Міністерство освіти і науки України
Миколаївський національний аграрний університет
Інженерно-енергетичний факультет
Кафедра загальнотехнічних дисциплін

Підйомно-транспортні машини:

методичні рекомендації для виконання практичних та самостійних робіт здобувачами першого (бакалаврського) рівня вищої освіти ОПП «Агроінженерія» спеціальності 208 «Агроінженерія» денної і заочної форм здобуття вищої освіти

Миколаїв
2026

УДК 621.86:631.171
П32

Друкується за рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету протокол № 3 від 16.11.2026 р.,.

Укладачі:

Г. О. Іванов – канд. техн. наук, доцент, доцент 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:

Марченко Д,Д. – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет.

Новицький А.В. – канд. техн. наук, доцент, завідувач кафедри надійності техніки, Національний університет біоресурсів і природокористання України, м. Київ.

© Миколаївський національний аграрний університет, 2026

З М І С Т

ВСТУП …….. 5
1. ВСТУПНІ ДАНІ. ОСНОВНІ ТЕРМІНИ І ПРИЗНАЧЕННЯ…… 6
1.1.Загальна класифікація і призначення машин……. 6
1.2. Технічні чинники вибору обладнання …….. 9
2. ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДОМКРАТІВ …… 11
Практична робота № 1. Рейковий домкрат …… 11
Практична робота № 2. Гвинтові домкрати ……..... 13
Практична робота № 3. Гідравлічні домкрати ……..... 14
Практична робота № 4. Пневматичні домкрати ……..... 16
3. ВАНТАЖОПІДЙОМНІ МАШИНИ …….. 18
Практична робота № 1. Вивчення конструкції та методики вибракування стальних канатів …….. 18
Практична робота № 2. Вивчення конструкції талі електричної та визначення коефіцієнта запасу міцності каната ……... 30
Практична робота № 3. Вивчення конструкції і регулювань колодкового гальма ……..... 34
Практична робота № 4. Дослідження механізмів підйому та пересування талі з ручним приводом ……... 38
Практична робота № 5. Визначення коефіцієнта запасу гальмування гальма електричної лебідки ……..... 45
Практична робота № 6. Визначення гальмівного моменту установки. 47
Практична робота № 7. Вивчення складових частин канатно-блокових систем та їх розрахунки …… 48
Практична робота № 8. Вивчення конструкції та визначення продуктивності мостового крана ……... 55
Практична робота № 9. Вивчення пристрою і робочого процесу баштового крану КБ- 403 Б ……. 60
Практична робота № 10. Загальні розрахунки баштових кранів ……. 66
Практична робота № 11. Стріловий самохідний повноповоротний кран КШТ – 50.01 ……..... 74
Практична робота № 12. Розрахунок механізмів пересування кранів .. 82
4. ТРАНСПОРТУЮЧІ МАШИНИ ТА НАВАНТАЖУВАЧІ ……. 98
Практична робота №1. Визначення властивостей насипних вантажів . 98
Практична робота № 2. Вивчення конструкції та розрахунок основних параметрів стрічкових конвеєрів……..... 103
Практична робота № 3. Дослідження процесу транспортування і тяговий розрахунок вертикального ковшового елеватора …….. 107
Практична робота № 4 Дослідження швидкохідного гвинтового конвеєра з метою визначення потрібної потужності на його привід ……. 111
Практична робота № 5. Визначення коефіцієнта заповнення міжскребкового простору похилого скребкового конвеєра …… 113

Практична робота № 6. Дослідження безролікового стрічково-скребкового конвеєра з метою визначення коефіцієнта продуктивності .. 115
Практична робота № 7. Дослідження процесу переміщення сипких матеріалів горизонтальним спірально-гвинтовим конвеєром ……. 116
Практична робота № 8. Дослідження профілю «тіла волочіння» сипкого матеріалу, коефіцієнта заповнення і продуктивності тросошайбового конвеєра ……... 120
Практична робота № 9. Дослідження процесу транспортування і тяговий розрахунок вертикального ковшового елеватора …….. 123
Практична робота № 10. Дослідження безроликового стрічково-скребкового конвеєра з метою визначення коефіцієнта продуктивності ……. 134
Практична робота № 11. Вивчення конструкції та визначення основних параметрів гвинтових транспортерів …… 135
Практична робота № 12. Вивчення конструкції та особливостей роботи малогабаритних навантажувачів циклічної дії …… 143
5. САМОСТІЙНА РОБОТА ……..... 147
5.1. Основні концепції організації, мета та структура самостійної роботи студентів ……. 147
5.2. Методичні матеріали для виконання самостійної роботи ……... 149
5.2.1. Основи техніко-економічних розрахунків застосування вантажо-підйомних і транспортуючих машин, які застосовуються для механізації виробничих процесів ……..... 149
5.2.2. Основні вимоги безпечної експлуатації вантажопідйомних машин ……... 151
5.2.3. Кріплення канату на барабані. Розрахунок кріплення канату до барабана…… 157
5.2.4. Розрахунок траверси…….. 158
5.2.5. Розв’язування типових задач …… 160
5.3. Транспортуючі машини та навантажувачі …… 166
5.3.1. Ланцюги. Круглоланкові зварні ланцюги. Тягові пластинчасті ланцюги. Перевірка правильності вибору тягового ланцюга . 166
5.3.2. Роликові конвеєри. Визначення сили опору переміщення вантажу на роликовому конвеєрі …… 168
5.3.3. Поличні елеватори. Розрахунок поличного елеватора …… 170
5.3.4. Інерційні конвеєри ……. 172
5.3.5. Машини і обладнання гідравлічного транспорту, їх загальна побудова. хема розрахунку гідротранспорту……. 177
ЛІТЕРАТУРА……..... 181

ВСТУП

Підйомно-транспортні машини – основа комплексної механізації та автоматизації виробництва. Від правильного вибору раціональних типів машин залежить високопродуктивна робота окремих цехів, дільниць і підприємств в цілому.

Підйомно-транспортна техніка розвивається відповідно до потреб суспільства і має історію в кілька тисяч років. З будівництвом великих металургійних та хімічних заводів на Придніпров'ї, вугільних шахт у Донбасі та залізорудних копалень у Кривому Розі. Створення міцної енергетичної бази виникла нагальна потреба в швидкому розвитку важливої галузі – підйомно-транспортного машинобудування, яке повинно було забезпечити будівництво необхідними машинами, а підприємства технологічним обладнанням та засобами механізації. Було створено нову галузь – важке машинобудування.

На Новокраматорському машинобудівному заводі виникають підйомні установки, металургійне обладнання, спеціальні крани (в тому числі важкої вантажопідйомності). Крани загального призначення виготовляють: Нікополь-ський, Одеський Олександрійський та інші заводи. Ряд заводів випускає кранове обладнання та транспортувальні машини для комплексної механізації виробництв – Харківський, Львівський та інші.

У сучасних умовах потокового і автоматизованого виробництва значення підйомно-транспортних машин підвищилося. Вони вийшли за рамки свого початкового призначення – допоміжне обладнання для механізації трудомістких процесів і виробництва – і стали сполучною ланкою в технологічному ланцюзі, забезпечуючи безперервність виробництва, а також основним регулятором потокового процесу його органічною часткою, визначає ритм і продуктивність виробництва.

До машин для комплексної механізації виробництв ставляться високі вимоги щодо їхньої міцності і надійності, оскільки від цього значною мірою залежить функціонування підприємства без зупинок і аварій, нерідко пов'язаних з великими матеріальними витратами.

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 і підручників, лекційного курсу.

1. ВСТУПНІ ДАНІ. ОСНОВНІ ТЕРМІНИ І ПРИЗНАЧЕННЯ

1.1.Загальна класифікація і призначення машин

Найхарактернішою ознакою, за якою широкий комплекс підйомно-транспортних машин розподіляється на окремі самостійні конструктивні групи, є розрахунок принципу їх дії. За принципом дії підйомно-транспортні машини бувають періодичної і безперервної дії. До машин періодичної дії відносять домкрати, різноманітні вантажопідйомні крани і пристрої, ліфти (підйомники), засоби наземного транспорту (візки, навантажувачі, тягачі), підвісні рейкові та канатні дороги, скрепери і т.п. До машин безперервної дії (їх також називають машинами безперервного транспорту) відносять конвеєри різного типу, пристрої пневматичного і гідравлічного транспорту і подібні транспортуючі машини. Транспортні машини найбільш широко представлені автомобілями і тягачами, також спеціальними видами транспорту (рис. 1.1). У разі, коли технічні характеристики сучасних вантажопідіймальних машин не відповідають параметрам переміщуваного вантажу, неможливості розмістити на майданчику механізми кранів і за роботи в обмежених умовах застосовують засоби такелажних робіт (рис. 1.2). Засоби такелажів застосовують на навантажувально-розвантажувальних роботах, для переміщення обладнання до місця монтажу, укрупненої збірки і монтажу обладнання.

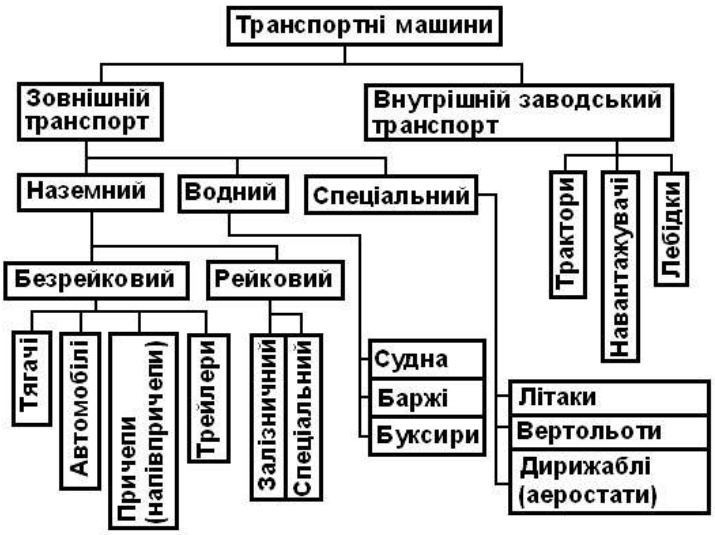


Рис. 1.1. Класифікаційна схема транспортних машин



Рис. 1.2. Класифікаційна схема засобів такелажу

Машини періодичної дії, як показує сама їх назва, характеризуються періодичною подачею вантажів, переміщенням вантажів окремими порціями, обумовленими вантажопідйомністю машини. При цьому завантаження і розвантаження прово-

дяться на час зупинки машини і лише іноді машина розвантажується на ходу, під час переміщення вантажу. Класифікаційну схему вантажопідіймальних машин наведено на рис. 1.3.



Рис. 1.3. Класифікаційна схема вантажопідіймальних машин

Цикл роботи машини періодичної дії складається із зупинки для захоплення (підйому) вантажу, руху з вантажем, зупинки для звільнення від вантажу і зворотного руху без вантажу, тобто з поперемінно поворотних рухів із зупинками.

Машини безперервної дії (рис. 1.4) характеризуються безперервним переміщенням насипних або штучних вантажів по заданій трасі без зупинок для завантаження і розвантаження. Переміщуваний насипний вантаж безперервно рухається в послідовно розташованих на невеликій відстані один від одного робочих судинах-ковшах, коробах і т.п.

Штучні вантажі переміщуються також безперервним потоком у заданій послідовності один за іншим. При цьому робочий і неробочий (зворотний) рухи елемента машини, несучого вантаж, відбуваються одночасно.

Такі важливі властивості, як безперервність переміщення вантажу, відсутність зупинок для завантаження і розвантаження, поєднання робочого і неробо-чого рухів робочих елементів, зумовили машинам безперервного транспорту високу продуктивність, що дуже важливо для сучасних підприємств з великими вантажопотоками. Наприклад, сучасний стрічковий конвеєр на відкритих розробках вугілля може транспортувати до 20000 т/год. породи, забезпечуючи завантаження шести залізничних вагонів за 1 хв.

Основне призначення транспортуючих машин безперервної дії- переміщення вантажів по заданій трасі, тому вони також називаються транспортуючими машинами. Одночасно з транспортуванням вантажів машини можуть автоматично розподіляти за заданими пунктами, складува-

ти, накопичуючи в обумовлених місцях, і забезпечувати необхідний ритм виробничого процесу.

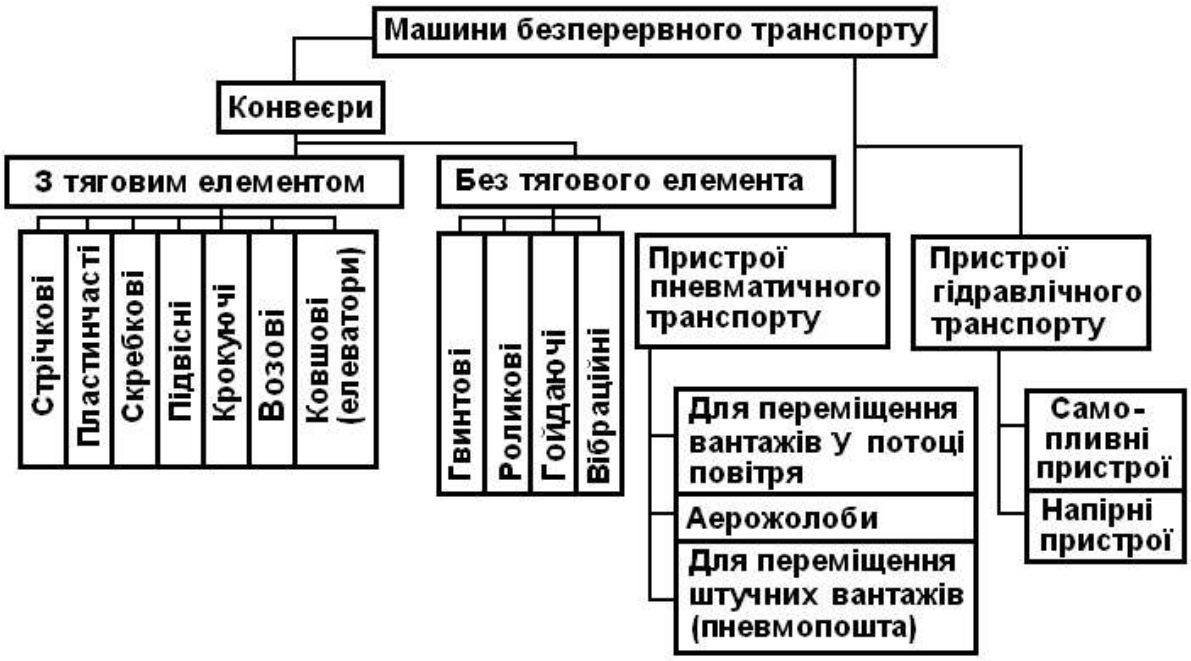


Рис.1.4. Класифікаційна схема машин безперервного транспорту.

Особливу групу машин для механізації виробничих процесів на автотранс-порті становлять допоміжні пристрої, що не є самостійними засобами для транспортування вантажів і призначаються для спільної роботи з транспортуючими машинами. До допоміжних пристроїв (рис. 1.5) відносять живильники, терези, вантажні машини, бункери, затвори, дозатори, жолоби і т.п.



Рис.1.5. Класифікаційна схема допоміжних пристроїв

Зважаючи на велику різноманітність вантажопідйомних машин, для вирішення одного і того ж транспортного питання можуть бути вибрані різні типи машин. Вибір машини, що повністю задовольняє вимоги і відповідає умовам даного конкретного випадку, – вельми важливий розробки проекту механізації транспорту підприємства. Він вимагає від проектанта не тільки спеціальних знань конструктивних і експлуатаційних властивостей підйомно–транспортних машин, а й детального знайомства з організацією виробництва на підприємстві, що механізується, уміння виконати техніко-економічне порівняння можливих варіантів рішення.

Основними критеріями вибору засобів механізації є задоволення комплексу технічних чинників (технічних вимог) і техніко-економічна ефектив-

ність застосування даної машини. Найважливішими умовами вибору типу є також забезпечення її надійності (безвідмовності) роботи в заданих умовах і відповідності вимогам охорони праці Ці умови у ряді випадків примушують ухвалювати більш дорогі рішення в економічній оцінці.

Велике значення має також загальна оцінка комплексу всіх машин, що забезпечують необхідну механізацію вантажопотоку від початкового до кінцевого пунктів. У цій частині дуже важливо забезпечити транспортування вантажів з мінімальною кількістю перевантажень, необхідне за характером виробництва, з якнайменшою кількістю допоміжного обслуговуючого персоналу

Оптимальним слід вважати той тип підйомно–транспортної машини або комплексу машин, який відповідає всім технічним вимогам виробництва, забезпечує необхідну надійність роботи, високий ступінь механізації, найсприятливіші умови праці і якнайменшу вартість переміщення одиниці вантажу, а також якнайменший термін окупності капіталовкладень.

1.2. Технічні чинники вибору обладнання

До основних технічних чинників вибору типів вантажопідйомних і транспортуючих машин, за допомогою яких може бути оптимально механізований заданий транспортний процес на автомобільному транспорті, відносяться такі:

-рід і властивості підлягаючих переміщенню вантажів. Детальний аналіз фізико-механічних властивостей предмета переміщення вантажу може відразу значно звузити коло можливих до застосування типів машин, оскільки різні транспортуючі машини не однаково пристосовані для переміщення вантажів, що мають ті або інші властивості. При опрацьовуванні цього чинника слід враховувати вимоги щодозбереження вантажу (наприклад, деякі машини спричиняють дроблення вантажу), надійності роботи машини (вологі, липкі вантажі багатьма машинами не транспортуються), забезпечення сприятливих умов праці (герметичність транспортування вантажів, що порошать та газують);

-потрібна продуктивність машини при заданій продуктивності, з метою отримання компактної і недорогої установки, прагнуть застосовувати типи машин, що допускають подачу вантажу безперервним потоком з великою швидкістю, оскільки за збільшенням швидкості відповідно зменшується кількість вантажу, що доводиться на одиницю довжини конвеєра, і, отже, машина виходить більш компактною. Наприклад, стрічковий конвеєр, що допускає швидкість руху вантажу в 5–6 разів більшу, ніж у скребкового, в 10 разів більшу, ніж у гвинтового конвеєра, значно продуктивніший останніх. Мостовий перевантажувач має в 5–6 разів вищу продуктивність порівнянно із стрілоподібним баштовим краном за їх однакової матеріаломісткості;

-напрям, довжина і конфігурація шляху переміщення вантажу є важливими чинниками для вибору типу машини. Одні машини легко допускають зміну напряму шляху переміщення як в одній площині, так і в просторі (наприклад, більшість кранів), інші ж можуть працювати тільки по прямолінійній трасі (стрічкові або скребкові конвеєри), одні машини мають великі довжини переміщення в одному агрегаті, інші допускають тільки малі довжини і для забезпечення необхідного шляху переміщення вантажу доводиться ставити підряд декілька машин. Важливо вибрати таку машину, яка повністю задовольняла б вимоги за відсутності або мінімальної кількості проміжних перевантажень;

-способи зберігання вантажів у початковому і кінцевому пунктах та способи подачі їх на транспортну машину, місце розвантаження машини в кінцевому або проміжному пунктах також впливає на вибір типу машини. Одні транспортуючі машини мають властивість самозавантаження, для завантаження інших потрібен додатковий пристрій або ручна праця. На одних машинах (наприклад, стрічкових конвеєрах) легко досягається проміжне розвантаження, на інших (наприклад, пластинчатих конвеєрах з рухомими бортами) воно неможливе. Одні машини, наприклад, підвісні конвеєри, вільно допускають автоматичне завантаження і розвантаження в будь-якому місці траси, для інших же це неможливо. Доцільно мати таку машину, яка дозволила б виключити додаткову працю і неавтоматизовані допоміжні пристрої на навантажувально–розвантажувальних операціях;

-характеристика виробничих процесів, поєднуваних з переміщенням вантажів. При механізації транспорту технологічної лінії і одночасному виконанні транспортних і технологічних операцій цей чинник має дуже великий вплив на вибір типу машини. Вибрана машина повинна забезпечувати надійне поєднання транспортних і технологічних операцій у заданих умовах, наприклад, у мийних, фарбувальних, сушильних, гартівних та інших камерах;

-особливі місцеві умови залежать головним чином від місця установки машини – в приміщенні або на відкритій місцевості. В останньому випадку необхідно врахувати кліматичні умови, наприклад, їх вплив на обслуговування і змащування механізмів узимку, можливість і ступінь обмерзання деталей механізму і заморожування вантажу, що транспортується. Приміщення для роботи машини може бути опалювальни і неопалювальни, одноповерхови і багатоповерхови, нови і реконструйованим. Одні вантажопідйомні і транспор--тувальні машини (наприклад, багато конвеєрів, що коливаються) не можна встановлювати на міжповерхове перекриття, оскільки вони потребують пристрою фундаментів або приямків; інші машини (мостові крани, крани–штабелери) можуть легко розміщуватися на міжповерхових перекриттях. Реконструкція підприємства вимагає максимального використовування вживаних типів вантажопідйомних і транспортуючих машин і пристосувань до існуючого виробничого процесу;

-на вибір типу транспортуючої машини мають значний вплив також міркування необхідності уніфікації і однотипності обладнання на підприємстві, можливість подальшого розширення підприємства, намічена тривалість його існування (тимчасове, постійне), питання охорони праці, техніки безпеки і зручності експлуатації.

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. 2.1), гвинтові (рис. 2.2) і гідравлічні (рис. 2.3) домкрати, а на транспорті крім цих ще й пневматичні (рис. 2.4 і 2.5).

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 зігну-тий під кутом 90° у вигляді лапи, пристосованої для піднімання низько розташованих вантажів. Рейка приводиться в рух від шестірні 3, яка має рух від зубчастої пари 4 та 6 за допомогою важеля 5.

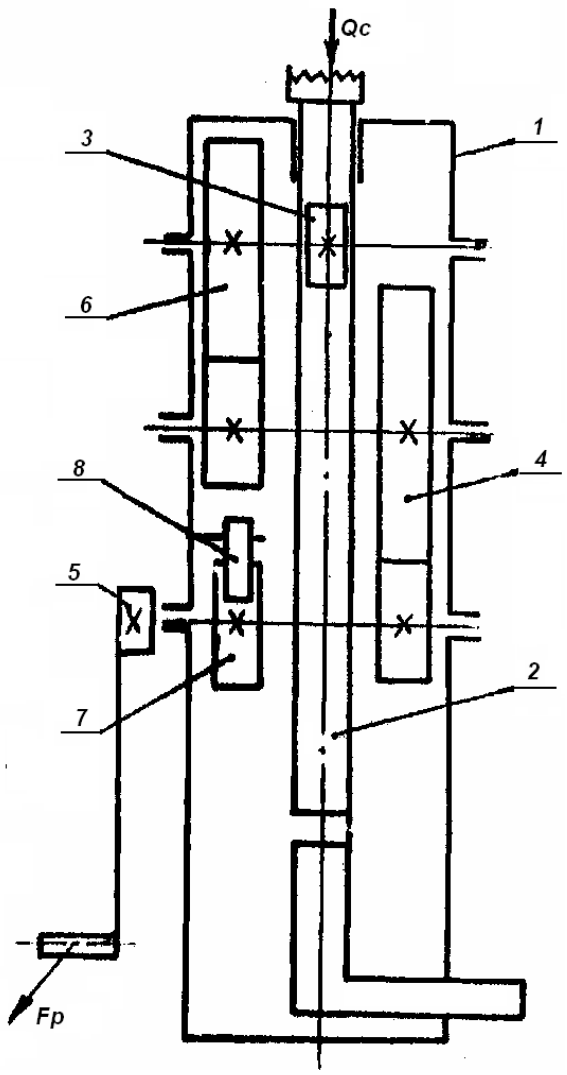


Рис. 2.1. Кінематична схема рейкового домкрата

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:

$$u = \frac{T_ø}{\grave{O}_ð \cdot \eta} = \frac{Q \cdot d_ø}{2 \cdot F_p \cdot R_p \cdot \eta}, \qquad (2.1)$$

де T_0 – момент, створений вантажем на валу шестірні, що входить в зачеплення з рейкою;

T_p – крутний момент на валу рукоятки, створений робітником;

F_p – сила, створена м′язами робітника;

d_0 – діаметр початкового кола шестірні: $d_ø = m \cdot z$:

m – модуль зачеплення;

z – число зубів шестірні, що зачіплюються з рейкою;

Q_0 – вантажопідйомність домкрату.

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

$$F_p = \frac{Q \cdot m \cdot z}{2 \cdot R_p \cdot \eta \cdot u}. \quad (2.2)$$

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, а гайку із бронзи Бр.ОФ10-1 або чавуну СЧ15. нарізь гвинта і гайки прямокутна або трапецієподібна одновиткова

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.

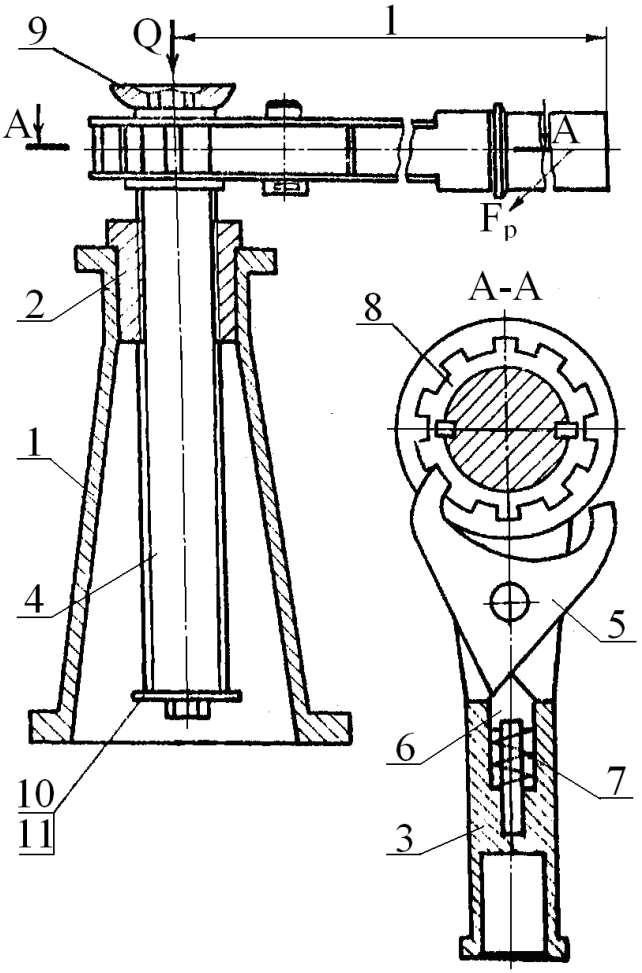


Рис. 2.2. Гвинтовий домкрат

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.

Зусилля робітника на важелі визначають так, Н:

$$F_p = \frac{Q \cdot d_2 \cdot [\mathrm{tg}(\varphi + \beta) + f \cdot d_{\text{ñåð.ïî}}]}{4 \cdot L}, \qquad (2.3)$$

де Q – навантаження на домкрат; d_2 – середній діаметр нарізі; φ – кут тертя, $\varphi \approx 6^{\circ}$; β – кут підйому гвинтової нарізі, встанолений з умов самогальмування, $\beta = 4^{\circ}$; f – коефіцієнт тертя, f = tgφ = 0,08 – 0,10; $d_{сер.оп}$ – середній діаметр опорної голівки: $d_{сер.оп} = (D_1 + d_{отв})/2$; 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; 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; $d_2 = (d_1 + d)$.

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 та дистиляційне масло для гідравлічних пристроїв типу АМГ-10

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

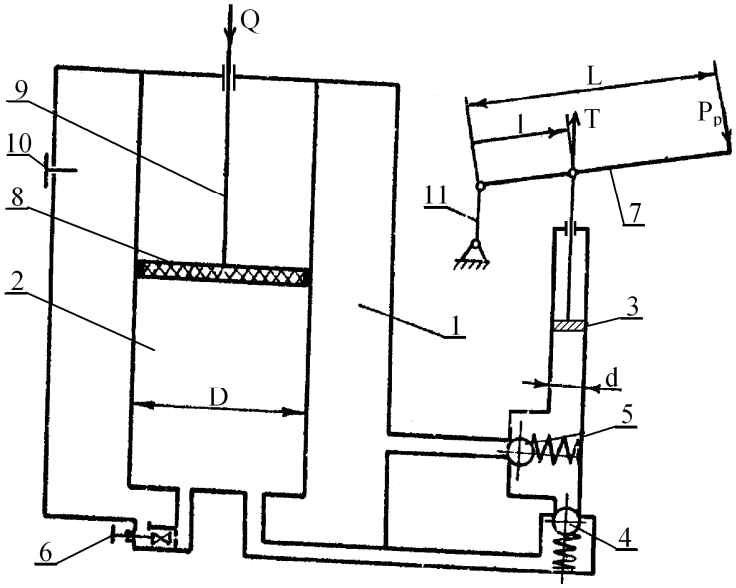


Рис. 2.3. Схема гідравлічного домкрата

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 витіс-няє 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.

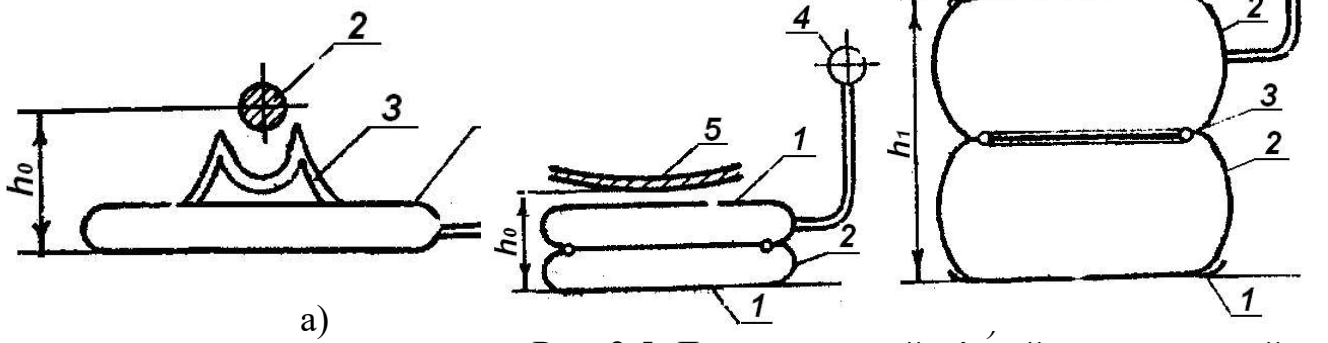


Рис. 2.4. Пневматичні домкрати

Рис. 2.5. Двоелементний м'який пневматичний домкрат

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

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.

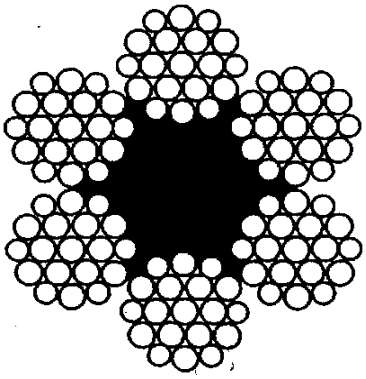


Рис. 3.1. Канат подвійного звивання конструкції 6х19(1+6+6/6)+1 о.о.

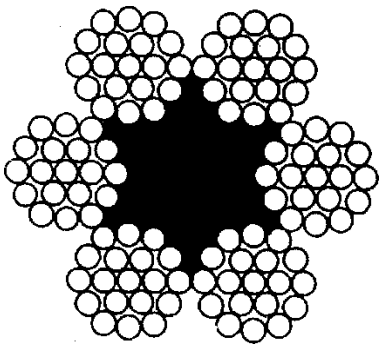


Рис. 3.2. Канат подвійного звивання конструкції 6х19(1+6+12)+1о.о.

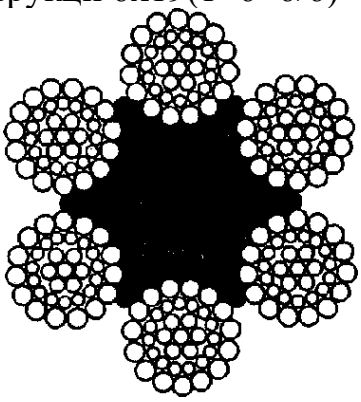


Рис. 3.3. Канат подвійного звивання конструкції
6х37 (1+6+15+15) +1 о.о.

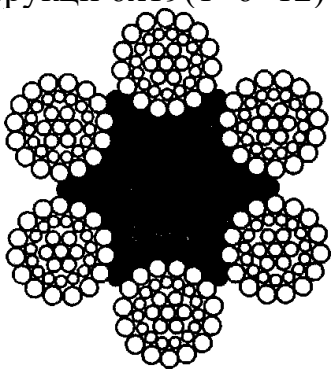


Рис. 3.4. Канат подвійного звивання конструкції
6х19 (1+9+9) + 7х7 (1+6)

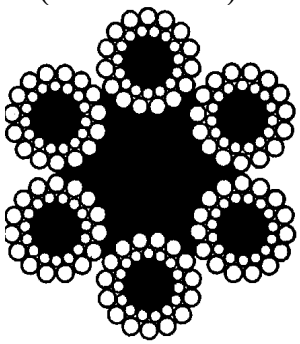


Рис**.** 3.5. Канат подвійного звивання конструкції 6х30 (0+15+15) +7 о.о.

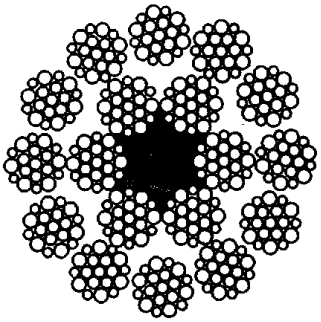


Рис. 3.6. Канат подвійного звивання конструкції
18х19 (1+6+6/6) +1 о.о.

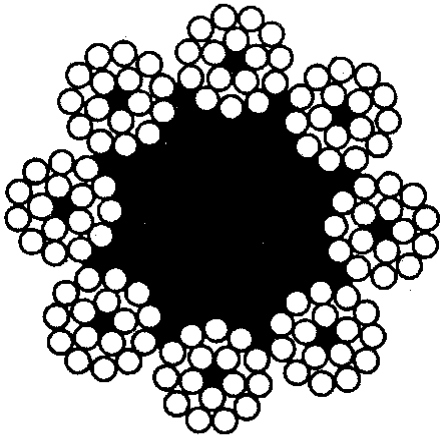


Рис. 3.7. Канат подвійного звивання

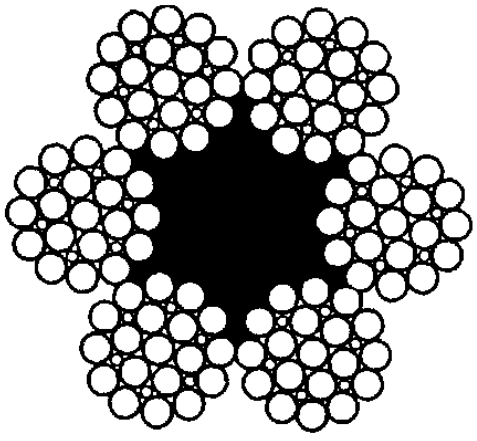


Рис. 3.8. Канат подвійного звивання

конструкції
8х16 (0+5+11) +9 о.о.

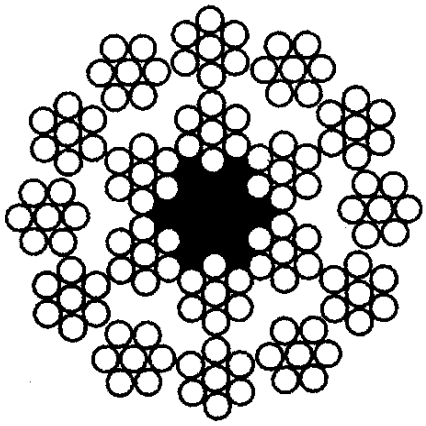


Рис. 3.9. Канат подвійного звивання конструкції
18х7 (1+6) +1 о.о.

конструкції
6х25 (1+6; 6+12) +1 о.о.

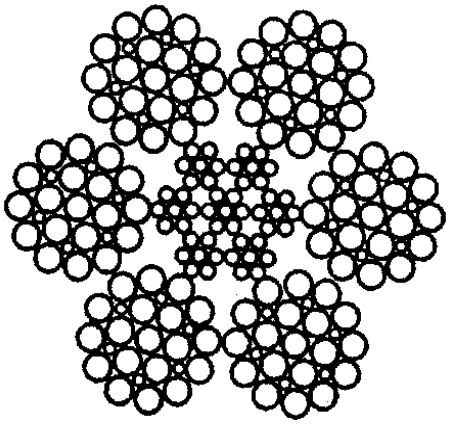


Рис. 3.10. Канат подвійного звивання конструкції
6х19 (1+6+6/6)+7х7 (1+6) о.о.

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:

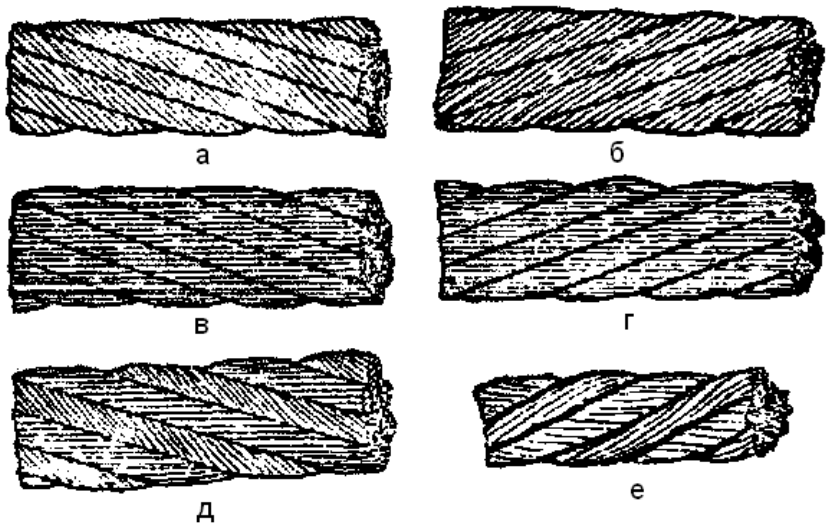
- для особливо жорстких агресивних умов роботи–**ОЖ**;

- 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 (наприлад, 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.



По поєднанню напрямків звивання елементів каната: хрестової; одно-сторонній–**О**; комбінованої–**К**. Якщо дротини в сталки і сталки в канат звиваються в одному і то-му ж напрямку, то такі канати називаються з од-ностороннім 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;

Рис. 3.11. Види звивання канатів

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 чи органічним волокнистим, 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.

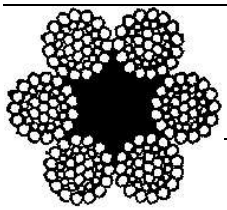
В вантажопідйомних машинах широко використовуються канати типу **ЛК-0**, що складаються з двох сталок з однаковим числом і однаковим діаметром дротин кожного шару, і канати типу **ЛК–Р**, звиті з комбінованих сталок, в яких зовнішні шари сталки складаються із шісти тонких, та шісти товстих дротин (тобто різного діаметра), які чергуючись, дозволяють більш заповнити простір між дротинами (див. рис. 3.11).

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.

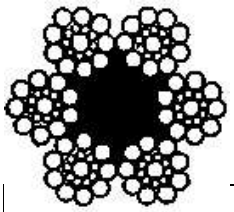
По виду захисного покриття: канати, що не мають антикорозійного покриття (основний вид канатів) та з покриттям, наприклад цинковим, алюмінієвим. В канатах, що працюють в агресивному середовищі, використовується дріт із нержавіючої сталі.

Канати типу ЛК мають кілька різновидів:



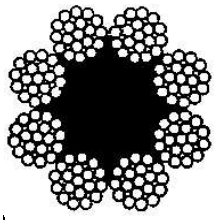
ТЛК–0 із точковим і лінійним дотиком дротів у сталках.
Канат подвійного звивання типу ТЛК−О конструкції 6×37(1+6+15+15) + 1о.с.

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	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



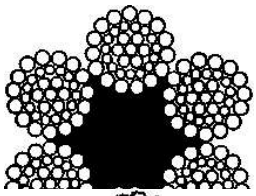
ЛК– 0-дроти окремих шарів сталки мають однаковий діаметр.
Канат подвійного звивання типу ЛК – О конструкції 6 × 19 (1+9+9) + 1о.с. *за ГОСТ 3077-80.*

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

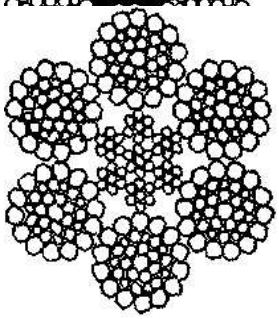


ЛК–3-між двома шарами дротів розміщаються заповнюючи дроти меншого діаметра.
Канат подвійного звивання типу ЛК-З
конструкції 6 × 25 (1+6; 6+12) +1о.с.

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.

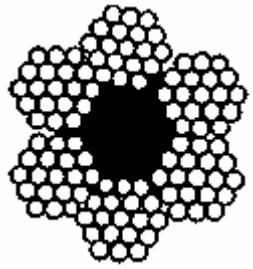


Канат подвійного звивання типу ЛК – РО конструкції 6 × 36 (1+7+7/7+14) + 7×7 (1+6). .

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

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 різ-них діаметрів.

Канат подвійно-го звивання типу ЛК – Р конструкції 6 × 19 (1+6+6/6) + 1о.с.

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.

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*.

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:

$$S \geq P K,$$

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.

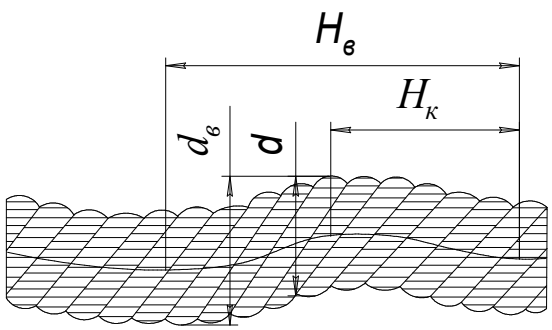


Рис. 3.12. Крок звивання канатів

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.

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.

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

Початковий	Конструкція канатів

коефіцієнт запасу міцності при встанов-леному Правилами [7] відношенні: $D_б/d_к$:	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:							
	хрес-това	одно-стор.	хрес-това	одно-стор.	хрес-това	одно-стор.	хрес-това	одно-стор.
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.

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 явля-ється канат 6·19=114.

Для знаходження ознак вибраковки, потрібно дані табл. 3.1 для каната 6х15=114 дротинз 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.

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).

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

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:

$F_{розр} = A_c \sigma_{в,}$

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.

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.

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 $F_{розр} = A_c\ \sigma_в$, Н				
Розривне зусилля за таблицями (стор. 24-26), Н				
Коефіцієнт використання міцності $К=F_{станд}/ F_{розр}$				

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.

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.

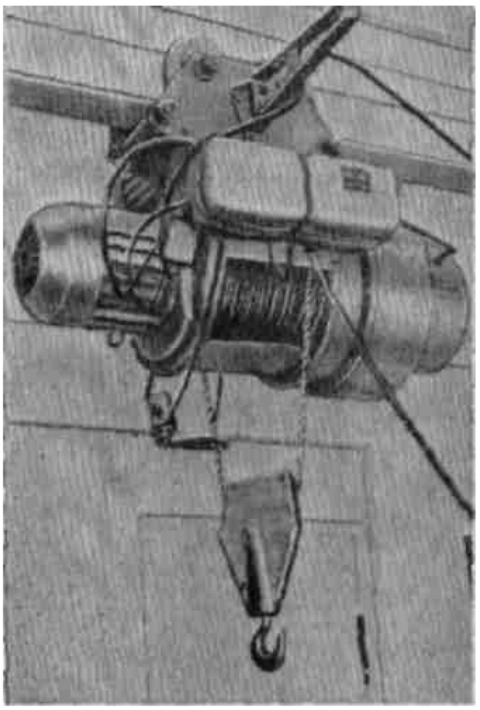


Рис. 3.13. Електричний тельфер

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.

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).

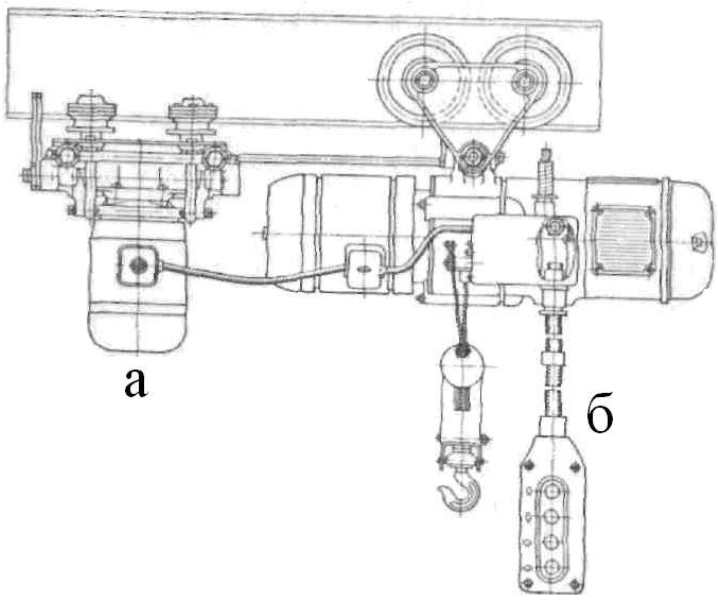


Рис. 3.14. Електрична таль з тягачом:
а – тягач; б – таль

Характеристика електричних талів серії ТЕ дана в табл. 3.4.

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.

Таблиця 3.4. Електричні талі серії ТЕ

Модель	Марка	Вантажопід-йомність, 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		8		2	195
V	ТЕ- 2,0	2,0	9,81			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	-

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 стрілочнго 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. 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.

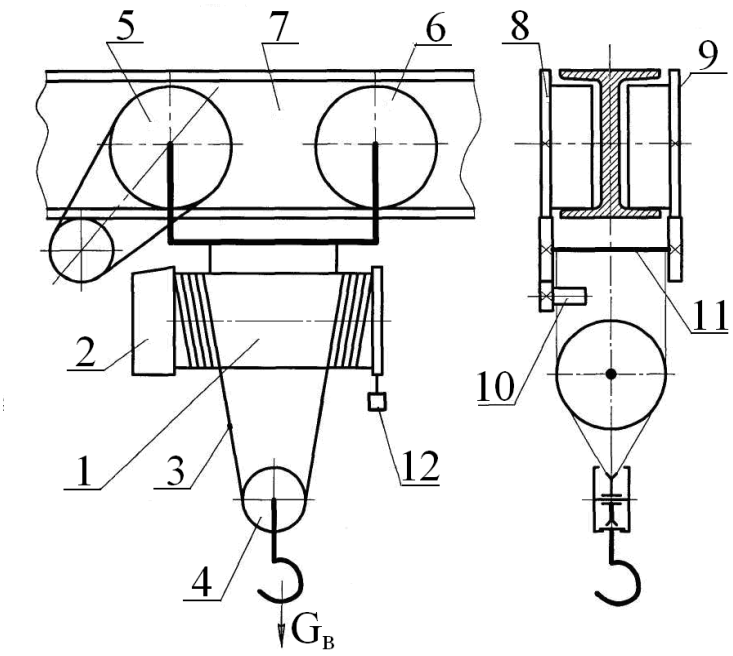
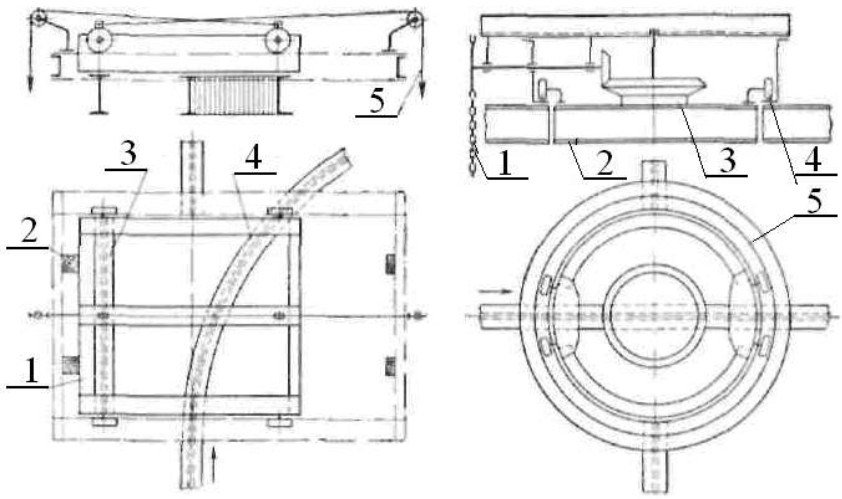


Рис. 3.15. Принципова схема талі з електроприводом: 1 – барабан з електродвигуном; 2 – редуктор; 3 – канат; 4 – крюкова підвіска; 5 – ведуче колесо; 6 – ведене колесо; 7 – траверса; 8 – редуктор лівий; 9 – редуктор правий; 10 – електродвигун; 11 – проміжний вал; 12 – пульт

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 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).



а б

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

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

$$T_Д = 9550\ P/n.$$

4.Визначити крутний момент на валу барабана

$$.T_в = T_д \eta_o u_o.$$

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 $K_к = F_{роз}/F$ порівняти з тим, що допускається (табл. 3.4).

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.

Таблиця 3.4. Журнал роботи

Вихідні дані	Позначення	Розмірність	Велич

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		
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	$T_д$	Нм	
Крутний момент на валу барабана	$T_б$	Нм	
Максимальне натягнення каната	F		
Коефіцієнт запасу міцності каната	$K_к$		

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 ΔT.

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 електро-

магнітом, чи електрогідравлічним штовхачем. На рис. 3.17 зображена схема гальма ТКТ. 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

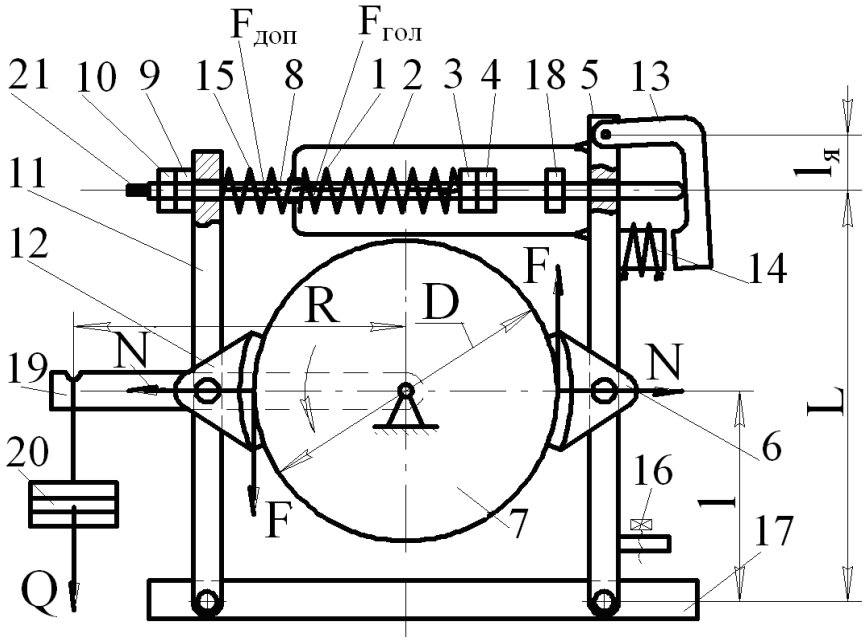


Рис. 3.17. Схема колодкового гальма

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

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

Необхідне зусилля головної пружини

$$F_{ãîë} = N\frac{l}{L} + F_{äîï} + \frac{T_{ÿ}}{l_{ÿ}}, \qquad (3.2)$$

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.

$$F_{гол} = (l_в - l_р)c. \qquad (3.3)$$

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

$$c = \frac{Gd^4}{8D_{ñåð}^3 n_{ðîá}} ,$$

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):

$$l_p = l_â - \left(\frac{Ò_Ò}{fD} \cdot \frac{1}{L} + F_{âñï} + \frac{Ò_ÿ}{l_ÿ}\right)\frac{1}{ñ} \text{ , мм} \qquad (3.4)$$

При відомій робочій довжині пружини:

$$T'_Ã = \left[(l_â - l'_p)c - F_{âñï} - \frac{Ò_ÿ}{l_ÿ}\right]\frac{f \cdot D \cdot L}{l} \text{ , Н/мм} \qquad (3.5)$$

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 вимірити 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 $l'_р$:

$$\Delta T = \frac{T_{Ã} - T'_{Ã}}{T_{Ã}} 100\% \ .$$

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.

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

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

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).

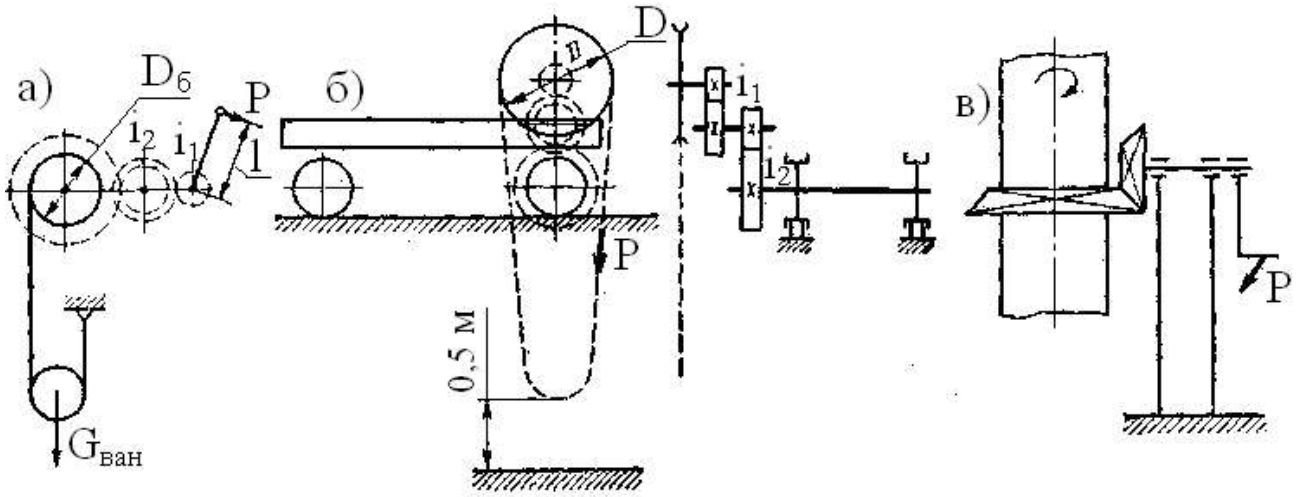


Рис. 3.18. Схеми механізмів з ручним приводом:
а – механізм підйому; б – механізм пересування; в – механізм повороту

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

$M_o = S\ D_б/2.$

Тут $D_б$ – діаметр барабана;

S – натягнення тягового органу на барабані.

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

$M_o = W\ D_{х.к}/2,$

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.

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

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.

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:

$$\upsilon_{\text{В}} = \frac{\text{m} \cdot \text{P} \cdot \upsilon_{\text{р}} \cdot \eta}{\text{G}_{\text{âàí}}},$$

де $\upsilon_{\text{р}}$ – 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 $G_{\text{ван}}$ на висоту h визначають з рівняння рівномірного руху:

$$\tau = \frac{\text{h}}{\upsilon_{\text{В}}} = \frac{\text{h} \cdot \text{G}_{\text{â}}}{\text{m} \cdot \text{P} \cdot \upsilon_{\text{р}} \cdot \eta}\cdot.$$

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 $u_{\text{п}}$.

6. Визначити загальний ККД механізму підйому:

$$\eta_{\text{î}} = \eta_{\text{ç.ï}} \cdot \eta_{\text{ï}} \cdot \eta_{\text{á}},,$$

де $\eta_{\text{з.п}}$ – ККД зубчастої передачі; $\eta_{\text{п}}$ – ККД поліспасту; $\eta_{\text{б}}$ – ККД барабана.

Кінематична схема шестерінчастої талі наведена на рис. 3.19.

7.Зусилля Р, що прикладене до тягового ланцюга:

$$\text{P} = \frac{\text{Q} \cdot \text{D}_{\text{á}} \cdot \text{g}}{2 \cdot \varphi \cdot \text{m} \cdot \text{R} \cdot \text{u}_{\text{ï}} \cdot \text{k} \cdot \eta_{\text{o}}},$$

де Q – маса вантажу, що піднімається, кг;

$D_{\text{б}}$ – діаметр барабана, м;

g – прискорення сили тяжіння, м/с^2;

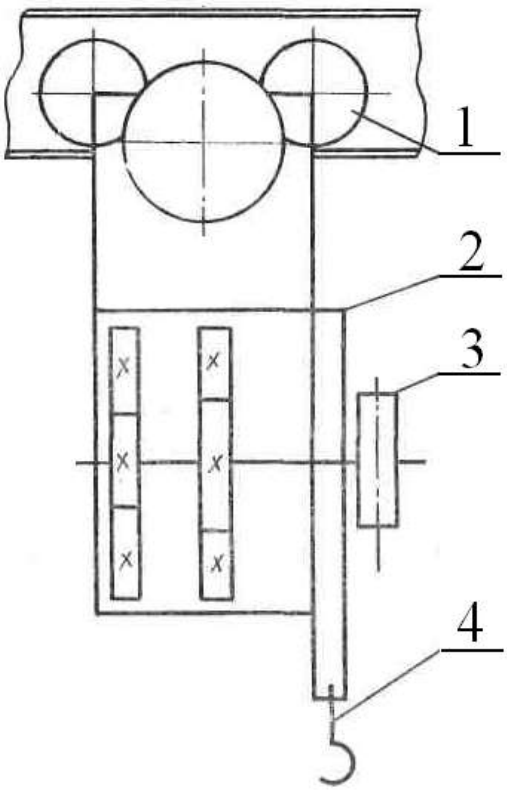


Рис. 3.19. Кінематична схема шестерінчастої талі:
1– механізм пересування;
2 – редуктор; 3– механізм підйому; 4 – гак.

φ – коефіцієнт, що враховує неоднорід-ність 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 P не повинно перевищувати допустимих значень, при приводі тяговим ланцюгом через тягове колесо (300-400) Н при тривалості роботи не більше 5 хв.

8. Визначити швидкість підйому вантажу:

$$\upsilon_{â} = \omega_{ð} \cdot D_{á} /(2 \cdot R \cdot u_{ï} \cdot m).$$

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

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

$$F_{ìàêñ} = \frac{g \cdot Q}{m \cdot \eta_{ï}}.$$

10. Визначити руйнівне зусилля ланцюга і вибрати ланцюг (табл. 3.7).

$$F_{розр} = F_{max}\, k_{зм},$$

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

11. Визначити фактичний коефіцієнт запасу міцності:

$$k_{ф.зм} = F_{факт.розр}/F_{макс}.$$

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

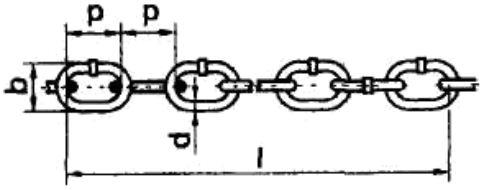
стан мастильних пристосувань і сальників;

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

Таблиця 3.7. Ланцюги кругло ланкові вантажні і тягові

Ланцюги круглоланкові вантажні і тягові виготовляються наступних типів: А - коротколанкові; У - довголанкові. Для вказаних типів ланцюгів встановлю-ються два виконання:

1 - що калібруються; 2 - що не калібру-ються.



Калібр ланцюга, d		Крок ланцюга, p		Ширина ланцюга, b		Граничні відхили довжини ділянки ланцюга l=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		36	± 1,1		23	46	2,70
13		36	± 1,0	44 (43)	± 1,3		33	66	3,80
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.

Тип А. Виконання 1. Калібр 10 мм. Крок, 28 мм.

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	$K_{ф.зм}$		

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?

Практична робота № 5. Визначення коефіцієнта запасу гальмування гальма електролебідки

Послідовність виконання роботи

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

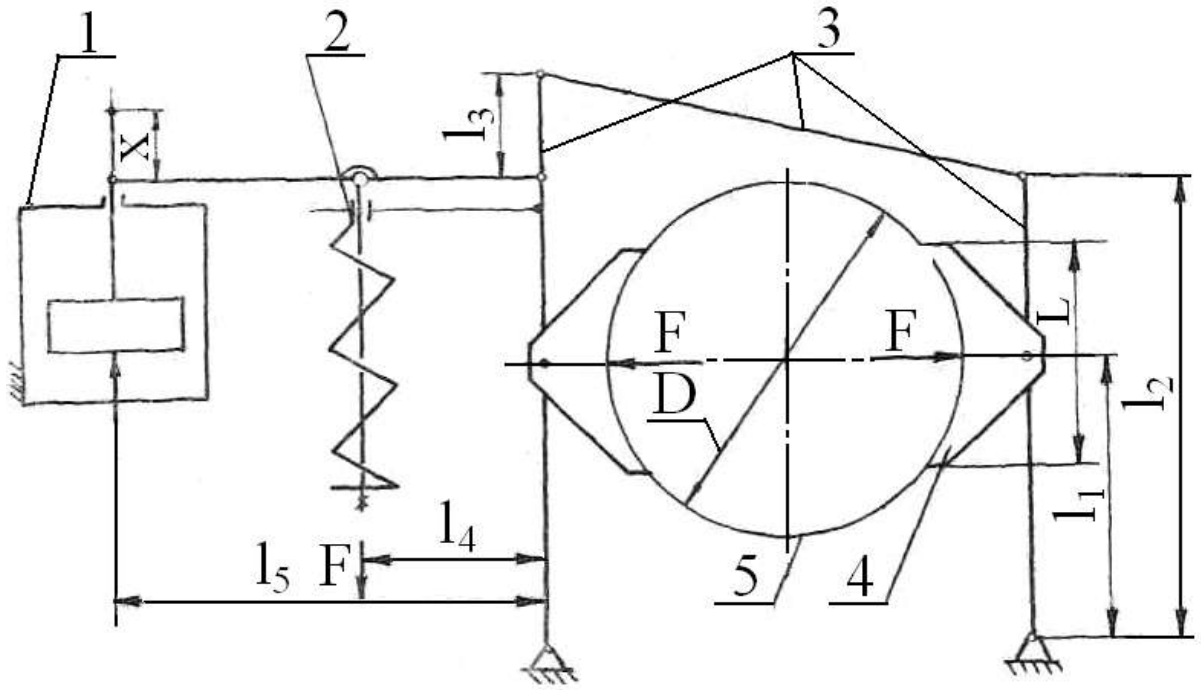


Рис. 3.20. Схема гальма: 1– гідроштовхач;
2 – пружина робоча; 3 – механізм шарнірно-важільний;
4 – колодка; 5 – шків гальмівний

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

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

$T_д$ =9550 P/n,

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

4. Визначити момент на валу барабана лебідки

$T_б$ = 9550 D u η/n.

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

$T_г = T_б/u$

6. Визначити зусилля на колодках гальма

$F_г = T_г/Df.$

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

$F_{пр}= F_г u_р/ \eta_р..$

Тут $u_р$ – передавальне число системи важеля гальма; $\eta_р$ – ККД системи важеля, $\eta_р$ =0,95.

8. Визначити максимальне зусилля пружини гальма

$F_{макс}= F_ш i \eta_р,$

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).

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 відповідають 1, 2 і 3 (Al, A2 і A3) групи режиму роботи механізмів, середньому-четверта (А4).

Висновок:

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	

Продовження табл. 3.8

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	$K_г$		

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

$$T_c = \frac{\left(kG_Д D_Д^2 + G_ß D_ß^2\right)n}{g \cdot 375 \cdot t_â},$$

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.

3. Визначити момент, що розвивається гальмом

$$T_T = \frac{\left(k \cdot G_Д \cdot D_Д^2 + G_ß \cdot D_ß^2\right)n}{g \cdot 375 \cdot t_Ò} - Ò_ñ.$$

Тут $t_т$ – час гальмування, с.

4. Визначити зусилля пружини гальма

$$F_Ï = \frac{\lambda \cdot G_Ï \cdot d^4}{8 \cdot 375 \cdot t_T}.$$

Тут λ – деформація пружини, мм;

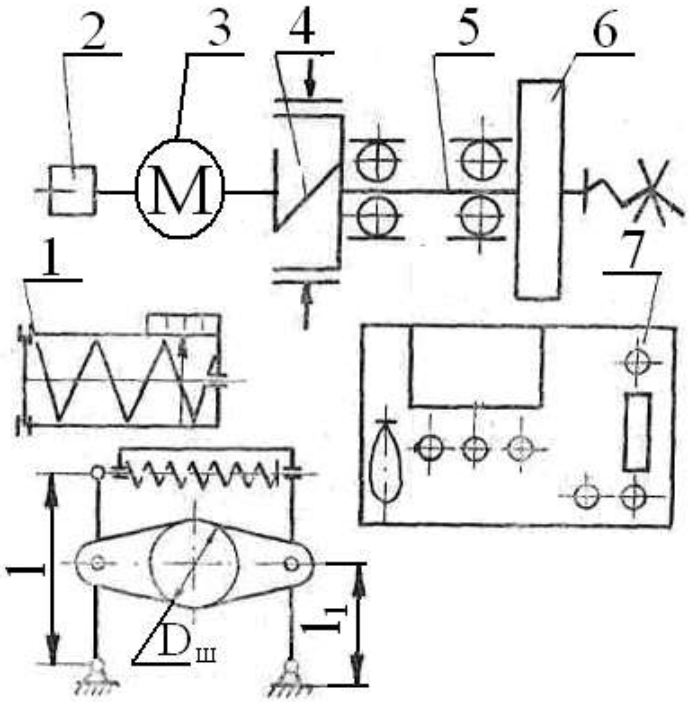


Рис. 3.21. Схема гальмівної установки ДМ-38М: 1–гальмо; 2–електродатчики; 3–електродвигун; 4–гальмо колодка; 5–вал з опорами; 6 –диск навантажен-ня; 7– панель управління

$G_п$ – 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

$F_к = F_п u$,

де u – відношення плечей важе-лів гальма, $u = l/l_1$.

6. Визначити розрахунковий гальмівний момент (табл. 3.9)

$T_р = F_K \cdot f \cdot D_ø$.

Тут f – коефіцієнт тертя колодок;

$D_ш$ – діаметр гальмівного шківа, 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.

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	

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; $\eta_п = \eta^n$ – 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.

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.

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

Таблиця 3.11. Канат подвійного звивання типу ТК конструкції 6х19 (1 + 6+12) + 1о.с.

Діаметр, мм			Площа перерізу 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	–

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 3.12. Канат подвійного звивання типу ТК конструкції 6х37 (1+6+12+18)+1о.с.

Діаметр, мм каната	дротів: центральних (6 дротів)	дротів: у шарах (216)	Площа перерізу дротів, мм^2	Розрахункова маса 1 м змащеного каната, кг	Маркувальна група по тимчасовому опору розриву, 1400	1600	1700	1800	2000	2200
					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	–

Приклад 1. Підібрати канат для підйому вантажу масою 15 т стріловидним краном на висоту 20 м. Схема запасовування каната приведена на рис. 3.22, а, г. Середній режим роботи ПВ = 25%. Довжина стріли 25 м, лебідка встановлена біля основи стріли.

Розв'язування. Вага вантажу, що піднімається

$Q = mg = 15 \cdot 9{,}81 = 147$ 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 $S_р = 5{,}5 \cdot 34{,}2 = 188$ кН. Підбираємо канат хрестового правого звивання ТК 6×19, допустиме розривне зусилля якого $S_р = 187$ 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.

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

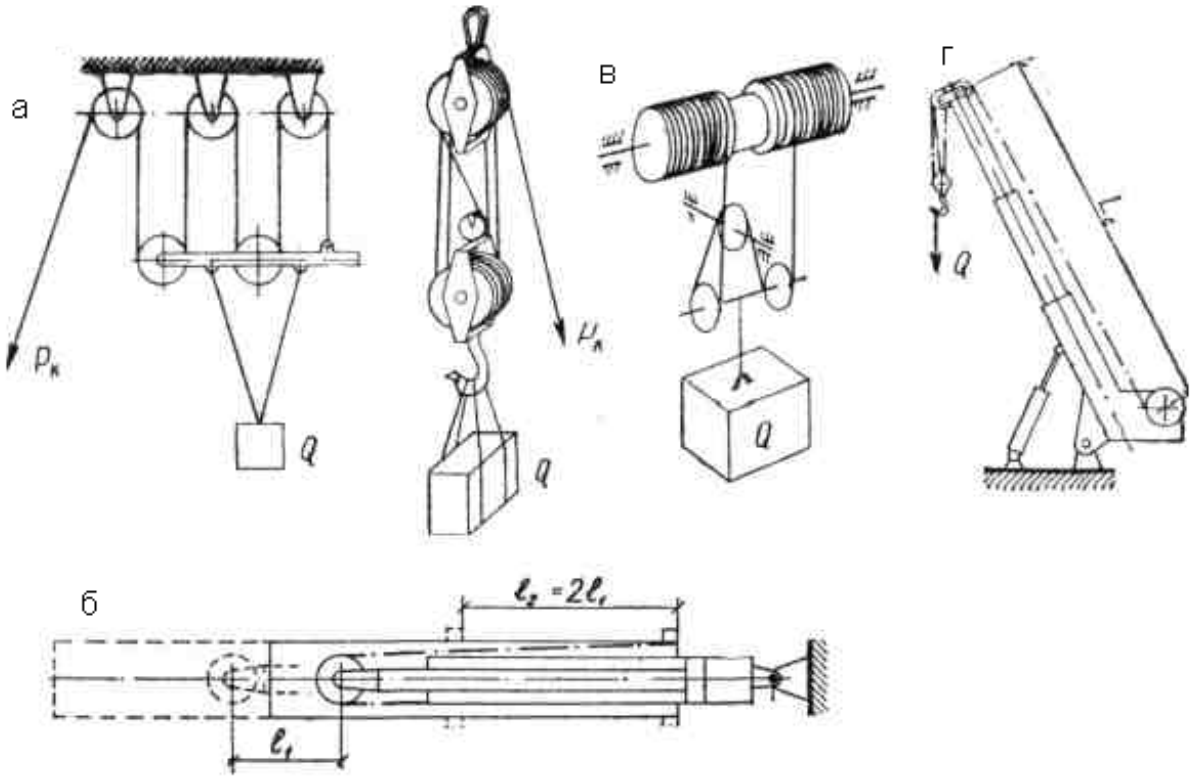


Рис. 3.22. Схеми поліспастів:
а – п’ятикратний для переваги в силі; б – двократний для переваги в швидкості; в – здвоєний двократний для переваги в силі; г – схема закріплення поліспасту на крані; l_1 – переміщення штока гідроциліндра; l_2 – шлях, пройдений зміщуваним елементом

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 H= 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:

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

Допустиме розривне зусилля в канаті $S_р$ = 5,5·25,3 = 139 кН. 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: $D_б \geq 25d_к$ =25·18=450 мм. Приймаємо $D_б$ = 500 мм.

Довжина каната:

$L_к$=2(Hi$_п$+(2…3)π$D_б$)=2(12·2+(2…3)×3,14·0,5) = 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. 3.13).

Робочу довжину барабана при багатошаровому навиванню визначають за формулою:

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

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.

Довжину барабана при одношаровому навиванні визначають за формулою:

$$L_б = L_к t / \left[\pi \left(D_б + d_к\right)\right].$$

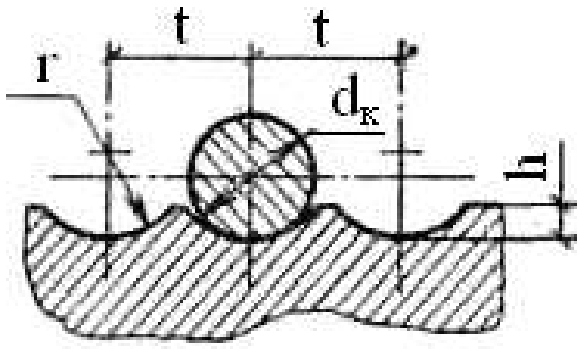


Рис. 3.23. Профіль канавок на барабані

При визначенні повної довжини барабана враховують товщину бортів, місце для закріплення каната (рис. 3.24, а), а на барабанах з двостороннім навиванням канатів (рис. 3.24, б) 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 ≈ 2$d_к$ (рис. 3.24, а).

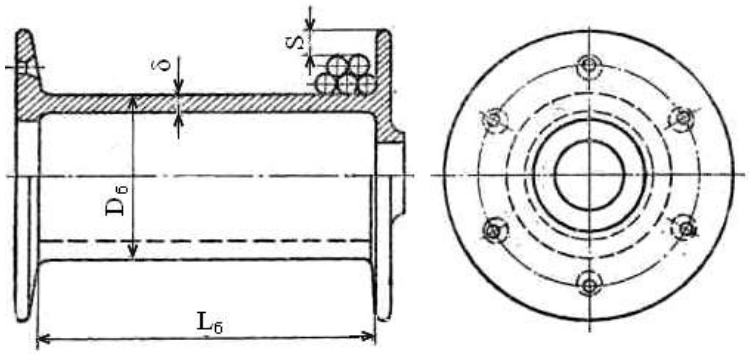
Товщина стінок барабана

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

де [$σ_{ст}$] – допустима напруга на стискання для матеріалу барабана (для чавуну СЧ 15-32 [$σ_{ст}$]=80 МПа, для сталевого литва 25Л [$σ_{ст}$]=100 МПа, для сталей Ст3 і Ст5 при зварній конструкції барабана [$σ_{ст}$]=110МПа).

Таблиця 3.13. Розміри профілю канавок на барабанах, мм

$d_к$	r	h	t
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



а) гладкий барабан для багатошарового навивання канату;



б) барабан з двохстороннім навиванням канату

Рис. 3.24. Конструкції барабанів

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.

Приклад 3. Визначити основні розміри бара бана лебідки. Барабан чавунний з канавками. Зусилля в канаті 40 кН. Режим роботи середній, ПВ=25%. Канатомісткість рабана 200 м.

Розв'язування. Підбираємо канат по розривному зусиллю: $S_р = 40 \cdot 5{,}5 = 220$ кН.

За $S_р$=229 кН; маркувальна група по тимчасовому опору розриву 1600 МПа; діаметр каната 22,5 мм.

Приклад 3. Визначити основні розміри барабана лебідки. Барабан чавунний з канавками. усилля в канаті 40 кН. Режим роботи середній, ПВ=25%. Канатомісткість барабана 200 м.

Розв'язування. Підбираємо канат по розривному зусиллю:

$S_р$ = 40 5,5 = 220 кН. За $S_р$=229 кН; маркувальна група по тимчасовому опору розриву 1600 МПа; діаметр каната 22,5 мм. По табл. 5 знаходимо, що: $D_б \geq 18d_к = 18 \cdot 22{,}5 = 360$ мм. Приймаємо $D_б$ = 360 мм.

Робоча довжина барабана при чотиришаровому навиванню каната обчислюється за формулою:

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

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:

$\delta \geq 0,02D_б + (0,6…1,0)=0,02 \cdot 36+(0,6…1,0) = (13,2…17,2)$ мм.

Приймаємо δ = 20 мм.

Початкові дані до прикладу

Номер завдання	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

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.

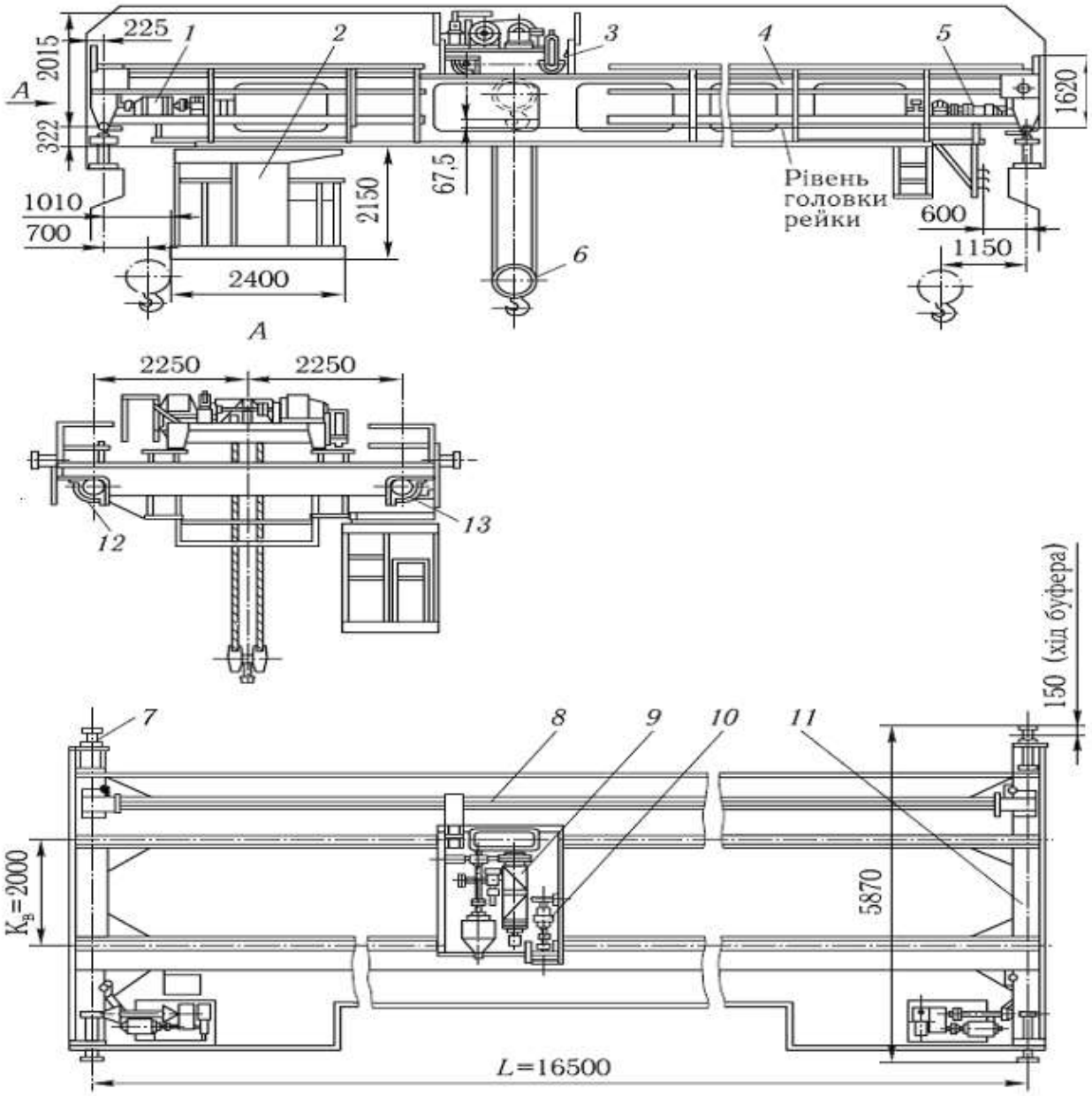


Рис. 3.25. Схема мостового крана загального призначення

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.

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:

$$t_ц = t_р + t_х.$$

Тут $t_р$ – 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:

$$t_х = t_г + t_{р.бв} + t_{оп.г}.$$

Тут $t_з$ – 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:

$$n_ö = 3600/t_ö..$$

4. Заміри тривалості окремих операцій здійснюється за допомогою секун-доміра 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:

$Q = n_ц m_в$,

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 транспортуван-ня вантажів, які перевищують номінальну вантажопідйомність крана. При експлу-атації 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 відхилом 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 знеструмити 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) 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 І 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.

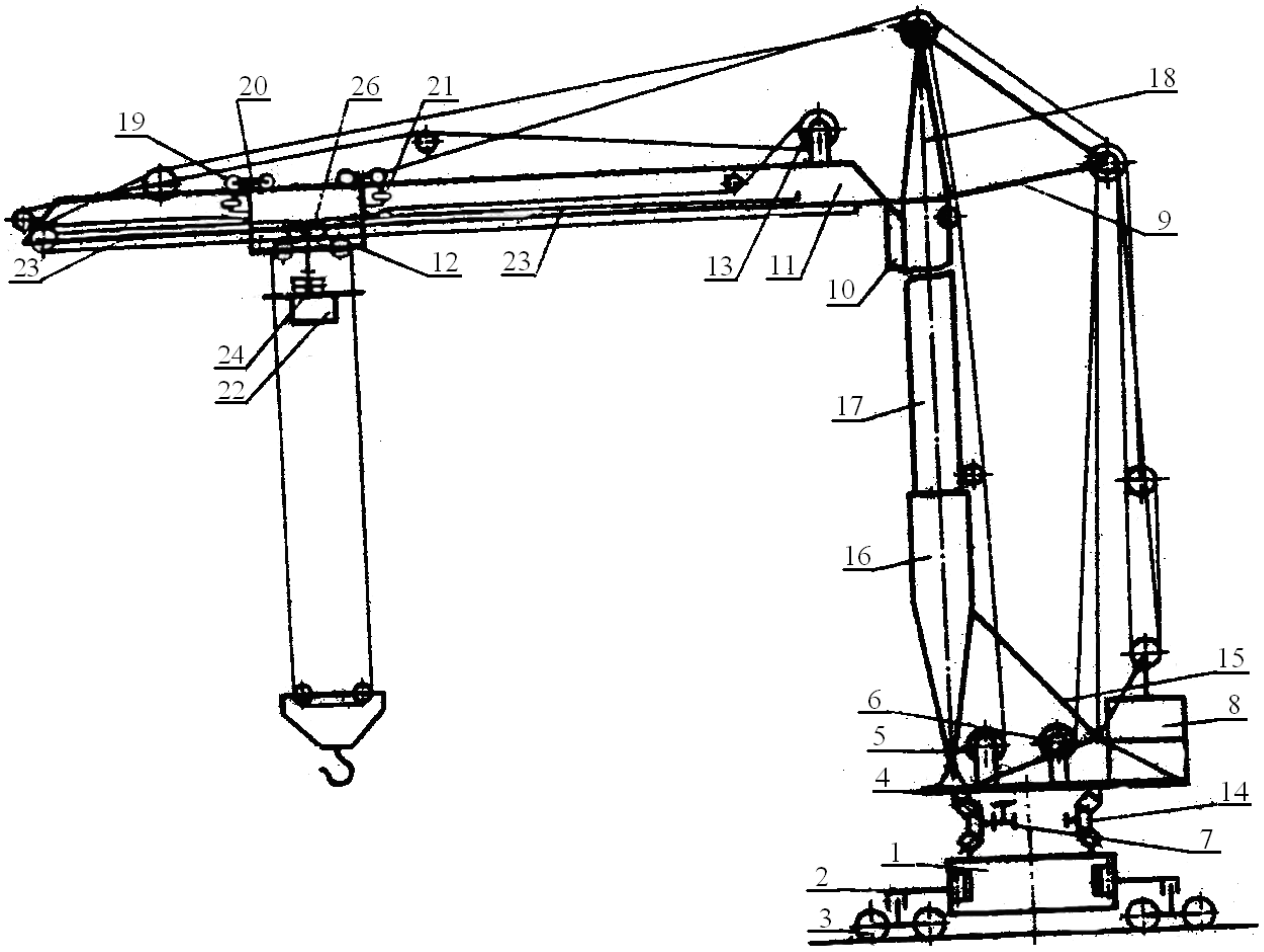


Рис. 3.26. Загальний вигляд крану

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.

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 звар-ною 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 (рис. 3.27) складається 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.

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 расчала 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.

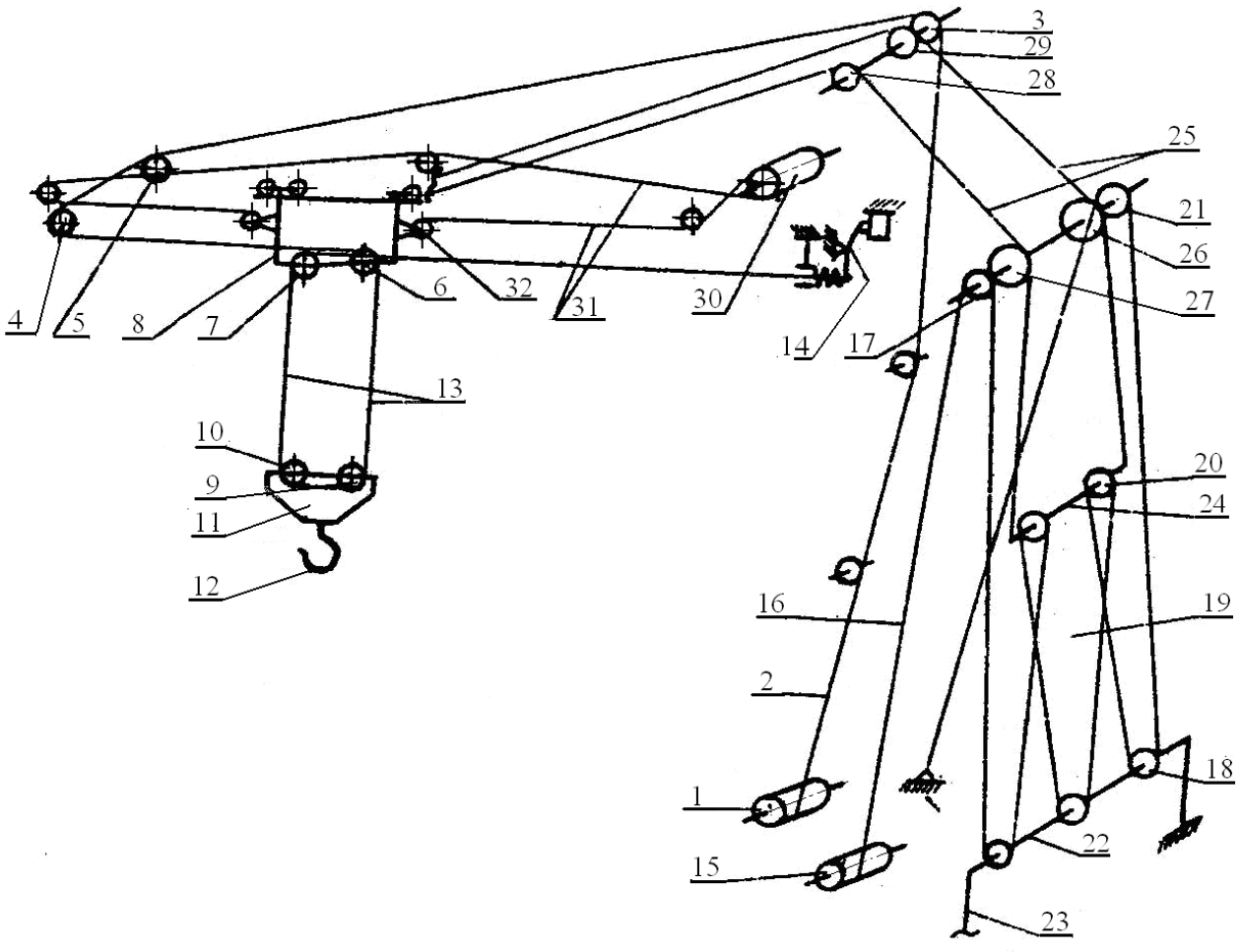


Рис. 3.27. Схема запасування канатів

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).

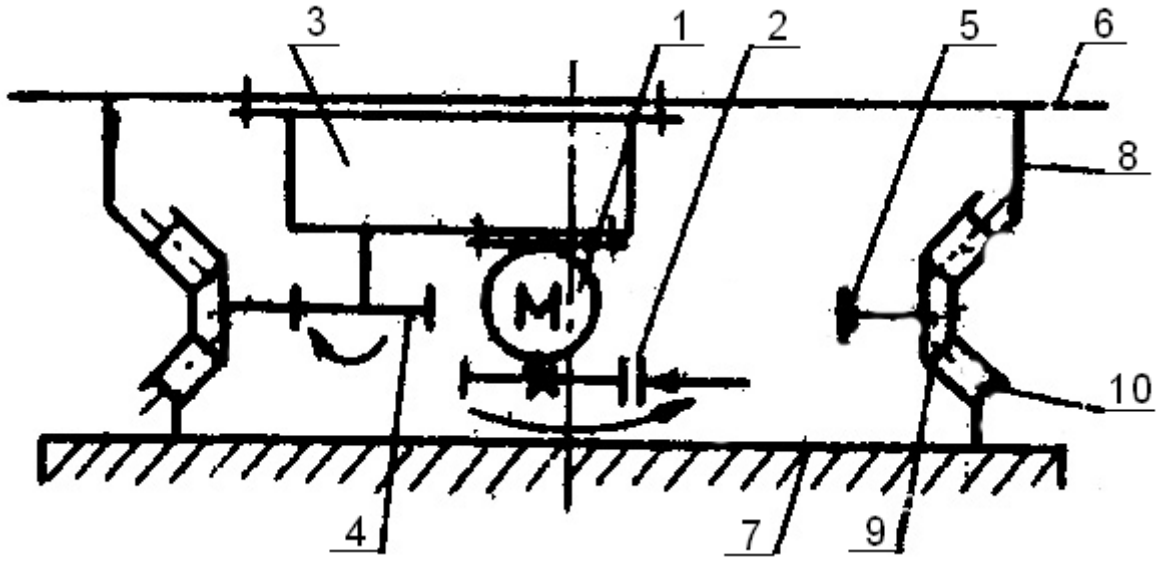


Рис. 3.28. Схема пристрою для обертання поворотної платформи

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. 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 І 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 зовніш-ньою обоймою 8, що перекочується на роликах по внутрішній нерухомій обоймі 9. При включеному електродвигуні І через редуктор 3 приводиться в обертання шестірня 4, яка, обкатуючись по зубах вінця 5, здійснює плане-тарний 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.

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

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.

1. Сумарний час робочого циклу крану:

$$T_Ц = t_M + t_P,$$

де t_M – машиний час;

$t_р$ – час ручних операцій.

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

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

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.: $t_в = H'/\upsilon_1 + H''/\upsilon_2$.

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.: $t_{пов} = 2\alpha/(360 \cdot n)$, де α - кут повороту в один бік, град;

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

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

$\upsilon_п$ – швидкість пересування крану, м/хв.

Коефіцієнт використання крану по вантажопідйомності:

$$k_г = Q_{нав.зв} / Q_{ном} ,$$

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

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.;

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

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 неробо-чому стані;

визначення коефіцієнта власної стійкості;

-визначення продуктивності крану;

-визначення зусиль, діючих на елементи крану.

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

Визначення зусиль, які діють на елементи баштового крана.

Опорні реакції в шарнірі кріплення стріли X, Y (рис. 3.28, а) і зусилля в стрілопо-дібному 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 поліс-паст (рис. 3.28, б), нерухомі блоки якого закріплюють на поворотній платформі крану.

При визначенні навантажень, діючих на елементи крану, можна вважати на-тягнення канатів незмінними. При визначенні зусиль в канатах, що навиваються на барабани лебідок, слід врахувати опори, що вик-ликаються перегинами канатів і в підшипниках бло-ків.

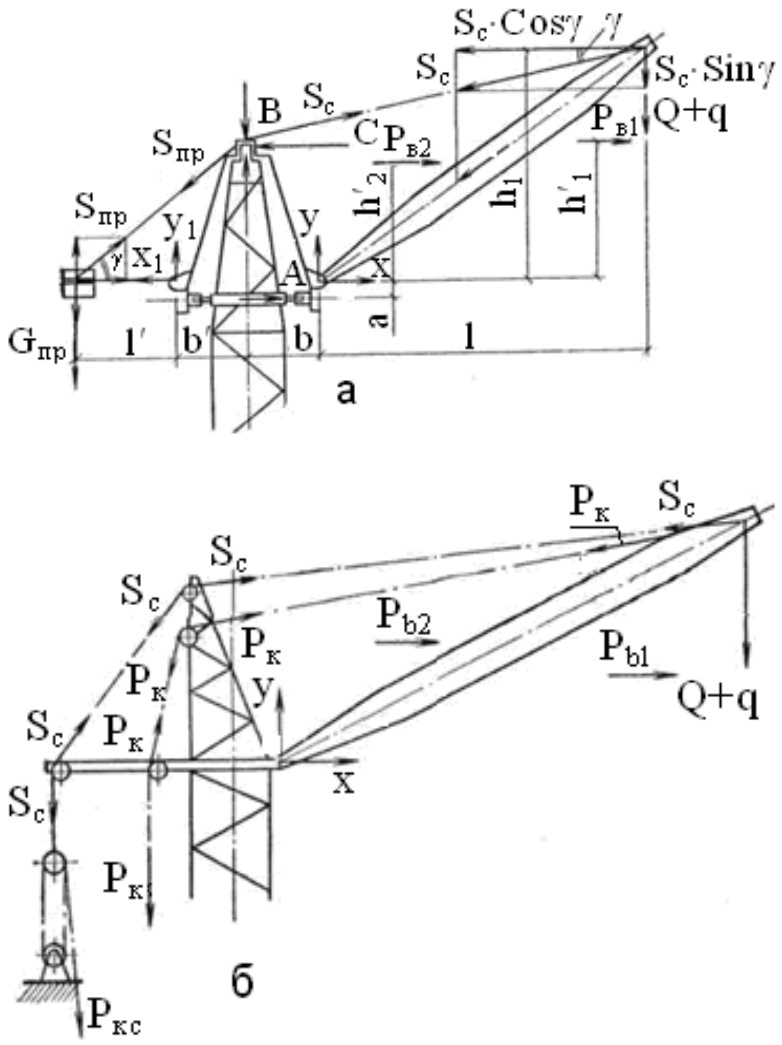


Рис. 3.28 . Схеми до визначення зусиль в елементах баштового крану: а – з поворотною голівкою; б – з поворотною вежею

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 зусил-ля в стрілоподібному відді-лі S_C знаходять рішенням рівнянь $\Sigma M=0$; $\Sigma X = 0$; $\Sigma Y = 0$.

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:

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

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

Опорні реакції:

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

При другому положенні стріли:

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

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

Для подальших розрахунків приймають найбільше значення.

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.

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:

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

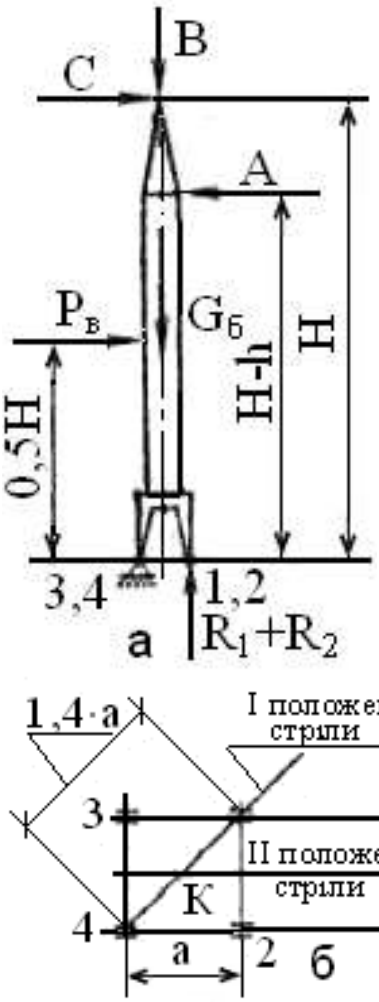


Рис. 3.29. Схема до визначення тиску на котки: а – схема дії внутрішніх сил; б – схема розміщення стріли

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

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:

$t_м = t_в + t_{пов} + t_п = 1,25 + 0,95 + 1,55 = 3,85$ 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/см.

Приклад 2. Визначити швидкості основних робочих рухів баштового крану, кінематичні схеми механізмів якого зображені на рис. 3.26. 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 значень 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: $n_{б1} = \frac{n_{ДВ1}}{U_{р1}} = \frac{970}{34,4} = 28,3$ 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:

$$U_{р2} = \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_8}{z_7} = \frac{86}{13} \cdot \frac{86}{14} = 40,7.$$

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.

Опис машини. Стріловий самохідний повноповоротний кран на спеціальному шасі автомобільного типу КШТ-50.01 (рис. 3.30), призначений для виконання будівельно-монтажних, вантажний-розвантажувальних, аварійно-відновних робіт на розосереджених об'єктах.

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.

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.

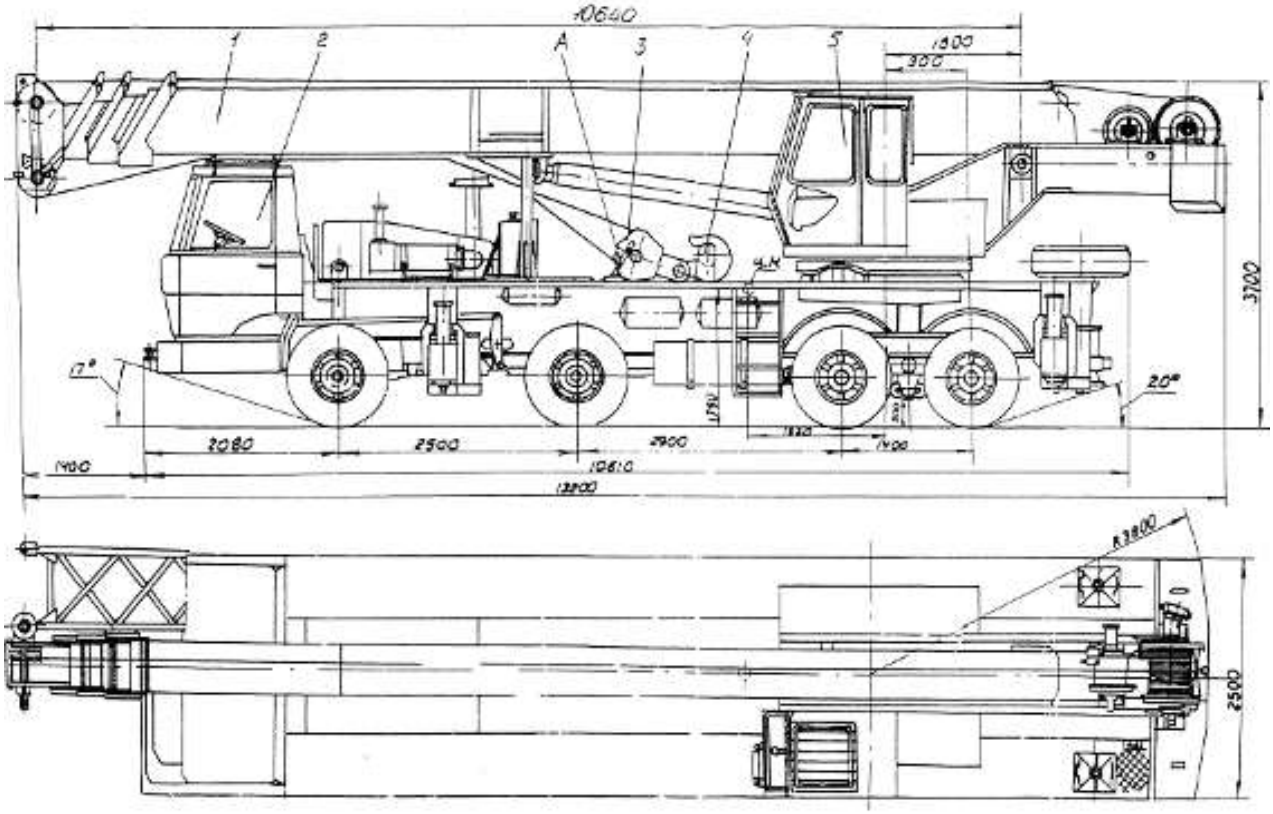


Рис. 3.30. Загальний вигляд крану КШТ- 50.01 в транспортному положенні: 1– стріла; 2–ходова частина; 3–підвіска крюка 50т; 4–шкворень; 5– платформа поворотна; 6–змінне стрілове устаткування (на рисунку показана частина подовжувача стріли)

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	

Продовження табл. 3.18

1	2
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, кНм	986,3
Перевертаючий момент із стрілою 10,6 м, кНм	797,9
Маса крана в заправленому стані, т	39,6
Габаритні розміри крану в транспортному положенні, м	13,2 х 2,5 х 3,7
Радіус описуваний поворотною частиною, м	3,8
Витрата дизельного палива: при пересуванні на 100 км, л при роботі крану в годину, л	 70,0 12,5
Гідроустаткування: робочий тиск, МПа питома витрата робочої рідини, л/мотогодину	20 0,5

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-х вісне 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.

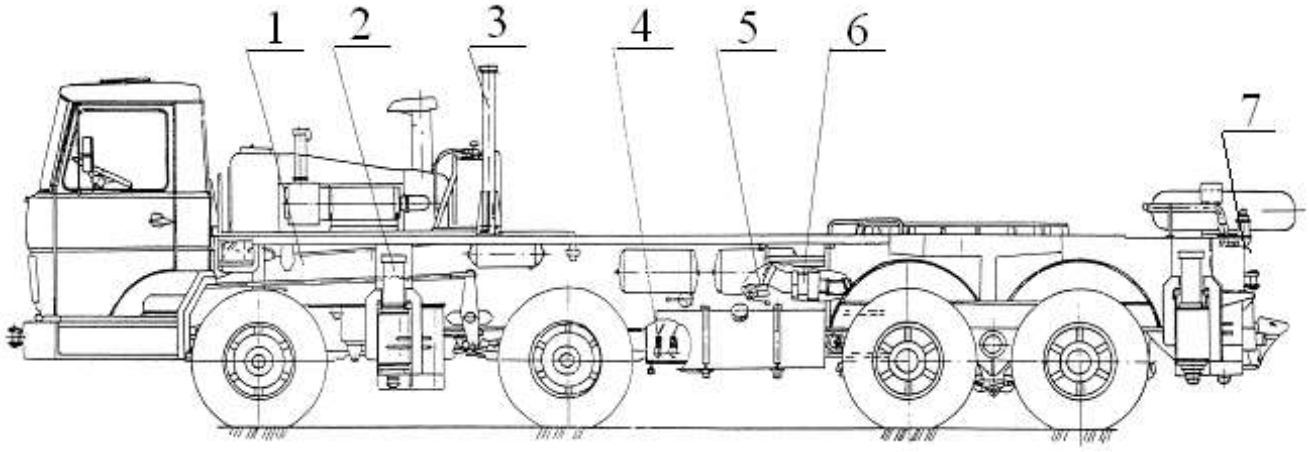


Рис. 3.31. Ходова частина:
1 – шасі 6923-0000010; 2 – опори виносні; 3 – стійка підтримувальна;
4 – гідроустаткування; 5 –- вал карданний приводу установки;
6 – редуктор; 7 – гідророзподільник виносних опор

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.

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.

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).

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.

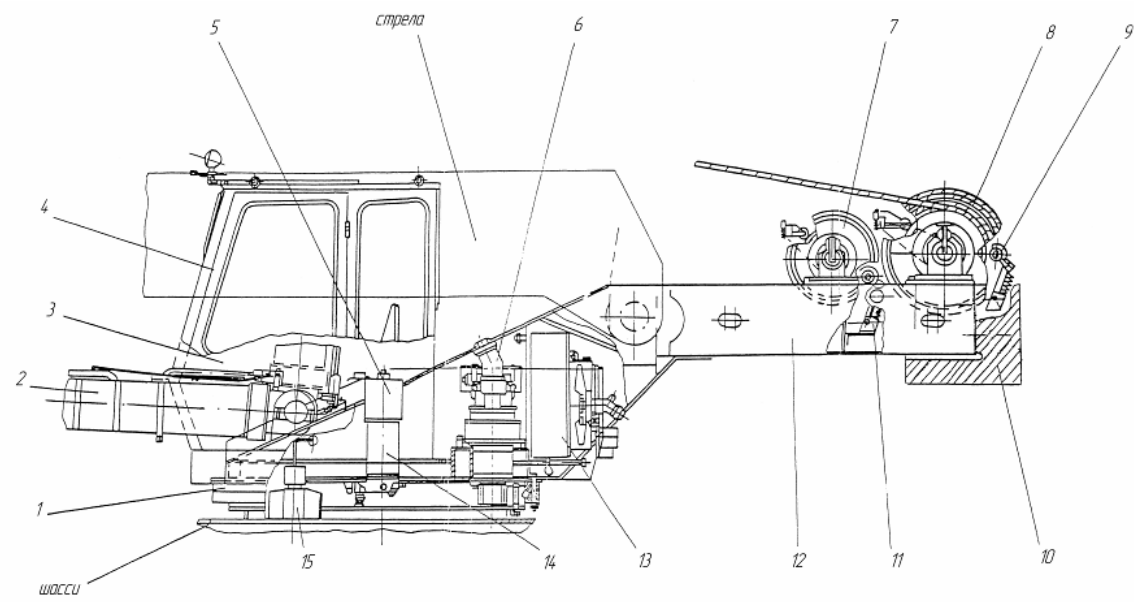


Рис.3.32. Платформа поворотна загальний вигляд:
1 – опорно-поворотний пристрій; 2 – гідроциліндр підйому стріли; 3 – пост управління; 4 – кабіна; 5 – струмоприймач кільцевий; 6 – механізм повороту; 7 – лебідка допоміжна; 8 – лебідка основна; 9, 11 – ролики притискні; 10 – противага; 12 – рама поворотна;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

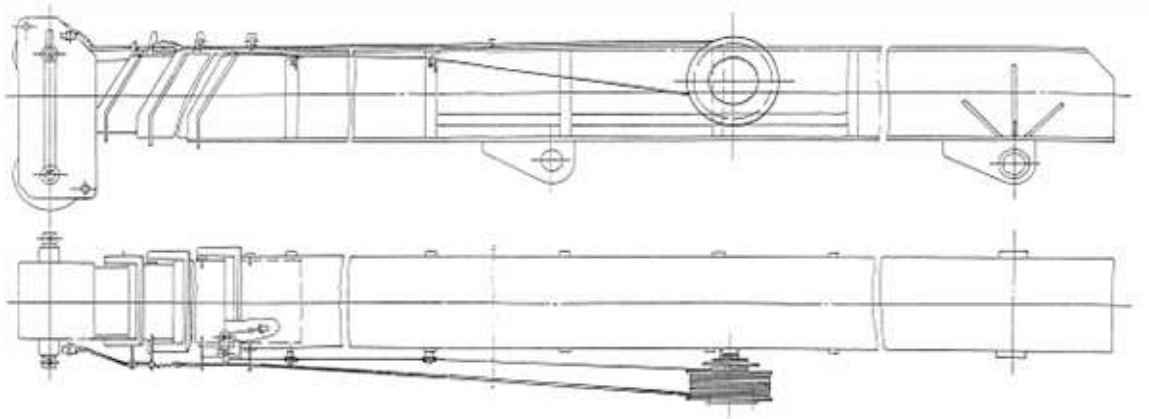


Рис. 3.33. Стріла телескопічна

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.

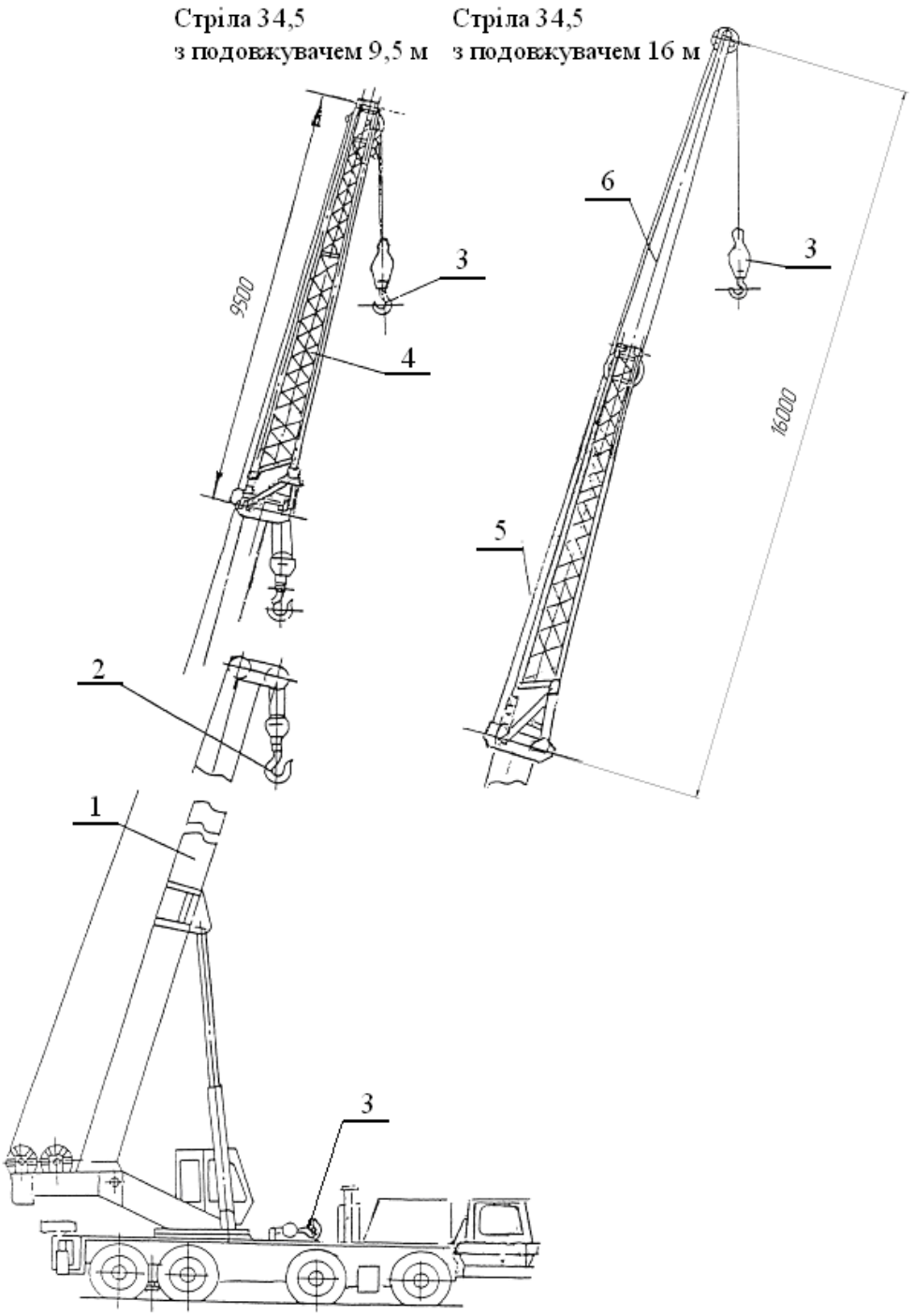


Рис. 3.34. Змінне стрілове устаткування : 1 – стріла; 2 – підвіска крюка вантажопідйомністю 50 т; 3 – підвіска крюка вантажопідйомністю 6,3 т; 4 – подовжувач 9,5 м; 5 – трос; 6 – подовжувач 16 м

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.

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.

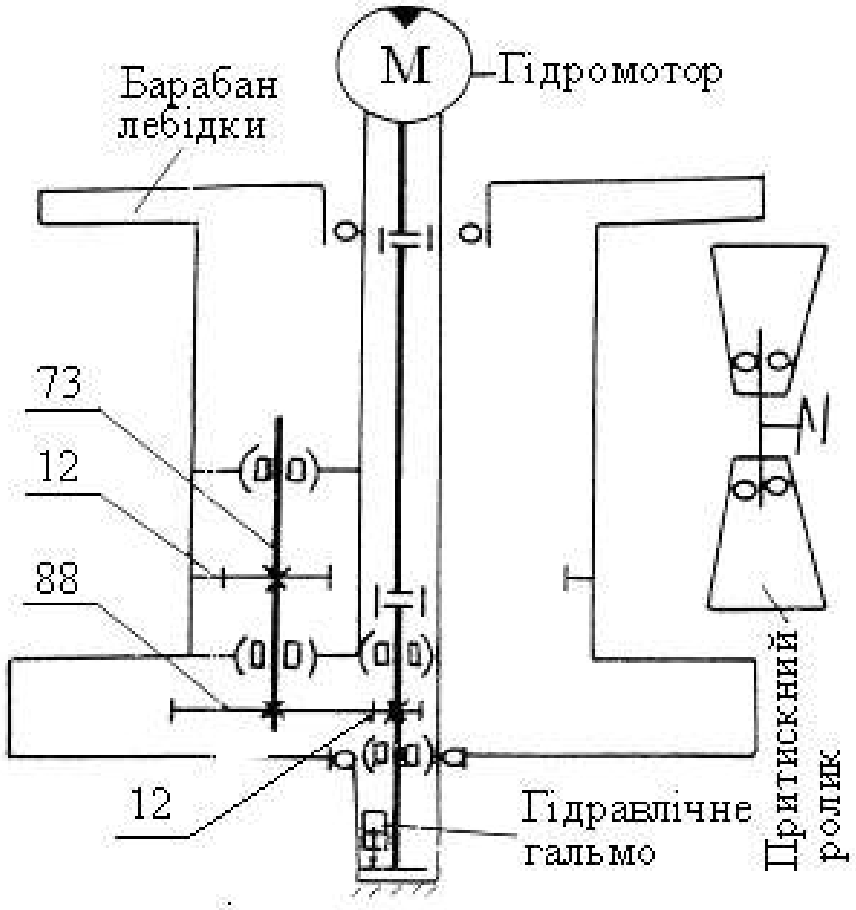


Рис. 3.35. Кінематична схема приводу головний лебідки

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.

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

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

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

де $D_{бар}$ – діаметр барабана; m – число намотуваних гілок каната, m = 1;
$u_р$ – передаточне число приводу барабана;

$\eta_{мех}$ – ККД передачі приводу барабана,

$$\eta_{мех} = \eta^2_{з.п.}\eta^2_{муфт}\eta^4_{п.у.}\eta_{бараб} = 0,98^2 \cdot 0,98^2 \cdot 0,99^4 \cdot 0,98 = 0,82.$$

Середній пусковий момент $М_{п.сер} = М_с + М_{ін.вр} + М_{ін.гр}$,

де $М_{ін.вр}$ – момент інерції частин барабана, що обертаються

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

$М_{ін.гр}$ – момент інерції маси вантажу приведений до вала двигуна.

Момент інерції барабана:

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

Загальний ККД підйомного механізму:

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

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

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

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

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

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

Потужність двигуна при підйомі вантажу з постійною номінальною швидкістю:

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

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?

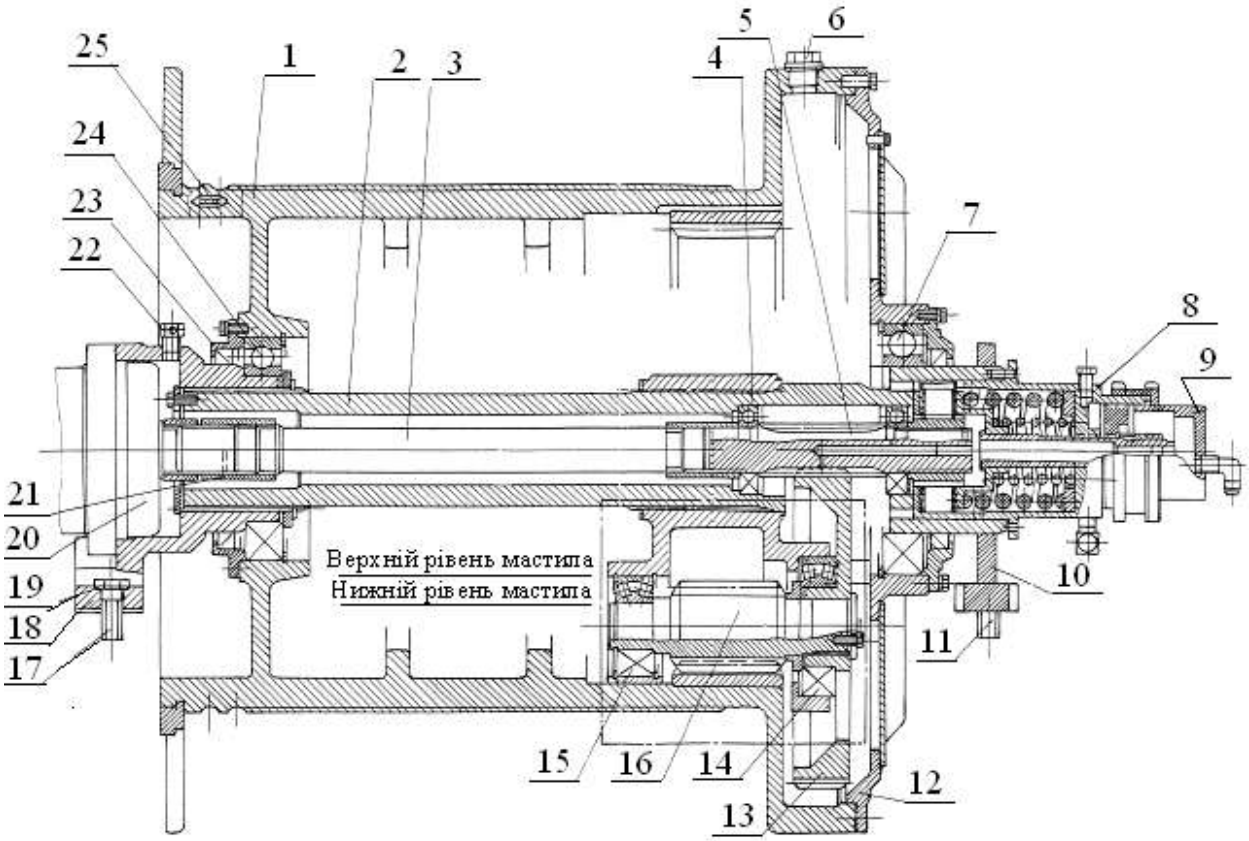


Рис. 3.36. Привід барабана головної лебідки:
1 – барабан; 2 – основа; 3 – вал; 4 – вальниця; 5 – вал-шестірня;
6 – пробка; 7 – вальниця; 8 – корпус; 9 – гальмо; 10 – опора;
11, 17 – болт; 12 – кришка; 13 – колесо зубчасте; 14 – вальниця;
15 – вал; 16 – вальниця; 18 – опора; 19 – шайба; 20 – гідромотор;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

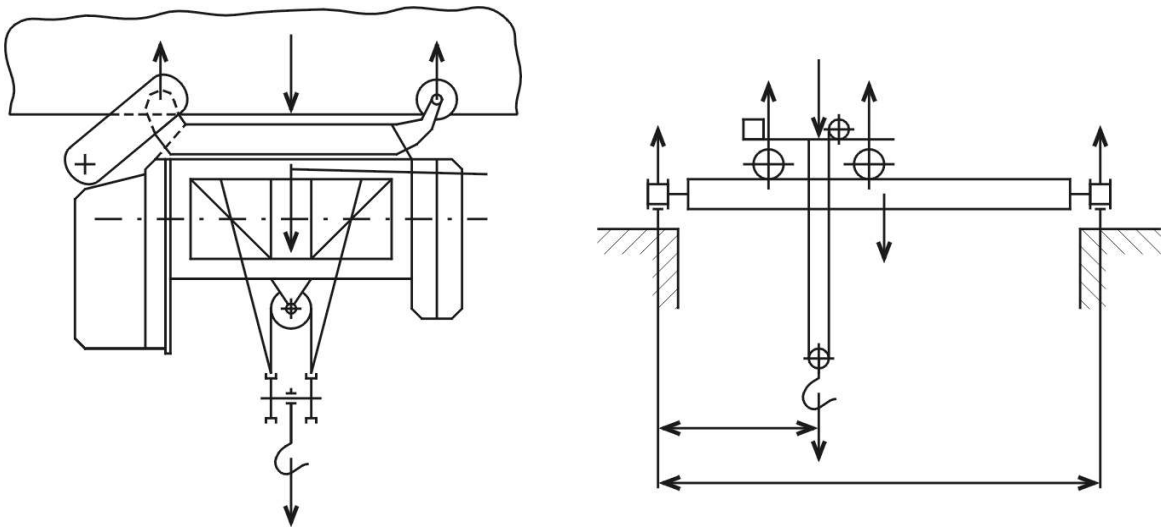
Лабораторна робота № 12. Розрахунок механізмів пересування кранів.

*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.



а б

Рис. 3.37. Розрахункова схема

1.2. Визначається маса візка або крана.

Власна маса залежить від конструкції візка або крана і визначається:

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

–для візка типу мостового крана $m_B = (0{,}35...0{,}40)Q$ або з графіків (рис. 44) [2];

–для мостового крана з графіків, рис.47, [8];

–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. 3.37, а) та мостового крана (рис. 3.37, б)

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

де g – прискорення вільногопадвння, 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 [8]. За цією формулою визначаються найбільші навантаження на ходові колеса для мостових однобалкових і козлових кранів (рис. 3.38).

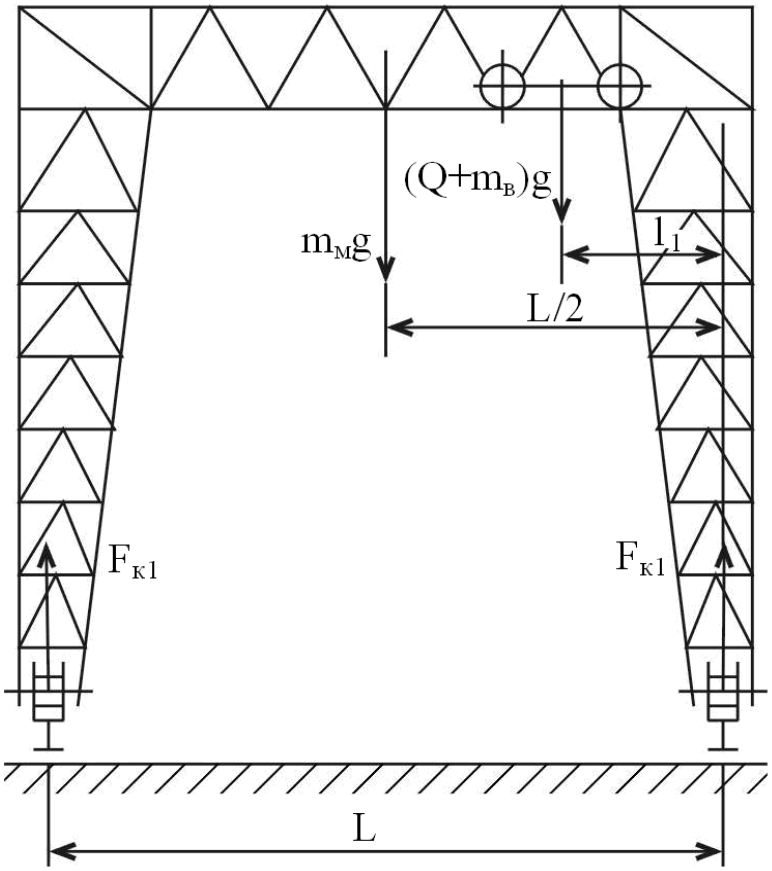


Рис. 3.38. Визначіння найбільших навантажень на ходові колеса для мостових однобалкових і козлових кранів

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 горизонтальних 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.

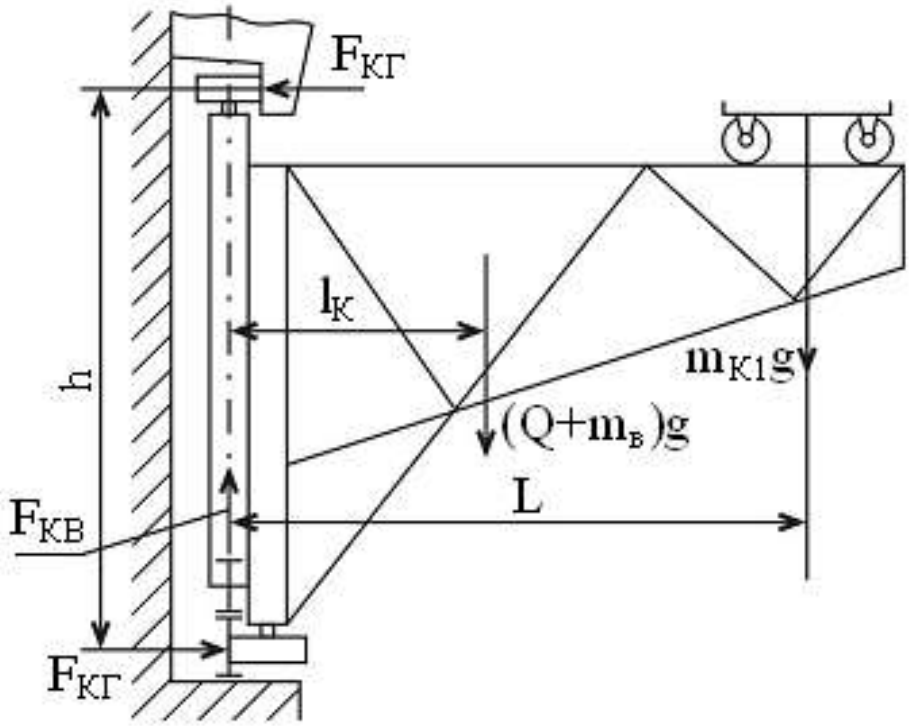


Рис. 3.39. Консольний неповоротний кран

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)

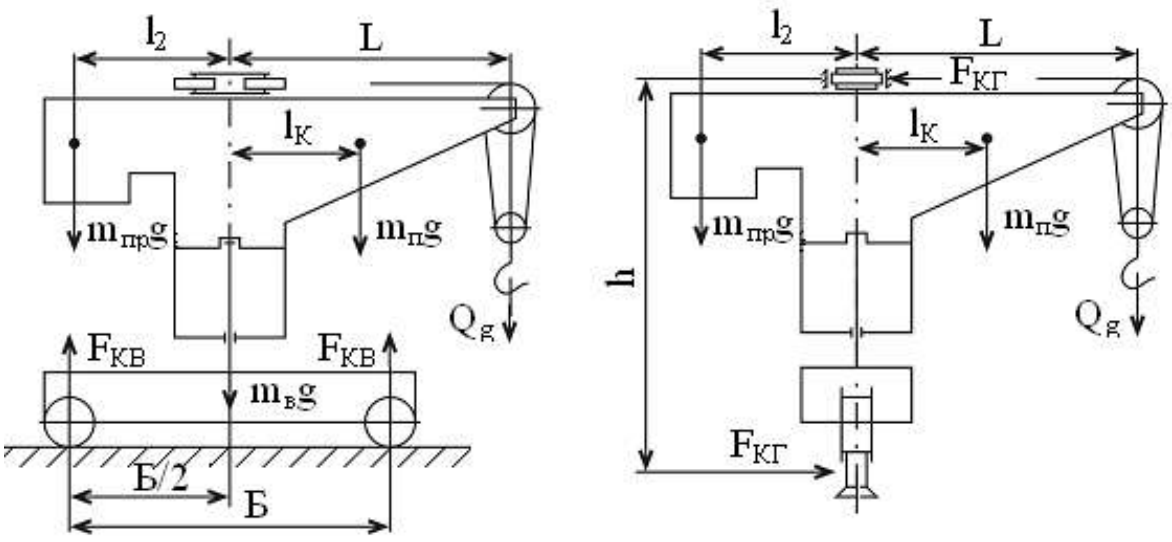
$$F_{КВ} = g \cdot \frac{Q(L + 0{,}5Б) + m_п(l_К + 0{,}5Б) + m_В \cdot 0{,}5Б - m_{пр}(l_2 - 0{,}5Б)}{Б},$$

де Б – база крана, м; L – виліт крана, м; $l_К$ – відстань від центра маси поворотної частини до осі повороту, м; $m_В$, $m_п$ і $m_{пр}$ – 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)

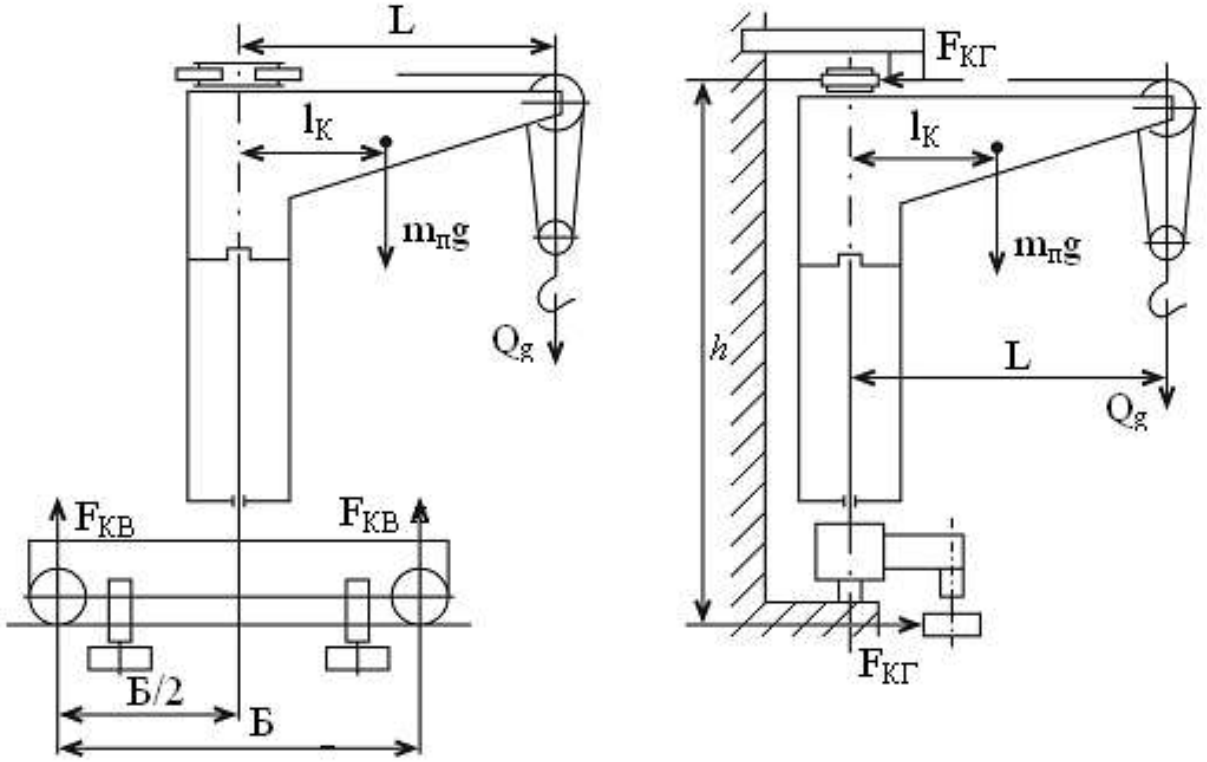
$$F_{КГ} = g \cdot \frac{Q \cdot L + m_п \cdot l_К - m_{пр} l_2}{h \cdot z_К}$$.Тут h – відстань між горизонтальними опорними котками, м; $z_К$ – число опорних котків, $z_К = 2$.

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



а б

Рис. 3.40. Консольний поворотний крана



а б

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

Для баштового (рис. 3.42) і пересувного (рис. 3.43) кранів найбільше навантаження на опорні колеса визначається в положенні коли стріла з вантажем розміщена над опорним колесом

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

де К – колія крана, прийнята К=Б; Б – база крана; m_K і Q – див. розд. 1.2 [8];

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 $m_б = 0$.

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. 3.19.

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

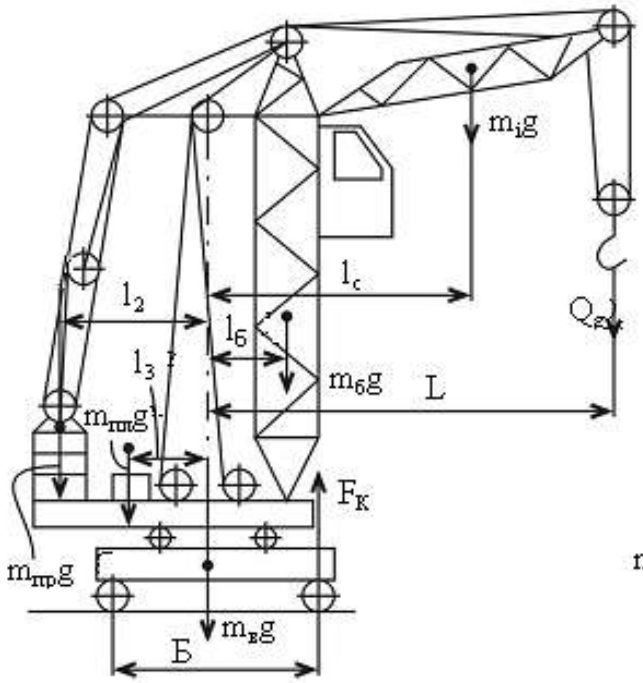


Рис. 3.42. Баштовий кран

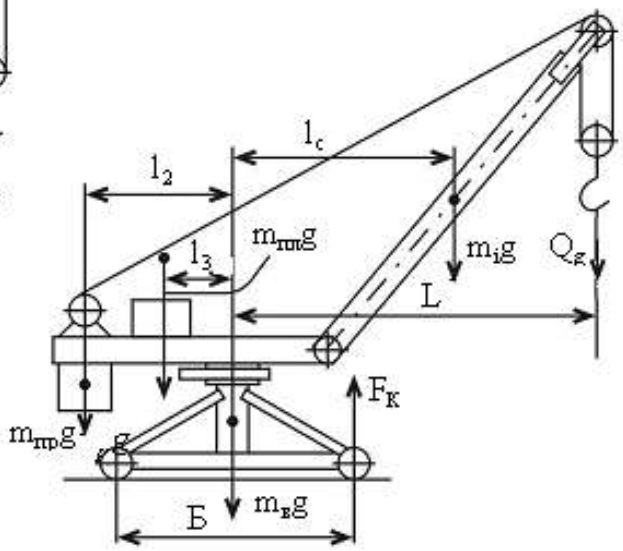


Рис. 3.43. Пересувний кран

1.4. Вибір та розрахунок ходових коліс і котків

1.4.1. Вибір типу ходових коліс і котків

Розміри ходових коліс: діаметр D_K і ширина B ходової частини вибираються залежно від навантаження F_K, режиму роботи ТВ (%) і швидкості пересування крана (візка) V_B і V_K із табл. 3.19 і 3.20.

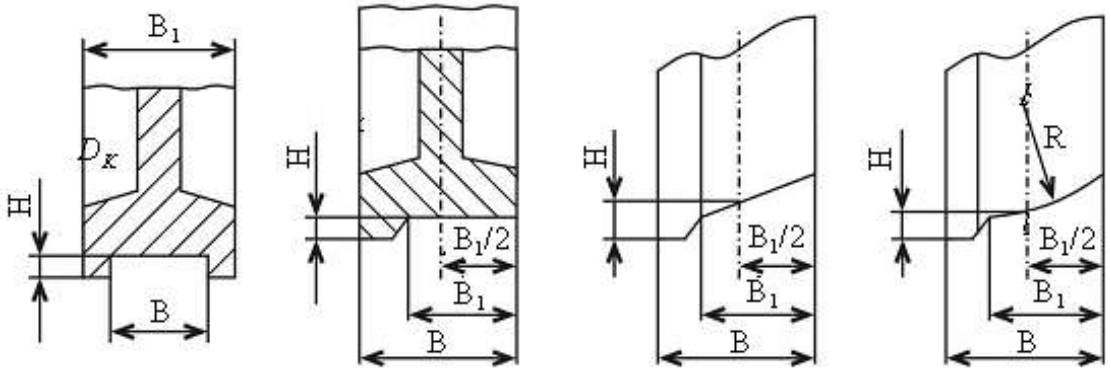
1.4.2. Перевірочний розрахунок робочих поверхонь ходових коліс

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)

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

де 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.



а б в г

Рис. 3.44. Конструкції ходових кранових коліс

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.

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 [14], с. 281; $N_0 = 10^4$ – базове число циклів навантаження конт1кту колеса з рейкою; N – число циклів навантаження контакту колеса з рейкою (число обертів) за час роботи $N = \Theta N_C$.

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	
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					

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

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; 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 %	15 – легкий	25 – середній	40 – важкий
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 підшипників кочення ходових коліс.

Виконується по відомій із деталей машин методиці на динамічну вантажопідйомність [9] або [2], с.140.

Примітка: Пнкти 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 $F_{\ddot{i}}$, H , визначається

$$F_{on} = F_K \cdot Z_K \frac{fd_ц + 2K}{D_K} \cdot K_P ,$$

де F_K – див.розд.1.3; Z_K – число ходових коліс, $Z_K = 4$; $d_ц$ і D_K – див. розд. 1.4.4; f – коефіцієнт тертя в підшипниках, див.: табл.26, [13]; с.133, [20]; табл. 38, [14]; К– коефіцієнт тертя кочення, мм, вибирається із табл. 3.25.

Таблиця 3.25. Значення коефіцієнта К, мм

Головка рейки	Діаметр ходового колеса D_K, 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

K_p – коефіцієнт, який враховує тертя реборд, вибирається: табл. 28, [1]; табл. 38, [2]; табл.VI.33, [3].

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

$$F_{on} = F_{кв} \cdot Z_к \frac{fd_ц + 2K}{D_к} + F_{кг} \cdot Z_P \frac{f_1 d_{ц_1} + 2K_1}{D_{к_1}} .$$

Тут $F_{кв}$ і $F_{кг}$ – див.розд.1.3; Z_K – число вертикальних ходових коліс, $Z_K = 2$; Z_P – загальне число опорних роликів, $Z_P = 4$; f і f_1 – коефіцієнти тертя в підшипниках, відповідно ходових коліс і опорних роликів (котків), вибирається: табл. 26, [1]; $d_ц$ і $d_{ц1}$ – діаметри цапф під підшипники, відповідно ходових коліс і опорних роликів (котків), в мм (див. розд. 1.4.4); К і K_1 – коефіцієнти кочення в мм, відповідно для ходових коліс і опорних роликів (котків), див.табл.7; D_K і D_{K1}– 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

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

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

$\eta_з$ – загальний коефіцієнт корисної дії: $\eta_з = 0{,}8...0{,}9$; $F_{оп}$ – див.розд.1.5.

1.7. Вибір основних параметрів і розмірів електродвигуна

Орієнтуючись на значення $P_н$ (див. розд. 1.6) вибирають електродвигун із [15] та іншої літератури, виписують його характеристики: потужність $P_{дв}$, частоту обертання вала $n_д$, максимальний момент M_{max}, динамічний момент інерції ротора $I_р$ 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.

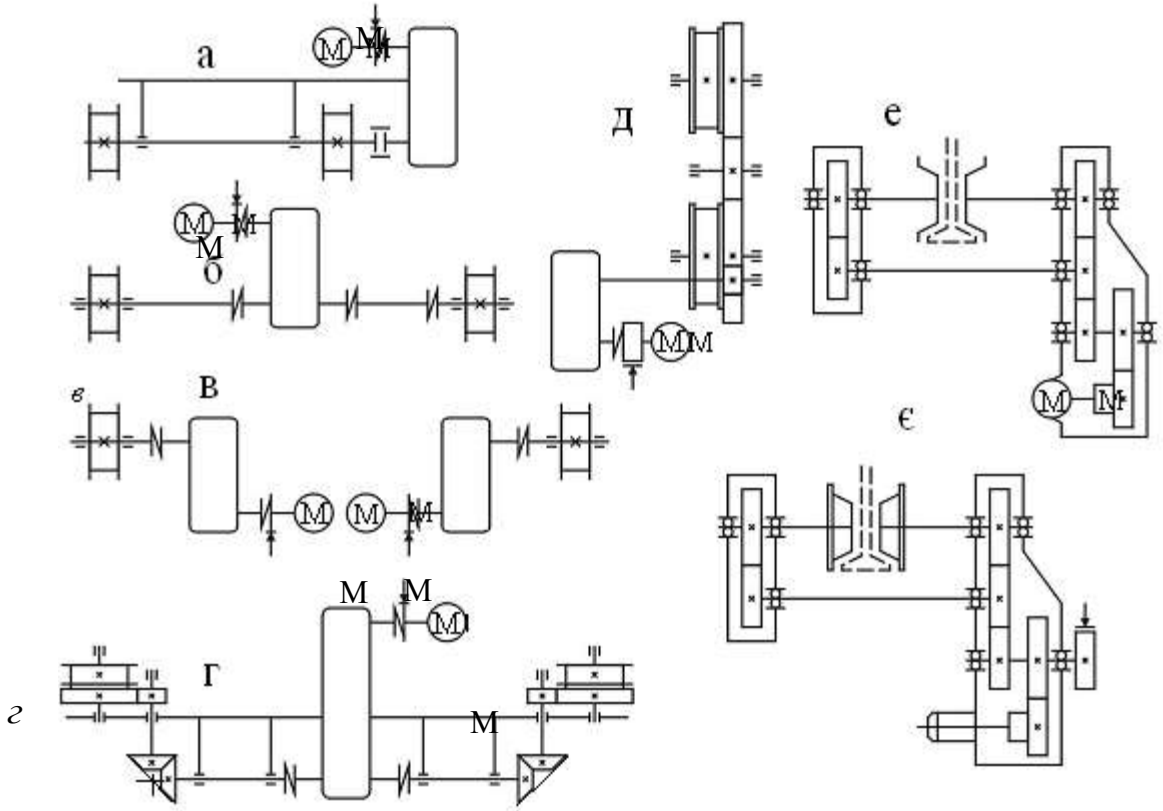


Рис. 3.45. Кінематичні схеми приводів:
а – візків мостового та консольного неповоротного кранів;
б, в – мостового крана; г – консольного неповоротного та велосипедних кранів; д – козлового та баштового кранів; е – талі електричної;
є – приводних візків підвісної кран-балки

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.

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

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

Вибір серійного редуктора здійснюється з [1, 2, 3] за такими даними: $u_з$; ТВ%; $n_д$, виходячи з того, що потужність на першому валу редуктора рівна або більша необхідної потужності привода ($P_1 > P_Н$).

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.

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, 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 – коефіцієнт зчеплення приводних коліс з рейками, $f_0 = 0{,}15...0{,}20$ $D_к$, м – див. розд. 1.4.1.

$$F_{пр} = 2F_к .$$

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 [20]; с.99-101 [21].

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:

$$M_p = M \cdot K_1 \cdot K_2 .$$

Тут М – 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 [2].

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 Мг вибирається гальмо та його основні розміри, з: [1], [2], [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 гальмування. 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.

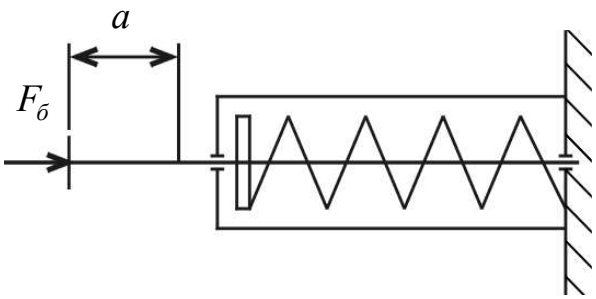


Рис. 3.46. Пружні буфери

Циліндрична пружина розраховується за відомими методиками, наприклад, [13].

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 [2], [5], або наближено $m_g = (0{,}1...0{,}25)Q$.

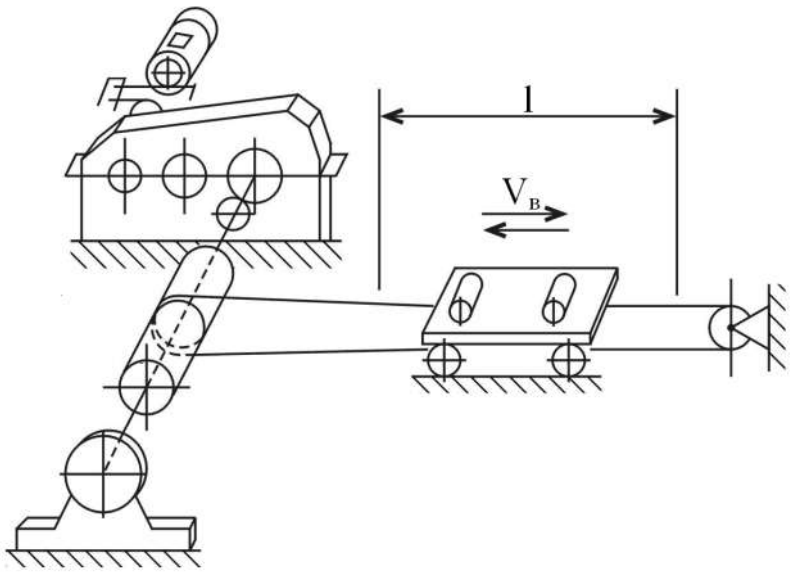


Рис. 3.47. Механізм пересування з канатною тягою

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 $F_п = F_{оп} + F_ц + \Delta F_к$,

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. 3.48, а).

$$F_{оп} = (Q + m_в)g\frac{fd_ц + 2K}{D_к} \cdot K_р .$$

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 –коефіцієнт тертя кочення, табл. 38, $K \approx 0{,}4$; $D_ê$ – діаметр коліс (котків), визначається – див. розд.1.4; $K_р$ – коефіцієнт тертя реборд ходових коліс, $K_р = 1{,}5...1{,}8$.

$$F_ц = (Q + m_в)L \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_{кр}}{30}\right)^2 = 821 \cdot 10^{-5}(Q + m_в)Ln_{кр}^2,$$

де L – найбільший виліт стріли, м; $n_{êð}$ – частота обертання стріли крана, об/хв.

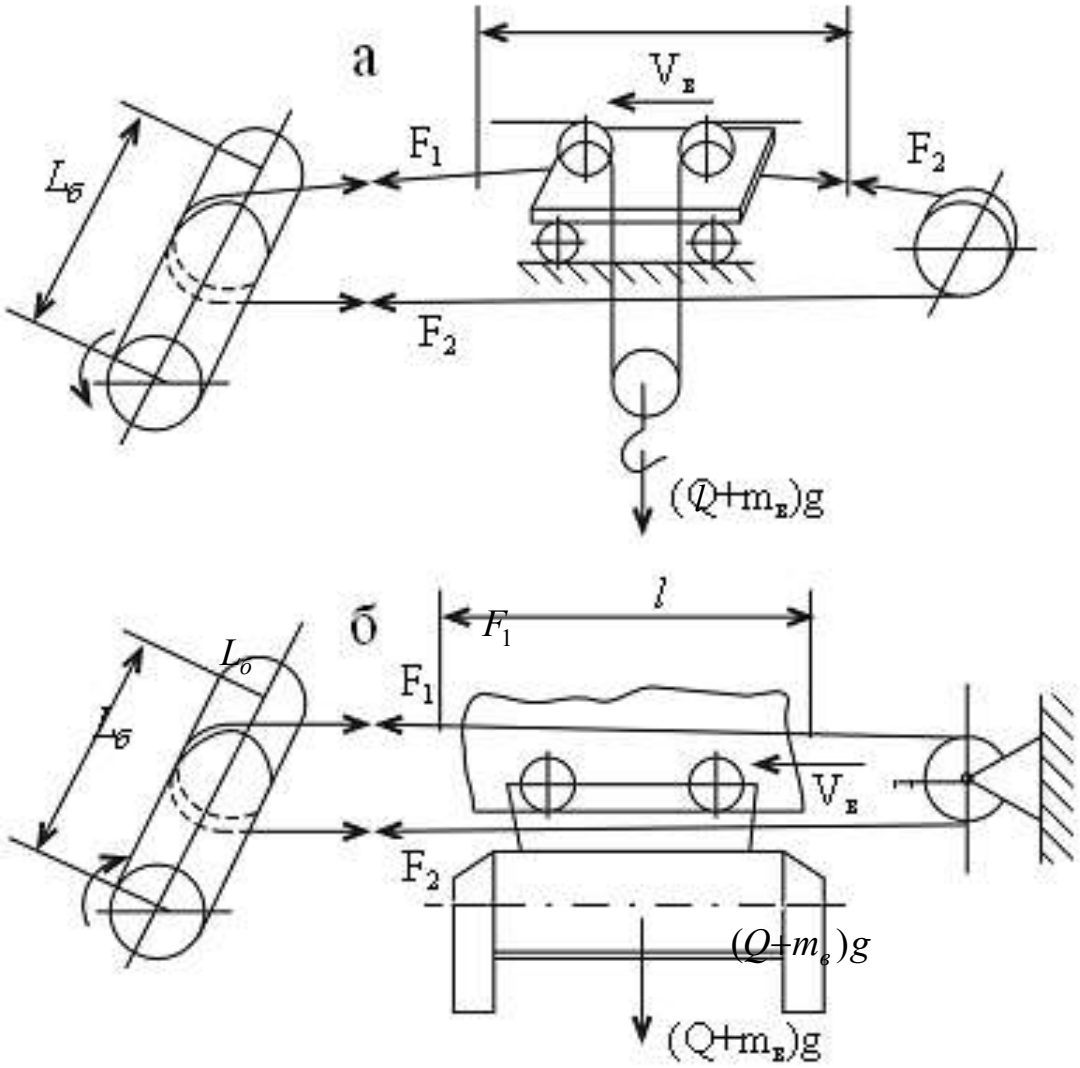


Рис. 3.48. Механізми, у яких на візках розміщені блоки підйомного механізму (а) або підвішена електрична таль (б)

$$\Delta F_к = Q \cdot g \frac{1 - \eta_{бл}^2}{(1 + \eta_{бл})\eta_{бл}}.$$

Тут g – прискорення вільного падіння, $g = 9{,}81$ м/с^2; $\eta_{áë}$ – ККД блока на підшипниках ковзання, $\eta_{áë} = 0{,}95$.

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.

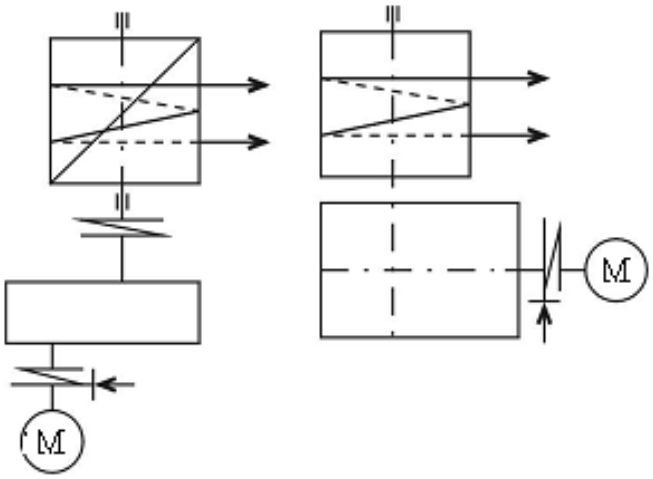
Визначення найбільшої сили опору пересування візка при рушанні його з місця (вплив невеликої маси каната не враховується)

$$F_{max} = F_n + (Q + m_в)\frac{\upsilon_в}{60t_n},$$

де F_n – див. розд. 2.4; Q – див. розд. 1.2; $m_в$ – див. розд. 2.1; $\upsilon_â$ – швидкість пересування візка, м/хв.; $t_ï$ – прийнятий час пуску, $t_ï = (0,4...1)$ с.

Визначення найбільшого натягу тягового каната.

$$F_1 = F_{max}\frac{1}{1 - \frac{1}{\eta_{бл} \cdot e^{\alpha f}}}.$$



а б

Рис. 3.49. Вибір кінематичної схеми приводу

Тут $\eta_{áë}$ – ККД направляючого блока, $\eta_{áë} = 0,98$; $\alpha = 7\pi$ рад – кут обхвату канатом барабана, що відповідає 3,5 виткам; f – коефіцієнт тертя між канатом та барабаном, $f = (0,12...0,14)$; 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 [1]; табл. 2.7 [2].

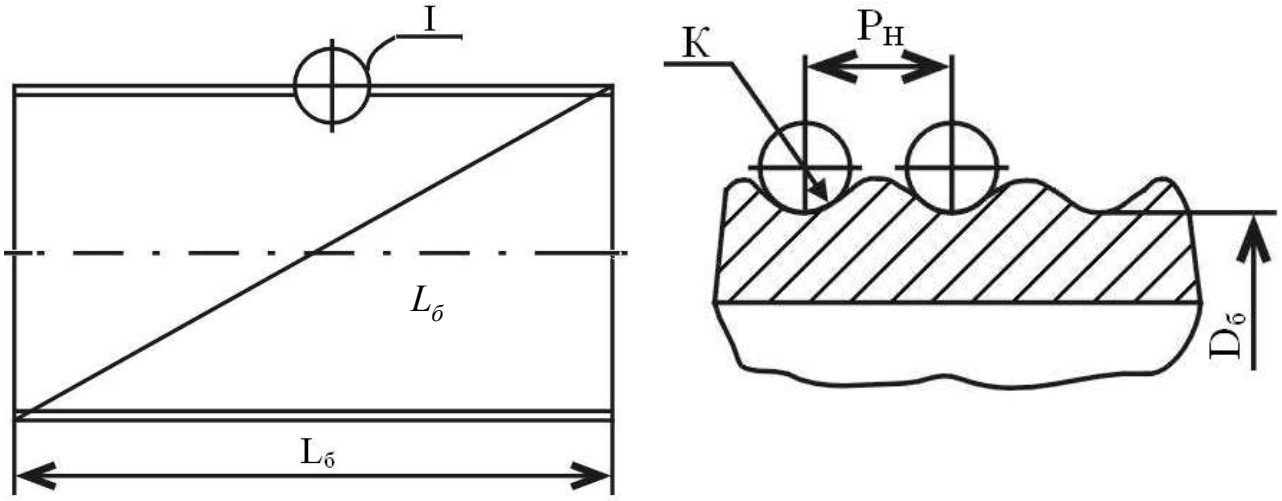


Рис. 3.50. Визначення діаметра тягового барабана по дну канавки

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 $n_ð$ – 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 практичній 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. 4.1, а). Після збовтування по рисках на судині визначають об`єм отриманої суспензії $V_с$.

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, вста-новленого на горизонтальну площину і наповненого Віль-но насипаним вантажем, у даному випадку – піском. Циліндр повільно, без різких поштовхів, піднімають вертикально вгору. Вантаж, спорожнивши судину, уворює на площині конус (див. рис. 4.1, б).

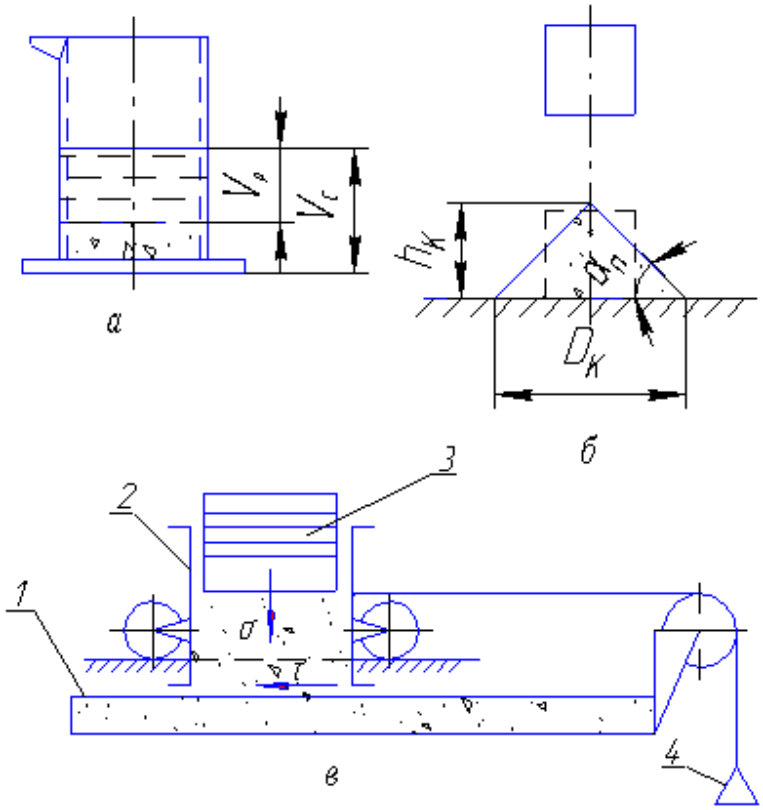


Рис. 4.1. Схема для визначення:
а – щільності часток; б – природного укосу;
в – кута внутрішнього тертя

Замірявши діаметр $D_к$ основи конуса і його висоту $h_к$ знаходять кут природного укосу в стані спокою:

$$\alpha_c = \operatorname{arctg}\frac{2h_к}{D_к}. \qquad (4.3)$$

Кут природного укосу в стані руху $\alpha_c = 0{,}6\alpha_п$.

Коефіцієнт внутрішнього тертя чисельно дорівнює тангенсу кута внутрішнього тертя (див. формулу 4.3).

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, переки-нутого 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:

$$\tau = \frac{\sum Q - W_р}{F}, \qquad (4.4)$$

де $\sum Q$ – сила ваги вантажної чашки і гир, що знаходяться на ній, Н;

$W_р$ – 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, м²	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											
	11											
	12											
5	13											
	14											
	15											

Діаграму напруженого стану насипного вантажу (рис. 4.2) буду-ють за середніми значеннями $\tau_{сер}$ і $\sigma_{сер}$ для кожної з груп дослідів.

Коефіцієнт внутрішнього тертя розраховують за формулою:

$$f_{вн} = tg\varphi = \frac{\tau_{ср} - \tau_0}{\sigma_{ср}}, \qquad (4.6)$$

де τ_0 – початковий опір зсуву, що визначається за діаграмою напру-женого стану насипного вантажу.

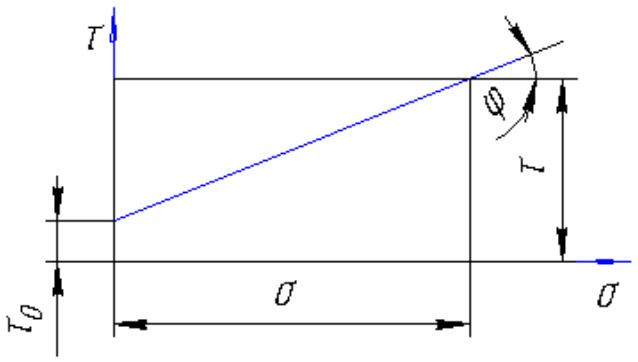


Рис. 4.2. Діаграма напруженого стану насипного вантажу

Коефіцієнт зовнішнього тертя чисельно дорівнює тангенсу кута тертя β: $f = tg\beta$. (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 допомогою шарніра 1 до нерухомої основи, встановлюється короб 4 без дна, заповнений насипним вантажем-піском, на який кладуть плоскі гирі, що замінюють тиск шарів піску, який

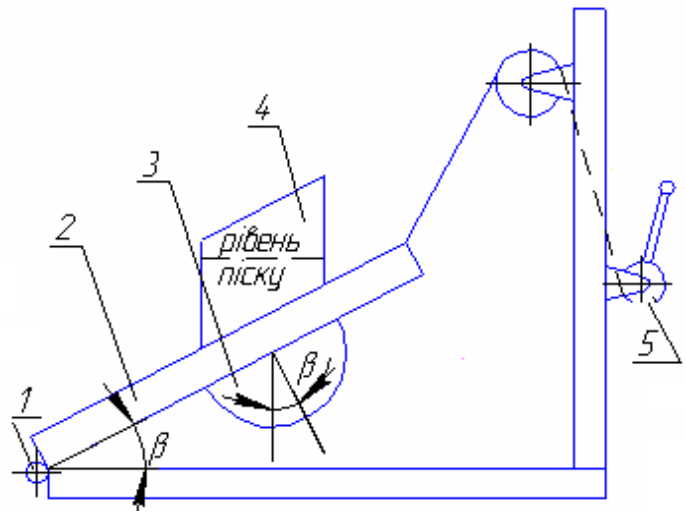


Рис. 4.3. Схема установки для визначення коефіцієнта зовнішнього тертя

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 високопродуктив-ними і мають досить широке розповсюдження.

Послідовність розрахунку

1. Викреслюється схема стрічкового транспортера.

2. Виписуються вихідні дані.

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 $\alpha_р = 20°$.

5. З табл. Д1 вибираємо кут φ природного укосу вантажу в стані спокою.

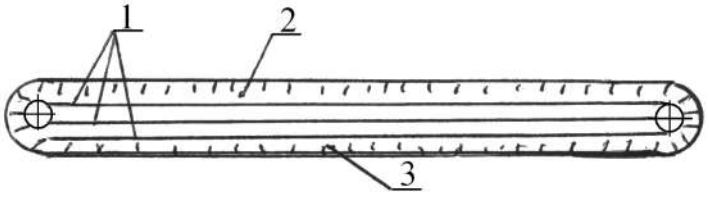


Рис. 4.4. Схема перерізу гумотканинної стрічки: 1 – прокладки; 2 – верхня обкладка; 3 – нижня обкладка

6.Визначаємо кут природного укосу $\varphi_р$ вантажу в стані руху: $\varphi_р \approx 0{,}35\varphi$.

7.Визначаємо необхідну ширину стрічки, м:

$$B_с = 1{,}1\left(\sqrt{\frac{П}{\hat{E}_{ї} \cdot V \cdot j \cdot K_{\beta}}} + 0{,}05\right),$$

де П – задана продуктивність, т/год.; V – швидкість руху стрічки, м/с; j – щільність вантажу, т/м^3; $К_п$ – коефіцієнт площі поперечного перерізу ван-

тажу 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.

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 $q_с$, Н/м, згідно табл. 4.13 [4] 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).

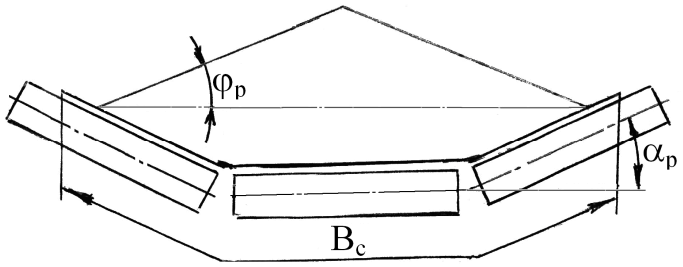


Рис. 4.5. Схема трьохроликової роликоопори

11.Визначаємо відстань між верхніми роликовими опорами $l_{рв}$ залежно від ширини стрічки та щільності матеріалу по табл. Д9.

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.

Сила натягу стрічки в точках: Точка 1: $F_1 = F_{зб}$.

Тут $F_{зб}$ – сила натягу в збігаючій вітці з приводного барабана.

Точка 2: $F_2 = F_1 + (q_с + q_{рн})\, l_1 \omega$,

де ω – коефіцієнт опору руху, приймається згідно [4, С.131]: ω = 0,025-0,035.

Точка 3: $F_3 = F\, e^{\omega\delta}$,

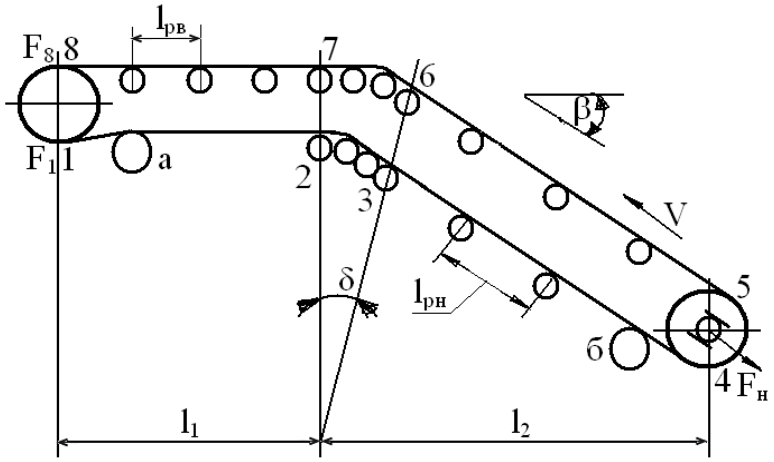


Рис. 4.6. Схема конвеєра

де e – основа натурального логарифма; e=2,72; δ – кут обхвату, радіан ($\delta \approx \beta$).

Точка 4: $F_4=F_3+(q_c+q_{рн})\, l_2\, \omega - q_c\, l_2\, tg\beta$.

Точка 5: $F_{г}=K_{нп}\, F_4$.

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: $F_6= F_{г}+(q_c + q_в + q_{рв})\, l_2\, \omega +(q_c + q_в)\, l_2\, tg\beta$.

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

$$F_{наб} = F_{зб}\, e^{\alpha\mu} \text{ або } F_8=F_1\, e^{\alpha\mu}, \qquad (4.8)$$

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

$$F_{max} = F_{наб} = F_8\ ;\ Z_{пр} \ge k\, F_{max} / F_{p1}\, B_c\ ,$$

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 $D_{б\,пр} \ge k_б\, Z_{пр}$.

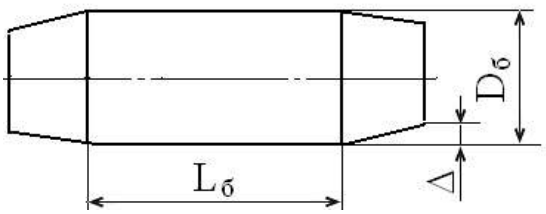


Рис. 4.7. Схема барабана

Тут $k_б$ – коефіцієнт, що вибирається залежно від назви тканини прокладок з табл. Д10.

– діаметр натяжного барабана

$D_{бн} \approx (0{,}8...1{,}0)\, D_{бпр}$;

– діаметр відхиляючого барабана

$D_{б\,відх} \approx (0{,}65...0{,}8)\, D_{бпр.}$;

– стрілка опуклості поверхні Δ=1,5...3 мм ;

– довжина барабана $L_б = B_c$+(100…200) 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.

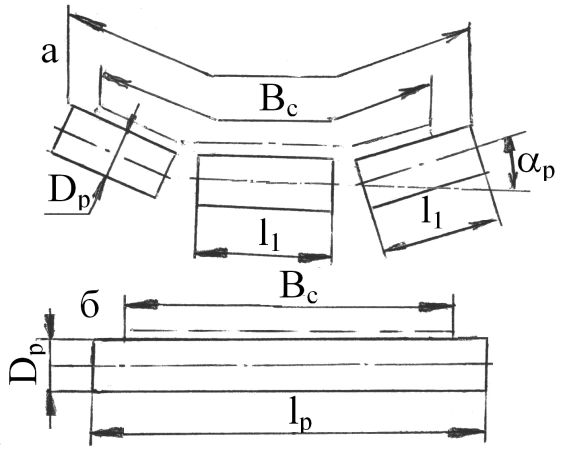


Рис. 4.8. Схема роликоопор
а - верхня; б – нижня.

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.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.

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?

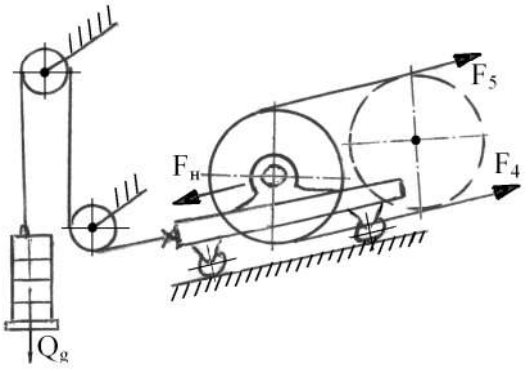


Рис. 4.9. Схема вантажного натяжного пристрою

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 $h_п = f(n)$

$$h_n = 895 / n^2 .$$

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.

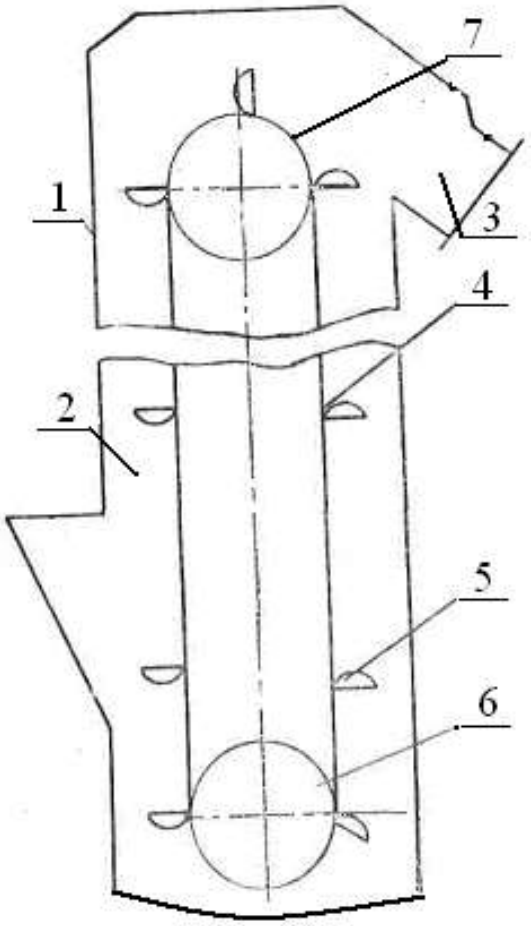


Рис. 4.10. Схема ковшового елеватора:
1– кожух; 2 – завантажувальний патрубок; 3 – розвантажувальний патрубок; 4 – стрічка; 5 – ківш; 6 – натяжний барабан; 7 – привідний барабан

$$r_a \approx l + \delta + r_á .$$

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 B – ширина стрічки, м; для стрічки з ковшами

$$q_o = q_ë + \frac{9{,}81 \cdot m_ê}{t_ê} \text{ Н/м},$$

де $m_к$ – маса ковша, кг.

Корисне навантаження, Н/м:

$$q_p = \frac{qQ}{3{,}6v}.$$

Навантаження на 1 м завантаженої гілки, Н/м: $q = q_0 + q_г$.

8. Скласти схему для тягового роз-рахунку елеватора, прийнявші мінімальне натягнення ($S_{мін} = S_1$) в точці 1 набігання стрічки на барабан нижньої голівки. Тоді натягнення в кінцевих точка (Н)

$$S_2 = \xi S_1 + k_{çà÷} q_Ã.$$

Тут ξ – коефіцієнт опору на барабані ниж-ньої голівки ξ =1,06;
$k_{зач}$ – коефіцієнт зачерпування, що виражає питому роботу, що витрачається на зачерпування вантажу, $k_{зач} = (1{,}25–2{,}5) \cdot$ 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:

$$P = \frac{W \cdot v \cdot K_Ç}{1000 \cdot \eta} \text{ кВт},$$

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: $v_1 = 0$	$h_{П1}$	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	
Частота обертання приводного	n_1	об/хв.	
Коефіцієнт заповнення ковшів:			
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	$Ψ_4$		
v_5 = 1,53 м/с	$Ψ_5$		

Продовження табл. 4.2

1	2	3	4
v_6 = 1,8 м/с v_7 = 2,0 м/с	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	S1 S2 Sз S4	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 транспортуться, 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 рекомендаціями: $\omega_{макс}$ = 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.

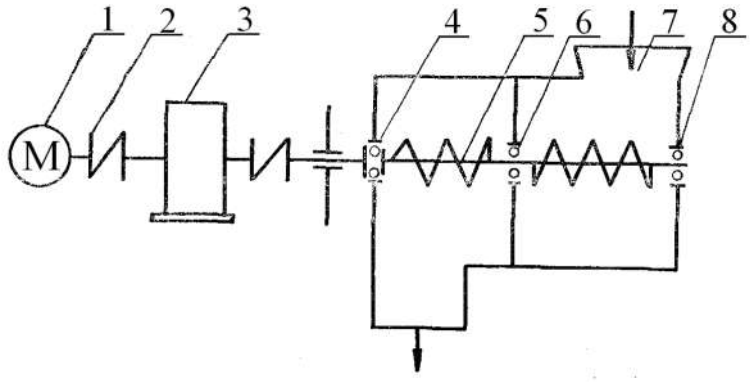


Рис. 4.11. Схема гвинтового конвеєра:
1– електродвигун; 2 – муфта; 3 – редуктор;
4 – вальниця кочення упорна головна; 5 – вал з гвинтом; 6 – вальниця проміжна;
7 – завантажувальний патрубок; 8- вальниця задня

4. Визначити щільність матеріалу ρ, що транспортується, кг/м^3.

5. Заміряти довжину, діаметр, крок гвинта і визначити продуктив-ність гвинтового конвеєра (т/год.) залежно від кута нахилу β:

$$Q = 0{,}047D^2S \cdot n \cdot \rho \, x \cdot x \, \psi \cdot c.$$

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

$$P = \frac{Qgk}{3600}(L_п + H)\omega_с,$$

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; $L_п$ – проекція довжини конвеєра на горизонтальну площину, м; H – висота підйому, м; ω_c – коефіцієнт опору переміщенню, ω_c = 1,2...4.

7 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	т/год.	
	Q_2	т/год.	
	Q_3	т/год.	
	Q_4	т/год.	
	Q_5	т/год.	
	Q_6	т/год.	
Потрібна потужність для приводу конвеєра	P_1	кВт	
	P_2	кВт	
	Рз	кВт	
	P_4	кВт	
	P_5	кВт	
	P_6	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).

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:

$$v_ö = \frac{t_ö \cdot z \cdot n}{60},$$

де $t_ц$ – крок тягового ланцюга, м;
z – число зубів провідної зірочки.

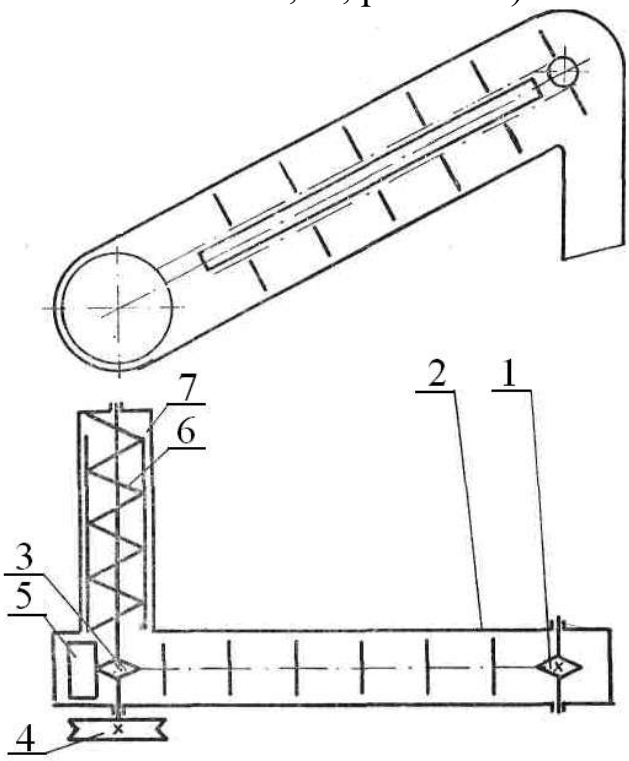


Рис. 4.12. Схема похилого скребкового конвеєра: 1– зірочка напрямна; 2 – конвеєр скребковий; 3 – зірочка ведуча; 4 – шків приводу; 5 – скребок; 6 – гвинт; 7 – живильник гвинтовий

6. Визначити об'єм матеріалу V_M ($м^3$), який знаходиться перед скребком похилого конвеєра, за умови $Q_п = Q_н$:

$$V_Ì = \frac{Q_Ï \cdot t_c}{3{,}6 \cdot v_ö \cdot \rho}.$$

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

$$\psi_Ò = V_Ì / V_c,$$

де V_c – об'єм міжскребкового простору, $м^3$.

8. Насправді продуктивність $Q_н > Q_n$, тому необхідно визначити фактичну продуктивність $Q_{ф.н}$ (т/год.) і $\psi_{фн}$ похилого конвеєра

$$Q_{ô.í} = 3{,}600 \cdot b \cdot h \cdot v_ö \cdot \rho \cdot \psi_Ò \cdot ñ.$$

Тут b – довжина скребка похилого конвеєра, м; h –висота шкрябання, м;

$\psi_т$ – теоретичний коефіцієнт заповнення міжскребкового простору;
с – коефіцієнт, що враховує вплив кута підйому конвеєра, при β= 45° с=0,35.

9. Тоді $V_{мф} = Q_{фн} \cdot t_c/3,6 \cdot v_ц \cdot \rho$ і $\psi_{ф.н} = V_{мф}/Vc$.

Таблиця 4.4. Журнал роботи

Вихідні дані	Позначення	Розмірність	Величина
1	2	3	4
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		
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 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)

$$v = \frac{\pi \cdot D_{â.á} \cdot n}{60},$$

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

$$k_ï \frac{Q}{B^2 \cdot v \cdot \rho \cdot C}.$$

7. Побудувати на міліметрівці графік зміни коефіцієнта продуктивності від β і вклеїти в журнал (табл. 4.5).

Таблиця 4.5. 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. 4.5

1	2	3	4
	β_2	град.	
	β_3	град.	
	β_4	град.	
	β_5	град.	
Коефіцієнт впливу кута	C1		
	C2		
	C3		
	C4		
	C5		
Діаметр провідного	Dв.б	м	
Частота обертання	n	об/хв.	
Довжина конвеєра	Lк	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	Fc	$м^2$	
Продуктивність	Q	т/год.	
Коефіцієнт	kП1		

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:

$$u = \frac{d_{â}}{d_{ø}\left(1-\xi\right)};\ n = n_{äâ} / u,$$

де ξ – відносне ковзання ременя, ξ = 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; β = (90°–α) – кут, залежний від геометричних, кінематичних параметрів спіралі, кутової швидкості маси при її обертальному русі і фізико-механічних властивостей матеріалу; α – кут підйому спіралі, α = 27°.

5. Абсолютна швидкість часток

$$v_a = \frac{v_0 \cdot \sin\alpha}{\sin(\alpha+\beta)},$$

де v_o – окружна швидкість спіралі.

$$v_0 \approx \omega \cdot R = 0{,}052 \cdot n_c \cdot d_í .$$

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:

$$\pi \cdot R^2 \cdot v_z \cdot \rho \cdot \varphi_í = 4 \cdot R^2 \cdot v_{з\tilde{n}\grave{o}} \cdot \rho .$$

Звідки

$$\varphi_í = 4v_{i\tilde{n}\grave{o}} / \pi v_z ,$$

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.):

$$Q = 47{,}1\left(d_í^2 - d_{âí}^2\right)\cdot S \cdot n_c \cdot \rho \cdot \psi ,$$

де φ – коефіцієнт продуктивності, що показує частину об’єму матеріалу, що переміщується на 1 крок за повний оберт спіралі.

$$\psi = k_v \cdot \varphi_í .$$

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:

$$k_v = 0{,}44 + 0{,}22\frac{S}{d_і} + 0{,}12d_і - 0{,}07S.$$

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:

$$v_{сер} = \frac{Q}{900\pi\left(D^2 - \frac{d^2_{їð}}{\sin\alpha}\right)\psi\rho}.$$

9. Перевірити продуктивність експериментально $Q_ф$ при $n_{сі}$; $n_{с2}$; $n_{сз}$.

10. Заповнити журнал (табл. 4.6).

Таблиця 4.6. Журнал роботи

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	
Результати розрахунків			
Передавальне відношення	u_1 u_2 u_3		

Продовження табл. 4.6

1	2	3	4
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 $d_к$.

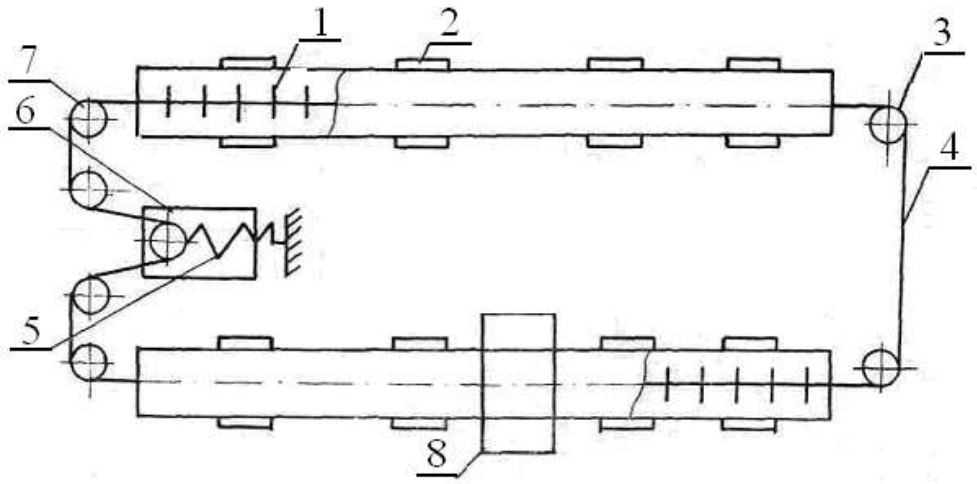


Рис. 4.13. Схема тросошайбового конвеєра:
1 – шайби; 2 – дозуючі ємкості; 3 – поворотний блок; 4 – тяговий орган;
5 – натяжний пристрій; 6 – привод; 7 – зірочка; 8 – живильний орган

4. Визначити швидкість тягового органу експериментальним дорогою залежно від положення ременя на шківах.

5. Визначити об’єм V простору між шайбами усередині кормопроводу: $V = \frac{\pi t_ø}{4}\left(D^2 - d_ê^2\right)$.

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

$$V_ì = m/\rho,$$

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*:

$$\psi = V_ì / V,$$

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:

$$Q_T = 3600\frac{\pi D^2}{4}v\rho\psi k_1 k_2 = 2826\left(D^2 - d_ê^2\right)v\rho\psi k_1 k_2;\ Q_ä = 3600\frac{m}{t_ø}v,$$

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. 4.7).

Таблиця 4.7. 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/м³	
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	м³	
Об’єм матеріалу між шайбами	$V_{м1}$	м³	
	$V_{м2}$	м	
	$V_{м3}$	м	

Продовження табл. 4.7

1	2	3	4
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 стрічка, 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).

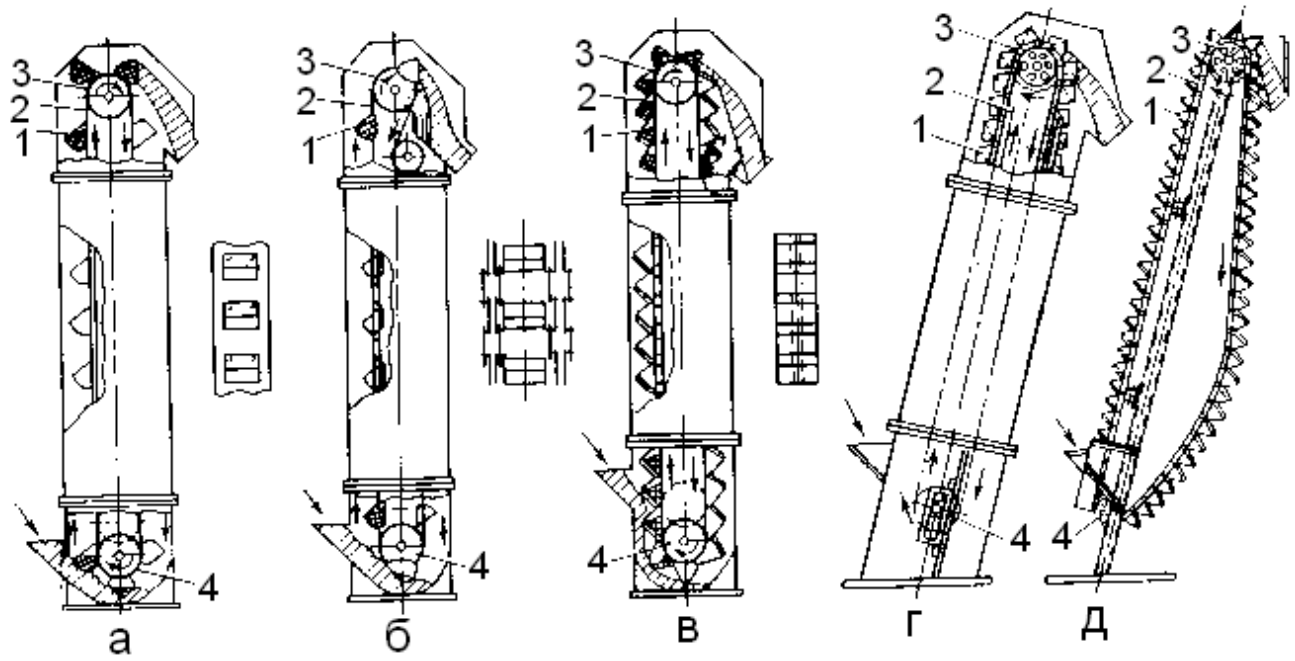


Рис. 4.14. Схеми елеваторів: а – стрічкового з розставленими ковшами; б – двохланцюгового з розставленими ковшами; в – одноланцюгового з зімкнутими ковшами; г – похилого з зімкнутими ковшами в кожусі; д – відкритого похилого з зімкнутими ковшами

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 [3]. 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 зачерпу-

вания (рис. 4.15, а, б), а тихохідних – шляхом засипання матеріалу в ківш (рис. 4.15, б, д). Розвантаження ковшів у тихохідних елеваторах здійснюється 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.

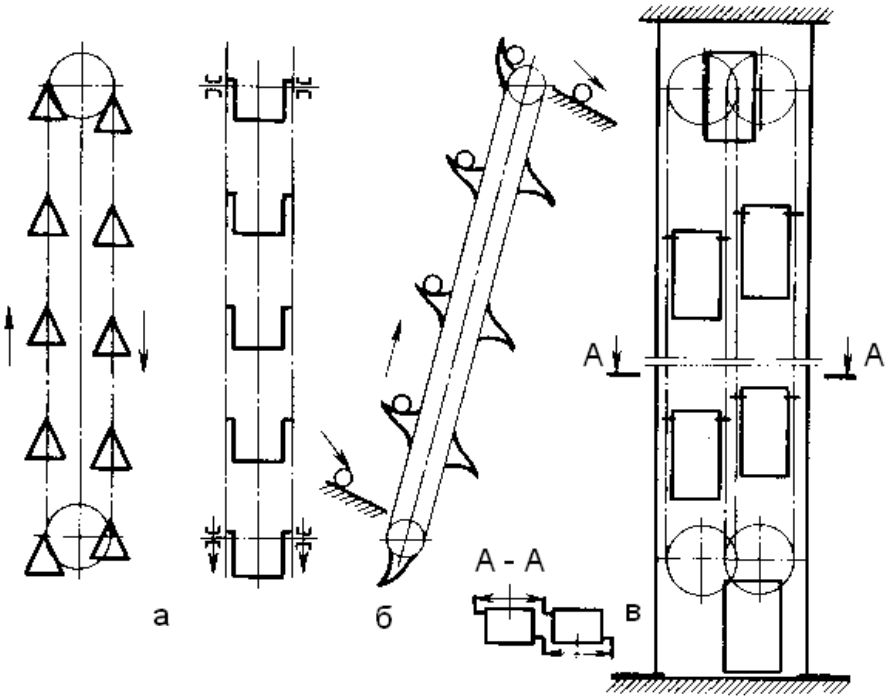


Рис. 4.15. Схеми конвеєрів-елеваторів для штучних вантажів: а – люлькового; б – поличкового; в – пасажирського камінного

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 роміщувати 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 напів-круглі 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.

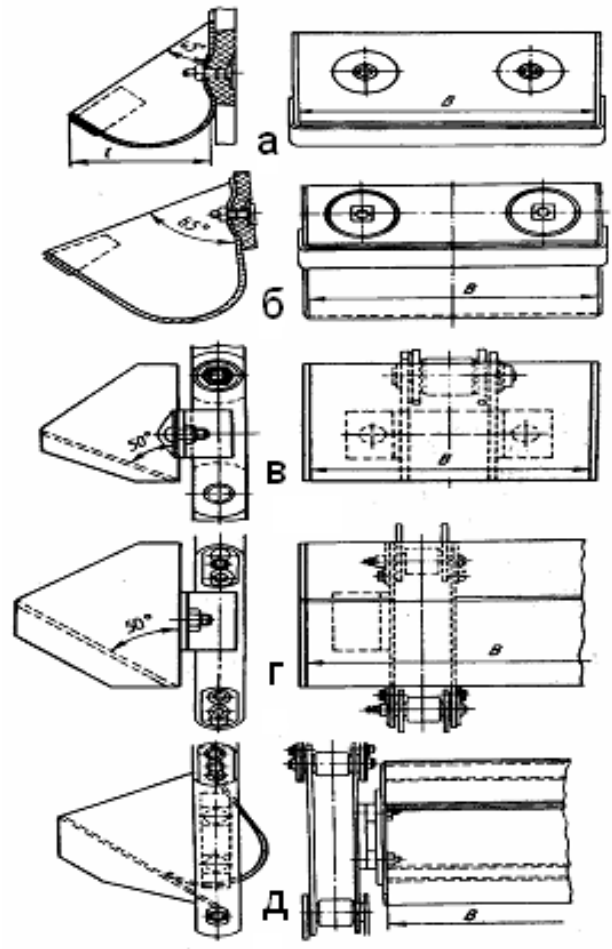


Рис. 4.16. Ковші: а – півкруглий маленький; б – півкруглий глибокий; в, г – гострокутні; д – заокруглений трапецеїдальний

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 і – 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. 4.8).

Таблиця 4.8. 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 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 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. 4.15). 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.

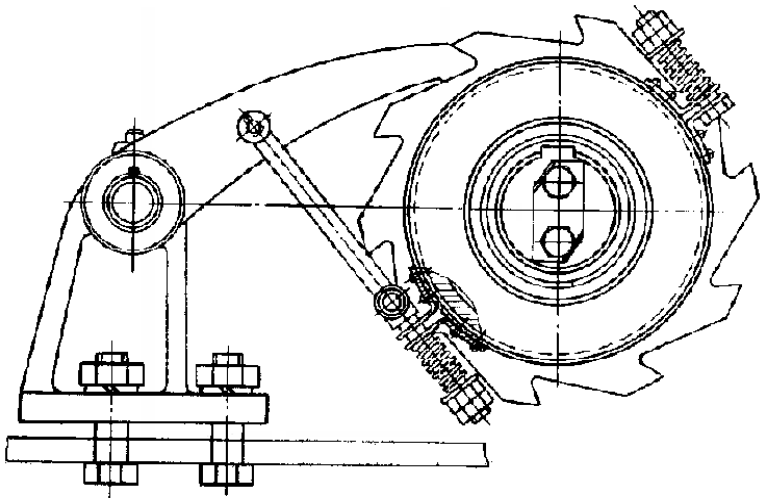


Рис. 4.17. Запобіжний храповий зупинник

У ланцюгових елеваторах, крім зупинника зворотнього ходу, використовують утримувачі ланцюгів, які обриваються, однобічні поворотні кулачки, що взаємодіють із шарнірами ланцюга.

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: $П_м = 3,6υ·p·i·ε/t$.

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:

$Ð = 0,0027Ï_i Í + 0,0027Ï_i L_Ã w_c + 0,02q_T v w_c$, позначаючи кут нахилу елеватора до горизонту β, необхідну потужність привода можна визначити за формулою:

$$P = 0,0027П_м (1 + ω_c \operatorname{ctg} β + 7,4qυω_c \operatorname{ctg} β/П_м) + 367 k/H) кВт.$$

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.

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 розталоується 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. 4.19).

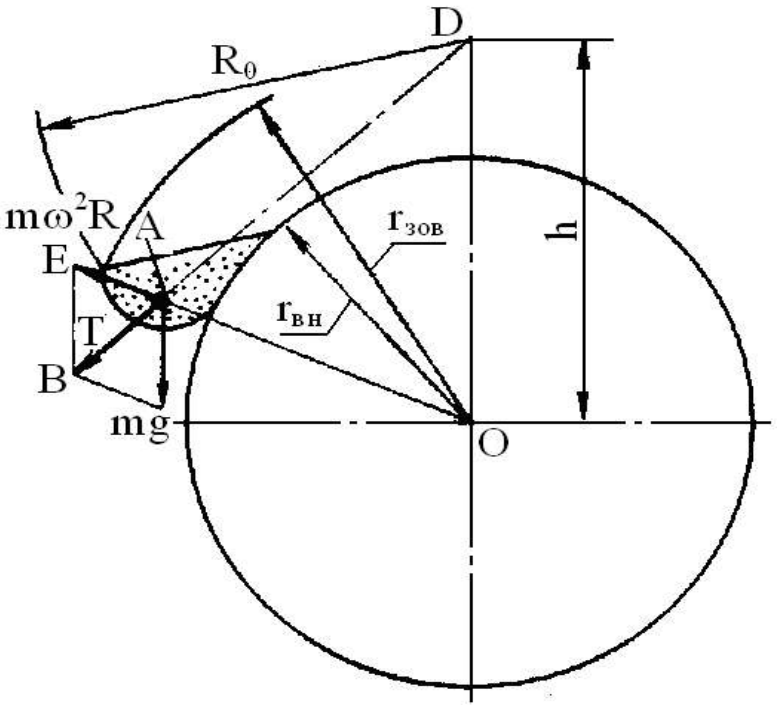


Рис. 4.19. Схема руху матеріалу в ковші при розвантажуванні

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 розвантажу-вальний 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 місце-

знаходження 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 $q_o = q_{ë} + \frac{9{,}81 \cdot m_{ê}}{t_{ê}}$ 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

$$q = q_o + q_{Ã}.$$

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:

$$S_2 = \xi S_1 + k_{çà÷} q_{Ã},$$

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:

$$P = \frac{W \cdot v \cdot K_Ç}{1000 \cdot \eta} \text{ кВт.}$$

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. 4.9) і зробити висновок.

12. Висновок виконаній роботі.

Таблиця 4.9. 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. 4.9

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

$$k_{ї} \frac{Q}{B^2 \cdot v \cdot \rho \cdot C}.$$

7. Побудувати на міліметрівці графік зміни коефіцієнта продуктивності від β і вклеїти в журнал (табл. 4.10).

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.

Таблиця 4.10. 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	$k_{П1}$		

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.

Зміст звіту: 1. Накреслити кінематичну схему транспортера.

2. Записати параметри транспортера (табл. 4.11).

3. Записати розрахунок продуктивності гвинтового транспортеру.

Таблиця 4.11. 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. На рис. 4.19 наводиться кінематична схема гвинтового транспортера, який складається з жолоба 1, в якому розміщують гвинт, до складу якого входить вал 2 та гвинтова поверхня 3. Вал 2 опирається на кінцеві 4 та проміжну опору 5. Підвісні (проміжні опорні) підшипники застосовують в транспор-терах тоді, коли довжина гвинта перевищує 3 м.

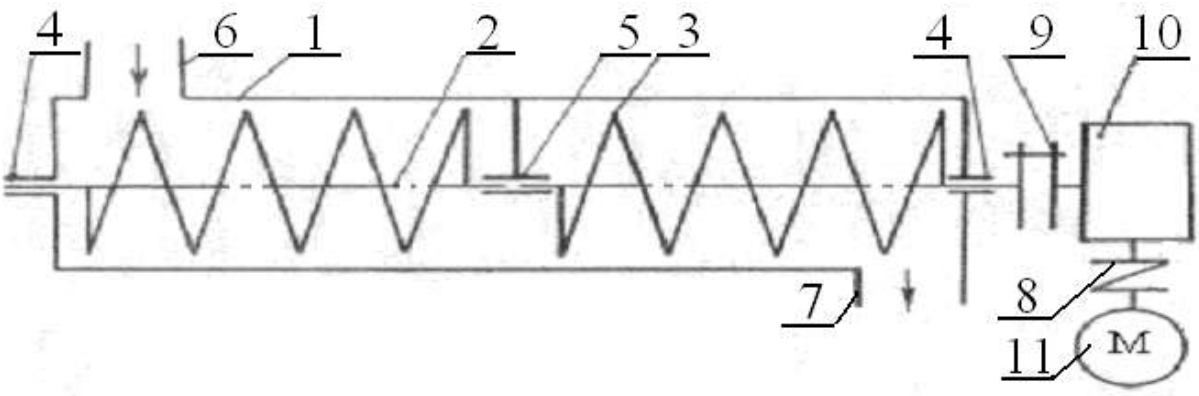


Рис. 4.19. Кінематична схема гвинтового транспортера:
1- жолоб; 2 – вал; 3 – гвинтова поверхня; 4 – опора кінцева;
5 – опора проміжна (підвісна); 6 – вікно завантажувальне;
7 – вікно ивантажувальне; 8 – муфта пружна; 9 – муфта жорстка
компенсаційна; 10 – редуктор черв'ячний; 11 – електродвигун

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 визначенні 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:

$$n_{êð} = A/\sqrt{D}\,, \qquad (4.10)$$

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 4.12

Таблиця 4.12. 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:

$$Q = 125\left(D^2 - d^2\right)\omega \cdot p_{ãâ} \cdot \Psi \cdot C \cdot \gamma \text{, кг/с,} \qquad (4.11)$$

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; С – коефіцієнт, що враховує кут нахилу транспортера до горизонту (див. табл. 4.14); γ – щільність (об'ємна маса) вантажу, кг/м^3.

Таблиця 4.13. Робоча частота обертання шнека, n_p, об/хв.

Транспортований вантаж	Діаметр шнека, D_0, мм	Робоча частота обертання шнека, n_p, 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

Таблиця 4.14. Значення коефіцієнта С 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 С	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.

$$v_n = v_0 \cos(\alpha_0 + \rho), \qquad (4.13)$$

Тут v_0 – швидкість поступального руху робочої поверхні шнека за зовнішнім діаметром, $v_0 = p_{ãâ} \cdot n / 60$; α_0 - кут підйому гвинтової лінії шнека за діаметром, по якому проходить центр тиску вантажу на гвинтову поверхня,

$$\alpha_0 = \operatorname{arctg} \frac{p_{гв}}{\pi D_0}, \text{ град.} \qquad (4.14)$$

Значення D_0 слід приймати залежно від коефіцієнта заповнення.

ρ – кут тертя вантажу об поверхню шнека, рад;

$$\rho = \operatorname{arctg} f, \qquad (4.15)$$

де f – коефіцієнт тертя вантажу об матеріал гвинтової поверхні шнека під час руху, $f = 0{,}7 f_0$;

f_0 – коефіцієнт тертя вантажу об матеріал гвинтової поверхні шнека в стані спокою, (див. таб. 4.13).

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.

Таблиця 4.15. Журнал роботи

Назва параметра	Позначення	Розмірність	Величина
Електродвигун:			
номінальна потужність	$P_{ном}$	кВт	
номінальна частота обертання вала	$n_{ном}$	об/хв.	
Трансмісія:			
редуктор	тип		
передаточне число	u		
передача гнучким зв'язком	тип		
передаточне число	u		
Шнек:			
тип			
напрям спіралі			
зовнішній діаметр	D	м	
діаметр вала	d	м	
крок навивки	$p_{гв}$	м	
довжина	**L**	м	
кількість опор	z	шт	
в тому числі проміжних	$z_{пр}$	шт	
кут нахилу транспортера до	β	град	
горизонту	$n_{шн}$	розрахувати	
частота обертання шнека	$n_{кр}$		
критична частота обертання шнека		призначити	
Матеріал транспортований			
Коефіцієнт заповнення	ψ		
міжвиткового простору	γ		
Питома маса вантажу			
Коефіцієнт продуктивності, що враховує осипання вантажу через зазори між кожухом і гвинтом	C		
Коефіцієнт продуктивності, що враховує кут нахилу до горизонту	C_0		

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, зразки 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 (цикліч-

ної) дії призначені для навантаження в транспортні засоби і складського переміщення штучних вантажів. Залежно від властивостей вантажу, що перевантажується, навантажувачі можуть бути обладнані вилами, грейфером, крановою стрілою, різного виду захоплювальними пристроями, затискачами та ін.

Для роботи всередині вагонів і складів закритого типу необхідні малогабаритні навантажувачі, що мають високу маневреність. 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.

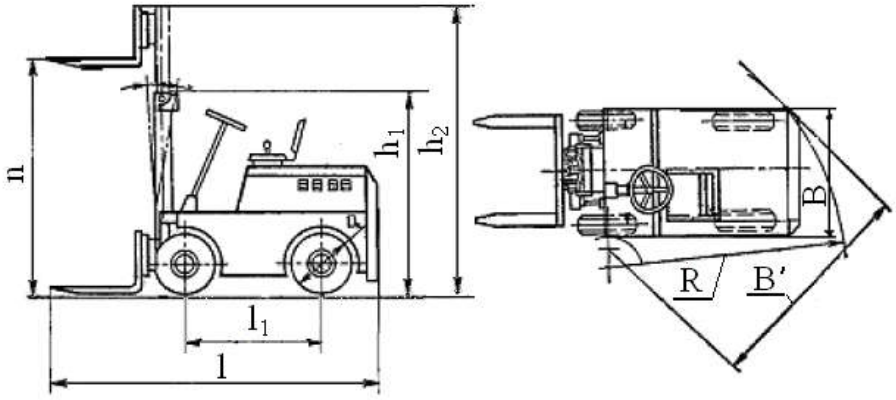


Рис. 4.20. Схема електронавантажувача з основними габаритними розмірами

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.

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 здійсню-

ється водієм за допомогою рукоятки 3. В відсіку 7 також встановле-на апаратура електрокерування. На рамі над заднім мостом змонтова-на акумуляторна батарея 21, пусковий опір 16. Сидіння водія 22 зак-ріплено 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 вантажо-підйомника, 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.

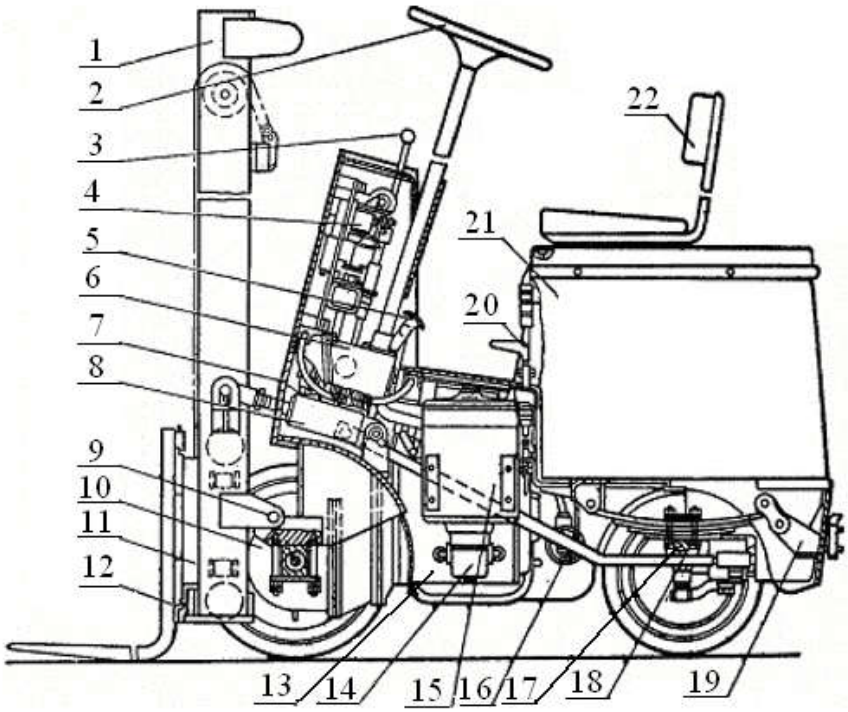


Рис. 4.21. Загальний вигляд електронавантажувача типу ЕП-103

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.

2. Вивчити основні типи змінних вантажозахоплювальних пристосувань до навантажувачів.

3.Вивчити основи технологічного процесу при переробці тарно пакувальних вантажів за допомогою навантажувачів. Для одного з можливих аріантів (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.

4. За визначеним значенням тривалості циклів (з суміщенням $T_ц$ і без суміщення операцій $t_ц$) визначити коефіцієнт суміщення операцій в робочому циклі зі співвідношення:

$$\varphi = T_ц / t_ц.$$

5. Розрахувати технічну продуктивність навантажувача:

$$Q_{тех} = 3600 G_в / T_ц,$$

де $G_в$ - маса вантажу, переміщуваного за один цикл, т.

6. Визначити змінну виробіток навантажувача:

$$Q_{см} = 7 Q_{тех} K_{вр}.$$

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 $T_ц$, $t_ц$												

Тут *7* – тривалість робочої зміни, год.; $К_{вр}$ – коефіцієнт використання машини за часом, для навантажувачів можна прийняти $К_{вр} = 0,75$.

7. Далі слід зіставити розраховане значення $Q_{см}$ з нормою виробітку з ЕНВ [2] і в разі значної розбіжності пояснити причину цієї розбіжності.

8. 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?

5. САМОСТІЙНА РОБОТА

5.1. Основні концепції організації, мета та структура самостійної роботи студентів

Самостійна робота студента є основним засобом оволодіння навчальним матеріалом у час, вільний від обов'язкових навчальних занять.

Мета самостійної роботи студентів: набуття додаткових знань, перевірка отриманих знань на практиці, вироблення фахових та дослідницьких вмінь та навичок.

Навчальний час, відведений для самостійної роботи студента, регламентується робочим навчальним планом і повинен становити не менше 1/3 та не більше 2/3 загального обсягу навчального часу студента, відведеного для вивчення конкретної дисципліни.

Структура самостійної роботи приведена на рис. 5.1.

Зміст самостійної роботи студента над конкретною дисципліною визначають навчальна програма дисципліни, методичні матеріалами, завдання та вказівки викладача.

Самостійна робота студента забезпечує система навчально-методичних засобів, передбачених для вивчення конкретної навчальної дисципліни: підручник, навчальні та методичні посібники, конспект лекцій викладача, практикум, навчально-методичний комплекс дисципліни тощо.

Методичні матеріали для самостійної роботи студентів повинні передбачати можливість проведення самоконтролю з боку студента.

Для самостійної роботи студенту також рекомендують відповідну наукову та фахову монографічну і періодичну літературу.

Самостійну роботу над засвоєнням навчального матеріалу з конкретної дисципліни студенти можуть виконувати у бібліотеці вищого навчального закладу, навчальних кабінетах, комп'ютерних класах (лабораторіях), а також в домашніх умовах.

У необхідних випадках ця робота проводиться відповідно до заздалегідь складеного графіка, що гарантує можливість індивідуального доступу студента до потрібних дидактичних засобів.

Графік самостійної роботи доводять до відома студентів на початку поточного семестру.



Рис. 5.1. Структурна схема самостійної роботи дисципліни

При організації самостійної роботи студентів з використанням складного обладнання чи устаткування, складних систем доступу до інформації (наприклад, комп'ютерних баз даних, систем автоматизованого проектування тощо) передбачається можливість отримання необхідної консультації або допомоги з боку фахівця.

Навчальний матеріал навчальної дисципліни, передбачений робочим навчальним планом для засвоєння студентом в процесі самостійної роботи, виносять на підсумковий контроль поряд з навчальним матеріалом, який студенти опрацьовували при проведенні навчальних занять.

Самостійну роботу студентів організовує викладач через систему домашніх завдань, виконання яких має оцінювати викладач, і ця оцінка має входити до семестрової оцінки студента.

Завдання самостійної роботи студенти можуть виконувати індивідуально або групою по 2-5 осіб.

Самостійне опрацювання певного матеріалу за навчальною літературою та створення структурної (візуальної) схеми прочитаного матеріалу. Викладач дає студентам навчальний матеріал (певний розділ підручника), пропонує його опрацювати і зміст розділу представити у вигляді візуальної схеми, малюнку тощо. Схеми і малюнки, створені студентами слід представити та обговорити на практичному занятті або лекції.

За кожним конкретним курсом або спецкурсом може бути розроблена система самостійної роботи студентів, яка відповідає особливостям курсу. Завдання до самостійної роботи є необхідною частиною навчально-методичного комплексу дисципліни, який розробив викладач. Завдання до самостійної роботи викладач розробляє разом із навчально-методичним комплексом дисципліни і подає його на кафедру до початку навчального року або семестру. На початку семестру необхідно ознайомити студентів із організацією роботи з певної дисципліни, з формами контролю, з організацією самостійної роботи, з критеріями оцінювання.

Контроль за виконанням самостійної роботи здійснюють згідно з вимогами і критеріями, описаними у навчально-методичному комплексі дисципліни. Формами контролю за самостійною роботою може бути усне опитування на семінарі, колоквіум, перевірка письмових робіт (здійснених самостійно дослідних, індивідуальних, творчих завдань, рефератів), опитування на іспиті (якщо питання чи теми для самостійної роботи не входили до розглянутих на семінарі).

5.2. Методичні матеріали для виконання самостійної роботи

5.2.1. Основи техніко-економічних розрахунків застосування вантажо- підйомних і транспортуючих машин, які застосовуються для механізації виробничих процесів

Вибрані типи або комплекс машин, що повністю задовольняють розглянутим технічним чинникам, повинні бути підданними техніко-економічному аналізу з метою розробки остаточного оптимального рішення. Для оцінки техніко-економічної ефективності і виявлення найбільш економічного, оптимального типу машини або комплексу машини як системи механізації необхідно провести аналіз наступних основних економічних показників:

-капітальних витрат (первинної вартості) на придбання і установку машини або системи машин;

-експлуатаційних витрат і собівартості переробки однієї тонни вантажу;

-чисельності і продуктивності робітників, зайнятих на навантажувально-розвантажувальних роботах;

-термінів окупності капітальних витрат.

Найбільш економічно ефективним варіантом машин і системи механізації вважається такий, здійснення якого вимагає якнайменших капітальних витрат і забезпечує найменшу собівартість навантажувально-розвантажувальних і транспортних робіт, тобто найменшу собівартість переробки 1 т вантажу.

Питомі витрати на 1 т вантажу, що переробляється, визначаються за формулою:

$$У = \frac{К_0}{Т_0} + С \text{, грн/т,} \qquad (5.1)$$

де $К_0$ – загальні питомі капітальні витрати на спорудження машини (системи), віднесені до 1 т вантажу, що переробляється, $К_0 = \frac{П_м + П_с}{Q \cdot Т}$;

$П_м$ – первинна вартість машини або комплексу машин в системі механізації в грн.;

$П_с$ – первинна вартість будівельних і монтажних робіт по спорудженню машини або комплексу машин в грн.;

Q – розрахункова продуктивність машини в т/год;

$Т_0$ – нормативний термін окупності машини (системи) в роках;

С – собівартість переробки 1 т вантажу в грн., $С = Е/(Q \cdot Т)$;

$Е$ – річні експлуатаційні витрати при роботі машини (системи) в грн.;

$Т$ – річна календарна фундація часу роботи машини (системи) в год., $Т = t_0 \cdot u \cdot i$;

t_0 – час роботи в одну зміну в год.;

u – кількість змін в одному робочому дні;

i – кількість робочих днів в році (звичайно приймають i = 305 днів).

Оптимальний варіант повинен мати якнайменшу величину $У$ в порівнянні зі всіма іншими варіантами механізації.

Вартості $П_м$ і $П_с$ визначають за цінами діючих прейскурантів, цінників або по кошторисних калькуляціях. Нормативний термін окупності капітальних витрат приймають для систем комплексної механізації окремих цехів або складів

$Т_0$ = 4…5 років; для складних систем комплексної механізації $Т_0$ – 6 років.

Експлуатаційні витрати споживача по експлуатації машини (системи) в рік визначають по формулі

$$Э = \alpha_м \cdot П_м + \alpha_с \cdot П_с + З + С_р + С_э + С_{в.м.} + С_0 \text{ грн.,} \qquad (5.2)$$

де $\alpha_м$ і $\alpha_с$ – норми щорічних амортизаційних відрахувань на капітальний ремонт, відповідно, для машин ($\alpha_м$) і будівельних споруд ($\alpha_с$); приймають по довідниках залежно від термінів служби машин;

$З$ – річна заробітна платня з нарахуваннями основних і допоміжних робочих, безпосередньо зайнятих на обслуговуванні машин, в грн.;

$С_р$ – річні витрати на середній і поточний ремонти і огляди в грн.; приймаються по довідниках по конкретних типах машин і умовах їх роботи;

$С_е$ – вартість енергії, що витрачається машинами в рік, в грн .;

$С_{дм}$ – річні витрати на допоміжні матеріали в грн.;

$С_0$ – додаткові річні витрати за особливих умов експлуатації, наприклад через пошкодження вантажів і т. д.; визначають по довідниках.

Річна заробітна плата:

$$З = А \cdot З_0 \cdot О_с \cdot О_д \text{ грн. за рік,} \quad (5.3)$$

де $А$ – коефіцієнт, що враховує додаткову зарплату на час відпусток, виконання суспільних обов'язків та ін.;

$З_0$– основна зарплата основних і допоміжних робітників, обслуговуючих машини, в грн., $З_0 = \Sigma p_i \cdot c_i \cdot T$;

p_i – кількість обслуговуючих робочих по окремих кваліфікаціях;

c_i – тарифна ставка 1 год. роботи робітника в грн.;

$О_с$ – коефіцієнт відрахувань на соціальне страхування робітників;

$О_д$ – коефіцієнт додаткових витрат на підміну робітників під час відпусток і у вихідні дні, залежно від режиму роботи підприємства.

Вартість електроенергії, витраченої електродвигунами приводу машин (системи), визначається по формулі:

$$Сэ = Ц_э \cdot \eta_0 \cdot \sum_1^n N_i \cdot T_i \cdot n \text{ грн. за рік,} \quad (5.4)$$

де $Ц_е$ – вартість 1 кВт/год. електроенергії в грн. (визначають по розцінках різних енергосистем);

η_0 – коефіцієнт обліку втрат в розподільній мережі;

N_i – встановлена потужність електроустаткуванні машини (системи) в кВт;

η_i – коефіцієнт використовування потужності електродвигуна, визначуваний відношенням потрібної потужності до встановленої;

T_i – час роботи кожного двигуна в рік в год.;

n – кількість двигунів.

Подібним чином можна визначити вартість витрат повітря для пневмообладнання або палива для теплових двигунів.

Річні витрати на допоміжні матеріали (змащувальні масла і мастила, обтиральні матеріали, гас і т. д. визначають по формулі:

$$С_{в.м.} = T \cdot \Sigma \xi_{в.м.} \cdot Ц_{в.м.} \text{ грн. за рік,} \quad (5.5)$$

де $\xi_{дм.}$ – галузеві норми на витрати допоміжних матеріалів на одиницю устаткування за 1 год. роботи в кг;

$Ц_{д.м.}$ – вартість 1 кг допоміжних матеріалів.

Для укрупнених розрахунків:

$$С_{в.м.} \approx (0{,}1...0{,}15) \cdot С_э. \quad (5.6)$$

Якнайповніше задоволення технічним і економічним вимогам дозволяє вибрати оптимальний варіант машини і всього комплексу механізації.

5.2.2. Основні вимоги безпечної експлуатації вантажопідйомних машин

Під час виконання вантажно-розвантажувальних робіт застосовуються вантажно-підіймальні крани, лебідки, талі тощо.

ДНАОП 0.00-1.03-02 «Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів» – основний нормативний документ, що визначає порядок розробки проектів, вимоги безпеки до конструкції, матеріалів, виготовлення, контролю, якості, монтажу, пуску в експлуатацію та організації безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів усіх типів, вантажних електричних візків, що пересуваються надземними рейковими коліями разом з кабіною керування, кранів-екскаваторів, що працюють лише з гаком або електромагнітом, ручних і електричних талей, лебідок для підіймання вантажу і (або) людей, змінних вантажозахоплювальних органів та пристроїв, тари несучої, колисок (кабін) для підіймання людей.

Ці правила не поширюються на вантажопідіймальні машини спеціального призначення (шахтні, плавучих споруд, ливарного виробництва, військового відомства і т. ін.), монтажні поліспасти та конструкції, до яких вони підвішуються тощо.

Розроблення конструкторської документації вантажопідіймальних машин можуть здійснювати головні науково-дослідні та спеціалізовані організації, а виготовлення – підприємства, які мають дозвіл органів Держнаглядохоронпраці на виконання зазначених вище робіт.

За якість розроблення, виготовлення, реконструкції монтажу та ремонту вантажопідіймальних машин, змінних та знімних вантажозахоплювальних органів і пристроїв, колисок для підіймання людей, а також за відповідність їх правилам несе відповідальність організація (підприємство), яка виконувала зазначену роботу.

Для перевірки якості виготовлення кранів і відповідності їх проекту та чинним нормативним документам(НД) виробник проводить попередні і приймальні випробування експериментального зразка крана, періодичні (вибірка із серії) та приймально-здавальні (кожного крана) випробування. Попередні і приймальні випробування проводяться за участю представників проектної організації та Держнаглядохоронпраці. Приймально-здавальні випробування проводяться службою технічного контролю виробника за розробленою і затвердженою виробником програмою. Результати цих випробувань заносяться до паспорту крана.

Кожна виготовлена вантажопідіймальна машина забезпечується паспортом, технічним описом, інструкцією з монтажу та експлуатації (за потреби). Інструкції мають бути розроблені спеціалізованою організацією або виробником відповідно до вимог правил та інших НД.

Змінні вантажозахоплювальні органи (гак, грейфер, вантажопідій-мальний електромагніт) та знімні вантажозахоплювальні пристрої (стропи, ланцюги, траверси і т. ін) виготовляються відповідно до чинних НД, технологічних карт та правил.

Вантажопідіймальні крани з машинним приводом повинні бути обладнані приладами та пристроями безпеки:

•кінцевими вимикачами механізму підіймання вантажозахоплюючого органу, механізму зміни вильоту стріли в крайніх робочих положеннях, механізму пересування вантажопідіймальних кранів або вантажних візків;

•пристроями автоматичного зняття напруги з крана при виході на його галерею – крани мостового типу;

•електричним блокуванням, що не дозволяє почати пересування крана при відчинених дверях кабіни;

•обмежувачами вантажопідйомності;

•захистом від падіння вантажу та стріли при обриві фази електричної мережі, що живить кран;

•показником вантажопідйомності залежно від вильоту стріли;

•блиска в коприймачем та приладом автоматичного вмикання сирени при зазначеній в паспорті швидкості вітру – баштові крани,висота яких більша 15 м, козлові – прогоном більше 16 м, портальні та кабельні крани;

•координатним захистом та захистом від небезпечної напруги – стрілові самохідні крани крім гусеничних;

•захисним заземленням усіх металоконструкцій, які не входять в електричне коло – крани, що живляться від зовнішньої мережі.

Стальні дротяні канати, що застосовуються як вантажні, стрілові, несучі та тягові, перед встановленням на вантажопідіймальну машину повинні бути перевірені розрахунком:

$P/S > K$,

де P – зусилля на розрив каната, що приймається за сертифікатом заводу-виробника, кН;S – найбільший натяг гілки каната без урахування динамічних навантажень, кН;

K – коефіцієнт запасу міцності, який залежно від призначення та режиму роботи каната коливається від 3 до 9 (К = 9 для канатів вантажопідйомних машин, що призначені для підіймання людей).

Стропи зі стальних канатів розраховуються за вказаною вище формулою з урахуванням кількості гілок каната та кута нахилу їх до вертикалі. Натяг, що виникає у кожній гілці каната, нахиленій до вертикалі під кутом a, визначається за формулою, кН:

$$S = \frac{Q}{n \cos \alpha} = m \frac{Q}{n}, \qquad (5.7)$$

де Q – маса вантажу, підвішеного на гаку, т;

n – кількість гілок каната;

m – коефіцієнт, що дорівнює: 9,81 при $a = 0°$; 11,32 при $a = 30°$; 13,87 при $a = 45°$;

При розрахунку стропів, призначених для піднімання вантажів із обв'язуванням або зачіплюванням гаками, кільцями або сергами, коефіцієнт запасу міцності канатів повинен прийматися не менше шести. Бракування

стальних вантажних канатів та канатів-стропів виконується за кількістю обірваних дротин на довжині одного кроку звивання каната.

Крок звивання каната визначають таким чином. На поверхні будь-якого жмута наносять мітку *а,* від якої відраховують уздовж центральної осі каната стільки жмутів, скільки їх є у перерізі каната (наприклад, 6 у канаті, що містить 6 жмутів) і на наступному після відрахування жмуті (у даному випадку на сьомому) наносять другу мітку *7.* Відстань між мітками приймається за крок звивання каната.

Кількість обривів дротів на довжину одного кроку звивання, за яких канат бракується, коливається від 6 до 40 залежно від типу та конструкції каната, а також від початкового коефіцієнта запасу міцності (табл. 5.1).

Таблиця 5.1. Бракувальні ознаки каната за кількістю обривів дротів на одному кроці звивання

Коефіцієнт запасу міцності канату при відношенні D/d	Конструкція каната			
	6*19 = 114 (органічне осердя)	6*37 = 222 (органічне осердя)	6*61 = 366 (органічне осердя)	18 19 = 222 (органічне осердя)
До 6	12/6	22/11 30/15	26/13	36/18 40/20
5-7	14/7	30/15	36/18 40/20	36/18 40/20
більше 7	16/8	30/15	38/19 40/20	38/19

Примітки:1. У чисельнику наведені значення для хрестового звивання, а у знаменнику – для альбертового.

2. D – діаметр барабана, мм; d – діаметр каната, мм.

За наявності у канаті поверхневого зношення або корозії дротин допустима кількість обірваних дротин на крок звивання, як ознака бракування, повинна бути зменшена в межах, наведених в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Процент зменшення допустимої кількості обірваних дротин на крок звивання

Поверхневе зношення або корозія дротів по діаметру, %	10	15	20	25	30 та більше
Кількість обірваних дротин на крок звивання, % від кількості, що вказана у табл. 5.2.	85	75	70	60	50

При зношуванні або корозії, що досягли 40% та більше від початкового діаметра дротів, а також при виявленні обірваного жмута канат повинен бути забракований.

Вантажні гаки усіх стрілових кранів, а також кранів, що переміщують вантаж у контейнерах, цебрах та іншій тарі, що навішується на гак за допомогою скоби, напівавтоматичного та автоматичного стропа або інших жорстких елементів, обладнуються запобіжним пристроєм для замикання, що відвертає самовільне випадання знімного вантажозахоплюючого пристрою. Вантажні гаки повинні мати запобіжні пристрої також і в тому випадку, коли спущений вантаж може перебувати у нестійкому положенні. При цьому гаки для стропів потрібно виконувати таким чином, щоб було виключене самовільне розчеплення гака із вантажем, або обладнати гак пристроєм для замикання зіву.

На вантажних гаках вказуються номер гака за стандартом, назва заводу-постачальника та рік виготовлення. На петлях вказується вантажопідйомність і наноситься клеймо відділу контролю. Зношення гака у зіві не повинно перевищувати 10% початкової висоти перерізу.

Гаки спеціального призначення постачаються з паспортом із зазначенням номера, вантажопідйомності та матеріалу, з якого вони виготовлені.

Знімні пристрої для захоплення вантажу(стропи, ланцюги, траверси тощо), а також тара для транспортування вантажів (ковші, контейнери, цебри), після виготовлення підлягають технічному нагляду на заводі-виробнику. Стропи для вантажів масою до 1 т, як правило, виготовляють із тросів діаметром 11-15 мм.

При технічному огляді знімні пристосування для захоплювання вантажу піддаються огляду та випробуванню навантаженням, що в 1,25 рази перевищує їх номінальну вантажопідйомність. Стропи, що не мають на кінцях гаків, випробовують навантаженням, яке вдвічі перевищує номінальну вантажопідйомність. Випробування усіх знімних пристроїв для захоплення вантажу виконується з витримуванням під навантаженням протягом 10 хв. Тара підлягає технічному огляду. Випробовувати її вантажем необов'язково.

У процесі експлуатації знімні пристрої для захоплювання вантажу і тара періодично оглядаються особою, на яку покладено обов'язки щодо їх обслуговування, у строки, встановлені адміністрацією підприємства (будівництва), але не рідше ніж через кожні шість місяців (траверси), через один місяць (кліщі та інші пристосування для захоплення), через кожні десять днів (стропи за винятком тих, що рідко використовуються і тара). Стропи, що рідко використовуються, оглядають перед видачею їх на роботу. Результати огляду знімних пристроїв для захоплювання вантажу і тари заносять у спеціальний журнал огляду та обліку.

Установлення кранів в місцях їх постійної експлуатації має проводитися за проектом, розробленим спеціалізованою організацією згідно з чинними НД та правилами.

Після установлення до пуску в експлуатацію вантажопідіймальні машини проходять технічний огляд власником або спеціалізованою організацією і реєстрацію в органах Держнаглядохоронпраці.

Реєстрації підлягають крани всіх типів, крани-екскаватори, що працюють тільки з гаком або електромагнітом, вантажні електричні візки з кабіною керування, які пересуваються надземними рейковими коліями.

Не реєструються в органах Держнаглядохоронпраці крани з ручним приводом, крани мостові вантажопідйомністю до 10 т, стрілові та баштові крани вантажопідйомністю до 1 т: стрілові крани з постійним вильотом, неповоротні, непересувні; крани на пересувних комплексах, призначених для виконання ремонтних робіт, електричні талі та лебідки для підіймання вантажів і (або) людей.

Повний технічний огляд вантажопідіймальних машин включає: огляд їх стану в цілому, металоконструкцій і окремих механізмів, статичні й динамічні випробування.

Статичне випробування проводиться вантажем, який на 25% перевищує вантажопідйомність крана, і має за мету перевірку його міцності та стійкості - для

стрілових кранів. Вантаж підіймається на висоту 100-200 мм, утримується 10 хв і після цього опускається. При відсутності залишкових деформацій вважається, що кран витримав статичні випробування.

Динамічне випробування проводиться вантажем, який на 10% перевищує вантажопідйомність машини і має за мету перевірку дії її механізмів та гальм.

Вантажопідіймальні машини, які знаходяться в експлуатації, піддаються періодичним технічним оглядам:

• частковим (без статичних і динамічних випробувань) – не рідше одного разу на 12 місяців;

• повним – не рідше одного разу на 3 роки, за винятком кранів, які рідко використовуються.

Дозвіл на пуск в роботу вантажопідіймальної машини, яка підлягає реєстрації в органах Держнаглядохоронпраці, видається інспектором Держнаглядохоронпраці на підставі її технічного огляду, проведеного власником або спеціалізованою організацією. При цьому інспектор проводить контрольну перевірку технічного стану машини, організації її нагляду, обслуговування та експлуатації. Вантажопідіймальні машини, які не підлягають реєстрації в органах Держнаглядохоронпраці, вводяться в експлуатацію наказом власника.

З метою забезпечення вимог безпеки при експлуатації вантажопідіймальних машин власник (роботодавець) зобов'язаний призначити наказом:

-інженерно-технічного працівника з нагляду за вантажопідіймальними машинами;

-інженерно-технічного працівника, відповідального за утримання вантажо-підіймальних машин у справному стані;

-інженерно-технічних працівників, відповідальних за безпечне виконання робіт з переміщення вантажів – у кожному цеху, на будівельному майданчику, у кожній зміні.

Власник повинен укомплектувати необхідний штат машиністів кранів, їх помічників, слюсарів, електромонтерів, стропальників та сигнальників. Кваліфікація перерахованих вище працівників, їх рівень підготовки з питань охорони праці, порядок перевірки знань і переатестації повинні відповідати вимогам правил та іншим чинним нормативам. За відсутністю у роботодавця таких працівників він укладає угоду з сторонньою організацією для забезпечення безпечної експлуатації вантажопідіймальних машин згідно з вимогами правил.

На кожному підприємстві, що експлуатує вантажопідйомне обладнання, повинен бути призначений інженерно-технічний працівник, що несе відповідальність за його справність і безпечну експлуатацію. Призначення цієї особи повинно бути проведене наказом, а його посада, прізвище, ім'я, по батькові і підпис повинні бути зафіксовані в паспорті кожного вантажопідйомного пристрою.

5.2.3. Кріплення канату на барабані. Розрахунок кріплення канату до барабана

Вузол кріплення канату на барабані являється одним із самих відповідальних. Вимоги: надійність в роботі, простота конструкції, відсутність гострих перегинів, можливість огляду і легкої заміни канату.

Розрізняють наступні способи кріплення:

- зовнішніми планками;
- внутрішньою прижимною планкою;
- за допомогою клина.

Останні два використовують для литих барабанів.

Найбільше вказаним вимогам відповідає кріплення зовнішніми планками (5.2).

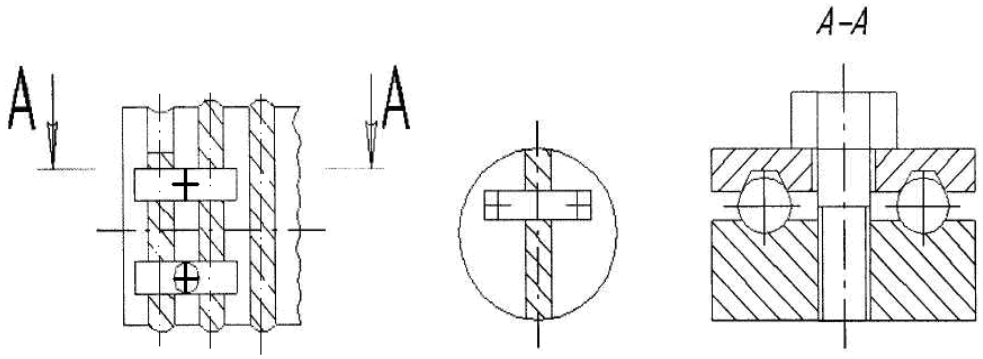


Рис. 5.2. Планка

Планку необхідно кріпити двома болтами, або використовувати не менше двох одноболтових планок.

Розрахунок кріплення канату до барабана. Приймаємо конструкцію кріплення каната до барабана прижимною планкою, яка має трапецієвидні канавки (рис. 5.3).

Попередньо приймаємо болт згідно стандарту і перевіряємо його міцність по сумарних напругах в його стрижні при затяжці кріплення із врахуванням розтягу і згину:

$$\sigma_{сум} = \frac{1{,}3 \cdot k_з \cdot F_б}{\left[\frac{\pi \cdot (d_1)^2}{4}\right]} + \frac{k_з \cdot F_б \cdot f \cdot l}{0{,}1 \cdot (d_1)^3} \le [\sigma_p],$$

де $k_з$ – коефіцієнт запасу, $k_з$=1,5;

d_1 – внутрішній діаметр стержня болта згідно стандарту, *мм*;

f – коефіцієнт тертя ковзання між канатом і барабаном, f = 0,l.. .0,16;

l – плече згину болта $l = S+d_k/2$,

S – товщина планки, приймаемо конструктивно S = 10...15 мм;

$F_б$ – зусилля розтягу стержня болта:

$$F = \frac{F_{max}}{e^{f \cdot \alpha} \cdot (f + f_1) \cdot \left(1 - e^{f \cdot \alpha_1}\right)};$$

F_{max} – максимальне зусилля в канаті;

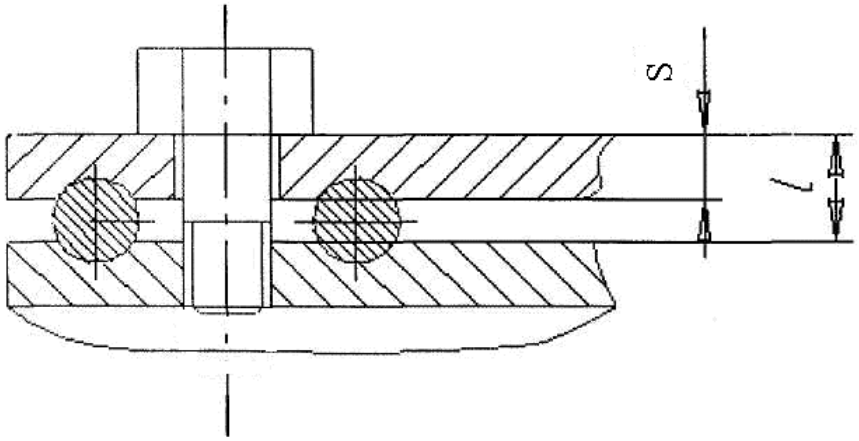


Рис. 5.3 Кріплення канату

f_1 – приведений коефіцієнт тертя між планкою і барабаном, $f_1 = f/\sin\beta$, де β – кут закріплення канату, $\beta = 36.. .40°$;

α – кут обхвату канатом барабану, $\alpha = (3...4)\pi$,

α_1 – кут обхвату канатом барабану при переході від однієї канавки планки до другої, $\alpha = 2\pi$;

$[\sigma_р]$ – допустиме напруження на розтяг стержня болта, $[\sigma_р]$ = 110...120 МПа для сталі Ст.3.

5.2.4. Розрахунок траверси

Траверсу уявляють балкою, опорами якої являються серги (при вантажопідіймальності Q ≤ 2 т серги не проектують, тому опорами є щоки). Навантаження Q_{max}, що передається гайкою гака через упорний підшипник, приймають зосередженим у центрі траверси (рис. 5.4).

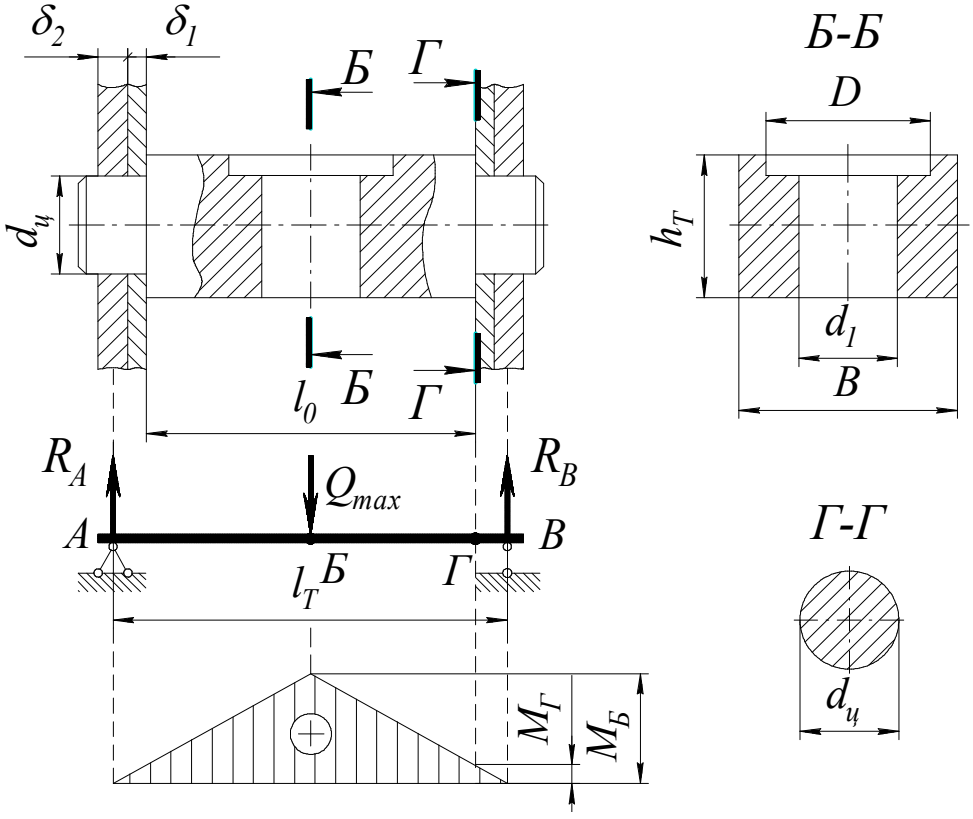


Рис. 5.4. Розрахункова схема травер

Траверса має два небезпечних переріза: центральне Б-Б, послаблене отвором d_1 під шийку гака, та переріз Г-Г – місце переходу цапфи $\mathbf{d_ц}$ в тіло траверси.

1. Вихідні дані:-

-матеріал.....

- навантаження на траверсу Q_{max}, Н.....
- зовнішній діаметр упорного підшипника D, мм.....
- товщина щоки δ_1, мм.....
- товщина серги δ_2, мм.....
- проліт траверси $l_Т$, мм.....
- границя міцності $\sigma_в$, МПа.....
- границя текучості $\sigma_т$, МПа.....
- границя втоми $\sigma_{-1И}$, МПа.....

2. Ширина траверси, мм:

$$B=D+(20...35), \quad (5.8)$$

3. Висота траверси визначається з умови міцності перерізу **Б-Б** на згин. Опорні реакції, Н:

$$\mathbf{R_А = R_В = \frac{Q_{max}}{2}}, \quad (5.9)$$

Згинальний момент в перерізі Б-Б, Н·мм:

$$\mathbf{M_Б = R_А \cdot \frac{l_Т}{2}}, \quad (5.10)$$

Допустиме напруження для перерізу Б-Б, МПа:

$$\mathbf{[\sigma_Б] = \frac{1{,}4 \cdot \sigma_{-1И}}{K_\sigma \cdot [S]}}, \quad (5.11)$$

де K_σ – коефіцієнт концентрації напружень, K_σ=2,6 - для перерізу, послабленого отвором;

[S] – запас міцності.

Необхідний момент опору перерізу Б-Б, мм^3:

$$\mathbf{W_Б = \frac{M_Б}{[\sigma_Б]}}, \quad (5.12)$$

Зневажаючи розточкою під кільце упорного підшипника, можна записати:

$$\mathbf{W_Б = \frac{(B - d_1) \cdot h_Т^2}{6}}, \quad (5.13)$$

Звідки висота траверси, мм:

$$\mathbf{h_Т = \sqrt{\frac{6 \cdot W_Б}{B - d_1}}}. \quad (5.14)$$

4. Діаметр цапфи визначають з двох умов: міцності цапфи на згин та забезпечення допустимих напружень зминання в зоні рухомого контакту цапфи із сергою.

Діаметр цапфи з розрахунку на згин.

Згинальний момент в перерізі Г-Г, Н·мм:

$$\mathbf{M_Г = R_В \cdot (\delta_1 + \frac{\delta_2}{2})}, \quad (5.15)$$

Допустиме напруження в перерізі Г-Г, МПа:

$$[\sigma_Г] = \frac{1{,}4 \cdot \sigma_{-1и}}{K_\sigma \cdot [S]}, \qquad (5.16)$$

де K_σ – коефіцієнт концентрації напружень, $_\sigma$ = 2,7 - для цапфи траверси із гантельним переходом;

[S] – запас міцності.

Діаметр цапфи, мм:

$$d_ц = \sqrt[3]{\frac{M_Г}{0{,}1 \cdot [\sigma_Г]}}. \qquad (5.17)$$

4.2 Діаметр цапфи із розрахунку на зминання, мм:

$$d_Ц = \frac{R_В}{[\sigma_{зм}] \cdot \delta_2}, \qquad (5.18)$$

де $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання, МПа

5.2.5. Розв'язування типових задач

Задача 1. Підібрати канат для підйому вантажу масою 15 т стріловидним краном на висоту 20 м. Схема запасовки каната приведена на рис. 5.5, *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 запасовки канату i_n=5. ККД поліспасту $\eta_n = \eta^n = 0{,}97^5 = 0{,}86$.

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

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

Потрібний канат з допустимим розривним зусиллям S_p = 5,5·34,2 = 188 кН. По ГОСТ 3070-74 (табл. 5.3) 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.

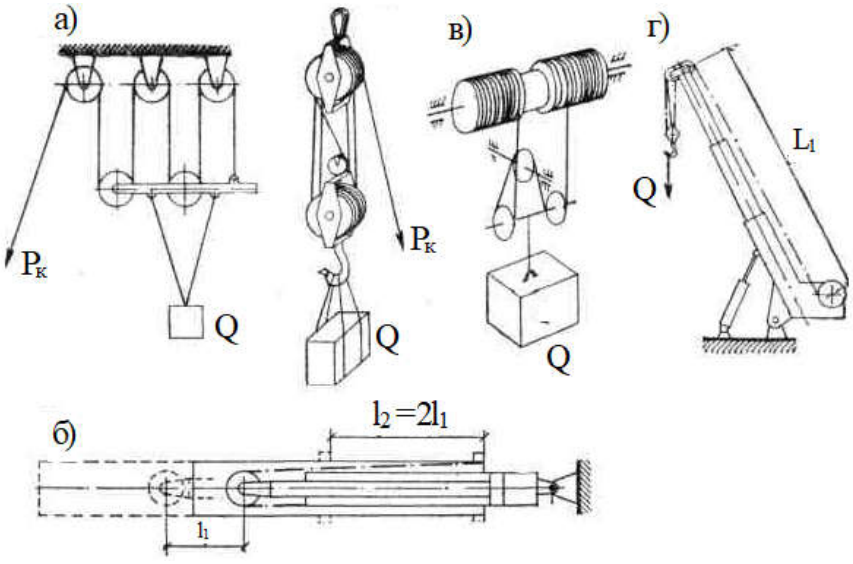


Рис. 5.5. Схема запасовки каната

Мінімальний діаметр блоків і барабану:

$D_б \geq 18d_к = 18 \cdot 19{,}5 = 350$ мм. Приймаємо $D_б = 350$ мм.

Довжина канату:

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

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

Таблиця 5.3. Канат подвійного звивання типу ТК конструкції 6х19 (1 + 6+12) + 1о.с.

Діаметр, мм			Площа перерізу дротів, *мм²*	Розрахунк-кова маса 1 м змащеного канату, кг	Маркувальна група по тимчасовому опору розриву, МПа					
канату	дротів				1400	1600	1700	1800	2000	2200
	центральних (6 дротів)	у шарах (108 дротів)			Розрахункове розривне зусилля канату, кН					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
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	312	333	343	374	–
27	1,8	1,7	260,41	2,56	309	354	376	387	422	–

Таблиця 5.4. Канат подвійного звивання
типу ТК конструкції 6х37 (1 + 6+12+ 18) + 1о.с.

Діаметр, мм			Площа перерізу дротів, *мм²*	Розрахункова маса 1 м змащеного канату, кг	Маркувальна група по тимчасовому опору розриву, МПа					
каната	дротів				1400	1600	1700	1800	2000	2200
	центральних (6 дротів)	у шарах (216 дротів)			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	0,10	–	–	–	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	0,20	–	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

Задача 2. Підібрати канат для вантажної лебідки мостового крану вантажопідйомністю 10 т, обслуговуючого склад залізобетонних конструкцій. Канат запасований в здвоєний двократний поліспаст (рис. 5.5, *в*). Режим роботи середній ПВ = 25%. Відстань від майданчика складу до барабану лебідки Н = 12 м.

Розв'язування. Вага вантажу, що піднімається:

$Q = mg = 10 \cdot 9{,}81 = 98{,}1$ кН.

Кратність поліспасту $i_n = 2$. Для здвоєного поліспасту зусилля в кожній гілці каната, що навивається на барабан, дорівнюватиме:

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

Допустиме розривне зусилля в канаті:

$S_р = 5{,}5 \cdot 25{,}3 = 139$ кН.

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 = 1,09кг.

Мінімальний діаметр блоків і барабану:

$D_б \geq 25d_к = 25 \cdot 18 = 450$мм. Приймаємо $D_б = 500$ мм. Довжина каната:

$L_к = 2(Hi_n + (2\ldots3)\pi D_б) = 2(12 \cdot 2 + (2\ldots3) \times 3{,}14 \cdot 0{,}5) = 56$ 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. 5.4).

Робочу довжину барабана при багатошаровому навиванню визначають за формулою:

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

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. 5.6) наведені в табл. 5.5.

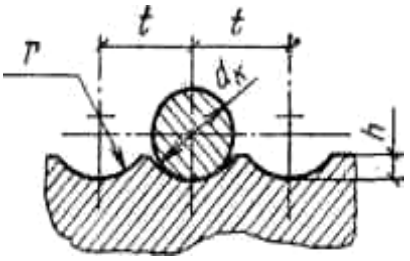


Рис. 5.6. Профіль канавок на барабані

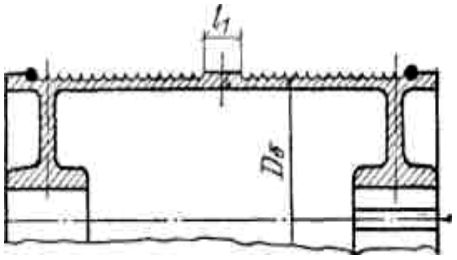


Рис. 5.7. Барабан з двохстороннім навиванням канату

Довжину барабана при одношаровому навиванні визначають за формулою:

$$L_б = L_к t / \left[\pi \left(D_б + d_к\right)\right].$$

При визначенні повної довжини барабана враховують товщину бортів, місце для закріплення каната, а на барабанах з двостороннім навиванням канатів (рис. 5.7) 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. 5.8).

Таблиця 5.5. Розміри профілю канавок на барабанах, мм

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

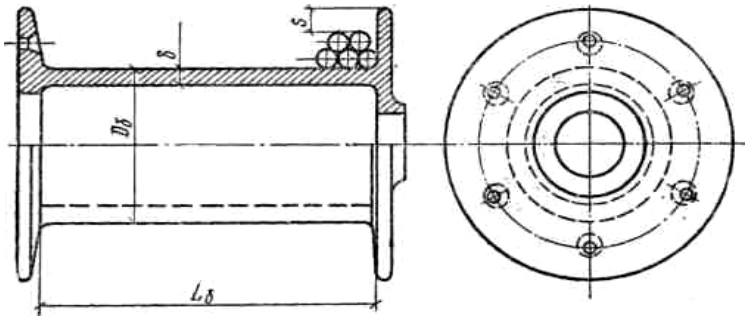


Рис. 5.8. Гладкий барабан для багатошарового навивання канату

Товщина стінок барабана

$$\delta = P_к / (t[\sigma_{ст}]),$$

де $[\sigma_{ст}]$ – допустима напруга на стискання для матеріалу барабана (для чавуну СЧ 15-32 $[\sigma_{ст}]$ = 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 5.6. Значення коефіцієнта запасу міцності і залежність найменшого діаметру блоку або барабана від діаметру каната $d_к$

Режим роботи крану	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

Задача 3. Визначити основні розміри барабана лебідки. Барабан чавунний з канавками. Зусилля в канаті 40 кН. Режим роботи середній, ПВ = 25%. Канато-місткість барабана 200 м.

Розв'язування. Підбираємо канат по розривному зусиллю:

$S_р = 40 \cdot 5,5 = 220$ кН.

$S_р = 229$ кН; маркувальна група по тимчасовому опору розриву 1600 МПа; діаметр каната 22,5 мм.

По табл. 5.6 знаходимо, що: $D_б \geq 18d_к = 18 \cdot 22,5 = 360$ мм.

Приймаємо $D_б = 360$ мм.

Робоча довжина барабана при чотиришаровому навиванню каната обчислюється за формулою:

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

Приймаємо повну довжину барабана $L_б = 1000$ мм.

Товщина стінок барабана відповідно до формули матиме вигляд:

$$\delta = \frac{40000}{0,026 \cdot 80 \cdot 10^6} = 0,02 \text{ м. Приймаємо: } \delta = 20 \text{ мм.}$$

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:

$\delta \geq 0,02D_б + (0,6\ldots1,0) = 0,02 \cdot 36 + (0,6\ldots1,0) = 13,2\ldots17,2$ мм, приймаємо $\delta = 20$ мм.

Початкові дані до прикладів

Номер завдання	Q, т	H, м	L_k, м	$P_к$, кН	ПВ %	Поверхня барабана	т
1	0,8	6	160	2	15	Гладка	3
2	2,5	4	240	1,6	25	»	4
3	3	10	60	0,8	15	З канавками	1
4	5	4	40	3,2	25	»	2
5	6,3	8	320	2,4	15	Гладка	5

Контрольні питання

1. Який варіант машин і системи механізації вважається найбільш економічно ефективним?
2. Який основний нормативний документ визначає порядок розробки проектів, вимоги безпеки до конструкції, матеріалів, виготовлення, контролю, якості, монтажу, пуску в експлуатацію тощо?
3. Якими документами повинна забезпечуватися виготовлена вантажопідіймальна машина?
4. Яким чином перевіряють стальні дротяні канати, стрілові, несучі та тягові, перед встановленням на вантажопідіймальну машину?
5. Яким чином визначають крок звивання каната?
6. Тара підлягає технічному огляду. Чи обов'язково випробовувати її вантажем?

7. Що включає повний технічний огляд вантажопідіймальних машин?
8. Які є способи кріплення канату на барабані?
9. Які особливості визначення діаметра цапфи траверси?
10. Як визначається максимальний натяг канату при підйомі вантажу?
11. Розрахунок кріплення канату до барабана пружинною планкою.
12. Крани-штабилери і їх типи.
13. Від чого залежить зусилля, розтягуюче канат?
14.Які пристрої називають поліспастами?
15 Від чого залежить мінімальний діаметр барабана?

5.3. Транспортуючі машини та навантажувачі

5.3.1. Ланцюги. Круглоланкові зварні ланцюги. Тягові пластинчасті ланцюги. Перевірка правильності вибору тягового ланцюга

В якості тягового елемента застосовують ланцюги різних типів. Залежно від способу виготовлення ланцюги бувають: круглоланкові зварні, тягові, пластинчасті або шарнірні і спеціальні (розбірні, крючкові, вильчаті). Найбільш широко використовують круглоланкові зварні і пластинчасті різної конструкції.

Круглоланкові зварні ланцюги. Такі ланцюги виготовляють на спеціальних автоматах ланок із сталі марок Ст2 і Ст3 (рис. 5.9).

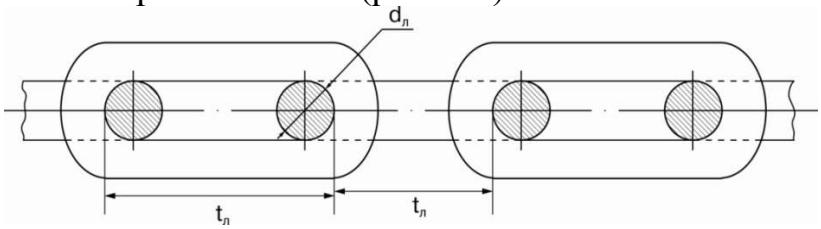


Рис. 5.9. Схема круглоланкового зварного ланцюга

Перевагою таких ланцюгів є простота конструкції, просторова гнучкість і мала вартість.

Недолік – мала площа контакту ланок, що веде до швидкого зносу.

Основні характеристики ланцюга згідно стандарту: крок ланцюга – $t_л$, мм; руйнівне навантаження – $S_{руйн}$, кН; погонна вага – $q_л$, Н/м.

При проектуванні тип і розмір ланцюга вибирають по руйнівному навантаженні:

$$S_{руйн.} = S_{\max} \cdot n,$$

де $S_{руйн}$ – руйнівне навантаження згідно стандарту;

S_{max} – максимальний натяг ланцюга;

[n] – коефіцієнт запасу міцності який залежить від умов роботи конвеєрів і їх тип.

Для більш точного розрахунку визначають діаметр прутка із умови міцності на розтяг:

$$d_n = \sqrt{\frac{2S_{\max}}{\pi[G_\rho]}}, \text{ мм}$$

де $[G_р]$ – допустиме навантаження розтягу, МПа.

Тягові пластинчасті ланцюги. Згідно стандарту розрізняють: втулкові, втулково-роликові, втулково-коткові без реборд і втулково-коткові із ребордою (рис. 5.10).

Перевірка правильності вибору тягового ланцюга. Повне розрахункове зусилля ланцюга визначають за рівнянням:

$$S_p = S_{ст} + S_{дин}$$

де $S_{ст}$ – статичний натяг ланцюга (або ланцюгів), $S_{ст} = S_{нб}$;

$S_{дин}$ – розрахункова сила динамічного натягу ланцюга (або ланцюгів) в набігаючій ділянці ланцюгів.

$$S_{дин.} = 3a_{\max}(q_в + C \cdot q_0) \cdot L \ , H$$

Тут $a_{\max}$ – найбільше значення прискорення ланцюга в результаті того, що ланцюг лягає на привідну зірочку не по сталому радіусу, а по сторонам багатокутника.

$$a_{\max} = 2 \cdot \pi^2 \cdot \frac{\vartheta^2}{z^2 \cdot t_л}, \text{ м/с},$$

де ϑ – швидкість ланцюга, м/с;

z – кількість зубців зірочки чи зірочок;

$t_л$ – крок ланцюга, мм;

$q_в$ – погонне навантаження вантажу, кг/м;

q_0 – погонне навантаження ланцюгів із настилом, кг/м;

C – еличина, яка враховує довжину конвеєра;

L – конвеєра, м;

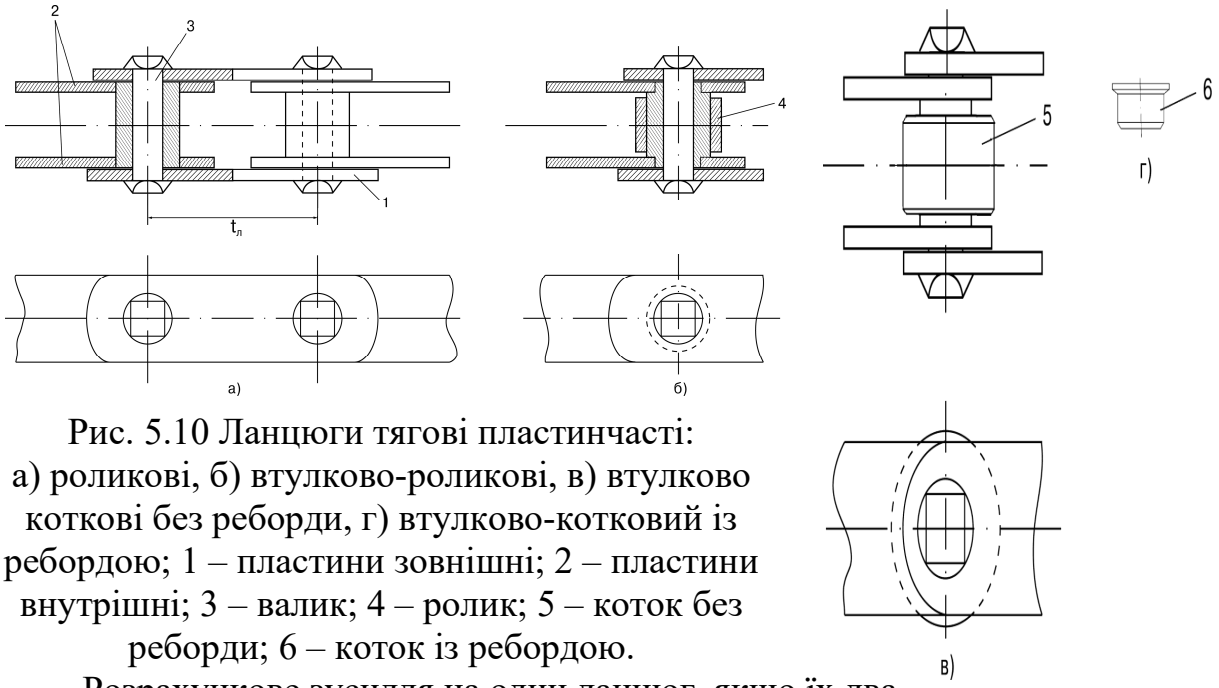


Рис. 5.10 Ланцюги тягові пластинчасті:
а) роликові, б) втулково-роликові, в) втулково коткові без реборди, г) втулково-котковий із ребордою; 1 – пластини зовнішні; 2 – пластини внутрішні; 3 – валик; 4 – ролик; 5 – коток без реборди; 6 – коток із ребордою.

Розрахункове зусилля на один ланцюг, якщо їх два.

$$S_{p1} = 0.6 \cdot S_p .$$

Коефіцієнт запасу міцності ланцюга:

$$n_{заг.} = \frac{S_{руйн}}{S_{p1}} \geq [n_{заг}],$$

де $[n_{заг}]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності, який залежить від умов роботи конвеєра і його типу, від 6 до 10 (для горизонтальних загального призначення n=6…7, для похилих n=8…10.

5.3.2. Роликові конвеєри. Визначення сили опору переміщення вантажу на роликовому конвеєрі

Роликові конвеєри застосовують для переміщення поштучних вантажів (труби, колоди, піддони, контейнери, ящики, лантухи, прокат, зливки, плити, окремі деталі) в горизонтальному або похилому (під невеликим кутом) напрямі в різних виробництвах, на складах та ін. Такі конвеєри часто використовують у виробничих цехах для забезпечення відповідних технологічних процесів. У прокатному виробництві роликові конвеєри - це основний тип конвеєрів для транспортування гарячого прокату. Конвеєри складаються з роликів, змонтованих на жорсткій рамі. Ролики виготовляють із труб і встановлюють на підшипниках кочення. У прокатних станах, де ролики зазнають ударів металу, застосовують ковані ролики.

Роликові конвеєри поділяють на *неприводні (гравітаційні)* та *приводні.*

Для забезпечення руху вантажу під дією власної ваги по неприводних роликах (рис. 5.11, а) гравітаційні конвеєри встановлюють під невеликим кутом 2...7°; при транспортуванні м'яких вантажів (наприклад лантухів) кут становить 12°. Швидкість руху вантажу в кінці конвеєра залежить від кута нахилу, характеру вантажу коефіцієнта тертя і не повинна перевищувати допустиму, з точки зору збереження вантажів і безпеки праці. Для економії виробничих площ при великій висоті спуску вантажу застосовують гвинтові роликові спуски.

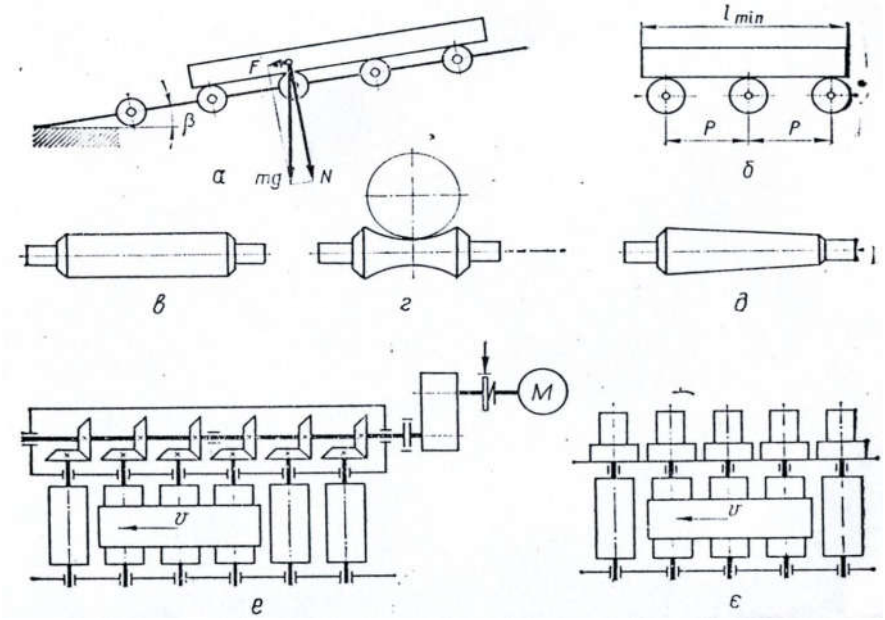


Рис. 5.11. Роликові конвеєри:
а, б - схеми; в...д - конструкції роликів; е, є – приводи.

Крок роликів вибирають з умов (рис. 5.11, б): $p \leq l_{min}/2$.

На практиці вибирають: $p \leq l_{min}/3$.

За конструкцією *ролики* бувають (рис. 5.11.): *циліндричні* (в), *двоконусні*

для циліндричних вантажів *(г)* та к*онусні* для поворотних ділянок конвеєра *(д)*. Виготовляють ролики з товстостінних труб, а ролики важких типів - кованими.

Визначення сили опору переміщення вантажу на роликовому конвеєрі. Опір руху вантажу є визначальним при знаходженні кута нахилу гравітаційного конвеєра. Нахил повинен бути таким, щоб вантаж не переміщувався під дією власної ваги по непривідних роликів без зупинок і збільшення швидкості.

Повна сила опору переміщення дорівнює:

$$W = W_1 + W_2 + W_3,$$

де W_1 – опір переміщення вантажу по роликам перекочування;

W_2 – опір внаслідок тертя в цапфах ролика;

W_3 – опір внаслідок проковзування вантажу по ролику і передачі ролику кінетичної енергії.

Опір переміщенню по роликам:

$$W_1 = 2mg\frac{k}{D}, H.$$

Тут m – маса вантажу, кг;

g – прискорення, g =9,81 м/с^2;

k – коефіцієнт тертя кочення вантажу по роликах;

D – діаметр ролика, м.

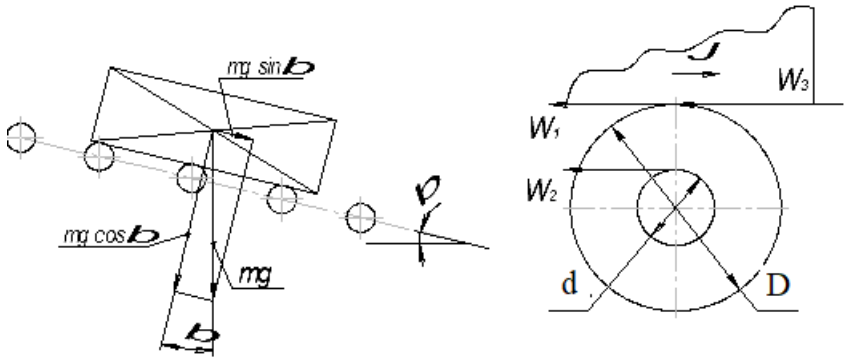


Рис. 5.12. Схема до розрахунку конвеєра

Опір від тертя в цапфах ролика з урахуванням, що вантаж лежить на кількох роликах:

$$W_2 = (m + m_p)zg\mu\frac{d}{2}, \text{ Н}$$

де m_p – маса обертових частин ролика, *кг;*

z – кількість роликів на яких лежить вантаж;

μ – коефіцієнт опору в цапфі ролика;

d – діаметр цапфи, *м.*

Опір в наслідок проковзування вантажу:

$$W_3 = \frac{k_p \cdot m_p \cdot \vartheta^2 \cdot z}{L}, \text{ Н;}$$

де k_p – коефіцієнт, який враховує розподіл маси m_p по тілу ролика, k_p=0,8…0,9;

L – довжина конвеєра, м.

Повна сила опору:

$$W = 2mg\frac{k}{D} + (m + m_P)g\mu\frac{d}{D} + \frac{km_P\vartheta^2 z}{L}.$$

З цього виразу знаходимо коефіцієнт опору переміщення вантажу ω′ і рівний йому tgβ, кут нахилу гравітаційного роликового конвеєра по якому вантаж рухається зі сталою швидкістю:

$$\omega' = tg\beta = \frac{W}{mg} = \frac{2k}{D} + (1 + \frac{m}{m_P}z)\mu\frac{d}{D} + \frac{km_P\vartheta^2 z}{mgL}.$$

Кут нахилу непривідного роликового конвеєра буде тим менший, чим менша маса обертових частин ролика і більша маса вантажу, тобто чим менше співвідношення m_P/m.

5.3.3. Поличні елеватори. Розрахунок поличного елеватора

Складаються із двох замкнутих пластинчастих ланцюгів, до яких з визначеним кроком жорстко прикріплені консольно розташовані захвати, конструкція яких залежить від виду, розмірів і сили тяжіння штучних вантажів. Під час руху тягові ланцюги із захватами огинають приводні зірочки з приводом і натяжні з натяжним пристроєм, звичайно пружно-гвинтовим. Переміщення ланцюгів проходить в вертикальних направляючих. Швидкість переміщення 0,2 ± 0,3 м/с.

Завантаження може бути ручним і в кожній точці робочої вітки конвеєра.

Розвантаження може бути в вертикальній точці зірочки (рис. 5.13, а), або на ділянці піднімання ланцюгів їх відхиленням за допомогою додаткових відхиляючих зірочок (рис. 5.13, б).

Розрахунок поличного елеватора.

1.Відповідно до типу вантажу вибирають тип і конструкцію захватів (полочок).

2.Вибирають швидкість переміщення тягових ланцюгів V=0,05-0,30 м/с.

3.Орієнтовно вибирають тип ланцюга: $t_л$, $S_{руйн}$, $q_л$.

4.Визначають частоту обертання і діаметр зірочок:

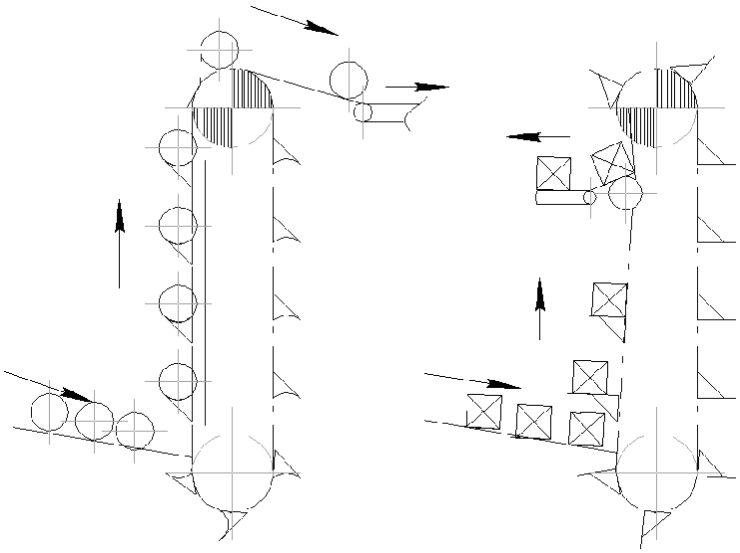
$$n_{зір} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot V}{z \cdot t_л} \text{ об/хв.;}$$

$$d_{зір} = \frac{t_л}{\sin \pi/2} \text{ мм,}$$

де V – швидкість в м/с;

$t_л$ – крок в мм;

z – кількість зубців зірочок, $z = 6,8,10,12$ (парне число).



а) б)

Рис. 5.13. Схема поличних елеваторів:
а) – з верхнім розвантаженням;
б) – з розвантаженням на робочій вітці

5. Визначаємо крок поличок:

$$a = \frac{3600 \cdot V}{Z_p}, \text{ м.}$$

Тут $z_р$ – розрахункова продуктивність елеватора, шт/год:

$$Z_p = \frac{K_н}{K_r} Z,$$

де $K_н$ – коефіцієнт нерівномірності завантаження;

K_r – коефіцієнт використання елеватора в часі.

При цьому крок повинен бути кратним кроку ланцюга $a = n \cdot t_л$, враховуючи висоту вантажу, а також відношення [(2H/$t_л$)+z]/n, яке відповідає цілому числу. Тут n- кратність, H - висота елеватора.

6. Погонні навантаження:

від вантажу: $q_B = \frac{G_B}{a_п}$,

де G_B- сила тяжіння вантажу;

від ланцюгів із полками: $q_0 = z_л \cdot q_л + \frac{G_п}{a_п}$.

Тут $z_л$ – рядність ланцюгів;

$G_п$ – сила тяжіння полок ($G_п = (0{,}2 \div 0{,}3) G_B$).

7. Тяговий розрахунок.

Тяговий розрахунок виконують методом обходу контуру траси елеватора, розбивають її на характерні ділянки з однаковим опором переміщення тягових ланцюгів і вантажу.

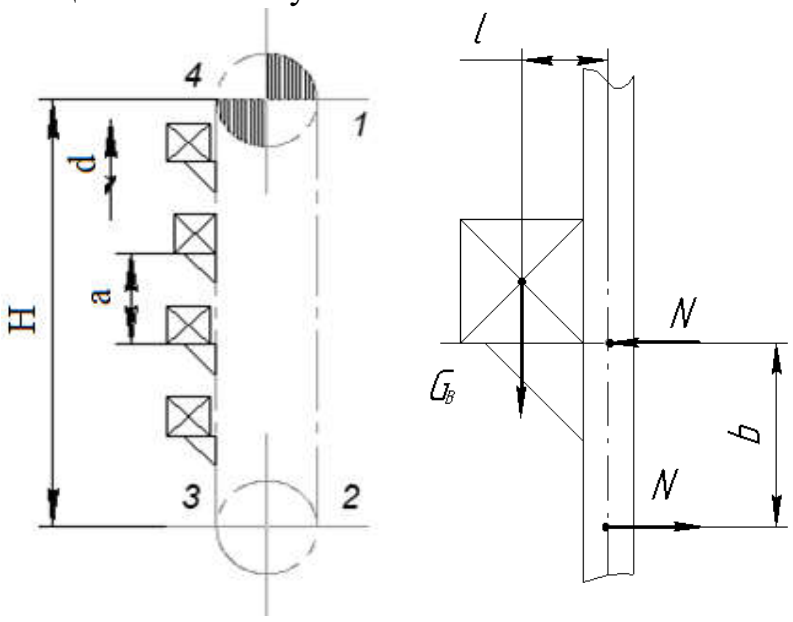


Рис. 5.14. Розрахункова схема зусиль, які діють на опори поличок

Особливістю розрахунку поличних елеваторів є необхідність враховувати додатковий опір при консольному розміщенні вантажу відносно осі ланцюга (рис.5.14). При цьому опір на кожному захваті:

$$W = 2N \cdot \omega' = \frac{2G_B l}{b} \omega' \text{ Н},$$

де N – додаткове зусилля тиску ланцюгів на напрямні; G_B – сила тяжіння вантажу, Н; l – відстань від осі ланцюгів до центра тяжіння вантажу, м; b – відстань між точками кріплення захвату до ланцюгів, м; ω' – коефіцієнт опору руху ланцюга по напрямних.

При ковзанні $\omega' = f$, де f – коефіцієнт тертя ковзання, $f = 0{,}25 \div 0{,}35$.

При коченні котків по напрямних

$$\omega' = C\frac{\mu d + 2k}{D},$$

де C – коефіцієнт, який враховує тип направляючої, $C = 1{,}1 \div 1{,}2$;

k – коефіцієнт тертя кочення, $k = 0{,}06 \div 0{,}1$;

μ – коефіцієнт тертя в підшипниках кочення - $\mu = 0{,}025$, ковзання - $\mu \approx 0{,}11$);

D – діаметр ковша, мм.

Трасу елеватора розділяють на ділянки від т.1 до т. 4. Найменший натяг буде в т.2. Ним задаються: $S_{\min} = 1000 \div 3000$ Н.

Натяг в т.3 $S_3 = \lambda_{зір} + S_2$.

Натяг в т.4 $S_{нб} = S_4 = S_3 + (q_B + q_0)H + \frac{H}{a} \cdot \frac{2G_B l}{b}\omega'$.

Натяг в т.1 $S_{зб} = S_1 = S_2 + q_0 H$.

В результаті тягового розрахунку одержимо $S_{нб}$ і $S_{зб}$.

8. Тягове зусилля:

$W_T = S_{нб} - S_{зб} + (\lambda - 1)(S_{нб} + S_{зб})$.

9. Правильність вибору тягового ланцюга.

В зв'язку з малою швидкістю руху ланцюгів додаткове зусилля динамічного натягу не враховують, тому повне розрахункове зусилля на один ланцюг:

$S_{p1} = 0{,}6 \cdot S_{нб}$.

Коефіцієнт запасу: $n = S_{руйн}/S_{p1} \geq [n]$,

де $[n] = 8...10$.

Далі розрахунок виконують так, як і для ковшового ланцюгового елеватора.

5.3.4. Інерційні конвеєри

За принципом дії інерційні конвеєри поділяють на *вібраційні, хитні конвеєри* та *метальні машини.* Переміщення вантажу в них відбувається під дією сил інерції.

У вібраційному конвеєрі жолоб коливається з високою частотою (450-3000 кол./хв) і вантаж переміщується мікрострибками з малою амплітудою (0,5…15 мм). У хитних конвеєрах амплітуда значно більша (10-150 мм), а частота - менша (40-400 кол./хв). Різниця між вібраційним і хитним конвеєрами полягає в характері переміщення вантажу: в першому він відривається від днища жолоба і здійснює мікрополіт, а в другому-сповзає по жолобу. Хитні конвеєри мають суттєві недоліки: швидке спрацювання жолоба та інших деталей внаслідок тертя матеріалу; недостатня надійність; велика незрівноваженість і значні динамічні навантаження; велика металомісткість і енергоємність. Тому в багатьох випадках хитні конвеєри замінюються іншими типами конвеєрів.

Вібраційні конвеєри (рис. 5.15) все більше застосовуються в багатьох галузях виробництва завдяки малому спрацюванню, невеликій витраті енергії, можливості створення зрівноважених конвеєрів, які не передають коливань на фунда-

мент. Вони застосовуються в хімічній, металургійній, гірничій промисловості, в машинобудуванні, у виробництві будівельних матеріалів.

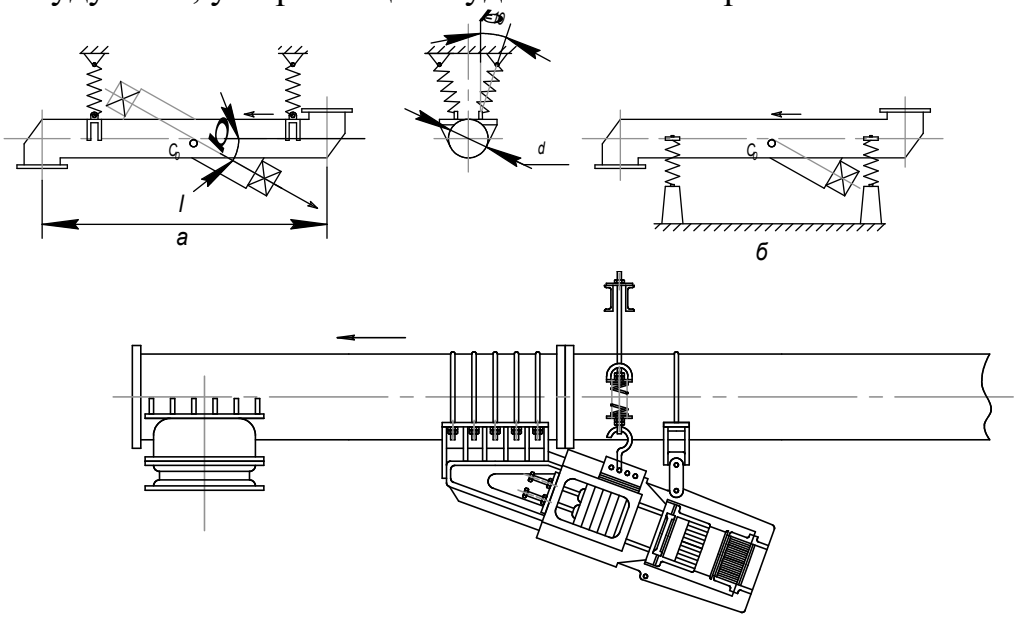


Рис. 5.15. Схеми підвісних вібраційних конвеєрів
а - з електромеханічним приводом на підвісках; б - на опорах; в - з електромагнітним вібратором.

У герметично закритих жолобах можна транспортувати матеріали з високою температурою (500-1000 ^{0}C), а також хімічно агресивні. Інерційні конвеєри бувають *горизонтальні, похилі* та *вертикальні.*

Продуктивність цих конвеєрів - до 400 м^3/год (для живильників - до 3000 т/год); максимальна довжина - до 100 м; максимальна швидкість вантажу - 0,6 м/с, для кускових вантажів та для порохоподібних - 0,2 м/с.

Особливість вібраційних конвеєрів - наявність пружних елементів (ресор, пружин, гумових амортизаторів), які здійснюють спрямований рух жолоба.

Віброконвеєри стійко працюють при завантаженні їх рівномірним потоком вантажу. Окрема група конвеєрів - вібраційні живильники (завдовжки до 6...8.м).

Приводами віброконвеєрів є вібратори таких типів: інерційні, ексцентрикові, електромагнітні, поршневі (гідравлічні та пневматичні).

Збуджувальна сила F_i в інерційних вібраторах (рис. 5.16.) виникає внаслідок обертання двигуном однієї *(а)* або кількох (б) не зрівноважених мас (дисбаланс):

$$F_i = m_o\omega^2 r,$$

де m_o – маса дисбалансу;

r – радіус інерції дисбалансу;

ω – кутова швидкість двигуна.

Найбільш поширені конвеєри з вібратором спрямованої дії типу «самобаланс» (рис. 5.16, б). У самобалансному моторі-вібраторі два дисбаланси однакової маси m_o (під кутом α) зв'язані між собою зубчастими колесами і обертаються в протилежних напрямах з однаковою кутовою швидкістю ω.

Відцентрові сили інерції однакові за модулем $P_{i1} = P_{i2}$ і протилежні - за напрямом. Горизонтальні складові рівні $F_{x1} = F_{x2}$ і мають протилежні напрями, тобто вони взаємно зрівноважені, що є важливою перевагою цього вібратора

порівняно з іншими. Вертикальні складові сил мають однакові напрями і в сумі утворюють коливання труби (жолоба) конвеєра:

$$Q = F_{1y} + F_{iy} = F_{i1} \sin \varphi + F_{i2} \sin \varphi = 2F_i \sin \varphi,$$

де φ – кут повороту.

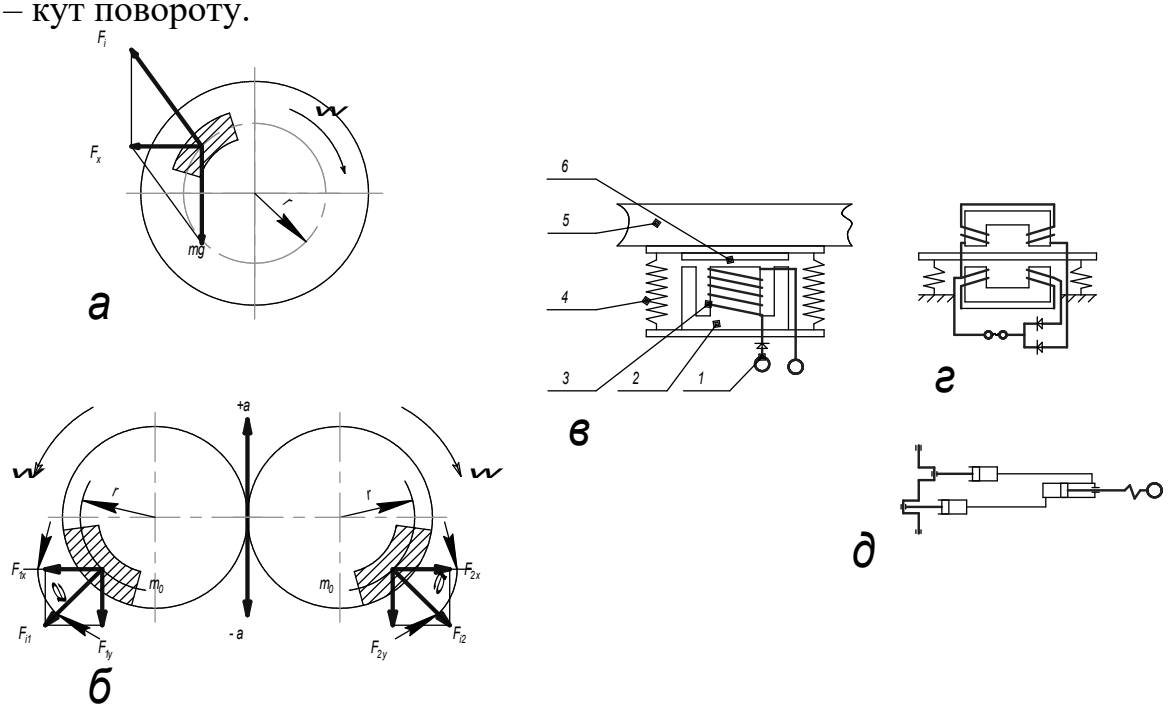


Рис. 5.16. Приводи вібраційних конвеєрів

Максимальні значення сил будуть при φ = 90 і 270°: $Q_{max} = 2\tau_o\omega^2 r$.

У однотактному вібраторі якір притягується електромагнітом в один бік, а в інший він рухається за рахунок пружних елементів. Схему однотактного електромагнітного вібратора наведено на рис. 5.16., *в.* Він складається з якоря 6 електромагніту, прикріпленого до жолоба 5 і з'єднаного з магнітопроводом 2 пружними зв'язками 4. Котушка 3 намотана на магнітопровід і живиться від мережі змінного струму через випрямляч 1.

Збуджувальна сила, яка надає системі коливального руху, з'являється внаслідок виникнення змінного магнітного потоку в повітряному зазорі електромагніту. Жолоб коливається з частотою 3000 кол./хв. Застосовують ці вібратори для невеликих конвеєрів і в живильниках.

Для конвеєрів великої продуктивності застосовуються двотактні електромагнітні вібратори (рис. 5.16, г). Магнітопровід електромагніту має чотири котушки: у дві подають постійний струм, у дві інші - змінний. При проходженні постійного і змінного струму в статорі збуджуються постійні і змінні магнітні потоки, які надають якорю зворотно-поступального руху (коли верхній якір притягується до статора, нижній відштовхується, і навпаки). Подвійна, система коливання вібропривода підвищує коефіцієнт потужності і дає змогу регулювати збуджувальну силу в широких межах.

Пружні зв'язки виконано у вигляді пакета ресор, який є пружним елементом між вібратором і жолобом конвеєра. Двотактні вібратори застосовують для конвеєрів продуктивністю 50-650 т/хв при потужності вібраторів 0,5-8 кВт, амплітуді 0,625-1,25 мм і частоті коливань 3000 кол./хв.

У поршневих вібраторах (рис. 5.16, д) збуджувальна сила (пульсація) виникає від тиску рідини або повітря на поршень. Частіше застосовують вібратори, в яких рідина подається на поршень поперемінно - то праворуч, то ліворуч.

Закон руху жолоба вібраційного конвеєра повинен бути таким, щоб вантаж переміщувався вперед не тільки при прямому, а й при зворотному ході жолоба. Жолоб починає прямий хід із зростаючим сповільненням. Швидкість частки матеріалу збільшується, тиск на жолоб зменшується, і в певний момент тиск дорівнює нулю, частка відривається від жолоба і здійснює послідовні мікро стрибки без ковзання по жолобу (рис. 5.17, а). Коливання жолоба гармонійне, що дає змогу записати формули для переміщення s, швидкості $\dot{s}$ і прискорення $\ddot{s}$:

$s = a \sin \omega t$; $\dot{s} = a\omega \cos \omega t$; $\ddot{s} = -a\omega^2 \sin \omega t$,

де a, aω, $a\omega^2$ – амплітуди відповідно переміщень, швидкості та прискорення;

ω – кутова частота коливань або кутова швидкість обертання кривошипа.

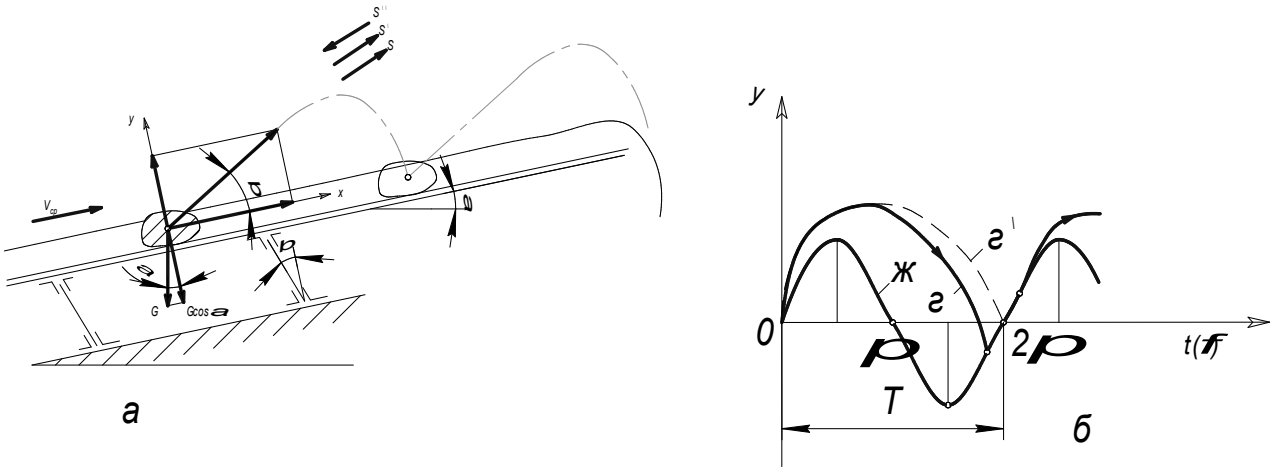


Рис. 5.17. Схема переміщення вантажу в жолобі (а); графіки руху жолоба та часток вантажу (б).

У період відриву частки матеріалу від жолоба спостерігається рівновага сил:

$m \mid \ddot{s} \mid \sin(\beta - \alpha) = mg \cos \alpha$.

Підставивши значення $\ddot{s}$: дістанемо вираз для безрозмірного коефіцієнта режиму роботи конвеєра:

$$\Gamma = a\omega^2 \sin(\beta - \alpha)/(g \cos \alpha), \qquad (5.19)$$

де α – кут нахилу жолоба (α ≤12...15°);

β – кут напряму коливань (β = 25° при ω ≥ 1000 кол./хв; β= 35° при ω < 700 кол./хв; найчастіше беруть β= 30°).

Характер руху вантажу в жолобі (Г), який коливається за гармонічним законом, показано на рис. 5.17, б. Він залежить від прискорення, яке визначається коефіцієнтом Г. Ідеальним був би такий режим (Г') коливань, при якому рух частки вантажу складався б з безперервних мікрострибків, тобто тривалість одного мікрострибка повинна дорівнювати півперіоду коливань жолоба, коли в кінці мікропольоту частка падає на жолоб на початку наступного періоду коливань (пунктирна крива). Тоді переміщення вантажу відбувалося б без ковзання по жолобу, а отже, й без його спрацювання. Практично коефіцієнт режиму Г правильно розрахованого конвеєра близький до теоретичного. Значення коефіцієнта Г: для однотрубних конвеєрів - 1,8-3,3; для двотрубних - 1,2-2,5 (менші значення - для

кускових матеріалів). При Г ≤ 1 вібраційний конвеєр працює без підкидання вантажу (як це спостерігається в хитних конвеєрах).

Задаючись амплітудою коливань, із формули (5.19) визначають кутову швидкість вала:

$$\omega = \sqrt{\frac{\Gamma g \cos\alpha}{a \sin(\beta - \alpha)}}.$$

Середню швидкість транспортування вантажу вібраційним конвеєром можна знайти за формулою

$v_{сер} = (k_1 \pm k_2 \sin\alpha)\, a\omega \sqrt{1 - 1/\Gamma_2}\cos\beta,$

де k_1 і k_2 – емпіричні коефіцієнти, які залежать від фізико-механічних властивостей матеріалу: (для кускових і зернистих вантажів k_1= 0,8...1,1, k_2 = 1,5...2,5; для порохоподіних - k_1 = 0,2...0,5, k_2 = 2...5).

Продуктивність двотрубного конвеєра:

$П = 2 \cdot 3600 A v \rho \psi.$

Тут А – площа поперечного перерізу однієї труби;

ψ – коефіцієнт наповнення, який залежить від форми та поперечного перерізу труби, ψ = 0,6...0,9.

Внутрішній діаметр труби:

$$D = 2\sqrt{\frac{П}{7200 \pi v \rho \psi}}.$$

Найбільш ефективна робота конвеєра відповідає резонансному режиму, тобто при збіганні частот вібратора і власних коливань пружної системи навантаженого конвеєра: ω = ρ,

Маса труби з матеріалом:

$т_1 = т_т + \lambda т_м,$

де $m_т$ – маса труби з прикріпленими до неї рухомими вузлами;

$m_м$ – маса матеріалу в трубі;

λ – дослідний коефіцієнт у функції режиму Г, який враховує вплив маси матеріалу на власну частоту коливань конвеєра.

Власна частота коливань завантаженого двомасового конвеєра:

$$p = \sqrt{2c / m_{зв}}.$$

Тут $m_{зв}$ – зведена маса конвеєра, $т_{зв} = т_1 т_2/(m_1 + т_2)$,

де m_1, m_2 – маси труб;

с – жорсткість пружної системи конвеєра.

Для плоских ресор:

$c = k_{зп}\, 12\, EJ/l^3.$

Тут J – момент інерції поперечного перерізу ресори, см^4;

$k_{зп}$ – коефіцієнт заправляння кінців ресори, $k_{зп}$ = 0,5...0,9;

l – довжина ресори.

Потужність приводного двигуна можна наближено визначити за такими формулами: для конвеєрів завдовжки L ≤ 10 м

$$P = \frac{k_m П}{10^3 \eta}\left(k_1 L + \frac{H}{0{,}367}\right);$$

для конвеєрів завдовжки L > 10 м

$$P = \frac{k_m П}{10_3 \eta}\left[10k_1 + (L-10)k_2 + \frac{H}{0{,}367}\right],$$

де k_m – коефіцієнт транспортабельності вантажу (для зернистих і кускових k_m = 1, для порошковидних k_m= 1,5...2,0);

k_1 і k_2 – коефіцієнти питомої витрати потужності при транспортуванні 1 т вантажу на відстань 1 м (залежно від типу конвеєра і його продуктивності k_1 = 4...I2; k_2= 3,5...10).

5.3.5. Машини і обладнання гідравлічного транспорту, їх загальна побудова. схема розрахунку гідротранспорту

На пристроях гідравлічного транспорту насипний вантаж переміщається по трубах або жолобах в струмені рідини, як правило води. Суміш насипного вантажу, що транспортується, з водою називається гідросумішшю або пульпою. Консистенцію пульпи визначає відношення кількості становлячих її твердого і рідкого компонентів.

Переміщення пульпи по жолобах (каналам) відбувається самоплив і вимагає нахилу у бік руху. Переміщення пульпи по трубопроводах проводиться натиском, утворюваним різницею рівнів в початковій і кінцевій точках трубопроводу або створюваним механічними агрегатами. В останньому випадку транспортування можливо не тільки вниз, але і по горизонталі або вгору.

До достоїнств гідравлічного транспорту можна віднести: значну продуктивність і велику довжину транспортування без перевантажень по складній трасі з підйомами під будь-яким кутом і по вертикалі; відсутність механічного устаткування на трасі трубопроводу (за винятком зосереджених в окремих пунктах машинних відділень) і, отже, нескладний ремонт; можливість поєднання транспортування з деякими технологічними процесами («мокрим збагаченням» корисних копалин, гасінням і грануляцією шлаків, розсортувала по крупній та ін.); можливість повної автоматизації і, отже, невисока трудомісткість, і ін. Все це визначає у багатьох випадках більш високі економічні показники гідротранспорту в порівнянні з механічними видами транспорту — конвеєрним, автомобільним, рейковим.

До недоліків гідравлічного транспорту, що звужують його застосування, треба віднести обмеження по роду і характеристикам переміщуваних грузив. Крім того гідротранспортні установки володіють підвищеною витратою енергії, потребою у великих кількостях води, небезпекою замерзання в зимових умовах; підвищеною вогкості в закритих приміщеннях.

Напірні гідротранспортні установки найбільш зручно характеризувати за способом введення переміщуваного вантажу в напірний трубопровід. Спосіб введення визначає і вживане на установках механічне устаткування. Дві основні схеми таких установок показано на рис. 5.18, а і б. В схемі а пульпонасос з резервуару забирає пульпу і нагнітає її в трубопровід. В схемі б) водяний насос забирає з резервуару і нагнітає в трубопровід воду, а переміщуваний вантаж вводиться в напірний трубопровід спеціальним пристроєм, в даному випадку що складається з камери з барабанним живильником, що обертається. Перевага установки по першій схемі полягає у відсутності досить складного

живлячого пристрою, по другій схемі - в спрощенні основного механічного агрегату - водяного насоса, що працює в цьому випадку по чистій воді, і, головне, в зменшенні його зносу і пошкоджень твердими частинками вантажу.

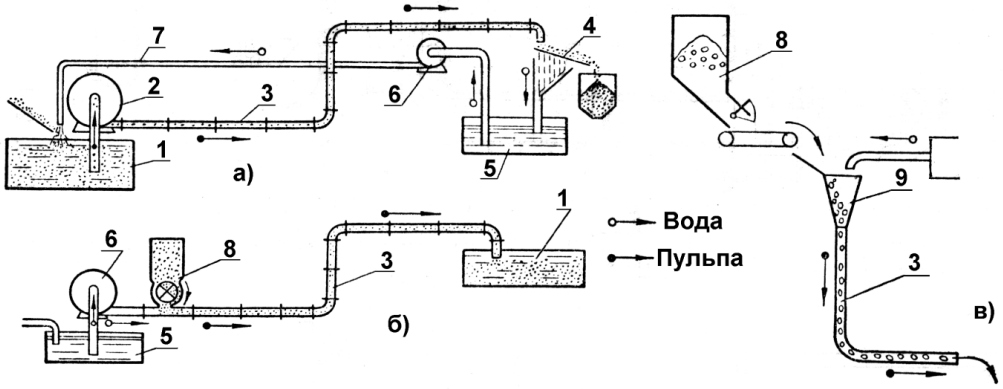


Рис. 5.18. Схеми гідротранспортніх установок:
а) з пульпонасосом; б) з водяним насосом і живильником; в) з природним натиском; 1 – резервуар для пульпи; 2 – пульпонасос; 3 – пульпопровід; 4 – грохот для відділення води; 5 – резервуар для води; 6 – насос для води; 7 – водопровід; 8 – бункер з живильником; 9 – воронька змішувача

В кінцевому пункті установки пульпа може викидатися з трубопроводу безпосередньо в приймальний резервуар (як показано на схемі б), або прийматися на водовідділяючий гуркіт. При необхідності очищена вода з приймального резервуару може окремим насосом перекачуватися в резервуар для пульпи і знову поступати в трубопровід, скоюючи замкнутий цикл.

В окремих випадках, якщо натиск може бути створений різницею рівнів (наприклад, при спуску в шахту по трубопроводу закладного матеріалу і подальшого транспортування його під землею до виробленого простору), то подача насипного вантажу і води проводиться в приймальній воронці змішувача, як показано на рис. 7.1, в.

Схема розрахунку гідротранспорту. Залежно від заданої гранулометричної характеристики насипного вантажу розрахунок для горизонтальних трубопроводів виконується різний для тонкодисперсних, грубодисперсних і кускових вантажів або їх сумішей.

При розрахунку гідротранспорту тонкодисперсних вантажів (з розміром частинок менше 0,15-0,2 мм) с транспортуванням турбулентними потоками критична швидкість $u_{кр}$ пропорційна діаметру труби D і густини частинок $\gamma_в$ в ступені 0,5 і визначається по формулі:

$$u_{кр} = n \cdot \sqrt{a \cdot g \cdot D} \text{ м/с,}$$

де n – досвідчений коефіцієнт, що враховує вплив ступеня дезінтеграції (перемішування) суміші, n = 1,0-1,5.

Транспортування тонкодисперсних фракцій повинне вестися з високими концентраціями, звичайно не менше s = 0,2-0,25 і до 0,5.

Для призначеного діаметра труби виконується перевірка умови:

$$u = \frac{4 \cdot V}{3600 \cdot \pi \cdot D^2}.$$

Тут V – витрата гідросуміші, м^3/год.

Величина опору (питомих втрат натиску) при русі гідросуміші представляється у вигляді опорів при русі рідини з густиною суміші γ, тобто

$$H' = k_1 \cdot H_0 \cdot (1 + a \cdot s)$$ м вод. стовпчика на 1 м,

де k_1 – коефіцієнт, що враховує ступінь дезінтеграції суміші, k_1 = 1,1-1,15;

H_0 – питомі втрати натиску при русі чистої води з швидкістю, рівної швидкості гідросуміші;

$$H_0 = \frac{\lambda \cdot u^2}{D \cdot g},$$

λ – коефіцієнт гідравлічних опорів, визначуваний для гладких труб;

$s = (\gamma - \gamma_0)$ – об'ємна концентрація гідросуміші;

$$\gamma = \frac{V_0 \cdot \gamma_0 + V_s \cdot \gamma_s}{V_0 + V_s}$$ – густина гідросуміші;

V_0 і V_s – відповідно витрата води і вантажу в м^3/год.

Якщо трубопровід має також вертикальні ділянки висотою L_n з рухом по них гідросуміші в гору, то опори зростають на величину статичного натиску при підйомі $H_п$, рівного висоті стовпа, помноженій на густину гідросуміші γ. При русі вниз опір на стільки ж зменшується, так що $H_n = L_n \cdot \gamma$, м.

Окрім цих розподілених втрат, в трубопроводі можуть мати місце додаткові місцеві опори $H_м$, які приймаються близько 5% від загальних опорів на прямолінійних ділянках.

При розрахунку гідротранспорту кускових вантажів (більше 2—3 мм в поперечнику) критична швидкість визначається по формулі:

$$u_{кр} = C_1 \cdot \sqrt{f \cdot g \cdot s \cdot D}\,.$$

Тут C_1 – досвідчена константа, C_1 = 8,5-9,5;

f – узагальнений коефіцієнт тертя об нижню стінку труби, який залежить від виду вантажу.

Величина питомих втрат натиску при русі гідросуміші представляється у вигляді суми втрат при русі чистої води і додаткових втрат, викликаних присутністю частинок і шматків, тобто $H' = H_0 + f \cdot a \cdot s$ вод. стовпчика на 1 м.

Для надійного транспортування кускових вантажів без утворення завалів трубопроводу необхідно, щоб максимальний розмір шматків не перевищував 1/3 діаметра труби, а максимальні значення концентрації не були більше s = 0,2…0,25.

Розрахунок гідротранспорту грубодісперсних насипних вантажів і їх сумішей з іншими класами виконується по аналогічній методиці. По величині повного розрахункового натиску:

$$H_p = H' \cdot L + H_n + H_м$$, м,

і продуктивності установки V, м^3/год, підбирається насосний агрегат і визначається потрібна потужність двигуна

$$N = \frac{k_з \cdot H_p \cdot V \cdot \gamma_0}{367 \cdot \eta},$$

де η – коефіцієнт корисної дії насосного агрегату, η = 0,7-0,9;

k_3 – коефіцієнт запасу, k_3 = 1,1-1,2.

Контрольні питання

1. Призначення і основні елементи роликового конвеєра.
2. Які бувають ролики за конструкцією?
3. Продуктивність роликових конвеєрів.
4. Призначення і класифікація інерційних конвеєрів.
5. Яка різниця між вібраційним і хитним конвеєрами ?
6. Основні приводи вібраційних конвеєрів.
7. Якою величиною характеризується робота інерційного конвеєра і її визначення ?
8. Що називають напірними гідравлічними установами
9. Визначення швидкості переміщення матеріалів в трубопроводі.
10. Як визначається діаметр трубопроводу?
11. Продуктивність гідравлічного транспорту

ЛІТЕРАТУРА

1. Атлас конструкцій підйомно-транспортних машин : навч. посіб. / В. О. Белостоцький та ін. Харків, 2008–2009. Ч. 1 : Крани і кранові механізми. 2008. 99 с. Ч. 2 : Транспортуючі машини. 2009. 98 с.

2. Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка. Лабораторний практикум : навч. посіб. / уклад. В. В. Яцун, С. О. Джирма, В. В. Яцун, О. В. Горпинченко ; за ред. В. В. Яцуна. Кропивницький : Видавець Лисенко В. Ф., 2020. 126 с. URL:

3. Волянюк В. О. Підйомно-транспортні машини (системи) : конспект лекцій. Ч. 1. Київ : КНУБА, 2019. 144 с.

4. Волянюк В. О., Горбатюк Є. В. Автомобільні крани та їх розрахунок : навч. посіб. Київ : КНУБА, 2022. 100 с.

5. Волянюк В. О., Горбатюк Є. В., Федишин Б. М. Вантажно-розвантажувальні машини логістичних систем : навч. посіб. Київ : КНУБА, 2025. 156 с.

6. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навч. посіб. Харків : Планета-Принт, 2020. 275 с.

7. Горбатенко Ю. П., Семенчук Р. В. Деталі машин : навч. посіб. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. 262 с.

8. Григоров О. В., Петренко Н. О. Вантажопідйомні машини : навч. посіб. Харків : НТУ «ХПІ», 2006. 304 с.

9. Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання : навч. посіб. / В. О. Малащенко, В. М. Стрілець, Я. М. Новіцький, О. Р. Стрілець. 2-ге вид., стер. Львів : Новий Світ-2000, 2026. 347 с.

10. Дорохов М. Ю., Єрмакова С. О. Конструювання та розрахунок ланцюгів та ланцюгових передач у механізмах підйомно-транспортних машин : навч. посіб. / за ред. О. О. Дудченка. Краматорськ : ДДМА, 2025. 204 с.

11. ДСТУ 3321:2003. Система конструкторської документації. Терміни та визначення основних понять. Чинний від 2004-10-01. Київ : Держспоживстандарт України, 2005. III, 51 с.

12. Жигулін О. А., Махмудов І. І., Жигуліна Н. О. Підйомно-транспортні машини : навч. посіб. Ніжин, 2020. 150 с.

13. Козуб Ю. Г., Маслійов С. В. Підйомно-транспортні машини : підручник. Старобільськ : Вид-во ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2018. 277 с.

14. Мартовицький Л. М., Глушко В. І. Крани спеціальні : навч. посіб. Запоріжжя : Національний університет «Запорізька політехніка», 2023. 396 с.

15. Підйомно-транспортні машини : метод. реком. для проведення тестового контролю знань для здобувачів вищої освіти ступеня «бакалавр» спеціальності 208 «Агроінженерія» денної та заочної форм навчання / уклад. Г. О. Іванов, Д. В. Бабенко, П. М. Полянський. Миколаїв : МНАУ, 2020. 56 с.

16. Підйомно-транспортні машини : навч.-метод. посіб. / І. М. Бендера та ін. ; за ред. І. М. Бендери та О. Я. Стрельчука. Кам'янець-Подільський : Сисин Я. І. : Абетка, 2014. 368 с.

17. Підйомно-транспортні машини : підручник / А. С. Кобець та ін. ; за ред. А. С. Кобця та В. І. Дирди. Луганськ : ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2013. 218 с.

18. Практикум з дисципліни «Деталі машин і підйомно-транспортне обладнання» : навч. посіб. / В. О. Малащенко, В. М. Стрілець, О. Р. Стрілець, Я. М. Новіцький. 2-ге вид., стер. Львів : Новий Світ-2000, 2026. 226 с.

19. Тіщенко Л. М., Белостоцький В. О. Проектування вантажопідйомних машин та навантажувачів : навч. посіб. / за ред. І. М. Лук'янова. Харків, 2003. 406 с.

20. Яременко В. А., Стрельбіцький В. В. Проектування спеціалізованих перевантажувальних комплексів, спеціалізованих для контейнерів : навч. посіб. Одеса : ОНМУ, 2023. 117 с.

Для нотаток

Навчальне видання

Підйомно-транспортні машини :
методичні рекомендації для виконання практичних та
самостійних робіт здобувачами першого (бакалаврського) рівня
вищої освіти ОПП «Агроінженерія»
спеціальності 208 «Агроінженерія»
денної і заочної форм здобуття вищої освіти

Укладачі: **Іванов** Геннадій Олександрович

Полянський Павло Миколайович

Технічний редактор – П. М. Полянський
Комп’ютерний набір – Г. О. Іванов, П. М. Полянський

Комп’ютерна верстка – П. М. Полянський
Формат 60х84/1/16. Папір офсетний.
Ум. друк. арк. 11,50. Наклад 30 прим. Зам. №

Надруковано у видавничому відділі
Миколаївського національного аграрного університету
54008, м. Миколаїв, вул. Георгія Гонгадзе, 9.
Свідоцтво суб’єкта видавничої справи ДК №4490 від 20.02.2013 р.