працювати одна або дві людини; на валу з двома рукоятками – дві або чотири; на ланцюгові тяговому колесі – не більше трьох людей. При радіусі рукоятки (приводного колеса), рівному l, і зусиллі одного робітника Р момент, що розвивається робітниками визначається

$$M_р = \varphi \cdot m \cdot P \cdot l,$$

де m – кількість робітників; φ – коефіцієнт, що враховує неодночасність додатку зусилля при спільній роботі декількох робітників (для двох робочих φ = 0,8, для трьох – φ = 0,75, для чотирьох – φ = 0,7).

Момент опору на валу барабана від вантажу, що піднімається, становить:

$$M_o = S \cdot D_б / 2.$$

Тут $D_б$ – діаметр барабана;

S – натягнення тягового органу на барабані.

При розрахунку ручного приводу механізму пересування момент опору на валу ходових коліс:

$$M_o = W \cdot D_{х.к} / 2,,$$

де W – опір пересуванню;

$D_{х.к}$ – діаметр ходового колеса.

Для механізму повороту:

$$M_o = \Sigma M_{ci},$$

де M_{ci} – моменти опору в опорах крана щодо осі обертання поворотної частини крана від вертикальних і горизонтальних реакцій в опорах.

Необхідне передаточне число механізму між вхідним (приводним) і вихідним валами лебідки:

$$i_0 = \frac{M_c}{M_p \cdot \eta}.$$

Тут η – ККД передачі.

Інерційні навантаження при розрахунку ручного приводу зазвичай не враховуються внаслідок їх незначної величини.

При розрахунку ручного приводу слід враховувати, що залежно від тривалості роботи зусилля Р, що розвивається робітником, і швидкість руху його руки змінюються. Середні значення зусилля і швидкості руху руки робочого приведені в табл. 3.5. Зусилля робітника, що прикладається безпосередньо до візка для його пересування (штовхання), приймається рівним 8, 12 і 20 кН при відповідній тривалості роботи 15, 10 і 5 хв. Найбільше можливе зусилля при рушанні з місця не перевищує 50 кН. Зусилля робітника на важелі управління при частковій роботі не повинне перевищувати 40 кН.

Таблиця 3.5. Середні зусилля і швидкості руху руки робітника

Тривалість роботи	На рукоятці		На тяговому ланцюзі	
	зусилля, кН	швидкість, м/с	зусилля, кН	швидкість, м/с
Безперервна (або з короткочасними перервами) протягом 6-8 годин.	8-10	0,9-1,2	12-16	0,6-0,8
Періодична протягом 6-8 годин з частими перервами	15-16	0,7-0,8	18-20	0,5-0,6
Короткочасна (тривалість до 5 хв.)	До 20	0,5-0,6	30-40	0,3-0,4
Вельми короткочасна робота (ривок)	До 30	0,3-0,4	До 80	0,1-0,2

Плече (радіус) обертання рукояток l повинно бути не більше 400 мм. Вісь обертання рукоятки розташовують зазвичай на висоті 900-1100 мм від рівня підлоги. У тому випадку, коли привідний вал механізму розташовують на висоті, що виключає застосування рукоятки, використовують тягові колеса, що приводяться в обертання ланцюгом такої довжини, що нижня частина її петлі знаходиться на висоті 0,6 м від поверхні, на якій коштує робочий, керівник машиною (рис. 3.18,б).

Як тяговий ланцюг зазвичай використовується зварний ланцюг, виготовлений з прутка діаметром 5-6 мм. Діаметр D тягового колеса приймається в межах 300-1000 мм. Тягове колесо має напрямні для

запобігання від спаду з нього тягового ланцюга. Ручка рукоятки приймається завдовжки 300-350 мм при одному робочому і 450-500 мм при спільній роботі двох робочих. Плече приводних рукояток домкратів приймається в межах 200-250 мм при висоті обертання їх від рівня опорної поверхні домкрата приблизно 500 мм. При рукоятці домкрата, що коливається, довжину рукоятки приймають не більше 800 мм. Дві рукоятки на одному валу розташовуються під кутом 120^0 або 90^0 одна відносно іншої.

При перевірці рукояток, педалей і елементів ручного управління на міцність розрахунок ведуть на можливий випадковий додаток зусилля, який рівний номінальній вазі робочого, тобто 80 кН. При ручному механізмі з тяговим ланцюгом це розрахункове зусилля приймається рівним 120 кН.

Швидкість підйому вантажу υ_B вагою $G_{ван}$ в механізмі підйому з ручним приводом визначається з умови рівності робіт, що здійснюються робочим і вагою вантажу:

$$\upsilon_B = \frac{m \cdot P \cdot \upsilon_p \cdot \eta}{G_{ван}},$$

де υ_p – швидкість руки робочого, м/с.

Згідно рівняння, швидкість підйому вантажу тим менша, чим більша його вага. Проте це рівняння використовується тільки для роботи з номінальним вантажем. Оскільки швидкість руки робочого змінюється в незначних межах, то при постійному передаточному числі механізму підйому вантажів різної величини проводиться практично з незмінною швидкістю; при цьому зусилля Р змінюється пропорційно зміні ваги вантажу. Тому для збільшення швидкості підйому малих вантажів і гака без вантажу в ручних механізмах застосовують зміну передаточного числа шляхом перемикання зубчатого зачеплення або застосовують рукоятки із змінною величиною плеча. Час підйому вантажу вагою $G_{ван}$ на висоту h визначають з рівняння рівномірного руху:

$$\tau = \frac{h}{\upsilon_B} = \frac{h \cdot G_в}{m \cdot P \cdot \upsilon_p \cdot \eta}. .$$

Послідовність виконання роботи

1. Вивчити призначення, будову, застосування та основні технічні характеристики ручних талей.

2. Вивчити кінематичні схеми приводу механізмів підйому, пересування та повороту.

3. Вивчити шестерінчастий ручний таль та схему приводу механізмів приводу та пересування.

4. За паспортними даними визначити вантажопідйомність ручний талі Q, т.

5. Визначити кратність поліспасту m, передаточне число зубчастої передачі $u_п$.

6. Визначити загальний ККД механізму підйому:

$$\eta_o = \eta_{з.п} \cdot \eta_п \cdot \eta_б,,$$

де $\eta_{з.п}$ – ККД зубчастої передачі;

$\eta_п$ – ККД поліспасту;

$\eta_б$ – ККД барабана.

Кінематична схема шестерінчастої талі наведена на рис. 3.19.

7. Зусилля Р, що прикладене до тягового ланцюга:

$$P = \frac{Q \cdot D_б \cdot g}{2 \cdot \varphi \cdot m \cdot R \cdot u_п \cdot k \cdot \eta_o},$$

де Q – маса вантажу, що піднімається, кг;

$D_б$ – діаметр барабана, м;

g – прискорення сили тяжіння, м/с^2;

φ – коефіцієнт, що враховує неоднорідність прикладання зусиль до тягового ланцюга, при k = 2 коефіцієнт φ = 0,8;

k – число робітників;

m – кратність поліспасту;

R – радіус тягового колеса, м;

$u_п$ – передаточне число зубчастої передачі;

η_o – загальний ККД механізму підйому.

Розрахункове зусилля Р не повинно перевищувати допустимих значень, при приводі тяговим ланцюгом через тягове колесо (300-400) Н при тривалості роботи не більше 5 хв.

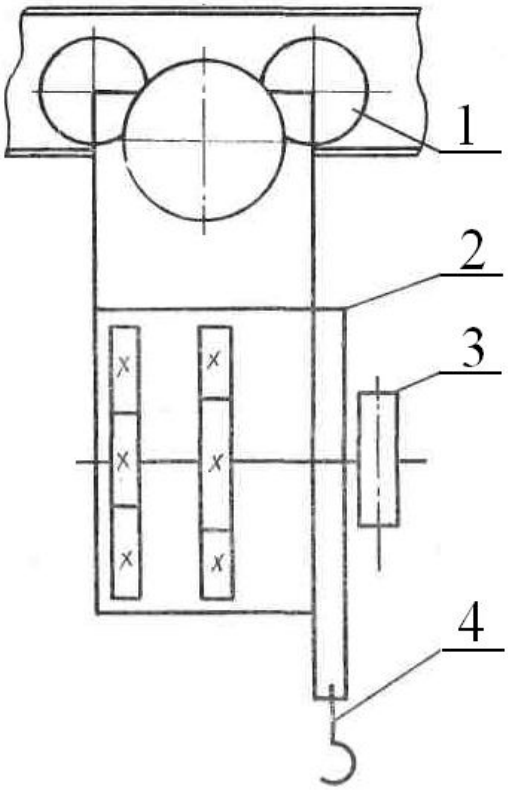


Рис. 3.19. Кінематична схема шестерінчастої талі:
1– механізм пересування;
2 – редуктор; 3– механізм підйому; 4 – гак.

8. Визначити швидкість підйому вантажу:

$$\upsilon_в = \omega_р \cdot D_б /(2 \cdot R \cdot u_п \cdot m).,$$

Тут $\omega_р$ – колова швидкість тягового колеса, що дорівнює швидкості тягового ланцюга, $\omega_р$ = (0,3-0,4) м/с.

9. Визначити максимальне навантаження, що передається, кругло ланковим ланцюгом:

$$F_{макс} = \frac{g \cdot Q}{m \cdot \eta_п}.$$

10. Визначити руйнівне зусилля ланцюга і вибрати ланцюг за ГОСТ 2319-81 (табл. 3.7).

$$F_{разр} = F_{макс} \cdot к_{зм},$$

де $к_{зм}$– коефіцієнт запасу міцності ланцюга при ручному приводі, $к_{зм}$ = 3.

Таблиця 3.6. Журнал роботи

Вихідні дані	Позначення	Розмірність	Величина
Маса вантажу	Q	кг	
Кількість робітників	k	чол.	
Результати вимірів			
Діаметр барабана	$D_б$	м	
Кратність поліспасту	m		
Радіус тягового колеса	R	м	
Результати розрахунків			
Передаточне число зубчастої передачі	$u_п$		
Загальний ККД	$\eta_о$		
Зусилля, прикладене до ланцюга	F	Н	
Швидкість підйому вантажу	$\upsilon_в$	м/с	
Максимальне навантаження на вантажному ланцюзі	$F_{мах}$	Н	
Руйнівне зусилля ланцюга	$F_{розр}$	Н	
Тип ланцюга			
Фактичний коефіцієнт запасу міцності ланцюга	$K_{ф.зм}$		

11. Визначити фактичний коефіцієнт запасу міцності (табл. 3.6):

$$\kappa_{ф.зм} = \frac{F_{факт.разр}}{F_{макс}}.$$

12. Висновок по виконаній роботі.

Правила техніки безпеки

Крім загальноприйнятих правил техніки безпеки при роботі з вантажопідйомними механізмами слід дотримуватись правил робочих місць. Нижче приведені деякі з них:

1. Дотримуватись правил техніки безпеки і не допускати їх порушення товаришами;

2. Перед тим як приступити до роботи студент повинен пересвідчитись у справності всіх механізмів, металоконструкцій та інших частин талі. Для цього студент повинен:

-оглянути механізми талі, гальма (зупинники), їх кріплення, а також ходову частину, тягові та буферні пристрої;

-перевірити наявність і справність огорож механізмів;

-перевірити мащення передач, вольниць і канатів (ланцюгів), а також стан мастильних пристосувань і сальників;

-оглянути в доступних місцях стан канатів (ланцюгів) та їх кріплення на барабані, а також укладку канатів (ланцюгів) у канавках блоків і барабанів.

3.Забороняється перехід з одного місця на інше під час занять.

4.Студенти повинні негайно повідомляти викладача про будь-яке порушення правил техніки безпеки або травматизм;

5.Забороняється натискати на кнопку «Ввімкнути», «Стоп» без необхідності.

6.Робочі місця повинні добре освітлюватись, а у випадку використання переносних засобів освітлення живлення їх здійснюється від понижуючих трансформаторів з напругою на виході (12-36) В.

7.Вмикати машину в роботу дозволяється тільки після дозволу викладача та в його присутності.

8.Перед ввімкненням машини в роботу необхідно вивчити правила її запуску та зупинення, проглянути засоби кріплення та впевнитись в їх справності, перевірити міцність захисних загороджень, впевнитись у відсутності сторонніх предметів на транспортуючих засобах, перевірити справність з'єднуючих муфт, передач, наявності мастила в вальницях та масляних ваннах.

9.При роботі машини забороняється знаходитись поблизу обертових дисків, барабанів та в площині їх обертання.

10.Під час роботи машини забороняється підтягувати кріплення, виконувати регулювання та операції технічного обслуговування, відкривати запобіжні конструкції робочих органів.

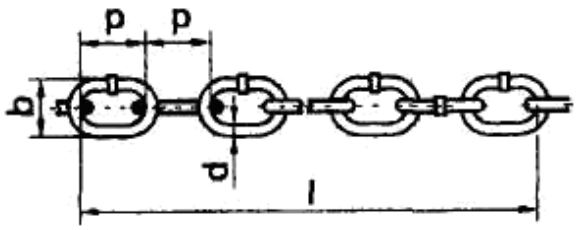
Контрольні питання

1. Назвіть основне призначення талей з ручним приводом?
2. Чим відрізняються ручний привід від машинного?
3. Яка, максимальна, вантажопідйомність і висота підйому талей з ручним приводом?
4. Як враховуються інерційні навантаження при розрахунку ручного приводу?
5. Як реагують талі з ручним приводом на вибухонебезпечне середовище?
6. Як залежить швидкість підйому вантажу від його ваги?
7. Як визначається швидкість підйому вантажу?
8. Що таке фактичний коефіцієнт запасу міцності?

Таблиця 3.7. Ланцюги кругло ланкові вантажні і тягові ГОСТ 2319-81

Ланцюги круглоланкові вантажні і тягові виготовляються наступних типів: А - коротколанкові; У - довголанкові.

Для вказаних типів ланцюгів встановлюються два виконання:
1 - що калібруються; 2 - що не калібруються.



Калібр ланцюга, d		Крок ланцюга, p		Ширина ланцюга, b		Граничні відхили довжини ділянки ланцюга 1=11p для досліду 1	Навантаження F		Маса 1м ланцюга, m
номінальний	граничні відхили для досліду 1	номінальний	граничні відхили для досліду 1	номінальний	граничне відхил. для досліду 1		пробне	розрине	
мм							кН		кг
5	± 0,4	18,5	± 0,5	17	± 0,5	+1,5 - 0,5	5	10	0.50
6		18,5 (19)		20 (21)	± 0,6		7	14	0,75
7		22		23	± 0,7		9	18	1,00
8		24 (23)	± 0,6	26 (27)	± 0,8		13	26	1,35
9	± 0,5	27		32	± 0,9	+ 2,5 - 0,8	16	32	1,80
9,5				31			17	34	1,90
10		28		34	± 1,0		20	40	2,25
11		31	± 1,0	36	± 1,1		23	46	2,70
13		36		44 (43)	± 1,3		33	66	3,80
16	± 0,8	45 (44)		53 (54)	± 1.6	+ 3,8 - 1,3	51	102	5,80
I8		50		60	± 1,8		63	126	7,30
20		56	± 1,5	67	± 2,0		80	160	9,00
23	± 1,0	64		77	± 2,3	+ 5,5 - 1,8	100	200	12,0
26		73	± 2,0	87	± 2,6		126	252	15,0
28		78	-	94	-	-	150	300	17,5
30		84	-	101	-	-	170	340	21,0
33	± 1,5	92	-	112	-	-	200	400	24,5
36		101	-	122	-	-	250	500	29,0
39		109	-	132	-	-	280	560	31,0
42		118	-	142	-	-	340	680	40,0

Приклад умовного позначення: Ланцюг А1-10х28 ГОСТ 2319-81
Тип А. Виконання 1. Калібр 10 мм. Крок, 28 мм.

Практична робота № 5. Визначення коефіцієнта запасу гальмування гальма електролебідки

Послідовність виконання роботи

1. Ознайомитися з конструкцією лебідки і гальма (рис. 3.20).

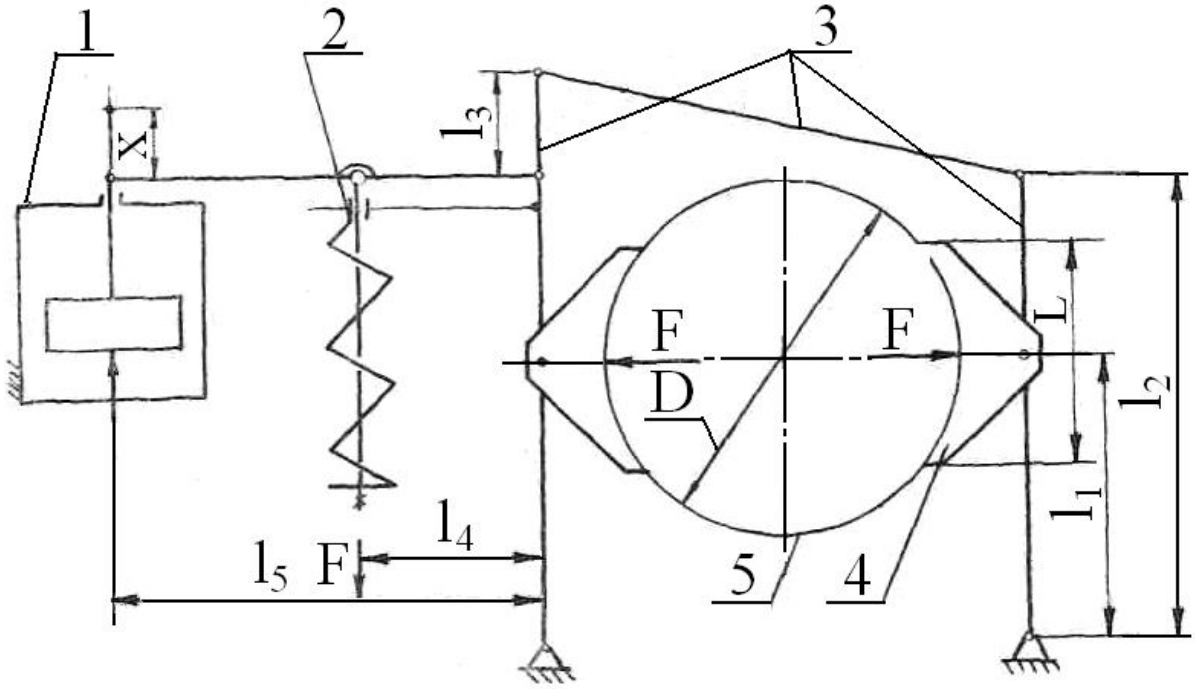


Рис. 3.20. Схема гальма: 1– гідроштовхач;
2 – пружина робоча; 3 – механізм шарнірно-важільний;
4 – колодка; 5 – шків гальмівний

2. По паспорту визначити величину ходу штока L і тягове зусилля штока $F_ш$, визначити типа гальма.

3. По заданій потужності електродвигуна P і частоті обертання n вала двигуна визначити крутний момент на валу електродвигуна

$$T_Д = 9550 \cdot P / n,$$

де P – потужність електродвигуна, кВт; n – частота обертання валу електродвигуна, об/хв.

4. Визначити момент на валу барабана лебідки

$$Т_б = 9550 \frac{Д}{n} u \cdot \eta.$$

Тут u – передаточне число між валом барабана і валом гальма;

η – ККД барабана, передач і вальниць в передачі від вала барабана до вала гальма.

5. Визначити гальмівний момент

$$T_T = T_{б\eta} / u.$$

6. Визначити зусилля на колодках гальма

$$F_T = T_r / D_{шf},$$

де $D_ш$ – діаметр гальмівного шківа, мм; f – коефіцієнт тертя колодки об шків: чавун і сталь по чавуну f = 0,15-0,20, сталь по сталі f=0,15-0,18, чавун або сталь по азбестової стрічці f =0,35-0,42.

7. Визначити зусилля пружини

$$F_{пр} = F_T \cdot u_p / \eta_p .$$

Тут u_p – передавальне число системи важеля гальма; η_p – ККД системи важеля, η_p =0,95.

8. Визначити максимальне зусилля пружини гальма

$$F_{макс} = F_ш \cdot i\eta_p ,$$

де $F_ш$ – тягове зусилля штока, Н;

i – відношення плечей важеля гідравлічного штовхача.

9. Визначити коефіцієнт запасу гальмування $K_Г = F_{макс} / F_{пр}$ (табл. 3.8).

Таблиця 3.8. Журнал роботи

Вихідні дані	Позначення	Розмірність	Величина
Режим роботи лебідки Тип гальма Хід штока гідроштовхача Тягове зусилля Матеріал обкладання колодок (вибрати)	 L $F_ш$	 мм Н	
Результати вимірів			
Розміри плечей важелів	l l_1 l_2 l_3 l_4	мм мм мм мм мм	
Колодка і шків гальма: ширина колодки діаметр шківа	 B $D_ш$	 мм мм	
Результати розрахунків			
Момент на валу барабана	$T_б$	Н·м	
Гальмівний момент	$T_т$	Н·м	
Зусилля на колодку	F_T	Н	
Зусилля на робочій пружині	$F_{Пр}$	Н	
Максимальне зусилля на робочій пружині	$F_{макс}$	Н	
Коефіцієнт запасу гальмування	$K_г$		

10. Порівняти $K_т$ зі встановленим Держміськтехнаглядом для заданого режиму роботи крану: легкий (Л) режим роботи $K_т$ =1,75, середній (С) режим роботи $K_т$ = 2,0 – для стопорно-спускового гальма. Легкому режиму згідно ГОСТ 25835-83 відповідають 1, 2 і 3 (Al, A2 і A3) групи режиму роботи механізмів, середньому-четверта (A4).

Висновок:

Практична робота № 6. Визначення гальмівного моменту установки

Послідовність роботи

1. Ознайомитися з конструкцією установки ДМ-38М (рис. 3.21)

2. Визначити власний момент опору установки

$$T_c = \frac{\left(kG_Д D_Д^2 + G_Я D_Я^2\right)n}{g \cdot 375 \cdot t_в},$$

де k – кількість дисків;

$G_д D_д^2$ – маховий момент дисків, що обертаються, Н·м^2;

$G_я D_я^2$ – маховий момент якоря електродвигуна Н·м^2;

n – частота обертання, об/хв.;

g – прискорення сили тяжіння, м/с^2;

t – час вибігу, с.

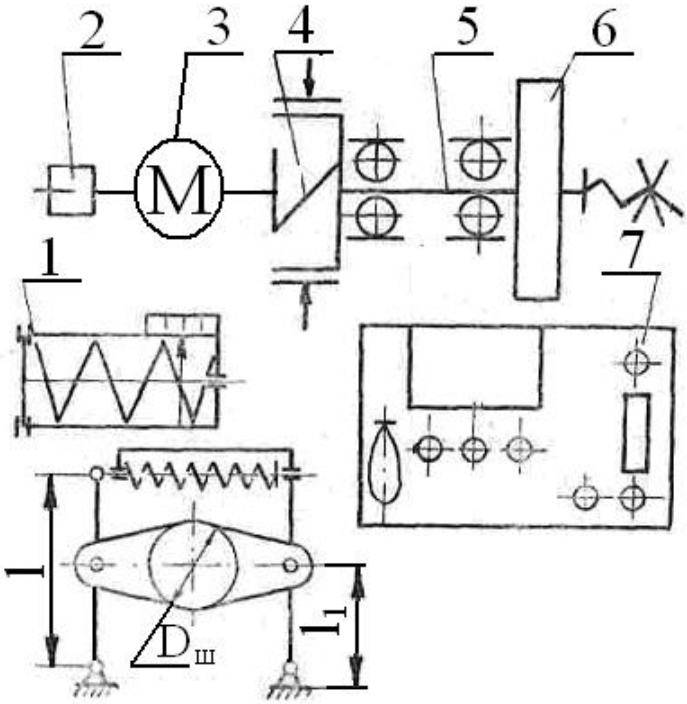


Рис. 3.21. Схема гальмівної установки ДМ-38М: 1–гальмо; 2–електродатчики; 3–електродвигун; 4–гальмо колодка; 5–вал з опорами; 6 –диск навантаження; 7– панель управління

3. Визначити момент, що розвивається гальмом

$$T_T = \frac{\left(k \cdot G_Д \cdot D_Д^2 + G_Я \cdot D_Я^2\right)n}{g \cdot 375 \cdot t_T} - T_c.$$

Тут $t_т$ – час гальмування, с.

4. Визначити зусилля пружини гальма

$$F_П = \frac{\lambda \cdot G_П \cdot d^4}{8 \cdot 375 \cdot t_T}.$$

Тут λ – деформація пружини, мм;

$G_п$ – модуль зрушення, МПа;

d – діаметр дрота пружини, мм;

$D_п$ – зовнішній діаметр пружини, мм;

i – число робочих витків пружини.

5. Визначити зусилля на колодках гальма

$$F_к = F_П \cdot u,$$

де u – відношення плечей важелів гальма, $u = l/l_1$.

6. Визначити розрахунковий гальмівний момент (табл. 3.9)

$$T_p = F_K \cdot f \cdot D_ш.$$

Тут f – коефіцієнт тертя колодок;

$D_ш$ – діаметр гальмівного шківа, м.

Таблиця 3.9. Журнал роботи

Вихідні дані	Позначення	Розмірність	Величина
Частота обертання вала двигуна	n	об/хв.	1440
Приведений маховий момент якоря двигуна	$G_я D_я^2$	Н·м^2	1
Маховий момент дисків	$G_д D_д^2$	Н·м^2	3,9
Кількість дисків	k		3
Модуль зрушення пружини дроту	$G_п$	МПа	$8 \cdot 10^4$
Коефіцієнт тертя колодок	f		0,3
Результати вимірів			
Час вибігання	$t_В$	с	
Час гальмування	$t_т$	с	
Деформація пружини гальма	λ	мм	
Зовнішній діаметр пружини	$D_п$	мм	
Діаметр проволоки пружини	d	мм	
Число витків пружини	i		
Довжина плечей важелів гальма:			
максимальна	l	мм	
мінімальна	l_1	мм	
Діаметр гальмівного шківа	$D_ш$	м	
Результати розрахунків			
Власний момент опору установки	$T_с$	Н·м	
Момент, що розвивається гальмом	$T_Т$	Н·м	
Зусилля пружини гальма	$F_н$	Н	
Зусилля на колодках гальма	F_k	Н	
Розрахунковий гальмівний момент	$T_р$	Н·м	

Висновок:

Практична робота № 7. Вивчення складових частин канатно-блокових систем та їх розрахунки.

Мета роботи: вивчити будову і призначення складових частин канатно-блокових систем; навчитися визначати зусилля розтягу канату,

довжину барабана, товщину стінок барабана; навчитися, на прикладі конкретних задач, застосовувати отримані знання і вміння на практиці.

Хід роботи

Основні теоретичні положення. Канати, блоки поліспасти і барабани. Багато вантажопідйомних машин мають конструктивні елементи, в які складовою частиною входять пристрої з використанням сталевих канатів для підвіски переміщуваних вантажів або окремих частин самої машини. Канати застосовують також для стропування (кріплення) вантажів або як розчалювання, відтяжки для утримання конструкцій. Для розчалювань і подібних йому пристроїв використовують спіральні канати одинарного звивання. Канати, в яких дроти звиті в пасма, а пасма звиті між собою навколо прядивного сердечника, називають канатами подвійного звивання. Сердечник утримує мастильний матеріал, оберігаючи дроти від корозії, і підвищує гнучкість канатів.

Розрізняють канати: за призначенням – для підйому вантажів і людей – ВЛ; для підйому вантажів – В; за механічними властивостями дроту – вищої марки – В, першої марки І, другої марки ІІ; за видом покриття поверхні дроту – зі світлого дроту, з оцинкованого дроту для легких умов роботи – АС, середніх умов – СУ; тяжких умов – ТУ; по напрямом звивання – правого звивання П, лівого звивання Л; за поєднанням напрямів звивання елементів каната – хрестового звивання, одностороннього звивання О; за способом звивання – такі, що розкручуються – Р, що не розкручуються – Н; за типом торкання дротів в пасмах – лінійне торкання ЛТ; точково-лінійне торкання ТЛТ.

Зусилля, що розтягує канат, залежить від ваги вантажу, що піднімається, і схеми запасовування канату

$$P_к = Q/(i_п \cdot \eta_п), \qquad (3.6)$$

де Q – вага вантажу, що піднімається; $i_п$ – кратність поліспасту; $\eta_п$ = – ККД поліспасту; η – ККД одного блоку (η = 0,96- 0,99); n – кількість блоків.

Підбирають канати по допустимому розривному зусиллю, що визначається за формулою:

$$S_р = k \cdot P_к.$$

Тут k – коефіцієнт запасу міцності (табл. 3.10); $P_к$ – зусилля, що розтягує канат.

По допустимому розривному зусиллю, підбирають відповідні канати (табл. 3.11, 3.12).

Пристрої, що складаються з блоків і канатів, що їх сполучають, використовувані для підйому і переміщення вантажів, називають *поліспастами*. Залежно від схеми запасовування канату поліспаст дозволяє виграти в силі або в швидкості (рис. 3.22).

Таблиця 3.10. Значення коефіцієнта запасу міцності і залежність найменшого діаметру блока або барабана від діаметру каната $d_к$

Режим роботи крана	Стріловидні і будівельні крани	Інші типи кранів	k
Легкий	$D_б \geq 16d_к$	$D_б \geq 20d_к$	5
Середній	$D_б \geq 18d_к$	$D_б \geq 25d_к$	5,5
Важкий	$D_б \geq 20d_к$	$D_б \geq 30d_к$	6
Дуже важкий	$D_б \geq 25d_к$	$D_б \geq 35d_к$	6,5
Ручний привід	$D_б \geq 16d_к$	$D_б \geq 18d_к$	4,5

Примітка. Найменший допустимий коефіцієнт запасу міцності для строп – 6, для відтяжок щогл, опор, стріл – 3,5.

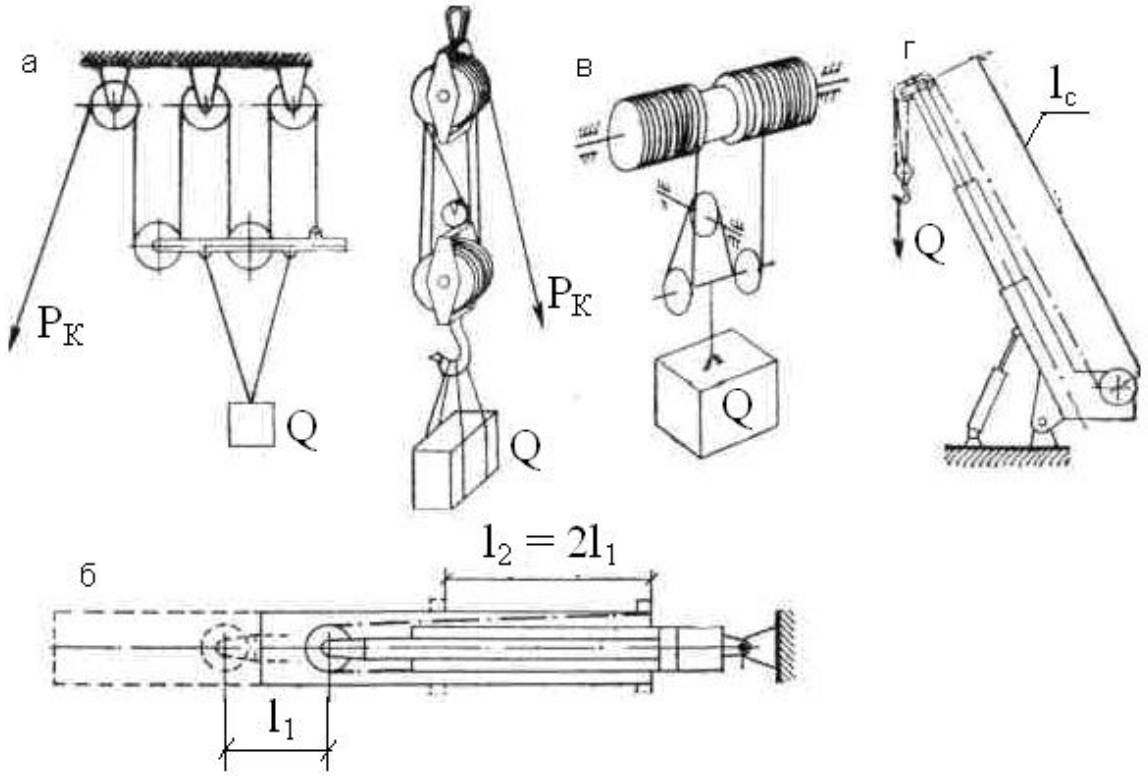


Рис. 3.22. Схеми поліспастів:
а – п’ятикратний для переваги в силі; б – двократний для переваги в швидкості; в – здвоєний двократний для переваги в силі; г – схема закріплення поліспасту на крані; l_1 – переміщення штока гідроциліндра; l_2 – шлях, пройдений зміщуваним елементом

Приклад 1**.** Підібрати канат для підйому вантажу масою 15 т стріловидним краном на висоту 20 м. Схема запасовування каната приведена на рис. 6.23, а, г. Середній режим роботи ПВ = 25%. Довжина стріли 25 м, лебідка встановлена біля основи стріли.

Розв’язування. Вага вантажу, що піднімається Q = mg = 15·9,81 = 147 кН. Кратність поліспасту при прийнятій схемі запасовування канату $i_п$=5. ККД поліспасту $\eta_п = \eta^n = 0{,}97^5 = 0{,}86$.

Зусилля в канаті, що навивається на барабан, визначається за формулою (6.1):

$$P_к = \frac{147}{5 \cdot 0{,}86} = 34{,}2 \text{ кН}.$$

Потрібний канат з допустимим розривним зусиллям $S_p = 5{,}5 \cdot 34{,}2 = 188$ кН. За ГОСТ 3070-74 підбираємо канат хрестового правого звивання ТК 6×19, допустиме розривне зусилля якого $S_p = 187$ кН; діаметр каната $d_к$=19,5 мм; розрахункова межа міцності дроту при розтягуванні $\sigma_в$=1700 МПа; маса 1 м канату q=1,35 кг.

Таблиця 3.11. Канат подвійного звивання типу ТК конструкції 6х19 (1 + 6+12) + 1о.с. (по ГОСТ 3070-74)

Діаметр, мм			Площа переріз у дротів, мм^2	Розрахункова маса 1 м зма-щеного каната, кг	Маркувальна група по тимчасовому опору розриву,					
каната	дротів				1400	1600	1700	1800	2000	2200
	центральних (6 дротів)	у шарах (108)			Розрахункове розривне зусилля каната, кН					
5,5	0,36	0,34	10,42	0,1	–	14	15	15	17	18
5,8	0,38	0,36	11,67	0,12	–	15	16	17	19	20
6,5	0,45	0,4	14,53	0,14	–	19	20	22	24	25
8,1	0,55	0,5	22,64	0,22	–	30	32	33	36	–
9,7	0,65	0,6	32,52	0,32	–	44	46	48	52	–
11	0,75	0,7	44,21	0,43	52	60	63	65	71	–
13	0,85	0,8	57,7	0,57	68	78	83	85	93	–
14,5	0,95	0,9	72,96	0,72	86	99	105	108	118	–
16	1,05	1	90,02	0,88	107	122	130	134	146	–
17,5	1,15	1,1	108,86	1,07	129	147	157	161	176	–
19,5	1,3	1,2	130,11	1,28	154	176	187	193	211	–
21	1,4	1,3	152,58	1,49	181	207	220	227	247	–
22,5	1,5	1,4	176,86	1,47	210	240	255	263	287	–
24	1,69	1,5	202,92	1,99	241	275	292	302	329	–
25,5	2,7	1,6	230,76	2,27	274	313	333	343	374	–
27	1,8	1,7	260,41	2,56	309	354	376	387	422	–

Мінімальний діаметр блоків і барабану $D_б \geq 18 \cdot d_к = 18 \cdot 19{,}5 = 350$ мм. Приймаємо $D_б = 350$ мм.

Довжина канату:

$L_к = Hi_п + L_с + (2\ldots3)\pi D_б = 20 \cdot 5 + 25 + (2\ldots3) \times 3{,}14 \cdot 0{,}35 = 128$ м.

З урахуванням частини канату, що залишається на блоках, приймаємо $L_к$= 132 м.

Приклад 2. Підібрати канат для вантажної лебідки мостового крану вантажопідйомністю 10 т, обслуговуючого склад залізобетонних конструкцій. Канат запасовуваний в здвоєний двократний поліспаст (рис. 3.22, в). Режим роботи середній ПВ = 25%. Відстань від майданчика складу до барабану лебідки Н= 12 м.

Розв’язування. *В*ага вантажу, що піднімається $Q = mg = 10 \cdot 9{,}81 = 98{,}1$ кН. Кратність поліспасту $i_п = 2$. Для здвоєного поліспасту зусилля в кожній гілці каната, що навивається на барабан, дорівнюватиме:

$$P_к = \frac{98,1}{2 \cdot 2 \cdot 0,97} = 25,3 \text{ кН}.$$

Таблиця 3.12. Канат подвійного звивання типу ТК конструкції 6х37 (1 + 6+12+ 18) + 1о.с. (за ГОСТ 3071-74)

Діаметр, мм			Площа переріз у дротів, мм^2	Розрахунк-кова маса 1 м змащеного каната, кг	Маркувальна група по тимчасовому опору розриву,					
каната	дротів				1400	1600	1700	1800	2000	2200
	центральних (6 дротів)	у шарах (216)			Розрахункове розривне зусилля каната, кН					
5	0,24	0,22	8,48	0,08	–	–	–	12	13	15
5,4	0,26	0,24	10,08	0,1	–	–	–	14	16	18
5,8	0,28	0,26	11,84	0,12	–	–	–	17	19	21
6,3	0,3	0,28	13,73	0,13	–	–	–	20	22	23
6,7	0,32	0,3	15,75	0,15	–	–	–	23	25	27
7,6	0,36	0,34	20,22	0,2	–	26	28	29	32	34
8,5	0,4	0,38	25,25	0,25	–	33	35	37	40	43
9	0,45	0,4	28,1	0,27	–	36	39	41	44	47
11,5	0,55	0,5	43,85	0,43	–	57	61	62	67	–
13,5	0,65	0,6	63,05	0,61	–	82	87	89	97	–
15,5	0,75	0,7	85,77	0,83	98	112	119	122	132	–
18	0,85	0,8	111,99	1,09	130	147	156	160	173	–
20	0,95	0,9	141,67	1,38	167	186	197	202	219	–
22,5	1,05	1	174,84	1,71	200	229	243	249	270	–
24,5	1,15	1,1	211,5	2,06	242	277	294	301	327	–
27	1,3	1,2	252,26	2,46	289	330	351	360	390	–
29	1,4	1,3	295,93	2,88	339	387	412	422	458	–
33,5	1,6	1,5	393,78	3,84	451	516	548	561	610	–
36,5	1,7	1,6	447,91	4,36	514	587	624	639	694	–
38	1,8	1,7	505,54	4,92	580	662	704	721	782	–
39,5	1,9	1,8	566,67	5,52	650	743	789	808	875	–
44,5	2,1	2	699,34	6,81	802	914	971	995	1080	–

Допустиме розривне зусилля в канаті $S_р = 5,5 \cdot 25,3 = 139$ кН. За ГОСТ 3071-74 підбираємо канат ТК 6×37 діаметром $d_к$=18 мм маркувальної групи по тимчасовому опору розриву σ =1600 МПа з табличним значенням розрахункового розривного зусилля канату $S_р$ = 147 кН.

Маса 1 м каната q = 1,09 кг.

Мінімальний діаметр блоків і барабану: $D_б \geq 25d_к = 25 \cdot 18 = 450$ мм. Приймаємо $D_б$ = 500 мм.

Довжина каната:

$L_к = 2[Hi_п + (2…3)\pi D_б] = 2[12 \cdot 2 + (2…3) \times 3,14 \cdot 0,5] = 56$ м.

З урахуванням частини каната, що залишається на блоках, приймаємо $L_к = 60$ м.

Барабани для канатів виготовляють зварними або литими. Їх поверхня може бути гладкою або з канавками для канату. Мінімальний діаметр барабана залежить від діаметру каната і від режиму роботи вантажопідйомного пристрою (табл. 6.6).

Робочу довжину барабана при багатошаровому навиванню визначають за формулою:

$$L_б = L_к t / [\pi m (D_б + d_к m)], \quad (3.7)$$

де $L_к$ – довжина каната, що навивається на барабан, м; m – кількість шарів навивання каната; t – крок витків каната (при навиванні каната на гладкий барабан $t = d_к$).

Розміри профілю канавок на барабані (рис. 3.23) наведені в табл. 3.13.

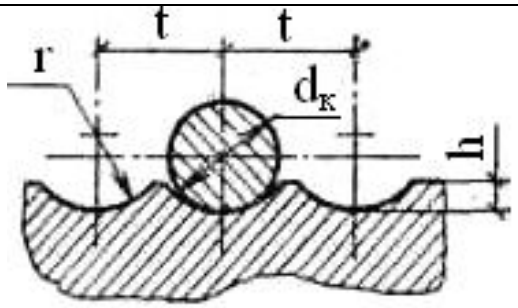


Рис. 3.23. Профіль канавок на барабані

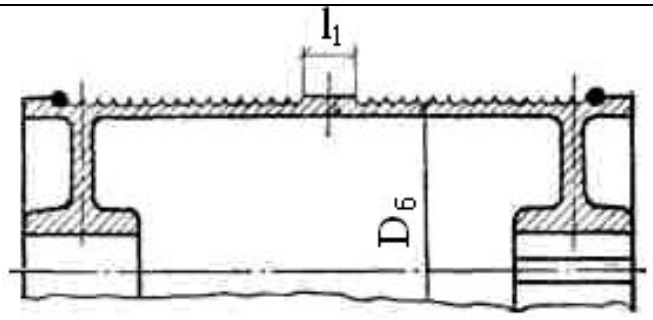


Рис. 3.24. Барабан з двохстороннім навиванням канату

Довжину барабана при одношаровому навиванні визначають за формулою:

$$L_б = L_к t / [\pi (D_б + d_к)].$$

При визначенні повної довжини барабана враховують товщину бортів, місце для закріплення каната, а на барабанах з двостороннім навиванням канатів (рис. 3.24) ще й ширину роздільної смуги l_1. Діаметр бортів барабана має бути таким, щоб борт виступав над останнім шаром каната на величину не менш ніж $s \approx 2d_к$ (рис. 3.24).

Товщина стінок барабана

$$\delta = P_к / (t[\sigma_{ст}]), \quad (3.8)$$

де $[\sigma_{ст}]$ – допустима напруга на стискання для матеріалу барабана (для чавуну СЧ 15 $[\sigma_{ст}]$=80 МПа, для сталевого литва 25Л $[\sigma_{ст}]$=100 МПа, для сталей Ст3 і Ст5 при зварній конструкції барабана $[\sigma_{ст}]$=110МПа).

Товщина стінок чавунного литого барабана може визначатися залежністю: $\delta \geq 0{,}02D_б + (0{,}6\ldots1)$ см. Вона має бути не меншою ніж (10–12) мм.

Таблиця 3.13. Розміри профілю канавок на барабанах, мм

$d_к$	r	h	t

Приклад 3. Визначити основні розміри барабана лебідки. Барабан чавунний з канавками. Зусилля в канаті 40 кН. Режим роботи

7,4...8	4,5	2,5	9
9...8	5	3	10
9...10	5,5	3	11
10...11	6	3,5	12,5
11...12	6,5	3,5	13,5
12...13	7	4	15
13...14	7,5	4,5	16
14...15	8,5	4,5	17
15...16	9	5	18
16...17	9,5	5,5	19
17...18	10	5,5	20
18...19	10,5	6	22
19...20	11	6	23
20...21,5	12	6,5	24
21,5...23	12,5	7	26
23...24,5	13,5	7,5	28
24,5...26	14	8	29
26...27,5	15	8,5	32
27,5...29	16	9	34
29...31	17	9,5	36
31...33	18	10	38
33...35	19	10,5	40
35...37,5	21	11,5	42
37,5...40	22	12	44
40...42,5	23	13	48
42,5...45,5	25	14	50

середній, ПВ=25%. Канатомісткість барабана 200 м.

Розв'язування. Підбираємо канат по розривному зусиллю: $S_p = 40 \cdot 5,5 = 220$кН.
За ГОСТ 3071-74 S_p=229 кН; маркувальна група по тимчасовому опору розриву 1600 МПа; діаметр каната 22,5 мм.

По табл. 5 знаходимо, що:

$D_б \geq 18 d_к = 18 \cdot 22,5 = 360$ мм. Приймаємо $D_б = 360$ мм.

Робоча довжина барабана при чотиришаровому навиванню каната обчислюється за формулою (6.2):

$$L_б = \frac{200 \cdot 0,026}{3,14 \cdot 4(0,36 + 0,0225 \cdot 4)} = 0,916 \text{ м.}$$

Приймаємо повну довжину барабана $L_б$ =1000 мм. Товщина стінок барабана відповідно до формули (3) матиме вигляд:

$$\delta = \frac{40000}{0,026 \cdot 80 \cdot 10^6} = 0,02 \text{ м.}$$

Приймаємо δ = 20 мм.

Зовнішній діаметр по бортах барабана: $D_н = D_б + 2(m+2)\, d_к = 360+2(4+2)22,5 = 630$ мм.

Уточнення товщини стінки барабана:
$\delta \geq 0,02 D_б + (0,6 \ldots 1,0) = 0,02 \cdot 36 + (0,6 \ldots 1,0) =$ (13,2…17,2) мм.
Приймаємо δ = 20 мм.

Початкові дані до прикладу

Номер завданн	L_k, **м**	$P_к$**,** кН	ПВ**, %**	Поверхня барабана	т
1	160	2	15	Гладка	3
2	240	1,6	25	Те ж	4
3	60	0,8	15	З канавками	1
4	40	3,2	25	Те ж	2
5	320	2,4	15	Гладка	5

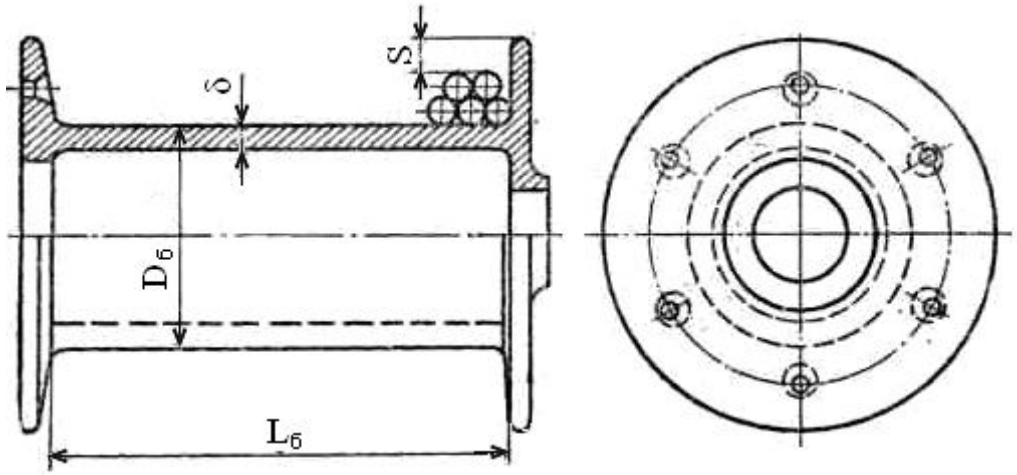


Рис. 3.24. Гладкий барабан для багатошарового навивання канату

Практична робота № 8. Вивчення конструкції та визначення продуктивності мостового крана

Мета роботи: вивчити призначення, конструкцію та принцип роботи мостового крана; набути навики практично визначати продуктивність мостового крана.

Обладнання та інструменти: мостовий кран, секундомір, рулетка.

*Зміст звіту:*1. Схема мостового крана і короткий опис його роботи.

2. Заповнити таблицю 1 «результати вимірів».

3. Аналіз результатів розрахунків.

4. Висновки по роботі.

Основні теоретичні положення

Мостові крани призначені для виконання вантажно-розвантажувальних і транспортувальних операцій у цехах промислових підприємств, на монтажних і контейнерних майданчиках та на відкритих і закритих складах.

Механізми мостового крана забезпечують три робочі рухи: підіймання-опускання вантажу, пересування вантажного візка та пересування крана в цілому.

Крани пересуваються по рейковій колії, яка розміщена на колонах цеху під дахом, перекриваючи всю ширину виробничого приміщення. Вони займають мало корисного простору і обслуговують майже всю площу цеху. На відкритих складах, монтажних і контейнерних майданчиках застосовують мостові крани спеціальної конструкції (козлові крани), в яких міст змонтований на двох вертикальних опорах і пересувається на колесах по рейковій колії, прокладеній на землі.

Залежно від кількості основних (проміжних) балок у мостовій конструкції крани поділяють на одно-, дво- та багатобалкові.

Гакові однобалкові крани, в яких як вантажний візок застосовують самохідну електричну таль (кран-балку), поділяють на два конструктивних типи: опорні вантажністю до 25 т і підвісні вантажністю до 15 т.

Вантажопідйомність мостових дво- та багатобалкових кранів досягає 1250 т;– 2-34 м; швидкості: підіймання вантажу – до 2 м/с; пересування візка – 0,17-6,0; пересування моста – 0,66-2,5 м/с. Найпоширеніші мостові крани вантажопідйомністю 5-320 т, особливо 5-тонні крани, які становлять 20 %, і 10-тонні – 17 % усієї кількості кранів. Вісімдесят відсотків усіх кранів мають режим роботи 4-ї групи (середній режим). Технічні вимоги і робочі параметри всіх без винятку кранів та окремих їх механізмів регламентуються відповідними державними (галузевими) стандартами.

Мостовий кран складається із прольотної балки (моста), яка опирається на дві кінцеві балки. Прольотна балка виготовлена із двотавра, по нижніх полках якої пересувається електроталь. Кінцеві балки обладнанні холостими та привідними колесами, які отримують обертання від приводу за допомогою трансмісійних валів.

Електроталь виконує операцію по вертикальному підйому вантажу і горизонтальному переміщенню його на довжину балки. Горизонтальне переміщення вантажу по довжині прольоту здійснюється за рахунок руху всього крана по підкрановій колії.

Мостові крани (рис. 3.25) складаються з таких вузлів: вантажний візок 3 пристрій 6 і механізм пересування візка 10; міст 4, що складається з двох суцільних (або решітчастих) ферм, з’єднаних з кінцевими балками 11, у які вмонтовані привідні 13 та непривідні 12 ходові колеса.

Міст обладнаний буферами 7, щоб зменшувати силу удару в разі наїзду на перепони. Механізми пересування моста 1 і 5 можуть мати привід від одного або двох двигунів.

Електроенергія до них підводиться по тролеях 8. Апаратура керування механізмами розміщена в кабіні 2 машиніста крана.

Механізм підіймання у візку – це вантажна лебідка, на барабан якої намотуються канати здвоєного поліспаста. У кранах вантажопідйомністю понад 10 т вантажні візки часто обладнують двома незалежними механізмами підіймання: основним, розрахованим на підіймання номінального вантажу масою Q, та допоміжним, розрахованим на швидкісне підіймання вантажів, маса яких близько 0,25Q.

Розраховують мостовий кран загального призначення за такими вихідними даними: вантажність Q, т; довжина прольоту L, м; висота підняття Вантажу (максимальна) H, м; швидкості, м/с: підіймання вантажу v_1, пересування візка v_2, пересування крана v_3; група режиму роботи механізмів–4 (ТВ %).

Міст крана – двобалковий зварний. Електродвигуни – асинхронні з фазовим ротором, напругою 380 В.

Підйом вантажу і горизонтальне переміщення вантажу в двох напрямках можуть здійснюватися:

-послідовно, тобто кожна наступна операція виконується після закінчення попередньої;

-з частковим суміщенням операцій, тобто підйом вантажу здійснюється одночасно з горизонтальним переміщенням талі вздовж моста при нерухомому мості, або одночасно із рухом моста при нерухомій талі;

-із суміщенням в часі всіх операцій.

Після вивчення будови крана слід визначити продуктивність крана при роботі в кожному із трьох вище перерахованих режимів.

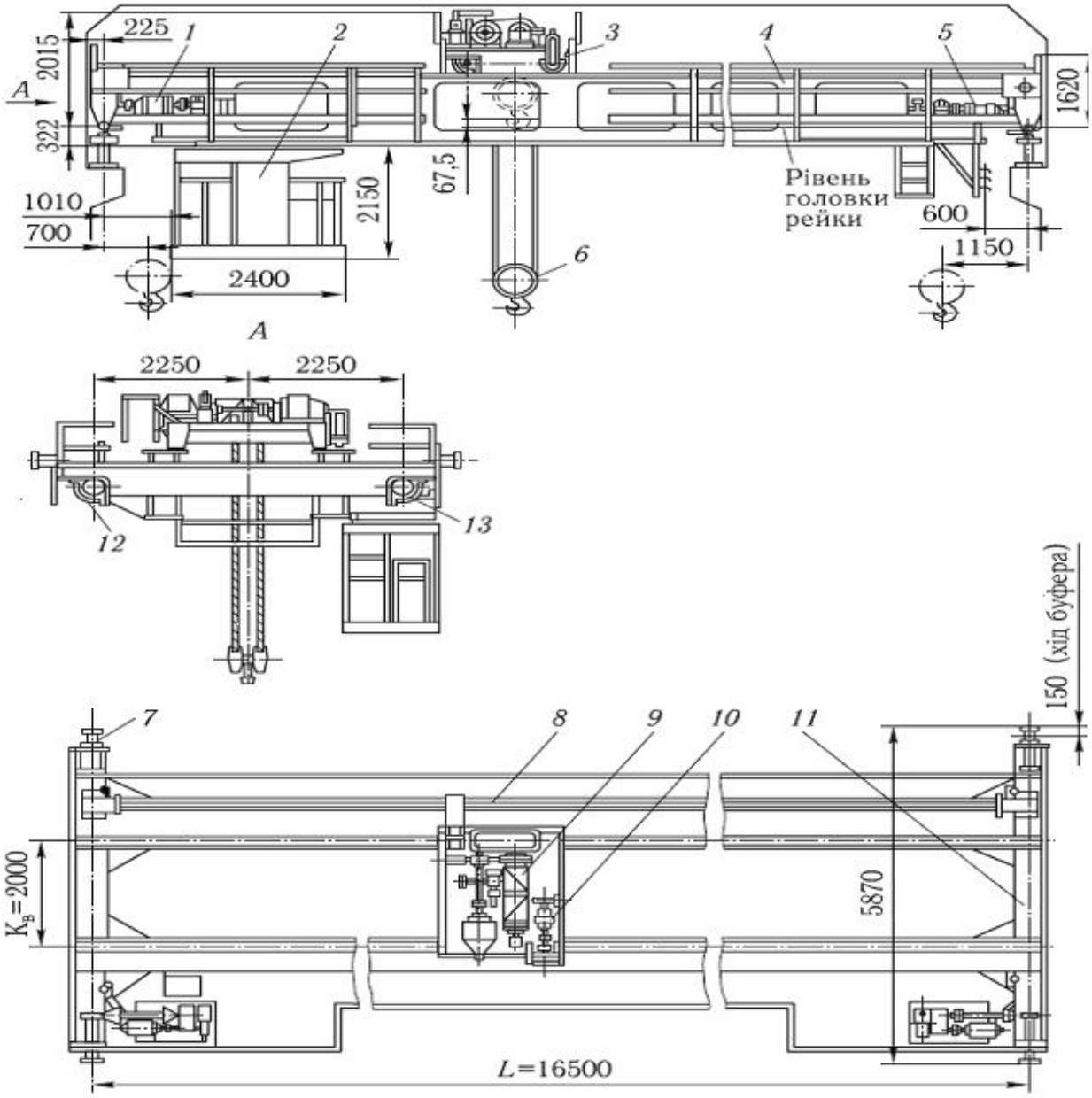


Рис. 3.25. Схема мостового крана загального призначення

Послідовність виконання роботи

1. Дослідження проводяться на серійному мостовому одно балочному крані із слідуючими параметрами:

Вантажопідйомність	Q = 0,5 т;
Проліт	L = 6,4 м;
Висота підйому вантажу	H = 4 м;
Швидкість підйому вантажу	$\upsilon_в$ = 8 м/хв.;

Швидкість пересування талі $\upsilon_т = 20$ м/хв.;

Швидкість пересування крана $\upsilon_{кр} = 7{,}45$ м/хв.

2. Після вивчення будови крана необхідно викреслити загальну схему крана і кінематичні схеми механізмів підйому і пересування.

3. Для визначення продуктивності крана необхідно визначити тривалість одного циклу роботи крана:

$$t_ц = t_р + t_х ,$$

де $t_р$ – тривалість робочої частини циклу, с;

$t_х$ – тривалість холостої частини циклу, с.

В свою чергу:

- тривалість робочої частини циклу визначається як:

$$t_р = t_з + t_{р.в} + t_{з.к},$$

де $t_з$ – тривалість операції по захоплюванні вантажу, с;

$t_{р.в}$ – тривалість руху з вантажем, с;

$t_{з.к}$ – тривалість звільнення крана від вантажу, с;

- тривалість холостої частини циклу визначається як:

$$t_х = t_г + t_{р.бв} + t_{оп.г},$$

де $t_з$ – тривалість підіймання гака без вантажу, с;

$t_{р.бв}$ – тривалість руху без вантажу, с;

$t_{оп.г}$ – тривалість опускання гака для захвату вантажу, с;

Число циклів в час визначається за формулою:

$$n_ц = 3600 / t_ц .$$

4. Заміри тривалості окремих операцій здійснюється за допомогою секундоміра в кожному із трьох режимів роботи. Результати замірів заносяться в табл. 3.14.

Таблиця 3.14. Результати замірів

Режими роботи	Відрізок часу, с				
	$t_з$	$t_{р.в}$	$t_{з.к}$	$t_х$	$t_ц$
Роздільне виконання всіх операцій					
Суміщений підйом вантажу із рухом талі					
Суміщений всіх операцій					

Продуктивність крана в кожному режимі визначається за формулою:

$$Q = n_ц \cdot m_в,$$

де $m_в$ – маса вантажу, т.

5. Написати висновки по виконаній роботі.

Правила техніки безпеки

1. На крані з обох сторін повинні бути вивішені таблички з вказівкою його вантажопідйомності. Забороняється проводити підйом і транспортування вантажів, які перевищують номінальну вантажопідйомність

крана. При експлуатації крана необхідно дотримуватися режиму роботи, який вказаний у паспорті крана.

2. При переміщенні крана підвіска крюкова, стропи або вантаж повинні бути підняті на 0,5м вище від предметів, які зустрічатимуться на шляху.

3. Для попередження пуску в роботу несправного крана на пульті управління повинна бути вивішена табличка «КРАН НЕСПРАВНИЙ».

4. Робітникові, який керує краном забороняється:

- замикати контакти;
- виводити з ладу гальмо, кінцеві вимикачі та електричний захист;
- піднімати вантажі з людьми, які знаходяться на ньому;
- завантажувати і розвантажувати автомобілі, якщо водій або інша особа знаходяться в кабіні;
- залишати вантаж підвішеним;
- працювати з краном при недостатній освітленості робочої зони;
- піднімати вантажі в випадках, коли сили будуть діяти на вантажний канат з відхиленням від вертикалі (підтягати вантажі краном).

5. Робітник повинен зупинити кран при сигналі «СТОП».

6. При підйомі та переміщенні вантажів робітник повинен дотримуватися слідуючих правил:

- перед підйомом вантажів необхідно попередити людей, які знаходяться поблизу;

7. Забороняється проводити огляд і ремонт крана під час його роботи.

8. При огляді та проведенні змащування крана, його необхідно знеструммити і зняти блокувальний вимикач з блоку захисту для запобігання випадкового включення.

9. Під час проведення ремонту, кран з обох сторін загороджується упорами. Крім цього вдень вивішуються на крані червоні прапорці. Коли ж ремонт проводять в нічний період доби, на крані встановлюються червоні ліхтарі.

10. Після закінчення роботи слід відключити кран від мережі.

11. Для забезпечення безпечної експлуатації крана необхідно також керуватись вимогами:

«Правил будови та безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів»;
«Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів та правил техніки безпеки експлуатації електроустановок споживачів»;
Заводських інструкцій по експлуатації електрообладнання.

Контрольні запитання

1.Яке призначення мостових кранів?

2. З яких основних вузлів складаються мостові крани?

3.За якими вихідними даними розраховують мостові крани загального призначення?

4.Якими способами може здійснюватися підйом вантажу і його горизонтальне переміщення мостовими кранами?

5.Що таке тривалість роботи одного циклу роботи крана?

6.Що таке число циклів роботи крана, і як його визначати?

7.Як визначити продуктивність мостового крана практичним шляхом?

8. Що таке продуктивність і як вона визначається?

9.Що забороняється робити робітникові, який керує мостовим краном?

10.Яких вимог повинен дотримуватись робітник при підйомі та переміщенні вантажу?

Практична робота № 9. Вивчення пристрою і робочого процессу баштового крану КБ-403 Б.

Мета робити: вивчити призначення, будову і роботу баштового крана; навчитися визначати сумарний час робочого циклу та змінну експлуатаційну продуктивність крану

Хід роботи. Баштові крани широко застосовуються в житловому, комунальному, промисловому та інших видах, для виконання монтажних робіт, подачі будівельних матеріалів і виробів на споруджувані об'єкти.

Параметричний ряд серії уніфікованих кранів (КБ) веж по ГОСТ 13556-86 включає 7 основних типорозмірів. Баштові крани для масового будівництва від 1 до 5-ої розмірних груп передбачені з балочною (горизонтальною) стрілою і вантажним візком.

Нині широке застосування в будівництві отримав баштовий кран КБ-403 Б.

Будова баштового крану КВ-403 Б. Кран КБ-403 Б (рис. 3.26) виконаний на рейковому ходу і складається з ходової рами I з флюгерами 2 і ходовими візками 3, поворотної платформи 4 з розміщеними на ній вантажної 5 і стріловидної б лебідками, механізмом повороту 7, противагою 6, баштовою розпіркою 9 і навісною кабіною 10, балочної стріли II з вантажним візком 12 і механізмом 13 її пересувань.

Ходова рама I крану є зварним кільцем коробчастого перерізу, який вушками шарнірно сполучено з чотирма діагонально розташованими флюгерами 2. Флюгера через цапфи спираються на ходові візки, два з яких ведучі. Шарнірне з'єднання флюгерів з ходовою рамою і візками, які виконані балансирними, полегшує проходження крану по закругленнях рейкового шляху.

Для того щоб кран не покотився в неробочому стані, вітром, візки забезпечені спеціальними захватами. Поворотна платформа 4 спирається на ходову раму I з можливістю обертання в горизонтальній площині. Це з'єднання здійснене за допомогою роликового опорно-поворотного пристрою 14, що виконує роль вальниці, для обертання поворотної платформи.

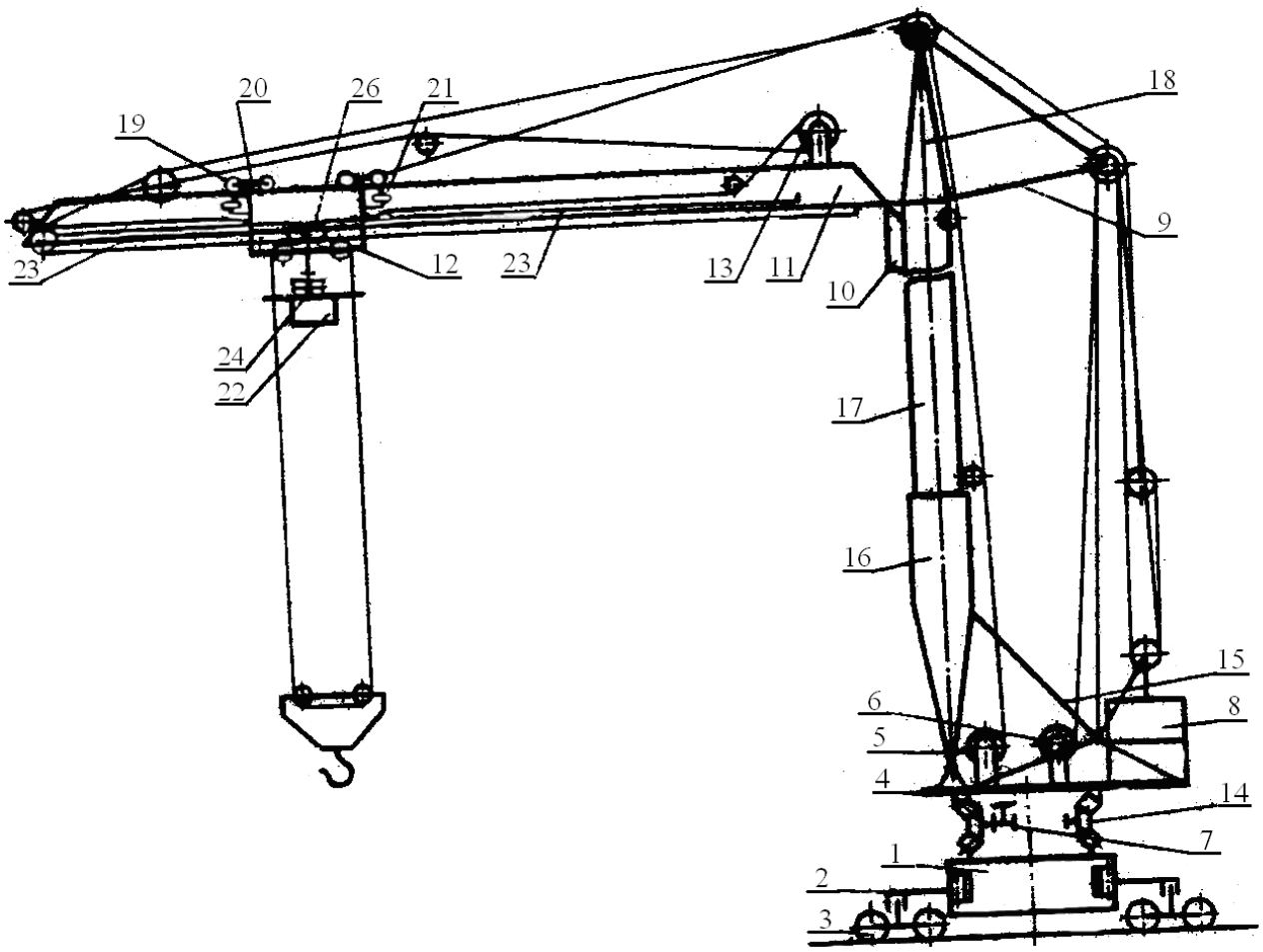


Рис. 3.26. Загальний вигляд крану КБ-403 Б

Складова, телескопічна башта гранчастої зварної конструкції, виконана з труб, встановлена на поворотній платформі шарнірно і утримується у вертикальному положенні за допомогою підкосів 15. Башта складається з порталу 16, секції 19, оголовка 18, розпірки 9 і механізму висунення. Подовження башти здійснюється знизу на необхідну висоту у міру зведення об'єкту, що будується.

У верхній частині башти кріпиться кабіна 10 і стріла II, виконана зварною з труб. Стріла має направляючі для переміщення вантажного візка у вигляді протяжних кутів. Стріла складається з чотирьох секцій і може мати довжину 20, 25 та 30 м.

Для збільшення висоти підйому вантажу стріла завдовжки 20 і 25 м може встановлюватися під кутом 30° і 60°. Вантажний візок 12 спирається на направляючі стріли чотирма парами роликів 19, які для рівномірного розподілу навантажень, сполучені з рамою візка балансирами 20. Для усунення перекосів при русі візок забезпечений чотирма бічними роликами 21.

Привід крану виконаний багатомоторним індивідуальним з живленням електродвигунів від мережі трифазного змінного струму і містить п'ять механізмів: вантажний; стріловидний; пересування візка (візковий); повороту платформи; пересування крану по рейках.

Кожен механізм забезпечений окремим реверсивним двигуном. На крані встановлені три електричні реверсивні лебідки: вантажна; стріловидна; візкова.

Вантажний механізм крану складається (рис. 3.27) з лебідки I, каната 2, закріпленого на барабані лебідки, що і огинає нерухомий блок 3 на верху башти, нерухомі блоки 4 і 5 на головній частині стріли, нерухомі блоки 6 і 7 на рамі 8 вантажного візка, рухливі блоки 9 і 10 підвіски крюка II, що містить крюк 12. Вантажний канат утворює двократний вантажний поліспаст 13. Другий кінець вантажного каната прикріплений до стріли через обмежувач вантажопідйомності 14, який автоматично відключає вантажну лебідку при перевищенні встановленої вантажопідйомності.

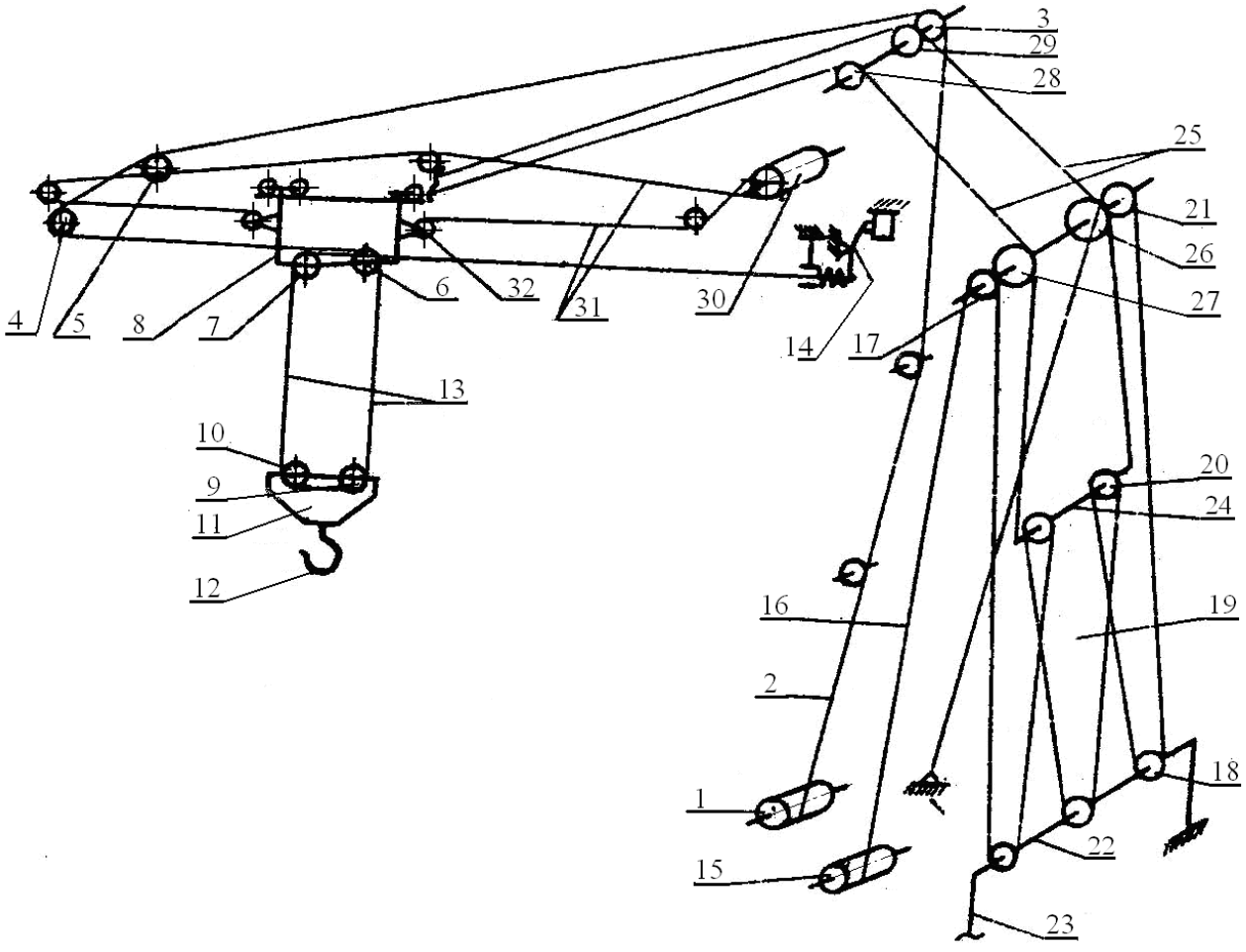


Рис. 3.27. Схема запасування канатів

Вантажна лебідка виконана дводвигуновою. Електродвигуни сполучені послідовно з провідним валом редуктора і включаються автоматично залежно від маси вантажу, що піднімається. Для підйому вантажу масою до 2 т з швидкістю 58 м/хв. включається один з двигунів. Для підйому вантажу масою більше 2 т із швидкістю 40 м/хв. включається інший двигун, що має меншу частоту обертання.

Стріловидний механізм крану (рис. 3.27) складається з лебідки 15, каната 16, закріпленого на барабані лебідки, і що огинає нерухомий блок 17 на розпірці башти, три блоки 18 нерухомої обойми 22 і два блоки 20 рухливої обойми 24 стріловидні поліспасти 19.

Другий кінець стріловидного каната К закріплений на поворотній платформі. Нерухома обойма 22 стріловидного поліспасту кріпиться. до поворотної платформи через дві відтяжки 23. Рухлива обойма 24 стріловидного поліспасту 19 сполучена із стрілою за допомогою стріловидного рас чала 25, що складається з двох канатів, які огинають блоки 26 і 27 на розпірці башти і блоки 28 і 29 на верху вежі. Стріловидний поліспаст чотирикратний.

Стріловидна уніфікована лебідка крану Л-600С має звичайну типову конструкцію.

Замкнутий канатний привід пересування вантажного візка 8 складається з лебідки 30 (рис. 3.27), встановленої на стрілі, візкових канатів 31 і двох барабанів 32, забезпечених храповими тріскачками для натягнення візкових канатів. Візкові канати лівими кінцями закріплені на барабані 32 з протилежних сторін Візка, а правими кінцями – з протилежних сторін барабана 30. При обертанні барабана за годинниковою стрілкою візок переміщається управо і виліт вантажу зменшується. При обертанні барабана проти годинникової стрілки візок переміщається вліво і виліт вантажу збільшується.

Кран забезпечений обмежувачем висоти підйому вантажу (рис. 3.26). Упор 22 обмежувача підвішений до стріли за допомогою каната 23, що огинає два блоки 24 на упорі і два блоки 25 на візку. Лівий кінець каната 23 прикріплений до передньої частини стріли, а правий – до важеля кінцевого вимикача, розташованого на задній частині стріли. Натягненням каната 23 під дією ваги упору 22 кінцевий вимикач замикає ланцюг живлення електродвигуна Вантажної лебідки. При підйомі вантажу на максимальну висоту підвіска крюка підводить упор 22. При цьому канат 23 перестає впливати на кінцевий вимикач, який знеструмлює двигун. Підйом вантажу автоматично припиняється.

Пристрій для обертання поворотної платформи крану (рис. 3.28) складається з механізму повороту і опорно-поворотного пристрою. Механізм повороту здійснює примусове обертання поворотної платформи, а опорно-поворотний пристрій є для неї рухливою опорою (вальницею кочення).

На крані КБ-403Б встановлений уніфікований механізм повороту, вживаний для баштових кранів серії КБ. Механізм складається зі встановлених в одному блоці електродвигуна І, гальма колодки 2, триступінчатого циліндричного редуктора 3 і шестірні 4, закріпленої на веденому валу редуктора.

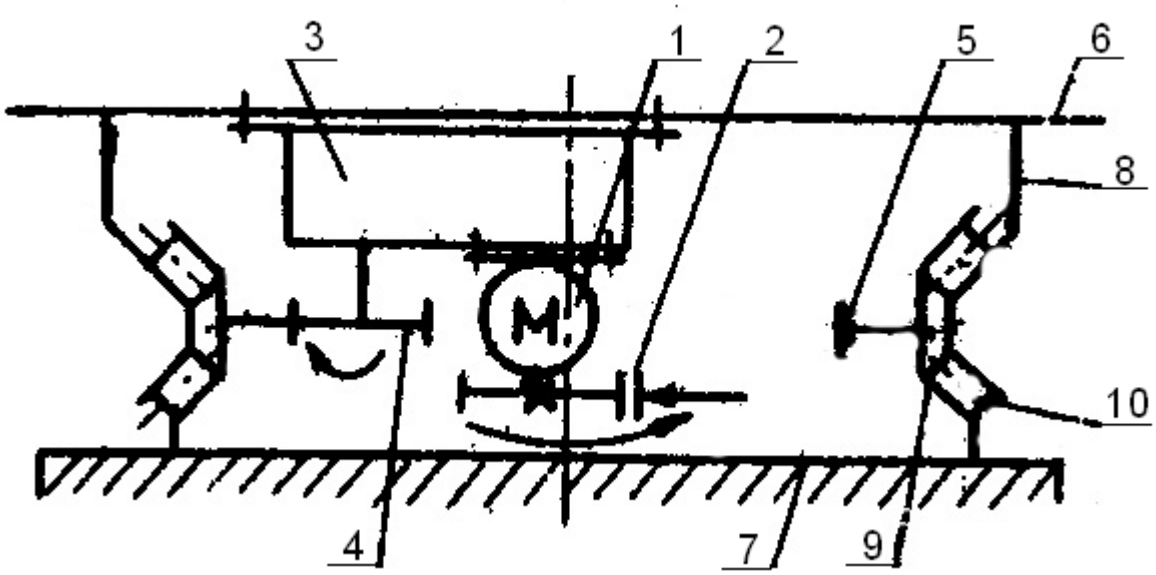


Рис. 3.28. Схема пристрою для обертання поворотної платформи

Шестірня 4 зачеплена з внутрішніми зубами зубчастого вінця 5, який виконаний за одне ціле з внутрішньою обоймою 9 опорно-поворотного пристрою. Корпус редуктора 3 прикріплений до поворотної платформи. Електродвигун I має фланцеве кріплення до редуктора.

Поворотна платформа 6 встановлена на ходовій рамі 7 за допомогою роликового дворядного опорно-поворотного пристрою. Воно, як і звичайний підшипник кочення, складається з двох обойм (кілець): зовнішньої 8, внутрішньої 9 і двох рядів тіл кочення (роликів) 10 між обоймами.

Причому зовнішня обойма 8 сполучена з поворотною платформою 6, а внутрішня обойма 9 разом із зубчастим вінцем 5 сполучена з ходовою рамою 7. При обертанні поворотної платформи ходова рама, обойма 9 і вінець 5 залишаються нерухомими, а відносно них здійснює горизонтальне обертання поворотна платформа разом із зовнішньою обоймою 8, що перекочується на роликах по внутрішній нерухомій обоймі 9.

При включеному електродвигуні I через редуктор 3 приводиться в обертання шестірня 4, яка, обкатуючись по зубах вінця 5, здійснює планетарний рух і захоплює в обертання сам механізм повороту, а разом з ним і поворотну платформу 6.

Робочий процес будівельних монтажних кранів. Робочий процес будівельних кранів здійснюється циклічно. Основними операціями робочого циклу є: зачіпка вантажу; підйом вантажу; переміщення вантажу в горизонтальній площині за допомогою пересування вантажного візка по стрілі, крану по рейках і повороту поворотної платформи; наведення вантажу і установка його в проектне положення; відчеплення вантажу; опускання крюка; переміщення крюка в горизонтальній площині до місця чергової зачіпки.

Показники, що використовуються, наведені у табл. 3.15.

Для скорочення часу циклу і підвищення продуктивності крану широко використовується поєднання операцій:

підйому або опускання крюка з поворотом, повороту з переміщенням крюка в горизонтальному напрямі та ін.

Таблиця 3.15. Показники, що використовуються

Показники	Позначення	Одиниця виміру	Величина
Висота підйому вантажу	H	м	30
Середня маса елемента, що піднімається	Q	т	1,5
Шлях пересування вантажного візка по стрілі	S_T	м	14
Шлях пересування крану по рейках	S_R	м	10
Кут повороту платформи	α	град	90
Час зачіпки і відчеплення вантажу	$t_З$	хв.	5
Частота обертання поворотної платформи	n_n	об/хв.	0,6
Коефіцієнт використання крану за часом	K_B	-	0,7–0,9
Час наведення і установки монтованого елементу з частковим використанням механізмів крану	$t_У$	хв.	1,0
Швидкість підйому при масі вантажу: до 2 т понад 2 т	V_1	м/хв.	 58 40
Швидкість опускання крюка	V_2	м/хв.	65
Швидкість пересування вантажного візка	V_T	м/хв.	23
Швидкість пересування крану	V_K	м/хв.	18

1. Сумарний час робочого циклу крану:

$$T_Ц = t_M + t_P,$$

де t_M – машиний час;

t_p – час ручних операцій.

$$t_M = \left(\frac{H}{V_1} + \frac{H}{V_2} + \frac{2S_T}{V_T} + \frac{2S_K}{V_K} + \frac{2\alpha}{360n_n}\right) \times A =$$

$$\left(\frac{30}{58} + \frac{30}{65} + \frac{2 \times 14}{23} + \frac{2 \times 10}{18} + \frac{2 \div 90}{360 \times 0,6}\right) \times 0,9 = 3,727;$$

А – коефіцієнт, що враховує поєднання операцій. Приймається залежно від кута повороту: при $\alpha = 90^0$ А = 0,9.

Час ручних операцій $t_P = t_З + t_ц = 5 + 1 = 6$ хв.

2. Змінна експлуатаційна продуктивність крану

$$П_{зм} = \frac{60 \times t_{зм} \times Q \times K_в}{T_ц} = \frac{60 \times 8,2 \times 1,5 \times 0,8}{9,727} = 60,7 \text{ т/зм.}$$

$t_{зм}$ – середня тривалість зміни при п'ятиденному робочому тижні, $t_{зм}$ = 8,2 год.

$$Q = Q_{max} \times K_Г ; K_Г = \frac{1,5}{8} = 0,1875 .$$

Q_{max} – вантажопідйомність крану;

$К_Г$ – коефіцієнт використання крану по вантажопідйомності.

Практична робота № 10. Загальні розрахунки баштових кранів

Мета робити: навчитися визначати основні параметри; потужності приводу механізмів; зусиль, діючих на елементи крану; здійснювати перевірку стійкості крану; навчитися визначати швидкості основних робочих рухів баштового крану.

Основні теоретичні положення. Продуктивність кранів залежить як від основних параметрів кранів і їх конструктивних особливостей (постійні величини), так і від ряду змінних величин: виду вантажу (штучний, пакетований, довгомірний), співвідношення маси вантажу, що піднімається, і вантажопідйомності крану, кваліфікації машиніста, такелажника, монтажників, характеру виконуваних краном операцій (підйомно-транспортні, монтажні, навантажувально-розвантажувальні), конструкції і конфігурації будівлі, що зводиться, розміщення складів і тому подібне.

Від усіх цих показників, а також від часу корисної роботи і перерв залежить режим роботи крану за часом в зміну. Перерви бувають технологічні і організаційні. До технологічних відносяться перерви, пов'язані із зміною вантажозахватних пристроїв, зміною вильоту крюка, висуненням телескопічної вежі і тому подібне. Час, що витрачається на ці перерви, значною мірою залежить від організації робіт і кваліфікації робочих, обслуговуючих кран. До організаційних перерв в роботі відноситься час, що витрачається на поточний догляд за краном, що вимагає його зупинки на прийом і здачу крану на початку і кінці зміни, простої через відсутність тих, що підлягають підйому вантажів, електроенергії і інші простої, що є наслідком поганої організації робіт.

Продуктивність крана, досягнута в конкретних виробничих умовах при режимі крану, що включає тільки технологічні і організаційні перерви в роботі, називається експлуатаційною продуктивністю.

Змінна експлуатаційна продуктивність може бути підрахована по формулі:

$П_е = 8,2 \cdot Q \cdot n \cdot k_Г \cdot k_В$,

де Q – вантажопідйомність крану при цьому вильоті крюка, т; n – число циклів роботи за 1 рік, $n = 60/t_ц$; $t_ц$ – тривалість одного циклу, хв.;

$k_г$ – коефіцієнт використання крану по вантажопідйомності;

$k_в$ – коефіцієнт використання крану за часом за зміну, що враховує технологічні і організаційні перерви в роботі (зазвичай $k_в = 0,86 – 0,88$).

Тривалість циклу складається з машинного часу і часу виконання ручних операцій. Час ручних операцій включає час, що витрачається на строповку вантажу *($t_с$)*, його установку в робоче положення і від'єднання вантажозахватних пристосувань ($t_в$).

Тривалість циклу:

$t_ц = t_м + t_р$,

де $t_м$ – тривалість усіх операцій, що виконуються машиною (машинний час);

$t_р$ – час, що витрачається на виконання ручних операцій, хв.: $t_р = t_с + t_в$.

Машинний час: $t_м = t_в + t_{пов} + t_п$.

Тут $t_в$ – година вертикального переміщення крюка, хв.: $t_в = H'/υ_1 + H''/υ_2$.

Тут H' – довжина шляху крюка при підйомі, м;

H" – довжина шляху крюка при опусканні, м;

$υ_1$ – швидкість підйому, м/хв.;

$υ_2$ – швидкість опускання, м/хв.;

$t_{пов}$ – час на поворот стріли, хв.: $t_{пов} = 2α/(360·n)$, де α - кут повороту в один бік, град;

n – частота обертання поворотної частини крану, об/хв.;

$t_п$ – час пересування крану, хв.: $t_п = S/υ_п$, де S – шлях пересування, м;

$υ_п$ – швидкість пересування крану, м/хв.

Коефіцієнт використання крану по вантажопідйомності:

$$k_г = Q_{нав.зв}/Q_{ном} ,$$

де $Q_{гр.св}$ – середнє навантаження: $Q_{гр.св} = \frac{\Sigma Q_i m_i}{100}$.

Тут Q_i – середнє навантаження при кожному циклі, т;

m_i – процентний вміст однакових середніх значень навантаження протягом зміни, рік;

$Q_{ном}$ – номінальна вантажопідйомність крану з певними параметрами: довжина стріли, виліт та ін.

Річний виробіток крана:

$П = П_{ЕГ} Т$,

де $П_{ЕГ}$ – годинна експлуатаційна продуктивність: $П_{ЕГ} = П_Е/8,2$; Т – робочий час крана на протязі року, год.;

$Т = t_{зм} ·k_{см}[365 – (Т_1 + Т_2 + Т_3 + Т_4)]$.

Тут $t_{зм}$ – тривалість зміни, год.; $k_{см}$ – середнє число змін роботи в добу впродовж року; $Т_1$ – вихідні і святкові дні; $Т_2$ – число днів простоїв з метеорологічних причин: сильний вітер, мороз, дощ, туман; $Т_3$ – час перебазування крану; $Т_4$ – витрата часу на ремонтні роботи.

*Загальний розрахунок баштового крану***.** Основними початковими даними для розрахунку можуть бути вантажопідйомність крану, його виліт і висота

підйому вантажу. Загальний розрахунок крану включає визначення основних параметрів, потужності приводу механізмів, зусиль, діючих на елементи крану, перевірку стійкості крану.

Можлива послідовність виконання загального розрахунку:

-вибір принципової схеми крану на основі ознайомлення з основними технічними рішеннями і патентними матеріалами;

-встановлення попередніх значень швидкісних і інших параметрів крану на основі аналізу технічних характеристик подібних машин;

-розрахунок вантажопідіймального механізму:

вибір схеми механізму і запасування вантажного каната; визначення зусилля в канаті, що навивається на барабан; підбір каната і визначення основних розмірів барабана; визначення потрібної потужності приводу, підбір двигуна і перевірка його на перевантажувальну здатність в період несталого руху; уточнення робочих параметрів вантажопідіймального механізму;

- розрахунок механізму зміни вильоту:

вибір схеми механізму і запасування канатів; визначення зусиль в стрілоподібному розчалі, в стрілоподібному поліспасті зміни кута нахилу стріли, в канаті тягової лебідки, якщо змінюється виліт за рахунок вантажного візка, що переміщається уздовж балочної стріли; підбір канатів і визначення основних розмірів барабанів;визначення потрібної потужності приводу, підбір двигуна і перевірка його на перевантажувальну здатність в період несталого руху; уточнення робочих параметрів механізму зміни вильоту;

-розрахунок механізму обертання:

вибір схеми механізму; визначення опорів повороту поворотної частини крану з урахуванням подолання сил тертя, вітрового навантаження і інерційних сил; визначення потрібної потужності приводу, підбір двигуна і перевірка його на перевантажувальну здатність в період несталого руху, уточнення робочих параметрів механізму обертання;

-розрахунок механізму пересування:

вибір схеми механізму; визначення опорів пересуванню крану з урахуванням подолання сил тертя, нахилу і вітрового навантаження; визначення потрібної потужності приводу, підбір двигуна і перевірка його на перевантажувальну здатність в період несталого руху, уточнення робочих параметрів механізму пересування;

- перевірка стійкості крану:

складання схеми крану і таблиці з вказівкою координат центрів тяжіння основних елементів крану;

визначення координат центру тяжіння крану;

визначення моменту сил, що утримує кран від перекидання в бік вантажу;

визначення вантажного моменту, визначення додаткових моментів сил, що перевертають кран у бік вантажу;

визначення коефіцієнта вантажної стійкості;

визначення моменту сил, що утримує кран від перекидання в бік противаги;

визначення вітрового моменту крану в неробочому стані;

визначення коефіцієнта власної стійкості;

визначення продуктивності крану;

визначення зусиль, діючих на елементи крану.

Окрім загального розрахунку, виконують також розрахунки елементів металоконструкцій, приводу, робочих органів і інших складових частин крану.

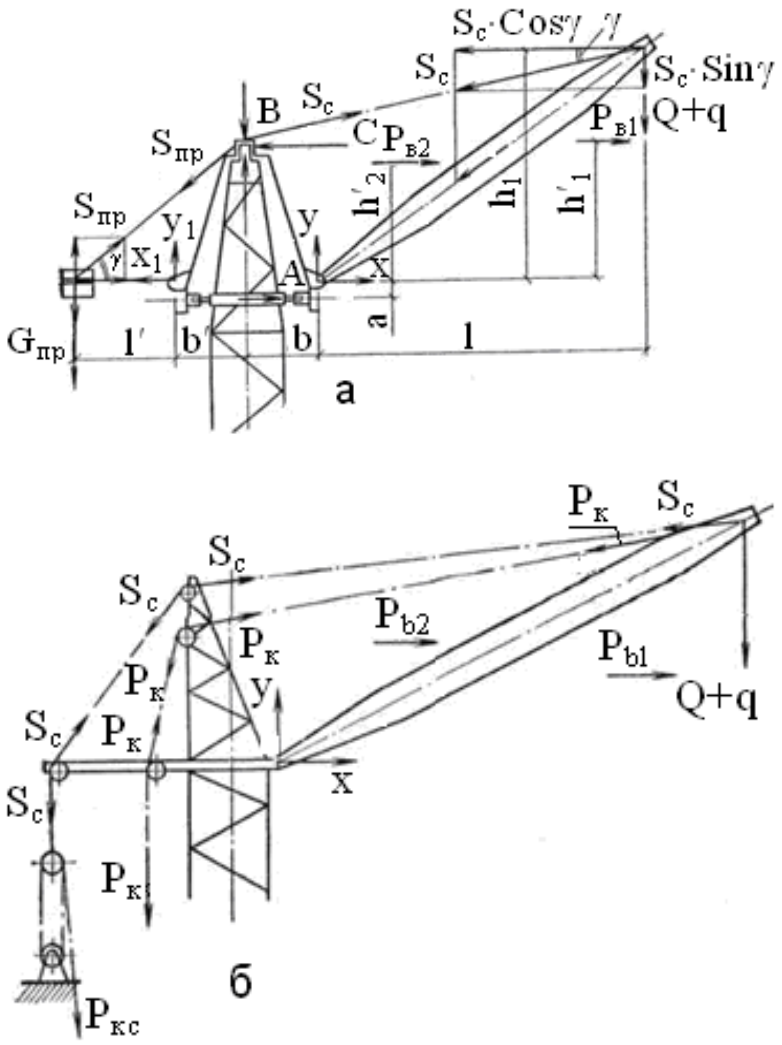


Рис. 3.28 . Схеми до визначення зусиль в елементах баштового крану: а – з поворотною голівкою; б – з поворотною вежею

Визначення зусиль, які діють на елементи баштового крана**.** Опорні реакції в шарнірі кріплення стріли X, Y (рис. 3.28, а) і зусилля в стріло-подібному відділі S_C можна визначити з рівнянь:

$\Sigma M=0$; $\Sigma M=(Q+q)l + 0{,}5G_c l + P_{B1} h'_1 + P_{B2} h'_2 + S_c \cos\gamma h1 + S_c \sin\gamma l = 0$;

$\Sigma X = 0$; $- S_c \cos\gamma + P_{B1} + P_{B2} + X = 0$;

$\Sigma Y = 0$; $- Q - q - G_c - S_c \sin\gamma + + Y = 0$,

де P_{B1} і P_{B2} – вітрові навантаження на вантаж і стрілу; G_c – вага стріли.

Зусилля у відтяжках противаги $S_{пр}$ і складові опорної реакції в шарнірі кріплення противаги X_1 і Y_1 визначають з рівнянь:

$\Sigma M_1 = 0$; $S_{пр} \sin\delta l' - G_{пр} l' - 1/2 G'_{пр} l' = 0$;

$\Sigma X_1 = 0$; $- S_{пр} \cos\delta + X_1 = 0$;

$\Sigma Y_1 = 0$; $S_{пр} \sin\gamma - G_{пр} - G'_{пр} + Y_1 = 0$.

Тут $G_{пр}$ і $G'_{пр}$ – вага противаги і майданчика противаги.

На елементи крану також виявляють дію і зусилля у вантажному канаті $P_к$. Стріловий відділ може бути виконаним у вигляді поліспасту, або до відділу,

який виготовлений з одного-двох канатів, прикріплюють стріловидний поліспаст (рис. 3.28, б), нерухомі блоки якого закріплюють на поворотній платформі крану.

При визначенні навантажень, діючих на елементи крану, можна вважати натягнення канатів незмінними. При визначенні зусиль в канатах, що навиваються на барабани лебідок, слід врахувати опори, що викликаються перегинами канатів і в підшипниках блоків. Так, зусилля в канаті стріловидного поліспасту, що навивається на барабан.

$$P_{кс} = S_c\,(i_п \cdot \eta^{n}_{бл}),$$

де $i_п$ – кратність стріловидного поліспасту;

n – число блоків, що огинаються канатом; η – ККД одного блоку.

Реакції в шарнірі кріплення стріли X і Y, і зусилля в стрілоподібному відділі S_C знаходять рішенням рівнянь ΣM=0; ΣX = 0; ΣY = 0.

Аналогічно визначають реакції у верхньому підп'ятнику башти (B, C) і в опорних горизонтально розташованих катках.

Тиск на ходові колеса визначають для двох положень стріли крана (рис. 3.29).

При першому положенні стріли:

$\Sigma M_K = 0;\ CH - A(H - h) + P_в 0{,}5H - 0{,}5 \cdot 1{,}4aR_1 = 0.$

Вертикальне навантаження на портал крану складається з вертикальної сили B і ваги, башти $G_б$.

Опорні реакції:

$$R_2 = R_3 = \frac{B + G_б}{2} - 0{,}5 \cdot R_1.$$

При другому положенні стріли:

$$R_1 = \frac{1}{2a}[CH + P_B \frac{H}{4} - A(H - h)];$$

$$R_1 = \frac{1}{2a}[CH + P_B \frac{H}{4} - A(H - h)];$$

$R_2=0{,}5(B+G_б)+R_1$; $R_3=0{,}5(B+G_б)-0{,}5R_1$.

Для подальших розрахунків приймають найбільше значення.

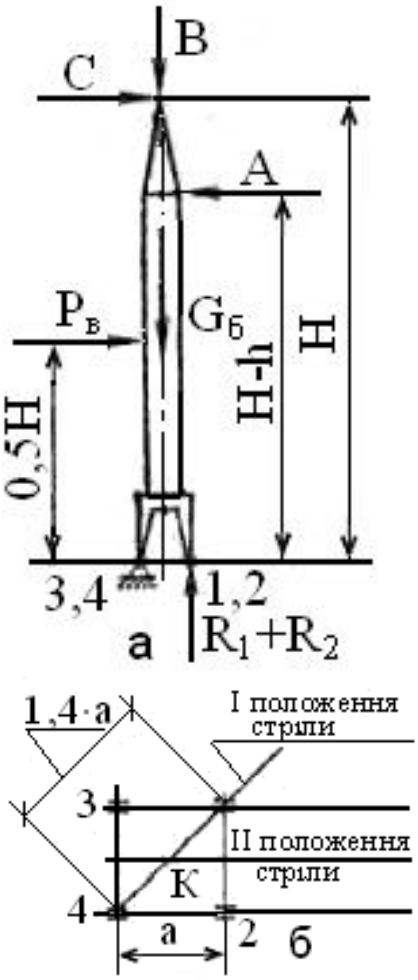


Рис. 3.29. Схема до визначення тиску на котки: а – схема дії внутрішніх сил; б – схема розміщення стріли

Приклад 1. Визначити змінну продуктивність баштового крану вантажопідйомністю 5 т на усіх вильотах при середній висоті підйому вантажу 16 м, середній дальності пересування крану 24 м і вугіллі повороту 120°. Швидкість підйому вантажу 26 м/хв., пересування крану 31 м/хв. Частота повороту 0,7 об/хв. Відсотковий вміст однакових середніх значень навантаження на протязі зміни:

1т	2т	3т	4т	5т
8%	22%	32%	26%	12%

Середній час строповки вантажу 1 хв., середній час встановлення вантажу в робоче положення і відєднування вантажозахватних пристроїв 6 хв.

Вихідні дані до задачі наведено у табл. 3.16.

Таблиця 3.16. Вихідні дані до задачі

Номер завдання	Q, т	H, м	S, м	υ, м/хв.	$\upsilon_п$, м/хв.	n, об/хв.	t_0, хв.	$t_у$, хв.
1	5	21	32	20	31	0,7	1,2	8
2	4	24	24	26	30	0,6	1	7
3	5	30	18	28	18	0,5	0,8	6
4	4	22	23	26	30	0,7	1,2	8
5	5	31	32	20	31	0,6	1	6

Розв'язання. Час виконання ручних операцій:

$t_р = t_с + t_у = 1 + 6 = 7$ хв.

Час піднімання вантажу на висоту Н і опускання гака:

$$t_в = 2 \cdot \frac{H}{\upsilon} = 2 \cdot \frac{16}{26} = 1{,}25 \text{ хв.}$$

Час повороту крана з вантажем і повернення його в початкове положення:

$$t_{пов} = 2 \cdot \frac{\alpha}{360 \cdot n} = 2 \cdot \frac{120}{360 \cdot 0{,}7} = 0{,}95 \text{ хв.}$$

Час пересування крана з вантажем і повернення його в початкове положення:

$$t_п = 2 \cdot \frac{S}{\upsilon_п} = 2 \cdot \frac{24}{31} = 1{,}55 \text{ хв.}$$

Машинний час:

$t_м = t_в + t_{пов} + t_п = 1{,}25 + 0{,}95 + 1{,}55 =$,85 хв.

Тривалість циклу:

$t_ц = t_м + t_р = 7 + 3{,}85 = 10{,}85$ хв.

Число циклів за 1 годину роботи:

$n = 60 / 140{,}85 = 5{,}5$.

Середня вантажопідйомність:

$$Q_{гр.св} = \frac{1 \cdot 8 + 2 \cdot 22 + 3 \cdot 32 + 4{,}26 + 5 \cdot 12}{100} = 3{,}12 \text{ т.}$$

Коефіцієнт використання крану по вантажопідйомності:

$k_г = 3{,}12 / 5 = 0{,}62$.

Змінна експлуатаційна продуктивність крана визначається по формулі:

$П_е = 8{,}2\ Q \cdot n \cdot k_г \cdot k_В = 8{,}2 \cdot 5 \cdot 5{,}5 \cdot 0{,}62 \cdot 0{,}86 = 120$ т/зм.

Приклад 2. Визначити швидкості основних робочих рухів баштового крану, кінематичні схеми механізмів якого зображені на рис. 6.24. Діаметри барабанів, мм: $D_1 = 500$; $D_2 = 400$. Діаметр ходових коліс $D_к = 500$ мм.

Частота обертання вала двигуна, об/хв.: $n_{дв1} = 970$, $n_{дв2} = 710$, $n_{дв3} = 900$, $n_{дв4} = 910$. Кратність вантажного поліспасту $i_п = 2$. Число зубів колеса $z_{15}= 13$, черв'ячного зубчастого колеса $z_{18} = 59$, нерухомого зубчастого вінця $z_{16} = 90$. Вихідні дані до задачі наведено у табл. 3.17.

Відсотковий вміст однакових середніх значений навантаження протягом зміни:

Процентне відношення вантажопідйомності	0,2Q	0,4Q	0,6Q	0,8Q	Q
%	8	18	36	28	12

Таблиця 3.17. Вихідні дані до задачі

Номер завдання	Частота обертання вала двигуна, об/хв.				D_1, мм	D_2, мм	D_3, мм	z_{15}	z_{16}	z_{18}
	$n_{ДВ1}$	$n_{ДВ2}$	$n_{ДВ3}$	$n_{ДВ4}$						
1	970	710	900	910	400	400	400	13	90	37
2	950	685	800	930	500	400	500	11	76	59
3	960	700	850	895	500	500	500	16	96	37
4	965	700	915	915	500	400	500	13	90	59
5	970	685	900	930	400	400	400	11	76	37

Розв'язання. Передаточне число редуктора вантажної лебідки**:**

$$U_{p1} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{84}{15} \cdot \frac{86}{14} = 34,4 .$$

Частота обертання барабана:

$$n_{б1} = \frac{n_{ДВ1}}{U_{p1}} = \frac{970}{34,4} = 28,3 \text{ об/хв.}$$

Швидкість намотування вантажного каната на барабан:

$$\vartheta_{к1} = \frac{\pi D_{б1} n_{б1}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 28,3}{60} = 0,74 \text{ м/с.}$$

Швидкість підйому і опускання вантажу:

$$\vartheta_{гр} = \frac{\vartheta_{к1}}{i_п} = \frac{0,74}{2} = 0,37 \text{ м/с} = 22,2 \text{ м/хв.}$$

Передаточне число редуктора стрілоподібної лебідки:

$$U_{p2} = \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_8}{z_7} = \frac{86}{13} \cdot \frac{86}{14} = 40,7 .$$

Частота обертання барабана:

$$n_{б2} = \frac{n_{ДВ2}}{U_{р2}} = \frac{710}{40,7} = 17,4 \text{ об/хв.}$$

Швидкість намотування стрілоподібного каната на барабан:

$$\vartheta_{кс} = \frac{\pi D_{б2} n_{б2}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 17,4}{60} = 0,36 \text{ м/с.}$$

Передаточне число редуктора поворотного механізму:

$$U_{р3} = \frac{z_{10}}{z_9} \cdot \frac{z_{12}}{z_{11}} \cdot \frac{z_{14}}{z_{13}} = \frac{137}{17} \cdot \frac{90}{13} \cdot \frac{53}{13} = 226 .$$

Передаточне число відкритої передачі:

$$U = \frac{z_{16}}{z_{15}} = \frac{90}{13} = 6,9 .$$

Загальне передаточне число поворотного механізму:

$U_{пм} = U_{р3} U = 226 6,9 = 1560.$

Частота обертання поворотної частини крану:

$$n = \frac{n_{ДВ3}}{U_{пм}} = \frac{900}{1560} = 0,6 \text{ об/хв.}$$

Передаточне число механізму пересування:

$$U_{мп} = \frac{z_{18}}{z_{17}} \cdot \frac{z_{20}}{z_{19}} = \frac{59}{2} \cdot \frac{53}{21} = 74,5 .$$

Частота обертання ходових коліс:

$$n_к = \frac{n_{ДВ4}}{U_{мп}} = \frac{910}{74,5} = 12,2 \text{ об/хв..}$$

Швидкість пересування крану:

$$\vartheta_п = \frac{\pi D_к n_к}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 12,2}{60} = 0,32 \text{ м/с} = 19,2 \text{ м/хв.}$$

Контрольні запитання

1. Визначення яких основних параметрів включає в себе загальний розрахунок крану?
2. Як здійснюється перевірка стійкості крану?
3. Що слід врахувати при визначенні зусиль в канатах, що навиваються на барабани лебідок?
4. Який з основних параметрів загального розрахунку знаходять рішенням рівняння $\Sigma Y = 0$?
5. З чого складається вертикальне навантаження на портал крану?

Практична робота № 11. Стріловий самохідний повноповоротний кран КШТ-50.01.

Мета роботи: вивчити будову і роботу стлілового самохідного повноповоротного крану; розглянутий цілий ряд пристроїв, призначених для виконання навантажувально-розвантажувальних робіт; навчитися проводити розрахунок механічної частини.

Зміст звіту: 1. Опис машини. 2. Опис і робота робочих органів. 2.1 Ходова частина. 2.2 Поворотна платформа. 2.3 Стріловидне устаткування. 2.4 Гідравлічне устаткування крану. 3. Розрахунок механічної частини. Висновки.

Хід роботи.

1. Опис машини. Стріловий самохідний повноповоротний кран на спеціальному шасі автомобільного типу КШТ-50.01 (рис. 6.28) призначений для виконання будівельно-монтажних, вантажний - розвантажувальних, аварійно-відновних робіт на розосереджених об'єктах.

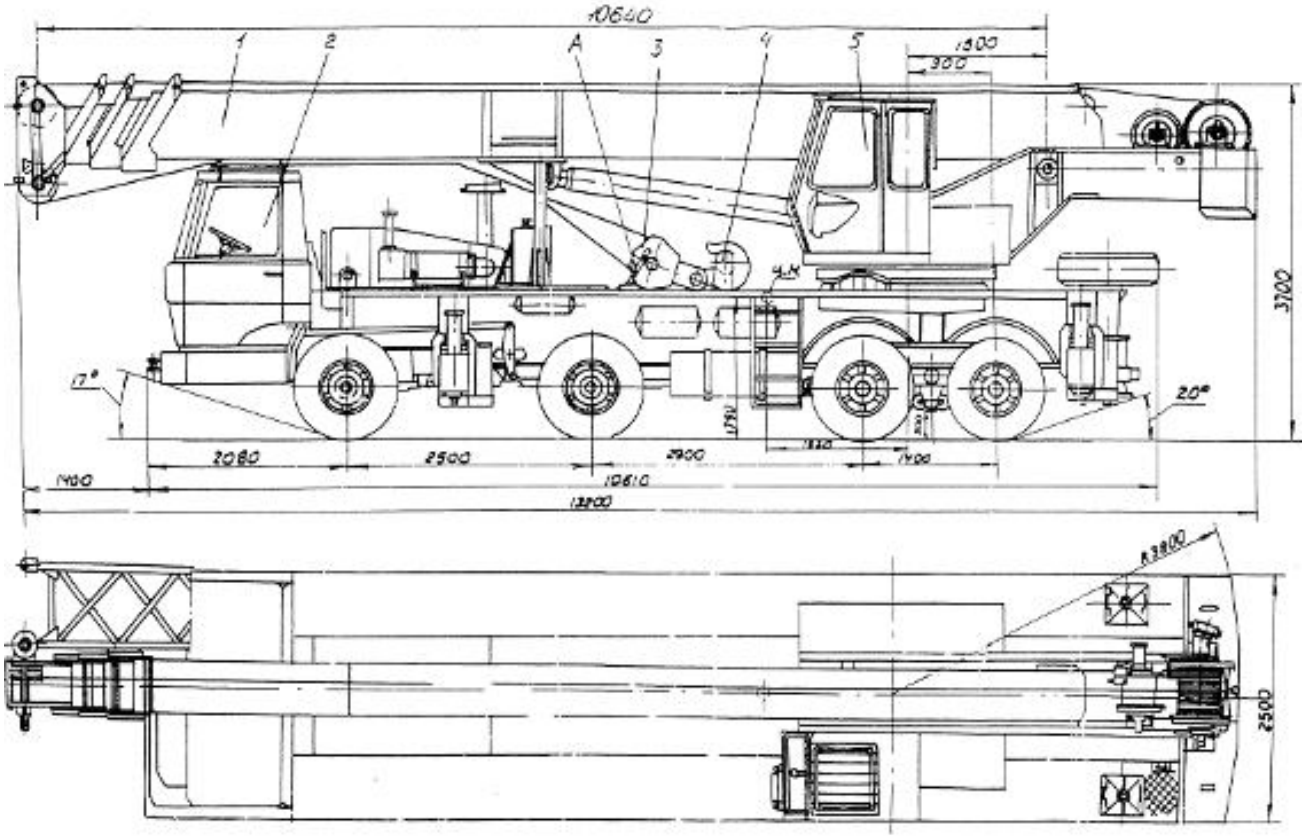


Рис. 3.30. Загальний вигляд крану КШТ-50.01 в транспортному положенні: 1–стріла; 2–ходова частина; 3–підвіска крюка 50т; 4–шкворень; 5–платформа поворотна; 6–змінне стрілове устаткування (на рисунку показана частина подовжувача стріли)

Може працювати з основним крюком на телескопічній стрілі завдовжки від 10,6 м до 34,5 м; допоміжним крюком при установці подовжувачів 9,5 м або 16 м.

Робота крану відповідно до вантажних характеристик тільки при роботі на виносних опорах.

Основні технічні характеристики представлені в табл. 3.18.

Таблиця 3.18. Технічні характеристики КШТ- 50.01

Показник	Значення показника
1	2
Максимальна вантажопідйомність головного підйому (стріла 10,6 м), т	50
Максимальний вантажний момент (стріла 10,6 м), кН·м	1470
Допустима швидкість вітру на висоті 10 м, м/с стріла до 26,5 м стріла до 34,5 м стріла з подовжувачем	 14,2 12,0 10,0
Допустима швидкість вітру при неробочому стані, м/с	27
Допустимий ухил майданчика для установки крану, при роботі на виносних опорах % (градусів)	5,2 (3)
Максимальна глибина опускання крюка (стріла 10,6 м), м: при кратності поліспасту 12 при кратності поліспасту 6	 4 16
Максимальний вантаж, при якому можуть висуватися секції: телескопічної стріли, т довжина стріли 10,6 - 21м довжина стріли 21 - 26,5м	 8,0 5,5
Швидкості підйому-опускання вантажу, м/хв: при кратності поліспасту 12 при кратності поліспасту 6	 4,0 - 10,0 8,3 - 20,0
Максимальна швидкість пересування крану, км/год.: своїм ходом на буксирі	 70 20
Час повної зміни вильоту, с	60
Утримуючий момент із стрілою 10,6 м, кН·м	986,3
Перевертаючий момент із стрілою 10,6 м, кН·м	797,9
Маса крана в заправленому стані, т	39,6
Габаритні розміри крану в транспортному положенні, м	13,2х2,5 х 3,7
Радіус описуваний поворотною частиною, м	3,8
Витрата дизельного палива: при пересуванні на 100км, л при роботі крану в годину, л	 70,0 12,5
Гідроустаткування: робочий тиск, МПа питома витрата робочої рідини, л/мотогодину	 20 0,5

Загальний вигляд і основні розміри крану в транспортному положенні приведені на рис. 3.30.

Основні складові частини: ходова частина; поворотна платформа; телескопічна стріла; змінне стрілове устаткування.

Ходова частина – чотирьохвісне шасі автомобільного типу. На шасі встановлюють насоси гідросистем.

Поворотна платформа служить базою для установки механізмів кранів. Механізми на платформі приводяться в дію за допомогою аксіально-поршневих гідродвигунів і гідроциліндрів, що живляться від насосів розташованих на шасі. Застосування гідроприводів забезпечує широкі діапазони регулювання.

Телескопічна стріла – 4-х секційна з регульованою довжиною від 10,6 м до 34,5 м. Стріла забезпечує висунення за наявності вантажу на крюку, що збільшує можливості крану.

Змінне стрілове устаткування: подовжувачі 9,5 м і 16 м, збільшують висоту підйому і простір під стрілою, що дозволяє піднімати вантажі великих габаритів.

2. Опис і робота робочих органів

2.1 Ходова частина.

Ходова частина – шасі автомобільного типу 6923 - 0000010 – це 4-хвісне колісне шасі. Загальний вигляд колісного шасі представлений на рис. 3.31.

Шасі оснащене виносними опорами, підтримувальною стійкою і гідроустаткуванням: масляним баком, гідропанеллю, гідророзподільниками виносних опор, гідроустаткування опор, редуктор приводу насосів і трьома гідронасосами.

Привід гідронасосів здійснюється від вхідного валу розподільної коробки шасі за допомогою карданного валу.

У передній і задній частинах шасі розташовані висувні балки виносних опор. Вони збільшують опорну базу крану. У кожну балку вмонтовані гідроциліндри висунення балки і силовий гідроциліндр для установки крану на опори.

При установці на опори використовуються підп’ятники, які кріпляться на штоках опор за допомогою важелів. При транспортному положенні – вони кріпляться на крилах шасі.

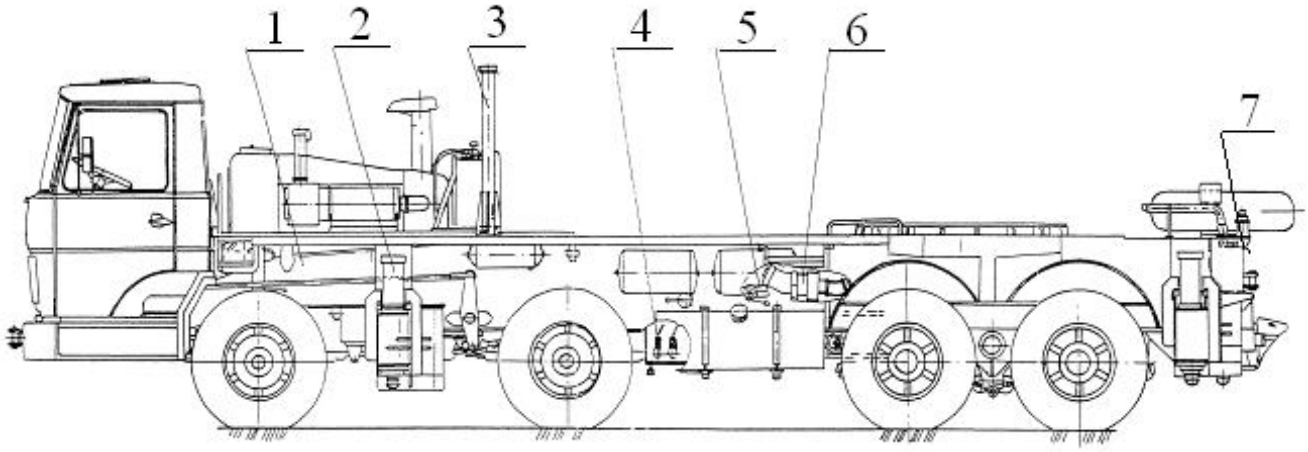


Рис. 3.31. Ходова частина:
1 – шасі 6923-0000010; 2 – опори виносні; 3 – стійка підтримувальна;
4 – гідроустаткування; 5 –- вал карданний приводу установки;
6 – редуктор; 7 – гідророзподільник виносних опор

2.2 Поворотна платформа

Складається з поворотної рами, опорно-поворотного пристрою, механізму повороту, основної вантажної лебідки з обмежувачем змотування і притискним роликом; допоміжної лебідки з обмежувачем і притискним роликом; противаги, гідроустаткування, гідроциліндр підйому стріли, кабіни з постом управління, електроустаткування і стопори поворотної платформи.

До поворотної рами кріпляться шарнір кріплення стріли, циліндр підйому стріли.

Загальний вигляд поворотної платформи представлений на рис. 3.32.

Рис. 3.32. Платформа поворотна загальний вигляд: 1 – опорно-поворотний пристрій; 2 – гідроциліндр підйому стріли; 3 – пост управління; 4 – кабіна; 5 – струмоприймач кільцевий; 6 – механізм повороту; 7 – лебідка допоміжна; 8 – лебідка основна; 9, 11 – ролики притискні; 10 – противага; 12 – рама поворотна; 13 – маслоохолоджувач; 14 – з’єднання шарнірне; 15 – стопор

2.3 Стрілове устаткування

Стрілове устаткування крану включає телескопічну стрілу і підвіску крюка вантажопідйомністю 50 т. Кран може оснащуватися змінним стріловим устаткуванням з монтованого подовжувача і підвіски крюка вантажопідйомністю 6,3 т. Загальний вигляд телескопічної стріли приведений на рис. 3.33, вигляд крану з додатковим стріловим устаткуванням – рис. 3.34.

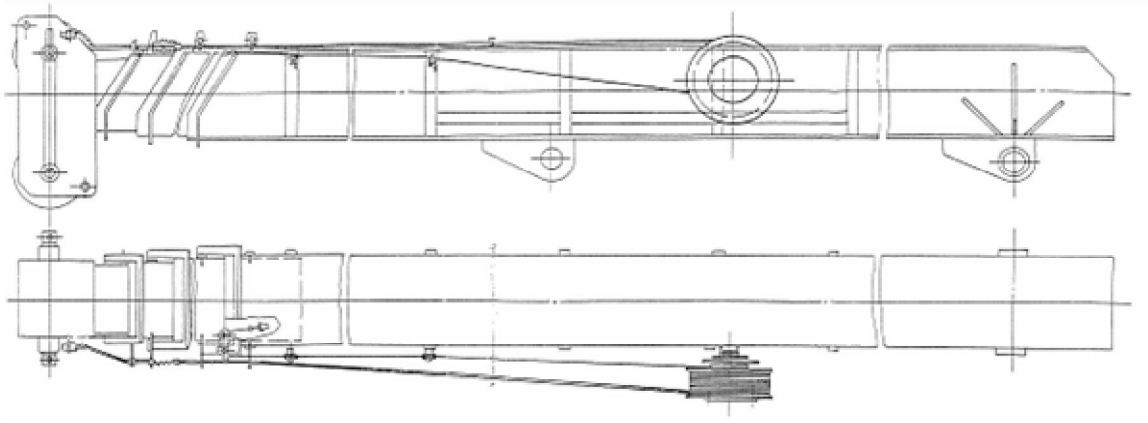


Рис. 3.33. Стріла телескопічна

Стріла складається з 4-х секцій: основи, 2-х висувних секцій і голівки. У стрілі знаходяться гідроциліндр і канатний механізм. Стріла виконана зварною, з надміцної малолегованої сталі. Кінці секцій мають окантовку, яка надає їм міцність і жорсткість.

2.4. Гідравлічне устаткування крану

Застосування гідравлічного приводу обумовлене декількома причинами, основна з яких – малі габарити при високій питомій потужності, можливість плавного регулювання швидкості руху, надійність і довговічність. Гідроприводи використовуються в тих випадках, коли неможливо використовувати електропривід (наприклад, якщо вимагаються відносно невеликі за розміром пристрої), в т.ч. – в самохідних підйомних пристроях великої вантажопідйомності.

Недоліками вибраного типу приводів можна вважати: висока вартість, затруднення попередження витоків робочої рідини, погіршення роботи при низьких температурах, необхідність частої зміни робочої рідини.

У цій моделі застосували об’ємний гідропривід, з приводом від двигуна шасі. Служить для установки і зняття крану з виносних опор і живить робочою рідиною гідросистеми поворотної платформи.

Гідросистема поворотної платформи служить для приводу механізмів кранів: основною і допоміжною лебідок, механізмів підйому і стріли.

Гідросистема складається з 2-х основних і контура управління.

Контур 1 – привід механізмів повороту, механізму підйому стріли.

Контур 2 – приводи основної і допоміжної лебідок.

Контур управління – дистанційне керування контура, привід компресора кондиціонера і вентилятора маслоохолоджувача.

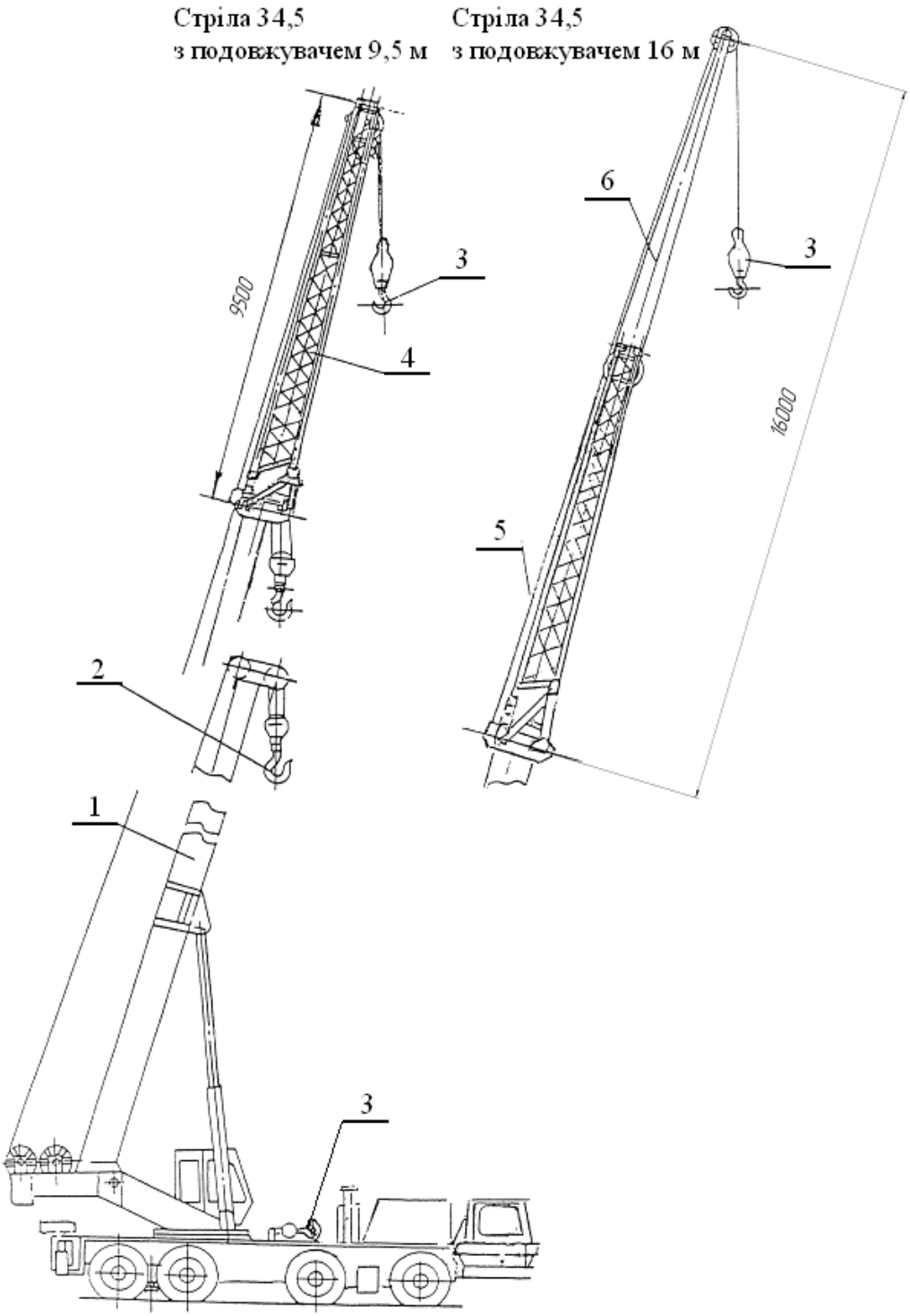


Рис. 3.34. Змінне стрілове устаткування : 1 – стріла; 2 – підвіска крюка вантажопідйомністю 50 т; 3 – підвіска крюка вантажопідйомністю 6,3 т; 4 – подовжувач 9,5м; 5 – трос; 6 – подовжувач 16 м

3. Розрахунок механічної частини

Проведемо розрахунок потужності двигуна приводу головної лебідки, як однієї з найбільш відповідальних частин, що забезпечують підйом вантажу необхідної маси на певну висоту із заданою швидкістю.

Кінематична схема приводу приведена на рис. 3.35.

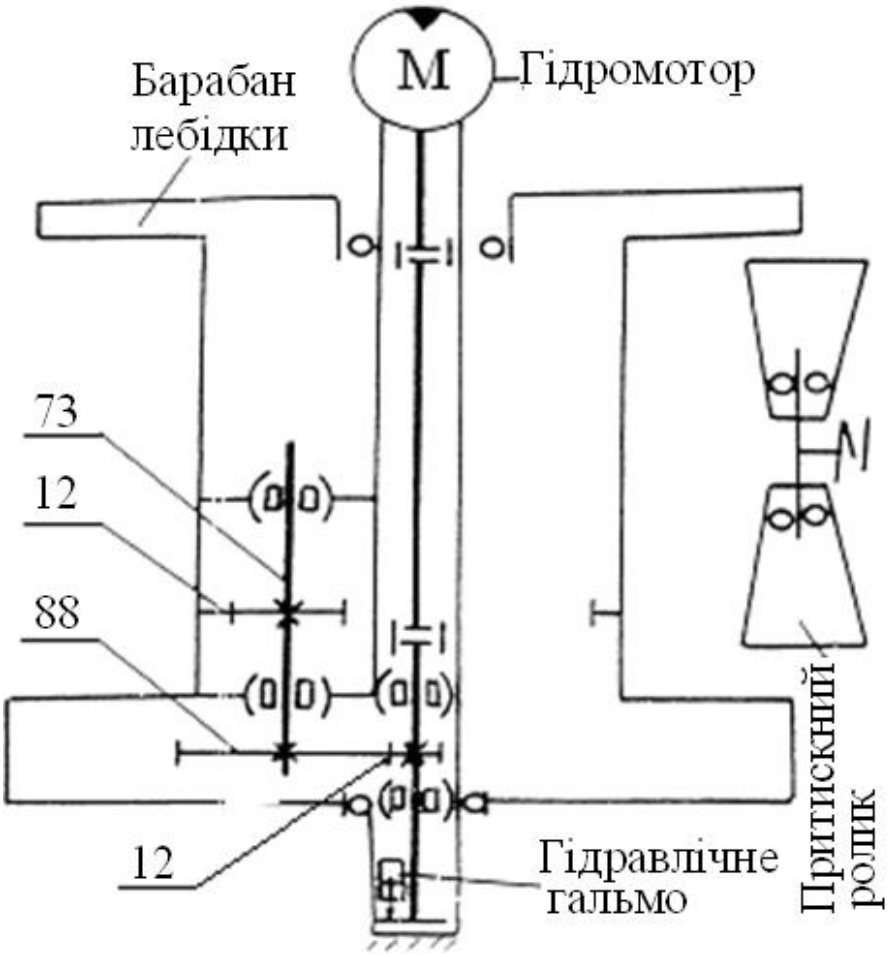


Рис. 3.35. Кінематична схема приводу головний лебідки

Максимальне натягнення каната визначимо по формулі:

$$S_{\max} = G\frac{1-\eta}{1-\eta^a},$$

де G – вага вантажу, Н; η – ККД поліспасту; а – кратність поліспасту.

$$S_{\max} = G\frac{1-\eta}{1-\eta^a} = 9{,}81 \cdot 55700 \cdot \frac{1-\eta}{1-\eta^a} = 43460\ H.$$

Момент опору на валу двигуна, створюваний вагою вантажу і силами тертя в елементах механізму :

$$M_C = \frac{S_{\max} D_{бар} m}{2u_р \eta_{мех}} = \frac{43460 \cdot 0{,}46 \cdot 1}{2 \cdot 41{,}26 \cdot 0{,}82} = 295{,}44 H \cdot м,$$

де $D_{бар}$ – діаметр барабана; m – число намотуваних гілок каната, m = 1;
$u_р$ – передаточне число приводу барабана;
$\eta_{мех} = \eta^2_{з.п.}\eta^2_{муфт}\eta^4_{п.у.}\eta_{бараб} = 0{,}98^2 \cdot 0{,}98^2 \cdot 0{,}99^4 \cdot 0{,}98 = 0{,}82$ – ККД передачі приводу барабана.

Середній пусковий момент $M_{п.ср.} = M_C + M_{ин.вр.} + M_{ин.гр.}$,

де $Ì_{зі}$ – момент інерції частин барабана, що обертаються

$$M_{ин.вр.} = 1.2\frac{J_{бараб} a u_р a_П}{r_{бараб}};$$

Ì ³í .ïðèâ – момент інерції маси вантажу приведений до вала двигуна.

$$M_{ин.гр.} = \frac{m_{гр} r_{бараб} \eta_o a_П}{\left(a u_р\right)^2}.$$

Момент інерції барабана:

$$J_{бараб} = m r_{бараб}^2 / 2 = 750 \cdot 0,46^2 / 2 = 79,02 кг / м^2.$$

Загальний ККД підйомного механізму:

$$\eta_O = \eta_{мех} \cdot \eta^a{}_{пол} = 0,82 \cdot 0,98^6 = 0,73.$$

$$M_{ин.вр.} = 1.2\frac{J_{бараб} a u_р a_П}{r_{бараб}} = 1.2\frac{79,02 \cdot 6 \cdot 41,26 \cdot 0,1}{0,46} = 5104 кг \cdot м = 50066,3 Н \cdot м;$$

$$M_{ин.гр.} = \frac{m_{гр} r^2{}_{бараб} \eta_o a_П}{\left(a u_р\right)^2} = \frac{50570 \cdot 0,46^2 \cdot 0,73 \cdot 0,1}{\left(6 \cdot 41,26\right)^2} = 0,03 кг \cdot м = 0,3 Н \cdot м;$$

$$M_{п.ср.} = M_{п.ср.} + M_{ин.вр.} + M_{ин.гр.} = 295,44 + 50066,3 + 0,3 = 50362,1 Н \cdot м.$$

Момент на валу двигуна при підйомі вантажу з постійною номінальною швидкістю:

$$M_{пост} = \frac{S_{\max} r_{бараб} m}{u_р \eta_O} = \frac{43460 \cdot 0.46 \cdot 1}{41.26 \cdot 0.73} = 663.7 Н \cdot м.$$

Потужність двигуна при підйомі вантажу з постійною номінальною швидкістю:

$$N = G\upsilon_{гр} / \eta_O = 50570 \cdot 9,81 \cdot 0,14 / 0,73 = 95140,9 Вт.$$

Механізм приводу барабана головної лебідки приведений на рис. 3.36.

Контрольні запитання

1. Для чого призначений стріловидний самохідний повноповоротний кран типу КШТ-50.01?
2. Яка його вантажопідйомність?
3. Що включає в себе стріловидне устаткування?
4. Як реагує гідравлічне устаткування на низькі температури повітря?
5. З чого складається гідросистема поворотної платформи?
6. За рахунок якої частини крану здійснюється підйом вантажу необхідної маси на певну висоту із заданою швидкістю?
7. Від чого залежить середній пусковий момент?

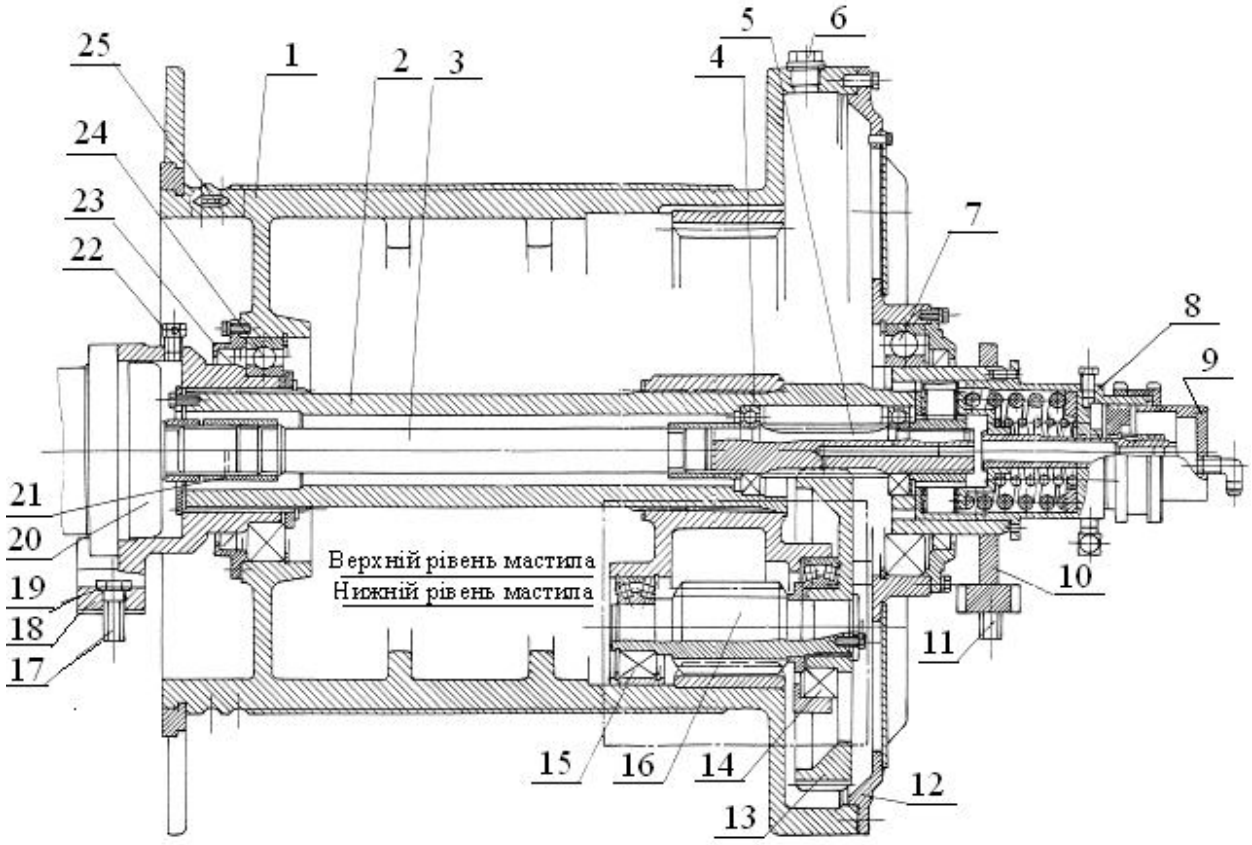


Рис. 3.36. Привід барабана головної лебідки:
1 – барабан; 2 – основа; 3 – вал; 4 – вальниця; 5 – вал-шестірня; 6 – пробка; 7 – вальниця; 8 – корпус; 9 – гальмо; 10 – опора; 11, 17 – болт; 12 – кришка; 13 – колесо зубчасте; 14 – вальниця; 15 – вал; 16 – вальниця; 18 – опора; 19 – шайба; 20 – гідромотор; 21 – втулка шліцьова; 22 – сапун; 23 – кришка; 24 – вальниця; 25 – клин

Лабораторна робота № 12. Розрахунок механізмів пересування кранів.

*Мета роботи***:** вивчення будови, розрахунку та конструювання механізмів пересування кранів – складова частина курсового проекту з вантажопідйомної, транспортуючої і транспортної техніки, є реальною інженерною задачею. Виконання якої, дозволяє поглибити та закріпити теоретичний курс, отримати практичні навички проектування вказаних машин.

Хід роботи

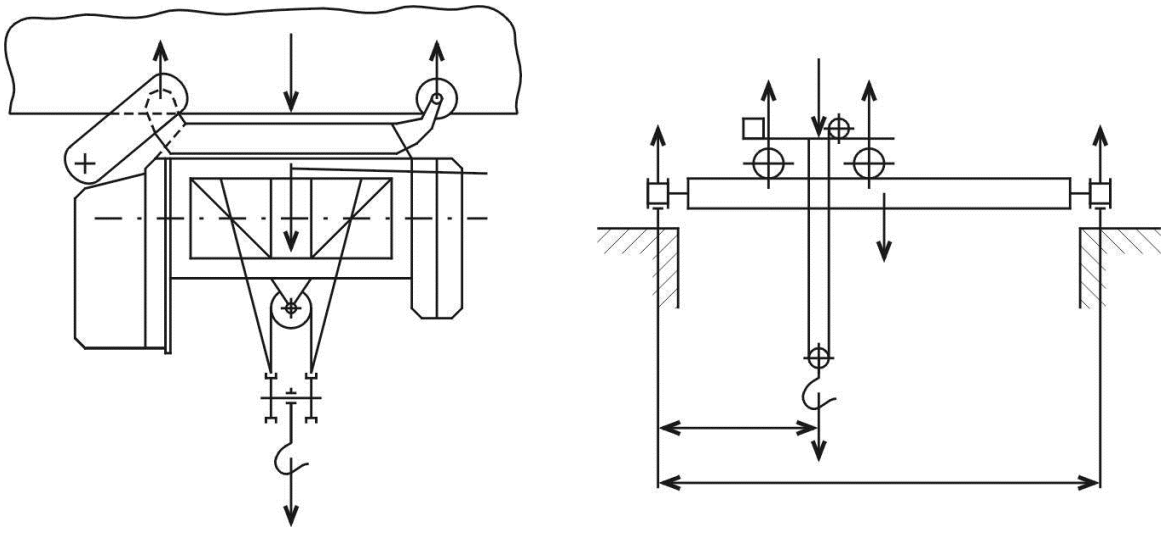
1. Послідовність розрахунку механізму пересування самохідного візка або крана

1.1. Складається розрахункова схема для визначення найбільшого навантаження на ходове колесо. При цьому розрізняються конструкції візків для електроталей, візків типу мостових кранів і самих кранів. Деякі з них зображені на рис. 3.37.

1.2. Визначається маса візка або крана.

Власна маса залежить від конструкції візка або крана і визначається:

–для електроталей $m_B = (0{,}15...0{,}20)Q$;



а б

Рис. 3.37. Розрахункова схема

–для візка типу мостового крана $m_B = (0{,}35...0{,}40)Q$, або з графіків (рис.44) [1];

–для мостового крана з графіків, рис.47, [1];

–для консольного неповоротного крана $m_B = (1{,}8...2{,}2)Q$;

–для консольного поворотного (велосипедного) крана $m_K = (0{,}5...0{,}7)Q$;

–для мостового одно балкового крана $m_K = (0{,}9...1{,}2)Q$;

–для баштового крана $m_K = (4{,}5...6{,}5)Q$;

–для козлових кранів m_K береться на (20...25)% більше маси мостового або мостового одно балкового кранів;

–для пересувного крана (крана „Піонер”) $m_K = (0{,}8...1{,}2)Q$.

Тут Q – номінальна маса вантажу, кг.

1.3. Визначається найбільше навантаження на ходове колесо.

Для візків талі (рис. 6.55, а) та мостового крана (рис. 6.55, б)

$$F_K = \frac{(Q + m_B)g}{z_K \cdot K},$$

де g = 9,81 м/с^2; z_K – число ходових коліс, z_K = 4; K – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження на ходові колеса, K = (0,7...0,8); m_B і Q – див. розд.1.2.

Для мостового крана (рис. 3.37, б)

$$F_{K_1} = \frac{g}{2}\left[\frac{m_M}{2} + (Q + m_B)\frac{L - l_1}{L}\right].$$

Тут m_M – маса моста крана, $m_M = m_K - m_B$; L – проліт крана, м; l_1 – відстань від візка з вантажем до максимально навантажених коліс, м; m_B, m_K і Q – див. розд. 1.2. За цією формулою визначаються найбільші навантаження на ходові колеса для мостових однобалкових і козлових кранів (рис. 3.38).

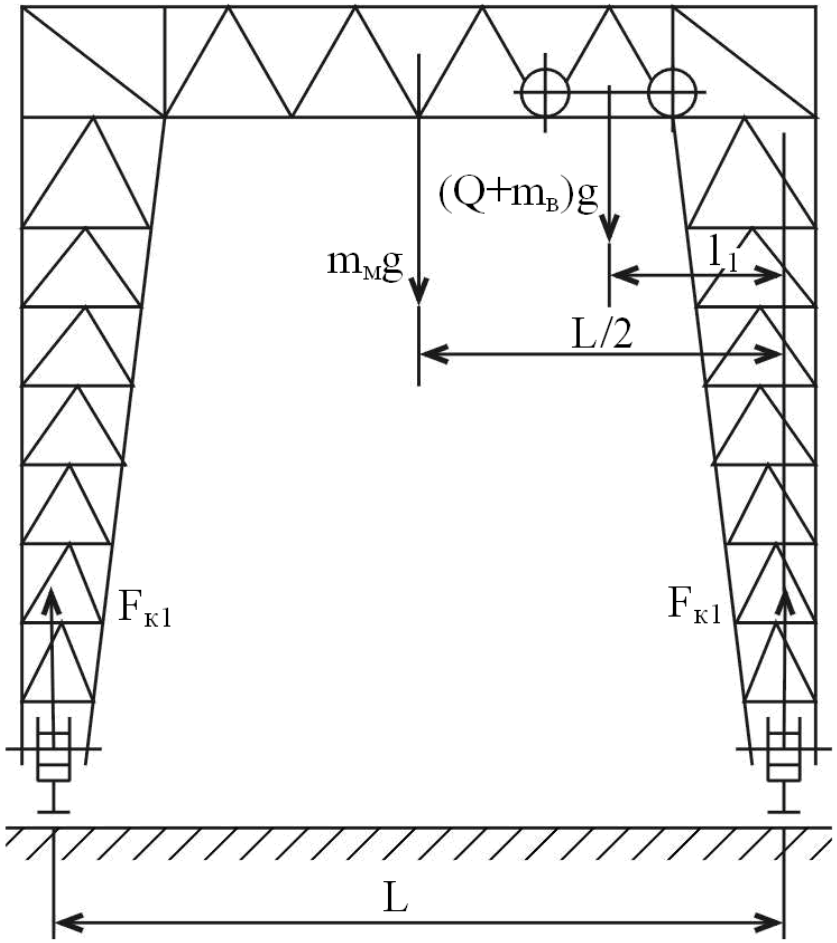


Рис. 3.38. Визначїння найбільших навантажень на ходові колеса для мостових однобалкових і козлових кранів

Для консольного неповоротного крана (рис. 3.39):

– найбільше навантаження на вертикальне ходове колесо

$$F_{KB} = \frac{Q + m_в + m_{K_1}}{z_K} \cdot g,$$

де m_{K_1} – маса кістяка крана, $m_{K_1} = m_K - m_B$; z_K – число вертикальних ходових коліс, $z_K = 2$; m_B, m_K і Q – див. розділ 1.2.

–найбільше навантаження на горизонтальні опорні катки (ролики)

$$F_{KГ} = \frac{g}{h \cdot z_p}\left[(Q + m_B)L + m_{K_1} \cdot l_K\right]$$

Тут z_p – число горизонталь-них опорних котків з однієї сторони, $z_p = 2$;

h – відстань між горизонтальними опорними котками, м; L – найбільший виліт крана, м; $l_к$ – відстань від центра маси крана до котків; $m_в$ і Q – див. розділ 1.2.

Для консольного поворотного (велосипедного) крана (рис. 3.40):
–найбільше навантаження на ходове колесо визначається в положенні коли стріла розміщена вздовж рейкового шляху (рис. 3.40, а)

$$F_{KB} = g \cdot \frac{Q(L + 0{,}5Б) + m_n(l_K + 0{,}5Б) + m_B \cdot 0{,}5Б - m_{np}(l_2 - 0{,}5Б)}{Б},$$

де Б – база крана, м; L – виліт крана, м; l_K – відстань від центра маси поворотної частини до осі повороту, м; m_B, m_n і m_{np} – маси, відповідно візка, поворотної частини і противаги крана; l_2 – відстань від центра маси противаги до осі повороту;
–найбільше навантаження на горизонтальні опорні котки визначаються з положення коли стріла розміщена перпендикулярно рейковому шляху (рис. 3.40, б)

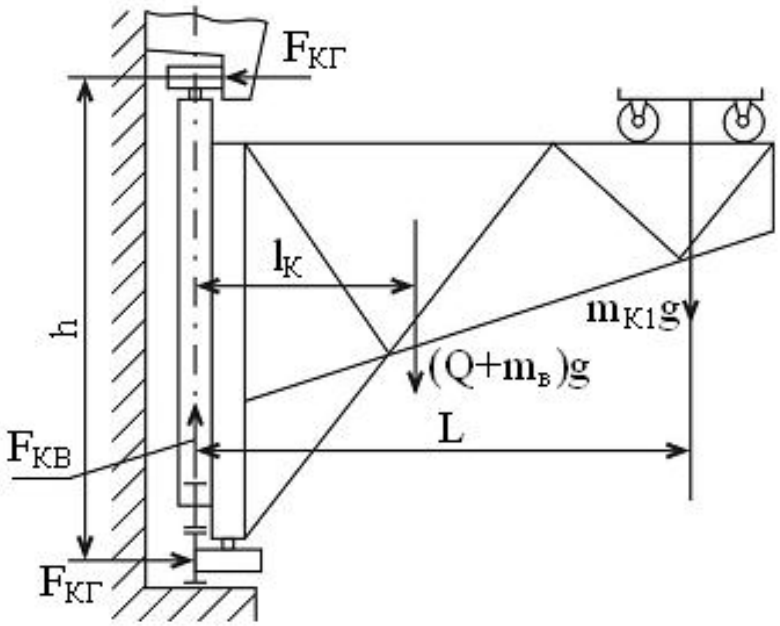
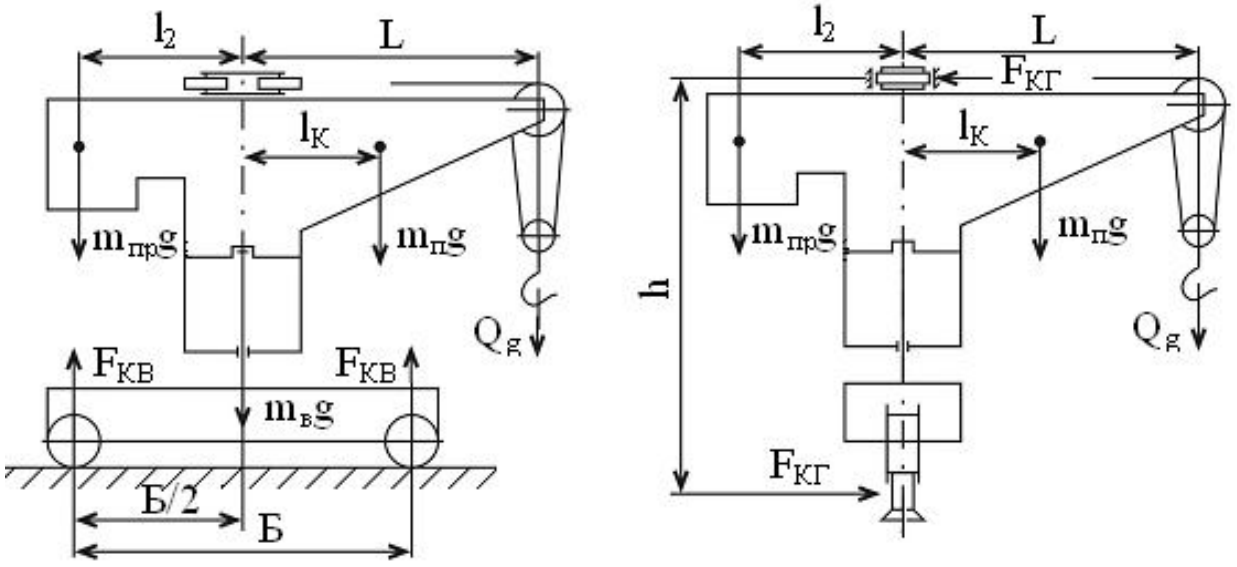


Рис. 3.39. Консольний неповоротний кран



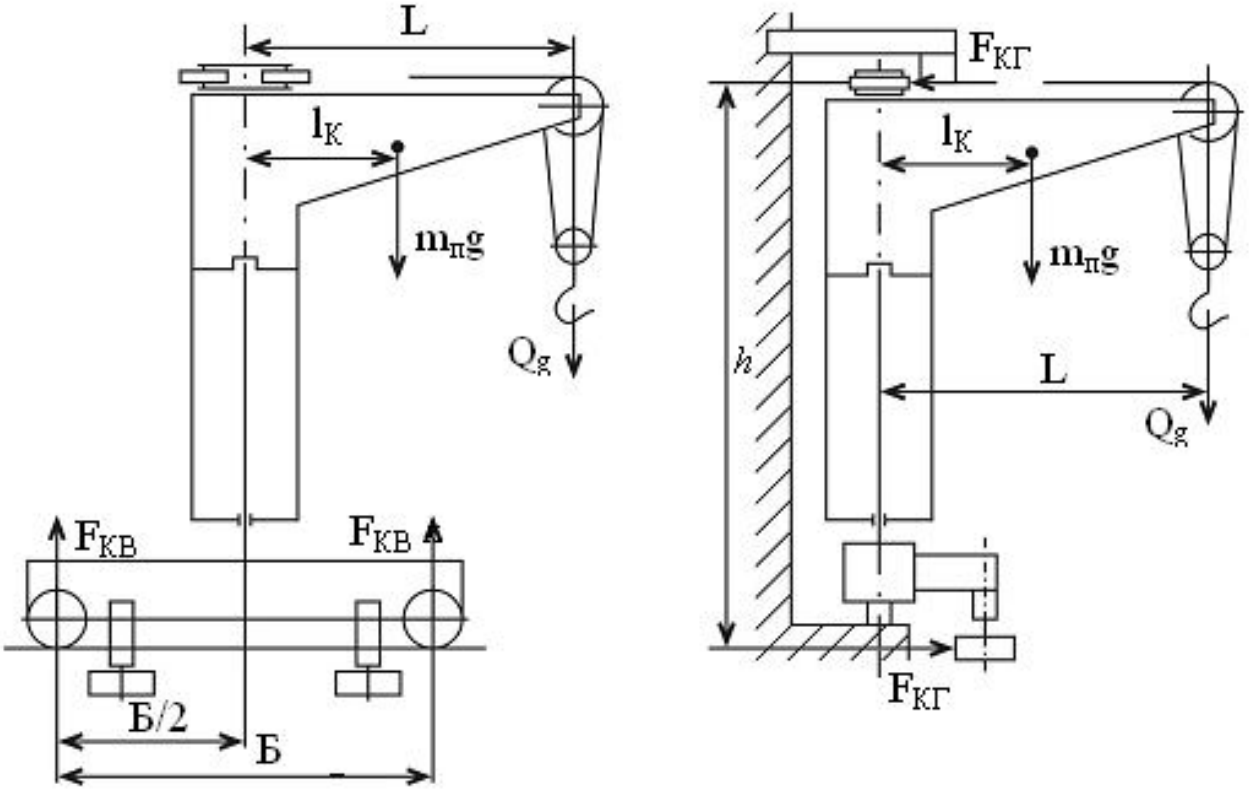
а б

Рис. 3.40. Консольний поворотний крана

$$F_{KГ} = g \cdot \frac{Q \cdot L + m_n \cdot l_K - m_{np} l_2}{h \cdot z_K}.$$

де h – відстань між горизонтальними опорними котками, м; z_K – число опорних котків, $z_K = 2$.

Якщо консольний поворотний (велосипедний) кран (рис. 3.41) без противаги в двох останніх формулах для визначення F_{KB} і $F_{KГ}$ – приймається $m_{пр} = 0$.



а б

Рис. 3.41. Консольний поворотний (велосипедний) кран без противаги

Для баштового (рис. 3.42) і пересувного (рис. 3.42) кранів найбільше навантаження на опорні колеса визначається в положенні коли стріла з вантажем розміщена над опорним колесом

$$F_K = \frac{(m_K + Q)\cdot g}{2} + \frac{0{,}71M}{K}.$$

Тут K – колія крана, прийнята $K = Б$; $Б$ – база крана; m_K і Q – див. розд.12;

M – момент мас поворотної частини крана відносно точки, що знаходиться на осі обертання

$$M = g\left(Q \cdot L + m_c l_c + m_б l_б - m_{пл} l_з - m_{пр} l_2\right),$$

де g, Q, $m_{пр}$, L і l_2 – див. вище; $m_{пл}$, m_c, $m_б$ – маси, відповідно платформи, стріли і башти, кг; $l_з$, l_c і $l_б$ – відстані, м, відповідно від центрів мас $m_{пл}$, m_c, $m_б$ до осі повороту. В попередній формулі для пересувного крана $m_б = 0$.

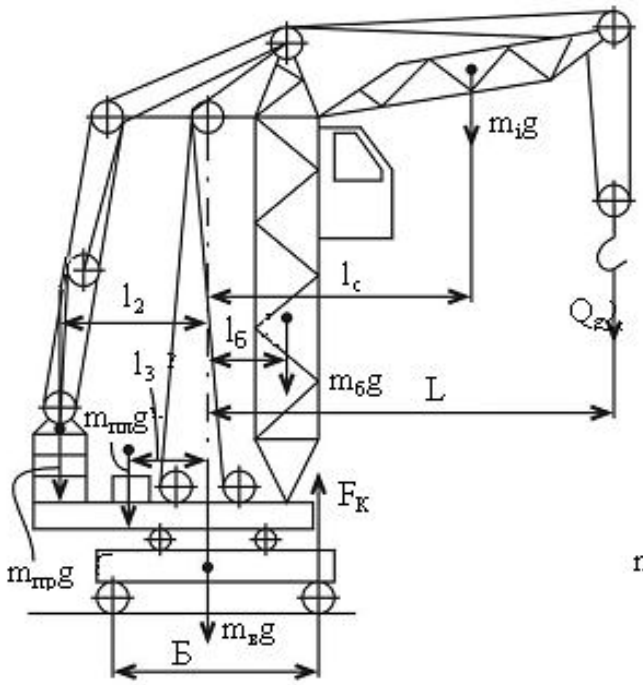


Рис. 3.42. Баштовий кран

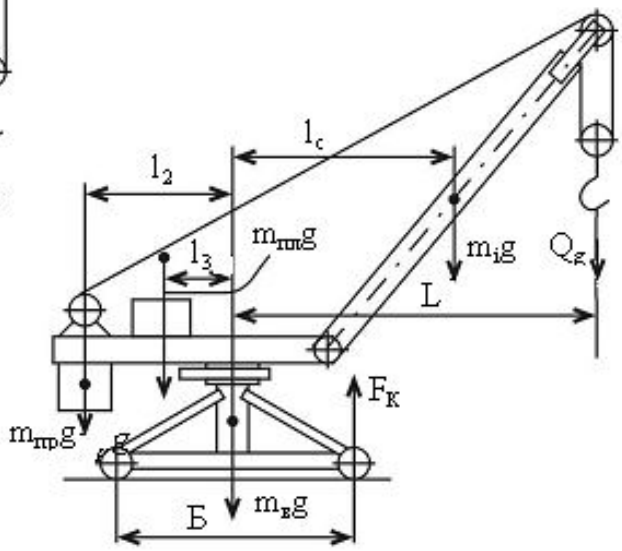


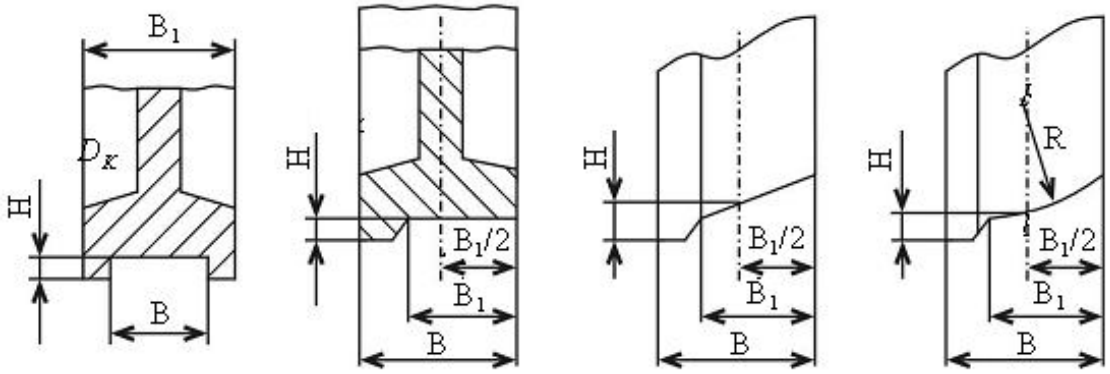
Рис. 3.43. Пересувний кран

1.4. Вибір та розрахунок ходових коліс і котків

1.4.1. Вибір типу ходових коліс і котків

Ходові кранові колеса виготовляють з циліндричним, конічним і опуклим ободами, з двома та одною ребордами або безребордні, що показані на рис. 3.43, а основні розміри наведені в табл. 6.16.

Ходові колеса і котки виготовляють із сталей марок 45, 55Л, 65Г та інших.



а б в г

Рис. 3.44. Конструкції ходових кранових коліс

Розміри ходових коліс: діаметр $D_К$ і ширина B ходової частини вибираються залежно від навантаження $F_К$, режиму роботи ТВ (%) і швидкості пересування крана (візка) $V_В$ і $V_К$ із табл. 3.19 і 3.20.

1.4.2. Перевірочний розрахунок робочих поверхонь ходових коліс

Робочі поверхні ходових коліс перевіряються на контактні напруження σ_H. При лінійному контакті колеса з плоскою опорною поверхнею катання (рис. 3.44, а, б, в)

$$\sigma_H = 108 K_f \sqrt{\frac{F_K \cdot K_H \cdot K_g}{в_r \cdot D_K}} \le [\sigma_H],$$

їде D_K і $в_r$, мм – див.розд.1.4.1; F_K – див. розд.1.3; K_f – коефіцієнт, який враховує вплив тертя на роботу опорних коліс: при ТВ = 15% – $K_f = 1{,}0$; при ТВ = 25% – $K_f = 1{,}04...1{,}06$; ТВ = 40% – $K_f = 1{,}06...1{,}10$; K_H – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілення навантаження по ширині рейки, $K_H = 2$; K_g – коефіцієнт динамічності: при $\upsilon < 1{,}0$ м/с – $K_g = 1{,}0$; при $\upsilon = 1{,}0...1{,}5$ м/с – $K_g = 1{,}1$; при $\upsilon = 1{,}5...3{,}0$ – $K_g = 1{,}2$; при $\upsilon > 3{,}0$ м/с – $K_g = 1{,}3$, де υ – швидкість пересування візка або крана.

Таблиця 3.19. Навантаження на одно- та дворебордні кранові колеса, кН

Швидкість пересування		Діаметр доріжки кочення колеса D_K, мм								
		160			200			250		
		Режим роботи								
м/с	м/хв.	Л	С	В	Л	С	В	Л	С	В
0,33	20	26,2	15,1	10,6	41,7	22,8	16,0	69,0	57,2	49
0,67	40	22,5	12,4	8,5	33,9	18,6	12,9		57,2	40,7
1,05	63	19,4	10,8	7,6	29,2	16,2	11,3		51,0	35,5
1,33	80	18,2	10,0	7,0	27,4	15,1	10,5		47,6	33,2
1,67	100	17,0	9,4	6,5	25,8	14,1	9,8		45,7	31,0
Швидкість пересування		Діаметр доріжки кочення колеса D_K, мм								
		320			400			500		
		Режим роботи								
м/с	м/хв.,	Л	С	В	Л	С	В	Л	С	В
0,33	20	121	100	64	214	184	125	314	290	224
0,67	40		83	58		156	108		262	184
1,05	63		73	51		135	94		231	161
1,33	80		67	47		125	88		216	150
1,67	100	113	63	44		118	82		202	141

Таблиця 3.20. Основні розміри кранових коліс

Колеса одноребордні					Колеса двохребордні			
D_K	R	B	B_1	H	D_K	B	B_1	H
120	120	45	60	12	160	40	70	15
160	160	55	70	15	200	50	80	
						60	90	
200	200	65	60		250	60	100	20
						70	110	
250	250	70	90	20	320	60	100	
						70	110	
						80	120	

Колеса одноребордні					Колеса двохребордні			
D_K	R	B	B_1	H	D_K	B	B_1	H
320	320	80	120		400	80	130	25
						90	140	
						100	150	
400	400	105	130	25	500	100	150	
						110	160	
						130	180	
500	500	125	150					

При точковому контакті стального колеса (рис. 3.44, г) ($E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа) з рейкою

$$\sigma_H = 39{,}5 \cdot 10^2 K_r \cdot K_f \sqrt[3]{\frac{F_K \cdot K_H \cdot K_g}{R_{max}^2}} \le [\sigma_H].$$

Тут K_r – коефіцієнт, що залежить від відношення $R / R_1 \le 1$; R_1 – більший з радіусів (колеса або головки рейки чи закруглення обода колеса).

Значення K_r вибирається із табл. 3.21.

Таблиця 3.21. Значення коефіцієнта K_r

R / R_1	1,0	0,8	0,6	0,4	0,2	0,1
K_r	0,09	0,099	0,111	0,13	0,19	0,28

K_g і K_f – вибираються, як при лінійному контакті (див. вище); $K_H = 1{,}1$ – при опуклій головці рейки або обода колеса; R_{max} – приймають більший із радіусів, в мм; $[\sigma_H]$ – допустимі контактні напруження, МПа, визначаються

$$[\sigma_H] = [\sigma_0] \sqrt[9]{\frac{N_0}{N}},$$

де $[\sigma_0]$ – допустимі контактні напруження, МПа, при $N_0 \le 10^4$, вибираються з [3], с.281; [4], табл. V.2.51; $N_0 = 10^4$ – базове число циклів навантаження контакту колеса з рейкою; N – число циклів навантаження контакту колеса з рейкою (число обертів) за час роботи $N = \Theta N_C$.

Тут Θ – коефіцієнт приведення, вибирається залежно від $F_K / F_{K\,таб}$ із табл. 3.22; N_C – повне число циклів (обертів) колеса за час роботи

$$N_C = 3{,}6 \cdot 10^3 \frac{\upsilon \cdot \beta}{\pi \cdot D_K} \cdot T_M,$$

де β – коефіцієнт, який залежить від відношення часу невстановленого руху до повного часу пересування. Середнє значення β=0,7 (див. табл. V.2.52, [4]); υ – див. вище; D_K, м – див. розд.1.4.1; T_M – машинний час роботи колеса в годинах за час його роботи T, вибирається із табл. 3.23.

Таблиця 3.22. Значення коефіцієнта Θ

$F_K / F_{K\max}$	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
Θ	0,16	0,19	0,24	0,30	0,38	0,49	0,63

Таблиця 3.23.Машинний час роботи колеса T_M

ТВ %	Легкий – 15	Середній – 25	Важкий – 40
T, років	12	8	5...4
T_M, год.	1600	3200	12500

Допустимі напруження $[\sigma_H]$ для лінійного контакту можна вибрати із табл. 3.24.

Таблиця 3.24.Допустимі контактні напруження $[\sigma_H]$ при лінійному контакті коліс

Матеріал колеса (котка)	$[\sigma_H]$, МПа		
	ТВ = 15% Легкий	ТВ = 25% Середній	ТВ = 40% Важкий
Сталь 40 та 45 (НВ > 200)	500	450	–
Сталь 75 та 65Г 40ХН (НВ > 300)	850	800	750
Сталь 55Л (НВ ≥ 200)	450	400	350
Сталь 55Л (НВ ≥ 300)	650	600	550

1.4.3. Розрахунок валів (осей) ходових коліс.

Виконується по відомій із деталей машин методиці на несучу статичну здатність [9], або [2], с.138, 196.

1.4.4. Розрахунок вальниць кочення ходових коліс.

Виконується по відомій із деталей машин методиці на динамічну вантажопідйомність.

Примітка: Розділи 1.4.3 і 1.4.4 можна виконувати в такому порядку. Діаметр цапфи вала (осі) під вальницею приймається $d_ц = 0{,}2D_K$ *і складається його ескіз, далі по діаметру вала (осі) приймається номер вальниці (сферичні - кулькові або роликові, радіально-упорні роликові) і вибираються його дані, затим виконується перевірочні розрахунки.*

1.5. Визначення сили опору пересування візка або крана.

В загальному випадку сила опору пересування візка (крана) складається з сили опору тертя в ходових частинах, від переносу і нахилу шляху, від вітрових навантажень.

В даному випадку силу опору пересування візка (крана) визначають лише від тертя в ходових частинах коліс, нехтуючи іншими. Для мостових,

козлових, баштових кранів і вантажних візків сила опору $F_{оп}$, $Н$, визначається

$$F_{оп} = F_К \cdot Z_К \frac{fd_ц + 2К}{D_К} \cdot K_Р,$$

де $F_К$ – див.розд.1.3; $Z_К$ – число ходових коліс, $Z_К = 4$; $d_ц$ і $D_К$ – див.розд.1.4.4; f – коефіцієнт тертя в ваальницях, див.: табл.26, [6]; с.133, [5]; табл.38, [6]; К– коефіцієнт тертя кочення, в мм, вибирається із табл. 3.25.

Таблиця 3.25. Значення коефіцієнта К, мм

Головка рейки	Діаметр ходового колеса $D_К$, в мм				
	200, 250, 320	400, 500, 560, 630	710	800, 900	1000
Плоска	0,3	0,5	0,6	0,7	0,7
Опукла	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2

$К_р$ – коефіцієнт, який враховує тертя реборд, вибирається: табл.28, [1]; табл. 38, [6]; табл.VI.33, [6].

Для консольного поворотного (велосипедного) і неповоротного кранів сила опору визначається

$$F_{оп} = F_{кв} \cdot Z_к \frac{fd_ц + 2К}{D_к} + F_{кг} \cdot Z_Р \frac{f_1 d_{ц_1} + 2К_1}{D_{к_1}}.$$

Тут $F_{кв}$ і $F_{кг}$ – див.розд.1.3; $Z_К$ – число вертикальних ходових коліс, $Z_К = 2$; $Z_Р$ – загальне число опорних роликів, $Z_Р = 4$; f і f_1 – коефіцієнти тертя в підшипниках, відповідно ходових коліс і опорних роликів (котків), вибирається: табл.26, [1]; табл.38, [6]; с.135, [6]; $d_ц$ і $d_{ц1}$ – діаметри цапф під підшипники, відповідно ходових коліс і опорних роликів (котків), в мм (див. розд. 1.4.4); К і $К_1$ – коефіцієнти кочення в мм, відповідно для ходових коліс і опорних роликів (котків), див.табл.7; $D_К$ і $D_{К1}$ – діаметри, відповідно ходових коліс і опорних роликів в мм, див. розд. 1.4.1.

1.6. Визначення необхідної потужності електродвигуна при усталеному русі візка або крана

$$P_н = \frac{F_{оп} \cdot \upsilon}{10^3 \cdot \eta_з},$$

де υ – швидкість пересування, м/с: для візка $\upsilon = \upsilon_в$; для крана $\upsilon = \upsilon_к$;

$\eta_з$ – загальний коефіцієнт корисної дії: $\eta_з = 0{,}8...0{,}9$ – табл. 23, [6];

$F_{оп}$ – див.розд.1.5.

1.7. Вибір основних параметрів і розмірів електродвигуна.

Орієнтуючись на значення $P_н$ (див. розд. 1.6) вибирають електродвигун із [4, 6] та іншої літератури, виписують його характеристики: потужність $P_д$, частоту обертання вала $n_д$, максимальний

момент M_{max}, динамічний момент інерції ротора I_p та його основні розміри.

1.8. Вибір кінематичної схеми приводу візка або крана.

Кінематична схема приводу візка або крана залежить від конструкції останніх. Ряд таких схем показані на рис. 3.45.

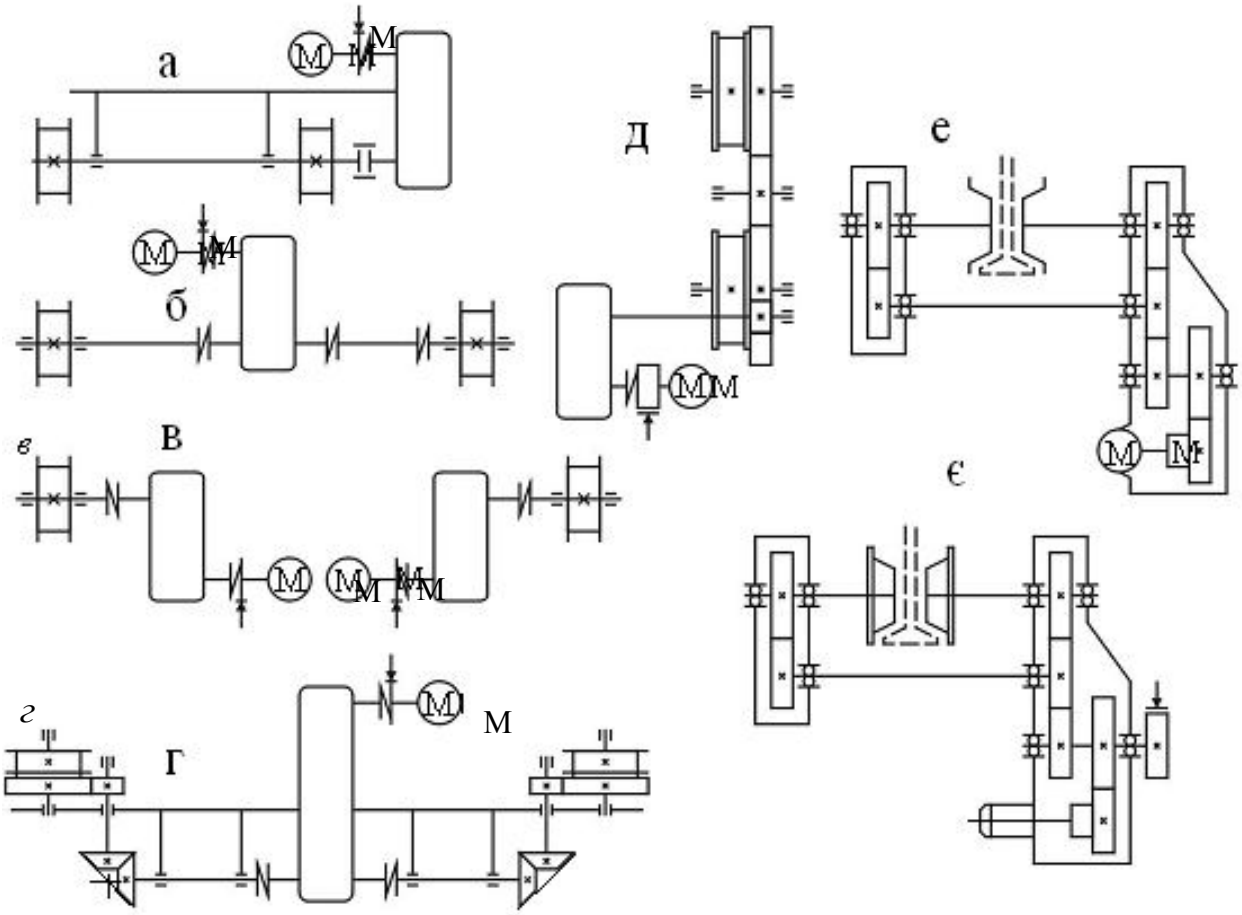


Рис. 3.45. Кінематичні схеми приводів:
а – візків мостового та консольного неповоротного кранів;
б, в – мостового крана; г – консольного неповоротного та велосипедних кранів; д – козлового та баштового кранів; е – талі електричної;
є – приводних візків підвісної кран-балки

1.9. Визначення загального передаточного числа приводу та вибір серійного редуктора

$$u_з = \frac{n_д}{n_{хк}},$$

де $n_д$ – частота обертання вала двигуна, об/хв., див. розд.1.7; $n_{хк}$ – частота обертання ходових коліс, об/хв.

$$n_{хк} = \frac{\upsilon}{\pi D_к},$$

Тут υ, м/хв .– див.розд.1.6; $D_к$ в м – див. розд.1.4.1.

Вибір серійного редуктора здійснюється з [1,6,7] за такими даними: $u_з$; ТВ%; $n_д$, виходячи з того, що потужність на першому валу редуктора рівна або більша необхідної потужності привода ($P_1 \geq P_H$).

Примітки: 1.У випадку, коли передаточне число дуже відрізняється від стандартного редуктора, додатково ставлять відкриту зубчасту передачу на тихохідній ступені привода.

2. Параметри редукторів для пересування самохідного візка талів або підвісних кран-балок вибирається за аналогією існуючих конструкцій, наприклад: с.162, [6]; с.385, [5]; с.162, [8].

1.10. Перевірка приводних коліс на зчеплення з рейками при пуску.

Необхідний запас зчеплення приводних коліс з рейками характеризується коефіцієнтом запасу зчеплення

$$\beta_{зч} = \frac{M_{зч}}{M_{пр}} \geq 1{,}2...1{,}4 .$$

Тут $M_{зч}$ – момент сил зчіплення ходових коліс з рейками, в Нм; $M_{пр}$ – момент на приводних колесах при пуску, Нм: момент сил зчіплення ходових коліс з рейками

$$M_{зч} = F_{пр} \cdot f_0 \cdot \frac{D_к}{2},$$

де $F_{пр}$ – навантаження на ходові приводні колеса, Н; $f_0 = 0{,}15...0{,}20$ – коефіцієнт зчеплення приводних коліс з рейками, див. с. 335, [2]; $D_к$, м.

$$F_{пр} = 2F_к$$

Тут $F_к$ – див. розд. 1.3.; момент на приводних колесах при пуску

$$M_{пр} = M_{max} \cdot u_з \cdot \eta_з ,$$

де M_{max}, Н·м – див. розд. 1.7.; $u_з$ – див. розд.1.9.; $\eta_з$ – див. розд.1.6.

1.11. Вибір муфти.

Для з’єднання валів двигуна і редуктора використовують втулково-пальцеву або зубчасту муфти з гальмівним шківом. Вибір муфт та їх перевірочний розрахунок наведені: с. 92-93 [1]; с.99-101 [2].

Для з’єднання вихідного вала редуктора з валом ходових коліс приймають зубчасту муфту. Її перевіряють на знос зубців по питомому тиску q, МПа

$$q = \frac{M_p}{0{,}9b(m \cdot z)^2} \leq [q],$$

де M_p – розрахунковий момент, Н·м; b – довжина зуба, мм; m – модуль зачеплення, мм; z – число зубців; $[q]$ – допустимий питомий тиск, $[q] = (12...15)$ МПа:

$$M_р = M \cdot K_1 \cdot K_2 .$$

Тут M – робочий момент, де встановлена муфта; K_1 і K_2 – коефіцієнти, які враховують степінь відповідальності та режим роботи механізму, де встановлена муфта, вибираються із табл. 33 [6].

1.12. Визначення величини розрахункового гальмівного моменту та вибір гальма.

Величина розрахункового гальмівного моменту, Нм

$$M_г = -\frac{F_{оп} \cdot D_к}{2u_з\eta_з} + \frac{(Q + m_1)D_к^2 \cdot n_д\eta_з}{38{,}2 \cdot u_з^2 t_г} + (1{,}1...1{,}2)\frac{I_р + I_м}{9{,}55t_г},$$

де $F_{оп}$, Н – див.розд.1.5.; $D_к$, м – див.розд.1.4.; $u_з$ – див. розд. 1.9; $I_р$, кг·м^2 – див.розд.1.7.; $I_м$ – динамічний момент інерції муфти, кг·м^2; $t_г$ – час гальмування, с, приймається $t_г = (2...4)$ с; m_1 – маса візка $m_в$ або крана $m_к$, кг.

Згідно величини гальмівного моменту $M_г$ вибирається гальмо та його основні розміри, з: с. 515...521, [6]; с.316, [4]; с. 341...342, [6].

1.13. Вибір та розрахунок буферних пристроїв.

Для обмеження ходу візків або кранів використовуються упори, що встановлюються на кінцях шляху. Візки або крани забезпечуються буферами – пристроями, що пом’якшують удари при наїзді їх на упори. Буферні пристрої по виду пружного елементу діляться на дерев’яні, гумові, пружинні, пружинно-фрикційні та гідравлічні.

Швидкість крана (візка) в момент наїзду на упори може бути значно знижена роботою гальма при вимкнутому електродвигуні кінцевим вимикачем.

Кінцевий вимикач встановлюється таким чином, щоб вимикання струму проходило на відстані до упору, рівним, не менше половині шляху гальму-вання. Гальмівний шлях в м наближено визначається з виразів: $l = \upsilon^2 / 4200$ – при половині приводних коліс; $l = \upsilon^2 / 8400$ – при всіх приводних колесах,

де υ, м/хв – див. розд. 1.6.

Досить широке застосування отримали пружні буфери, котрі прості за конструкцією і надійні в роботі (рис. 3.46).

При розрахунку пружинного буфера допускають, що кінематична енергія візка (крана) переходить у потенціальну енергію пружної деформації пружини, звідки розрахункова сила, Н, пружини буфера буде

$$F_б = \frac{m \cdot \upsilon_y^2}{z_б \cdot a},$$

де m – маса крана (візка) з вантажем, кг; υ_y – швидкість на початку удару, м/с: $\upsilon_y = (0{,}4...0{,}5)\upsilon$, υ – див. розд.1.6.; $z_б$ – число паралельно працюючих буферів;
a – шлях після удару, або деформація пружини, м.

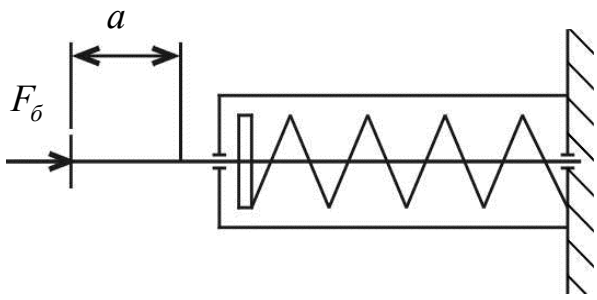


Рис. 3.46. Пружні буфери

При виконанні курсового проекту пропонується величину деформації пружини буфера приймати $a = 50...75$ мм.

Циліндрична пружина розраховується за відомими методиками, наприклад: с.88, [1]; с.114, [2].

Послідовність розрахунку механізму пересування візка крана канатною тягою. Механізм пересування з канатною тягою (рис. 3.47) використовується для пересування візків стрілових кранів. Ці механізми, у яких на візках розміщені блоки підйомного механізму (рис. 3.48, а), або підвішена електрична таль (рис. 3.48, б), характеризуються невеликою масою і розмірами візка.

Визначення маси візка виконується аналогічно літературним джерелам [6], с.249; [5], с.337, або наближено
$m_g = (0{,}1...0{,}25)Q$.

Визначення найбільшого навантаження на ходові колеса (котки), див. розд.1.3.

Вибір та розрахунок ходових коліс (котків), див. розд. 1.4.

Визначення загальної сили опору пересування візка

$$F_п = F_{оп} + F_ц + \Delta F_к,$$

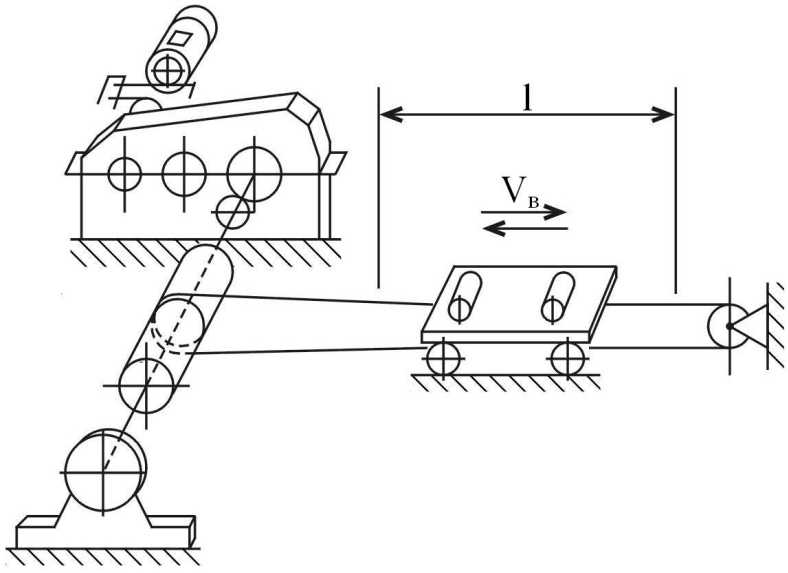


Рис. 3.47. Механізм пересування з канатною тягою

де $F_{оп}$ – сила опору пересування візка по рейковому шляху, Н; $F_ц$ – сила опору від відцентрової сили, Н; $\Delta F_к$ – сила втрат в направляючих блоках візка, Н (для схеми рис. 6.66, а).

$$F_{оп} = (Q + m_в)g\frac{fd_ц + 2K}{D_к} \cdot K_р.$$

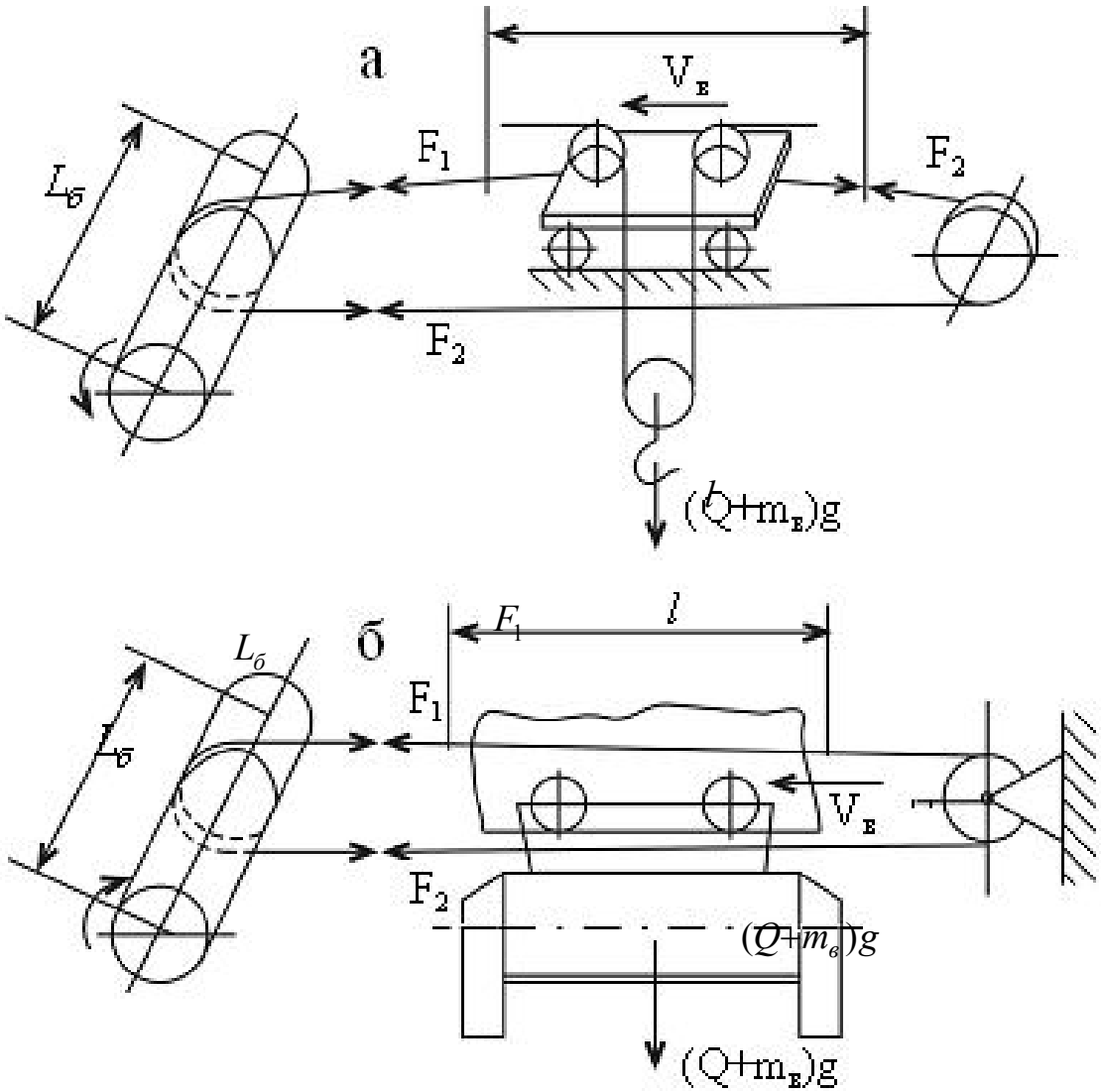


Рис. 3.48. Механізми, у яких на візках розміщені блоки підйомного механізму (а) або підвішена електрична таль (б)

Тут f – коефіцієнт тертя ковзання в вальницях коліс (котків), f=0,1-0,03; $d_ö$ – діаметр осі (цапфи) коліс (котків), $d_ö = (0,2...0,3)D_ê$; K – мм – коефіцієнт тертя кочення, табл. 38, $K \approx 0,4$ [2]; $D_ê$ – діаметр коліс (котків), визначається – див. розд.1.4; K_p – коефіцієнт тертя реборд ходових коліс, див. [6], с. 249, $K_p = 1,5...1,8$.

$$F_ц = (Q + m_в)L \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_{кр}}{30}\right)^2 = 821 \cdot 10^{-5}(Q + m_в)Ln_{кр}^2,$$

де L – найбільший виліт стріли, м; $n_{êð}$ – частота обертання стріли крана, об/хв.

$$\Delta F_к = Q \cdot g \frac{1 - \eta_{бл}^2}{(1 + \eta_{бл})\eta_{бл}}.$$

Тут g – прискорення вільного падіння, $g = 9{,}81$ м/с^2; $\eta_{áë}$ – ККД блока на підшипниках ковзання, табл. 18 [2], $\eta_{áë} = 0{,}95$.

Визначення необхідної потужності двигуна, див. розд. 1.6.

Вибір основних параметрів і розмірів електродвигуна, див. розд. 1.7.

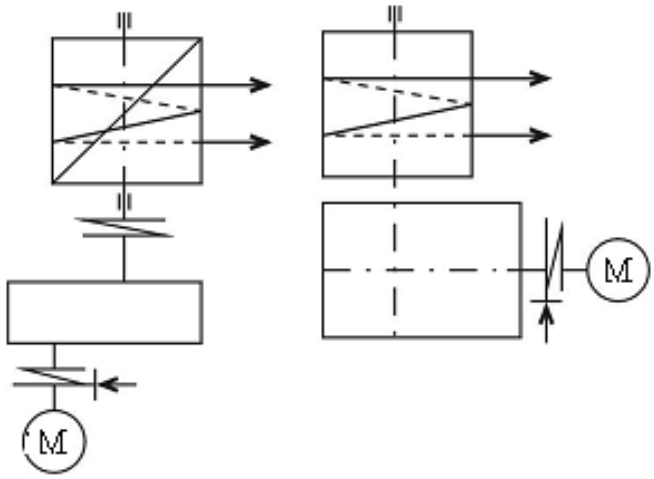
Вибір кінематичної схеми приводу, див. рис. 3.47 та рис. 3.49.

Розрахунок тягового каната та розмірів тягового барабана.

Визначення найбільшої сили опору пересування візка при рушанні його з місця (вплив невеликої маси каната не враховується)

$$F_{max} = F_n + (Q + m_в)\frac{\upsilon_в}{60t_n},$$

де $F_{ï}$ – див. розд. 2.4; Q – див. розд. 1.2; $m_â$ – див. розд. 2.1; $\upsilon_â$ – швидкість пересування візка, м/хв.; $t_ï$ – прийнятий час пуску, $t_ï = (0{,}4...1)$ с.



а б

Рис. 3.49. Вибір кінематичної схеми приводу

Визначення найбільшого натягу тягового каната.

$$F_1 = F_{max}\frac{1}{1 - \frac{1}{\eta_{бл} \cdot e^{\alpha f}}}.$$

Тут $\eta_{áë}$ – ККД направляючого блока, див. [5], с. 339, $\eta_{áë} = 0{,}98$; $\alpha = 7\pi$ рад – кут обхвату канатом барабана, що відповідає 3,5 виткам; f – коефіцієнт тертя між канатом та барабаном, див. с. 339, [5], $f = (0{,}12...0{,}14)$; e – основа натурального логарифма, $e = 2{,}72$.

Визначення найбільшого розривного зусилля каната

$$F_p = K_з \cdot F_1,$$

де $K_ç$ – найбільш допустимий запас міцності для тягових канатів, табл. 20 [2]; табл. 2.3 [6].

Вибір діаметра каната $d_ê$ типу ЛК-Р та його параметрів, табл. XII, [2]; табл. III.1.1; [6, с.277].

Визначення діаметра тягового барабана по дну канавки (рис. 3.50).

$$D_б = d_к(e - 1).$$

Тут e – коефіцієнт, який вибирається: табл. 21 [6]; табл. 2.7 [5].

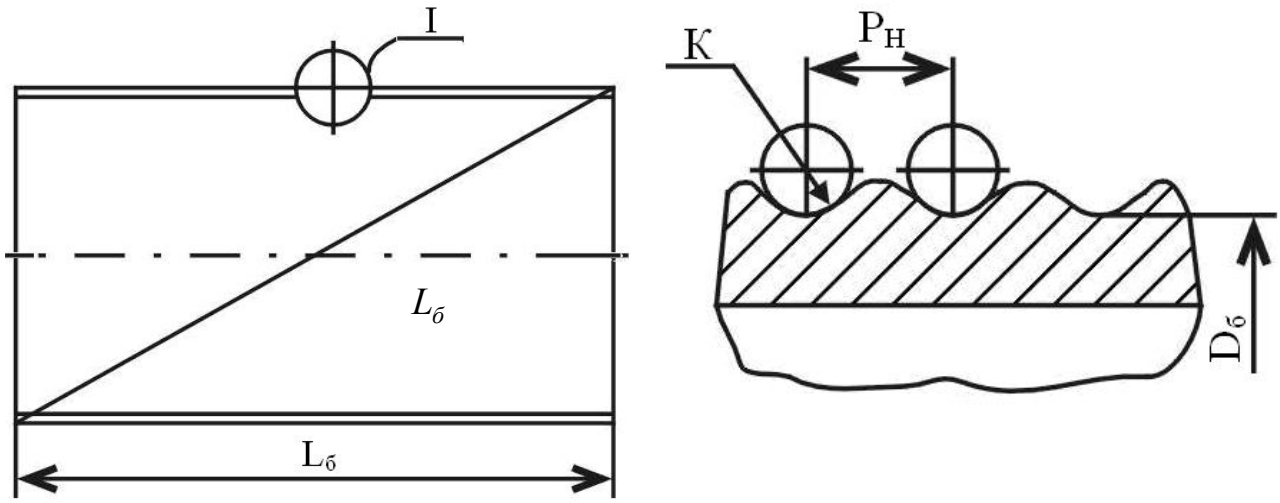


Рис. 3.50. Визначення діаметра тягового барабана по дну канавки

Визначення найбільшої довжини барабана.

$$L_б = \left[\frac{l}{\pi(D_б + d_к)} + 7{,}5 \right] p_к ,$$

де $p_ê$ – крок нарізки барабана, $p_ê = d_ê + (1...3)$ мм; $l, D_á, d_ê$ – відповідно, довжина пересування візка, діаметр барабана і діаметр каната, м.

Визначення частоти обертання барабана, об/хв.:

$$n_б = \frac{\upsilon_в}{\pi(D_б + d_к)}.$$

Тут $\upsilon_â, D_á, d_ê$ – див. вище.

Необхідне передаточне число приводу (редуктора)

$$u_ç = n_ä / n_á ,$$

де $n_д$ – див. розд. 2.6.

Вибір серійного редуктора.

У схемі (рис. 3.49, а) приймається редуктор типу РМ або Ц2, а у схемі (рис. 3.49, б) – черв'ячний редуктор типу РЧ. Редуктори вибираються із [1,6,7].

Вибір муфти, див. розд. 1.11.

Визначення величини розрахункового гальмівного моменту і вибір гальма (див. розд. 1.12).

4. ТРАНСПОРТУЮЧІ МАШИНИ ТА НАВАНТАЖУВАЧІ

Практична робота №1. Визначення властивостей насипних вантажів

Мета роботи: визначити основні механічні властивості насипних вантажів: об'ємну масу, щільність часток, кут природного укосу; коефіцієнти внутрішнього і зовнішнього тертя піску об поверхню з органічного скла.

Обладнання, прилади, матеріали: ємкість для визначення об'ємної маси насипного вантажу, мірна ємкість (судина) зі шкалою для визначення щільності часток вантажу, установки для визначення кута природного укосу, коефіцієнта зовнішнього і внутрішнього тертя, ваги, пісок річковий дрібний, совок для завантаження піску.

Зміст звіту: 1.Розрахунки об'ємної маси піску і щільності його часток; кута природного укосу піску в стані спокою.

2.Схема лабораторної установки для визначення кута внутрішнього тертя.

3.Таблиця з даними дослідів і результатами розрахунку коефіцієнта внутрішнього тертя;

4.Діаграму напруженого стану (τ, σ) і одержання по цій діаграмі значення τ_0 для піску.

5.Дані дослідів і результати розрахунку коефіцієнта зовнішнього тертя.

6.Стислий аналіз отриманих результатів.

7.Висновки по роботі.

Основні теоретичні положення. Насипний вантаж-механічна суміш твердих тіл різної форми і крупності. Його можна розглядати як суцільне середовище, тому до нього застосовне поняття напруги, аналогічне цьому поняттю в механіці суцільних середовищ. У товщі насипного вантажу можуть виникати напруги стиску і дотичні напруження зрізу.

Для насипних вантажів характерні наступні зовнішні ознаки і механічні властивості: кусковатість (гранулометричний склад); вологість, абразивність, вибухонебезпечність, самозаймистість, отруйність, липкість, змерзаємість, об'ємна маса, щільність часток, кут природного укосу; коефіцієнти внутрішнього і зовнішнього тертя.

Основні з перерахованих ознак і властивостей розглянуті в даній лабораторній роботі.

Послідовність виконання роботи

Об'ємну масу насипного вантажу визначають за допомогою мірної ємкості, у яку насипають вантаж до початку його просипання через краї ємкості. Зайвий вантаж скидають, залишаючи мірну ємкість наповненою до країв і зважують їх. Об'ємну масу визначають за формулою, т/м^3:

$$\rho_0 = \frac{\sigma - \sigma_0}{V}, \qquad (4.1)$$

де σ, σ_0 – відповідно маса ємкості з насипним вантажем і порожньої ємкості, кг;

V – об`єм ємкості, л.

Струшування ємкості при її наповненні піском не допускається.

Дослід повторюють тричі і за середнім значенням результатів зважування знаходять ρ_0.

Для визначення щільності часток застосовують скляну мірну судину, у яку насипають порцію піску масою $G_в$ і наливають визначений об`єм $V_р$ води, що змочує пісок (рис. 1.1, а). Після збовтування по рисках на судині визначають об`єм отриманої суспензії $V_с$.

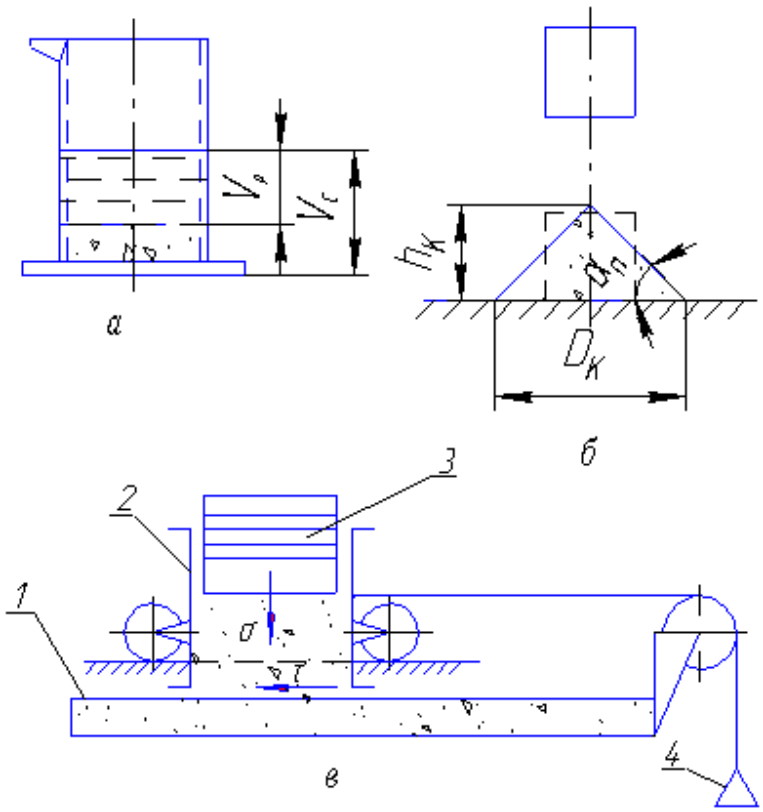


Рис. 4.1. Схема для визначення:
а – щільності часток; б – природного укосу;
в – кута внутрішнього тертя

Щільність часток визначають за формулою, т/м^3:

$$\rho = \frac{G_в}{V_с - V_р}. \qquad (4.2)$$

Кут природного укосу матеріалу $\alpha_п$ в стані спокою визначають за допомогою порожнього циліндра, встановленого на горизонтальну площину і наповненого Вільно насипаним вантажем, у даному випадку – піском.

Циліндр повільно, без різких поштовхів, піднімають вертикально вгору. Вантаж, спорожнивши судину, Тувторює на площині конус (див. рис. 4.1,б). Заміривши діаметр $D_к$ основи конуса і його висоту $h_к$ знаходять кут природного укосу в стані спокою:

$$\alpha_с = arctg\frac{2h_к}{D_к}. \qquad (4.3)$$

Кут природного укосу в стані руху $\alpha_с = 0{,}6\alpha_п$. Коефіцієнт внутрішнього тертя чисельно дорівнює тангенсу кута внутрішнього тертя (див. формулу 1.6).

Кут внутрішнього тертя визначають за допомогою установки, що показано на рис. 4.1, в. Установка має короб 1, по напрямних якого на роликах переміщується рамка 2, до якої прикріплений сталевий канат. На протилежному кінці каната, перекинутого через блок, підвішена вантажна чашка 4 для гир, необхідних для приведення рамки у рух. При проведенні дослідів короб 1 наповнюють сухим піском до рівня нижньої кромки рамки. Визначену кількість піску засипають також у рамку 2 і на вирівняну поверхню піску встановлюється та чи інша кількість змінних вантажів 3. Після цього на чашку 4 поступово кладуть гирі доти, поки рамка 2 не почне рухатися. Попередньо до завантаження піску в короб і рамку аналогічним чином визначають опір руху рамки без вантажу.

Дотичне напруження в площині зрізу, Па:

$$\tau = \frac{\sum Q - W_p}{F}, \qquad (4.4)$$

де ∑Q – сила ваги вантажної чашки і гир, що знаходяться на ній, Н;

W_p – власний опір руху рамки, що визначають за допомогою дрібних важків, Н;

F – площа поперечного перерізу площини зрізу рамки, м^2.

Нормальна напруга стиску, Па:

$$\sigma = \frac{P_в + G_м}{F}. \qquad (4.5)$$

Тут $P_в$ – сила ваги змінних вантажів у рамці, Н;

$G_м$ – сила ваги досліджуваного матеріалу, що знаходиться в рамці до площини зрізу, Н.

При п’ятьох різних значеннях змінного вантажу в рамці за формулами (4.4) і (4.5) визначають значення τ і σ. Після зміни кожного вантажу дослід повторюють тричі і результати зводять у табл. 4.1.

Таблиця 4.1. До розрахунку коефіцієнта внутрішнього тертя

Група досліду	Номер досліду	F, м^2	W, Н	$G_м$,, Н	$P_в$, Н	ΣQ, Н	τ, Па	σ, Па	$\tau_{ñåð}$, Па	$\sigma_{ñåð}$, Па	τ_0, Па	$f_{âí}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	1											
	2											
	3											
2	4											
	5											
	6											
3	7											
	8											
	9											
4	10											

Продовження табл. 4.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	11											
	12											
5	13											
	14											
	15											

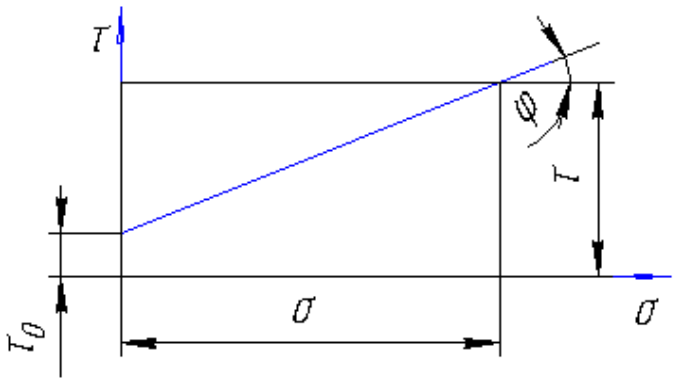


Рис. 4.2. Діаграма напруженого стану насипного вантажу

Діаграму напруженого стану насипного вантажу (рис. 4.2) будують за середніми значеннями $\tau_{сер}$ і $\sigma_{сер}$ для кожної з груп дослідів. Коефіцієнт внутрішнього тертя розраховують за формулою:

$$f_{вн} = tg\varphi = \frac{\tau_{сер} - \tau_0}{\sigma_{ср}}, \qquad (4.6)$$

де τ_0 – початковий опір зсуву, що визначається за діаграмою напруженого стану насипного вантажу.

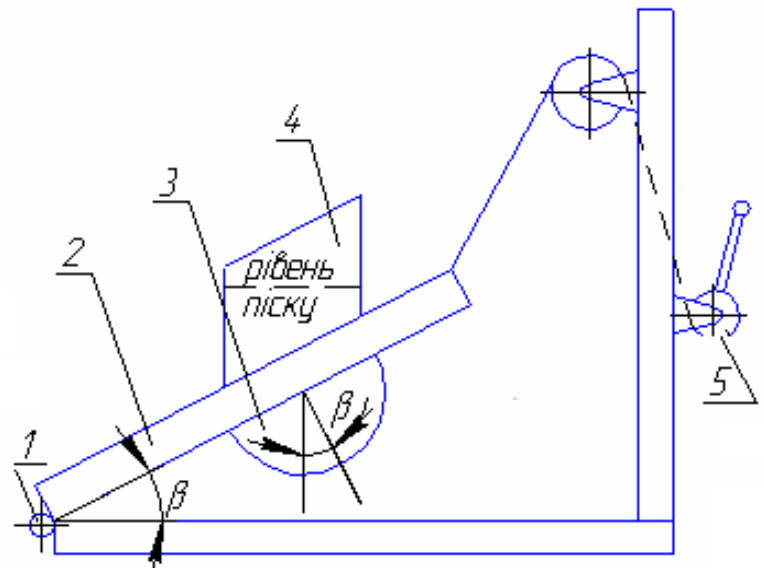


Рис. 4.3. Схема установки для визначення коефіцієнта зовнішнього тертя

Коефіцієнт зовнішнього тертя чисельно дорівнює тангенсу кута тертя β:

$$f = tg\beta. \qquad (4.7)$$

Схема дослідної установки для визначення кута тертя показана на рис. 4.3.

На похилу площину 2, покриту випробуваним матеріалом, у даному випадку органічним склом, і прикріплену за допоїмогою шарніра 1 до нерухомої основи, встановлю-ється короб 4 без дна, заповнений насипним вантажем – піском, на який кладуть плоскі гирі, що замінюють тиск шарів піску, який повинен лежати зверху. Щоб кромки короба не терлися об опорну поверхню і не спотворювали результатів дослідів, короб піднімають так, щоб невелика кількість піску виступала з-під його країв. Воротком 5 похилу площину повільно піднімають до того моменту, коли короб з матеріалом почне рухатися. Фіксуючи при цьому за допомогою транспортира 3 кут нахилу площини, визначають по тангенсу

цього кута коефіцієнт зовнішнього тертя в стані спокою. Дослід повторюють тричі.

Написати висновки по виконаній роботі.

Правила техніки безпеки

1. До виконання практичних робіт допускаються викладачем лише ті студенти, які засвоїли основні теоретичні положення практичної роботи та підготовили заготовку (короткий конспект) для її виконання.

2. Перед виконанням практичної роботи отримати у лаборанта необхідні прилади, матеріали, методичні вказівки і т. д. Перевірити наявність приладів і матеріалів згідно з інструкцією до практичної установки.

3. Категорично забороняється без дозволу викладача або лаборанта:

- замінювати або переносити прилади від однієї установки до іншої;
- приступати до виконання практичної, якщо зібрану схему не перевірив лаборант або викладач;
- залишати без нагляду вимірювальні прилади та установки;
- користуватися в лабораторії відкритим вогнем.

4. Після закінчення виконання практичної роботи повідомити викладача про закінчення експерименту та подати результати на підпис. Здати лаборанту отримані у нього прилади, матеріали, методичні вказівки.

Контрольні питання

1.Назвіть основні властивості й ознаки насипних вантажів.

2.Чим відрізняється поняття об’ємної маси насипного вантажу від щільності його часток?

3. Одиниці об’ємної маси і щільності насипного вантажу.

4. Як визначається кут природного укосу насипного вантажу?

5.Чим відрізняється коефіцієнт внутрішнього тертя від коефіцієнта зовнішнього тертя матеріалу?

6.Від чого залежить коефіцієнт внутрішнього тертя насипного вантажу?

7.Який зв’язок між кутом і коефіцієнтом внутрішнього тертя насипного вантажу?

8. Який зв’язок між кутом і коефіцієнтом зовнішнього тертя насипного вантажу об поверхню твердого тіла?

Практична робота № 2. Вивчення конструкції та розрахунок основних параметрів стрічкових конвеєрів

Мета роботи: Вивчити будову та методику розрахунку стрічкового транспортера, а також поглибити і закріпити теоретичні знання, отримати практичні навики розрахунку інших транспортуючих машин.

Хід роботи. До транспортної техніки відносяться машини для переміщення насипних, штучних вантажів в заданій траєкторії (напрямку)

безперервним потоком без зупинок на завантаження та розвантаження. Вони відносяться до машин безперервного транспорту.

Ці машини мають широке використання в водогосподарських організаціях, підприємствах будівельної і хімічної промисловості для переміщення цементу, піску, щебеню, гравію, ґрунту, глини, каменю, вапняку, цегли, ящиків та ін. Серед цих машин досить широке застосування мають стрічкові транспортери (конвеєри), які являються високопродуктивними і мають досить широке розповсюдження.

Послідовність розрахунку

1. Викреслюється схема стрічкового транспортера.

2. Виписуються вихідні дані.

3. Приймається тип стрічки гумотканинної (тканина прогумована), що складається з декількох полос (прокладок), бавовняної тканини (бельтинга) або синтетичної, з'єднаних між собою шарами гуми та покриту з усіх сторін гумою згідно табл. Д4 (рис. 4.4).

4. При транспортуванні сипких вантажів використовуємо жолобчату форму стрічки за допомогою трьох роликових опор, крайні нахилені під кутом $\alpha_р = 20°$.

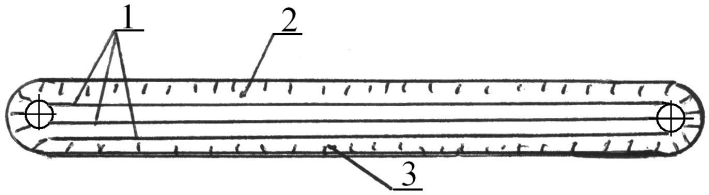


Рис. 4.4. Схема перерізу гумотканинної стрічки: 1 – прокладки; 2 – верхня обкладка; 3 – нижня обкладка

5. З табл. Д1 вибираємо кут φ природного укосу вантажу в стані спокою.

6.Визначаємо кут природного укосу $\varphi_р$ вантажу в стані руху: $\varphi_р \approx 0{,}35\varphi$.

7.Визначаємо необхідну ширину стрічки, м:

$$B_с = 1{,}1\left(\sqrt{\frac{П}{K_п \cdot V \cdot j \cdot K_\beta}} + 0{,}05\right),$$

де П – задана продуктивність, т/год.; V – швидкість руху стрічки, м/с;
j – щільність вантажу, т/м^3; $К_п$ – коефіцієнт площі поперечного перерізу вантажу на стрічці, який залежить від кутів φ та $\varphi_р$ і вибирається по табл. Д2; $К_\beta$ – коефіцієнт, що залежить від кута β нахилу конвеєра до горизонту, приймається згідно табл. Д3.

Згідно ГОСТ 22644-77 [4, с. 102] або Д6 приймаємо ширину стрічки, щоб табличне значення було більше або рівне визначеному по формулі:

$B_{с\ табл} \geq B_с$.

8.Визначається лінійна сила тяжіння вантажу, Н/м:

$q_в = П \cdot g / (3{,}6 \cdot V)$,

де П – задана продуктивність, т/год.; g – прискорення вільного падіння;
V – швидкість руху стрічки, м/с.

9.Визначається наближене значення лінійної сили тяжіння стрічки q_c , Н/м, згідно табл. 4.13 [6] або Д8.

10.Визначається наближене значення лінійних сил тяжіння, Н/м, обертальних частин роликових опор верхньої (робочої) $q_{рв}$ та нижньої (холостої) $q_{рн}$ віток конвеєра згідно табл. Д8 (рис. 4.5).

11.Визначаємо відстань між верхніми роликовими опорами $l_{рв}$ залежно від ширини стрічки та щільності матеріалу по табл. Д9.

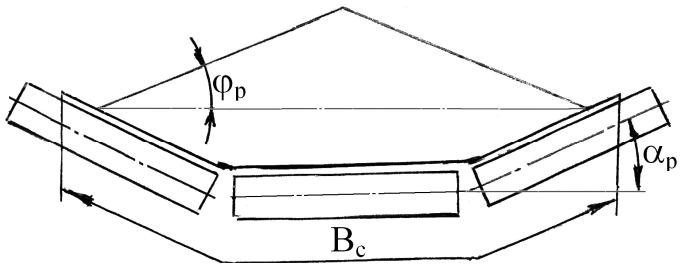


Рис. 4.5. Схема трьохроликової роликоопори

12.Визначаємо силу натягу стрічки в характерних точках конвеєра. Сила натягу визначається методом обходу по контуру. Траса розбивається на однорідні дільниці по точкам перегину. Точки спряження дільниць нумеруються. Точка номер 1 ставиться в точці збігання стрічки з приводного барабана. Наступні номера точок розставляються по напрямку руху стрічки до точки набігання стрічки на приводний барабан.

Для прикладу візьмемо схему конвеєра з позначеними точками (рис. 4.6).

Опором у відхиляючих барабанах (а, б) завдяки малому куту обхвату їх стрічкою можна знехтувати.

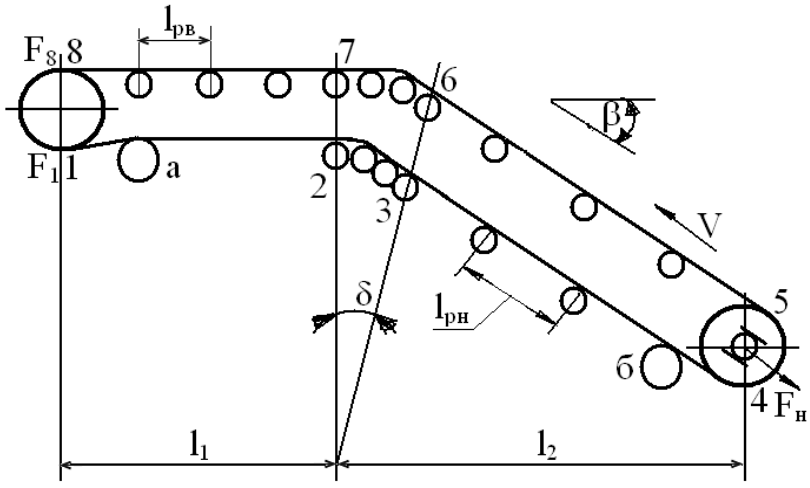


Рис. 4.6. Схема конвеєра

Сила натягу стрічки в точках:

Точка 1: $F_1=F_{зб}$.

Тут $F_{зб}$ – сила натягу в збігаючій вітці з приводного барабана.

Точка 2: $F_2=F_1+(q_c+q_{рн})\, l_1 \omega$,

де ω – коефіцієнт опору руху, приймається згідно [4, С.131]:

ω = 0,025...0,035.

Точка 3: $F_3=F\, e^{\omega\delta}$,

де e – основа натурального логарифма; e=2,72; δ – кут обхвату, радіан (δ≈β).

Точка 4: $F_4=F_3+(q_c+q_{рн})\, l_2\, \omega - q_c\, l_2\, tg\beta$.

Точка 5: $F_5=K_{нп}\, F_4$.

Тут $K_{нп}$ – коефіцієнт втрат на приводному барабані при куті обхвату 180°, $K_{нп}$ =1,05–1,07. У випадку, коли кут обхвату 90°, коефіцієнт $K_{нп}$=1,03–1,05.

Точка 6: $F_6 = F_{\text{г}} + (q_c + q_в + q_{рв})\, l_2\, \omega + (q_c + q_в)\, l_2\, tg\beta$.

Точка 7: $F_7 = F_6\, e^{\omega\delta}$.

Точка 8: $F_8 = F_7 + (q_c + q_в + q_{рв})\, l_1\, \omega = F_{наб}$.

Достатність зчеплення стрічки з барабаном за формулою Ейлера

$$F_{наб} = F_{зб}\, e^{\alpha\mu} \quad \text{або} \quad F_8 = F_1\, e^{\alpha\mu} , \qquad (4.8)$$

де μ – коефіцієнт тертя стрічки з гумовою обкладкою та приводним барабаном, табл.4.6, [4]; α – кут обхвату стрічкою приводного барабана, радіан; $\alpha = \alpha^\circ \pi / 180^\circ$, радіан, α° – кут обхвату в градусах (на схемі);
$e = 2{,}72$ – основа натурального логарифма.

Згрупувавши в виразі для F_8 усі члени, які мають F_1, можна отримати:

$$F_1\, e^{\alpha\mu} = k'\, F_1 + A . \qquad (4.9)$$

Тут k' та A – величини, що визначались як коефіцієнт та сили опору.

З виразу (4.9) отримаємо натяг збігаючої вітки стрічки біля приводного барабана:

$$F_1 = A / e^{\alpha\mu} - k' .$$

Після цього, підставивши значення F_1, можна отримати сили натягу стрічки в усіх інших точках.

Отримані сили в характерних точках використовують для визначення числа прокладок стрічки, для визначення колової сили на приводному барабані, для визначення сили натягу натяжного барабана.

13.Визначення числа прокладок стрічки при

$$F_{max} = F_{наб} = F_8 ; \quad Z_{пр} \geq k\, F_{max} / F_{p1}\, B_c ,$$

де k – коефіцієнт запасу міцності стрічки при розтязі, k = 9-11; F_{p1} – міцність тканини 1 мм ширини однієї прокладки, Н/мм, табл. Д5; B_c – ширина стрічки, мм.

Отримане значення кількості прокладок округляємо по табл. Д6.

14.Визначення основних розмірів барабанів (рис. 4.7):

– діаметр приводного барабана $D_{б\,пр} \geq k_б\, Z_{пр}$.

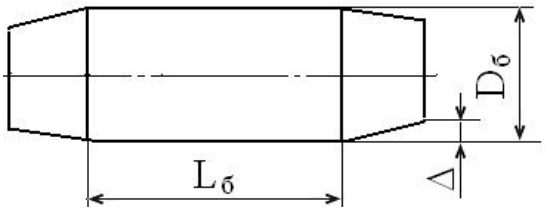


Рис. 4.7. Схема барабана

Тут $k_б$ – коефіцієнт, що вибирається залежно від назви тканини прокладок з табл. Д10.

– діаметр натяжного барабана

$D_{бн} \approx (0{,}8\text{-}1{,}0)\, D_{бпр}$;

– діаметр відхиляючого барабана

$D_{б\,відх} \approx (0{,}65\text{-}0{,}8)\, D_{бпр.}$;

– стрілка опуклості поверхні $\Delta = 1{,}5...3$ мм ;

– довжина барабана

$L_б = B_c + (100\text{-}00)$ мм.

15.Визначення основних розмірів роликоопор (рис. 4.8).

Верхня роликова опора має жолобчасту форму з трьох роликів, а нижня-пряма.

Роликові опори складаються з роликів, встановлених на стояках (кронштейнах).

Корпус ролика виготовляється з сталевої (газової) труби. По торцям труба розточується, вставляються штамповані або литі маточини і кінці труби завальцьовують. Ролик встановлюють на осях через кулькові вальниці. Для захисту вальниць від пилу та бруду використовують лабіринтні ущільнення з штампованих або пластмасових кілець.

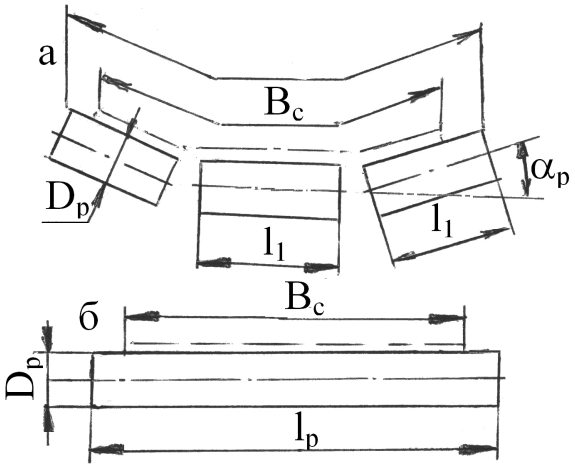


Рис. 4.8. Схема роликоопор
а - верхня; б – нижня.

Основні розміри роликів та розміщення вибрати з табл. Д9, Д11, Д12.

16.Визначення сили для забезпечення натягу стрічки:

$F_н = F_4 + F_5$.

Необхідна маса вантажу:

$m = F/\eta^3_{бл}\, g$,

де $\eta_{бл}$ – К К Д нерухомих блоків,

$\eta_{бл} = 0{,}98$; g – прискорення вільного падіння.

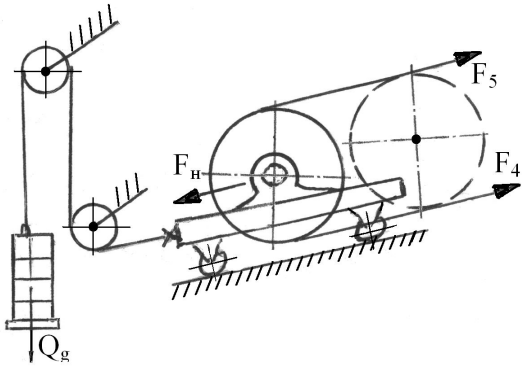


Рис. 4.9. Схема вантажного натяжного пристрою

Гвинтовий пристрій по силі $F_н$ розраховується в курсі деталей машин.

17.Визначення колової (тягової) сили на приводному барабані:

$F_t = F_{наб} - F_{зб} = F_8 - F_1$,

Значення сили F_t та V використовують для розрахунку привода в деталях машин.

Схема вантажного натяжного пристрою наведено на рис. 4.9.

Контрольні запитання

1. Яке призначення транспортуючих машин?
2. Перерахуйте основні види транспортуючих машин.
3. Яку форму стрічки використовують при транспортуванні сипких вантажів?
4. Як визначається сила натягу стрічки?
5. З чого складаються роликові опори?
6. Як визначається сила, що забезпечує натяг стрічки?

Практична робота №3. Дослідження процесу транспортування і тяговий розрахунок вертикального ковшового елеватора

Послідовність виконання роботи

1.Вивчити конструкцію ковшового елеватора (норії, рис. 4.10), приводу, способу завантаження ковшів і записати в таблицю характеристику.

2. Визначити частоту обертання приводного барабана

$$n = 60v / D_б ,$$

де v – швидкість стрічки, м/с; $D_б$ – діаметр приводного барабана, м.

3. Визначити полюсну відстань і побудувати графік функції $h_п = f(n)$

$$h_n = 895 / n^2 .$$

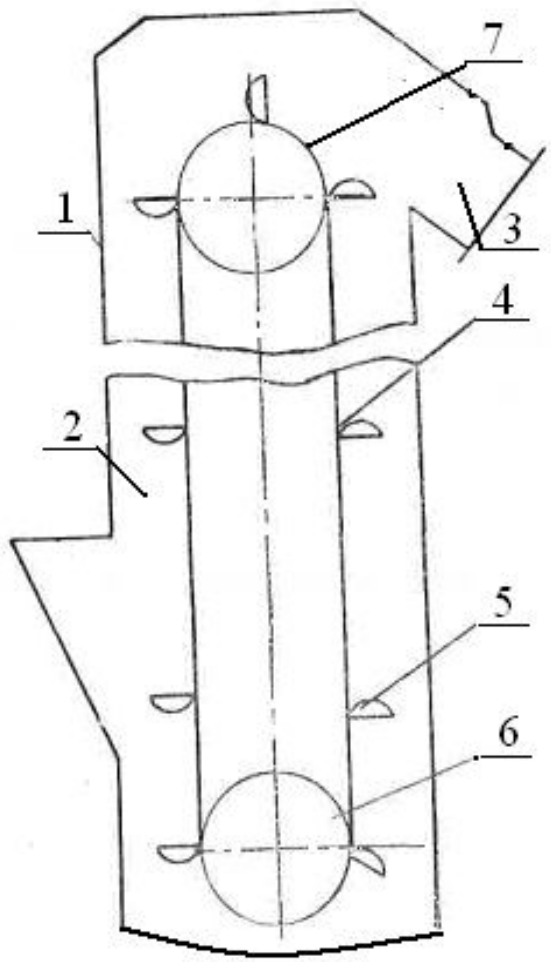


Рис. 4.9. Схема ковшового елеватора:
1– кожух; 2 – завантажувальний патрубок; 3 – розвантажувальний патрубок; 4 – стрічка; 5 – ківш; 6 – натяжний барабан; 7 – привідний барабан

4. Досліджувати характер розвантаження ковшів залежно від частоти обертання барабана. Із збільшенням частоти обертання полюсна відстань зменшується і відцентрова сила зростає в порівнянні з силою тяжіння.

При зменшенні частоти обертання барабана вплив сили тяжіння на характер розвантаження зростає. По отриманому результату показати місце знаходження полюса $h_п$ і дати характеристику процесу розвантаження: при $h_п < r_б$ (полюс знаходиться усередині кола барабана – відцентрове розвантаження);

при $h_п > r_a$ (полюс знаходиться поза колом барабана, що проходить через зовнішні кромки ковшів, – гравітаційне розвантаження); $r_б < h_п \le r_a$ має місце змішаний характер розвантаження ковшів.

$$r_a \approx l + \delta + r_б .$$

Тут l – виліт ковша, мм; δ – товщина стрічки, мм; $r_б$ – радіус барабана, мм; r_a – радіус зовнішньої кромки ковша, мм.

5. Визначити коефіцієнт заповнення ковшів, при якому забезпечується задана продуктивність, і побудувати графік функції $\psi = f(v)$

$$\psi = \frac{Q \cdot t_k}{3{,}6 \cdot v \cdot \rho \cdot V},$$

де Q – продуктивність елеватора, т/год.; $t_к$ – крок ковшів, м; v – швидкість стрічки, м/с; ρ – щільність матеріалу, т/м; V – місткість ковша, л.

6. Визначити продуктивність елеватора залежно від швидкості, побудувати графік функції Q = f(v) на міліметрівці і вклеїти в журнал.

7. Визначити лінійні навантаження: для стрічки

$q_л = 9{,}81 \cdot 10 \cdot B$, Н/м.

Тут В – ширина стрічки, м; для стрічки з ковшами

$$q_o = q_л + \frac{9{,}81 \cdot m_к}{t_к} \text{ Н/м},$$

де $m_к$ – маса ковша, кг.

Корисне навантаження, Н/м:

$$q_р = \frac{qQ}{3{,}6v}.$$

Навантаження на 1 м завантаженої гілки, Н/м: $q = q_0 + q_г$.

8. Скласти схему для тягового розрахунку елеватора, прийнявші мінімальне натягнення ($S_{мін} = S_1$) в точці 1 набігання стрічки на барабан нижньої голівки. Тоді натягнення в кінцевих точка (Н)

$$S_2 = \xi S_1 + k_{зач} q_Г.$$

Тут ξ – коефіцієнт опору на барабані нижньої голівки ξ =1,06;

$k_{зач}$ – коефіцієнт зачерпування, що виражає питому роботу, що витрачається на зачерпування вантажу, $k_{зач} = (1{,}25\text{-}2{,}5)$ Н·м/Н.

$$S_3 = S_2 + q_o H,$$

де Н – висота підйому, м.

$$S_4 = S_1 + q_o H.$$

З теорії пасової передачі

$$S_3 \le S_4 e^{\mu\alpha}.$$

Тут е – основа натурального логарифма; μ. – коефіцієнт тертя, μ = 0,3;
α= 180°; $e^{\mu\alpha} = 2{,}57$.

$$S_3 \le 2{,}57 S_4.$$

Тоді $1{,}06\ S_1 + k_{зач} q_г \le 2{,}57\ (S_1 + q_o H)$.

Визначаємо S_1, $S_з$ і S_4.

9. Визначити окружне зусилля на привідному барабані з обліком втрат на нім

$$W = (S_3 - S_4)\xi.$$

10. Визначити потрібну потужність, вибрати електродвигун і порівняти зі встановленим на елеваторі:

$$P = \frac{W \cdot v \cdot K_З}{1000 \cdot \eta} \text{ кВт,}$$

де $К_з$ – коефіцієнт запасу потужності, $К_з = 1,25$; η – ККД приводу, $\eta = \eta_р \cdot \eta_ц \cdot \eta_п$: $\eta_р$ – ККД пасової передачі, $\eta_р = 0,95$; $\eta_ц$ – ККД ланцюгової передачі, $\eta_ц = 0,9$; $\eta_п$ – ККД пари вальниць кочення, $\eta_п = 0,99$.

1. Заповнити журнал і зробити висновок табл. 4.2.

Таблиця 4.2. Журнал роботи

Вихідні дані	Позначення	Розмірність	Величина
1	2	3	4
Діаметр приводного барабана	$D_б$	м	0,3
Діаметр барабана нижньої голівки	$D_н$	м	0,3
Ширина стрічки	B	м	0,125
Виліт ковша	l	мм	110
Місткість ковша	V	л	0,81
Маса ковша	$M_к$	кг	0,55
Швидкість стрічки	v	м/с	1,53
Щільність зерна	ρ	т/м^3	0,7
Результати вимірів			
Крок ковшів	$t_к$	м	
Ширина ковша	$B_к$	м	
Висота підйому	H	м	
Товщина стрічки	δ	м	
Коефіцієнт зачерпування	$k_{зач}$		
Результати розрахунків			
Частота обертання приводного барабана	n_1	об/хв.	
Полюсна відстань: при швидкості стрічки:			
$v_1 = 0,5$ м/с	$h_{П1}$	м	
$v_2 = 1,0$ м/с	$h_{П2}$	м	
$v_3 = 1,2$ м/с	$h_{П3}$	м	
$v_4 = 1,4$ м/с	$h_{П4}$	м	
$v_5 = 1,53$ м/с	$h_{П5}$	м	
$v_6 = 1,8$ м/с	$h_{П6}$	м	
$v_7 = 2$ м/с	$h_{П7}$	м	
Коефіцієнт заповнення ковшів: при швидкості стрічки			
$v_1 = 0,5$ м/с	Ψ_1		
$v_2 = 1,0$ м/с	Ψ_2		
$v_3 = 1,2$ м/с	Ψ_3		
$v_4 = 1,4$ м/с	Ψ_4		

Продовження табл. 4.1

1	2	3	4
v_5 = 1,53 м/с v_6 = 1,8 м/с v_7 = 2,0 м/с	Ψ_5 Ψ_6 Ψ_7		
Продуктивності елеватора: при швидкості стрічки v_1 = 0,5 м/с v_2 = 1,0 м/с	 Q_1 Q_2	 т/ч т/ч	
v_3 = 1,2 м/с v_4 = 1,4 м/с v_5 = 1,53 м/с v_6 = 1,8 м/с v_7 = 2,0 м/с	Q_3 Q_4 Q_5 Q_6 Q7	т/ч т/ч т/ч т/ч т/ч	
Лінійні навантаження	$q_л$ $q_о$ $q_г$ q	Н/м Н/м Н/м Н/м	
Натягнення в кінцевих точках	S_1 S_2 $S_з$ S_4	Н Н Н Н	
Окружне зусилля	W	Н	
Потрібна потужність	P	кВт	
Вибираємо електродвигун	P= n=	кВт об/хв.	

Висновок:

Практична робота № 4. Дослідження швидкохідного гвинтового конвеєра з метою визначення потрібної потужності на його привід

Послідовність виконання роботи

1. Ознайомитися з пристроєм швидкохідного гвинтового конвеєра (рис. 4.11), специфікою переміщення матеріалу. У швидкохідному конвеєрі матеріал розташовується концентрично по поверхні кожуха під дією відцентрових сил і кожна частка сипкого або рідкого матеріалу, що транспортується, описує гвинтову траєкторію (спіраль) з кроком меншим, ніж крок гвинта.

2. За паспортними даними або виміром визначити частоту обертання гвинта, обчислити кутову швидкість

$$\omega = \pi n / 30 ,$$

де n – частота обертання гвинта, об/хв.

3. За величиною ω визначити можливість транспортування швидкохідним гвинтовим конвеєром різних матеріалів, користуючись рекомен-

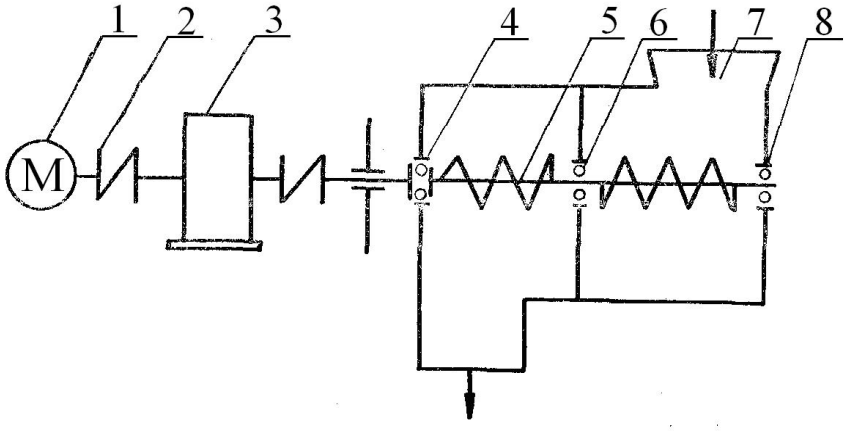


Рис. 4.11. Схема гвинтового конвеєра: 1– електродвигун; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – вальниця кочення упорна головна; 5 – вал з гвинтом; 6 – вальниця проміжна; 7 – завантажувальний патрубок; 8- вальниця задня

дациями: $\omega_{макс}$ = 50 рад/с – продукти переробки зерна; $\omega_{макс}$ = 40 рад/с – мінеральні добрива, що не злежалися; $\omega_{макс}$ = 20 рад/с – кормова картопля; $\omega_{макс}$ = (50– 70) рад/с – зерно різної вологості.

4. Визначити щільність матеріалу ρ, що транспортується, кг/м^3.

5. Заміряти довжину, діаметр, крок гвинта і визначити продуктивність гвинтового конвеєра (т/год.) залежно від кута нахилу β:

$$Q = 0{,}047 D^2 S \cdot n \cdot \rho\, x \cdot x\, \psi \cdot c.$$

Тут D – діаметр
гвинта, м; S – крок гвинта, м; n – частота обертання гвинта, об/хв.;
ρ – щільність матеріалу, кг/м^3; ψ – коефіцієнт заповнення жолоба, який вибирається залежно від переміщуваного вантажу і приймається для:
зерна ψ = (0,35-0,45), подрібнених зернових продуктів ψ = 0,25;
c – поправковий коефіцієнт, що враховує зниження продуктивності від кута β нахилу конвеєра:

кут нахилу β, град	10	15	30	45	60	75:
коефіцієнт c	0,9	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5.

6. Потужність P (кВт) гвинтового конвеєра залежно від продуктивності визначається

$$P = \frac{Qgk}{3600}\left(L_n + H\right)\omega_c ,$$

де Q – продуктивність, т/год.; g – прискорення сили тяжіння, м/с^2;
k – коефіцієнт, що враховує втрати потужності на перемішування і дроблення, k=1,4; L_n – проекція довжини конвеєра на горизонтальну площину, м; H – висота підйому, м; ω_c – коефіцієнт опору переміщенню, ω_c = 1,2–4.

8.Побудувати графік зміни продуктивності і потрібної потужності залежно від кута нахилу конвеєра на міліметрівці і вклеїти в журнал (табл. 4.3).

Графік зміни продуктивності і потрібною потужності конвеєра (на міліметрівці).

Висновок:

Таблиця 4.3. Журнал роботи

Вихідні дані	Позначення	Розмірність	Величина
1	2	3	4
Щільність матеріалу	ρ	кг/м^3	
Коефіцієнт заповнення	ψ		
Кут нахилу конвеєра	β_1 β_2 β_3 β_4 β_5 β_6	град град град град град град	
Коефіцієнт, що враховує зниження продуктивності	C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 C_6		
Результати вимірів			
Довжина конвеєра	L	м	
Діаметр гвинта	D	м	
Крок гвинта	S	м	
Частота обертання	n	об/хв.	
Результати розрахунків			
Кутова швидкість	ω	рад/ с	
Переміщуваний матеріал			
Продуктивність конвеєра	Q_1 Q_2 Q_3 Q_4 Q_5 Q_6	т/год. т/год. т/год. т/год. т/год. т/год.	
Потрібна потужність для приводу конвеєра	P_1 P_2 Рз P_4 P_5 P_6	кВт кВт кВт кВт кВт кВт	

Практична робота №5. Визначення коефіцієнта заповнення міжскребкового простору похилого скребкового конвеєра

Послідовність виконання роботи

1. Ознайомитися з конструкцією похилого скребкового конвеєра (похилий конвеєр транспортера видалення гною ТСН-3,0Б, рис. 4.12).

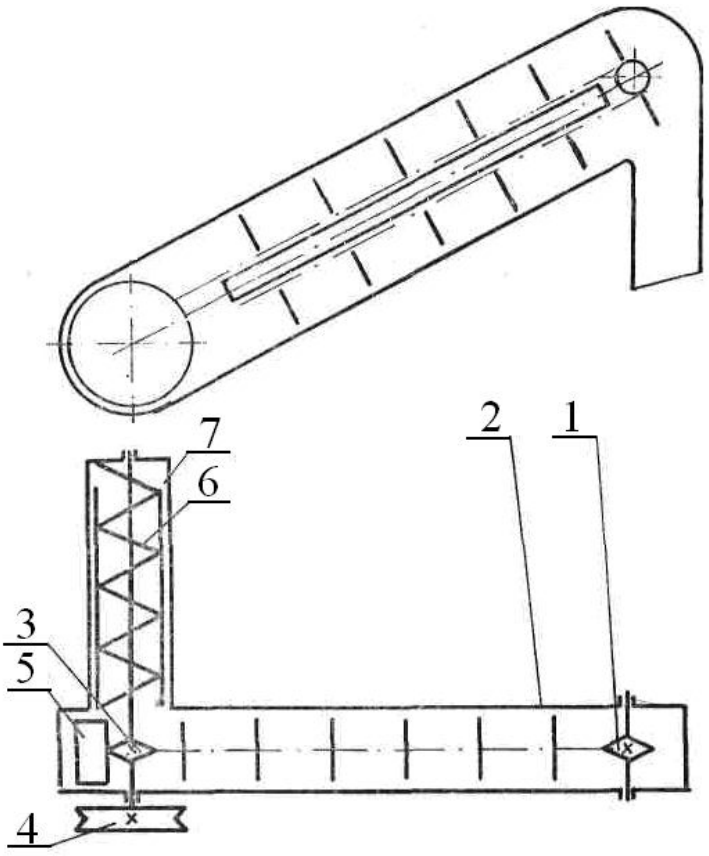


Рис. 4.12. Схема похилого скребкового конвеєра: 1– зірочка напрямна; 2 – конвеєр скребковий; 3 – зірочка ведуча; 4 – шків приводу; 5 – скребок; 6 – гвинт; 7 – живильник гвинтовий

2. Провести виміри основних параметрів: довжини L і кута нахилу конвеєра β, довжини b, висоти h і кроку скребків t_c, кроку тягового ланцюга $t_ц$, числа зубів провідної зірочки тягового ланцюга z.

3. Задатися продуктивністю $Q_п$ живильника похилого конвеєра (прийняти продуктивність горизонтального конвеєра ТСН-3,0 Б).

4. Заміряти частоту обертання вала провідної зірочки n, об/хв.

5. Визначити швидкість тягового ланцюга, м/с:

$$v_ц = \frac{t_ц \cdot z \cdot n}{60},$$

де $t_ц$ – крок тягового ланцюга, м;
z – число зубів провідної зірочки.

6. Визначити об'єм матеріалу $V_М$ ($м^3$), який знаходиться перед скребком похилого конвеєра, за умови $Q_п = Q_н$:

$$V_M = \frac{Q_П \cdot t_c}{3{,}6 \cdot v_ц \cdot \rho}.$$

Тут $Q_н$ – продуктивність похилого конвеєра, т/ч; $Q_п$ – продуктивність живильника, т/ч; t_c – крок скребків, м; $v_ц$ – швидкість ланцюга, м/с; ρ – щільність матеріалу, $кг/м^3$ (за завданням викладача).

7. Визначити теоретичний коефіцієнт заповнення похилого скребкового конвеєра

$$\psi_T = V_M / V_c,$$

де V_c – об'єм міжскребкового простору, $м^3$.

8. Насправді продуктивність $Q_н > Q_п$, тому необхідно визначити фактичну продуктивність $Q_{ф.н}$ (т/год.) і $\psi_{ф.н}$ похилого конвеєра

$$Q_{ф.н} = 3{,}600 \cdot b \cdot h \cdot v_ц \cdot \rho \cdot \psi_T \cdot c.$$

Тут b – довжина скребка похилого конвеєра, м; h –висота шкрябання, м;
$\psi_т$ – теоретичний коефіцієнт заповнення міжскребкового простору;
c – коефіцієнт, що враховує вплив кута підйому конвеєра, при β= 45° c=0,35.

9. Тоді $V_{мф} = Q_{фн} \cdot t_c/3{,}6 \cdot v_ц \cdot \rho$ і $\psi_{ф.н} = V_{мф}/Vc$.

Журнал роботи № 7

Вихідні дані	Позначення	Розмірність	Величина
Продуктивність горизонтального конвеєра	Q_n	т/год.	
Переміщуваний вантаж			
Щільність вантажу	ρ	кг/м³	
Результати вимірів			
Скребковий конвеєр:			
довжина конвеєра	L	м	
кут нахилу	β	град	
частота обертання валу провідної зірочки	n	об/хв.	
Тяговий ланцюг і скребок:			
довжина скребка	b	м	
висота скребка	h	м	
крок скребка	t_c	м	
крок ланцюга	$t_ц$	м	
число зубів ведучої зірочки	z		
Результати розрахунків			
Швидкість ланцюга по жолобу живильника	$v_ц$	м/с	
Продуктивність похилу конвеєра фактична	$Q_{фн}$	т/год.	
Об'єм вантажу перед скребком	$V_м$	м³	
Об'єм простору між скребками	V_c	м³	
Теоретичний коефіцієнт заповнення конвеєра	$\psi_Т$		
Фактичний об'єм вантажу перед скребком похилого конвеєра	$V_{мф}$	м³	
Коефіцієнт заповнення похилого конвеєра фактичний	$\psi_{фн}$		

Висновок:

Практична робота №6. Дослідження безролікового стрічково-скребкового конвеєра з метою визначення коефіцієнта продуктивності

Послідовність виконання роботи

1. Ознайомитися з конструкцією установки, принципом дії. Виробити виміри основних розмірів установки: довжини конвеєра $L_к$ ширини стрічки B, кута нахилу конвеєра β, діаметру провідного барабана $D_{в.б}$, частоти обертання n барабана, висоти скребка h.

2. Визначити швидкість стрічки (м/с)

$$v = \frac{\pi \cdot D_{в.б} \cdot n}{60},$$

де $D_{в.б}$ – діаметр провідного барабана, м; n – частота обертання барабана, об/хв.

3. Виписати з довідника значення кутів природного укосу матеріалу, що в русі транспортується: зерно – $\psi_д = 25°$; картопля – $\psi_д = 15°$; гравій – $\psi_д = 30°$.

4. Записати коефіцієнт C впливу кута β нахилу конвеєра (за завданням викладача). Значення коефіцієнта C наступні:

β……12° 14° 16° 18° 20°

C……0,97 0,95 0,92 0,89 0,85.

5. Визначити продуктивність Q (т/год.) конвеєра при β = 0°

$Q = 3600\ F_c \cdot v \cdot \rho$.

Тут ρ – щільність матеріалу, що транспортується, т/м^3; F_c – щільність перетину вантажного потоку, залежна від фізико-механічних властивостей вантажу і ширини стрічки.

$F_c = 0{,}25(gt\ \varphi_д + 3{,}2k_1)\ B^3$,

де k_1 – відношення висоти скребка до ширини стрічки, $k_1 = h / B$.

6. Визначити коефіцієнт продуктивності, який залежний від кута нахилу конвеєра і фізико-механічних властивостей матеріалу

$$k_П \frac{Q}{B^2 \cdot v \cdot \rho \cdot C}.$$

7. Побудувати на міліметрівці графік зміни коефіцієнта продуктивності від β і вклеїти в журнал (табл. 4.3).

Таблиця 4.3. Журнал роботи

Вихідні дані	Позначення	Розмірність	Величина
1	2	3	4
Переміщуваний вантаж Щільність вантажу Кут природного укосу	 ρ $\varphi_д$	 т/м^3 град.	
Результати вимірів і дані з довідників			
Кут нахилу	β_1	град.	

Продовження табл. 4.3

1	2	3	4
	β_2	град.	
	β_3	град.	
	β_4	град.	
	β_5	град.	
Коефіцієнт впливу кута	C_1		
	C_2		
	C_3		
	C_4		
	C_5		
Діаметр провідного	$D_{в.б}$	м	
Частота обертання	n	об/хв.	
Довжина конвеєра	$L_к$	м	
Ширина стрічки	B	м	
Висота скребка	h	м	
Результати розрахунків			
Швидкість стрічки	v	м/с	
Відношення висоти скребка до ширини стрічки	k_1		
Площа перетину вантажного потоку	F_c	$м^2$	
Продуктивність конвеєра	Q	т/год.	
Коефіцієнт продуктивності	$k_{П1}$ $k_{П2}$ $k_{П3}$ $k_{П4}$ $k_{П5}$		

Графік зміни $k_П$ від β

Висновок:

Практична робота № 7. Дослідження процесу переміщення сипких матеріалів горизонтальним спірально-гвинтовим конвеєром

Послідовність виконання роботи

1. Вивчити конструкцію конвеєра і приводу. Записати характеристику приводу: $P_{дв}$, $n_{дв.}$

2. Визначити виміром діаметр спіралі зовнішній $d_н$, внутрішній $d_{вн}$, діаметр проволоки спіралі $d_{пр}$, крок S, довжину спіралі l, діаметр лотка D,

діаметр ведучого шківа $d_ш$, діаметр веденого шківа $d_в$.

3. Визначити передаточне відношення u і частоту обертання спіралі n:

$$u = \frac{d_в}{d_ш(1-\xi)};\ n = n_{дв} / u\ ,$$

де ξ – відносне ковзання ременя $\xi = 0{,}02$.

4. Найважливішою характеристикою процесу переміщення, що визначає продуктивність і енергоємність спірально-гвинтового конвеєра при швидкохідному режимі роботи, є осьова складова абсолютної швидкості частки

$$v_z = v_a \cdot \sin\beta\ .$$

Тут v_a – абсолютна швидкість частки; $\beta = (90° – \alpha)$ – кут, залежний від геометричних, кінематичних параметрів спіралі, кутової швидкості маси при її обертальному русі і фізико-механічних властивостей матеріалу; α – кут підйому спіралі, $\alpha = 27°$.

5. Абсолютна швидкість часток

$$v_a = \frac{v_0 \cdot \sin\alpha}{\sin(\alpha+\beta)},$$

де v_o – окружна швидкість спіралі.

$$v_0 \approx \omega \cdot R = 0{,}052 \cdot n_c \cdot d_н\ .$$

Тут ω – кутова швидкість спіралі. R – радіус спирали, м; рад/с; n_c – частота обертання спіралі, об/мин.; $d_н$ – діаметр спіралі, м.

6. Оптимальна транспортуюча здатність визначається з умови пропускної спроможності завантажувального отвору:

$$\pi \cdot R^2 \cdot v_z \cdot \rho \cdot \varphi_н = 4 \cdot R^2 \cdot v_{іст} \cdot \rho\ .$$

Звідки

$$\varphi_н = 4v_{іст} / \pi v_z\ ,$$

де ρ – щільність матеріалу, кг/м^3; $\varphi_н$ – коефіцієнт заповнення кожуха, залежний від форми, розмірів завантажувального отвору бункера і фізико-механічних властивостей матеріалу; $v_{іст}$ – швидкість виділення сипких матеріалів з бункера з кожух конвеєра.

Залежно від площі перетину отвору завантажувального бункера

$v_{іст}$ = (0,38-0,54) м/с при F = 20 см^2; $v_{іст}$ = (0,4-0,57) м/с при F = 40 см^2;

$v_{іст}$ = (0,44-0,60) м/с при F =60см^2.

7. Визначити продуктивність спірально-гвинтового конвеєра Q, (кг/год.):

$$Q = 47{,}1\left(d_н^2 - d_{вн}^2\right) \cdot S \cdot n_c \cdot \rho \cdot \psi\ ,$$

де φ – коефіцієнт продуктивності, що показує частину об’єму матеріалу, що переміщується на 1 крок за повний оберт спіралі.

$$\psi = k_v \cdot \varphi_н .$$

Тут k_v – коефіцієнт швидкості.

При діаметрі спіралі $d_н$ = (50–75) мм, зерно:

k_v= 1,22 – 0,06 $d_н$ – 0,12 S/$d_н$.

При діаметрі спіралі $d_н$ = (38–50) мм, комбікорм:

$$k_v = 0{,}44 + 0{,}22\frac{S}{d_н} + 0{,}12 d_н - 0{,}07 S.$$

8. Рух часток в кожусі під дією спіралі, яка обертається відбувається хаотично, спостерігається перемішування матеріалу, удар об стінку кожуха, відхід в зазор між кожухом і спіраллю, відставання від витка, тому середню швидкість всього потоку $v_{сп}$. необхідно визначити з врахуванням діаметра кожуха:

$$v_{сер} = \frac{Q}{900\pi\left(D^2 - \frac{d^2{}_{пр}}{\sin\alpha}\right)\psi\rho}.$$

9. Перевірити продуктивність експериментально $Q_ф$ при $n_{сі}$; $n_{с2}$; $n_{сз}$.

10. Заповнити журнал (табл. 4.4).

Таблиця 4.4. Журнал роботи № 9

Вихідні дані	Позначення	Розмірність	Величина
1	2	3	4
Потужність двигуна	P	кВт	
Частота обертання валу двигуна	$n_{дв}$	об/хв.	
Кут підйому спіралі	α	град.	
Переміщуваний матеріал			
Щільність матеріалу	ρ	кг/м^3	
Результати вимірів			
Довжина конвеєра	l	м	
Діаметр лотка	D	м	
Діаметр спіралі зовнішній	$d_з$	м	
Діаметр спіралі внутрішній	$d_{вн}$	м	
Діаметр дроту спіралі	$d_{др}$	м	
Діаметр провідного шківа	$d_{ш1}$ $d_{ш2}$ $d_{ш3}$	м м м	
Діаметр веденого шківа	$d_{в1}$ $d_{в2}$ $d_{в3}$	м м м	
Площа перетину завантажувального бункера	A	см^2	
Швидкість виділення зерна з бункера	$v_{іст}$	м/с	

Продовження табл. 4.4

1	2	3	4
Результати розрахунків			
Передавальне відношення	u_1 u_2 u_3		
Частота обертання спіралі	n_{c1}	об/хв.	
	n_{c2}	об/хв.	
	n_{c3}	об/хв.	
Кут 90°– α	β	град.	
Окружна швидкість спіралі	v_{o1}	м/с	
	v_{o2}	м/с	
	v_{o3}	м/с	
Абсолютна швидкість часток	v_{a1}	м/с	
	v_{a2}	м/с	
	v_{a3}	м/с	
Осьова складова абсолютної швидкості часток	v_{z1}	м/с	
	v_{z2}	м/с	
	v_{z3}	м/с	
Коефіцієнт заповнення кожуха	$\varphi_{н1}$		
	$\varphi_{н2}$		
	$\varphi_{н3}$		
Коефіцієнт швидкості	k_v		
Коефіцієнт продуктивності	ψ_1		
	ψ_1		
	ψ_3		
Теоретична продуктивність конвеєра	$Q_{т1}$	кг/год.	
	$Q_{т2}$	кг/год.	
	$Q_{т3}$	кг/год.	
Фактична продуктивність конвеєра	$Q_{ф1}$	кг/год.	
	$Q_{ф2}$	кг/год.	
	$Q_{ф3}$	кг/год.	
Середня швидкість всього потоку теоретична	$v_{ср1}$	м/с	
	$v_{ср2}$	м/с	
	$v_{ср3}$	м/с	
Середня швидкість всього потоку фактична	$v_{ф1}$	м/с	
	$v_{ф2}$	м/с	
	$v_{ф3}$	м/с	

Побудувати графіки функцій $\varphi_н=f(n)$; $Q=f(n)$; $v_{ср}=f(n)$ на міліметровці і вклеїти в журнал.

Висновок:

Техніка безпеки

Крім загальноприйнятих правил техніки безпеки при роботі з вантажопідйомними машинами слід дотримуватись правил робочих місць. Вимоги техніки безпеки вивішуються в лабораторії на видному місці. Нижче приведені деякі з них:

–кожний студент повинен дотримуватись правил техніки безпеки і не допускати їх порушення товаришами;

–забороняється перехід з одного місця на інше під час занять;

–студенти повинні негайно повідомляти викладача про будь-яке порушення правил техніки безпеки або травматизм;

–забороняється натискати на кнопку «Ввімкнути», «Стоп» без необхідності;

–робочі місця повинні добре освітлюватись, а у випадку використання переносних засобів освітлення живлення їх здійснюється від понижуючих трансформаторів з напругою на виході (12-36) В;

–вмикати машину в роботу дозволяється тільки після дозволу викладача та в його присутності;

–перед ввімкненням машини в роботу необхідно вивчити правила її запуску та зупинення, проглянути засоби кріплення та впевнитись в їх справності, перевірити міцність захисних загороджень, впевнитись у відсутності сторонніх предметів на транспортуючих засобах, перевірити справність з'єднуючих муфт, передач, наявності мастила в вальницях та мастильних ваннах;

–при роботі машини забороняється знаходитись поблизу обертових дисків, барабанів та в площині їх обертання;

–під час роботи машини забороняється підтягувати кріплення, виконувати регулювання та операції технічного обслуговування, відкривати запобіжні конструкції робочих органів.

Практична робота №8. Дослідження профілю "тіла волочіння" сипкого матеріалу, коефіцієнта заповнення і продуктивності тросошайбового конвеєра

Послідовність виконання роботи

1.Ознайомитися з конструкцією і просторовою тросошайбового конвеєра КПГ – 10.43.02.000 (рис. 4.13).

2. Прийняти продуктивність Q при різній швидкості тягового органу (паспортні дані КПГ – 10.43.02.000).

3. Провести виміри основних параметрів: загальної довжини L і довжини окремих ділянок $l_п$, кута нахилу окремих ділянок просторової траси β, внутрішнього діаметра кормопроводу D, діаметра $d_ш$ і кроку $t_ш$ скребків, діаметра каната $d_к$.

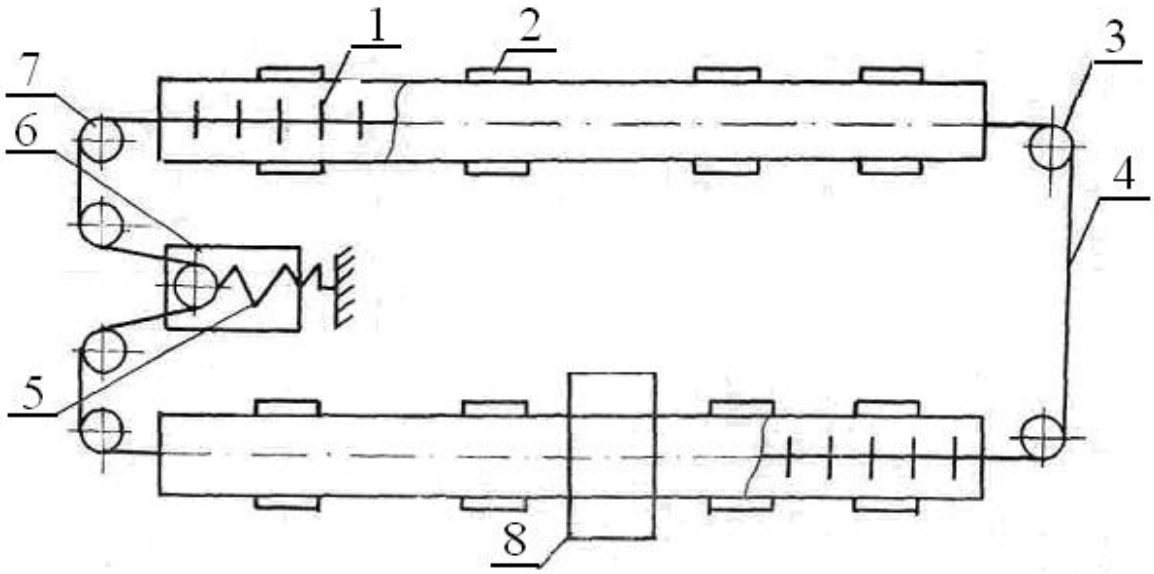


Рис. 4.13. Схема тросошайбового конвеєра:
1 – шайби; 2 – дозуючі ємкості; 3 – поворотний блок; 4 – тяговий орган; 5 – натяжний пристрій; 6 – привод; 7 – зірочка; 8 – живильний орган

4. Визначити швидкість тягового органу експериментальним дорогою залежно від положення ременя на шківах.

5. Визначити об'єм V простору між шайбами усередині кормо проводу:

$$V = \frac{\pi t_ш}{4}\left(D^2 - d_к^2\right).$$

6. Користуючись оглядовими вікнами, викреслити з натури шляхом візуального експерименту профіль «тіла» волочіння усередині кормопроводу на горизонтальних, вертикальних і похилих ділянках просторової траси залежно від швидкості тягового органу.

7. Визначити зважуванням масу матеріалу m між шайбами і визначити його об'єм залежно від швидкості тягового органу

$$V_м = m / \rho ,$$

де $V_м$ – об'єм матеріалу, що знаходиться в кормопроводі між шайбами, м^3; m – маса матеріалу, що знаходиться між шайбами, кг; ρ – щільність матеріалу, кг/м^3.

8. Визначити коефіцієнт заповнення меж шайбового просторі в кормопроводі залежно від *v*:

$$\psi = V_і / V ,$$

де $V_м$ – об'єм матеріалу, м^3; V – об'єм між шайбового простору кормопроводу, м^3.

9. Визначити теоретичну $Q_т$ (кг/год.) і дійсну $Q_д$ (кг/год.) продуктивність шайбового конвеєра залежно від v і порівняти з паспортними даними:

$$Q_T = 3600\frac{\pi D^2}{4} v\rho\psi k_1 k_2 = 2826\left(D^2 - d_к^2\right) v\rho\psi k_1 k_2 ;\; Q_д = 3600\frac{m}{t_ш} v ,$$

Тут D – внутрішній діаметр кормопроводу, м; v – швидкість тягового органу, м/с; р – щільність матеріалу, кг/м^3; ψ – коефіцієнт заповнення;
m – дійсна маса матеріалу в кормопроводі між шайбами, кг; $d_к$ – діаметр каната, м; $t_ш$ – крок шайб, м; K_1 – коефіцієнт, що враховує ущільнення матеріалу, K_1 = l,05-1,1; K_2 – коефіцієнт, що враховує відставання вантажу від тягового елементу, K_2 = 0,9... 1.

10. Заповнити журнал (табл. 4.5).

Таблиця 4.5. Журнал роботи

Вихідні дані	Позначення	Розмірність	Величина
1	2	3	4
Продуктивність паспортна	Q	кг/год.	(0,1...0,08) кг/с (0,12... 0,14) кг/с
Щільність вантажу	ρ	кг/м^3	
Переміщуваний матеріал			
Діаметр каната тягового	$d_к$	м	
Діаметр шайб	$d_ш$	мм	25
Діаметр кормопроводу	D	м	
Результати вимірів			
Довжина загальна	L	м	
Довжина ділянок	l_1	м	
	l_2	м	
	l_3	м	
	l_4	м	
	l_5	м	
	l_6	м	
Кут нахилу	β_1	град	
	β_2	град	
	$\beta_з$	град	
	β_4	град	
	β_5	град	
	β_6	град	
Крок шайб	$t_ш$	м	
Швидкість тягового органу	v_1	м/с	
	v_2	м/с	
	v_3	м/с	
Маса матеріалу між шайбами	m_1	кг	
	m_2	кг	
	m_3	кг	
Результати розрахунку			
Об’єм простору між шайбами	V	м^3	
Об’єм матеріалу між шайбами	$V_{м1}$	м^3	

Продовження табл. 4.5

1	2	3	4
	$V_{м2}$	м	
	$V_{м3}$	м	
Коефіцієнт заповнення	ψ_1		
	ψ_2		
	ψ_3		
Продуктивність теоретична	$Q_{т1}$	кг/год.	
	$Q_{т2}$	кг/год.	
	$Q_{т3}$	кг/год.	
Продуктивність дійсна	Q_{g1}	кг/год.	
	Q_{g2}	кг/год.	
	Q_{g3}	кг/год.	

Діаграми зміни продуктивності залежно від швидкості тягового органу

Висновок:

Практична робота № 9. Дослідження процесу транспортування і тяговий розрахунок вертикального ковшового елеватора

*Мета роботи***:** вивчити будову та принцип роботи кошового елеватора, типи ковшів та їх основні розрахункові параметри; навчитися практичним шляхом визначати основні конструктивні параметри ковшового елеватора, його продуктивність та потужність приводного електродвигуна.

1. Класифікація

У ковшових конвеєрах матеріал переміщується в окремих судинах-ковшах, закріплених на тяговому елементі конвеєрної гумовотканинної стрічки чи на ланцюгах.

Ковшові конвеєри розділяють на: ковшові елеватори, що переміщують матеріал у вертикальному чи круто похилому напрямку, і конвеєри, що переміщують матеріал по просторовій кільцевій трасі. У будівництві застосовують тільки ковшові елеватори, що є, власне кажучи, підйомниками, що переміщують матеріал у ковшах безупинним потоком.

Ковшовий елеватор має нескінченний замкнутий тяговий елемент 2 (рис. 4.14, а), на якому з рівними інтервалами закріплені ковші 1. Тяговим елементом є стрічки (рис. 4.14, а), чи один або два ланцюги (рис. 4.14, б, в). Стрічка обгинає приводний 3 і натяжний 4 барабани, закріплені у верхній і нижній частинах елеватора. Ланцюг обгинає закріплені в цих же місцях зірочки. У прольоті, між крайніми точками, тяговий елемент у вертикальних елеваторах невеликої висоти опор не має. У похилому і високому вертикальному елеваторах стрічка спирається на напрямні ролики. Ланцюги котяться роликами по направляючим (рис. 4.14, г) чи спираються, так само як і стріч-

ка, на напрямні ролики (рис. 4.14, д). Елеватор закритий металевим кожухом з вікнами для огляду і складається з окремих секцій. Похилі елеватори іноді бувають відкритими, без кожуха (рис. 4.14, д).

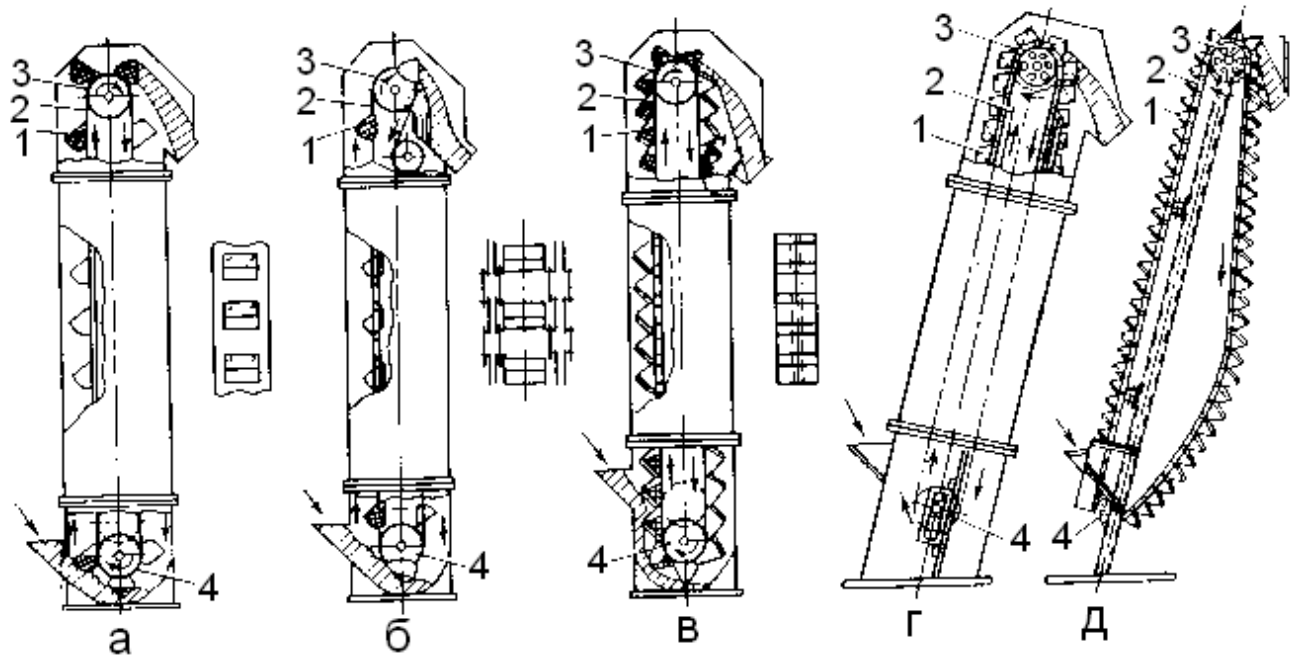


Рис. 4.14. Схеми елеваторів: а – стрічкового з розставленими ковшами; б – двохланцюгового з розставленими ковшами; в – одноланцюгового з зімкнутими ковшами; г – похилого з зімкнутими ковшами в кожусі; д – відкритого похилого з зімкнутими ковшами

Будова елеваторів. З кожухом у місцях завантаження і розвантаження з'єднуються завантажувальний і розвантажувальний башмаки. Привод барабана чи зірочок розміщується у верхній частині елеватора. Вал нижнього барабана чи зірочки обертаються в вальницях, що переміщуються, зв'язаних із гвинтовим натяжним пристроєм.

Елеватори застосовують для транспортування матеріалу на висоту до 35 м при продуктивності до 100 м^3/год. Найбільш доцільно використовувати їх для заповнення високих сховищ-силосів чи бункерів.

Розрізняють елеватори швидкохідні зі швидкістю тягового елемента (1,25–2,5) м/с і тихохідні зі швидкістю (0,4–1) м/с. Швидкохідні елеватори застосовуються для транспортування порошкоподібних, дрібно- і середньо шматкових матеріалів; тихохідні – для транспортування середньо шматкових абразивних, крупно шматкових і погано рухливих матеріалів.

Основні параметри стаціонарних вертикальних ковшових елеваторів загального призначення приведені в ГОСТ 2036-77. Ковші кріпляться до тягового елемента із зазорами (у швидкохідних елеваторах з розставленими ковшами) чи впритул один до іншого (у тихохідних елеваторах із зімкнутими ковшами).

Завантаження ковшів швидкохідних елеваторів відбувається при проходженні ними нижнього (завантажувального) башмака шляхом зачерпування (рис. 4.15, а, б), а тихохідних – шляхом засипання матеріалу в

ківш (рис. 4.15, б, д). Розвантаження ковшів у тихохідних елеваторах здійснюються гравітаційним шляхом, тобто природним висипанням матеріалу, що транспортується, у лоток при повороті ковшів навколо верхньої чи зірочки барабана. У швидкохідних елеваторах розвантаження ковшів відбувається шляхом викидання матеріалу з них під дією виникаючої при повороті ковша навколо барабана чи зірочки відцентрової сили.

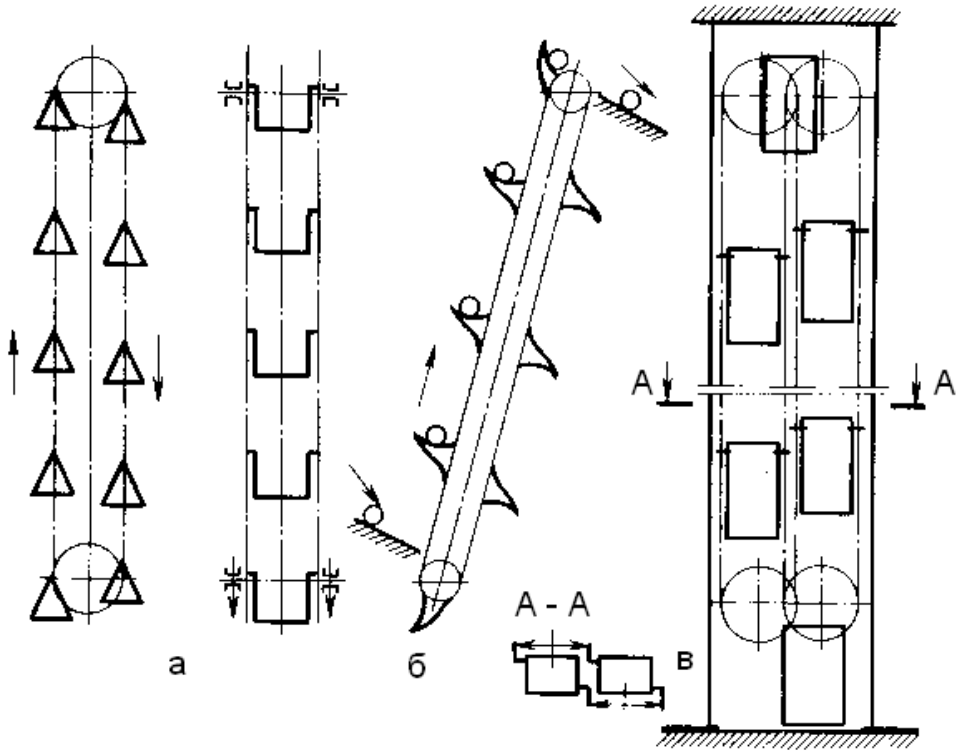


Рис. 4.15. Схеми конвеєрів-елеваторів для штучних вантажів: а – люлькового; б – поличкового; в – пасажирського камінного

Проміжними є елеватори з гравітаційно-відцентровим розвантаженням (рис. 4.15, б), у яких при розвантаженні матеріал в основному висипається, але деяка його частина, близька до віддаленої поверхні ковша, викидається під дією відцентрової сили. У таких (переважно ланцюгових) елеваторах доцільно розміщувати ковші між ланцюгами і відхиляти їх напрямними роликами.

Різновидом ковшових елеваторів є підйомники безперервної дії для штучних вантажів. У цих пристроях до тягових ланцюгів закріплюються не ковші, а шарнірно підвішені площадки-колиски (рис. 4.15, а), що дозволяє не тільки піднімати, але й опускати вантаж. Такі елеватори називають люльковими. При твердому кріпленні полиць до тягових ланцюгів елеватор виконують похилим (рис. 4.15, б) і використовують переважно для підйому різних штучних вантажів, що подаються самопливом на полки і самопливом скочуються з них. Такі елеватори використовують в основному як вантажно-розвантажувальні пристрої.

Елеватори застосовують також як пасажирські підйомники безперервної дії (рис. 4.15, в). Кабіни для пасажирів підвішують шарнірно до двох ланцюгів, що забезпечує їх вільне проходження через верхні і нижні зірочки. Щоб не робити зірочки занадто великого діаметра ($0{,}5D_{зв} > H_{каб}$, де $D_{зв}$ – діаметр зірочки; $H_{каб}$ – висота кабіни), у кожнім ланцюзі їх зміщають одна відносно іншої, а кабіни підвішують до ланцюгів у діагонально розміщених

точках. Для можливості входу в кабіну і виходу з її на ходу швидкість тягового елемента приймають рівній до 0,3 м/с, тому пропускна здатність подібних пасажирських елеваторів невелика і їх доцільно застосовувати при невеликих розосереджених пасажирських потоках в адміністративних будинках.

Елементи ковшових елеваторів

Ковші. В елеваторах для насипних матеріалів застосовують напівкруглі розставлені (дрібні і глибокі) і зімкнуті (гострокутні й округлені трапецеїдальні) ковші (рис. 4.16).

Дрібні напівкруглі ковші (рис. 4.16, а) використовують для транспортування сипучих матеріалів, що мають малу рухливість (порошкова крейда й ін.); глибокі напівкруглі ковші (рис. 4.16, б) – для добре сипучих матеріалів (піску, цементу, щебеню та ін.), гострокутні (рис. 4.16, б, г) для середньо і крупно шматкових матеріалів (крупного щебеню та ін.). Закруглені трапецеїдальні ковші (рис. 4.16, д) застосовують для транспортування тих же матеріалів, що і гострокутні, але при більшій продуктивності і при бічному кріпленні до тягового елемента.

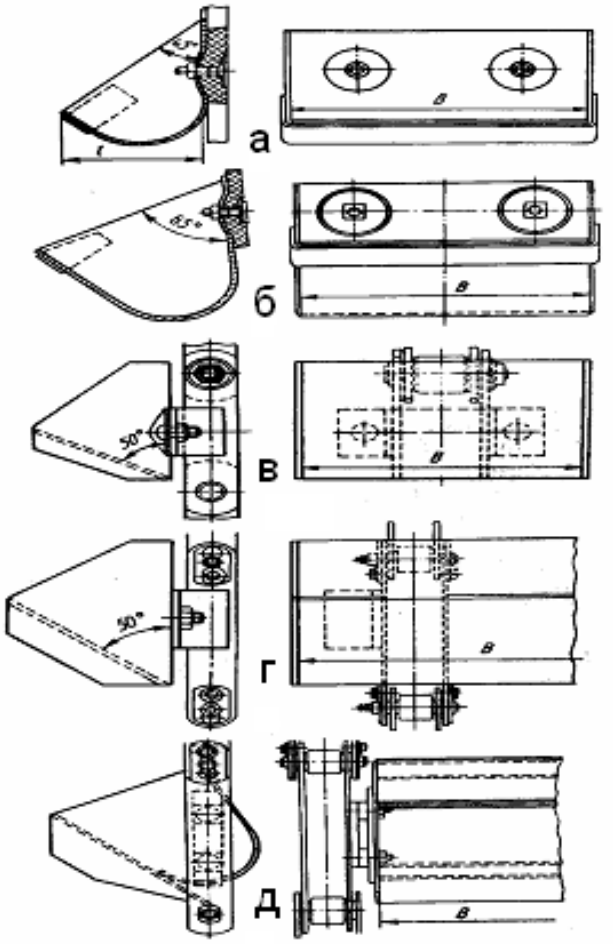


Рис. 4.16. Ковші: а – півкруглий маленький; б – півкруглий глибокий; в, г – гострокутні; д – заокруглений трапецеїдальний

Гострокутні і трапецеїдальні ковші встановлюють на тяговому елементі впритул один до другого; вони мають бортові напрямні для матеріалу, що висипаючись при розвантаженні скачується по передній стінці перед розташованим перед ним ковшем. Задні стінки цих ковшів мають висоту, рівну чи кратну кроку ланцюгового тягового елемента.

Розрахунковим параметром є лінійна місткість ковша:

$q = i/t$,

де i – місткість ковша, л; t – крок ковшів, м.

Ковші прикріплюють до тягового елемента задніми стінками, до стрічок-болтами з потайними голівками, до ланцюгів – куточками на болтах чи заклепках.

Ковші характеризуються місткістю і габаритними розмірами (табл. 4.6)

Таблиця 4.6. Основні параметри ковшів.

Ширина ковша, мм	Розставлені напівкруглі			Зімкнуті		
	крок, мм	глибокі	дрібні	крок, мм	гострокутні	закруглені
		і, л			і, л	
100	200	0,2	0,1	160	0,65	–
125	320	0,4	0,2	200	1,3	–
160	320	0,6	0,35	200	2,0	–
200	400	1,3	0,75	250	4,0	6,4
250	400	2,0	1,4	320	7,8	14,0
320	500	4,0	2,7	400	–	28,0
400	500	6,3	4,2	500	–	60,0
500	630	12,0	6,8	630	–	118,0
650	630	16,8	11,5	630	–	148,0

Ковші зварюють з листової сталі товщиною (2–6) мм, робочу кромку, яка зачерпує, підсилюють зварюванням до неї смуги з твердої зносостійкої сталі.

Тяговий елемент. У стрічкових елеваторах як тяговий орган використовуються гумовотканинні стрічки за ГОСТ 20-85 шириною, що перевищує на (25–50) мм ширину ковша. Число прокладок у стрічці визначається розрахунком.

Діаметри барабанів обчислюють як і для стрічкових конвеєрів. Можна застосовувати і гумовотканинні ремені (для малих елеваторів).

У ланцюгових елеваторах як тяговий елемент використовують ланцюги з довгих кілець за ГОСТ 588-81 із кроком (100–630) мм. Для ковшів шириною до 250 мм застосовується один ланцюг, при більшій ширині – два. Розміри ланцюгів розраховують. Число зубів зірочок приймають рівним 6–20.

Натяжний пристрій. У стрічкових і ланцюгових елеваторах натяжні пристрої (тільки гвинтові) встановлюють у башмаку (див. рис. 4.15); хід пристрою (0,2–0,5) м відповідає (1,0–1,5) кроку ланцюга в ланцюговому елеваторі і 0,01–0,02 довжини стрічкового елеватора, тому що при великому переміщенні натяжного барабана в башмаку поступово накопичується матеріал і ускладнюється завантаження елеватора.

Зусилля натягу приймають мінімальним, тому що при вертикальному розташуванні тягового елемента і ковшів їхня власна вага забезпечує достатній натяг.

Привід. Механізм приводу розміщується на голівці – верхній частині елеватора (див. рис. 4.16). Барабан чи зірочки приводяться електродвигуном через двоступінчастий редуктор. При великих передаточних числах застосовують додаткову зубчасту, рідше – клинопасову передачі.

Запобіжні пристрої. Для утримання тягового органа з ковшами від падіння при обриві і від зворотнього ходу при випадковому вимиканні двигуна застосовують зупинники зворотнього ходу.

У стрічкових елеваторах використовують зупинники храпового типу (рис. 4.17), установлювані на ведучому валу барабана. При наявності відкритих крупномодульних передач можна застосовувати валикові зупинники у виді вільно насадженого на проміжному валі і затягнутого пружиною повідця, що заклинюється при зворотному ході між шестірнями.

У ланцюгових елеваторрах, крім зупинника зворотнього ходу, використовують утримувачі ланцюгів, які обриваються, однобічні поворотні кулачки, що взаємодіють із шарнірами ланцюга.

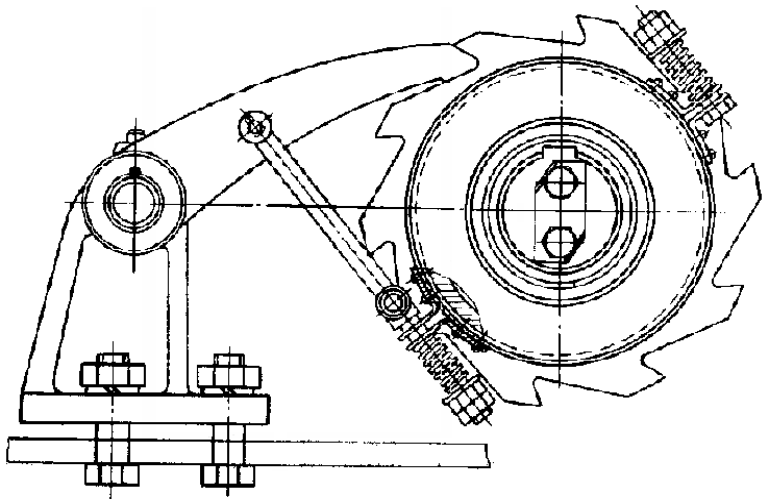


Рис. 4.17. Запобіжний храповий зупинник

При спрацьовуванні запобіжних пристроїв, зв'язані з ними важільні кінцеві вимикачі привода елеватора, виключають електродвигун.

Визначення продуктивності і потужності привода ковшових елеваторів

Продуктивність ковшового елеватора визначається за приведеною раніше формулою: $П_м = 3{,}6\upsilon \cdot p \cdot i \cdot \varepsilon / t$.

Причому, коефіцієнт наповнення ковшів ε може бути прийнятий залежно від матеріалу і типу ковшів у межах 0,5–0,9 (менші для крупно шматкових матеріалів).

Виходячи з цієї формули визначають розподілену місткість ковшів, за якою і вибирають ківш, що характеризується шириною і типом.

При транспортуванні кускових матеріалів максимального розміру (a_{max}) повинний бути правильно обраний виліт ковша:

$$\ell > \xi_{max},$$

де ξ – коефіцієнт, що характеризує число з групи найбільших шматків [необхідно приймати ξ = 2 при c < 10 %; ξ = 2,5 при c = (11-25) %; ξ = 3,25 при c = (26-50) %; ξ = 4,5 при c = (51-80) %)].

Перетворюючи базову формулу для визначення потужності привода:

$P = 0{,}0027 П_м H + 0{,}0027 П_м L_Г w_c + 0{,}02 q_T v w_c$, позначаючи кут нахилу елеватора до горизонту β, необхідну потужність привода можна визначити за формулою:

$P = 0{,}0027 П_м (1 + \omega_c \operatorname{ctg} \beta + 7{,}4 q \upsilon \omega_c \operatorname{ctg} \beta / П_м) + 367$ k/H) кВт.

У вертикальних елеваторах у зв'язку з тим, що β = 90°, другий і третій члени перетворюються в нуль; з іншого боку, консольне розташування вантажу і ковшів щодо тягового елемента значно збільшує витрату енергії на

тертя. На зачерпування матеріалу також витрачається енергія, пропорційна квадрату швидкості тягового елемента.

Тому попередню формулу представимо у вигляді:

$$P = 0{,}0027\,П_м H\,[1 + \omega_c\,ctg\,\beta + q_T\,(7{,}4ctg\,\beta + A)\,\upsilon/П_м + c\upsilon^2/H].$$

Для стрічкових елеваторів $\omega_c \approx 0{,}07$, для ланцюгових $\omega_c \approx 0{,}11$. Коефіцієнт А можна прийняти для стрічкових елеваторів рівним 1,5, для ланцюгових із закругленими ковшами 1,1 і з гострокутними ковшами 0,85. Коефіцієнт, що характеризує втрати на зачерпування, приймають рівним 0,25 для сипучих порошкоподібних і зернистих матеріалів і 0,65 для дрібних і середньо шматкових матеріалів.

Для попередніх орієнтованих розрахунків маса елементів елеватора, що рухаються:

$$q_т = k_к П_м ,$$

де $k_к$ – коефіцієнт, що приймається: для стрічкових елеваторів $k_к \approx 0{,}45$, для одно ланцюгових $k_к \approx 0{,}6$ і для двох ланцюгових елеваторів $k_к \approx 0{,}9$.

Для забезпечення нормальної роботи елеватора електродвигун повинен мати запас потужності:

$$P_{дв} = 1{,}25П/\eta_м.$$

Розрахунковий натяг тягового елемента елеватора визначають так само, як для стрічкових і пластинчастих конвеєрів, причому для ланцюгових з обліком динамічного навантаження.

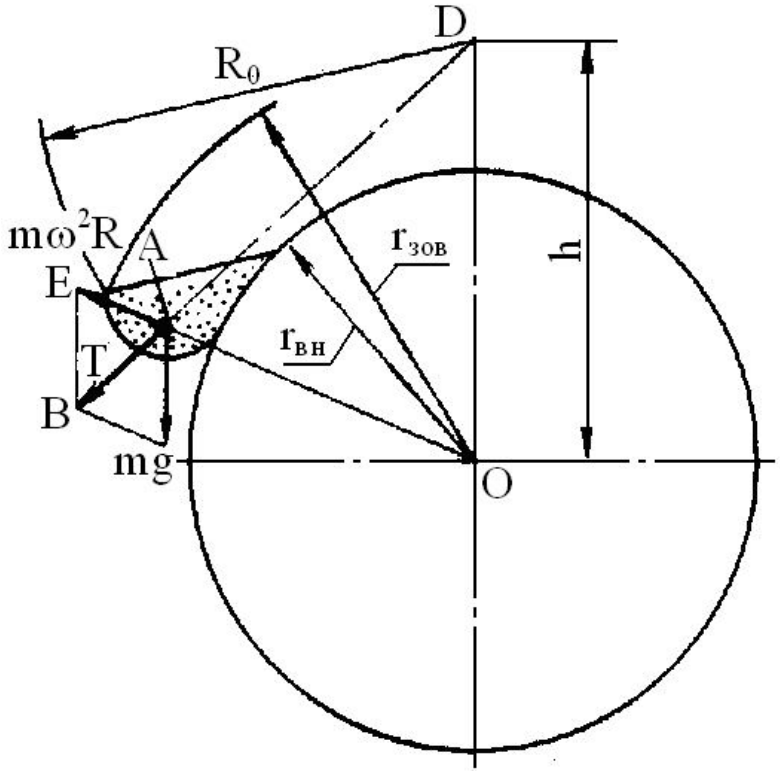


Рис. 4.18. Схема руху матеріалу в ковші при розвантажуванні

Розвантаження ковшів елеваторів

Процес розвантаження ковшів елеваторів підпорядкується загальним закономірностям, але має свої особливості. Під час вертикального чи похилого підйому на матеріал діє тільки сила ваги, і він розталовується в ковші довільно, у межах кута природного укосу в русі. При повороті відносно верхнього барабана чи верхньої зірочки виникає відцентрова сила, під дією якої матеріал може зміщатися до зовнішньої крайки ковша (рис. 4.18). Продовживши лінію дії рівнодіючої

Т, сили ваги mg вантажу і відцентрової сили $m\omega^2R$ до перетинання з вертикаллю, одержимо подібні трикутники OAD і BAE.
Отже: $OD/OA = mg/(m\omega^2R) = g/(\omega^2R)$.
Тому, що OA = R, а $\omega = \pi n/30$, то $OD = h = 895/\pi^2$.

Відрізок h при даній кутовій швидкості залишається постійним у процесі обходу ковшем чи барабана зірочки і називається полюсною відстанню.

Поверхня матеріалу в ковші розташовується під кутом природного укосу в русі до нормалі, проведеної до лінії AD, і являє собою логарифмічну спіраль, обумовлену рівнянням: $R = R_o e + f^{\lambda}$,
де R_o – радіус, проведений з полюса до крайки ковша; f – коефіцієнт внутрішнього тертя; λ – поточний кут.

Це дозволяє побудувати лінії рівня матеріалу в ковші, установити можливий коефіцієнт його заповнення і визначити характер руху матеріалу в ковші при його розвантаженні.

З детального аналізу процесу випливає:

1) при набіганні ковша на верхній барабан чи зірочку висипання матеріалу можливе тільки через зовнішню крайку ковша і для запобігання зворотного опадання матеріалу у висхідну гілку елеватора досить, щоб матеріал не рухався до зовнішньої крайки ковша в момент наскоку його на верхній барабан;

2) при подальшому русі ковша й обгинання ним верхнього барабана чи зірочки, у випадку, коли $h > r_{нар}$, весь матеріал у ковші може переміщатися тільки до внутрішньої стінки і, отже, буде мати місце гравітаційне розвантаження; при $h < r_{вн}$ матеріал може переміщатися тільки до зовнішньої стінки і, отже, буде мати місце відцентрове розвантаження; при $r_{вн} < h < r_{нар}$ частина матеріалу буде переміщатися до зовнішньої, а частина до внутрішньої стінки, і буде мати місце змішане відцентрово-гравітаційне розвантаження. Відповідно до цих міркувань і конструюється розвантажувальний вузол елеватора.

Послідовність виконання роботи

1. Вивчити конструкцію ковшового елеватора (норії), приводу, способу завантаження ковшів і записати в таблицю характеристику.

2. Визначити частоту обертання приводного барабана

$n = 60\ v\ /D_б$,

де v – швидкість стрічки, м/с; $D_б$ – діаметр приводного барабана, м.

3. Визначити полюсну відстань і побудувати графік функції $h_п = f(n)$

$$h_n = \frac{895}{n^2}.$$

4. Досліджувати характер розвантаження ковшів залежно від частоти обертання барабана. Із збільшенням частоти обертання полюсна відстань зменшується і відцентрова сила зростає в порівнянні з силою тяжіння.

При зменшенні частоти обертання барабана вплив сили тяжіння на характер розвантаження зростає. По отриманому результату показати місцезнаходження полюса $h_п$ і дати характеристику процесу розвантаження: при $h_п < r_б$ (полюс знаходиться усередині кола барабана – відцентрова розгрузка);

при $h_п > r_a$ (полюс знаходиться поза колом барабана, що проходить через зовнішні кромки ковшів, – гравітаційне розвантаження);

$r_б < h_п \le r_a$ має місце змішаний характер розвантаження ковшів.

$$r_a \approx l + \delta + r_{á}$$

де l – виліт ковша, мм; δ – товщина стрічки, мм; $r_б$ – радіус барабана, мм; r_a – радіус зовнішньої кромки ковша, мм.

5. Визначити коефіцієнт заповнення ковшів, при якому забезпечується задана продуктивність, і побудувати графік функції $\psi = f(v)$

$$\psi = \frac{Qt_k}{3{,}6 \cdot v \cdot V \cdot \rho}.$$

Тут Q – продуктивність елеватора, т/ч; $t_к$ – крок ковшів, м; v – швидкість стрічки, м/с; ρ – щільність матеріалу, т/м^3; V – місткість ковша, л.

6. Визначити продуктивність елеватора залежно від швидкості, побудувати графік функції Q = f(v) на міліметрівці і вклеїти в журнал.

7. Визначити лінійні навантаження:

для стрічки $q_л = 9{,}81 \cdot 10 \cdot B$ Н/м,

де B – ширина стрічки, м;

для стрічки з ковшами $q_o = q_л + \frac{9{,}81 \cdot m_к}{t_к}$ Н/м.

Тут $m_к$ – маса ковша, кг;

Корисне навантаження, Н/м:

$$q_p = \frac{qQ}{3{,}6v};$$

навантаження на 1 м завантаженої гілки, Н/м

$$q = q_o + q_Г.$$

8. Скласти схему для тягового розрахунку елеватора, прийнявши мінімальне натягнення ($S_{мін} = S_1$) в точці 1 набігання стрічки на барабан нижньої голівки. Тоді натягнення в кінцевих точка, Н:

$$S_2 = \xi S_1 + k_{зач} q_Г,$$

де ξ – коефіцієнт опору на барабані нижньої голівки ξ =1,06; $k_{зач}$ – коефіцієнт зачерпування, що виражає питому роботу, що витрачається на зачерпування вантажу, $k_{зач}$ = (1,25–2,5) Н·м/Н.

$$S_3 = S_2 + q_o H.$$

Тут H – висота підйому, м.

$$S_4 = S_1 + q_o H.$$

З теорії пасової передачі

$S_3 \le S_4 e^{\mu\alpha}$,

де е –основа натурального логарифма; μ. –коефіцієнт тертя, μ = 0,3; α= 180°; $e^{\mu\alpha} = 2{,}57$.

$S_3 \le 2{,}57 S_4$.

Тоді $1{,}06\ S_1 + k_{зач} q_г \le 2{,}57\ (S_1 + q_o H)$.

Визначаємо S_1, $S_з$ і S_4.

9. Визначити окружне зусилля на привідному барабані з обліком втрат на нім

$W = (S_3 - S_4)\xi$.

10. Визначити потрібну потужність, вибрати електродвигун і порівняти зі встановленим на елеваторі:

$$P = \frac{W \cdot v \cdot K_3}{1000 \cdot \eta}$$ кВт.

Тут $K_з$ –коефіцієнт запасу потужності, $K_з = 1{,}25$; η – КПД приводу, $\eta = \eta_р \cdot \eta_ц \cdot \eta_п$; $\eta_р$ – ККД ремінної передачі, $\eta_р = 0{,}95$; $\eta_ц$ – ККД ланцюгової передачі, $\eta_ц = 0{,}9$; $\eta_п$ –ККД пари вальниць кочення $\eta_п = 0{,}99$.

11. Заповнити журнал роботи (табл. 4.7) і зробити висновок.

12. Висновок виконаній роботі.

Таблиця 4.7. Журнал роботи

Вихідні дані	Позначення	Розмірніс	Величина
]	2	3	4
Діаметр приводного барабана	$D_б$	м	0,3
Діаметр барабана нижньої голівки			
Ширина стрічки	$D_н$	м	0,3
Виліт ковша	B	м	0,125
Місткість ковша	l	мм	110
Маса ковша	V	л	0,81
Швидкість стрічки	$M_к$	кг	0,55
Щільність зерна	v	м/с	1,53
	ρ	т/м^3	0,7
Результати вимірів			
Крок ковшів	$t_к$	м	
Ширина ковша	$B_к$	м	
Висота підйому	H	м	
Товщина стрічки	δ	м	
Коефіцієнт зачерпування	$k_{зач}$	-	
Результати розрахунків			
Частота обертання приводного барабана	n_1	об/хв.	

Продовження табл. 4.7

Полюсна відстань при швидкості стрічки: $v_1 = 0,5$ м/с $v_2 = 1,0$ м/с $v_3 = 1,2$ м/с $v_4 = 1,4$ м/с $v_5 = 1,53$ м/с $v_6 = 1,8$ м/с $v_7 = 2$ м/с	 $h_{П1}$ $h_{П2}$ $h_{П3}$ $h_{П4}$ $h_{П5}$ $h_{П6}$ $h_{П7}$	 м м м м м м м	
Коефіцієнт заповнення ковшів при швидкості стрічки: $v_1 = 0,5$ м/с $v_2 = 1,0$ м/с $v_3 = 1,2$ м/с $v_4 = 1,4$ м/с $v_5 = 1,53$ м/с $v_6 = 1,8$ м/с $v_7 = 2$ м/с	 Ψ_1 Ψ_2 Ψ_3 Ψ_4 Ψ_5 Ψ_6 Ψ_7		
Продуктивності елеватора: при швидкості стрічки $v_1 = 0,5$ м/с $v_2 = 1,0$ м/с $v_3 = 1,2$ м/с $v_4 = 1,4$ м/с $v_5 = 1,53$ м/с $v_6 = 1,8$ м/с $v_7 = 2$ м/с	 Q_1 Q_2 Q_3 Q_4 Q_5 Q_6 Q_7	 т/ч т/ч т/ч т/ч т/ч т/ч т/ч	
Лінійні навантаження	$q_л$ q_o $q_г$ q	Н/м Н/м Н/м Н/м	
Натягнення в кінцевих точках	S_1 S_2 $S_з$ S_4	Н Н Н Н	
Окружне зусилля	W	Н	
Потрібна потужність	P	кВт	
Вибираємо електродвигун	P n	кВт об/хв.	

Контрольні запитання

1. Як класифікують ковшові елеватори?
2. З яких основних частин складається ковшовий елеватор?
3. Як відбувається завантаження ковшів швидкохідного елеватора?
4. Як відбувається розвантаження ковшів елеватора?
5. Як визначається продуктивність і потужності приводу ковшових елеваторів?
6. Що таке коефіцієнт наповнення ковшів?

Практична робота № 10. Дослідження безроликового стрічково-скребкового конвеєра, з метою визначення коефіцієнта продуктивності

Мета і задачі роботи: вивчити конструкцію талі електричний; навчитися визначати тип каната та зусилля розриву; визначати практичним шляхом максимальне зусилля в канаті та коефіцієнт запасу міцності каната.

*Обладнання прилади та інструменти***:** шестерінчастий таль, канат, барабан, лінійка, штангенциркуль.

Техніка безпеки

Крім загальноприйнятих правил техніки безпеки при роботі з вантажо-підйомними машинами слід дотримуватись правил робочих місць. Вимоги техніки безпеки вивішуються в лабораторії на видному місці. Нижче приведені деякі з них:

-кожний студент повинен дотримуватись правил техніки безпеки і не допускати їх порушення товаришами;

-забороняється перехід з одного місця на інше під час занять;

-студенти повинні негайно повідомляти викладача про будь-яке порушення правил техніки безпеки або травматизм;

-забороняється натискати на кнопку «Ввімкнути», «Стоп», без необхідності;

-робочі місця повинні добре освітлюватись, а у випадку використання переносних засобів освітлення живлення їх здійснюється від понижуючих трансформаторів з напругою на виході (12–36) В;

-вмикати машину в роботу дозволяється тільки після дозволу викладача та в його присутності;

-перед ввімкненням машини в роботу необхідно вивчити правила її запуску та зупинення, проглянути засоби кріплення та впевнитись в їх справності, перевірити міцність захисних загороджень, впевнитись у відсутності сторонніх предметів на транспортуючих засобах, перевірити справність з'єднуючих муфт, передач, наявності мастила в підшипниках та масляних ваннах;

-при роботі машини забороняється знаходитись поблизу обертових дисків, барабанів та в площині їх обертання;

-під час роботи машини забороняється підтягувати кріплення, виконувати регулювання та операції технічного обслуговування, відкривати запобіжні

конструкції робочих органів.

Послідовність виконання роботи

1. Ознайомитися з конструкцією установки, принципом дії. Зробити виміри основних розмірів установки: довжини конвеєра $L_к$ ширини стрічки B, кута нахилу конвеєра β, діаметру провідного барабана $D_{в.б}$, частоти обертання n барабана, висоти скребка h.

2. Визначити швидкість стрічки, м/с:

$v = n \cdot D_{пб} \cdot n/60$,

де $D_{пб}$ – діаметр провідного барабана, м; n – частота обертання барабана, об/хв.

3. Виписати з довідника значення кутів природного укосу матеріалу, що в русі транспортується: зерно – $\psi_д = 25°$; картопля – $\psi_д = 15°$;
гравій – $\psi_д = 30°$.

4. Записати коефіцієнт C впливу кута β нахилу конвеєра (за завданням викладача). Значення коефіцієнта C наступні:

β…12° 14° 16° 18° 20°.

C.. 0,97 0,95 0,92 0,89 0,85.

5. Визначити продуктивність Q (т/год.) конвеєра при β = 0°

$Q = 3600\ F_c \cdot v \cdot \rho$.

Тут ρ – щільність матеріалу, що транспортується, т/м^3; F_c – щільність перетину вантажного потоку, залежна від фізико-механічних властивостей вантажу і ширини стрічки.

$F_c = 0{,}25(g \cdot t \cdot \varphi_д + 3{,}2 \cdot k_1) \cdot B^3$,

де k_1 – відношення висоти скребка до ширини стрічки, $k_1 = h/B$.

6. Визначити коефіцієнт продуктивності, який залежить від кута нахилу конвеєра і фізико-механічних властивостей матеріалу

$$k_П \frac{Q}{B^2 \cdot v \cdot \rho \cdot C}.$$

7. Побудувати на міліметрівці графік зміни коефіцієнта продуктивності від β і вклеїти в журнал (табл. 4.8).

Графік зміни $k_П$ від β.

2. Висновок виконаній роботі.

Практична робота № 11. Вивчення конструкції та визначення основних параметрів гвинтових транспортерів

Мета роботи: вивчити будову та принцип роботи гвинтового транспортера, типи гвинтів та способи їх виготовлення; визначити основні параметри транспортера його продуктивність та потужність приводного електродвигуна;

Обладнання та інструменти: для вивчення надається три гвинтові транспортери, різні типи гвинтів, стенд із заготовками гвинтових поверхонь,

штангенциркуль, лінійка, набір гайкових ключів, ватметр, ваги, місткість для вантажу.

Таблиця 4.8. Журнал роботи

Вихідні дані	Позначення	Розмірність	Величина
Переміщуваний вантаж Щільність вантажу Кут природного укосу	 ρ $\varphi_д$	 т/м^3 град.	
Результати вимірів і дані з довідників			
Кут нахилу	β_1 β_2 β_3 β_4 β_5	градус градус градус градус градус	
Коефіцієнт впливу кута нахилу	C_1 C_2 C_3 C_4 C_5		
Діаметр провідного барабана Частота обертання барабана Довжина конвеєра Ширина стрічки Висота скребка	$D_{в.б}$ n $L_к$ B h	м об/хв. м м м	
Результати розрахунків			
Швидкість стрічки	v	м/с	
Відношення висоти скребка до ширини стрічки	k_1		
Площа перетину вантажного потоку	F_c	м^2	
Продуктивність конвеєра	Q	т/год.	
Коефіцієнт продуктивності	$k_{П1}$		

Зміст звіту: 1. Намалювати кінематичну схему транспортера.

2. Записати параметри транспортера (табл. 4.9).

3. Записати розрахунок продуктивності гвинтового транспортеру.

Таблиця 4.9. Параметри транспортера

Положення заслінки	0	0,25h	0,5h	0,75h	h
Продуктивність, кг/с					
Продуктивність, т/год.					
Продуктивність, л/с					
Продуктивність, м^3/год.					

4. Записати розрахунок параметрів диска заготовки шнека та виконати її ескіз.

5. Визначити продуктивність шнекового транспортеру лабораторним шляхом.

6. Результати розрахунків занесені в журнал роботи.

7. Аналіз результатів роботи.

Основні теоретичні положення

Гвинтові транспортери (шнеки) широко використовуються в сільськогосподарському машинобудуванні на мобільних і стаціонарних машинах. За допомогою таких транспортерів переміщують сипкі, шматкові, в'язко пластичні, рідкі матеріали та різні суміші.

Гвинтові транспортери крім транспортування вантажів одночасно можуть виконувати різні технологічні операції. У сільськогосподарських машинах використовують вмонтовані гвинтові транспортери зернозбиральні комбайни, завантажувачі сухих кормів, завантажувачі сівалок, кормо змішувачі і кормороздавачі, зерносушарки та ін.

Транспортери бувають горизонтальні, полого похилі, круто похилі та вертикальні.

Кінематична схема гвинтового транспортера наводена на рис. 4.19, який складається з жолоба 1, в якому розміщують гвинт, до складу якого входить вал 2 та гвинтова поверхня 3.

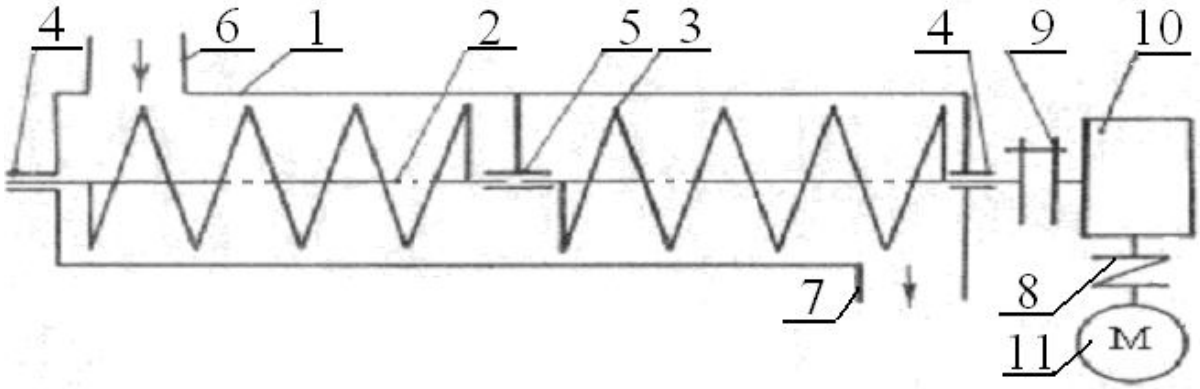


Рис. 4.19. Кінематична схема гвинтового транспортера: 1- жолоб; 2 – вал; 3 – гвинтова поверхня; 4 – опора кінцева; 5 – опора проміжна (підвісна); 6 – вікно завантажувальне; 7 – вікно розвантажувальне; 8 – муфта пружна; 9 – муфта жорстка компенсаційна; 10 – редуктор черв'ячний; 11 – електродвигун

Вал 2 опирається на кінцеві 4 та проміжну опору 5. Підвісні (проміжні опорні) ваоьниць застосовують в транспортерах тоді, коли довжина гвинта перевищує 3м.

Транспортований матеріал подається через вікно 6, а виходить через вікно 7.

Привід транспортера має дві муфти (пружну 8 та жорстку компенсаційну 9), черв'ячний редуктор 10 і електродвигун 11.

Вертикальний та похилий гвинтові транспортери мають для привода електродвигуни та клинопасові передачі. У вертикального транспортера є

живлювач та заслінка для регулювання подачі транспортованого вантажу до витків шнека.

Крім того, вертикальний транспортер укомплектовано розподілювачем, за допомогою якого можна направляти транспортований вантаж у приймальний бункер або в посуд для контрольного зважування при визначені продуктивності.

Гвинтові транспортери мають такі переваги над іншими машинами безперервної дії:

–проста будова і просте обслуговування;

–невисока вартість (порівняно з транспортерами, що мають гнучкий тяговий орган);

–зручність проміжного завантажування та розвантажування;

–відсутність втрат вантажу при закритому жолобі;

–компактність.

Але одночасно гвинтові транспортери мають такі недоліки:

–перетирання вантажу, що перемішується, внаслідок тертя його об стінки кожуха, об гвинтову поверхню шнека та об сам вантаж;

–подрібнення вантажу між жолобом та шнеком:

–велика витрата енергії, що викликається тертям та перемішуванням вантажу в процесі транспортування.

Визначення критичної частоти обертання шнеків. Для тихохідних шнеків робоча частота обертання менше критичної, тобто транспортований шнеком матеріал здійснює коливально-поступальний рух і надто не перемішується та не підкидається транспортуючою поверхнею шнека.

Критичну частоту обертання визначають за такою залежністю:

$$n_{кр} = A/\sqrt{D}\,, \qquad (4.10)$$

де А- числовий коефіцієнт, який має постійне значення для конкретного матеріалу (табл. 4.10), D - діаметр шнека.

Для швидкохідних шнеків робоча частота обертання в декілька разів перевищує критичну $n_р > n_{кр}$ і її можна вибрати з таблиці 4.11.

Таблиця 4.10. Значення параметра А

Параметр	Назва транспортованого вантажу			
	зерно, борошно, січка, тирса	гній, торф, крейда	вугілля, сіль, коренеплоди, картопля	цемент, попіл, мінеральні добрива, отрутохімікати
А	65	50	45	30

Визначення продуктивності гвинтових транспортерів аналітичним шляхом. Продуктивність тихохідного гвинтового транспортера можна визначити за такою залежністю:

$$Q = 125\left(D^2 - d^2\right)\omega \cdot p_{гв} \cdot \Psi \cdot C \cdot \gamma\,, \text{ кг/с}, \qquad (4.11)$$

Таблиця 4.11. Робоча частота обертання шнека, $n_р$, об/хв.

Транспортований вантаж	Діаметр шнека, D_0, мм	Робоча частота обертання шнека, $n_р$, об/хв.
Горизонтальні шнеки		
Зерно, комбікорм, висівки	50-300	60-300
Напіврідкі кормові суміші та гній	150-200	100-300
Картопля, коренеплоди	200-400	20-60
Гній, добрива, пісок	250-300	60-80
Силос, різана солома, тирса	200-400	80-200
Хлібна маса, сіно, солома, трава	400-600	200-300
Вертикальні шнеки		
Зерно, мінеральні добрива	60-250	200-1000
Висівки, комбікорм, борошно із сіна	150-250	150-400
Кормові суміші	150-250	150-600
Картопля	250-400	100-200
Силос	250-400	100-250
Гній рідкий (вологість W=85...95%)	200-300	800-1300

де D – зовнішній діаметр шнека, м; d – діаметр вала шнека, м; ω – кутова швидкість вала шнека, рад/с; $p_{гв}$ – крок гвинтової навивки шнека, м;

ψ – коефіцієнт заповнення міжвиткового простору; ψ – коефіцієнт заповнення вантажем міжвиткового простору приймають залежно від типу та властивостей транспортованого вантажу з таких рекомендацій: для вертикальних транспортерів ψ = 0,3-0,5; для крутопохилих транспортерів ψ = 0,4-0,6; для швидкохідних горизонтальних і пологопохилих транспортерів ψ =0,5-0,7; для горизонтальних і пологопохилих тихохідних транспортерів ψ=0,25-0,48. Менші значення слід приймати при наявності проміжних опор; C – коефіцієнт, що враховує кут нахилу транспортера до горизонту (див. табл. 4.12); γ – щільність (об'ємна маса) вантажу, кг/м^3.

Таблиця 4.12. Значення коефіцієнта C для тихохідних гвинтових транспортерів

Показник	Кут нахилу транспортера до горизонту				
	$\beta=0^o$	$\beta=5^o$	$\beta=10^o$	$\beta=15^o$	$\beta=20^o$
Коефіцієнт C	1	0,9	0,8	0,7	0,63

Продуктивність швидкохідного гвинтового транспортера визначать за формулою:

$$Q = 250\left(D^2 - d^2\right)v_n \cdot \psi \cdot C_0 \cdot \gamma \text{, кг/с.} \qquad (4.12)$$

Тут C_0 – коефіцієнт, що враховує осипання транспортованого вантажу через зазори між гвинтом і кожухом. Причому, менші значення приймають для вертикальних транспортерів, що перемішують легко сипкі вантажі;

v_n – швидкість поступального руху вантажу, м/с.

$$v_n = v_0 \cos(\alpha_0 + \rho), \quad (4.13)$$

Тут v_0 – швидкість поступального руху робочої поверхні шнека за зовнішнім діаметром, $v_0 = p_{гв} \cdot n / 60$; α_0 - кут підйому гвинтової лінії шнека за діаметром, по якому проходить центр тиску вантажу на гвинтову поверхня,

$$\alpha_0 = \text{arctg}\frac{p_{гв}}{\pi D_0}, \text{ град.} \quad (4.14)$$

Значення D_0 слід приймати залежно від коефіцієнта заповнення.

ρ – кут тертя вантажу об поверхню шнека, рад;

$$\rho = \text{arctg}\, f; \quad (4.15)$$

де f – коефіцієнт тертя вантажу об матеріал гвинтової поверхні шнека під час руху, $f = 0{,}7f_0$;

f_0 – коефіцієнт тертя вантажу об матеріал гвинтової поверхні шнека в стані спокою, (див. таб. 4.13).

Таблиця 4.13. Журнал роботи

Назва параметра	Позначення	Розмірність	Величина
1	2	3	4
Електродвигун:			
номінальна потужність	$P_{ном}$	кВт	
номінальна частота обертання вала	$n_{ном}$	об/хв.	
Трансмісія: редуктор передаточне число передача гнучким зв'язком передаточне число Шнек: тип напрям спіралі зовнішній діаметр діаметр вала крок навивки довжина кількість опор в тому числі проміжних кут нахилу транспортера до горизонту частота обертання шнека критична частота обертання шнека Матеріал транспортований	тип u тип u D d $p_{гв}$ L z $z_{пр}$ β $n_{шн}$ $n_{кр}$	 м м м м шт шт град розрахувати призначити	

Продовження табл. 4.13

1	2	3	4
Коефіцієнт заповнення міжвиткового простору	ψ		
Питома маса вантажу	γ		
Коефіцієнт продуктивності, що враховує осипання вантажу через зазори між кожухом і гвинтом	C		
Коефіцієнт продуктивності, що враховує кут нахилу до горизонту	C_0		

Послідовність виконання роботи

1. Ознайомитись із короткими даними про гвинтові транспортери, що наведені в цих методичних вказівках.

2. Вивчити будову гвинтового транспортера, запропонованого викладачем для вивчення.

3. Накреслити кінематичну схему транспортера. На схемі вказати потужність і частоту обертання вала електродвигуна, передаточне число трансмісії (передача гнучким зв'язком або редуктор) довжину транспортера, кількість опор.

4. Визначити зовнішній діаметр шнека, крок навивки, кут нахилу транспортуючої спіралі до горизонту.

5. Визначити критичну кутову швидкість і визначити тип транспортера (тихохідний або швидкохідний).

6. Визначити теоретичну продуктивність.

7. Визначити (якщо можливо) дійсну продуктивність. Для цього спочатку з дозволу викладача запустити шнековий транспортер при закритій заслінці, потім відкрити заслінку на 0,25 її ходу і після досягнення рівномірного ходу. перевести важіль розтрубу в положення для контрольного замірювання продуктивності і одночасно включити секундомір.

Після однохвилинного вивантаження вантажу в спеціальну місткість перевести важіль розтрубу в початкове положення, при якому вантаж буде рухатись по замкненому колу.

Вимкнути подачу струму до електродвигуна привода. Виконати зважування контрольного забору вантажу і повторити досліди при (0,5–0,75) та повному відкривання заслінки.

8. Розрахувати параметри диска-заготовки витка шнека.

9. Внести пропозиції щодо покращення роботи гвинтових транспортерів.

10. Написати висновки по виконаній роботі.

Правила техніки безпеки

1.Бути уважними і дисциплінованими, точно виконувати вказівки викладача.

2.Не починати виконувати роботу без дозволу викладача.

3.Розміщуйте прилади, матеріали, обладнання на своєму робочому місці так, щоб запобігти падінню або перекиданню.

4.Перед виконанням роботи необхідно уважно вивчити її зміст і виконання.

5.Під час проведення дослідів не допускайте граничних навантажень вимірювальних приладів. Працюючи з приладами будьте обережні.

6.Стежте за справністю всіх кріплень у приладах і пристроях. Не доторкайтесь до обертових частин машин і не нахиляйтесь над ними

7.Не залишайте робочого місця без дозволу викладача.

Контрольні запитання

1. В яких сільськогосподарських машинах використовують вмонтовані шнеки?

2. Як визначається критична частота обертання шнека?

3. Які гвинтові транспортери називають тихохідними?

4. В яких гвинтових транспортерах встановляють проміжні (підвісні) опори.

5. Які способи виготовлення шнеків широко використовують у сільськогосподарському машинобудуванні?

6. Як мовна виготовити гвинтову поверхня шнека з листової сталі?

7. Для яких вантажів використовують суцільні шнеки?

8. Які вантажі найбільш доцільно транспортувати шнеком із стрічковою навивкою?

9. Які технологічні операції можна виконувати одночасно з транспортуванням лопатевими та фасонними шнеками?

10. Коли доцільно для транспортування вантажів використовувати спіральний шнек?

11. Як класифікують гвинтові транспортери залежно від кута нахилу осі гвинтової поверхні до горизонту?

12. Які способи завантаження гвинтової поверхні вантажем використовують у практиці машинобудування?

13. Які переваги гвинтових транспортерів Вам відомі?

14. Назвіть недоліки гвинтових транспортерів, які стримують їх застосування?

15. Як зміниться критична частота обертання шнека, якщо діаметр його збільшити від 100 мм до 400 мм?

16. Від яких параметрів залежить продуктивність тихохідного гвинтового транспортера?

17. З якими співвідношеннями між кроком та діаметром шнека найбільш доцільно виготовляти гвинтові транспортери?

18. В яких межах змінюється коефіцієнт заповнення міжвиткового простору для різних типів транспортерів?

Таблиця 4.13. Основні характеристики деяких сільськогосподарських вантажів

Назва вантажу	Щільність (об'ємна маса)	Кут природного укосу в спокої	Коефіцієнт тертя спокою по:		
			сталі	дереву	гумі
Борошно	450–640	57	0,65	0,70	0,75
Буряки, коренеплоди	470–700	35	0,50	0,54	0,57
Висівки, комбікорм	180–440	38	0,31	0,35	0,50
Жито	680–790	35	0,58	0,62	0,66
Гній (вологість 80%)	300–400	50	0,85	0,94	0,99
Горох	800–820	25	0,25	0,27	0,36
Гречка	600–690	45	0,53	0,57	0,60
Картопля	650–730	35	0,51	0,55	0,58
Коноплі (насіння)	550–600	27	0,38	0,41	0,44
Кукурудза (зерно)	700–750	35	0,58	0,62	0,66
Кукурудза (качани)	330–470	35	0,35	0,40	0,65
Льон (насіння)	550–660	35	0,34	0,37	0,40
Овес	400–500	35	0,58	0,68	0,75
Просо	750–850	29	0,40	0,43	0,46
Пшениця	700–830	35	0,50	0,54	0,57
Рис	600–900	45	0,53	0,56	0,60
Сіно та солома в тюках	280–300	-	0,35	0,37	0,40
Сіно та солома ворохом	100–170	-	0,31	0,33	0,35
Силос кукурудзяний (вологість 75%)	400–500	50	0,73	0,78	0,83
Соняшник (насіння)	420–450	45	0,51	0,54	0,58
Торф (вологість 60%)	550–650	50	0,70	0,75	0,80
Торф сухий	330–410	45	0,27	0,30	0,32
Ячмінь	650–750	35	0,58	0,62	0,66

Практична робота № 12. Вивчення конструкції та особливостей роботи малогабаритних навантажувачів циклічної дії

Мета роботи: вивчити призначення, будову, технічні характеристики різних навантажувачів циклічної дії і способи виконання робіт з їх використанням; навчитися визначати технічну продуктивність навантажувача

Обладнання та інструменти: електронавантажувач типу ЕП-103, разки різних вантажів, секундомір, рулетка.

Зміст звіту: 1. Схема навантажувача із зазначенням основних вузлів і технічних параметрів.

2. Графік робочого циклу навантажувача.
3. Розрахунок продуктивності навантажувача.
4. Аналіз результатів розрахунків.
5. Висновки по роботі.

Основні теоретичні положення

Навантажувачі періодичної (циклічної) дії призначені для навантаження в транспортні засоби і складського переміщення штучних вантажів. В залежності від властивостей вантажу, що перевантажується, навантажувачі можуть бути обладнані вилами, грейфером, крановою стрілою, різного виду захоплю вальними пристроями, затискачами та ін.

Для роботи всередині вагонів і складів закритого типу необхідні малогабаритні навантажувачі, що володіють високою маневреністю. Навантажувачі характеризуються наступними параметрами: розмірами (шириною B, B′, довжиною l), радіусом повороту (R), висотою підйому вантажу (n), максимальною висотою підняття каретки (h1), висотою навантажувача з максимально піднятою кареткою (h2), вантажопідйомністю, робочими швидкостями, продуктивністю, стійкістю і масою.

Габаритні розміри (рис. 4.20) і радіус повороту визначають маневреність навантажувача, можливість проходу його в двері складів, вагонів, а також ширину проїздів на складах між штабелями вантажів.

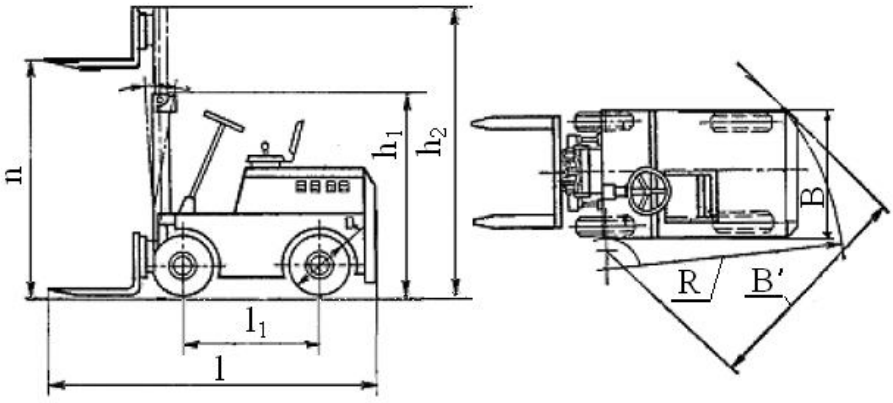


Рис. 4.20. Схема електронавантажувача з основними габаритними розмірами

Робочими швидкостями навантажувача, визначальними в основному його продуктивність, є: швидкість пересування з вантажем і без нього, швидкість підйому і опускання вантажу, швидкість нахилу рами вантажопідйомника і т.д.

Конструкцію чотириколісного навантажувача вивчимо на прикладі моделі ЕП-103 (рис. 4.21). На рамі 19 навантажувача жорстко закріплений провідний міст 10, обидва ходових колеса якого отримують обертання від електродвигуна 13 за допомогою механічного диференціала. Задній міст 17 ресорами з’єднаний до рами 19 і обладнаний двома колесами, керованими водієм навантажувача за допомогою рульового колеса 2, черв’ячного редуктора 6, рульової тяги 18 і рульової трапеції, тяги якої кінематичне зв’язують обидва колеса. Рама 1 вантажопідйомника консольно змонтована над ведучим мостом за допомогою двох шарнірів 9 і забезпечена двома циліндрами 8 нахилу її вперед або назад. Вертикально рухома каретка 11

вантажопідйомника оснащена закріплюються на ній вантажозахоплювальними пристроями, наприклад, вилами 12. На навантажувачі змонтована гідростанція, що містить електродвигун 15, гідронасос 14, гідророзподільную апаратуру 4, управління якою здійснюється водієм за допомогою рукоятки 3. В відсіку 7 також встановлена апаратура електрокерування.

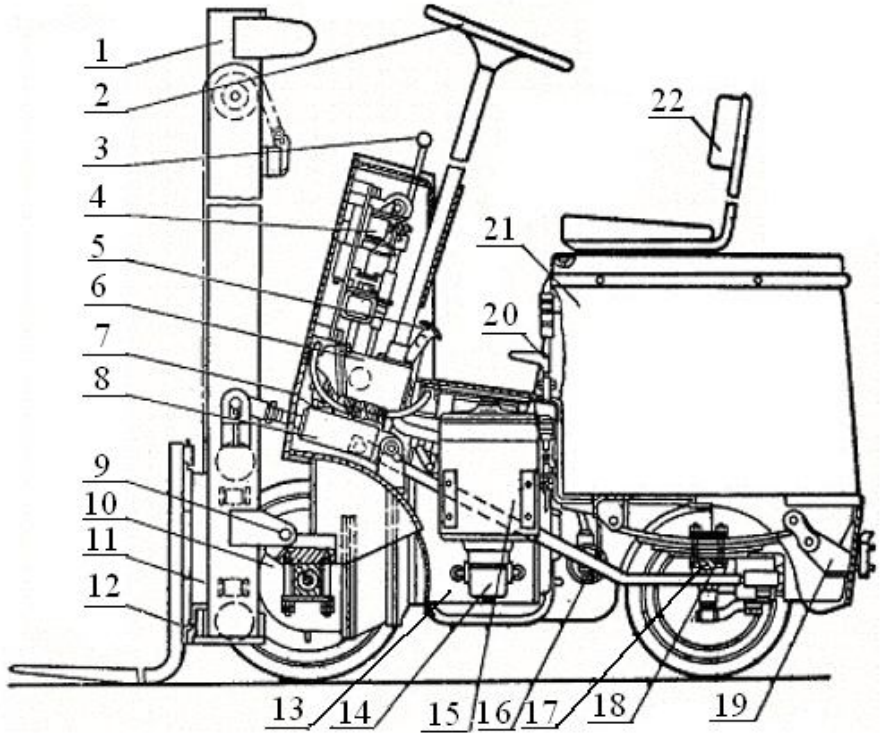


Рис . 4.21. Загальний вигляд електронавантажувача типу ЕП-103

На рамі над заднім мостом змонтована акумуляторна батарея 21, пусковий опір 16. Сидіння водія 22 закріплено на верхній кришці батареї. Навантажувач обладнаний ножним гальмом з приводом від педалі 5 і ручним гальмом 20. Навантажувач ЕП-103 випускається трьох модифікацій, що відрізняються параметрами вантажопідйомника, розрахованого на максимальну висоту підйому вантажу відповідно 1,8, 2,8 і 4,5 м. Для роботи в вагонах призначений навантажувач з висотою підйому вантажу 1,8 м.

Послідовність виконання роботи

1. Ознайомитися з пристроєм і призначенням різних типів навантажувачів циклічної дії. Вивчити технічні параметри і основні характеристики електронавантажувача на прикладі моделі ЕП-103.

Вивчити основні типи змінних вантажозахоплювальних пристосувань до навантажувачів.

Вивчити основи технологічного процесу при переробці тарно пакувальних вантажів за допомогою навантажувачів. Для одного з можливих варіантів (навантаження, вивантаження з вагонів, автомобілів, сортування) провести хронометражні спостереження за елементами робочого циклу навантажувача і скласти графік такого циклу без суміщення операцій. Зразок таблиці спостереження і графіка циклу наведено в табл. 4.14.

3. За визначеним значенням тривалості циклів (з суміщенням $T_ц$ і без суміщення операцій $t_ц$) визначити коефіцієнт суміщення операцій в обочому циклі зі співвідношення: $\varphi = T_ц / t_ц$.

Таблиця 4.14. Дані для побудови графіка циклу роботи навантажувача

Найменування операцій (Елементів циклу)	Тривалість операції, с				Час, с							
	Спостереження				10	20	30	40	50	60	70	80
	1	…	10	середнє								
1. Захват вантажу												
2. Підйом вантажу в транспортне положення												
3. Нахил рами												
4. Пересування навантажувача з вантажем												
5.Вирівнювання рами												
6. Опускання вантажу												
7. Звільнення вантажу												
8. Підйом грузозахвата без вантажу												
9. Нахил рами												
10. Пересування Навантажувача												
11. Вирівнювання рами												
12. Опускання грузозахвата												
Разом $T_ц$, $t_ц$												

4. Розрахувати технічну продуктивність навантажувача:

$Q_{тех} = 3600G_в / T_ц$,

де $G_в$ - маса вантажу, переміщуваного за один цикл, т.

4. Визначити змінну виробіток навантажувача:

$Q_{см} = 7Q_{тех} К_{вр}$.

Тут *7* – тривалість робочої зміни, год.; $К_{вр}$ – коефіцієнт використання машини за часом, для навантажувачів можна прийняти $К_{вр} = 0,75$.

5. Далі слід зіставити розраховане значення $Q_{см}$ з нормою виробітку з ЕНВ [2] і в разі значної розбіжності пояснити причину цієї розбіжності.

6. Написати висновки по виконаній роботі.

Правила техніки безпеки

1. Перед виконанням практичної роботи отримати у лаборанта необхідні прилади, матеріали, методичні вказівки і т. д. Перевірити наявність приладів і матеріалів згідно з інструкцією до лабораторної установки.

2. Категорично забороняється без дозволу викладача або лаборанта:

- вмикати в мережу з напругою 220 В або 380 В лабораторні установки;
- залишати без нагляду вимірювальні прилади та лабораторні установки;
- користуватися в лабораторії відкритим вогнем, крім спиртівок.

3. Якщо в процесі виконання роботи виявляються деякі поломки вимірювальних приладів, негайно доповідати керівникові занять. Самостійно усувати неполадки приладів категорично заборонено.

4. Після закінчення виконання практичної роботи повідомити викладача про закінчення експерименту та подати результати на підпис. Вимкнути з мережі прилади. Здати лаборанту отримані у нього прилади, матеріали, методичні вказівки і т. д.

Контрольні запитання

1. Назвіть призначення навантажувачів періодичної дії.
2. Якими основними параметрами характеризуються навантажувачі?
3. Назвіть конструкцію чотириколісного навантажувача моделі ЕП-103.
4. Як розраховується технічна продуктивність навантажувача?
5. Як визначається змінний виробіток навантажувача?

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. ГОСТ 2.001-70 и др. Единая система конструкторской документации. Основные положения : [Сборник]. – Введ. 01.07.71. – Содерж.: ГОСТ 2.001-70-ГОСТ 2.003-83, ГОСТ 2.031-83-ГОСТ 2.034-83, ГОСТ 2.101-68, ГОСТ 2.106-68, ГОСТ 2.108-68, ГОСТ 2.109-73. Переизд. декабрь 1987.
2. Система конструкторської документації. Терміни та визначення основних понять : ДСТУ 3321:2003. – [Чинний від 2004-10-01]. – К. : Держстандарт України, 2005. – 50 с. – (Національний стандарт України).
3. Видання. Вихідні відомості (ISO 8:1977, NEQ; ISO 1086:1991, NEQ; ISO 7275:1985, NEQ): ДСТУ 4861:2007. – [Чинний від 2009-10-01]. – К. : Держспоживстандарт України, 2009. – 45 с. – (Національний стандарт України).
4. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підіймальних і транспортувальних машин: Підручник / В. С. Бондарєв, О. І. Дубинець, М. П. Колісник та ін. – К. : Вища шк., 2009. – 734 с.
5. Механізація підйомно-транспортних робіт у сільському господарстві : методичні рекомендації до виконання курсової роботи студентами денної та заочної форм навчання напряму підготовки 6.100102 „Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва”. Укладачі: Г. О. Іванов, В. С. Шебанін, Д. В. Бабенко. – Миколаїв : МДАУ, 2011. – 219 с.
6. Підйомно-транспортні машини. Навчально-методичний посібник. Навчально-методичний комплекс дисципліни для підготовки фахівців з освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» в аграрних вищих навчальних закладах III-IV рівнів акредитації з напряму: 6.100102 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» за вимогами кредитно-модульної системи / І. М. Бендера, О. Я. Стрельчук, Г. О. Іванов та ін. Камянець-Подільський, ФОП Сисин О.В., Абетка, 2014. – 368 с.
7. Тіщенко Л. М. Проектування вантажопідйомних машин та навантажувачів / Л. М. Тіщенко, В. О. Білостоцький. – Харків, 2003. – 401 с.
8. Канаты стальные. Сортамент. Сборник стандартов. Издание официальное. М.: Издательство стандартов, 1999. – 191 с.
9. Підйомно-транспортні машини. Програма навчальної дисципліни для підготовки фахівців ОКР “бакалавр” напрямів 6.100102 “Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва” та 6.053503

"Машинобудування" у вищих навчальних закладах II-IV рівнів акредитації Міністерства аграрної політики України / Л. М. Тищенко, Д. І. Мазоренко, А. В. Міняйло та ін. – К. : Аграрна освіта, 2009. – 15 с.
10. Справочник по кранам : В 2 т. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / под общ. ред. М. М. Гохберга ; [В. И. Брауде, М. М. Гохберг, И. Е. Звягин и др.]. – М. : Машиностроение, 1988.–536 с.
11. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов / под общ. ред. М. М. Гохберга ; [М. П. Александров, М. М. Гохберг, А. А. Ковин и др.]. – Л. : 1989. – 401 с.
12. Тормозные устройства : справочник / М. П. Александров, А. Г. Лысяков, В. Н. Федосеев и др. – М. : Машиностроение, 1985. – 311 с.
13. Подшипники качения : справочное пособие / под ред. Н. А. Спицина, А. И. Спришевського. – М., 1961.
14. Проектирование и расчет подъемно-транспортирующих машин сельскохозяйственного назначения / М. Н. Ерохин, А. В. Карп, Н. А. Выскребенцев и др.; под ред. М.Н. Ерохина и А.В. Карпа ; – М. : Колос, 1999.
15. Подъемно-транспортные машины / В. В. Красников, В. Ф. Дубинин, В. Ф. Акимов и др. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Агропромиздат, 1987. – 272 с.
16. Любін М. В. Механізація транспортуючих та вантажопідіймальних робіт. Ч. І. / за ред. П. С. Бердника, М. В. Любін, П. С. Берник. – Київ–Вінниця : Урожай, 1996. –191 с.
17. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. Атлас конструкций / под. ред. В. Ф. Дубинина. – 2-е изд. – М. : Машиностроение, 1990. – 152 с.
18. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузив / Р. Л. Зенков. – М.: Машиностроение, 1964. – 252 с.
19. Зенков Р. Л. Машины непрерывного транспорта / Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов. – М.: Машиностроение, 1980. – 304 с
20. Чернега В. И. Краткий справочник по грузоподъемным машинам / В. И. Чернега, И. Я Мазуренко. – 2-е изд. перераб. и доп. – К. : Техника, 1988. –303 с.
21. Конвейеры : справочник / под общей редакцией Ю. А. Пертена. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. – 367 с.
22. Шахмейстер Л. М. Теория и расчет ленточных конвейеров / Л. М. Шахмейстер, В. Г. Дмитриев. – М.: Машиностроение, 1978. – 392 с.

23. Кузьмин А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. А. Марон. – Минск: Вышэйшая шк., 1983. – 350 с.
24. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. Атлас конструкций / под. ред. В.Ф. Дубинына; - 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1990. – 152с.
25. Проектирование и расчет подъемно-транспортирующих машин сельскохозяйственного назначения / под ред. М. Н. Ерохина и А. В. Карпа ; М. Н. Ерохин, А. В. Карп, Н. А. Выскребенцев и др.;. – М. : Колос, 1999.
26. Красников В. В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве / В. В. Красников. – М. : Колос, 1984. – 368 с.
27. Іванченко Ф. К. Підйомно-транспортні машини / Ф. К. Іванченко. – К. : Вища школа, 1993. – 413 с.
28. Зуев Ф. Г. Подъемно-транспортные машины зерноперерабатыва-ющих предприятий / Ф. Г. Зуев, И. А. Лотков, А. И. Полухин. – Агропромиздат, 1985. – 320 с.
29. Атлас конструкцій підйомно-транспортних машин / В. О. Білостоцький, Д. І. Мазоренко, Л. М. Тіщенко та ін. – Харків: ХНТУСГ, 2008. – Ч. І. Крани і кранові механізми. – 2008. – 100 с. - Ч. ІІ. Транспортуючі машини. – 2009. – 98 с.

Для довідок

Навчальне видання

ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНІ МАШИНИ

Методичні рекомендації

Укладачі: **Іванов** Геннадій Олександрович
Бабенко Дмитро Володимирович
Полянський Павло Миколайович

Формат 60х84 1/16. Ум. друк. арк. 9,8.
Тираж 75 прим. Зам. № 21.

Надруковано у видавничому відділі
Миколаївського національного аграрного університету
54020, м. Миколаїв, вул. Георгія Гонгадзе, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК №4490 від 20.02.2013 р.