

ХЕРСОНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
КАФЕДРА ТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ І ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ
ФАКУЛЬТЕТУ ІНЖЕНЕРІЇ ТА ТРАНСПОРТУ

Методичні рекомендації

і контрольні завдання до виконання практичних занять

з дисципліни «Розрахунок і конструювання вантажопідйомних машин»

для студентів	3 курсу
підготовки	першого (бакалаврського) рівня вищої освіти
галузі знань	27 Транспорт
спеціальності	274 Автомобільний транспорт
освітньо-професійної програми	Автомобільний транспорт
факультету	Інженерії та транспорту

Методичні рекомендації до виконання практичних робіт по дисципліні «Розрахунок і конструювання вантажопідйомних машин» підготовки фахівців на першому (бакалаврському) рівні вищої освіти спеціальності 274 – Автомобільний транспорт.

РОЗРОБНИКИ: Мешков Ю.Є. доцент кафедри транспортних систем і технічного сервісу, к.т.н.

Методичні рекомендації до виконання практичних робіт по дисципліні «Розрахунок і конструювання вантажопідйомних машин» затверджені на засіданні кафедри транспортних систем і технічного сервісу

Протокол № 1 від «28. 08 » 2025 року

Завідувач кафедри



Павло ЛУБ'ЯНИЙ

Схвалено групою забезпечення спеціальності: 274 Автомобільний транспорт

Протокол № 1 від «28.серпня» 2025 року

Керівник групи забезпечення



Сергій РУСАНОВ

Схвалено науково-методичною радою факультету Інженерії та транспорту

Протокол № 1 від «30 серпня » 2025 року

Голова



Ольга Войтович

Узгоджено з навчально-методичним відділом
Реєстраційний номер №19/118 від 01.09.2025

ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ ТА ОФОРМЛЕННЯ ПРАКТИЧНИХ РОБІТ

Загальні вимоги. Практичні роботи оформлюються у вигляді пояснювальної записки.

Пояснювальна записка виконується у рукописному або надрукованому вигляді на одній стороні аркуша білого паперу формату А4 (210х297 мм) відповідно ДСТУ 3321:2003 до текстових документів.

При друкуванні використовується шрифт текстового редактора Word, стиль – Times New Roman розмір 14 з полуторним міжрядковим інтервалом.

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

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

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

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

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

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

Текст основної частини пояснювальної записки поділяють на розділи, підрозділи, пункти та підпункти. Заголовки структурних частин пояснювальної записки “ЗМІСТ”, “ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ”, “ВСТУП”, “РОЗДІЛ”, “ВИСНОВКИ”, “СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ”, “ДОДАТКИ” друкують великими літерами симетрично до тексту. Заголовки підрозділів друкують маленькими літерами (крім першої великої) з абзацного відступу.

Крапку в кінці заголовку не ставлять. Якщо заголовок складається з двох або більше речень, їх розділяють крапкою. Заголовки пунктів друкують

маленькими літерами (крім першої великої) з абзацного відступу в розрядці в підбор до тексту. В кінці заголовку, надрукованого у підбір до тексту, ставиться крапка.

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

Кожну структурну частину пояснювальної записки треба починати з нової сторінки.

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

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

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

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

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

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

Ілюстрації (фотографії, кресленики, схеми, графіки, карти) і таблиці необхідно подавати в пояснювальній записки після тексту; де вони згадані вперше, або на наступній сторінці. Ілюстрації і таблиці, які розміщені на окремих сторінках пояснювальної записки, включають до загальної нумерації

сторінок. Таблицю, рисунок або кресленик, розміри якого більше формату А4, враховують як одну сторінку і розміщують у відповідних: місцях після згадування в тексті або у додатках.

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

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

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

Таблиці нумерують послідовно (за винятком таблиць, поданих у додатках) в межах розділу. В правому верхньому куті над відповідним заголовком таблиці розміщують напис «Таблиця» із зазначенням її номеру.

Номер таблиці повинен складатися з номеру розділу і порядкового номеру таблиці, між якими ставиться крапка, наприклад: «Таблиця 2.2» (друга таблиця другого розділу).

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

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

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

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

Примітки:

1.

2.

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

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

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

Підпис під ілюстрацією зазвичай має чотири основних елементи: найменування графічного сюжету, що позначається скороченим словом «Рис.»; порядковий номер ілюстрації, який вказується без знаку номеру арабськими цифрами; тематичний заголовок ілюстрації містить стислу характеристику зображеного; експлікація пояснює зображені на кресленнику елементи.

Наприклад: Експлікація розміщення елементів касети:

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

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

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

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

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

Таблицю розміщують після першого згадування про неї в тексті таким чином, щоб її можна було читати без повороту переплетеного блоку пояснювальної записки, або з поворотом за годинниковою стрілкою.

Таблицю з великою кількістю рядків можна перенести на інший аркуш. При перенесенні таблиці на інший аркуш над продовженням таблиці з правого боку робиться надпис «Продовження табл. ...». Таблицю з великою кількістю граф можна ділити на частини і розмішувати одну частину під іншою в межах однієї сторінки. Якщо рядки або графи таблиці виходять за формат сторінки, то в першому випадку в кожній частині таблиць повторюють її головку, в другому випадку боковик.

Якщо текст, який повторюється у графі таблиці, складається з одного слова, його можна замінити лапками, якщо з двох або більше слів, то при першому повторенні його замінюють словами «Те ж», а далі лапками.

Ставити лапки замість цифр, марок, знаків, математичних і хімічних символів, які повторюються, не слід. Якщо цифрові або інші дані в якому небудь рядку таблиці не подають, то в ньому ставлять прочерк.

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

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

Пояснення значень символів і числових коефіцієнтів треба подавати безпосередньо під формулою в тій послідовності, в якій вони дані. Значення кожного символу і числового коефіцієнта треба подавати з нового рядка. Перший рядок пояснення починають зі слова «де» без двокрапки. Рівняння і формули треба виділяти з тексту вільними рядками. Вище і нижче кожної формули потрібно залишати не менше одного вільного рядку.

Якщо рівняння не вміщується в один рядок, його слід перенести після знаку рівності (=) або після знаків плюс (+), мінус (−), множення (x) і ділення (:).

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

Порядкові номери позначають арабськими цифрами в круглих дужках біля правого боку. Номер, який не вміщується у рядку з формулою, переносять у наступний нижче формули. Номер формули при її перенесенні вміщують на рівні останнього рядку. Якщо формула знаходиться у рамці, то номер такої формули записують зовні рамки з правого боку напроти основного рядку формули. Номер формули-дробу подають на рівні основної горизонтальної риски формули.

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

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

Двокрапку перед формулою ставлять лише у випадках, передбачених правилами пунктуації; а) у тексті перед формулою є узагальнююче слово; б) цього вимагає побудова тексту, що попереджує формулі.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Джерела можна розміщувати одним із таких способів: у порядку появи посилань у тексті, в алфавітному порядку прізвищ перших авторів або заголовків, у хронологічному порядку.

Відомості про джерела, включені до списку, необхідно давати відповідно до вимог державного стандарту з обов'язковим наведенням назв праць. Зокрема, потрібну інформацію щодо згаданих вимог можна одержати з таких стандартів: «ДСТУ АРА» (Державні стандарти України, зокрема ДСТУ 8302:2015. для бібліографічних посилань). «Загальні вимоги та правила складання», ДСТУ 3582-97 «Інформація та документація. Скорочення слів в українській мові у бібліографічному описі.

Практична робота 1.

Вивчення конструкції та визначення параметрів домкратів

Мета роботи. Вивчення конструкцій, принципів дії та визначення основних технічних параметрів рейкових 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 положенні. До основних переваг домкратів можна віднести простоту будови і надійність їх в експлуатації. При роботі їх розміщують під вантажем, що виключає використання додаткових пристроїв, необхідних при підвішуванні поліспастів і талі. Ці переваги сприяють широкому застосуванню домкратів в різних галузях народного господарства, таких як будівництво суднобудування, залізничний і автомобільний транспорт. В автопідприємствах їх застосовують при лагодженні автомобілів автобусів самоскидів та інших роботах.

Залежно від застосування розрізняють три основні типи домкратів: загального призначення, спеціалізовані і 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 300т на порівняно невелику висоту – від 0,2 до 1м, 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.

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

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

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 домкрату (рис. 1.) наступний: в напрямних паралелях дерев'яного або сталюого кожуха 1 переміщується

зубчаста рейка 2, на верхньому кінці якої шарнірно встановлена опорна голівка, яка сприймає силу тяжіння від вантажу. Нижній кінець рейки зігнутий під кутом 90° у вигляді лапи, пристосованої для піднімання низько розташованих вантажів.

Рейка приводиться в рух від шестірні 3, яка приводиться в рух через зубчасті пари 4 та 6 за допомогою важеля 5.

Безпечність роботи досягається вмонтованим храповим механізмом.

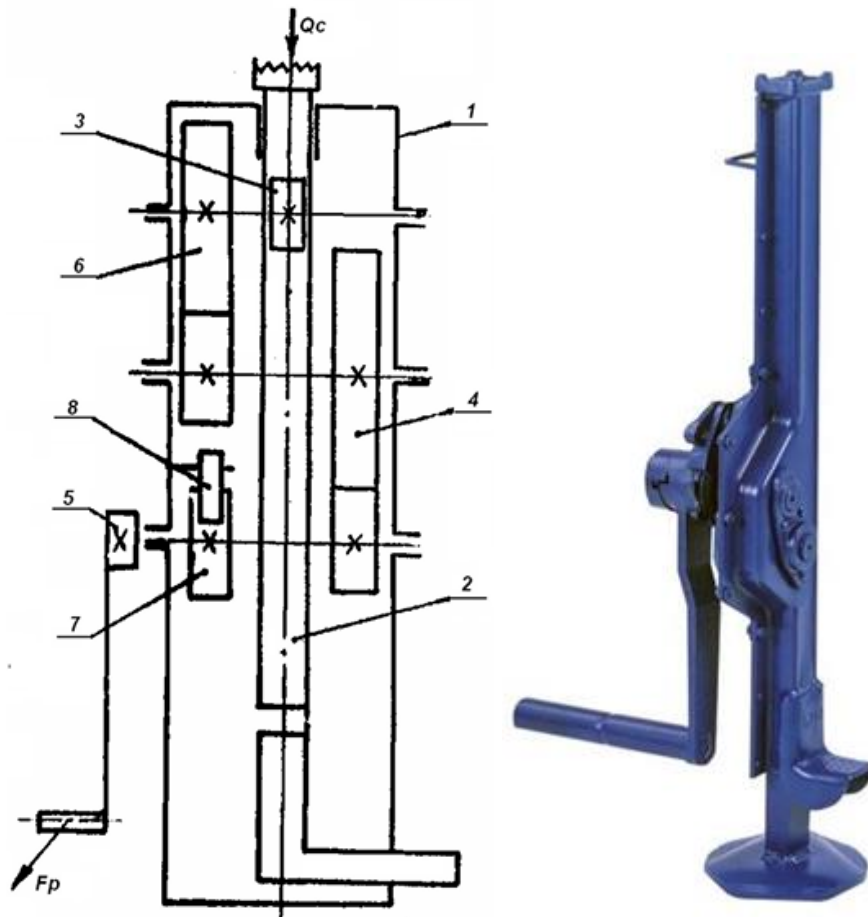


Рис. 1. Кінематична схема рейкового домкрата

Храповик 7 шорстко закріплений на валу важеля, а упорна зажим 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. Шестерню 3, яка входить в зачеплення з рейкою, з метою зменшення діаметру, виконують з малою

кількістю зубців ($z = 4; 6; 8$), а зубці коригують. Плече важеля беруть довжиною від 200 до 250мм.

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

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

$$u = \frac{T_{ш}}{T_p \cdot \eta} = \frac{Q \cdot d_{ш}}{2 \cdot F_p \cdot R_p \cdot \eta}; \quad (1.1)$$

де – $T_{ш}$ момент, створений вантажем на валу шестерні, що входить в зачеплення з рейкою;

T_p – крутний момент на валу рукоятки, створений робітником;

F_p – сила, створена м'язами робітника;

R_p – плече рукоятки;

d_0 – діаметр початкового кола шестерні:

$$d_{ш} = mz$$

m – модуль зачеплення;

z – число зубців шестерні, що зачіплюються з рейкою;

Q – вантажопідйомність домкрату.

Підставивши ці вирази у рівняння (1.1), можна визначити зусилля на важелі:

$$F_p = \frac{Q \cdot m \cdot z}{2 \cdot R_p \cdot \eta \cdot u}; \quad (1.2)$$

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.

Вантажопідйомність рейкового домкрата розраховується по формулі:

$$Q = \frac{2 \cdot P \cdot \ell \cdot u \cdot \eta}{a_0}; \text{ Н} \quad (1.3)$$

де Q – вантажопідйомність, Н;

P – зусилля в приводній рукоятці, Н;

ℓ - довжина приводної рукоятки, м;
 u – передаточне число зубчастої передачі;
 $\eta = (0,8 \div 0,82)$ - КПД зубчастої передачі;
 α_0 – діаметр початкової окружності шестірні, що перебуває в зачепленні із зубчастою рейкою.

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

Зміст звіту.

1. Визначити передаточне числа механізму.
2. Визначити діаметр робочої шестерні.
3. Розрахувати зусилля на важелі.
4. Розрахувати вантажопідйомність рейкового домкрата.
5. Зробити висновок по роботі.
6. Дати відповіді на контрольні питання.

Контрольні питання

1. Які механізми називаються домкратами.
2. Охарактеризуйте переваги і недоліки домкратів.
3. На які основні типи поділяються домкрати від застосування, їх основні особливості.
4. Розкрийте принцип дії, будову рейкового домкрата.

Практична робота № 2

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

Короткі теоретичні відомості.

Основою гвинтових домкратів є передача «гвинт–гайка». Такі домкрати широко використовуються завдяки простоті конструкції, компактності, значному виграші в силі, можливості самогальмування гвинта, однак через тертя в різьбі, що зумовлює низький коефіцієнт корисної дії та підвищене зношення гайки і гвинта, вони все частіше замінюються рейковими та гідравлічними.

Принцип дії гвинтового домкрата (рис. 2.1), у якому розкриваються особливості його будови, такий. Вантажний гвинт 4 обертається вручну рукояттю 3, яку пропущено через отвір у голівці гвинта з можливістю осьового переміщення. Гайка 5 перетворює обертовий рух вантажного гвинта у поступальний.

Гайку встановлено в корпус домкрата 7 і закріплено в ньому від провертання та випадання стопорним гвинтом 6. Вантаж, який підіймається, спирається на коронку (чашку) 2, яка під час обертання гвинта лишається нерухомою. За рахунок встановлення упорного підшипника кочення під коронкою може бути збільшено коефіцієнт корисної дії домкрата та зменшено мінімально необхідні значення довжини і діаметра рукояті. Для збільшення зчеплення між вантажем і коронкою опорна поверхня останньої виконується загрубленою.

Вільному зніманню коронки з хвостовика вантажного гвинта перешкоджає болт 1, який своєю головкою входить у проточування коронки. Щоб запобігти повному викручуванню вантажного гвинта з гайки, на його кінці за допомогою болта 9 кріпиться шайба 8.

Опорна поверхня корпусу домкрата розраховується з урахуванням його встановлення на дерев'яну дошку.

Вантажний гвинт і гайка виконуються з квадратною, трапецієподібною, упорною чи круглою різьбою, які характеризуються меншими втратами на тертя, ніж інші, та підвищеною здатністю до самогальмування. У верхній частині вантажного гвинта виконується проточування для виходу різця в разі нарізання різьби.

Матеріали, що використовуються для виготовлення деталей гвинтового домкрата, подано в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Матеріали для виготовлення деталей гвинтового домкрата

Поз.	Найменування деталі	Рекомендований матеріал
1	Болт спеціальний	Сталі Ст 2, Ст 3
2	Коронка	Чавун СЧ12
3	Рукоять	Сталі Ст 2, Ст 3
4	Вантажний гвинт	Сталі Ст 5, Ст 6, 40, 45, 40Х, 40ХН
5	Гайка	Бронзи БрАЖ9-4, БрОФ10-1; Латуні ЛМцС58-2-2, ЛМцЖ55-3-1; Чавуни СЧ15, СЧ18
6	Стопорний гвинт	Сталі Ст 2, Ст 3
7	Корпус домкрата	Чавуни СЧ12, СЧ15
8	Шайба запобіжна	Сталі Ст 2, Ст 3
9	Болт	Сталі Ст 2, Ст 3

Примітка. Позиції відповідають рис. 2.1.

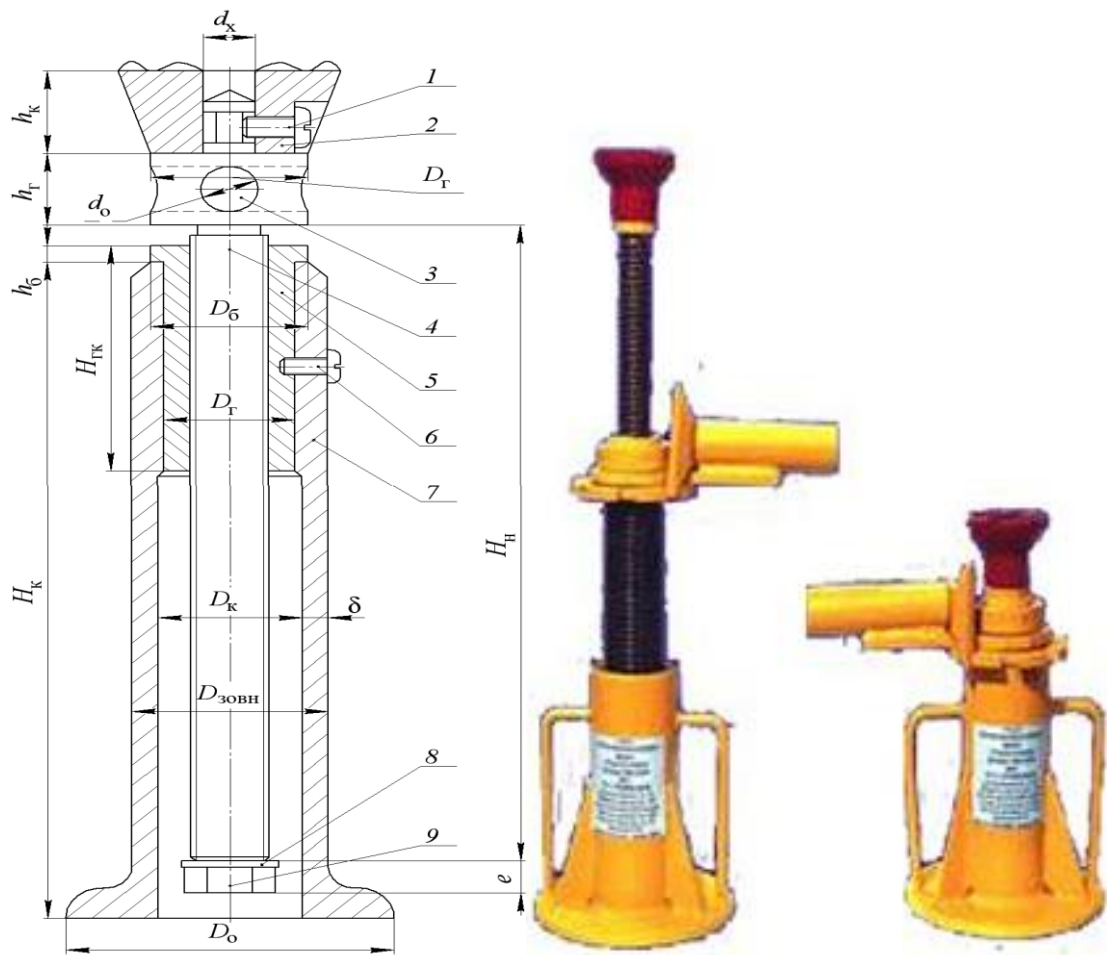


Рис. 2.1 Домкрат гвинтовий

Розрахунок гвинтового домкрата

Вихідні дані до розрахунку

Для виконання розрахунку основних параметрів за наведеною нижче методикою необхідно задаватися такими величинами:

- вантажопідйомність домкрата $G_{ВЖ}$, яка дорівнює найбільшій вазі вантажу що піднімається;
- висота підйому вантажу $H_{п}$.

Основні параметри домкрата, що визначаються даним розрахунком, подано на рис. 2.1

Попередній розрахунок параметрів вантажного гвинта

Під час роботи домкрата вантажний гвинт сприймає вагу вантажу, що діє вздовж осі та стискає його, та момент кручення від дії сил тертя, який виникає внаслідок обертання гвинта за допомогою рукояті. Оскільки останню складову на даному етапі визначити досить важко, параметри різі встановлюємо, виходячи з умови роботи гвинта лише на стискання із забезпечення його стійкості.

Умова міцності вантажного гвинта під час роботи на стискання має вигляд

$$\sigma_{ст} = \frac{4\beta \cdot G_{ВЖ}}{\pi d_{31}^2} \leq [\sigma_{ст}]; \quad (2.1)$$

де $\beta = 1,25 \dots 1,30$ – коефіцієнт, який вводиться для штучного збільшення навантаження з метою врахування дії моменту кручення;

d_{31}^2 – внутрішній діаметр різьби гвинта з розрахунку на стискання;

$[\sigma_{ст}]$ – допустиме напруження на стискання, яке визначається за межею плинності σ_T матеріалу гвинта (дод. Б) з урахуванням коефіцієнта запасу міцності $[s]=3 \dots 5$;

$$[\sigma_{ст}] = \frac{\sigma_T}{s} \quad (2.2)$$

З умови (2.1) визначається мінімально необхідне значення внутрішнього діаметра різьби вантажного гвинта:

$$d_{31}^2 = \sqrt{\frac{4\beta \cdot G_{ВЖ}}{\pi [\sigma_{ст}]}}, \quad (2.3)$$

У розрахунку вантажного гвинта на стійкість використовується формула Ейлера, з якої мінімально необхідне значення внутрішнього діаметра різьби вантажного гвинта

$$d_{32}^2 = \sqrt[4]{\frac{64\mu^2 \cdot l^2 \cdot Q_{кр}}{\pi^3 E}}; \quad (2.4)$$

де $\mu=2$ – коефіцієнт зведення навантаження, значення якого встановлюється залежно від способу закріплення гвинта (нижній кінець защемлений у гайці, верхній – вільний);

$l = H_{\Pi} + 3d_{31}$ – орієнтовне значення довжини вантажного гвинта;

$Q_{кр}=1,25[s]G_{вж}$ – критична сила, що діє на гвинт, яка враховує можливі тимчасові збільшення робочого навантаження та зміщення лінії дії ваги вантажу від осі гвинта;

$E = 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль пружності сталі.

Мінімально необхідне значення внутрішнього діаметра різьби вантажного гвинта в розрахунку за двома умовами приймається більшим з двох, отриманих за формулами (2.3) та (2.4): $d_{3min} = \max(d_{31}, d_{32})$.

За отриманим значенням діаметра d_{3min} приймається різьба для гвинта (рекомендовано упорну – дод. Е), для якої зазначаються такі параметри:

- зовнішній діаметр різьби $d = D$;
- середній діаметр різьби $d_2 = D_2$;
- внутрішній діаметр різьби гвинта d_3 ;
- внутрішній діаметр різьби гайки D_1 ;
- крок різьби t ;
- додаткові геометричні параметри $H_1 = 0,75t$; $a = 0,736t$;
- умовне позначення різьби (наприклад, упорна різьба з зовнішнім діаметром 40 мм і кроком 3 мм позначається S40 x 3 ДСТУ 2497-94).

Кут підйому витка різьби визначається зі співвідношення

$$tg\gamma = \frac{t}{\pi d_2} \quad (2.5)$$

Діаметр головки вантажного гвинта орієнтовно (з подальшим узгодженням зі стандартним рядом – дод. Д) приймається за умовою

$$D_r = 2d. \quad (2.6)$$

Діаметр хвостової частини гвинта визначається (з подальшим узгодженням зі стандартним рядом – дод. Д) за формулою

$$d_x = 0,3D_{\Gamma}. \quad (2.7)$$

Висота та діаметр коронки приймаються наступними: $h_k = 0,75D_{\Gamma}$; $D_{\text{кор}} = 1,4D_{\Gamma}$.

Визначення моментів кручення, які діють на вантажний гвинт

Момент кручення, який виникає внаслідок обертання вантажного гвинта за допомогою рукояті, має такі складові:

- момент T_1 сил тертя між коронкою та головкою гвинта;
- момент T_2 , який необхідний для підйому вантажу та подолання тертя в різі.

Момент сил тертя між коронкою та головкою вантажного гвинта визначається за формулою:

$$T_1 = G_{\text{вж}} f \frac{D_{\Gamma} + d_x}{4}; \quad (2.8)$$

де f – коефіцієнт тертя між коронкою та головкою гвинта:

- без встановлення підшипника $f = 0,15 \dots 0,20$;
- з встановленням упорного шарикопідшипника $f = 0,010 \dots 0,015$.

Момент, який необхідний для підйому вантажу та подолання тертя в різьбі, визначається за формулою

$$T_2 = G_{\text{вж}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi); \quad (2.9)$$

де $\varphi = \operatorname{arctg} \frac{f_p}{\cos \delta}$ – зведений кут тертя в різьбі ($f_p = 0,1 \dots 0,2$ – коефіцієнт тертя в різьбі (менші значення для бронзи і латуней; більші для чавунів;

$\delta = 3^\circ$ – кут нахилу опорної поверхні різьби.

Обертальний момент, який має реалізовуватися за допомогою рукояті, визначається за формулою

$$T_p = T_1 + T_2. \quad (2.10)$$

Перевірка міцності вантажного гвинта під час сумісної роботи на стискання та кручення

Для забезпечення міцності вантажного гвинта необхідно перевірити його різбу на працездатність в умовах сумісної дії стискання та кручення, що може бути виконано за еквівалентними напругами.

Напруга стискання вантажного гвинта визначається за формулою

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{4G_{\text{вж}}}{\pi d_{31}^2}; \quad (2.11)$$

Напруга кручення вантажного гвинта визначається за формулою

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{16T_2}{\pi d_3^2}; \quad (2.12)$$

Еквівалентна напруга може бути визначено за третьою теорією міцності

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{\text{ст}}^2 + 4\tau_{\text{кр}}^2} \leq [\sigma_{\text{ст}}] \quad (2.13)$$

Якщо умова 2.13 виконується значить міцність забезпечена.

Розрахунок рукояті домкрата

Момент, який розраховано за формулою (2.10), реалізується обертанням рукояті довжиною L із силою $P = (150...200)\text{Н}$, яку прикладає робітник до її кінця:

$$T_p = PL. \quad (2.14)$$

З умови (2.14) визначається мінімально необхідна довжина рукояті (з подальшим узгодженням прийнятого значення зі стандартним рядом – дод. Д):

$$L = \frac{T_p}{P} \quad (2.15)$$

Мінімально необхідний діаметр рукояті d_p може бути визначено з умови міцності на згинання, вважаючи рукоять консольною балкою, яка защемлена в головці гвинта.

Згинальний момент, який діє в небезпечному перерізі балки – місці защемлення, визначається за формулою:

$$M = P \left(L - \frac{D_r}{2} \right) \quad (2.16)$$

Виходячи з умови міцності під час роботи на згинання, визначається мінімально необхідне значення величини d_p

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{32 M}{\pi [\sigma_{зг}]}}; \quad (2.17)$$

де $[\sigma_{зг}] = \sigma_T / (1,1 \dots 1,5)$ – допустима напруга згинання невідповідальних деталей.

Розраховане значення збільшується до відповідності стандартному ряду.

Діаметр отвору в головці гвинта для вільного переміщення рукояті визначається за формулою (з подальшим узгодженням зі стандартним рядом)

$$d_o = d_p + (2-3) \text{ мм}. \quad (2.18)$$

Висота головки гвинта приймається рівною $h_r = 1,5 d_o$.

Виходячи з умови зручності роботи з домкратом, довжину прутка для рукояті приймають (кратним 5 мм) за формулою

$$L_p = L + (50 \dots 70) \text{ мм}. \quad (2.19)$$

Розрахунок гайки домкрата

Зовнішній діаметр гайки визначається з умови міцності на розтягування:

$$\sigma_p = \frac{4 G_{вж}}{\pi (D_{гк}^2 - D^2)} \leq [\sigma_p]; \quad D_{гк} = \sqrt{\frac{4 G_{вж}}{\pi [\sigma_p]} + D^2}; \quad (2.20)$$

де $[\sigma_p]$ – допустима напруга матеріалу гайки під час роботи на розтяг:

– для чавунів марок СЧ15, СЧ18 $[\sigma_p] = 25 \text{ МПа}$;

– для бронзи і латуней $[\sigma_p] = 40 \text{ МПа}$.

Розраховане значення $D_{гк}$ узгоджується зі стандартним рядом.

Товщина стінки гайки визначається за формулою

$$\Delta = \frac{D_{гк} - D}{2} \quad (2.21)$$

Розраховане значення величини Δ має бути не менше за $1,5t$ для зручності нарізання різьби.

Діаметр бурта гайки визначається з умови міцності на зминання поверхні якою гайка спирається на корпус домкрата:

$$\sigma_{зм} = \frac{4G_{вж}}{\pi(D_6^2 - D_{гк}^2)} \leq [\sigma_{зм}]; \quad D_6 = \sqrt{\frac{4G_{вж}}{\pi[\sigma_{зм}]} + D_{гк}^2} \quad (2.22)$$

де $[\sigma_{зм}] = 40 \text{ МПа}$ – допустима напруга на зминання для чавуну, бронзи та латуні.

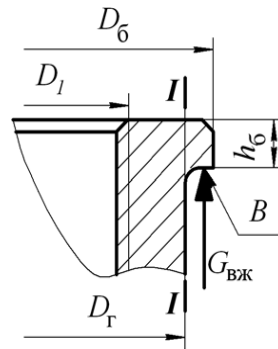


Рис. 2.2. Схема до визначення параметрів гайки

Розраховане значення величини D_6 узгоджується зі стандартним рядом.

Висота бурта гайки визначається з умови міцності на зрізання в перерізі I–I (рис. 2.2):

$$\tau_{зр} = \frac{G_{вж}}{\pi D_{гк} h_6} \leq [\tau_{зр}]; \quad h_6 = \frac{G_{вж}}{\pi D_{гк} [\tau_{зр}]} \quad (2.23)$$

де $[\tau_{зр}]$ – допустима напруга матеріалу гайки під час роботи на зрізання:

- для чавунів СЧ15, СЧ18 $[\tau_{зр}] = 25 \text{ МПа}$;
- для бронзи і латуней $[\tau_{зр}] = 30 \text{ МПа}$.

Мінімально необхідна висота гайки визначається кроком t та кількістю витків z різьби. Остання величина може бути визначена з чотирьох умов міцності з подальшим встановленням максимуму. При цьому нерівномірність розподілення навантаження між витками різьби враховується коефіцієнтом $k=0,6$.

Під час роботи ходових гвинтів при високих питомих тисках відбувається видавлювання змазки та більш інтенсивне зношення різьбової поверхні гайки.

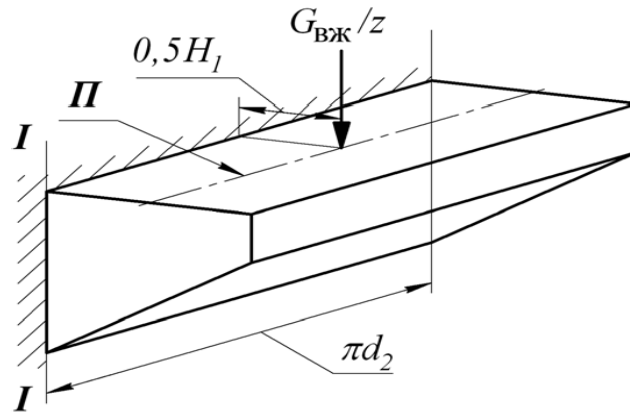


Рис. 2.3. Схема до визначення кількості витків гайки

Тому однією з умов, за якою визначається необхідна кількість витків різьби, є обмеження питомого тиску на поверхні Π (рис. 2.3)

$$q = \frac{G_{\text{вж}}}{\pi d_2 H_1 z_1 k} \leq [q]; z_1 = \frac{G_{\text{вж}}}{\pi d_2 H_1 [q] k} \quad (2.24)$$

де $[q]$ – допустиме значення питомого тиску;

– для чавунів $[q] = (6 \dots 8) \text{ МПа}$;

– для бронзи і латуней $[q] = (9 \dots 13) \text{ МПа}$.

Оскільки в домкраті гвинт виконується зі сталі, а гайка – з менш міцного матеріалу (чавун, бронза), то визначення необхідної кількості витків різьби з умови їх згинання під дією робочих навантажень зводиться до реалізації такої умови:

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{M_{\text{зг}}}{W} = \frac{3 G_{\text{вж}} H_1}{\pi d_2 z_2 a^2 k} \leq [\sigma_{\text{зг}}]; z_2 = \frac{3 G_{\text{вж}} H_1}{\pi d_2 a^2 [\sigma_{\text{зг}}] k} \quad (2.25)$$

де $[\sigma_{\text{зг}}] = 40 \text{ МПа}$ – допустима напружка на згинання чавуну, бронзи та латуні.

Під час роботи домкрата різьба не повинна зрізатися в перерізі I-I (рис.2.3), тому необхідна кількість витків, які сприймають робочі навантаження, може бути визначена з такої умови:

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{G_{\text{вж}}}{\pi d_2 z_3 a k} \leq [\tau_{\text{зр}}]; z_3 = \frac{G_{\text{вж}}}{\pi d_2 a [\tau_{\text{зр}}] k} \quad (2.26)$$

Ще однією умовою, виконання якої є обов'язковим для забезпечення працездатності домкрата, є відсутність зминання поверхні Π витка різьби гайки (рис. 2.3). Однак, зважаючи на механічні характеристики матеріалів, які рекомендовано до використання під час виготовлення гайки, вказана вимога

дотримується за рахунок реалізації умови щодо обмеження питомого тиску на зазначену поверхню.

Мінімально необхідна кількість витків різьби гайки визначається як найбільша з розрахованих величин:

$$z_{\min} = \max(z_1, z_2, z_3). \quad (2.27)$$

Мінімально необхідна висота гайки визначається за формулою

$$H_{\Gamma} = tz_{\min}. \quad (2.28)$$

Розраховане значення H_{Γ} рекомендовано приймати кратним 5мм з дотриманням співвідношення

$$H_{\Gamma K} = (1,1 \dots 1,5)D. \quad (2.29)$$

Розрахунок розмірів домкрата по висоті

Усі величини, що визначаються в даному розділі, повинні бути узгоджені зі стандартним рядом або прийняті кратними 5мм.

Довжина нарізної частини гвинта визначається за формулою

$$H_{\Pi} = H_{\Pi} + H_{\Gamma K}. \quad (2.30)$$

Висота корпусу домкрата визначається за формулою

$$H_K = H_{\Pi} - h_6 + e + (3 \dots 5)\text{мм}, \quad (2.31)$$

де $e = 0,5d$ – сумарна висота шайби 8 та головки болта 9 (рис. 2).

До величини H_K додається $(3 \dots 5)$ як зазор між опорною поверхнею та болтом, коли вантажний гвинт опущено.

Товщина стінки литого чавунного корпусу, виходячи з особливостей технологічного процесу, приймається $\delta = (6 \dots 12)\text{мм}$.

Внутрішній діаметр корпусу приймається за співвідношенням:

$$D_K = D_{\Gamma K} + (3 \dots 5)\text{мм}.$$

Зовнішній діаметр корпусу визначається за формулою

$$D_{\text{зовн}} = D_K + 2\delta. \quad (2.33)$$

Діаметр опорної частини корпусу D_0 визначається з умови міцності на зминання опори, на яку встановлюється домкрат (дерев'яна дошка, $[\sigma_{\text{зм}}] = (3-4\text{МПа})$):

$$\sigma_{3\Gamma} = \frac{4G_{\text{ВЖ}}}{\pi(D_0^2 - D_k^2)} \leq [\sigma_{3\text{М}}]; D_0 = \sqrt{\frac{4G_{\text{ВЖ}}}{\pi[\sigma_{3\text{М}}]} + D_{\text{ГК}}^2} \quad (2.34)$$

Перевірка міцності корпусу домкрата в будь-якому перерізі здійснюється за такою умовою:

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{4G_{\text{ВЖ}}}{\pi(D_{30\text{ВН}}^2 - D_k^2)} \leq [\sigma_{\text{ст}}] \quad (2.35)$$

де $[\sigma_{\text{ст}}] = (40...50)$ МПа – допустиме напруження на стискання чавуну.

Визначення коефіцієнта корисної дії домкрата

Коефіцієнт корисної дії домкрата може бути визначено як відношення корисної роботи, яка сприяє підйому вантажу, до затраченої на це роботи. Для одного оберту гвинта перша величина встановлює переміщення вантажу вагою $G_{\text{ВЖ}}$ на висоту t (крок різьби гвинта), друга – прикладання моменту T_p до рукояті для обертання останньої на 2π рад.

Отже, коефіцієнт корисної дії домкрата визначається за формулою:

$$\eta = \frac{G_{\text{ВЖ}} t}{2\pi T_p} \quad (2.36)$$

Приклад розрахунку гвинтового домкрату

Вантажопідйомність $F = 50000\text{Н}$.

Висота підйому $H_{\text{п}} = 300\text{мм}$.

1. Визначаємо середній діаметр різьби d_2 за умовою зносостійкості

$$d_2 = \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot [\sigma_{3\text{М}}]}}$$

де ψ_H – коефіцієнт висоти гайки; приймаємо коефіцієнт висоти гайки $\psi_H = 2$;

ψ_h – коефіцієнт висоти різьби $\psi_h = 0,75$ для різьби упорної;

$[\sigma_{3\text{М}}] = 10\text{МПа}$ – допустиме навантаження зминання (для пари «незагартована сталь-бронза»).

$$d_2 = \sqrt{\frac{50000}{\pi \cdot 2 \cdot 0,75 \cdot 10 \cdot 10^6}} = 0,0325\text{м} = 32,5\text{мм}$$

2. Розраховуємо мінімальний внутрішній діаметр різьби d_1 з умови міцності гвинта.

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot 0,7 \cdot [\sigma_p]}}$$

де $[\sigma_p] = 117 \text{ МПа}$ – допустиме навантаження на розтягання

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 50000}{\pi \cdot 0,7 \cdot 117 \cdot 10^6}} = 0,0278 \text{ м} = 27,8 \text{ мм}$$

Приймаємо матеріал гвинта сталь 40Х.

3. Визначаємо мінімальний внутрішній діаметр різьби d_1 з умови стійкості тіла гвинта

$$d_1 = \Pi \cdot \sqrt[4]{\frac{F \cdot s \cdot \ell^2}{\pi^3 \cdot E}};$$

$\Pi = 2,82$ при $\mu = 1$ – гвинт із однією опорою і напрямом у гайці, тобто шарнірне закріплення кінців;

s – коефіцієнт запасу стійкості; приймаємо $s = 3,5$.

$$\ell = H_{\Pi} + 3d_1 = 300 + (3 \cdot 27,8) = 383,4 \text{ мм}$$

$$d_1 = 2,82 \cdot \sqrt[4]{\frac{50000 \cdot 3,5 \cdot 0,3834^2}{\pi^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6}} = 0,022356 \text{ м} = 22,4 \text{ мм}$$

4. По ДСТУ 2497-94 (додаток 2) підбираємо стандартну упорну різьбу.

З умови $d_1 \geq 27,8 \text{ мм}$, а $d_2 \geq 32,6 \text{ мм}$ приймаємо різьбу У40×6 в якій:

- зовнішній діаметр $d = 40 \text{ мм}$;
- середній діаметр $d_2 = 35,5 \text{ мм}$;
- внутрішній діаметр $d_1 = 29,586 \text{ мм}$;
- шаг $P = 6 \text{ мм}$

Перевіряємо чи виконується для обраної різьби умова самогальмування $\Psi < \varphi$.

Кут підйому різьби на середньому діаметрі d_2

$$\psi = \arctg\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \arctg\left(\frac{6}{\pi \cdot 35,5}\right) = 3^{\circ}5'.$$

Кут тертя $\varphi = \arctgf$ (для змащеного гвинта коефіцієнт тертя $f = 0,1$)

$$\varphi = \arctg 0,1 = 5^{\circ}43'$$

$3^{\circ}5' < 5^{\circ}43'$ – умова виконана.

5. Перевіряємо міцність вибраного гвинта за наведеною (еквівалентною) напругою в матеріалі гвинта

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_{3T})^2 + 4(\tau_{кр})^2} = \sqrt{\left(\frac{F}{A}\right)^2 + 4\left(\frac{T}{W}\right)^2} \leq [\sigma_p];$$

$$T = F \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$$

$$W = 0,2 \cdot 0,0296 = 0,0000051 \text{ м}^3;$$

$$\sigma_e = \sqrt{\left\{ \frac{50000}{\frac{\pi \cdot 0,0296^2}{4}} \right\}^2 + 4 \left\{ \frac{137,4}{0,0000051} \right\}^2} = \sqrt{\{72,4\}^2 + 4\{27\}^2} = 90,56 \text{ МПа};$$

$$\sigma_e = 90,56 \text{ МПа}; [\sigma_p] = 117 \text{ МПа}.$$

Таким чином, еквівалентна напруга 90,56 МПа менша за допустиму $[\sigma_p] = 117 \text{ МПа}$.

6. Приймаємо матеріал гайки «бронза» і виконуємо перевірочний розрахунок міцності різьблення гайки:

6.1 Приймаємо висоту гайки $H = 10 \cdot P = 10 \cdot 6 = 60 \text{ мм}$ і порівнюємо фактичну напругу зминання на робочій поверхні з допустимою $[\sigma_{3M}] = 10 \text{ МПа}$ (за умови невидавлення мастила),

$$\sigma_{3M} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z};$$

де z – число витків в висоті гайки;

d_2 – середній діаметр

$$\sigma_{3M} = \frac{50000}{3,14 \cdot 0,355 \cdot 0,005 \cdot 10 \cdot 10^6} = 8,9 \text{ МПа}$$

Умова $\sigma_{3M} \leq [\sigma_{3M}]$ виконана.

6.2 Перевіряємо висоту гайки H на зріз витків за формулою

$$\tau_{зр} = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot H \cdot K \cdot K_m} \leq [\tau];$$

де K – коефіцієнт повноти різьби;

K_m – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по витках різьби;

$[\tau]$ – допустиме навантаження на зріз, $[\tau] = 20 \dots 25 \text{ МПа}$

$$\tau_{зр} = \frac{500000}{3,14 \cdot 0,04 \cdot 0,06 \cdot 0,73 \cdot 0,65 \cdot 10^6} = 13,98 \text{ МПа}$$

Напруга зрізу витків $\tau_{зр} = 13,98 \text{ МПа}$, що менше допустимого значення 20...25 МПа для бронзових гайок.

6.3 Перевіряємо напругу згину в різьбі гайки за формулою

$$\sigma_{зг} = \frac{F \cdot \frac{h}{2}}{\pi \cdot d \cdot z \cdot \frac{b^2}{6}} \leq [\sigma_{зг}];$$

де $[\sigma_{зг}]$ допустима напруга згину; $[\sigma_{зг}] = 27 \dots 34$ для бронзи;

$$b = K \cdot P = 0,73 \cdot 6 = 4,38 \text{ мм};$$

$$h = \frac{d - d_1}{2}, \text{ при внутрішньому діаметрі гайки } d_1 = 32 \text{ мм } h = 4,5 \text{ мм}$$

$$\sigma_{зг} = \frac{50000 \cdot \frac{0,0045}{2}}{3,14 \cdot 0,04 \cdot 10 \cdot \frac{0,0044^2}{6} 10^6} = 30,8 \text{ МПа}$$

Напруга згину в різьбі не перевищує допустимих значень.

7. Визначаємо зовнішній діаметр гайки, прийнявши $[\sigma_p] = 30 \text{ МПа}$, по формулі

$$D_e = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot [\sigma_p]} + d^2};$$

$$D_e = \sqrt{\frac{4 \cdot 50000}{\pi \cdot 30 \cdot 10^6} + 0,04^2} = 61 \text{ мм}$$

Приймаємо відповідно до нормальних лінійних розмірів (ДСТУ ISO 6336-3: 2005) додаток 7) $D_e = 63 \text{ мм}$.

Конструктивно ширина бурта 1,25 товщини стінки гайки

$$(63 - 40) / 2 \cdot 1,25 = 14,5 \text{ мм},$$

діаметр бурта

$$D_6 = 63 + (14,5 \cdot 2) = 92 \text{ мм}.$$

Висота бурта 1,7 товщини стінки

$$h_6 = 1,7 \cdot 14,5 = 24,65 \text{ мм};$$

коригуємо відповідно до ряду нормальних розмірів та остаточно приймаємо

$$h_6 = 25 \text{ мм}.$$

Вибираємо розміри домкрата:

D_r – діаметр головки гвинта домкрата $D_r = 2 \cdot 29,586 \approx 60\text{мм}$;

d_x – діаметр хвостовика $d_x \approx 0,3 \cdot 60 = 18\text{мм}$;

d_o – діаметр отвору в головці гвинта під рукоятку

$$d_o \approx 0,8 \cdot d_1 = 0,8 \cdot 29,586 = 23,67\text{мм},$$

З технологічних міркувань приймаємо $d_o = 25\text{мм}$;

H_p – довжина нарізки гвинта $H_p = H_n + H = 300 + 60 = 360\text{мм}$,

H_k – висота корпусу при $e = 10\text{мм}$;

$$H_k = H_p - h_6 + e = 360 + 25 + 10 = 345\text{мм}$$

Товщина стінки литого чавунного корпусу $6 \div 12$ мм, якщо корпус зварний, то товщина стінки визначається товщиною стінки труби. При товщині стінки менше ніж 6 мм необхідно провести перевірочний розрахунок на міцність.

По даним розрахункам приймаємо товщину стінки литого чавунного корпусу 10мм.

Зміст звіту

1. Ознайомитися з конструкцією гвинтового домкрата.
2. Накреслити ескіз з нанесенням основних розмірів.
3. Виконати необхідні розрахунки.
4. Розрахувати вантажність з умови прикладеного робітником зусилля (за завданням) і умови міцності різьби.
5. Оформити звіт за протоколом.

Контрольні питання

1. Які основні типи домкратів Вам відомі?
2. Від чого залежить ККД гвинтового домкрата?
3. З яких основних елементів складається гвинтовий домкрат?
4. Що означає термін “самогальмівна” передача?
5. У чому полягає розрахунок гвинтового домкрата?

Практична робота № 3 Гідравлічні домкрати

Мета роботи. Вивчення конструкції, принципів дії та визначення основних технічних параметрів гідравлічних домкратів.

Теоретичні передумови.

Будова і принцип дії гідравлічного домкрата

Гідродомкрат з ручним приводом (рис. 3) має резервуари А, Б, В, заповнені робочою рідиною і сполучені між собою каналами. У резервуарі А під дією ручного насоса, який складається з плунжера 1 і рукояті 2, створюється високий тиск (до 30МПа). Рекомендовані параметри ручного насосу:

- діаметр насосного плунжера $d_{\text{нп}} = (8...10) \text{ мм}$;
- співвідношення плечей рукояті $\frac{\ell}{c} = 8...12$.

У резервуарі Б, який має більший діаметр $D_{\text{п}}$, переміщується підйомний плунжер 3.

Резервуар В є баком для робочої рідини.

У каналах, що з'єднують резервуари А, Б, В, розташовуються нагнітальний 6, всмоктувальний 5 та спускний 4 клапани, які забезпечують рух рідини каналами лише в одному напрямку.

Принцип дії гідродомкрата наступний. Під час ходу насосного плунжера 1 догори робоча рідина через клапан 5 всмоктується з резервуара В до резервуара А. Зворотним примусовим опусканням плунжера 1 робоча рідина спрямовується через клапан 6 з резервуара А до резервуара Б, що приводить до піднімання плунжера 3 на певний крок. Повторення циклів «піднімання–опускання» насосного плунжера 1 (за допомогою рукояті насоса) призводить до піднімання плунжера 3 на потрібну висоту та відповідного переміщення вантажу.

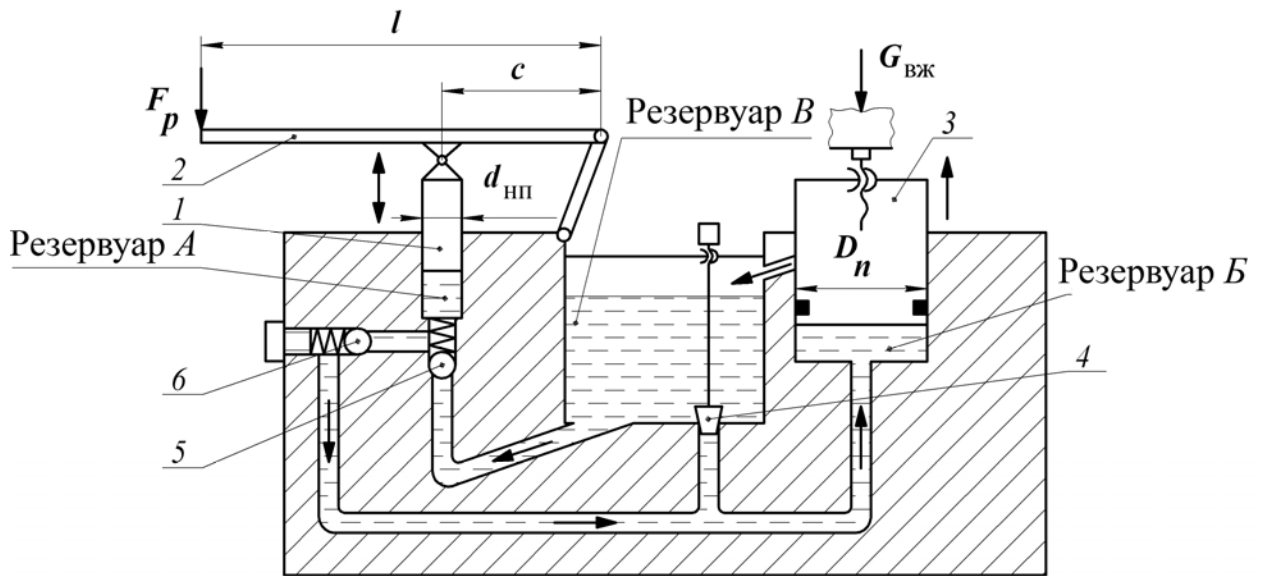


Рис. 3.1 Принципова схема гідродомкрата

Повернення рідини з резервуара Б до резервуара В здійснюється через окремий канал і спускний клапан 4, за допомогою чого відбувається опускання вантажу. Оскільки діаметр та хід насосного плунжера невеликі, рідина подається в порожнину Б малими порціями, що забезпечує піднімання вантажу з кроком висоти від 0,5 мм за один поштовх рукояті.

На рис. 3.2 показано варіант конструктивного виконання гідродомкрата з ручним приводом, який призначено для підйому та виважування частин машин і механізмів під час проведення монтажних та ремонтних робіт у майстернях і в дорожніх умовах. Домкрат монтується на литій чавунній основі 1, до якої за допомогою метричної різьби приєднується гільза 7. При цьому використовується метрична різьба з дрібним кроком, яка мало послаблює стінку гільзи. Герметичність з'єднання гільзи з основою забезпечується прокладкою 22. До верхньої частини гільзи 7 за допомогою метричної різьби приєднується чавунна гайка 10, яка є напрямною для сталевого підйомного плунжера 9 (гайка 10 та підйомний плунжер 9 утворюють антифрикційну протизадирну пару). До основи 1 домкрата за допомогою метричної різьби також приєднується труба 3, яка верхньою частиною з'єднується з гайкою 10. Об'єм між трубою 3 та гільзою 7 утворює резервуар В (бак), який ущільнено прокладками 2 під час затягування гайки 10 (труба притискається до основи). Отвір, закритий пробкою 8, призначений для заповнення домкрата рідиною, а його положення по висоті визначає необхідний об'єм рідини для реалізації проектного ходу підйомного плунжера.

З метою зменшення товщини стінки, а отже і маси домкрата, гільза 7, яка під час роботи домкрата навантажується зсередини високим тиском рідини, виготовляється з високоміцної сталі 45 (заготовка – гарячекатана безшовна труба). Труба 3, як малонавантажена деталь, виготовляється зі сталі Ст 3.

Гумове кільце 14, розташоване в канавці гайки 10, знімає частки бруду з підйомного плунжера 9 під час його руху вниз (можливе також використання брудозахисного чохла, наприклад, гофрованого).

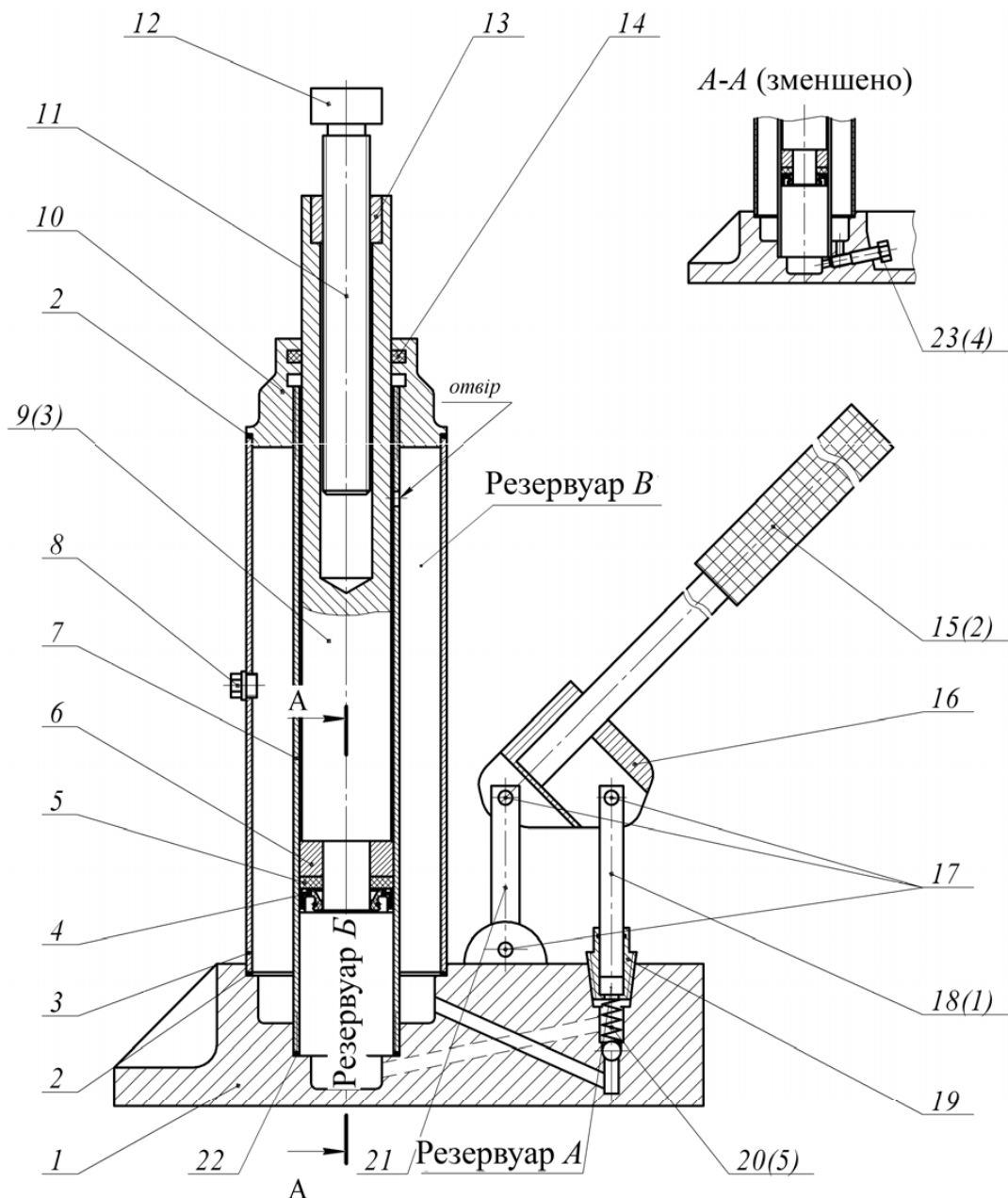


Рис. 3.2. Автомобільний гідравлічний домкрат (у дужках зазначено відповідні позиції рис. 3.1)

Гільза 7 і напрямне кільце 6 підйомного плунжера 10 також утворюють антифрикційну протизадирну пару, що забезпечується розточуванням внутрішньої поверхні гільзи алмазним різцем з подальшою обробкою кульковою накаткою для вигладжування мікронерівностей і ущільнення структури, а також виготовленням напрямного кільця з антифрикційного матеріалу (чавун, бронза). Окрім зазначених деталей на хвостовику підйомного плунжера 10 встановлюється опорне кільце 5 манжети 4, яке виготовляється з твердого полімеру та перешкоджає видавлюванню манжети під тиском рідини у фаску на напрямному кільці 6 (явище «закусювання» манжети у фасці), що може призвести до заклинювання та руйнування манжети. Кінець хвостовика роз-клепано, що дозволяє утримувати на ньому перераховані вище деталі.

Корпус 19 ручного насоса кріпиться до основи 1 за допомогою конічної різьби, під час затягування якої створюється значний тиск між витками, що забезпечує високу герметичність з'єднання без торцевих прокладок, лаків, фарб тощо, яка довгостроково зберігається в умовах циклічного навантаження від роботи насоса та може бути відновлена підтяжкою. Корпус 19, внутрішня поверхня якого є напрямною для насосного плунжера 18, виготовляється з чавуну. Поверхня сталевих (сталь марок 45, 40Х, 40ХН) насосного плунжера гартується і шліфується для створення високої поверхневої твердості та зносостійкості. Встановлене у верхній частині корпусу 19 гумове кільце виконує брудознімальні та ущільнювальні функції (перше може бути підсилене використанням брудозахисного чохла).

Рукоять 15 ручного насоса за допомогою кронштейна 16 шарнірно з'єднується з плунжером 18 та за допомогою тяг 21 – з основою 1 домкрата. Шарнірне з'єднання рукояті 15 з плунжером 18 та основою 1 виконується з використанням пальців 17, зашплінтованих з одного боку, які приймаються рівними за діаметром з метою реалізації принципу уніфікації. Переміщення рукояті та, відповідно, хід насосного плунжера обмежено розмірами кронштейна 16. При цьому в нижньому положенні плунжер 1 не впирається в дно корпусу 19, а у верхньому плунжер заглиблений у корпус на величину $(1,5...2,0)d_{\text{нп}}$ де $d_{\text{нп}}$ – діаметр насосного плунжера для надійного забезпечення спрямування руху.

Для збільшення висоти підйому, зменшення маси та габаритів домкрата у складеному (неробочому) стані застосовують телескопічні конструкції гідроциліндрів з двома чи трьома висувними плунжерами, розміщеними один в другому.

У верхній частині підйомного плунжера 9 розміщується вантажний гвинт 11, який разом із запресованою в плунжер гайкою 13 утворює різьбову пару. Для запобігання повному викручуванню нижній кінець гвинта розклепано. Призначення вказаного гвинта полягає в компенсації зазору між вантажем, що підіймається, та головкою 12, яка шарнірно з'єднується з гвинтом та має закруглену поверхню для більш надійного зчеплення з вантажем. Обертання гвинта здійснюється вручну без прикладання надмірного зусилля та є необхідним для плавного підведення головки 12 під вантаж.

Перед використанням домкрата рекомендується перевірити рівень робочої рідини та, за необхідності, долити її до рівня заливного отвору та закрити його пробкою 8. Рідину слід заливати (і доливати) при повністю опущеному підйомному плунжері 9, викрученому на 2–3 оберти спускному гвинті 23 та нижньому положенні рукояті 15. Для забезпечення нормальної роботи клапанів після заливання рідини необхідно виконати кілька хитань рукояті та повністю закрутити спускний гвинт.

Перед початком роботи домкрат розміщується під вантажем таким чином, щоб його підйомна сила здійснювала переміщення вантажу в необхідному напрямку. Поступовим підйомом плунжера 9 за описаною вище схемою головка 12 гвинта 11 підводиться під вантаж із зазором близько 50 мм, який надалі вибирається викручуванням вказаного гвинта до повного контакту з вантажем.

Під час підйому насосного плунжера 18 за допомогою рукояті 15 в порожнині А утворюється розрідження, під дією якого відкривається кульковий всмоктувальний клапан 20, порція рідини надходить з бака (резервуар В) у порожнину А. У цей час кульковий нагнітальний клапан (на рисунку не показано, розміщується в каналі, зображеному штриховою лінією) закрито, що фіксує вантаж у піднятому положенні. Цикл може повторюватися, при цьому відбувається підйом вантажу на певний крок. Максимальний хід догори підйомного плунжера обмежується отвором (див. рис. 3.2), який виконано у верхній частині гільзи 7. Коли манжета 4 піднімається вище допустимого рівня, надлишки робочої рідини витікають через отвір до бака, чим забезпечується опускання плунжера 9 до рівня перекриття отвору. Для чіткої зупинки підйомного плунжера у верхньому положенні прохідний переріз отвору виконується рівним відповідній величині нагнітального каналу, а його краї – гладкими (щоб не пошкоджувалася гумова манжета). Напрямами для підйомного плунжера під час його переміщення є: знизу – внутрішня поверхня гільзи 7 (через кільце 6), зверху – отвір у верхній частині гайки 10.

Виходячи із вказаного вище, вантажопідйомність гідравлічного домкрата обмежується умовою:

$$G_{\text{вж}} \leq F_p \left(\frac{D_{\text{п}}}{d_{\text{нп}}} \right) \frac{\ell}{c} \eta \quad (3.1)$$

де $F_p = (150 \dots 200)$ Н – сила, що прикладається робітником до рукояті довжиною l ;

$d_{\text{нп}}, D_{\text{п}}$ – діаметри насосного та підйомного плунжерів відповідно;

$c = \left(\frac{1}{12} \dots \frac{1}{8} \right) \ell$ – плече рукояті як важеля

$\eta = 0,80 \dots 0,95$ – коефіцієнт корисної дії домкрата.

Для опускання вантажу гвинт 23 (рис. 3.2, розріз А–А) викручується на 2–3 оберти, внаслідок чого робоча рідина під дією ваги вантажу, яка передається через плунжер 9, витісняється з порожнини Б до бака через проточний отвір (на рис. 3 зображений над гвинтом 23). Швидкість опускання регулюється ступенем перекривання гвинтом проточного отвору та може бути змінена додатковим обертанням гвинта в той чи інший бік. Вантаж може бути зупинено в будь-якому положенні закручуванням гвинта 23.

З метою забезпечення вимог екологічної чистоти, а також компактності конструкції домкрата резервуар з робочою рідиною охоплює підйомний плунжерний гідроциліндр, тому можливі витoki рідини повертаються в бак.

Під час використання гідродомкрати встановлюються на дерев'яний брус, що зумовлює розвиненість їх опорної поверхні для запобігання зминанню бруса. Домкрати, які використовуються для ремонтних робіт, зручно встановлювати на механічні або ручні візки й застосовувати як пересувні вантажопідйомні пристрої для підйому частини машини чи зняття агрегатів.

Такі домкрати бувають двох типів:

1) резервуар з насосом і підйомним плунжером конструктивно об'єднані (рис. 3.2);

2) насос і резервуар встановлені окремо.

В останньому випадку можна використовувати стаціонарну насосну станцію, що з'єднується з підйомним гідроциліндром, встановленим на візку, за допомогою гнучкого шлангу (рукава) високого тиску.

Розрахунок гідравлічного домкрата

Вихідні дані до розрахунку

Для виконання розрахунку основних параметрів за наведеною нижче методикою необхідно задаватися наступними величинами:

1) – вантажопідйомність домкрата $G_{вж}$, яка дорівнює найбільшій вазі вантажу, що піднімається;

2) – мінімальна висота підхоплення вантажу над підлогою H_{min} .

Основні параметри домкрата, що визначаються даним розрахунком, подано на рис. 3.2.

Визначення основних технічних характеристик домкрата

Мінімальна висота домкрата (вантажний гвинт і підйомний плунжер перебувають у крайньому нижньому положенні), мм

$$H_{dmin} = H_{min} - t_{бр}, \quad (3.1)$$

де $t_{бр} = (50 \dots 100)$ мм – товщина бруса, на який спирається домкрат своєю основою.

Хід підйомного плунжера, мм

$$H_{пл} = H_{dmin} - (80 \dots 120), \quad (3.2)$$

де H_{dmin} – вимірюється в міліметрах.

Висота викручування вантажного гвинта (довжина нарізної частини)

$$h_1 = (0,5 \dots 0,7) H_{пл}. \quad (3.3)$$

Максимальна висота підйому вантажу над підлогою

$$H_{max} = H_{min} + H_{пл} + h_1 \quad (3.4)$$

Величини $H_{пл}$, h_1 та H_{max} приймаються кратними 5 мм.

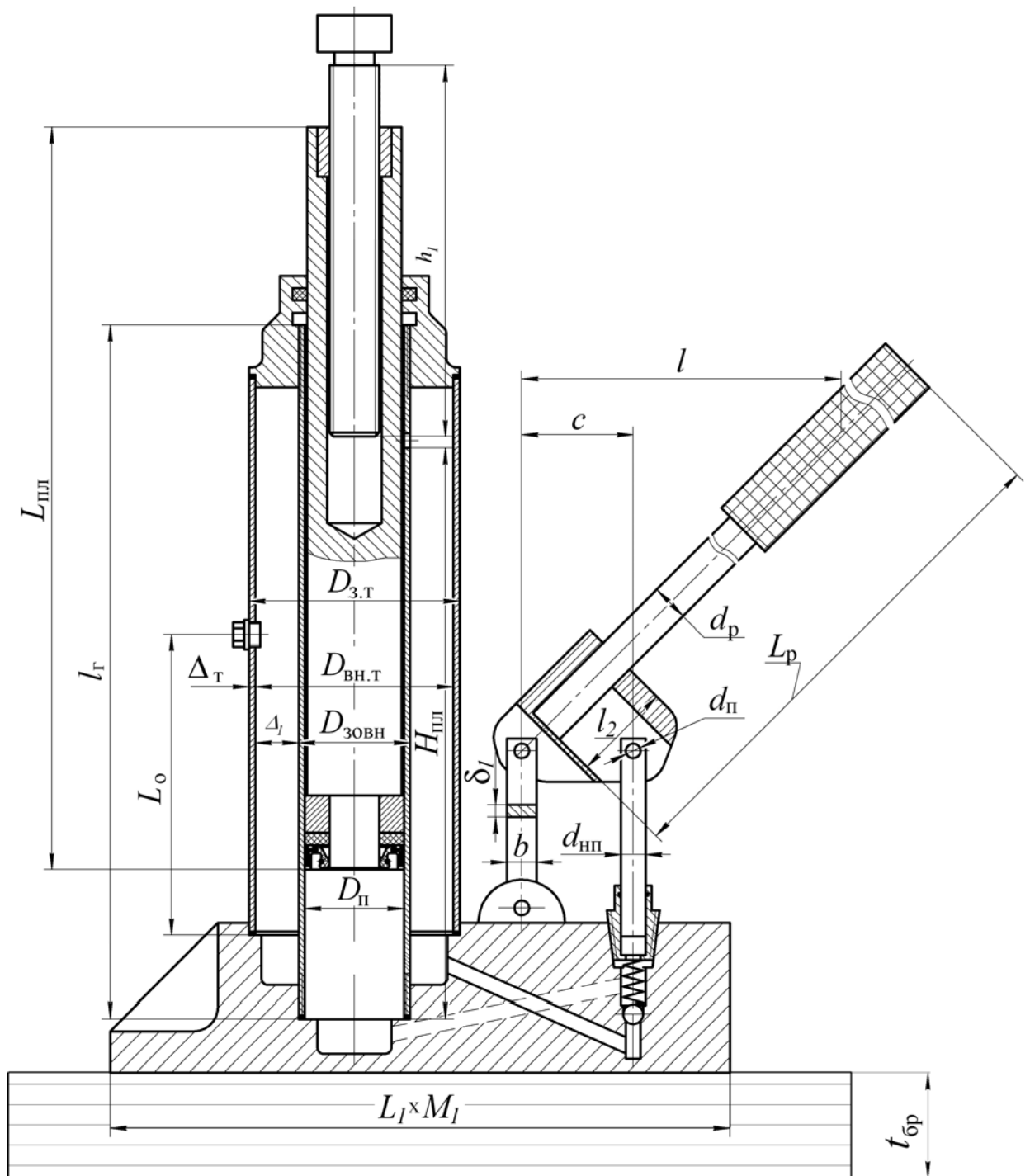


Рис. 3.3. Параметрична схема гідравлічного домкрата

Конструктивно (з подальшим можливим уточненням) призначаються:

- довжина $\ell = 300 \dots 500$ мм і плече $c = \left(\frac{1}{12} \dots \frac{1}{8}\right) \ell$ рукояті;
- діаметр $d_{нп} = (8 \dots 10)$ мм і хід $h_{нп} = (2,5 \dots 4,0) d_{нп}$ насосного плунжера.

Діаметр підйомного плунжера

$$D_{\text{п}} = d_{\text{нп}} \sqrt{\frac{G_{\text{вжс}}}{F_{\text{р}} \ell \eta}} \quad (3.5)$$

де $F_{\text{р}} = (150 \dots 200) \text{ Н}$ – сила, яку прикладає робітник до рукояті;

$\eta = 0,80 \dots 0,95$ – коефіцієнт корисної дії домкрата

Отримане значення діаметра плунжера узгоджується з рядом нормальних діаметрів плунжерів (дод. А).

Довжина плунжера, мм

$$L_{\text{пл}} = H_{\text{пл}} + (30 \dots 70) \text{ мм.} \quad (3.6)$$

Тиск рідини в гідросистемі

$$p = \frac{4G_{\text{вжс}}}{\pi D_{\text{п}}^2}. \quad (3.7)$$

З метою уникнення витoku рідини через манжети, які застосовуються в домкраті, тиск у гідросистемі не повинен перевищувати 30 МПа.

Висота підйому вантажу за один хід рукояті

$$S = h_{\text{нп}} \left(\frac{d_{\text{нп}}}{D_{\text{п}}} \right)^2 \quad (3.8)$$

Швидкість підйому вантажу

$$v = kS, \quad (3.9)$$

де $k = (40 \dots 50) \text{ 1/хв}$ – частота хитання рукояті робітником.

Хід рукояті

$$H = h_{\text{нп}} \frac{\ell}{c} \quad (3.10)$$

Хід рукояті не повинен перевищувати 180 мм (з умов зручності роботи з домкратом).

Розрахунок вантажного гвинта

Для виготовлення вантажного гвинта рекомендовано використовувати заготовки зі сталі марки 45.

Під час підйому вантажу гвинт працює на стискання. Умова міцності небезпечного перерізу по внутрішньому діаметру різьби d_{11} має вигляд

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{4G_{\text{вж}}}{\pi d_{11}^2} \leq [\sigma_{\text{ст}}]; \quad (3.11)$$

де $[\sigma_{\text{ст}}]$ – допустиме напруження під час стискання, яке визначається з урахуванням межі плинності $\sigma_{\text{пл}}$ (дод. Б) матеріалу гвинта та коефіцієнта безпеки $[s] = 3 \dots 5$;

$$[\sigma_{\text{ст}}] = \frac{\sigma_{\text{пл}}}{[s]} \quad (3.12)$$

З формули (3.11) визначається мінімально необхідне значення внутрішнього діаметра різьби гвинта з умови його роботи на стискання

$$d_{11} = \sqrt{\frac{4G_{\text{вж}}}{\pi[\sigma_{\text{ст}}]}} \quad (3.13)$$

Оскільки вантажний гвинт має суттєву довжину (у порівнянні з діаметром), його необхідно перевірити на стійкість.

Нормативний коефіцієнт безпеки за стійкістю

$$[s]' = 1,25[s]. \quad (3.14)$$

Критична сила за стійкістю

$$F_{\text{кр}} = G_{\text{вж}}[s]'. \quad (3.15)$$

За розрахункову довжину гвинта приймається висота його викручування. Мінімально необхідне значення внутрішнього діаметра різі гвинта з розрахунку на стійкість визначається за формулою Ейлера:

$$d_{12} = \sqrt[4]{\frac{64\mu^2 h_1^2 F_{\text{кр}}}{\pi^3 E}} \quad (3.16)$$

де $\mu = 2$ – коефіцієнт зведення довжини гвинта (нижній кінець затиснутий у плунжерній гайці, верхній – вільний);

$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль пружності сталі.

Оскільки вантажний гвинт викручується з плунжерної гайки до торкання з вантажем без навантаження, можна використовувати кріпильну метричну різь як ходову. Як мінімально необхідний внутрішній діаметр різьби приймається більша з двох розрахованих вище величин:

$$d_{\min} = \max(d_{11}, d_{12}). \quad (3.17)$$

Вибір різьби здійснюється за ДСТУ 16093:2018 (дод. В) з використанням отриманого значення.

Для зручності та безпеки використання домкрата прийнята різьба вантажного гвинта має задовольняти умову самогальмування:

$$\gamma < \varphi', \quad (3.18)$$

де γ – кут підйому гвинтової лінії по середньому діаметру різьби d_2 (рис. до дод. В, Г);

φ' – зведений кут тертя (з урахуванням профілю різьби).

Величини вказаних кутів визначаються за формулами:

$$\gamma = \arctg \frac{nt}{\pi d_2} \quad (3.19)$$

де $n = 1$ – кількість заходів різьби;

t – крок різьби (дод. В);

$$\varphi' = \arctg \frac{f}{\cos \delta} \quad (3.20)$$

де $f = 0,10 \dots 0,15$ – коефіцієнт тертя у гвинтовій парі;

$\delta = 30^\circ$ – кут нахилу опорної поверхні різі (рис. до дод. В, Г).

Забезпечення умови самогальмування вказує на те, що під дією ваги вантажу гвинт не буде обертатися, що є обов'язковим для гарантування безпеки виконання відповідних робіт.

Розрахунок плунжерної гайки

Для виготовлення вантажного гвинта рекомендовано використовувати заготовки зі сталі марки 45.

У конструкції, що проектується, плунжерна гайка працює на стискання, тому умова міцності має вигляд:

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{4G_{\text{вж}}}{\pi(D_F^2 - D^2)} \leq [\sigma_{\text{ст}}] \quad (3.21)$$

де D_r – зовнішній діаметр гайки, який є посадочним розміром (рис. 6);
 D – зовнішній діаметр різі гайки.

Розрахунок допустимої напруги $[\sigma_{ст}]$ (3.12) з урахуванням характеристик прийнятого матеріалу гайки.

З формули (3.21) маємо:

$$D_r = \sqrt{\frac{4G_{вж}}{\pi[\sigma_{ст}]} + D^2} \quad (3.22)$$

Тут і далі лінійні розміри необхідно узгоджувати зі стандартними рядами за ДСТУ ГОСТ 5915, ДСТУ ГОСТ 5918, ДСТУ ГОСТ 11871 (дод. А) та 6636-88 (дод. Д) залежно від того, що вони означають.

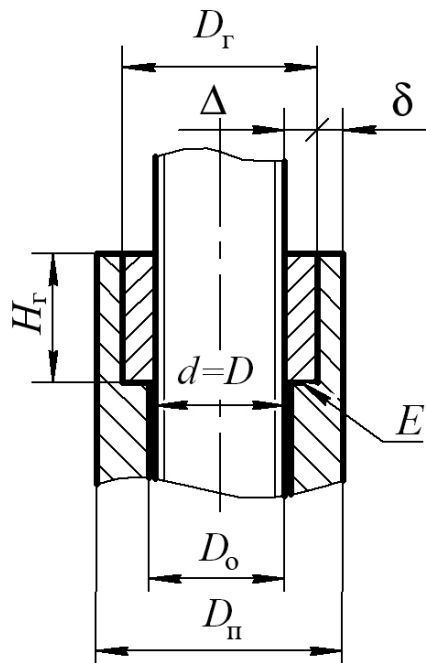


Рис. 3.4. Схема до розрахунку плунжерної гайки

Товщина стінки гайки

$$\Delta = \frac{D_r - D}{2} \quad (3.23)$$

Розрахована величина Δ має бути не меншою за $1,2t$ з метою забезпечення технологічності утворення різьби.

Товщина стінки підйомного плунжера в місці посадки гайки

$$\delta = \frac{D_{п} - D_r}{2} \quad (3.24)$$

Для надійного утримування гайки в підйомному плунжері за рахунок посадки з натягом необхідно, щоб виконувалася умова $\delta \geq 3,5$ мм.

Діаметр отвору під вантажний гвинт у підйомному плунжері, мм

$$D_0 = D + (2 \dots 3) \text{ мм} \quad (3.25)$$

Через конструктивні особливості домкрата необхідно забезпечити відсутність зминання поверхні Е гайки (див. рис. 3.4), реалізуючи наступну умову:

$$\sigma_{зм} = \frac{4G_{вж}}{\pi(D_f^2 - D_0^2)} \leq [\sigma_{зм}]; \quad (3.26)$$

де $[\sigma_{зм}] = 0,4\sigma_{пл}$ допустима напруга на зминання.

Для встановлення висоти гайки необхідно визначити кількість витків різьби, яка є достатньою для сприйняття робочих навантажень, що буде здійснено з урахуванням трьох умов міцності.

Умова міцності витка різьби на згинання.

Розгорнемо виток різьби гайки і розглянемо його як консоль, навантажену посередині зосередженою силою $G_{вж}/z$ (рис. 3.5).

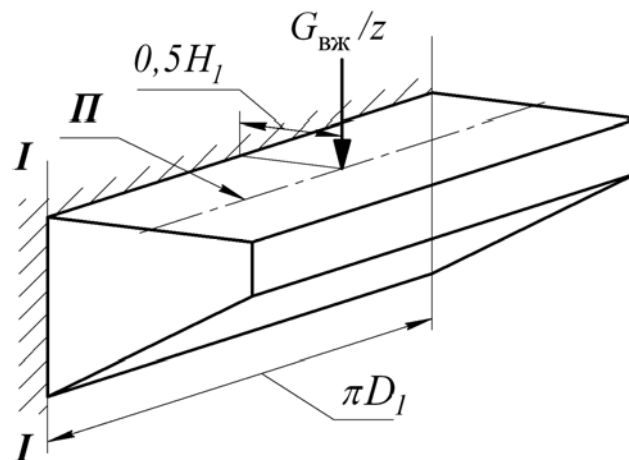


Рис. 3.5. Розрахункова схема витка різьби

За ДСТУ 2497-94 додаткові геометричні параметри різьби визначаються за формулами:

$$H_1 = 0,5413t; a = 0,75t. \quad (3.27)$$

Умова міцності на згинання для перерізу $I-I$ витка різьби має вигляд

$$\sigma_{зг} = \frac{3G_{вж}H_1}{\pi D_1 z_1 a^2 K_1 K_2} \leq [\sigma_{зг}]; \quad (3.28)$$

де $[\sigma_{зг}] = (0,5...0,7)\sigma_{пл}$ – допустима напруга на згинання;

D_1 – внутрішній діаметр різі гайки;

$K_1 = 0,85...0,90$ – коефіцієнт повноти різьби, що враховує відмінність по висоті її теоретичного профілю від фактичного, викликану неточністю виготовлення та зношенням;

$K_2 = 0,6$ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілення навантаження по витках різьби (більш навантаженими є витки, які розміщені ближче до точки прикладання сили $G_{вж}$).

З формули (3.28) визначається мінімально необхідна кількість витків різьби за першою умовою міцності

$$z_1 = \frac{3G_{вж}H_1}{\pi D_1 a^2 [\sigma_{зг}] K_1 K_2} \quad (3.29)$$

Умова міцності витка різьби на зрізання в площині $I-I$ (рис. 7) має вигляд

$$\tau_{зр} = \frac{G_{вж}}{\pi D_1 z_2 a K_1 K_2} \leq [\tau_{зр}] \quad (3.30)$$

де $\tau_{зр} = 0,2\tau_{пл}$ – допустима напруга на зрізання.

З формули (3.30) визначається мінімально необхідна кількість витків різьби за другою умовою міцності

$$z_2 = \frac{G_{вж}}{\pi D_1 a [\tau_{зр}] K_1 K_2} \quad (3.31)$$

Умова міцності витка різьби на зминання опорної поверхні Π (рис. 7) має вигляд:

$$\sigma_{зм} = \frac{4G_{вж}}{z_3 \pi (D^2 - D_1^2) K_2} \leq [\sigma_{зм}] \quad (3.32)$$

З формули (3.32) визначається мінімально необхідна кількість витків різьби за третьою умовою міцності:

$$z_3 = \frac{4G_{вж}}{\pi (D^2 - D_1^2) K_2 [\sigma_{зм}]} \quad (3.33)$$

З трьох розрахованих значень кількості витків різі приймається найбільше ($z = \max(z_1, z_2, z_3)$), округлюється до цілого значення), після чого визначається мінімально необхідна висота гайки за наступною формулою:

$$H_r = zt. \quad (3.34)$$

Проектне значення висоти гайки приймається з огляду на зручність запресування гайки в плунжер, а також з урахуванням конструктивних особливостей аналогів.

Розрахунок гільзи

Рекомендований матеріал для виготовлення гільзи – сталь 45.

Внутрішній тиск рідини p викликає розтягнення стінки гільзи у тангенціальному напрямку, тому за формулою Лапласа, зовнішній діаметр гільзи

$$D_{\text{зовн}} = D_{\text{п}} \left(1 + \frac{p}{[\sigma_p]} \right) + (2 \dots 3) \text{мм} \quad (3.35)$$

де $D_{\text{п}}$ – вимірюється в міліметрах;

p – вимірюється у МПа;

$[\sigma_p]$ – допустима напруга на розтяг, МПа, яка визначається за формулою (3.12) з урахуванням рівномірності сталі під час роботи на розтягування та стискання.

Тут збільшення діаметра на 2–3 мм враховує послаблення стінки гільзи різьбою, за допомогою якої вона кріпиться до основи домкрата. Перед нарізанням різьби зовнішній діаметр гільзи проточується, тому діаметр заготовки рекомендовано приймати додатково на 1–2 мм більше розрахованого.

Довжина гільзи

$$\ell_r = H_{\text{пл}} + h_{\text{п}}, \quad (3.36)$$

де $h_{\text{п}} = (20 \dots 40)$ мм – висота основи підйомного плунжера.

Величина ℓ_r приймається кратною 5 мм (дод. Д).

Розрахунок ручного насосу

Діаметр d_p рукояті визначається з умови міцності на згинання, вважаючи її консольно закріпленою в кронштейні 16 (рис. 3.3). Довжина закріплення приймається в межах $\ell_r = (30 \dots 50)$ мм.

Умова міцності рукояті на згинання має вигляд:

$$\sigma_{зг} = \frac{F_p(\ell - \ell_2)}{0,1d_p^3} \leq [\sigma_{зг}] \quad (3.37)$$

Тут допустима напруга на згинання визначається за формулою

$$[\sigma_{зг}] = \frac{\sigma_{пл}}{[S_1]} \quad (3.38)$$

де $[S_1] = 1,2 \dots 1,5$ – нормативний коефіцієнт безпеки для невідповідальних деталей, оскільки одним із засобів захисту гідродомкрата від перевантаження є пластичне згинання рукояті.

З формули (3.37) маємо:

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{F_p(\ell - \ell_2)}{0,1[\sigma_{зг}]}} \quad (3.39)$$

Довжина прутка для рукояті, мм

$$L_p = \ell + (50 \dots 70), \quad (3.40)$$

де ℓ – вимірюється в міліметрах (50...70 мм додається для зручності тримання рукояті).

Величина L_p приймається кратною 5мм.

Оскільки в ручному насосі використовуються шарнірні з'єднання, постає необхідність перевірки пальців шарнірів на міцність.

Рекомендований матеріал для виготовлення пальців – сталь марки 45.

Найбільш навантаженим є палець у насосному плунжері. Навантаження на палець

$$F_{\Pi} = \frac{\ell}{c} \quad (3.41)$$

Діаметр пальця попередньо приймається за таким співвідношенням:

$$d_{\Pi} = 0,6d_{\Pi\Pi}. \quad (3.42)$$

Величину d_{Π} рекомендовано приймати кратною 1мм.

Умова, за якою перевіряється міцність пальця, відображає його розрахунок на зрізання, вона має вигляд

$$\tau_{зр} = \frac{2F_{\Pi}}{\pi d_{\Pi}^2} \leq [\tau_{зр}] \quad (3.43)$$

При цьому вважається, що навантаження рівномірно розподіляється на два перерізи. Величина $[\tau_{зр}]$ приймається за рекомендаціями до формули (3.30).

Діаметри пальців інших шарнірних з'єднань приймаються рівними $d_{п}$.

Суттєве навантаження сприймає насосний плунжер, оскільки створює значний тиск у гідросистемі домкрата, внаслідок чого постає необхідність перевірки його міцності.

Рекомендовані матеріали для виготовлення насосного плунжера – сталь 40Х, 40ХН.

Напруга стискання в поперечному перерізі плунжера при робочому ході визначаються за формулою:

$$\sigma_{ст} = \frac{4F_{п}}{\pi d_{пп}^2} \quad (3.44)$$

Напруження зминання на поверхні «палець – насосний плунжер»

$$\sigma_{зм} = \frac{F_{п}}{d_{п} d_{пп}} \quad (3.45)$$

Отримані значення напруги стискання та зминання порівнюються з допустимими значеннями (пояснення до формул (3.12) і (3.26)), робиться висновок про дотримання умов міцності.

При робочому ході насосного плунжера тяги 21 (рис. 2) розтягуються, сприймаючи навантаження F_T кожна, яке визначається за формулою

$$F_T = \frac{F_p}{2} \left(\frac{\ell}{c} - 1 \right) \quad (3.46)$$

Рекомендований матеріал для виготовлення тяг – сталь марки 45.

Розміри поперечного перерізу тяг приймаються конструктивно за такими співвідношеннями:

$$b = (1,5 \dots 2,0) d_{п} ; \delta_1 = (3 \dots 5) \text{ мм}, \quad (3.47)$$

де b , δ_1 – ширина та товщина тяги (рекомендовано приймати кратними 1 мм).

Напруга розтягу в перерізі, послабленому отвором під палець

$$\sigma_p = \frac{F_T}{(b - d_{п}) \delta_1} \quad (3.48)$$

Напруга зминання на поверхні «палець–тяга»

$$\sigma_{зм} = \frac{F_T}{d_{\pi} \delta_1} \quad (3.49)$$

За розрахованими показниками (пояснення до формул (3.35) та (3.26)) перевіряється міцність попередньо прийнятих тяг і, за необхідності, уточнюються їх параметри.

Розрахунок необхідної кількості робочої рідини та розмірів баку

Об'єм робочої рідини, який необхідно залити в бак для забезпечення можливості здійснення проектного ходу підйомного плунжера,

$$V = 1,2 \frac{\pi D_{\pi}^2}{4} H_{\text{пл}} \quad (3.50)$$

де 1,2 – коефіцієнт, що враховує необхідність заповнення каналів, ручного насоса і компенсацію можливих витоків рідини.

Розрахунок корпусних елементів домкрата

Відстань Δ_1 між гільзою 7 і трубою 3 (рис. 3.2) призначається з урахуванням того, що висота L_0 розташування пробки повинна перебувати в межах габаритів домкрата і не перевищувати $0,8H_{\text{пл}}$.

$$\Delta_1 = \sqrt{0,25D_{\text{зовн}}^2 + 0,37D_{\pi}^2} - 0,49D_{\text{зовн}} \quad (3.51)$$

Внутрішній діаметр труби

$$D_{\text{вн.т}} = D_{\text{зовн}} + 2\Delta_1. \quad (3.52)$$

Висота розташування пробки

$$L_0 = \frac{4V}{\pi(D_{\text{вн.т}}^2 - D_{\text{зовн}}^2)} \quad (3.53)$$

Товщину стінки труби рекомендовано прийняти в межах $\Delta_T = (3...5)\text{мм}$ оскільки вона не навантажена тиском.

Зовнішній діаметр труби

$$D_{\text{з.т}} = D_{\text{вн.т}} + 2\Delta_T \quad (3.54)$$

Розрахунок опорної поверхні гідродомкрата

Опорна поверхня гідродомкрата найчастіше являє собою дерев'яний брус призматичної форми, на який домкрат спирається прямокутною основою 1 (рис. 3.2) з розмірами L_1 та M_1 . Підйомний плунжерний гідроциліндр розміщується симетрично відносно основи.

Зазначені розміри основи гідродомкрата визначаються з умови міцності на зминання дерев'яного бруса:

$$\sigma_{зм} = \frac{G_{вж}}{M_1 L_1} \leq [\sigma_{зм}]$$

де $[\sigma_{зм}] = (3-4)$ МПа – допустима напруга деревини на зминання.

Розмір M_1 призначається конструктивно за співвідношенням:

$$M_1 = D_{з.т} + (30...50)\text{мм}, \quad (3.56)$$

що дозволяє визначити мінімально необхідне значення величини L_1 з умови міцності

$$L_1 = \frac{G_{вж}}{M_1 \cdot [\sigma_{зм}]} \quad (3.57)$$

Приклад розрахунку гідравлічного підйомника.

Потужність гідравлічного підйомника визначається за формулою:

$$N_{гп} = v_{п} \cdot G,$$

де $v_{п}$ - швидкість підйому, $\frac{v_{пм}}{с}$

G - загальне навантаження на підйомник, H

$$v_{п} = \frac{4м}{хв} = \frac{0,0667м}{с};$$

$$N_{гп} = 0,0667 \cdot 15000 = 1000,001\text{Вт}.$$

Загальне навантаження на плунжер визначається за формулою:

$$G = \frac{Q_a \cdot k_p}{n},$$

де Q_a - вантажопідйомність прототипу, Н;

k_p - коефіцієнт, з урахуванням нерівномірного розподілу навантаження,

$k_p = 1,2$;

n - кількість плунжерів;

$$G = \frac{25000 \cdot 1,2}{2} = 15000H.$$

Потужність гідравлічного насосу визначається за формулою:

$$N_H = N_{ГП} \cdot K_{ЗС} \cdot K_{ЗУ},$$

де $K_{ЗС}$ - коефіцієнт, який враховує витік рідини; $K_{ЗС} = 1,2$

$K_{ЗУ}$ - коефіцієнт резерву зусиль, який враховує тертя деталей і локальний опір при русі рідин; $K_{ЗУ} = 1,1$

$$N_H = 1000 \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 1320 \text{Вт}.$$

Вибір гідравлічного насосу.

Гідронасос підбирається за двома параметрами: робочому об'єму Q_H ; тиску;

Ці параметри пов'язані з потужністю насосу залежністю:

$$N_H = \rho \cdot Q_H = \rho \cdot q_H \cdot n \text{ (кВт)}$$

де Q_H - дійсна подача насосу, $\text{дм}^3/\text{с}$;

q_H - робочий об'єм насосу, дм^3 ;

n - частота обертання насосу, об/с ;

ρ - тиск рідини, МПа.

Задаємо робочий тиск 10МПа, вибір якого обумовлений призначенням гідроприводу. Тиск, що діє на поршень можна розрахувати за формулою:

$$p = G \cdot \frac{4}{\pi D^2},$$

де D - діаметр поршня гідроциліндра (плунжера), м;

Остаточно тиск вибирається з стандартного ряду чисел, найближчого більшого до значення, обчисленого за формулою і використовується в подальших розрахунках.

Діаметр поршня гідроциліндра можна вибрати виходячи з розрахунку штока за умовою стиснення стрижнів.

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{0,7 \cdot \pi \cdot [\sigma_{cm}]}}$$

де $[\sigma_{cm}]$ - допустима напруга на стиск;

$$[\sigma_{cm}] = \frac{[\sigma_s]}{n},$$

де n - для даної формули запас міцності для $[\sigma_{cm}]$, $n = 2,5 \dots 3$;

$[\sigma_s]$ - допустима напруга на стиск, $[\sigma_s] = 180 \dots 200 \frac{H}{M^2}$;

$$[\sigma_{cm}] = \frac{200}{3} = 66,6 \frac{H}{M^2}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 15000}{0,7 \cdot 3,14 \cdot 67 \cdot 10^6}} = 0,02 м.$$

По розрахованому діаметру штоку, d уточнюють по ДСТУ 2517-94, приймаємо діаметр $d = 110$ мм.

Таблиця 3.1.

Габаритні і приєднувальні розміри до гідроциліндра

Розміри, мм												
А	Б	В	Г	Е	Ж	З	К	М1	М2	Н	О	П
250	2000	100	150	165	80	650-2500	40	M60×1,5	M80	95	80	15

Таблиця 3.2.

Технічна характеристика гідроциліндра

Діаметр поршня, мм	250
Номінальний тиск, кгс/см ² (Мн/м ²)	100 (10)
Хід поршня, мм	2000
Вага, кг	150,4-350,23

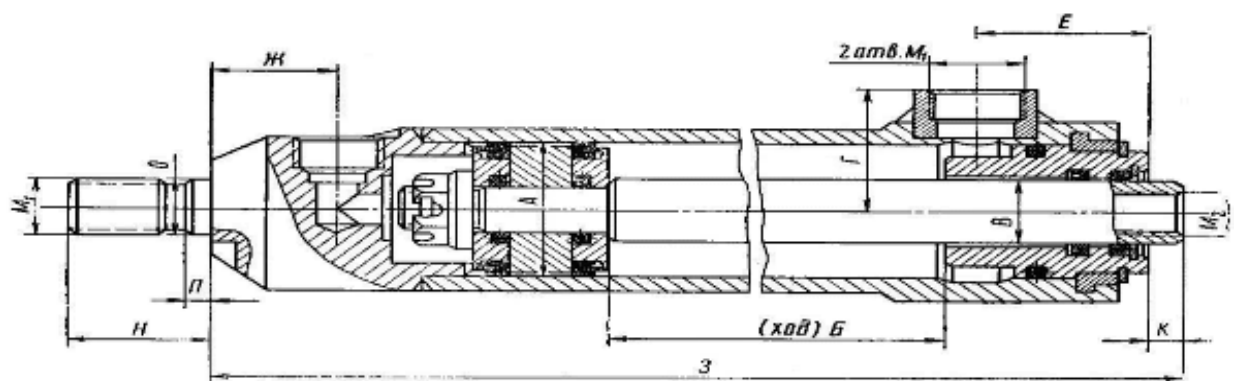


Рис. 3.6. Гідроциліндр Ц2001. (200-2000)

Для визначення дійсної подачі насосу необхідно визначити робочий об'єм насосу за формулою:

$$q_n = \frac{N}{p \cdot n},$$

де N - потужність гідродвигуна;

p - тиск рідини;

n - частота обертання насосу, $n = 1000 \frac{\text{об}}{\text{хв}} = 16,6 \frac{\text{об}}{\text{хв}};$

$$q_n = \frac{1320}{10 \cdot 16,7 \cdot 10^6} = 7,90425 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Тоді дійсна подача насосу визначиться за формулою:

$$Q_{вд} = q_n \cdot n \cdot \eta,$$

де η - об'ємний ККД насоса; $\eta = 0,95$.

$$Q_{вд} = 7,90425 \cdot 10^{-6} \cdot 7 \cdot 0,95 = 125,3335 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Після розрахунку дійсної подачі насосу і тиску, вибираємо насос з найближчими до отриманих даних характеристиками.

Найбільш часто в підйомниках використовуються шестеренні, поршневі і лопатеві насоси.

Вибір швидкостей руху робочої рідини в гідроприводі та визначення внутрішнього діаметра гідролінії.

Вибір швидкостей робочої рідини визначають таким чином, щоб втрати тиску були мінімальними і режим руху був ламінарним. За обраним значенням швидкостей і величиною дійсної подачі насосу визначаються внутрішні діаметри всмоктуючої, напірної і зливної гідролінії, використовуючи формулу:

$$d_{г\text{л}} = \sqrt{\frac{4Q_d}{\pi \cdot V_p}}, \quad (3.58)$$

де V_p - швидкість рідини в даній гідролінії;

$d_{г\text{л}}$ - діаметр гідролінії;

Отже з формули (3.58) визначимо внутрішні діаметри гідролінії, при виборі внутрішнього діаметру гідролінії слід враховувати, що величина діаметра повинна відповідати стандартизованому ряду, регламентованому ДСТУ 8939:2019. На що випускаються в промисловості труби і шланги:

$$d \geq d_p,$$

де d - стандартний діаметр трубопроводів з стандартизованого ряду.

Так само роблять припущення, що швидкості рідини в гідролінії приймають рівними:

- всмоктувальна магістраль $V_{\text{вс}} = 1,5 \text{ м/с}$;
- напірна магістраль $V_{\text{нап}} = 7,0 \text{ м/с}$;
- зливна магістраль $V_{\text{зли}} = 2,5 \text{ м/с}$.

$$d_{\text{вс}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0001253}{3,14 \cdot 1,5}} = 0,0103 \text{ м} = 10 \text{ мм}$$

$$d_{\text{нап}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0001253}{3,14 \cdot 7}} = 0,0048 \text{ м} = 4,8 \text{ мм}$$

$$d_{\text{слив}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0001253}{3,14 \cdot 2,5}} = 0,008 \text{ м} = 8 \text{ мм}$$

Вибір розподільної і регулюючої гідроапаратури.

До розподільної гідроапаратури відноситься: гідророзподільники, гідрозамки, зворотні клапани.

До регулюючої апаратури відноситься гідроклапани тиску, клапани співвідношення витрат (ділильники та суматори потоків), дроселі т. п.

Основними параметрами цієї апаратури є номінальний тиск p і умовний прохід d_y , тобто, внутрішній діаметр трубопроводу який приєднується.

Розрахунок і вибір гідробаку.

Виходячи, з технічної характеристики насосу виберемо гідробак і підберемо необхідну довжину, ширину і висоту баку. Відомо, що площа баку і секундний обсяг необхідного мастила пов'язана залежністю.

$$S_{\text{бак}} = 0,065 \sqrt[3]{V_{\text{м}}^2}, \quad (3.59)$$

де $S_{\text{бак}}$ - площа баку, м^2 ;

$V_{\text{м}}$ - секундний об'єм необхідного мастила, $\text{дм}^3/\text{с}$.

$$S_{\text{бак}} = 0,065 \sqrt[3]{0,4^2} = 0,0339$$

Визначаємо секундний об'єм:

$$V_M = (0,8...3) \cdot Q_n, \quad (3.60)$$

де Q_n – секундна подача насосу.

$$V_M = 3 \cdot 0,0001253 = 0,0004 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 0,4 \frac{\text{дм}^3}{\text{с}}$$

Розраховану площу баку необхідно збільшити в 2 рази, так як в ньому має бути вільний простір, для більш легкого і швидкого повернення мастила в бак, так само слід врахувати, що під час роботи гідроапаратури мастило нагрівається і відбувається його збільшення в обсязі.

Розрахунок гідропідйомника на міцність

Працездатність, надійність, і безпеку експлуатації підйомників багато в чому залежать від якості виконання їх металевих конструкцій. У зв'язку з цим до підйомного металокопункції пред'являють - певні вимоги - міцність, загальна стійкість копункції і місцева стійкість окремих її елементів, статична і динамічна жорсткість; витривалість і разом з тим мінімально можлива маса, висока технологічність виготовлення і монтажу, іноді обмежені габарити. Більшість цих вимог повинно забезпечуватися на стадії попереднього (проектного) розрахунку і копонування.

Під проектним розрахунком і копонування металокопункції будемо розуміти той обсяг розрахункових і графічних робіт, який необхідно виконати для визначення розмірів поперечних перерізів основних несучих елементів за умовами міцності, загальної стійкості, статичної жорсткості при дії розрахункових коббінацій максимальних навантажень робочого стану, визначення взаємного положення основних несучих елементів в копункції і основних розмірів копункції в цілому.

Характерною особливістю проектного розрахунку є неповнота вихідних даних: невідомі точна вага копункції, закономірності розподілу навантажень між елементами, динамічні навантаження, так як ці фактори залежать від розмірів поперечних перерізів несучих елементів, а визначення цих розмірів якраз і є одним із завдань розрахунку. У зв'язку з цим проектний розрахунок доводиться виконувати послідовними наближеннями.

Розрахунок штоку.

Шток гідроциліндра підйомника має відносно велику довжину при порівняно невеликому діаметрі, відчувуючи при роботі стискають зусилля, тому необхідно провести перевірку штоку на стійкість

$$[Q] \leq \frac{P_K}{[n_y]}, \quad (3.61)$$

де P_K – критична сила, яку може витримати центрально-навантажений стрижень;

$[Q]$ - сила діє на гвинт з боку вантажу;

$[n_y]$ - нормативний коефіцієнт запасу по стійкості:

- для сталі $[n_y] = 1,8 \dots 3,0$;

- для чавуну $[n_y] = 5,0 \dots 5,5$;

- для дерева $[n_y] = 2,8 \dots 3,2$.

$$[Q] \leq \frac{1228185,46}{3} = 409395,1557 \text{ Н}$$

$$P_K = \frac{\pi^2 E I_{min}}{(\mu l)^2},$$

де E - модуль поздовжньої пружності матеріалу, (для сталі $E = 2 \cdot 10^{11} \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$);

I_{min} - момент інерції перерізу гвинта, визначається за формулою

$$I_{min} = \frac{\pi d^4}{64};$$

де l - максимальна висота підйому;

μ - коефіцієнт, що враховує спосіб закріплення кінців стрижня:

$\mu = 0,5$ - на обох защемлених кінцях стрижня;

$\mu = 0,7$ - при одному защемленому іншому шарнірно - закріпленому кінцях;

$$I_{min} = \frac{3,14 \cdot 0,11^4}{64} = 0,000007183$$

$$P_K = \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 0,0000072}{(2 \cdot 1,7)^2} = 1228185,4671$$

Шток розглядають як стійку з нижнім жорстко затисненим і верхнім вільним кінцем ($\mu = 2$). Розрахункова схема показана на рисунку 3.7.

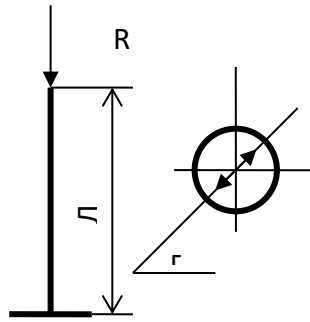


Рис. 3.7. Схема штоку для розрахунку стійкості.

Вибір профілю планки

$M_{зг}$ - згинальний момент (Н·м)

$$M_{зг} = \frac{G}{n} L$$

де G - загальне навантаження на гідропідйомник (15000Н),

L - довжина планки (1600 мм),

n - число плунжерів (2).

$$M_{зг} = \frac{15000}{2} \cdot 1,6 = 12000 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

W - момент опору, м³,

$$W = \frac{M_{зг}}{[\sigma_B]}$$

$[\sigma_B]$ допустима напруга на стиск; $[\sigma_B] = 180 - 200 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$

$$W = \frac{12000}{200 \cdot 10^6} = 0,06 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 = 60 \text{ см}^3.$$

Вибираємо профіль труби що підходить з таблиці 3.3.

Таблиця 3.3

Труби сталеві прямокутні (по ДСТУ 8940:2019)

h	b	S	Площа перетину, см ²	J_x , м ⁴	W_x , см ²	J_y , см ⁴	W_y , см ³	Маса 1м, кг
мм								
32	16	2,5	2,08	2,57	1,60	0,793	0,991	1,63
35	14	2,5	2,13	2,98	1,70	0,618	0,883	1,67
36	18	3	2,77	4,30	2,39	1,32	1,46	2,18
40	20	3	3,13	6,08	3,04	1,89	1,89	2,46
45	30	3	4,03	10,92	4,85	5,63	3,76	3,17

50	32	3	4,52	14,87	5,95	7,22	4,51	3,50
55	38	4	6,61	26,73	9,72	14,57	7,67	5,19
60	40	5	8,70	40,75	13,58	20,80	10,40	6,83
70	50	5	10,70	70,91	20,26	40,94	16,38	8,40
80	60	6	14,93	130,2	27,11	81,32	32,55	11,72
90	90	6	16,13	174,7	38,82	90,10	30,03	12,66
100	50	7	18,45	225,8	45,16	70,72	28,29	14,48
125	75	8,5	30,24	612,0	97,92	263,9	70,37	23,74

Виходячи з розрахунків підходить прямокутна труба висотою $h = 125\text{мм}$, шириною $b = 75\text{мм}$ і товщиною стінки $s = 8,5\text{мм}$ із сталі Ст3. Труба 125 x 75 x 8,5 ДСТУ 8940:2019 Ст3

Зміст звіту

1. Ознайомитися з конструкцією гідравлічного домкрата.
2. Накреслити ескіз з нанесенням основних розмірів.
3. Виконати необхідні розрахунки.
4. Розрахувати вантажність.
5. Оформити звіт за протоколом

Контрольні питання

1. Які основні типи домкратів Вам відомі?
2. Як класифікуються гідравлічні домкрати?
3. Які приводи гідравлічних домкратів Ви знаєте?
4. У чому полягає принцип роботи гідравлічного домкрата з ручним приводом?
5. З яких механізмів складається машинний привід гідравлічного домкрата?
6. Від чого залежить ККД гідравлічного домкрата?
7. З яких основних елементів складається гідравлічний домкрат?
8. У чому полягає методика розрахунку гідравлічного домкрата?
9. В яких засобах завантаження розвантаження вантажів використовується принцип роботи гідравлічного домкрата?

Практична робота № 4

Розрахунок основних параметрів електромеханічного підйомника з гвинтовою передачею

Мета роботи: Вивчення конструкцій, принципів дії, особливості розрахунку, конструювання і експлуатації підйомно-транспортного обладнання, яке використовують в процесах технічного обслуговування та поточного ремонту автомобілів.

Короткі теоретичні відомості

Електромеханічні підйомники призначені для підйому автомобіля над рівнем підлоги на потрібну для зручності обслуговування (ремонту) висоту. Їх класифікують по способу установки на стаціонарні, рухомі і переносні. По місцю установки підйомники поділяються на підлогові і канавні, по конструкції опорної рами – на підйомники з колійною, між колійною і поперечною рамами і опорними траверсами.

Електромеханічні стаціонарні підйомники можуть бути одно, шестистоякові з вантажопідйомністю від 1,5 до 14т і більше. В цій групі підйомників використовуються гвинтова, ланцюгова, тросова, карданна або важільно-шарнірна силові передачі, що приводяться в дію від електродвигуна.

Двохстояковий стаціонарний електромеханічний підйомник моделі П-133 (рис. 4.1), призначений для підйому легкових автомобілів масою до 2 тон, має чотири рухомих підхвати 5, під дією яких підйом автомобіля здійснюється за його кузов. Кожний підхват впирається в місце на кузові, призначене для упору домкрата. Це забезпечує можливість виконання робіт по ТО і ПР всіх агрегатів і механізмів, розміщених знизу автомобіля. Забезпечується також зручність роботи з колесами, для чого автомобіль піднімають на потрібну висоту.

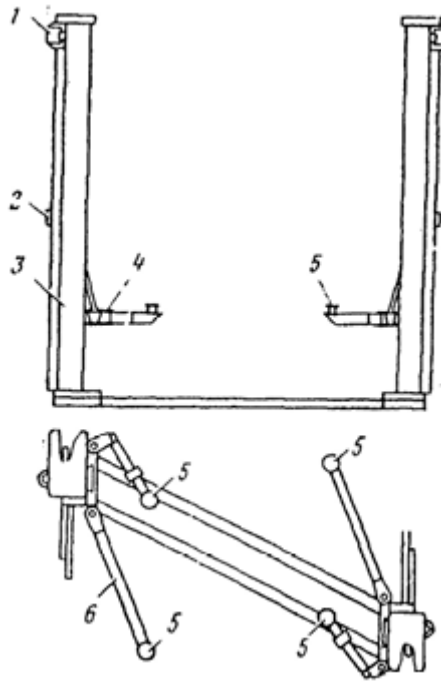


Рис. 4.1 – Електромеханічний двохстояковий підйомник П-133

Час роботи підхватів на повну висоту (1700 мм) складає 90 с. Вдоль двох стояків 3 під дією вантажонесучих гвинтів і вантажних гайок 2 переміщаються каретки 4 з балками підхватів 6. Загальна потужність двох електродвигунів 1 складає $1\div 2,2$ кВт. Контрольна гайка і кінцеві вимикачі, що обмежують переміщення кареток, забезпечують безпеку користування підйомником. Одночасне проведення робіт зверху і знизу, як і в інших підйомниках даного типу, неможливо.

Підйомники цього типу кріпляться до підлоги болтами і можуть встановлюватися на міжповерхових перекриттях. Гвинтовий чотирьохстояковий підйомник більш складний, ніж ланцюговий або тросовий, потребує постійного догляду за гвинтовою парою і кінчними передачами, володіє великою вантажопідйомністю і надійністю в роботі.

Будова і принцип роботи.

Загальний вид підйомника представлений на рис.4.1 та 4.2. Підйомник двохстояковий з електромеханічним приводом для легкових автомобілів встановлюється без спеціального фундаменту.

Колони 1 і 2 виготовлені з гнутого профілю із листової сталі товщиною 3-4 мм і швелерів.

По обробленим поверхням колони переміщуються каретки 3, що спираються на ролики і на вантажну бронзову гайку 12, яка переміщується при обертанні вантажонесучого гвинта 11.

Обертання здійснюється від електродвигуна 7 під дією клинопасової передачі на гвинт однієї колони, який з гвинтом другої колони пов'язаний ланцюговою передачею.

Під вантажною бронзовою гайкою з зазором 16-18мм по гвинту переміщується стальна гайка для підстрахування 13, яка не несе навантаження. Ця гайка (вловлювач) призначена для механічної страховки у випадку зношення і обриву вантажної гайки. В момент обриву різьби вона приймає на себе все навантаження і дозволяє тільки опустити каретку в крайнє нижнє положення.

Встановлений у гайці для підстрахування опорний підшипник 14 не дає можливості провести підйом автомобіля. Наступний підйом можна здійснити тільки після заміни зношеної гайки на нову.

В основі каретки шарнірно кріпляться регулюючі по довжині кронштейни 6. Така конструкція кронштейнів забезпечує вільний заїзд і з'їзд автомобіля з підйомника і дозволяє здійснити установку кронштейнів під короб жорсткості автомобіля або під місця, призначені для установки домкратів. Переміщення каретки вгору і вниз в крайніх положеннях обмежується кінцевими вимикачами 15 і 16, а при обриві ланцюга обмежується вимикачем 17.

Опорна рама 4 являє собою зварну конструкцію, в середині якої розташовується міжколонна ланцюгова передача.

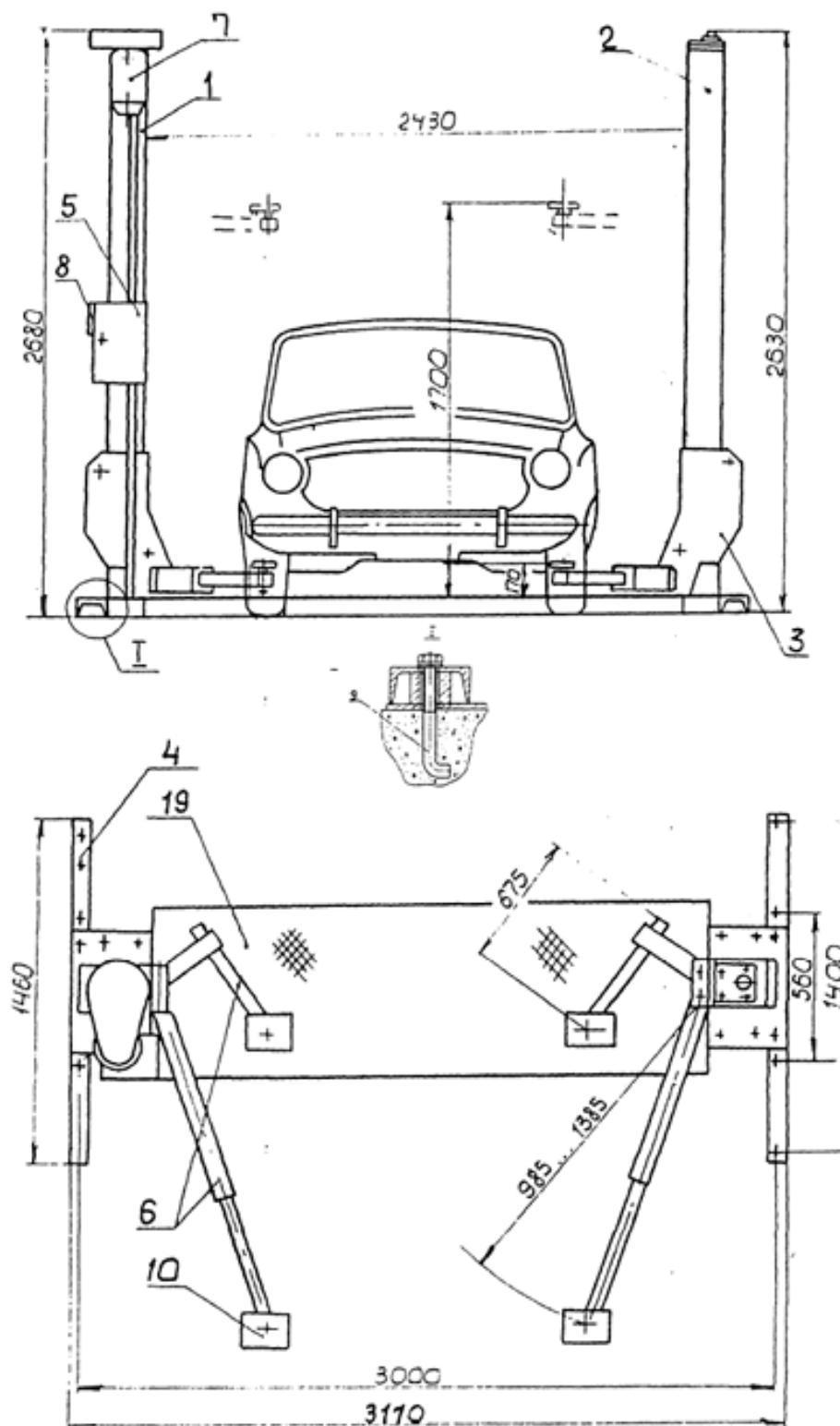


Рис. 4.2 Загальний вигляд двохстоякового підйомника

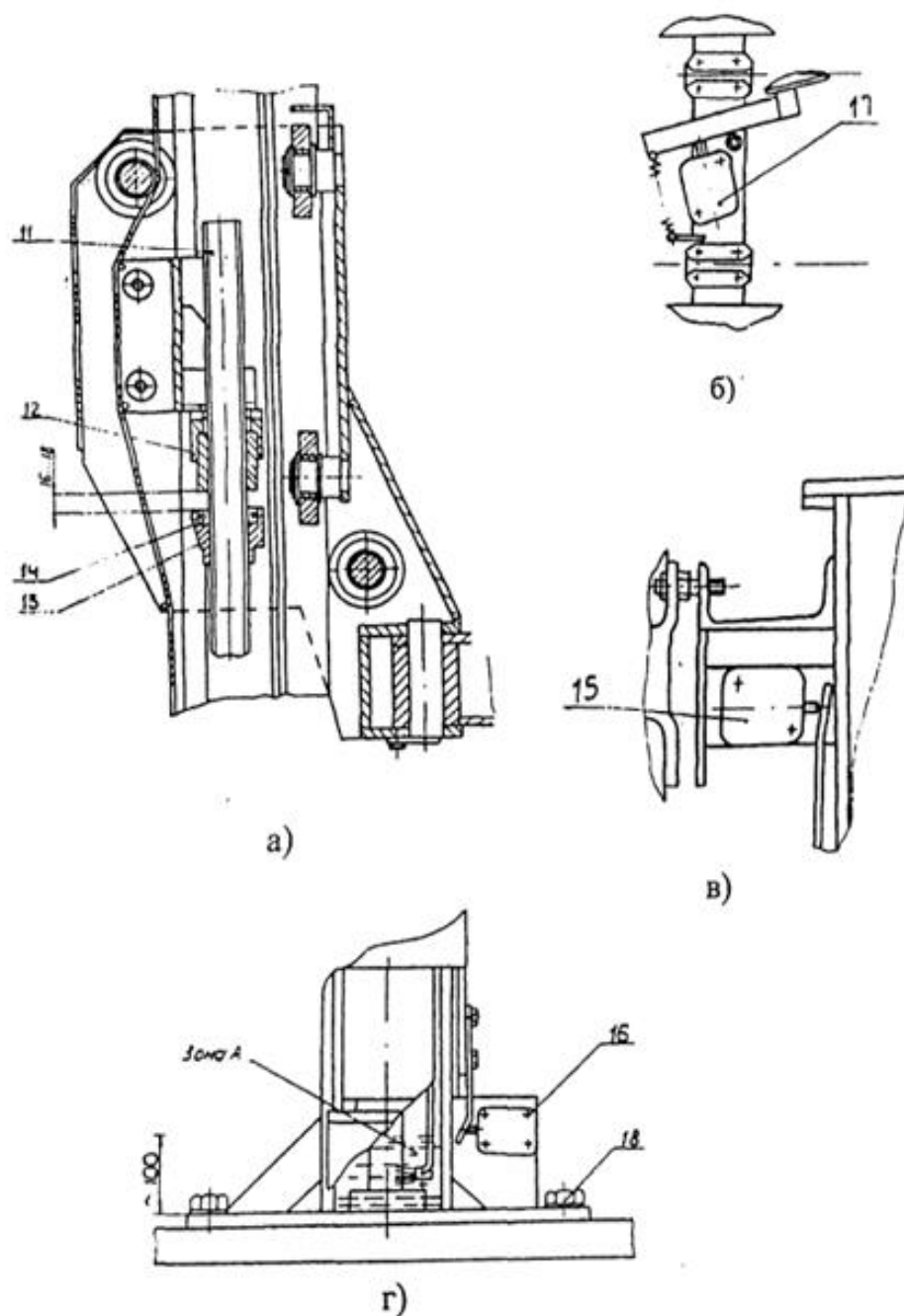


Рис. 4.3 Елементи двохстоякового підйомника

а-каретка (розріз); б-контроль обриву ланцюга; в-обмежування підйому каретки; г-основа двигунної колони.

Встановлюється рама на рівну поверхню безпосередньо на тверде покриття і кріпиться за допомогою анкерних болтів 9.

Електрообладнання підйомника складається із пульта керування і арматури для прокладки кабелів.

Технічні характеристики деяких електромеханічних підйомників наведені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Технічні характеристики електромеханічних виловних підйомників

Параметри	Модель				
	CE-2 AFIT (Угорщина)	CE-203 AFIT (Угорщина)	DUQLTFTS (HOFMANN, Австрія)	SDD-2,5 (Польща)	ZO 3,5 (B.Zipreger, Німеччина)
Кількість опор.	2	2	2	4	4
Максимальна висота підйому, мм.	1800	1850	1750	1500	1650
Вантажопідйомність, кг.	2000	2000	2500	2500	3500
Час підйому, с.	50	60	32	40	45
Потужність що споживається, кВт.	2,2	3	3	3	2,2
Габаритні розміри, м.					
Д×Ш×В	1,2×3×2,1	1,45×3×2,68	1,6×3×2,4	3×3,6×1,7	3×5×2
Вага, кг.	600	800	680	900	580

Загальний вид деяких підйомників показано на рисунках 4.4-4.6.

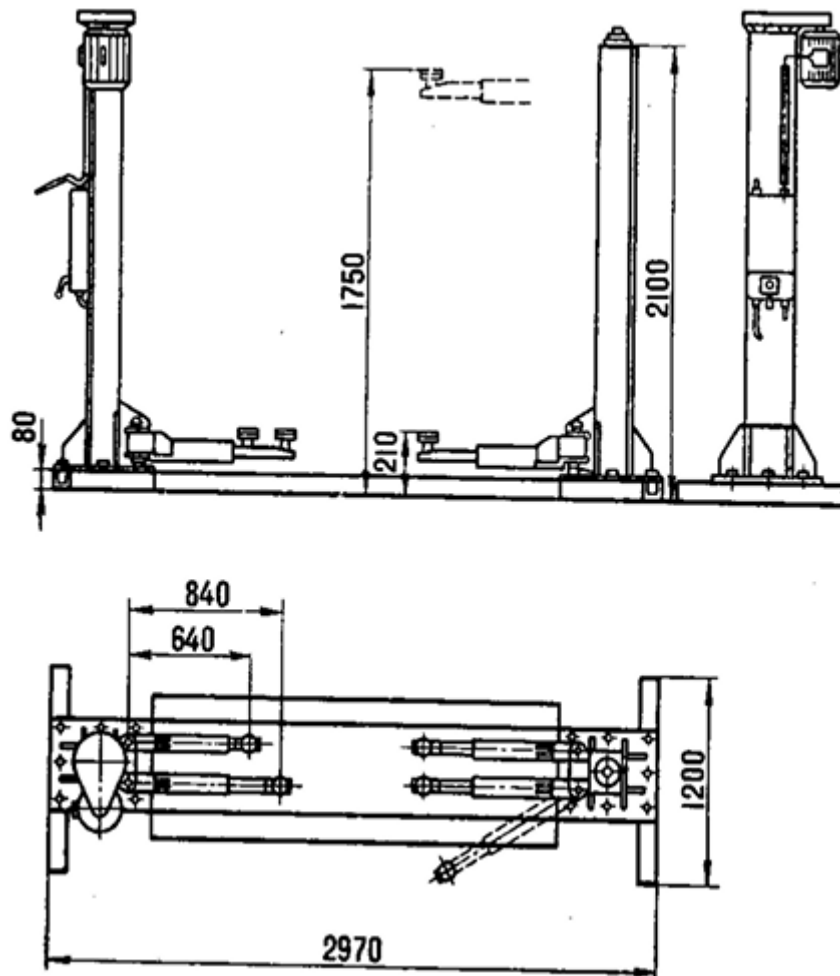


Рис. 4.4 – Двохопорний виловний підйомник

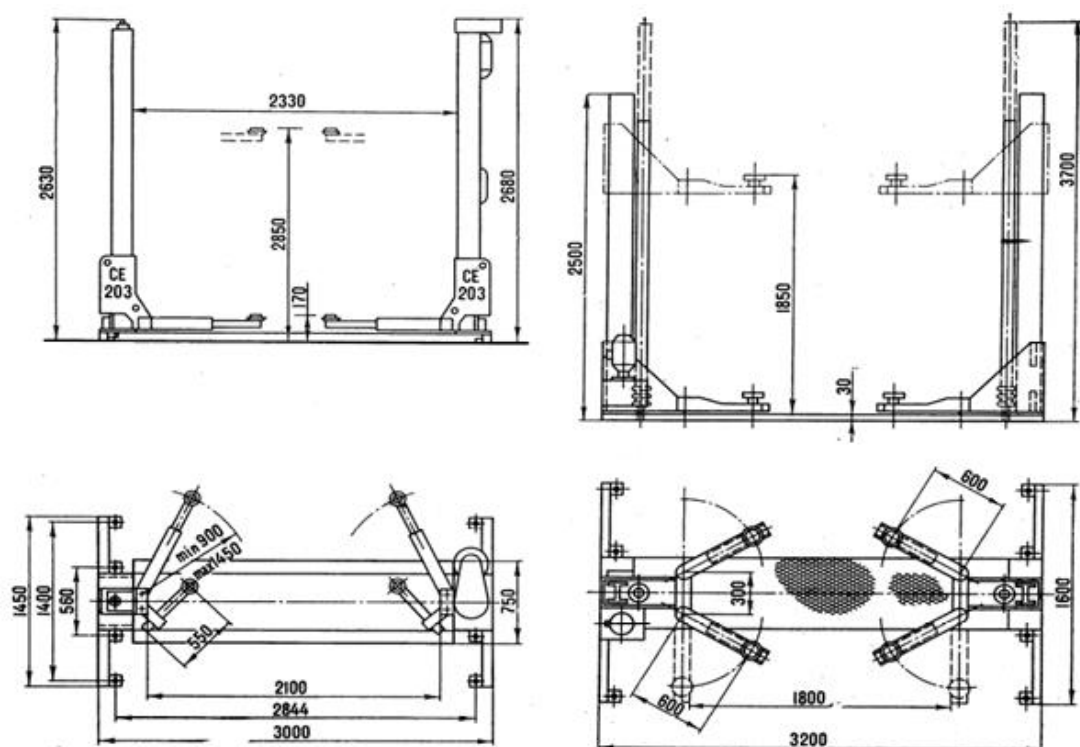


Рис.4.5 – Двохопорний вилочний підйомник CE-203 та ZFA-321

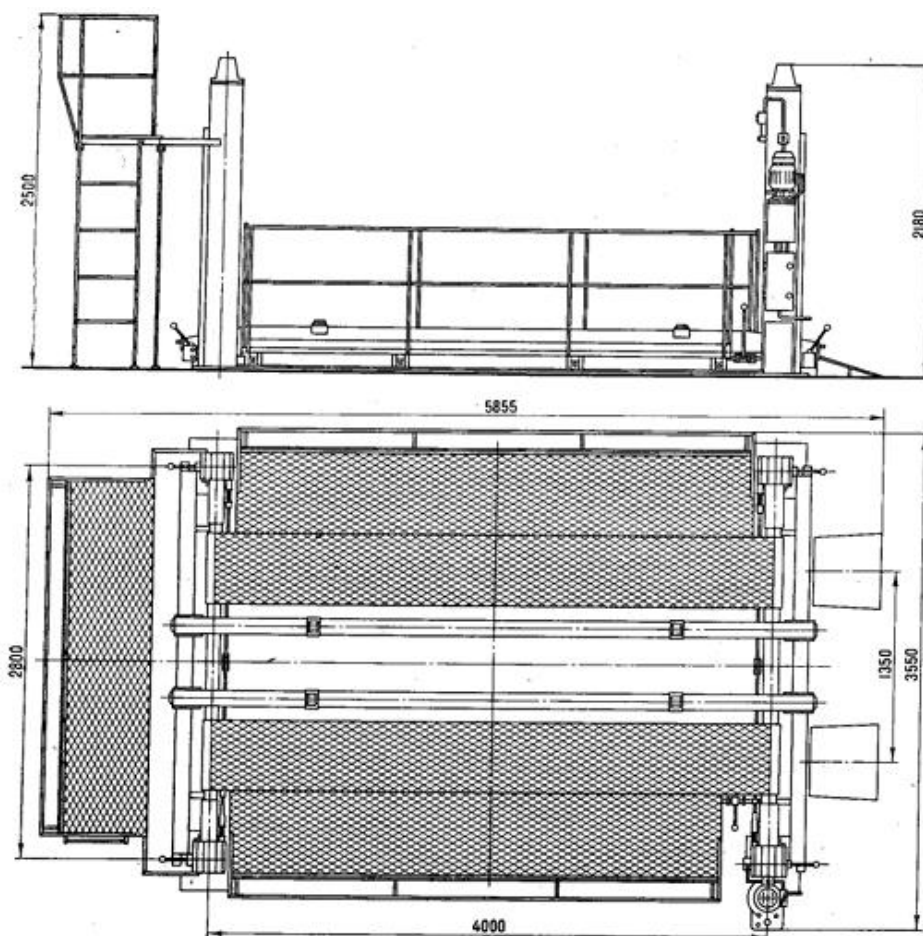


Рис.4.6 Чотирьохопорний підйомний стенд BELED-A

Розрахунок електропривода

В електроприводах обладнання для експлуатації та ремонту автомобілів використовують двигуни змінного та постійного струму. Найбільш поширені електродвигуни змінного струму асинхронні з короткозамкненим ротором.

Для поступального руху робочих органів обладнання для експлуатації та ремонту автомобілів широко використовують суміщення електродвигуна, редуктора (конічного, черв'ячного, циліндричного) і гвинта (рис. 4.7).

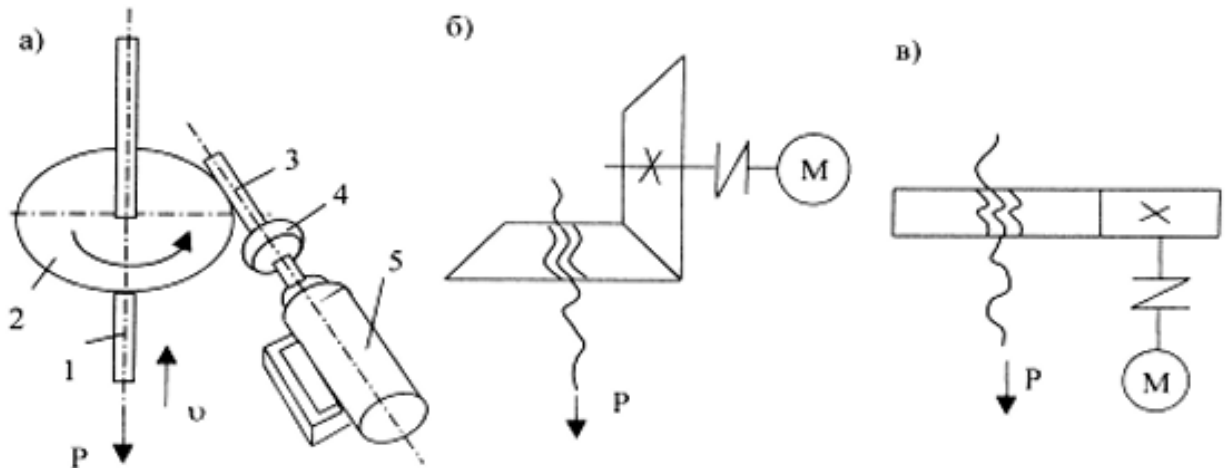


Рис. 4.7 – Електропривод з гвинтовою передачею

а-схема з черв'ячним редуктором; б-з конічним редуктором; в-з циліндричним редуктором

Вал двигуна 5 з'єднується муфтою 4 з черв'яком 3. Черв'ячне колесо 2 редуктора має нарізку і служить одночасно гайкою гвинту 1. При обертанні черв'яка черв'ячне колесо (гайка) обертається, а гвинт рухається поступово.

Його переваги – простота, надійність, реверсивність, компактність при великому навантаженні, можливість забезпечення великої точності руху, а також автоматизація управління робочим органом.

Недоліки – значні втрати на тертя і малий К.К.Д., неможливість використання при великих швидкостях руху.

При проектуванні привода з гвинтовим механізмом задають або знаходять осьову силу P , яка діє вздовж осі гвинта від робочого органу обладнання, і швидкість гвинта v (швидкість руху робочого органу).

Розрахунок полягає у визначенні параметрів гвинтової пари, виборі електродвигуна і редуктора. Основна причина виходу з ладу гвинтових механізмів – зношення різьби. Завдання для розрахунку наведено у додатку А.

З умов зносостійкості знаходять середній діаметр різьби d_2 .

Тиск на різьбі, МПа, визначиться з виразу:

$$p = \frac{P}{10^6 \pi d_2 h z} \leq [p], \quad (4.1)$$

де P – осьова сила. Н;

$[p]$ – допустимий тиск (для сталюого гвинта і бронзової гайки $[p]=8 \div 12$ МПа);

10^6 – переведення Па в МПа;

h – робоча висота профілю різьби.

$$h = 0,5 \cdot S \quad (4.2)$$

S – шаг різьби;

z – кількість витків гайки – черв'ячного колеса.

Шаг різьби визначається по зовнішньому діаметру гвинта (додаток Б)

$$z = \frac{H}{S}, \quad (4.3)$$

де H – товщина черв'ячного колеса, м.

Зазначивши

$$\frac{H}{d_2} = \psi_M, \quad (\psi_M = 1,2 \div 2,5), \quad (4.4)$$

з формули (4.1) отримаємо середній діаметр різьби, м

$$d_2 = \sqrt{\frac{2P}{10^6 \cdot \pi \cdot \psi_M \cdot [p]}}. \quad (4.5)$$

Внутрішній діаметр різьби, d_1 , м

$$d_1 \cong \frac{d_2}{(1,1 \div 1,125)}. \quad (4.6)$$

Зовнішній діаметр різьби, d , м

$$d \cong (1,2 \div 1,25) d_1. \quad (4.7)$$

Хід різьби, S_1 , м

$$S_1 = z_3 \cdot S, \quad (4.8)$$

де z_3 – кількість заходів.

Враховуючи, що гвинт одночасно працює на розтягання (стиск) та кручення, його розраховують на міцність з умови:

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{P}{F_1 \cdot 10^6}\right)^2 + 4\left(\frac{M_{кр}}{10^6 \cdot W}\right)^2} = [\sigma], \quad (4.9)$$

де F_1 – площа поперечного перетину гвинта, m^2 ,

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}, \quad (4.10)$$

$M_{кр}$ – крутний момент на різьбі, Nm ,

$$M_{кр} = \frac{T d_2}{2}, \quad (4.11)$$

де T – окружна сила на різьбі, N ,

$$T = P \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho'), \quad (4.12)$$

α – кут підйому гвинтової лінії (для самогальмуючих гвинтів $\alpha < \rho'$, $\alpha \leq 4^\circ 30'$);
 ρ' – приведений кут тертя.

$$\operatorname{tg} \rho' = \frac{f}{\cos \beta}, \quad (4.13)$$

де f – коефіцієнт тертя гвинта та гайки;

$f = \operatorname{tg} \rho = 0,8 \dots 0,1$ при терті сталі о бронзу;

ρ – кут тертя;

β – кут загострення різьби (для прямокутної різьби $\beta = 0$; $\rho' = \rho$);

$[\sigma]$ – допустиме напруження, MPa ;

W – момент опору перетину гвинта, m^3 .

$$W = 0,1 d_1^3. \quad (4.14)$$

Гвинти, які працюють на стискання, перевіряють на стійкість.

Якщо

$$\mu l > (8 \div 10) d_1, \quad (4.15)$$

де l – найбільша вільна довжина гвинта, m ;

μ – коефіцієнт довжини, який враховує характер закріплення кінців гвинта (для робочих органів обладнання для експлуатації та ремонту автомобілів) приймають рівним

$$\mu = 0,6 \div 0,71,$$

то умови стійкості:

$$n_y = \frac{P_{kp}}{P} \geq [n_y], \quad (4.16)$$

де $[n_y]$ – коефіцієнт запасу стійкості ($[n_y] \geq 3 \div 4$);

P – осьова сила, Н;

P_{kp} – критична повздовжня сила, Н.

Сила P_{kp} визначається по формулі Ейлера, якщо гнучкість гвинта $\lambda \geq 100$:

$$P_{kp} = 10^6 \frac{\pi^2 EI}{(\mu l)^2},$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа.} \quad (4.17)$$

Якщо $\lambda \leq 100$, то:

$$P_{kp} = 10^5 \frac{d_l^2}{4} (4640 - 32,6 \lambda); \quad (4.18)$$

$$\lambda = \frac{\mu l}{i}, \quad (4.19)$$

де i – радіус інерції

$$i = \sqrt{\frac{I}{F_l}}, \quad (4.20)$$

I – момент інерції, м^4 ;

F_l – площа перетину гвинта, м^2 .

Момент інерції перетину гвинта I визначають з формули [4.4]

$$I = 0,01 \left(2 \div 3 \frac{d}{d_l} \right) d^4, \quad (4.21)$$

Якщо стійкість не забезпечується, то гвинт перераховують. Гайку виготовляють з антифрикційних матеріалів – бронзи або чавуну. Знаючи параметри гвинта, знаходять частоту обертання черв'ячного колеса, хв^{-1} ,

$$n = \frac{60 \cdot v}{S_l}, \quad (4.22)$$

де S_l – хід різьби, мм;

v – швидкість гвинта (швидкість підйому робочого органу), м/с.

Потужність двигуна, кВт, :

$$N = \frac{Pv}{1000 \cdot \eta_{\text{ч}} \cdot \eta_{\text{г}}}, \quad (4.23)$$

де $\eta_{\text{ч}}$, $\eta_{\text{г}}$ – к.к.д. черв'ячної та гвинтової пари.

К.К.Д черв'ячної передачі:

$$\eta_{\text{ч}} = \eta' \eta_n \eta_p \quad (4.24)$$

де η' – враховує втрати у зачепленні;

η_n – враховує втрати у підшипниках;

η_p – враховує втрати на розмішування та розбризкування мастила,

$$\eta' = \eta'_{l2} = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (4.25)$$

де γ – кут підйому черв'яка.

Значення γ та ρ' при бронзовому колесі та сталюму черв'яку приведені у додатку А.

При розрахунку черв'ячних передач з опорами кочення слід приймати ($\eta_{\text{п}}=1$; $\eta_{\text{р}}=1$).

К.К.Д гвинтової передачі:

$$\eta_{\text{г}} = \frac{A_{\text{к}}}{A_{\text{р}}}, \quad (4.26)$$

де $A_{\text{к}}$ – корисна робота підйому вантажу, Н·м;

$A_{\text{р}}$ – робота за один оберт гвинта, необхідна для підйому вантажу та подолання сил тертя у різьбі, Н·м;

Корисна робота підйому вантажу $A_{\text{к}}$ визначається з формули:

$$A_{\text{к}} = QS, \quad (4.27)$$

де Q – вантажопідйомність гвинта, Н

S – шаг різьби гвинта, м.

Робота за один оберт гвинта, необхідна для підйому вантажу та подолання сил тертя у різьбі $A_{\text{р}}$ визначається із залежності:

$$A_{\text{р}} = Q \pi d_2 \text{tg}(\beta + \rho), \quad (4.28)$$

де d_2 – середній діаметр різьби гвинта, мм.

Після визначення розрахункової потужності двигуна підбирається тип електродвигуна (додаток Г).

Зміст звіту

1. Ознайомитися з конструкцією електромеханічного підйомника з гвинтовою передачею.
2. Накреслити ескіз з нанесенням основних розмірів.
3. Виконати необхідні розрахунки.
4. Розрахувати вантажність к.к.д гвинтової пари і корисну роботу підйому вантажу.
5. Підібрати електродвигун для електромеханічного підйомника з гвинтовою передачею.
5. Оформити звіт за протоколом

Контрольні питання

1. Для чого призначені електромеханічні підйомники, їх класифікація, переваги і недоліки.
2. Будова і принцип роботи підйомника П-133.
3. Які приводи використовуються для поступального руху робочих органів підйомників.
3. Наведіть приклад розрахунку електроприводу.
4. Що таке момент опору перетину гвинта, і від чого він залежить.
5. Дайте визначення самогальмуючих гвинтів, їх основні характеристики.
6. Як розраховується К.К.Д черв'ячної передачі в гвинтовій парі.
7. Від чого залежить корисна робота підйому вантажу.

Практична робота № 5

Вивчення конструкції та визначення параметрів лебідок і талі.

Лебідки з ручним приводом

Мета роботи: Вивчення конструкцій, принципів дії та визначення основних технічних параметрів.

Короткі теоретичні відомості

Лебідками – називають вантажопідйомні машини, у яких як робочий елемент, що навивається на барабан і обгинає канатоведучий шків або зірочку, використовують канат або ланцюг.

Лебідки призначені для підйому і переміщення вантажів по горизонтальній чи похилій площині при ремонтних, будівельно-монтажних і інших роботах, а також для механізації, транспортування вантажів.

Лебідками також називають механізми підйому вантажопідйомних кранів і підйомників. Механізми зміни чи вильоту пересування візків кранів, якщо в цих механізмах використовують канати або ланцюги.

Методика розрахунку лебідок визначається умовами їхнього застосування. Якщо вони призначені для підйому вантажу по вертикалі або для переміщення його по похилій поверхні, то їх розраховують як механізми підйому кранів. Якщо лебідки призначені для переміщення вантажів по горизонталі, то їх розраховують як механізми пересування вантажу з канатним тяговим елементом.

Розрізняють лебідки з ручним чи машинним приводом від електродвигунів, двигунів внутрішнього згоряння, рідше від гідравлічних, пневматичних і парових.

Лебідки можуть бути виконані підлоговими, прикріпленими за допомогою болтів до фундаментів, до опорних рам або плит, або настінними прикріпленими до стін, колонам і т.д. Вузол кріплення лебідок з будь-яким типом привода повинен бути таким, щоб забезпечувалася їхня стійкість при натягу каната (ланцюга), що, перевищує в 2 рази номінальне значення.

Лебідки з ручним приводом звичайно виконані барабанними. Вони мають станину у вигляді двох щитів, між якими розташований приводний зубцюватий механізм і барабан. Барабанні лебідки з ручним приводом, мають приводну рукоятку з гальмом, гладкий барабан для багатошарової навивки без канатоукладчика. в основному відкриті зубчасті чи черв'ячні несамогальмуючі передачі, підшипники ковзання. що змащуються консистентним мастилом, шестерні з малим числом зубців (11-14) для забезпечення компактності.

Вантажопідйомні механізми з ручним приводом

Вантажопідйомні механізми з ручним приводом – лебідки, шестеренні і черв'ячні талі, домкрати і т.д. є найбільш простими вантажопідйомними пристроями по кінематичних і конструктивних схемах і займають значне місце в засобах механізації. В основному вони мають тільки механізми для підйому вантажу, але іноді, крім того, пристрої для пересування і повороту.

У цих механізмах розрахункове зусилля робітника приймають: на рукоятці 12 кг при тривалій і 20 кг при короткочасній (не більш 5 хв.) роботі, на тяговому ланцюзі відповідно 20 і 40 кг.

При перевірці рукояток на міцність розрахунок ведуть виходячи з можливого випадкового додатку зусилля, рівного 80 кг, а при ручному механізмі з тяговим ланцюгом – 120 кг.

При підйомі вантажу рукоятка повинна обертатися по годинниковій стрілці, а при опусканні – проти годинникової стрілки.

При спільній роботі кількох людей вводиться коефіцієнт неодноразовості використання зусиль ϕ рівний: при роботі двох чоловік 0,8, при роботі чотирьох чоловік 0,7.

При конструюванні ручного приводу варто приймати наступні розміри: плече (радіус) обертання рукоятки – не більш 400 мм. при розташуванні центра її обертання в 900 – 1100 мм. від рівня підлоги, довжина ручки рукоятки 300 – 350 мм. для однієї людини і 450 – 500 мм. для двох чоловік. Плече приводних домкратів приймають у межах 200 – 250 мм. при відстані від її осі до рівня опорної поверхні домкрата 500 мм. При рухомій рукоятці домкрата її довжину приймають не більш 800 мм.

Розрахункові числа обертів рукоятки n у залежності від її радіуса r складають:

$r, \text{мм}$	250	300	350	400
$n, \text{об/хв}$	38	32	27	24

Розрахункова швидкість руху руки робітника на тяговому ланцюзі 3,6м/хв на рукоятці – 60м/хв.

Зусилля штовхання, що прикладається безпосередньо до візка для його пересування, приймають рівним 20, 12 і 8 кг. при роботі відповідно протягом 5, 10 і 15 хв. Найбільше можливе зусилля при русі з місця 30 – 50кг.

Момент на приводному (вхідному) валу механізму

$$M_p = m \varphi P_p r_0 ,$$

де m – число робітників;

P_p – зусилля робітника;

r_0 – плече рукоятки (радіус ланцюгового колеса).

Момент на вихідному валу

$$M_{xp} = M_p i \eta_0$$

де i і η_0 – передаточне число і к. к. д. механізму.

У вантажопідйомних механізмах з ручним приводом прості рукоятки можуть застосовуватися для приводу тільки тих механізмів, конструкція яких унеможливорює мимовільне обертання приводного валу. У протилежному випадку повинні застосовуватися безпечні рукоятки з вбудованим гальмом.

На рисунку 5.1 показана така рукоятка для двох чоловік. У маточині 3 рукоятки 6 гвинтами 5 закріплена втулка 4, яка трапецеїдальною різьбою з'єднана з напівмуфтою 1, закріпленою на валу механізму. Між напівмуфтою і маточиною розташоване храпове колесо 2, на бічних поверхнях якого закріплені гальмові накладки 8. При обертанні рукоятки по годинниковій стрілці втулка 4, нагвинчуючись на різьбу напівмуфти 7, переміщається вліво, і храпове колесо 2 виявляється затиснутим між нею і маточиною.

У зв'язку з тим, що подальше переміщення маточини вліво стає неможливим, весь пристрій разом з напівмуфтою починає обертатися по годинниковій стрілці. При цьому зуби храпового колеса проходять під собачкою 7, піднімаючи її.

При зупинці рукоятки вал і напівмуфта під дією вантажу прагнуть повернутися проти годинникової стрілки, чому перешкоджає собачка. Для опускання вантажу рукоятку обертають проти годинникової стрілки, храпове колесо при цьому, упираючись у собачку, залишається нерухомим, а маточина переміщається по різьбі напівмуфти вправо, зменшуючи силу притиснення напівмуфти до храпового колеса Момент тертя при цьому стає менше моменту, створюваного вантажем на приводному валу, і останній разом з напівмуфтою починає обертатися у бік опускання вантажу.

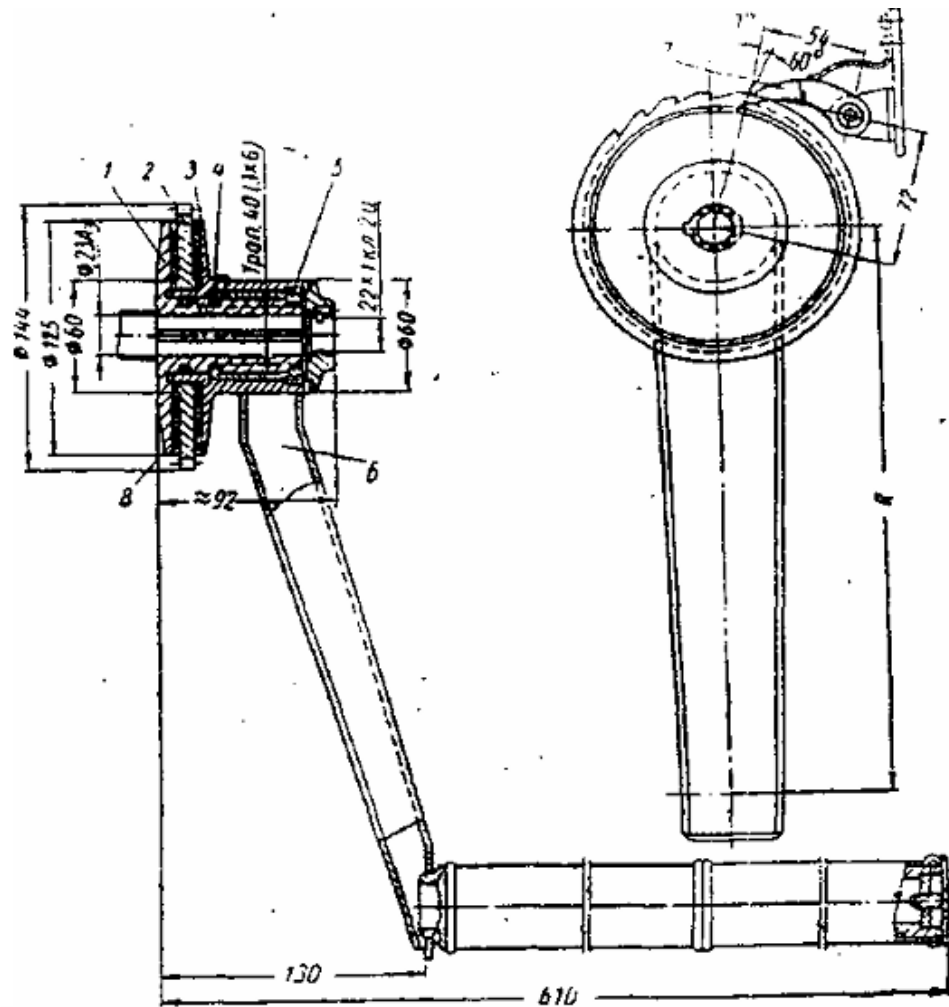


Рис.5.1 Безпечна рукоятка

Рукоятки мають наступні дані:

Радіус обертання R у мм.	250	300	350	400
Гальмівний момент, що допускається, у кг·см	515 860	620 1060	720 1230	825 1400
Модуль храпового колеса у мм.	Для всіх рукояток 6			
Число зубців храпового колеса	21 24	21 24	21 24	21 24
Вага у кг.	5,5 7,7	5,8 8,0	6,0 8,3	6,3 8,6

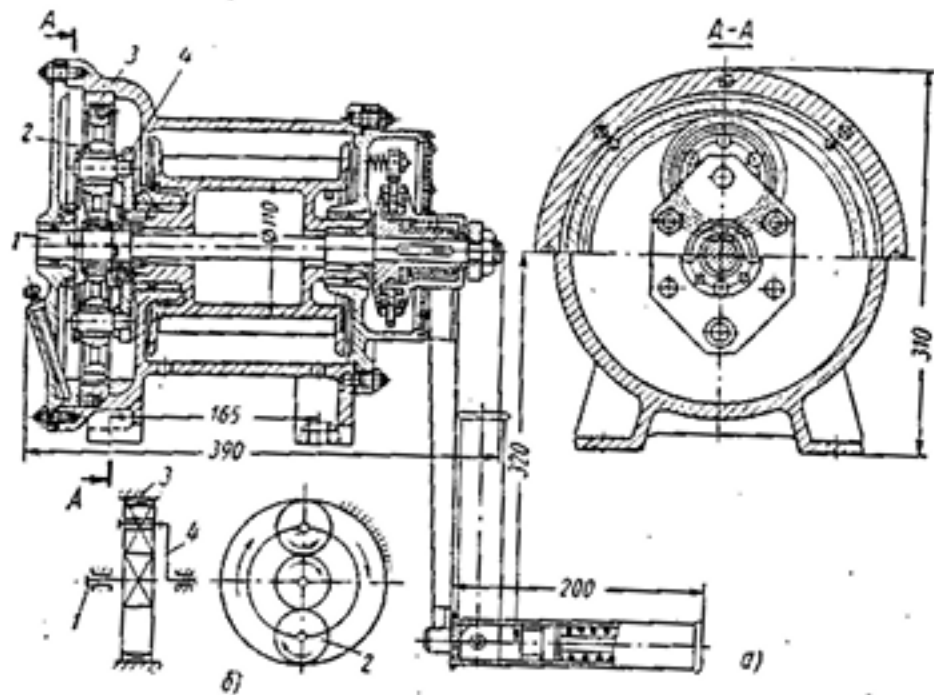


Рис. 5.2. Ручна планетарна лебідка

а – загальний вигляд; б – кінематична схема: 1 - вал із шестернею, 2 - сателіт;
3 - коронна шестірня. 4 – водило.

На рис. 2 показана ручна лебідка вантажопідйомністю 300кг. із планетарною передачею і вантажоупорним гальмом. Настінна лебідка (рис.5.3а) має черв'ячну передачу, черв'як приводиться в обертання рукояткою, а черв'ячне колесо кріпиться до барабана. В даному випадку застосовується самогальмуюча черв'ячна передача. Настінна лебідка (рис. 5.3, б), з зубчастою передачею від рукоятки до барабана, має більш високий коефіцієнт корисної дії, ніж черв'ячна, але для безпеки роботи і зупинки вантажу вимагає додаткових пристроїв, а саме храповика із собачкою. Лебідки конструюють також для установки на підлозі. Ці лебідки більш досконалі з погляду безпеки в експлуатації, так як комплектуються гвинтовим дисковим спускним гальмом, як у талі. і мають дві швидкості руху троса.



Рис. 5.3 Настінні лебідки з ручним приводом

а – з черв'ячною , б – із зубчастою передачею.

Швидкість обертання барабана змінюється пересуванням блоку шестерень і включенням його то з однією, то іншою шестернею в загальну зубчасту передачу.

Розрахунок ручних лебідок.

У ручних лебідках кутові швидкості настільки незначні, що практично розрахунок можна вести по статичному моменту. Нехай заданий вантаж Q , що піднімається лебідкою. Якою він підвішується на поліспасті з кратністю U_n , то натяг S навитої на барабан вітки буде:

$$S = \frac{Q}{\eta} \text{ кг}, \quad (5.1)$$

де η – К.К.Д. поліспаста.

Момент на барабані визначається за формулою:

$$M_b = S \frac{D_p}{2} = \frac{Q \cdot D_p}{2 \cdot U_n \cdot \eta_a}, \quad (5.2)$$

а момент на рукоятці – за формулою:

$$M_p = P \cdot R, \text{ кг} \cdot \text{см}, \quad (5.3)$$

де D_p – розрахунковий діаметр в см, рівний при багатопаровому навиванні

$$D_p = D_6 + (2m-1)d; \quad (5.4)$$

D_6 – діаметр барабана, см;

d – діаметр канату, см;

m - число шарів навивання канату;

$P = p_n$ - сумарне зусилля робітників на рукоятках, у кг.,

$n = 1-4$ - число робітників;

$p = 10 - 25$ кг - зусилля робітника;

$R = 25 - 40$ - довжина рукоятки, у см.

Загальне передаточне число механізму лебідки буде рівне:

$$i_0 = \frac{M_6}{M_p \cdot \eta_0} = \frac{Q \cdot D_6}{2U_n \cdot P \cdot R \cdot \eta_n \cdot \eta_0}; \quad (5.5)$$

де η_n – К.К.Д лебідки.

При проектуванні передаточного механізму загальне передаточне число розбивається на передаточні числа окремих зубчатих пар:

$$i_0 = i_1 \cdot i_2, \quad (5.6)$$

де i_1, i_2 , – передаточні числа першої і другої зубчатих пар.

Для циліндричних коліс i_1, i_2 , і т.д. приймають до 9, для черв'ячних-до 30.
Число зубів меншої шестірні $z = 11-12$

Загальний коефіцієнт корисної дії ручної лебідки отримаємо:

$$\eta_1 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3, \quad (5.7)$$

де $\eta_1; \eta_2; \eta_3$ – відповідно к.к.д опору барабану, передавального механізму і підшипників.

Швидкість підйому вантажу при ручному приводі визначається в залежності від середнього числа обертів рукоятки:

$$n_p = 15-18 \text{ об/хв},$$

тоді швидкість канату на барабані буде:

$$U_k = \frac{2Rn_p}{100 \cdot i_0}, \text{ м/хв.} \quad (5.8)$$

Підйомна ручна лебідка виконана без органу навивки канату. Принцип роботи заснований на протяганні канату через тяговий механізм за допомогою двох пар затискачів. Лебідка має тяговий механізм 2 для канату 3 і телескопічний важіль 1.

Тяговий механізм (рис. 5.3,б) має корпус 8, рукоятки переднього 4 і заднього 5 ходу, штир 19, за допомогою якого лебідка прикріплюється до анкерного (якірного) пристрою, розрахованого на збільшений в 2 рази розрахунковий натяг, переднього 6 і заднього 10 захоплювачів, важеля 7, призначеного для звільнення каната від затискачів. Кожне захоплення складається з двох щік, усередині яких розташовані два затискачі 9, що здійснюють захоплення каната, пружин 14, серги з одним вушком 13 і серги, двома вушками 12. Кожна серга, що складається з двох пластин, має фігурні отвори у вигляді півкіл, у котрі входять фігурні виступи затискачів (сухарів) 9. Затискачі мають напівкруглу канавку для канату, що протягається. Зусилля, що затискає канат, створюється пружинами 14, що стискаються між щоками затискачів з одного боку і правою сергою відповідного захоплення з іншого боку. При повороті кожної серги навколо власної осі при русі по годинниковій стрілці внаслідок тиску серг на фігурні виступи затискачів відбувається затискання каната, а при повороті серг проти годинникової стрілки відбувається стиск пружин і звільнення каната. Обидва захоплення за допомогою тяг і важелів з'єднані з рукояткою переднього ходу.

Для протягування каната вперед, тобто справа на ліво, на рукоятку переднього ходу надягають телескопічний важіль і рукоятку вручну обертають. При русі рукоятки проти годинникової стрілки водило за допомогою шатуна 18 повертається по годинниковій стрілці. Верхня частина водила з'єднана з щоками переднього захоплення короткою тягою 16, а нижня частина водила – із щоками заднього захоплення довгою тягою 15. Тому при повороті водила (по годинниковій стрілці) переднє захоплення переміщається вправо, при чому канат звільняється від захоплення, а задній захват рухається вліво разом із затиснутим канатом



Рис. 5.4. Важільна лебідка.

При русі рукоятки переднього ходу в зворотну протилежну (по годинниковій стрілці) передній захват з канатом підтягується вліво, а задній розжятий захват переміщається вправо. Для звільнення каната від захоплень важіль 7 повертають проти годинникової стрілки

Послідовність виконання роботи «Лебідки з ручним приводом»

1. Ознайомитись з будовою та принципом дії роботи лебідки з ручним приводом
2. Заміряти основні технічні розміри лебідки, що знаходиться у лабораторії (довжину рукоятки R , діаметр барабану D_6 , довжина барабану L_6)
3. Заміряти діаметр канату, що навивається на барабан лебідки d_k . При його відсутності визначити його знаючи діаметр барабану

$$d_k = \frac{D_6}{e}$$

де D_6 – діаметр барабану, мм;

e – коефіцієнт діаметра барабана для ручних лебідок $e=12$

4. Визначаємо передаточне число лебідки:

а) із зубчатими передачами, рахуємо число зубців шестерні та колеса першої ступіні (Z_1 і Z_2 .) при наявності другої ступіні (Z_3 і Z_4 .) Для одноступеневої лебідки:

$$u = \frac{z_2}{z_1}$$

Для двоступеневої лебідки:

$$u = u_1 \cdot u_2 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$$

б) з черв'ячною передачею, визначаємо число заходів черв'яка $Z_1=1;2;3$; та рахуємо число зубців черв'ячного колеса

$$u = \frac{z_2}{z_1}$$

5. Визначаємо крутний момент на рукоятці лебідки

$$T_p = F_p \cdot R$$

де R – довжина рукоятки, $R=25\ldots40\text{см}$.

$F_p = n \cdot F_0$ сумарне зусилля робітників;

$n=1\ldots4$ число робітників;

$F_p = 10\ldots25$ кг. зусилля одного робітника

6. Визначаємо масу вантажу, яку можна підняти за допомогою даної лебідки з ручним приводом

$$T_6 = T_p$$

$$\frac{Q \cdot D}{2 \cdot a \cdot U_n \cdot \eta_0} = n \cdot F_0 \cdot R$$

де a і U_n – технічні параметри поліспаста, у лебідках використовують одинарні поліспаста, тоді $a = 1$, U_n -кратність поліспаста, у лебідках як правило дорівнює 1, іноді використовують 2 і 3.

$\eta - \eta_n \eta_0$ - ККД підйомного механізму;

$\eta_n - \eta_6$ ККД поліспаста;

η_0 – кількість блоків;

$\eta_6 - 0,98$ - ККД одного блоку на підшипниках кочення;

η_0 – ККД пересувного механізму (зубчатої передачі $\eta = 0,98$; черв'ячної $\eta = 0,8$)

7. Накреслити кінематичну схему розрахованої лебідки з заданим поліспастом.

8. Знаходимо максимальне зусилля в канаті

$$F_{\max} = \frac{Q}{a \cdot U \cdot \eta_n}$$

9. Знаходимо розрахункове зусилля

$$F_p = F_{\max} \cdot n$$

де n – запас міцності =4

10. Вибираємо d_k по таблицям та порівнюємо з розрахованими у роботі, а при їх невідповідності вносимо корективи.

Вихідні дані.

Технічні величини		Позначення	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	Довжина рукоятки	$R, \text{см}$	25	30	35	40	25	30	35	40	25	30	35	40	25	30	35
2	Діаметр барабана	$D, \text{см}$	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	11	12	13	14
3	Передаточний механізм а) зубчатий	$Z1$	11	12	11	12					11	12	13	14	11	12	
		$Z2$	83	90	70	80					80	70	95	80	60	70	
		$Z3$			13	14					12	11			13	14	
		$Z4$			90	95					90	92			80	90	
4	б) черв'ячний	$Z1$					1	1	2	2							1
		$Z2$					28	26	50	52							25
5	Число працівників	N	1	2	1	2	1	2	2	2	4	4	1	2	1	2	1
6	Зусилля працівника	$F_{\text{рм}}$	10	15	20	25	10	15	20	25	20	25	10	15	20	15	20
7	Кратність поліспасту	U_n	1	1	1	2	2	2	2	1	3	3	1	2	1	2	1

Контрольні питання

1. Що називається лебідкою ?
2. Яке призначення та кінематична схема лебідки ?
3. Яка будова безпечної рукоятки?
4. Яке зусилля прикладається до рукоятки при короткочасному та тривалому режимі роботи?
5. Як визначити момент на валу рукоятки та на валу з вантажним тяговим органом?
6. Що являє собою храповий зупинник, коли він застосовується?

7. Визначити передаточне число передачі при підйомі вантажу $Q = 2\text{т.}$ та $D = 200\text{ мм.}$
8. Яке співвідношення між діаметром барабана та діаметром канату?
9. Як працює важільна лебідка?
10. Як визначити передаточне число планетарної лебідки?
11. Які поліспасти можуть використовуватись разом з лебідкою?

Практична робота 6:

Лебідки моторні, конструкція та визначення основних параметрів

Мета роботи: Ознайомитись з конструкцією та принципом роботи лебідки моторної, а також з основними розрахунками основних вузлів.

Короткі теоретичні відомості.

Електролебідка – являє собою машину для переміщення вантажу, в котрій тяговий орган (канат) навивається на барабан або звивається з нього.

Лебідки бувають загального призначення, які використовуються як самостійний механізм, і спеціальні, які входять до складу кранів або інших вантажопідйомних машин. Спеціальні кранові лебідки підрозділяють на підйомні (для механізмів підйому вантажів, зміни кута нахилу кранових стріл, самопідйому кранів і підйому кранових обойм), тягові (для механізмів пересування вантажних візків) і поворотні (для механізмів обертання поворотних кранів)

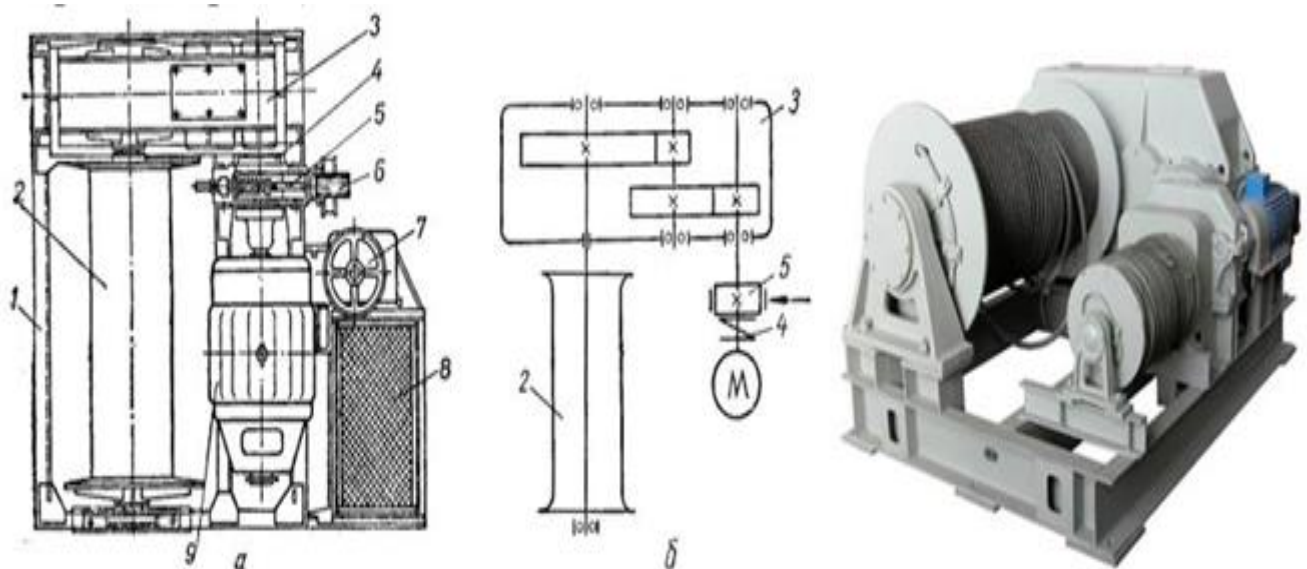


Рис. 6.1 Електрореверсивна лебідка з тяговим зусиллям 5тс:
а – конструкція, б – кінематична схема.

По конструкції передаточного механізму від двигуна до барабану розрізняють електрореверсивні і фрикційні лебідки.

Електрореверсивні лебідки.

В підйомних електрореверсивних лебідках (рис. 6.1) двигун 9 через пружну муфту 4 і шестерні циліндричного (рідше черв'ячного) редуктора обертає барабан 2. Для них характерний жорсткий кінематичний зв'язок барабана з двигуном, при котрому напрямок обертання барабана регулюється зміною напрямку обертання (реверсування) двигуна.

Жорсткий зв'язок барабана з двигуном виконується зубчастою передачею редуктора 3. Іноді для збільшення передаточного числа механізму або в зв'язку з конструктивними міркуваннями, окрім редуктора, використовують відкриті зубчасті передачі.

Пуск і реверсування двигуна виконується електричною пусковою апаратурою: барабанним контролером 7, магнітними пускачами 8, контакторами і т.д. Ця апаратура встановлюється на рамі 1 або в місці, віддаленому від лебідки. При роздільному встановленні лебідки та її пускової апаратури значно подовжуються з'єднувальні проводи, але зате можна керувати декількома лебідками із одного найбільш зручного для роботи місця – кабіни керування краном.

Електрореверсивні лебідки обладнані стопорними колодковими гальмами 5, корті керуються довгоходовими або короткоходовими магнітами 6. Гальмівним шківом служить напівмуфта пружної муфти 4, діаметр котрої в місці притискання колодок дещо збільшений.

Спеціальні тягові електрореверсивні лебідки, використовувані в механізмах пересування кранових вантажних візків, відрізняються від підйомних меншим тяговим зусиллям і меншою канатоємкістю барабану, котра визначається відносно невеликої довжини шляху, який проходить візок.

Спеціальні поворотні лебідки механізмів обертання кранів відрізняються від підйомних і тягових великими зусиллями, меншими швидкостями навивки і малою канатоємкістю барабану.

Приводи поворотних лебідок оснащені фрикційними муфтами граничного моменту, який запобігає від перевантажень механізми обертання, виникаючих при швидкому розгоні або різкому гальмуванні. Зазвичай ці муфти встановлені на входних валах редукторів в сукупності з пружними з'єднувальними муфтами.

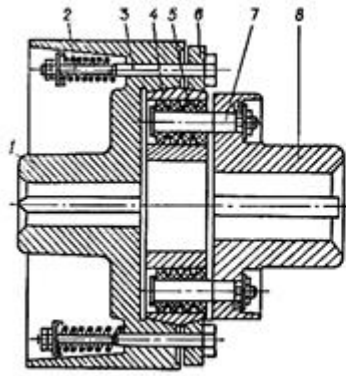


Рис. 6.2. З'єднувальна пружна муфта електрореверсивної поворотної лебідки, зміщена з муфтою граничного моменту.

З'єднувальна пружна муфта, суміщена з муфтою граничного моменту (рис. 6.2), складається з двох напівмуфт. Напівмуфта 8 закріплена на валу електродвигуна. Пальцями 7 з гумовими кільцями 5 вона з'єднується з диском 4, до конусних поверхонь котрого болтом 3 і пружиною 2 притиснене кільце 6. Напівмуфта 1 редуктора служить гальмівним шківом колодкового гальма лебідки. При виникненні небезпечного крутного моменту конусний диск 4 разом з напівмуфтою 8 прока-взує відносно напівмуфти 1 і кільця 5, запобігаючи поломку механізмів і конструкцій.

Електрореверсивні лебідки надійні в роботі, прості в керуванні і тому являються найбільш ефективними вантажопідйомними пристроями, використовуваними як самостійно, так і в якості кранових механізмів.

Фрикційні лебідки.

В них барабан 1 (рис. 6.3) підключений до двигуна через фрикційну муфту 2. Двигун через клинопасову (зубчасту, ланцюгову) передачу 3 обертає зубчасте колесо 4. Барабан 1 нормально не має зв'язку з обертаючим зубчастим колесом і тому не обертається. Включення барабану, т.зв. його з'єднання з обертаючим зубчастим колесом, приводиться конусною або стрічковою фрикційною муфтою.

При використанні конусних фрикційних муфт барабан 6 (рис. 6.4) з храповим колесом 7 і зубчасте колесо 2, яке обертається, вільно сидять на нерухомій осі 11 і мають упорний підшипник 1. Зубчасте колесо 2 має конусний виступ 3 (або конусні колодки), на зовнішній поверхні котрого прикріплена фрикційна стріча 5, а барабан 6 має відповідну цьому виступу конічну розточку 4. На кінці осі барабану нарізана стрічкова різьба, на котру нагвинчена нажимна гайка 8 з упорним підшипником 10. Повертаючи гайку

важелем керування 9, барабан переміщують по осі до його зачеплення з зубчастим колесом. Поворотом важеля в протилежну сторону барабан виключають, так як гайка виводить його з зачеплення.

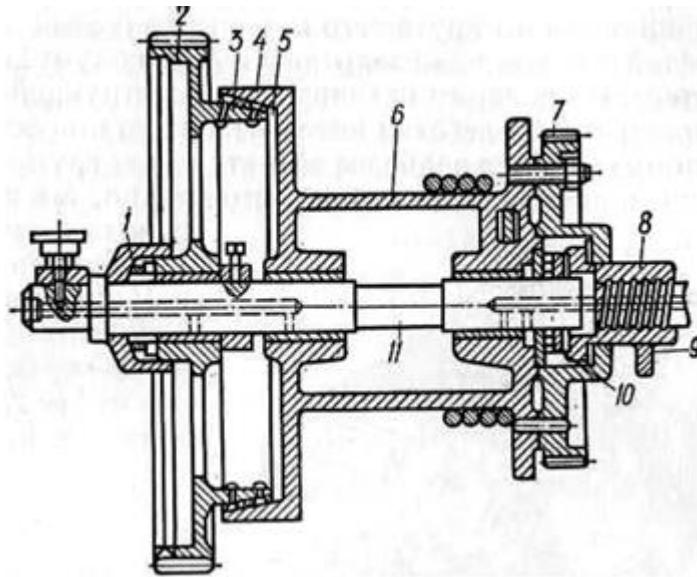


Рис. 6.4. Конусний фрикційний механізм.

Стрічкові фрикційні муфти використовують при жорсткому зачепленні зубчастого колеса на валу барабану. Вони бувають з зовнішньою або внутрішньою стрічкою. Стрічкові фрикціони закріплюють на обертаючому зубчастому колесі або на валу барабану, затискуючи його обід із зовнішньої сторони (зовнішні стрічки) або зчіплюючись з його внутрішньою частиною (внутрішні стрічки). В обох випадках стрічкові муфти забезпечують зчеплення нерухомого барабану з обертаючим зубчастим колесом і валом.

Двигун фрикційної лебідки обертає зубчасте колесо завжди в один напрямок. Підйом вантажу виконується після вмикання фрикційної муфти, а спуск – під дією його власної ваги, коли муфта вимкнена. Для регулювання швидкості спускання вантажу використовують спускні стрічкові нормально замкнуті і – рідше – нормально відкриті гальма. При цьому фрикційні лебідки обладнують храповими зупинниками, забезпечуючи утримання вантажу в піднятому положенні або його стопоріння при раптовому виключенні двигуна. Стрічкове замкнене гальмо використовують в сукупності з храповим зупинником (рис. 6.5). В цій конструкції гальмівний шків 2 вільно сидить на втулці барабану 5, а храпове колесо 1 жорстко закріплене на валу 6 барабану і завжди обертається разом з ним.

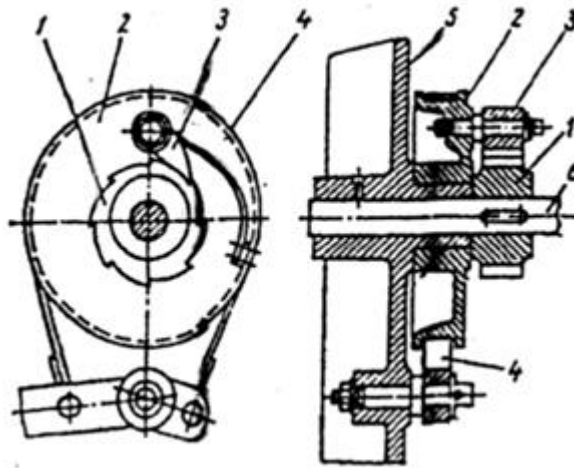


Рис. 6.5. Стрічкове гальмо з храповим зупинником.

При підйомі вантажу барабан з храповим колесом обертається, а гальмівний шків з собачкою 3 залишається нерухомим. Шків утримується замкненим стрічковим гальмом 4 (собачка проковзує по зубцям храпового колеса). При опусканні вантажу гальмо розмикається і барабан може обертатися разом із собачкою і вивільненим шківом. Замикання гальма під час опускання вантажу застопорює шків з собачкою, котра, впираючись в зубці храпового колеса, зупиняє вантаж. Такий пристрій виключає необхідність ручних операцій з собачкою і розмикання гальма під час підйому вантажу, забезпечуючи більш просту і безпечну експлуатацію фрикційної лебідки.

Фрикційне вмикання барабану дає можливість конструювати лебідки з декількома барабанами і одним двигуном.

Фрикційні лебідки, хоча і поступаються за зручностями експлуатації, надійності і безпеки електрореверсивним лебідкам, все ж доволі широко поширені, їх використовують при роботі з двигунами внутрішнього згоряння, котрі не можуть реверсуватися і зупиняться під час роботи, при обслуговуванні одним двигуном декілька барабанів (багатобарабанні лебідки), підтягування вантажів або випрямлення арматурної проволочки самотягами, де не виключена можливість різкого зростання зусилля, а також в машинах, де потрібне вільне обертання барабану лебідки.

Електрореверсивні лебідки випускають з тяговим зусиллям 0,5 – 12тс, фрикційні – 0,5 – 5тс. Вантажопідйомність монтажних однобарабанних лебідок досягається 75т.

Технічні характеристики лебідок наведені в таблицях 6.1-6.3.

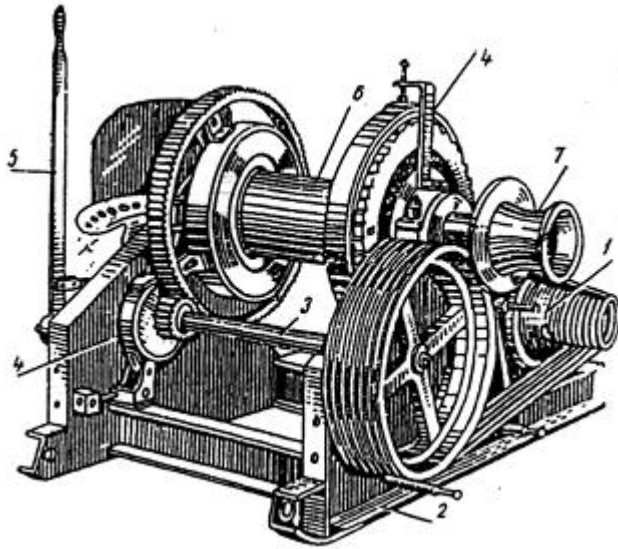


Рис. 6.6. Моторна лебідка.

Таблиця 6.1

Технічні характеристики ручних однобарабанных лебідок, які використовуються при будівельних і монтажних роботах

Показник	ЛР-1,25	Л-8,2	ЛР-5	ЛР-8
Найбільше тягове зусилля в канаті на передачі, кН:				
	12,5	32	50	80
першій	8	20	32	50
другій	11	16,5	21	27,5
Розрахунковий діаметр каната, мм	11	16,5	21	27,5
Канатоемкість барабану' при багат шаровій навивці, м, не менше	50	50	75	75
Габаритні розміри при знятих рукоятках, мм, не більше:				
	800	850	1050	1300
	600	700	950	1250
	800	900	1000	1300
Маса (без канату), кг не більше	160	260	500	900

Примітка: Радіус обертання рукоятки 450 мм.

Таблиця 6.2

Технічні характеристики реверсивних однобарабаних електричних лебідок, використовуваних при будівництві і монтажних роботах

Показник	Значення		
Номінальне тягове зусилля в канаті, Н	4	6,3; 10; 12,5	20; 32; 50
Швидкість навивки каната на першому шару, м/с	0,5	0,4	0,25
Розрахункова канатоємкість барабану при багат шаровій навивці канату, м	80		250

Таблиця 6.3

Технічні характеристики уніфікованих кранових лебідок.

Показник	Л-450.2 стрілова	Л-3.2 вантажна	Л-600.4 вантажна	Л-6000.6 стрілова
Тягове зусилля, кН.: каната сумарне стрілового і вантажного канатів	30 57	32 —	50 —	50 106
Швидкість навивки канатів на першому шарі, м/хв.	58	38,2	45,3	28,4
Діаметр, мм барабана каната	420 17,5	390 17,5	500 24	500 24
Канатоємкість барабану – (для одного шару навивки), м	32	55	79	73
Число шарів навивки канату	2	2	2	1
Маса, кг	840	1500	2100	1800
Редуктор*: сумарна міжосьова відстань, мм передаточне число	450 29,5	500 23,6	600 34,5	600 40,64
Електродвигун: тип потужність, кВт частота обертання, об/хв	МТ-211-6 7,5 945	МТН-412- 6 30 965	МТН-412- 6С 30	МТГ-411- 8С 15
Гальмо: тип діаметр шківів, мм тип електромагніту або гід-роштовхача	ТК-200 200 МО-200Б		ТКТТ-300 300 ТГМ-50	ТГК-300 300 ТЭ-50
Гальмівний генератор (вихрове гальмо)				ТМ-4А.
Габаритні розміри лебідки, мм: довжина ширина (вздовж барабану) висота	1024 1735 590	1340 1840 700	1500 1840 750	1500 2020 750

Послідовність виконання роботи «Лебідки моторні»

1. Прийняти схему запасування канату. Для лебідок використовують одинарні поліспасти, кратністю $U_n=1$ або $U_n=2$. рідко $U_n = 3$.

2. Максимальний робочий натяг канату

$$F_{\max} = \frac{Q}{a \cdot U_n \cdot \eta_0} \quad (6.1)$$

де Q – сила від маси вантажу, кгс.;

a – кратність віток, що йдуть на барабан;

U_n – кратність поліспасти;

η_0 – загальний ККД

$$\eta_0 = \eta_{\text{бл}}^n \quad (6.2)$$

де $\eta_{\text{бл}}^n = 0.97 \dots 0.99$ – ККД блоку;

n – кількість блоків.

3. Розрахувати і вибрати канат. Діаметр канату визначаємо, виходячи із умови міцності:

$$Fp = F_{\max} \cdot n \quad (6.3)$$

де $n = 5$ – коефіцієнт запасу міцності канату.

За розрахунковим розривним зусиллям визначаємо потрібний діаметр канату, для кожного значення розривного зусилля за ДСТУ 3077-80 вказаний відповідний діаметр канату (d_k).

4. Визначаємо діаметр барабану.

$$D_{\text{б}} \geq e \cdot d_k \quad (6.4)$$

де $e = 20 \dots 25$ – коефіцієнт залежний від режиму роботи.

5. Довжину барабану визначають із конструктивних умов:

$$L_{\text{б}} = (0,5 \dots 1,5) \cdot D_{\text{б}} \quad (6.5)$$

6. Канатоємкість барабану при одношаровій навивці

$$L_k = \pi \cdot (D_{\text{б}} + d_k) \cdot z \quad (6.6)$$

де z – число робочих витків канату на довжині барабану.

$$z = \frac{L_{\bar{o}}}{d_k} \quad (6.7)$$

При багатошаровому навиванні

$$L_k = \pi \cdot D_{cp} \cdot n_0 \cdot z_1 \quad (6.8)$$

$$n_0 = \frac{L_k}{\pi \cdot D_{cp} \cdot z_1} \quad (6.9)$$

де D_{cp} – середній діаметр навивання, м;

n_0 – число шарів навивання, 1 або 2;

z_1 – число витків в одному шарі.

$$D_{cp} = D_{\bar{o}} + n \cdot d_k \quad (6.10)$$

$$z_1 = \frac{L_{\bar{o}}}{d_k} \quad (6.11)$$

7. Визначають колову швидкість на барабані

$$V_{\bar{o}} = U_n \cdot V_{zp} \quad (6.12)$$

де U_n – кратність поліспасту;

$V_{гр}$ – швидкість переміщення вантажу.

8. Визначаємо частоту обертання барабану

$$n_{\bar{o}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot V_{\bar{o}}}{\pi \cdot D} \quad (6.13)$$

де $D = D_{\bar{o}}$ – при одношаровому навиванні; $D = D_{cp}$ – при багатошаровому навиванні.

9. Розраховуємо необхідну потужність електродвигуна

$$N_{mp} = \frac{Q \cdot V_{zp}}{102 \cdot \eta_m} \quad (6.13)$$

де Q – вантажопідйомність лебідки, кгс;

$V_{гр}$ – швидкість переміщення вантажу, м/с;

η_m – ККД лебідки, м; $\eta = 0,8 \dots 0,85$.

10. Вибираємо електродвигун. Тип електродвигуна вибираємо за необхідною потужністю ($N_{тр}$), з каталогу виписуємо: потужність на валу, кВт; частоту обертання валу електродвигуна (n) $хв^{-1}$.

11. Визначаємо загальне передаточне число приводу:

$$U_0 = \frac{n}{n_6} \quad (6.14)$$

де n – частота обертання валу електродвигуна, $хв^{-1}$;

n_6 – частота обертання барабану, $хв^{-1}$.

12. За заданим передаточним числом приводу вибираємо типовий редуктор.

13. Складаємо кінематичну схему лебідки і проводимо можливість компоновки.

14. Визначаємо гальмівний розрахунковий момент:

$$M_{m.p.} = K_m \cdot M_{cm.m.} \quad (6.15)$$

де $K_m = 1,5 \dots 1,7$ – коефіцієнт запасу гальмування;

$M_{cm.m.}$ – гальмівний момент на валу електродвигуна.

$$M_{cm.m.} = \frac{Q \cdot D_6 \cdot \eta}{2 \cdot U_n \cdot U_0} \quad (6.16)$$

де Q – вантажопідйомність лебідки, кгс;

D_6 – розрахунковий діаметр барабану;

U_n – кратність поліспасту; U_0 – передаточне число приводу.

15. Вибираємо типорозмір гальма. Типорозмір гальма вибирають за умовою:

$$M_m \geq M_{m.p.} \quad (6.17)$$

де M_m – табличне значення гальмівного моменту;

$M_{m.p.}$ – розрахункове значення гальмівного моменту.

Таблиця вихідних даних для виконання роботи 6 «Лебідки моторні»

Варіант Величини	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1. Маса вантажу, т. Q	1.5	2.5	3.5	4.5	5.5	1.3	2.3	3.3	4.3	5.3	1	2	3	4	5
2. Кратність поліспасту, U_n	1	1	2	2	3	2	2	1	1	2	2	1	1	2	2
3. Запас міцності канату, n	6	6	5	5	5.5	5.5	6	6	5.5	5.5	5	5	6	6	6
4. Канатомісткість барабану	30	40	50	60	70	80	36	46	56	66	76	32	42	52	62
5. Швидкість переміщення, $V_{м/хв}$	58	38	45	28	50	40	30	25	35	45	55	30	40	50	60

Практична робота 7

Талі з ручним приводом. конструкція та визначення основних параметрів.

Мета роботи: Ознайомитись з конструкцією та принципом роботи талі ручної, а також з основними розрахунками основних вузлів.

Короткі теоретичні відомості

Талі являють собою прості по будові і невеликі за розмірами вантажопідйомні механізми, підвішуванні до високо розташованих опор. В залежності від приводу розрізняють талі ручні та електричні.

Ручна таль, це поліспаст, в котрого в якості тягового органу використовуються пластинчасті шарніри або зварні калібровані ланцюги, огинаючи зірочки або ланцюгові блоки.

Використовування ланцюгів виключає необхідність в барабані і дозволяє зробити механізм компактним і легким.

Найбільш поширені ручні талі з черв'ячним підйомним механізмом (рис 7.1). Крюком 6 вони підвішуються до конструкції (тринога, козли, балки і т.д.), розташованої над вантажем, котрий підіймається за допомогою вантажного крюка 1.

При обертанні безкінечним ланцюгом 9, приводного колеса 7 рух через черв'як 8 і черв'ячну шестерню 5 передається ведучій зірочці 4, котра за

допомогою вантажного ланцюга 2 підіймає або опускає крюкову обойму. З метою підвищення коефіцієнта корисної дії черв'ячна передача в талях виконується не самогальмуючою з двозахідним черв'яком. Тому для утримання піднятого вантажу і безпеки його опускання в черв'ячних талях використовують конусні або дискові вантажоупорні гальма 3.

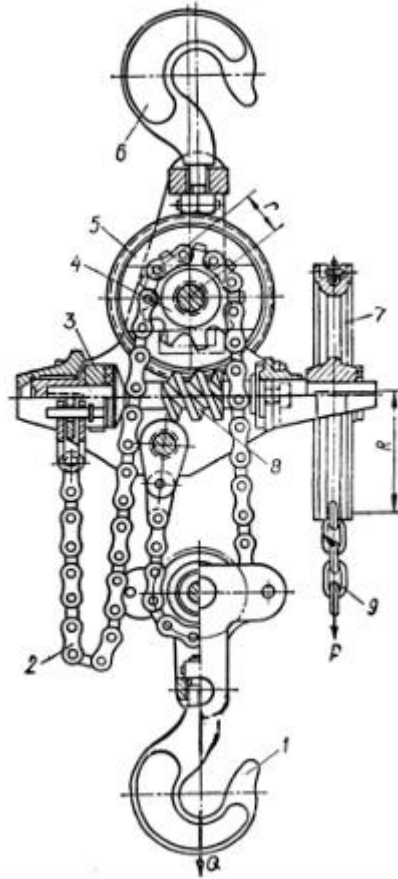


Рис. 7.1. Таль ручна черв'ячна

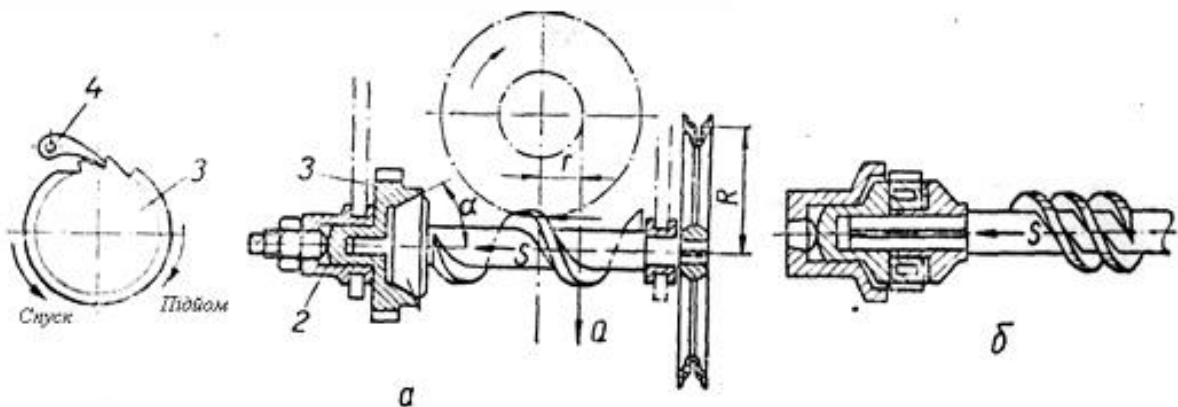


Рис. 7.2. Вантажопідйомні гальма черв'ячної талі: а – конусне; б – дискове.

В цих гальмах для створення гальмівного моменту використовується осьове зусилля черв'яка 8, створюване вагою вантажу Q (рис. 7.2.). Оскільки осьове зусилля залежить від ваги вантажу, вантажоупорні гальма, використовувані в телях, володіють цінною властивістю саморегулювання і працюють принаймні надійно.

Конусне вантажоупорне гальмо (рис. 7.2, а) складається з внутрішнього конуса 1, закріпленого на валу черв'яка, і храпового колеса 3, яке має конусне заглиблення і п'яту, котрею воно впирається в нерухому опору 2.

Направлення осьового зусилля при підйманні і опусканні вантажу не змінюється, тому робочі поверхні гальма завжди залишаються притиснутими одна до одної. Під час підйому черв'як разом з храповим колесом вільно обертається, так як собачка 4 ковзає по зубцях колеса. При зупинці вантажу собачка впирається в зуб колеса, запобігаючи самовільному опусканню вантажу.

Для опускання вантажу робочий повинен обертати приводне колесо в зворотному напрямі і пересилювати залишковий гальмівний момент на конусних поверхнях гальма. При цьому храпове колесо стоїть нерухомо, а внутрішній конус з черв'ячним валом обертається.

Негативною властивістю конусного гальма являється необхідність затрачати енергію на опускання вантажу. Робота дискового вантажоупорного гальма (рис. 2 б) в черв'ячних телях не відрізняється від роботи конусного гальма. Переносна шестеренчаста таль (схема) показана на рисунку 7.3.

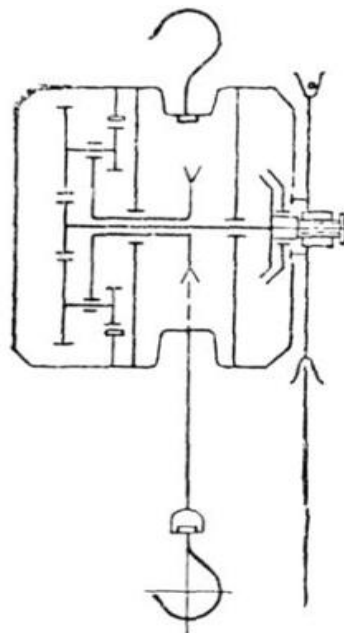


Рис.7.3. Схема ручної талі з циліндричною передачею

Робоче зусилля для підйому вантажу Q

$$P = \frac{Q}{i_{\text{пол}}} \cdot \frac{r}{i_{\text{пер}}} \cdot \frac{1}{R\eta} \text{ кгс (дан)}, \quad (7.1)$$

де $i_{\text{пол}}$ – кратність поліспастової підвіски;

r – радіус ведучої зірочки, м;

$i_{\text{пер}}$ – передаточне число черв'ячної передачі;

R – радіус приводного колеса, м;

η – ККД талі, дорівнює 0,53 – 0,77.

Ручні талі виготовляють вантажопідйомністю від 1 до 10 т при висоті підйому 3 м. Їх використовують для монтажу і ремонту.

Тягове колесо являє собою насаджену на приводний вал зірочку, яку огинає безкінечний зварний ланцюг. Для запобігання спадання працюючого на колесі ланцюга повинні бути передбачені спеціальні направляючі.

Товщину прутка тягового ланцюга приймають для зручності роботи зазвичай рівною 5-6 мм, хоча за умовами міцності його можна зробити значно тоншим. Довжина ланцюга повинна бути такою, щоб найбільш низька частина мого знаходилась на відстані близько 0,5 м від поверхні, де стоїть працівник.

Зображена на рисунку 7.4 шестеренна таль має привід від рукоятки що гойдається. Вона включає в себе вал-шестерню 1, приводну рукоятку 2 з храповиком 3, вантажний вал 4 з закріпленим на ньому зубчастим колесом 5 і зірочку 6 для ланцюга. На зірочку надіто пластинчастий шарнірний ланцюг 7 з вантажним крюком.

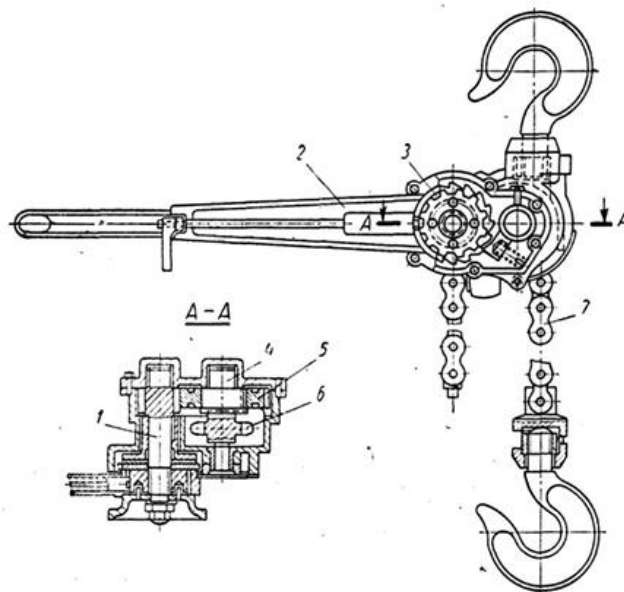


Рис. 7.4. Важільна шестеренчаста таль

Візок, що використовується для пересування по монорейковому шляху ручної талі з ручним приводом зображено на рисунку 7.5. Він складається з двох щок 1, скріплених штангами 2, і чотирьох конічних коліс 3. Два колеса - приводні, мають зубчасті вінці 4, котрі входять в зачеплення з шестернею 6.

Остання жорстко закріплена на одній осі з тяговим колесом 7, в ручці котрого закладають ланцюг 5. На траверсу 8 навішується своїм крюком таль.

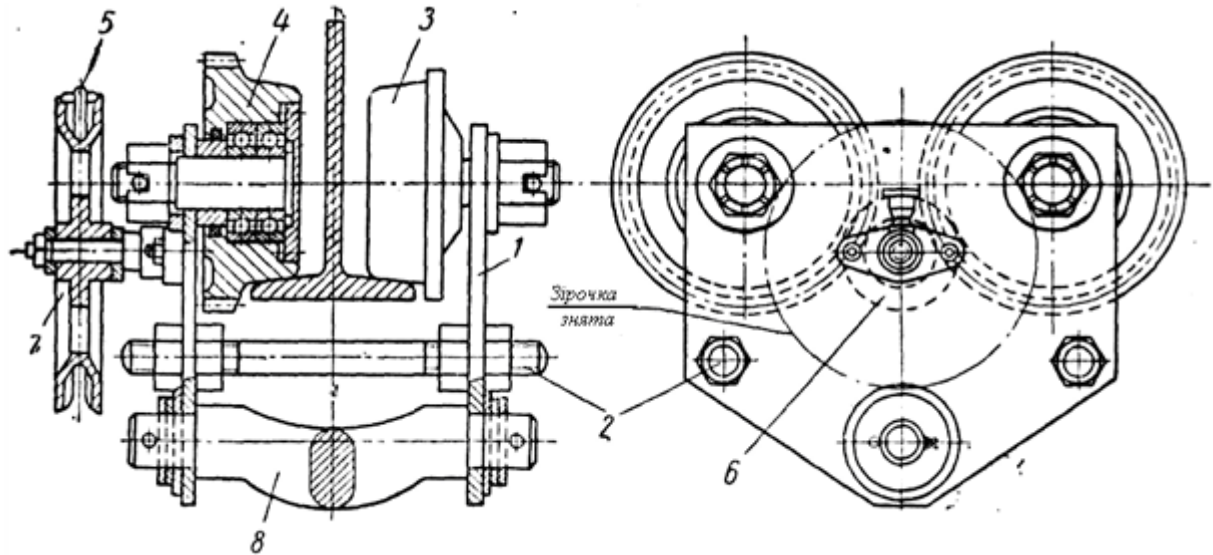


Рис. 7.5. Візок з ручним механізмом пересування.

Ручні талі бувають підвісні шестеренчасті (таблиця 7.1) і з черв'ячним підйомним механізмом (таблиця 7.2), а пересувні черв'ячні (таблиця 7.3).

Таблиця 7.1.

Технічна характеристика ручних підвісних шестеренчастих талей

Вантажопідйомність, т	Тягове зусилля на ланцюгу механізму підйому, Н	Маса, кг.
0,25	250	15
0,5	320	20
1		30
2		50
3,2	500	70
5		125
8		175

Примітка. Висота підйому вантажу 3, 6, 9 і 12 м.

Таблиця 7.2

Технічні характеристики ручних підвісних талі з черв'ячним підйомним механізмом

Вантажопідйомність, т	H, мм.	L, мм.	B, мм.	Тягове зусилля на ланцюгу механізму підйому, Н	Маса, кг.
5	1060	460	440	750	145
8	1200	570	500	750	270

Таблиця 7.3

Технічні характеристики ручних пересувних черв'ячних талей для підйому і пересування вантажів по однорейковому шляху з балок двотаврового профілю

Вантажопідйомність, т.	H, мм.	B, мм.	b, мм.	h, мм.	L, мм.	l, мм.	Тягове зусилля механізму, Н		Номер профілю двотаврової балки однорейкового шляху		Радіус заокруглення шляху	Маса тіла з ланцюгами, кг
1	140	190	135	400	240	120	350	100	16; 18; 20; 22; 24; 27; 30; 33.	18M; 24M; 30M; 36M.	1.2	45
3.2	220	220	175	630	300	150	650	180	22; 24; 27; 30; 33; 36; 40.	24M; 30M; 36M.	2	90
5	280	240	190	800	380	180	750	200	30; 33; 36; 40; 45; 50; 55.	30M; 36M; 45M.	2.5	150
8	350	280	220	1100	460	220	750	250	40; 45; 50; 55;	45M	3	300

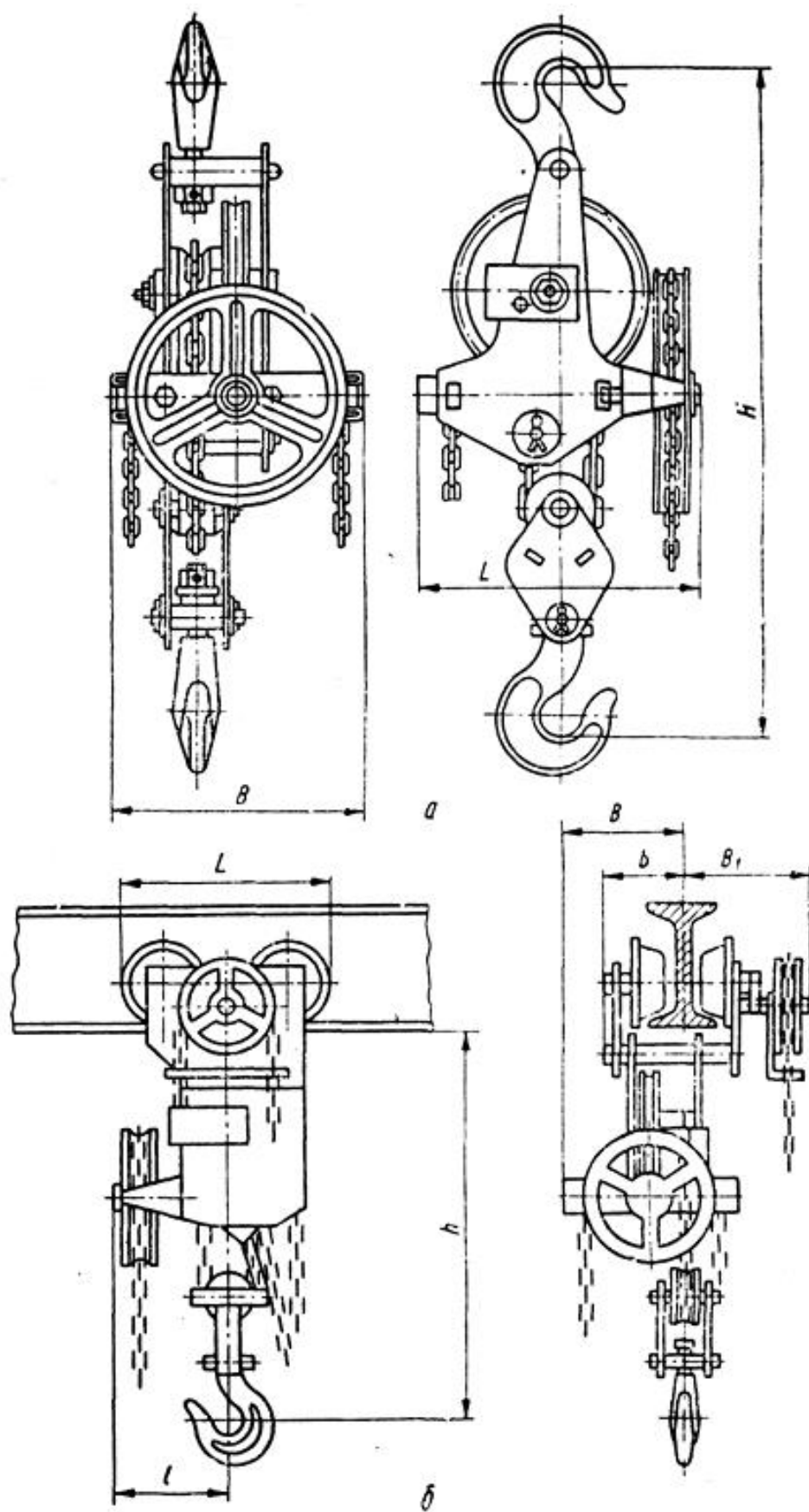


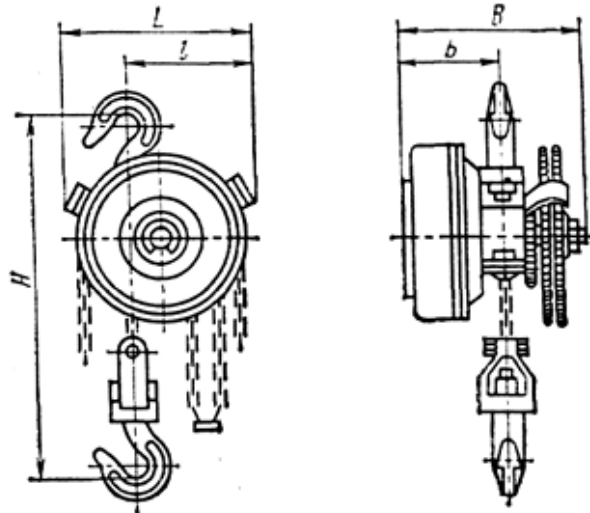
Рис.7.6. Ручні підвісні талі з черв'ячними підйомними механізмами

Талі ручні шестеренчасті.

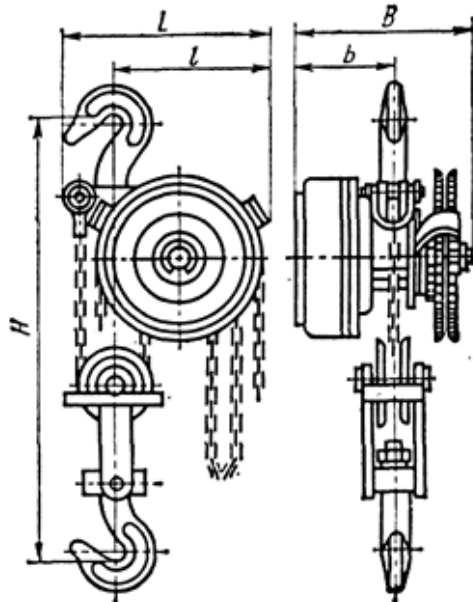
Ручні підвісні талі з зубчастою циліндричною передачею вантажопідйомністю від 0,25 до 8,0т. виготовляються наступних типів:

1 – з підвіскою вантажу на одній вітці ланцюга; 2 – з підвіскою вантажу на двох вітках ланцюга; 3 – з підвіскою вантажу на трьох вітках ланцюга;

Тип 1



Тип 2



Тип 3

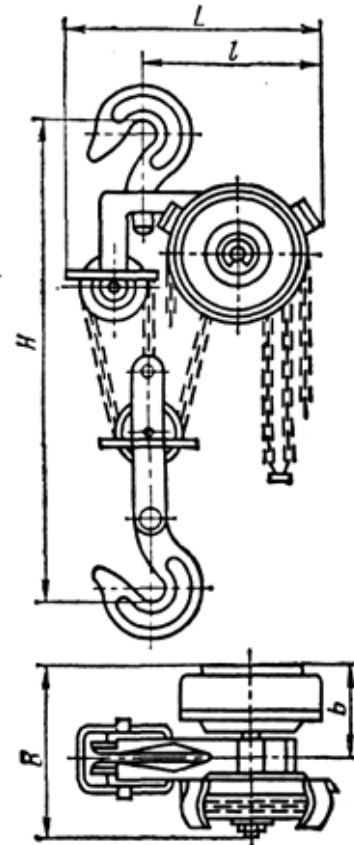


Рис. 7.7. Підвісні талі з зубчастою циліндричною передачею

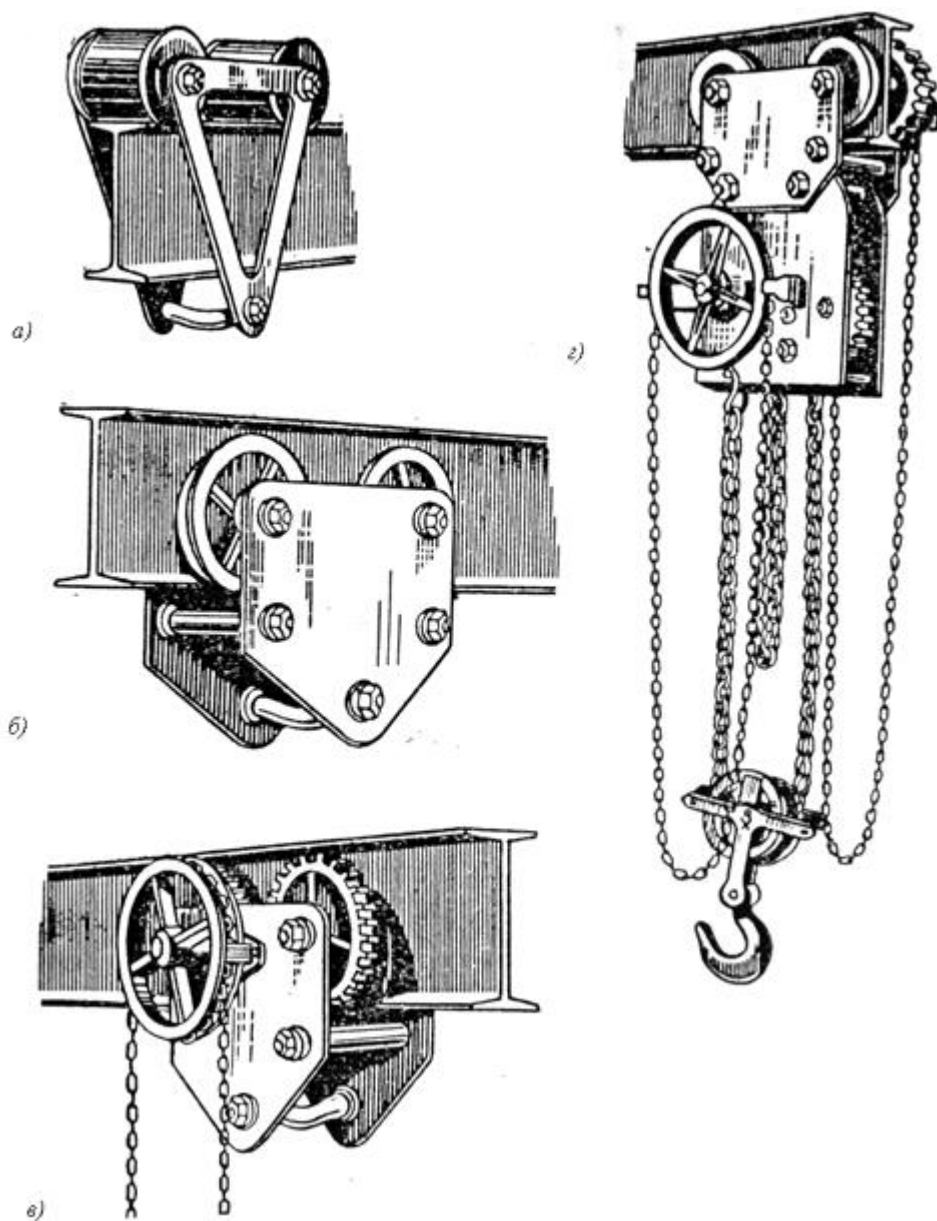


Рис. 7.8. Кошки для талей.

а — для пересування по верхньому поясу балки, б — по нижньому, в — кошка з ручним приводом, г — підвісні талі до кошки.

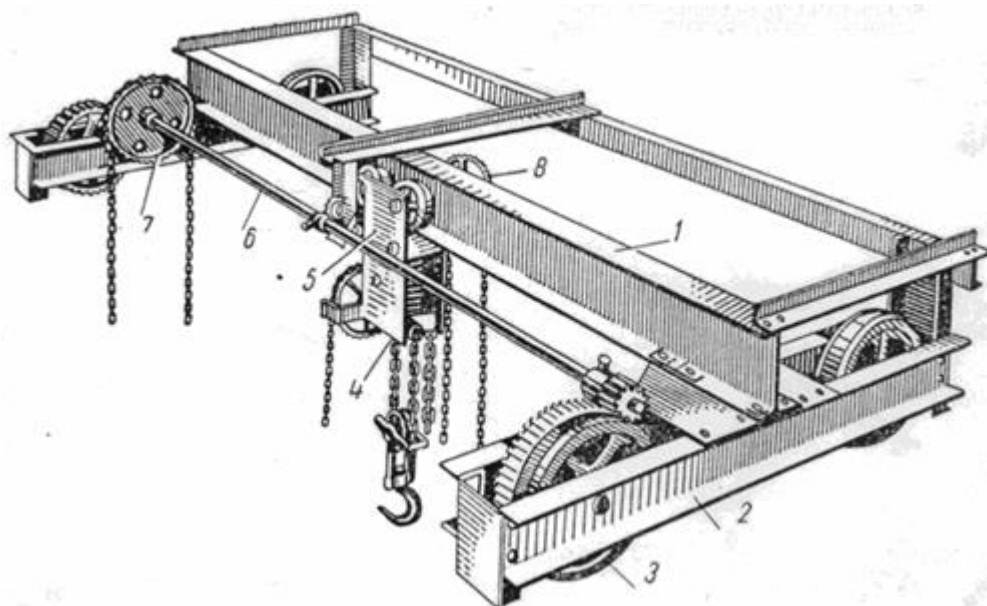


Рис. 7.9. Кран-балка (однобалочна).

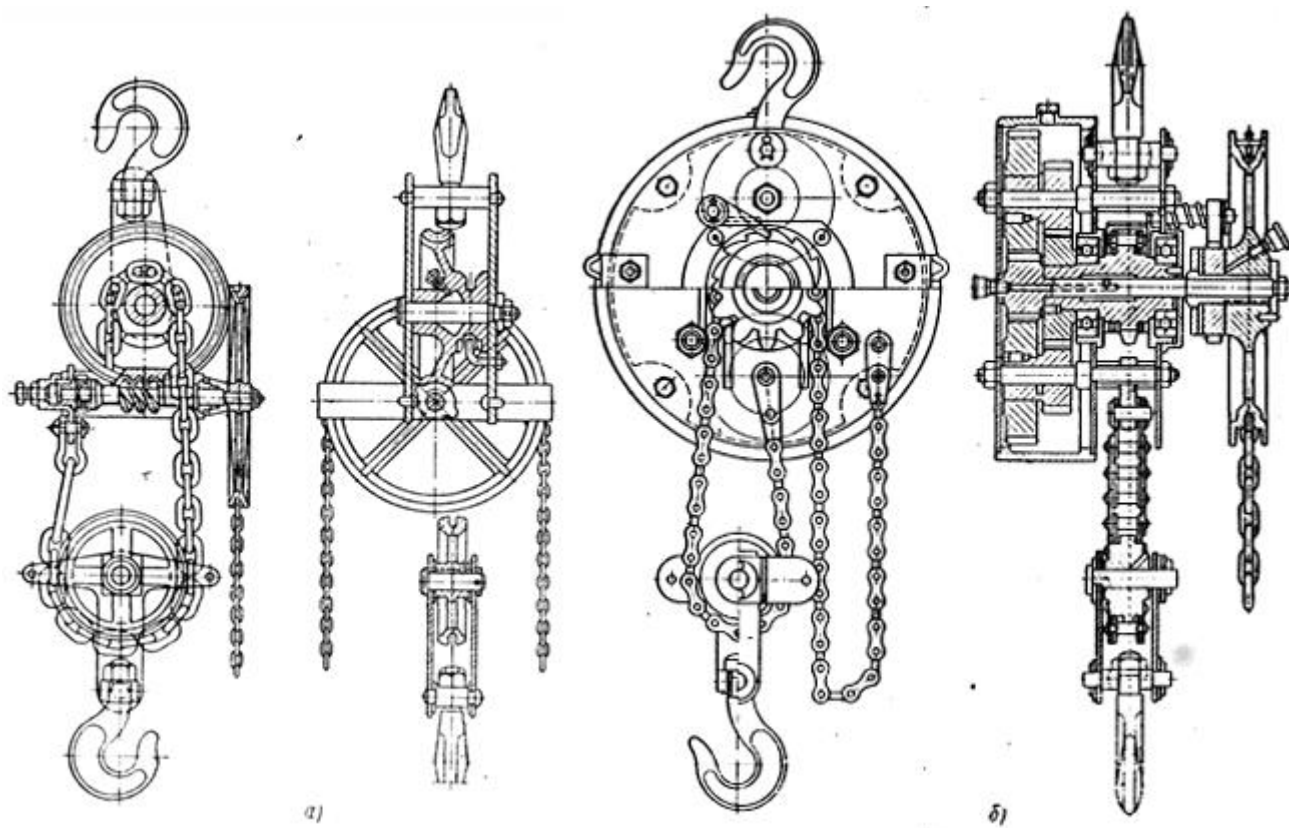


Рис. 7.10. Ручна таль
а – черв'ячна, б – циліндрична

Таблиця 7.4

Вантажо підйомність, т.	Висота підйому, м	<i>H</i>	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>L</i>	<i>l</i>	Тягове зусилля на ланцюгу механізму підйому, кгс	Маса. кг
		мм, не більше					не більше	
0,25		280	160	80	150	100	25	15
0,5	3; 6; 9;	320	180	90	210	130	32	20
1,0	12.	360	220	115	250	170	32	30
2,0		470	250	135	280	190	50	50
3,2	3; 6; 9;	680	250	135	330	250	50	70
5,0	12.	800	280	165	350	250		125
8,0	3; 6; 9; 12.	1000	280	165	530	370	50	170

Послідовність виконання роботи

«Талі з ручним приводом»

1. Вивчити конструкцію ручної талі, накреслити схему підйому і пересування (при наявності).
2. За заданим варіантом записати вантажопідйомність ручної талі $Q(t)$, та інші технічні параметри.
3. Накреслиш поліспаст заданої кратності (U_n).
4. Визначити загальний ККД механізму підйому

$$\eta_0 = \eta_{з.п} \cdot \eta_n \quad (7.1)$$

де $\eta_{з.п}$ – ККД зубчатої передачі: черв'ячної – 0,8 циліндричної – 0,95 η_n – ККД поліспаста

$$\eta_n = \eta_6^n \quad (7.2)$$

де η_6^n – ККД блоку – 0,98

5. Крутний момент на тяговому колесі

$$T_k = F_0 \cdot \varphi \cdot k \cdot R \quad (7.3)$$

де F_0 – зусилля 1го робітника (тривалість роботи не більше 5 хв.)
 $F_0=300...400H$;

k – число робітників, $k = 1; 2; 3; 4$;

φ – коефіцієнт, що враховує неоднорідність прикладання зусиль до тягового ланцюга, при $k = 2$ коефіцієнт $\varphi = 0,8$; $k = 3$ коефіцієнт $\varphi = 0,75$; $k = 4$ коефіцієнт $\varphi = 0,7$;

R – радіус тягового колеса, м : $R = 0,1; 0,125; 0,15; 0,2$.

6. Крупний момент на приводному валу

$$T_n = \frac{Q \cdot D_{n.e} \cdot g}{2 \cdot U_n \cdot \eta_0} \quad (7.4)$$

де Q – маса вантажу, що піднімають, кг;

$D_{n.e}$ – діаметр приводного елемента (барабан або зірочка);

g – прискорення сили тяжіння, $g = 9.8 \text{ м/с}^2$;

U_n – кратність поліспасту. $U_n = 1, 2, 3$;

η_0 – ККД механізму підйому.

7. Передаточне число передачі

$$U = \frac{T_n}{T_k} = \frac{Q \cdot D \cdot g}{2 F_0 \cdot \varphi \cdot k \cdot R \cdot U_n \cdot \eta_0} \quad (7.5)$$

8. Визначити швидкість підйому вантажу

$$V_{g.n} = \frac{V_k \cdot D_{n.e}}{2 R \cdot U \cdot U_n} \quad (7.6)$$

де V_k – колова швидкість тягового колеса, вона дорівнює швидкості тягового ланцюга $0,3 \dots 0,4 \text{ м/с}$.

9. Визначити час підйому вантажу на задану висоту

$$t = \frac{H}{V_{g.n}} \quad (7.7)$$

де H – висота підйому, м.

10. Визначити максимальне навантаження, що передається на ланцюг (Н)

$$F_{\max} = \frac{Q \cdot g}{U_n \cdot \eta_0} \quad (7.8)$$

11. Визначити розривне зусилля ланцюга і вибрати його по стандарту

$$F_p = F_{\max} \cdot n \quad (7.9)$$

12. Визначити фактичний коефіцієнт запасу міцності

$$n_{\phi} = \frac{F_{\text{факт}} \cdot g}{F_{\text{max}}} \quad (7.10)$$

Контрольні питання

1. Які бувають ручні талі в залежності від конструкції?
2. Накресліть кінематичну схему заданої ручної талі.
3. Загальна будова та принцип роботи заданої ручної талі.
4. Як визначити виграш у силі за рахунок застосування талі (передаточне число талі)?
5. Чому як гальмо не застосовують черв'ячну передачу у талях?
6. Як визначити швидкість підймання вантажу?
7. Які поліспасти застосовують у талях з ручним приводом?
8. Що таке поліспаст?
9. Як визначити зусилля, яке необхідно прикласти до тягового ланцюга, щоб підняти заданий вантаж (1 т; 2 т)?

Практична робота №8

Тягові органи вантажопідйомних машин і поліспасти

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.

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 напрямку звивання – правого звивання П, лівого звивання Л;

за поєднанням напрямів звивання елементів каната – хрестового звивання, одностороннього звивання О;

за способом звивання – такі, що розкручуються – Р, що не розкручуються – Н;

за типом торкання дротів в пасмах – лінійне торкання ЛТ; точково-лінійне торкання ТЛТ.

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

$$P_k = Q / (i_n \cdot \eta_n), \quad (8.1)$$

де Q – вага вантажу, що піднімається;

i_n – кратність поліспасту;

η_n – ККД поліспасту;

η – ККД одного блоку ($\eta = 0,96 - 0,99$);

n – кількість блоків.

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

$$S_p = k \cdot P_k. \quad (8.2)$$

де k – коефіцієнт запасу міцності (табл. 8.1);

P_k – зусилля, що розтягує канат.

Розрахунок бавовняних та із коччя канатів проводиться на розтяг по повному перерізу (площа описаного круга) за формулою:

$$S = \frac{\pi d^2}{4} [\sigma]_p \quad (8.3)$$

де S – навантаження на канат, кг,

d – діаметр канату, см;

$[\sigma]_p$ – допустима напруга на розтяг, кг/см²

Для вантажних канатів $[\sigma]_p = 100$ кг/см² – для бильних і $[\sigma]_p = 90$ кг/см² для смолених.

Канати використовувані в якості чалочних, розраховують за напругою $[\sigma]_p = 50$ кг/см². З метою обмеження напруження, виникаючого в канаті від його згину, рекомендується приймати діаметри барабанів-блоків $D_b \geq 10d$, а діаметри поліспастів $D_b \geq 7d$. Діаметр барабану D_b вимірюється по центрам намотаного канату.

Навантаження на тяговий канат (одну вітку) визначають за формулою:

$$S_p = \frac{Q}{n\eta} \quad (8.3)$$

де Q – загальна вага вантажу, що піднімається кг;

n – число віток поліспасту;

η – коефіцієнт корисної дії поліспаста, який вибирають з таблиці 8.2.

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. 8.1).

Таблиця 8.1.

Значення коефіцієнта запасу міцності і залежність найменшого діаметру блока або барабана від діаметру каната d_k

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

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

Таблиця 8.2

Простий (одинарний) поліспаст		Здвоєний поліспаст		Коефіцієнт корисної дії η при терті ковзання в втулках блока (коефіцієнт опору одного блоку 1,05-1,08).
число віток	Число блоків, що обертаються	число віток	Число блоків, що обертаються	
2	1	4	2	0,95 - 0,97
3	2	6	4	0,91 - 0,95
4	3	8	6	0,86 - 0,92
5	4	10	8	0,823 - 0,89
6	5	12	10	0,78 - 0,87

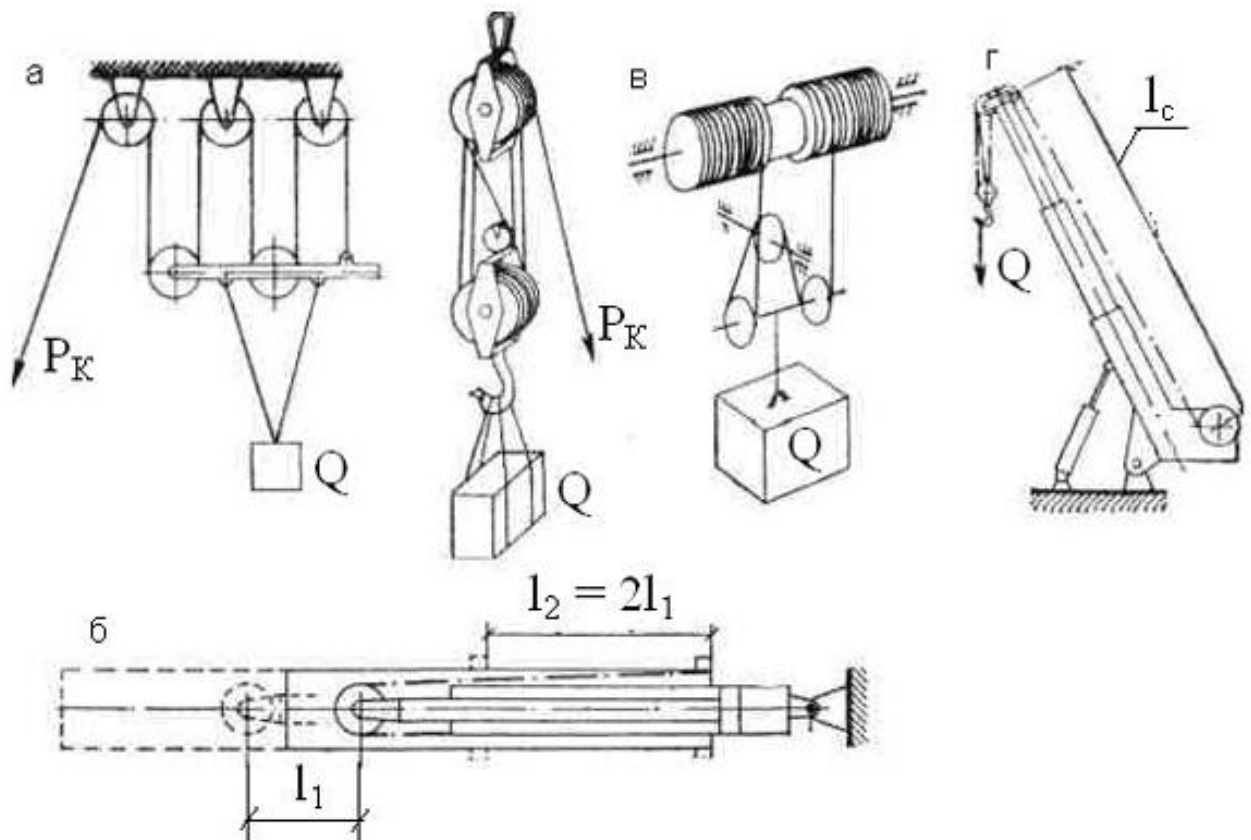


Рис. 8.1. Схеми поліспастів:

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

Зусилля для пересування вантажу прикладається до кінців вітки поліспасту вручну або за допомогою лебідки. Тягове зусилля отримане за допомогою поліспастів, коливається в межах 0,1-5 т. Канатні поліспасти з ключчаним канатом регламентуються ДСТУ 2986-94.

В залежності від схеми роботи розрізняють поліспасти для виграшу в силі (рис. 8.1, а, б, в, г,) і для виграшу в швидкості (рис. 8, б). Перші використовуються найбільш часто, у вигляді самостійних механізмів і як засіб силової передачі. Другі використовуються в гідравлічних і пневматичних підйомниках, в котрих швидкість і довжина ходу поршня незначні.

Поліспасти з тяговим органом в вигляді ланцюга і сталюого троса використовуються головним чином як силова передача в вантажопідйомниках.

Поліспасти, вмонтовані в вантажопідйомні машини, бувають одинарні (рис. 8.1, г) і здвоєні (рис. 8.1, д). Типи поліспаста, використовуваного в вантажопідйомнику, визначають схему підвісу вантажу і розрахунок усіх елементів підйомного пристрою.

Підвішування вантажу безпосередньо до вітки тягового органу або використання для цієї цілі одинарні поліспасти призводить до розгойдування вантажу при підйомі через переміщення тягового органу вздовж барабану.

Здвоєний поліспаст виключає ці недоліки, забезпечуючи строго вертикальний і стійкий підйом вантажу.

Здвоєні поліспасти, в залежності від вантажопідйомності, можуть мати від 4 до 12 несучих віток. Підйом вантажу виконується намотуванням одночасно двох віток на барабан або барабани з правою і лівою нарізкою.

Для переходу канату з одного одинарного поліспаста на другий ставлять зрівноважувальні блоки, котрі окрім того, вирівнюють натяг і довжину віток канату при нерівномірному їх натягуванні.

Підвішування вантажу на декількох вітках дозволяє знизити навантаження на канат, зменшуючи його переріз, розміри блоків і барабанів, вагу і розміри механізму в цілому.

Основною характеристикою поліспасту являється кратність K . В одинарному поліспасті кратність рівна числу віток z , на котрих висить вантаж; при здвоєному поліспасті $K = 2/z$. Таким чином, поліспасти, зображені на рисунках 8.1, відповідно мають кратність, рівну 2 і 6.

Кратність поліспасту може бути підрахована і за загальним числом блоків. Якщо канат сходить з нерухомого блоку, то кратність одинарного поліспасту буде рівна числу блоків $K = z_0$, де z_0 - число блоків. Якщо ж канат сходить з рухомого блоку, то кратність одинарного поліспаста буде рівна числу

блоків плюс одиниця тобто $K = z_0 + 1$. Для здвоєних поліспаств праві частини цих виразів потрібно розділити на два.

Натяг віток поліспада. При нерухомо підвішеному вантажі зусилля влюбій вітці канату буде однаковим:

$$S_0 = \frac{Q}{z} \text{ кг.} \quad (8.4)$$

В дійсності при підйомі вантажу зусилля S_1 в збігаючій ланці канату буде найбільшим, тобто зусилля в вітках буде ступінчасто збільшуватись по мірі віддалення від закріпленої вітки.

Якщо ж прийняти, що ККД η кожного нерухомого і рухомого блоку рівні між собою, то умову рівноваги поліспада можна виразити так:

$$Q = S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_{z-1} + S_z, \text{ кг.} \quad (8.5)$$

Заміняючи

$$S_2 = S_1 \cdot \eta; S_3 = S_1 \cdot \eta^2; \dots S_z = S_1 \cdot \eta^{z-1}, \quad (8.6)$$

Отримаємо

$$Q = S_1 \cdot (1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{z-1}) \text{ кг.} \quad (8.7)$$

Ряд доданків в дужках представляє собою геометричну прогресію з знаменником η , першим членом, рівним одиниці, і останнім членом η^{z-1} .

Підрахувавши суму членів отримаємо:

$$Q = S_1 \frac{1 - \eta^z}{1 - \eta} \text{ кг,} \quad (8.8)$$

звідки

$$S_1 = Q \frac{1 - \eta}{1 - \eta^z} \text{ кг,} \quad (8.9)$$

Коефіцієнт корисної дії поліспада представляє собою відношення корисного натягу канату до найбільшого зусилля, що прикладається:

$$\eta_n = \frac{S_0}{S_1}. \quad (8.10)$$

Підставивши значення S_0 і S_1 із рівняння (8.4) і (8.9), отримаємо ККД для одинарного і здвоєного поліспаду при збіганні канату з рухомого блоку:

$$\eta_n = \frac{1 - \eta_z}{z(1 - \eta)} \quad (8.11)$$

де η – ККД одного блоку, рівний 0,95, - при підшипниках ковзання і 0,98 - при підшипниках кочення.

В випадку сходження канату з нерухомого блоку, найбільше значення натягу канату S_1 , зростає на величину зусиль, потрібних для пересилення опору ще в одному блоку, тобто отримаємо:

$$S'_1 = \frac{S_1}{\eta} \quad \text{кг, а} \quad \eta = \frac{S_0}{S'_1},$$

або

$$\eta_n = \frac{(1 - \eta^z) \cdot \eta}{z(1 - \eta)} \quad (8.12)$$

Для визначення довжини L м, намотуваного канату при висоті підйому вантажу H м, і кратності поліспасту K можна користуватися співвідношенням: $L = HK$ (м).

Швидкість намотування канату в залежності від швидкості підйому вантажу буде:

$$v_k = v_r \cdot K \text{ (м/сек.)}, \quad (8.13)$$

де v_k – швидкість намотування канату, м/хв.;

v_r – швидкість підйому вантажу, м/хв.

Сталеві дротяні канати.

В механізмах вантажопідйомних машин у якості гнучкого тягового органу використовуються сталеві канати і ланцюги.

Ланцюги застосовуються рідше через недоліки характерні для них: велика власна вага; низька надійність; складність контролю стану ланцюга під час роботи; недопущення високих швидкостей і різкої зміни навантаження через небезпеку розриву; висока вартість.

Основний вид гнучких тягових органів – це сталеві дротяні канати, які використовуються в якості тягового органу в механізмах вантажопідйомних машин, для стропування вантажів, для розчалування щогл та ін.

Канати виготовляються на канатозвивних машинах із сталевих дротинок. Спочатку дротинки скручується у сталку (рис. 8.2),

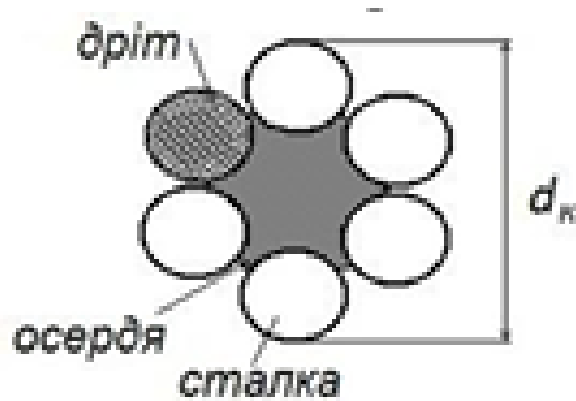


Рис. 8.2 Будова канату

а потім сталки звиваються навколо осердя в канат. Такі канати називають – подвійного звивання. Якщо канат в цілому уявляє собою лише одну сталку, то це канат одинарного звивання, який є більш жорсткий (рис. 8.3).

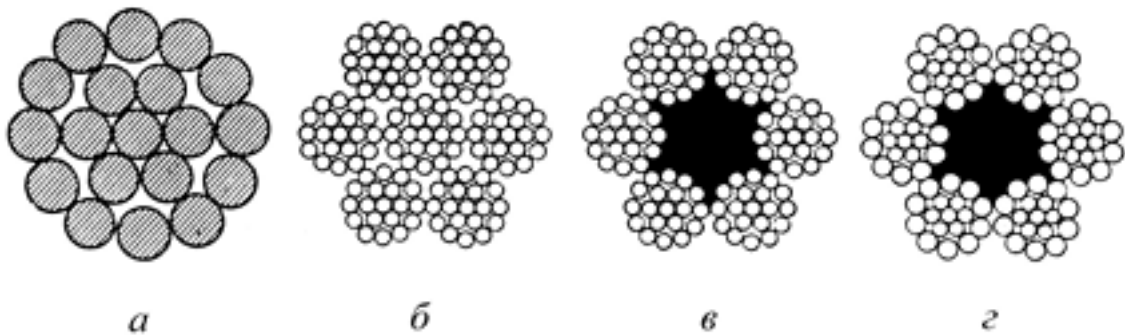


Рис. 8.3 Сталеві дротяні канати

Осердя канату може бути сталеве (рис. 8.3,б) або органічне (рис. 8.3, в,г). Органічне осердя зберігає мастильний матеріал.

Виготовляється органічне осердя з рослинного волокна – коноплі, або синтетичних матеріалів.

Виготовляють канати для вантажопідйомних машин із високоміцного сталевому дроту діаметром 0,4...4мм, з межею міцності $\sigma_b = 1600...2000\text{МПа}$. Такий дріт отримують шляхом холодного волочіння, в результаті чого на поверхні дроту виникає наклеп.

Готовий канат пропускають через філь'єр, дріт ущільнюється і переріз краще заповнюється металом. При цьому збільшується жорсткість і зменшується діаметр канату.

Існує багато різних конструкцій сталевих канатів, які застосовують залежно від призначення та умов експлуатації. Канати, призначені для роботи у вологому чи агресивному середовищі, виготовляються з оцинкованого дроту (або з іншим покриттям).

В залежності від конструкції і призначення використовують наступні характеристики і позначення канатів:

- за механічними властивостями: марки ВК – вищої якості; марки В – підвищеної якості; марки І – звичайної якості;
- за характеристиками міцності: з маркірувальними групами за тимчасовим опором розриву однієї дротинки 1370...2160 МПа;
- за типом покриття поверхні дроту: без покриття; для особливо жорстких агресивних умов – ОЖ; для жорстких умов – Ж; для середніх умов – С;
- за типом звивання сталок: з точковим контактом окремих дротів суміжних шарів при різнобічному звиванні – ТК; з лінійним контактом окремих дротів по всій довжині при однобічному звиванні – ЛК; з точково-лінійним контактом, де два шари дроту звиваються в один бік, а третій в протилежний – ТЛК;
- за напрямом звивання: правостороннього; лівостороннього – Л;
- за способом звивання: хрестового звивання, коли напрям звивання сталок канату і напрям звивання дроту у сталці є протилежними; одностороннього, коли напрям звивання сталок і дротинок у сталці є однаковим – О; комбінованого – К;
- за розкручуванням: такі, що не розкручуються – Н; такі, що розкручуються – Р;
- за точністю виготовлення: нормальної точності; підвищеної точності – Т;
- за призначенням: вантажні – Г; вантажно-людські – ГЛ.

Приклад умовного позначення для канату, який виготовлений за ДСТУ EN 12385-10:2018 діаметром 12 мм, вантажно-людського призначення, підвищеної якості, лівого одностороннього звивання, такого, що не розкручується, підвищеної точності, маркірувальної групи 1770МПа:

Канат 12-ГЛ-В-Л-О-Н-Т-1770 ДСТУ EN 12385-4:2017

В механізмах вантажопідйомних машин переважно застосовуються канати 6-сталкові, подвійного хрестового звивання з одним органічним осердям і з числом дротинок $6 \times 19 = 114$ або $6 \times 37 = 222$. Канати одинарного звивання використовують у якості різного роду відтяжок, вантів, розчалів.

Розрахунок сталевих канатів. Розрахунок канатів у поліспадах механізмів підйому полягає у визначенні максимального натягу в канаті і розривного зусилля, за яким визначаються з типом канату і його діаметром за каталогом.

Максимальне зусилля в канаті

$$S_{\max} = \frac{G_{\text{вжс}}}{z \cdot \eta_n}, \quad (8.14)$$

де z – кількість ниток канату, на яких утримується вантаж.

Розривне зусилля

$$F_o = S_{\max} \cdot z_p. \quad (8.15)$$

де z_p – коефіцієнт запасу міцності, який залежить від призначення канату і групи режиму роботи; нормується «Правилами будови та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів»).

Канатні барабани. Барабан об'єднує канатний поліспаст і лебідку в єдине ціле - механізм підйому. За конструкцією канатний барабан являє собою тонкостінний циліндр, який спирається на опори кочення і призначений для намотування (змотування) каната. Канатні барабани відливають із сірого чавуну або сталі, а також виготовляють звареними з листового металу.

За формою поверхні канатні барабани застосовуються: циліндричні (рис. 8.4,а – окружна швидкість канату $V_{\text{окр}}$ постійна по довжині барабану); конічні (рис. 8.4,б – $V_{\text{окр}} \neq \text{const}$, залежність лінійна); криволінійні (рис. 8.4,в – $V_{\text{окр}} \neq \text{const}$, залежність нелінійна).

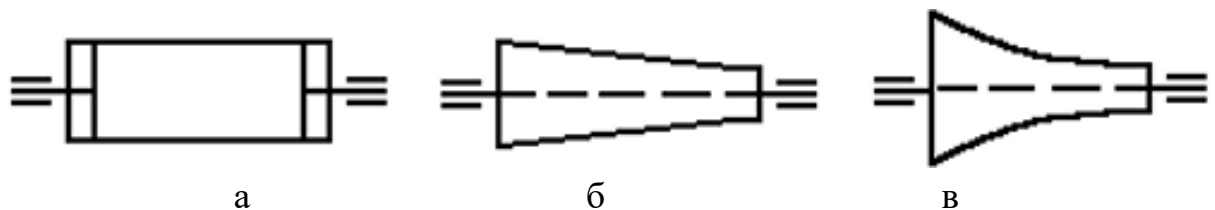


Рис. 8.4 Форма поверхні барабана:

а) циліндрична; б) конічна; в) криволінійна.

В залежності від його довжини канат, що навивається на барабан, укладається в один шар або в декілька шарів – багатошарове навивання.

За нарізкою поверхні розрізняють канатні барабани: без нарізки (з гладенькою поверхнею, рис. 8.52,а); з гвинтовою нарізкою (рис. 8.5,б); з циліндричною нарізкою (рис. 8.5,в).

Барабани з гвинтовою нарізкою використовуються при навиванні канату в один шар. Призначення канавок нарізки полягає у зменшенні напружень зминання у канаті; усуненні тертя між витками канату; зменшенні зношування і збільшенні довговічності канату.

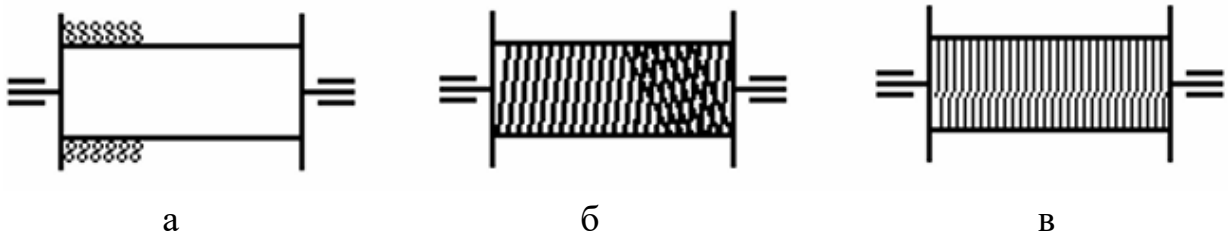


Рис. 8.5 Навивання канату на барабан:

а) без нарізки; б) з гвинтовою нарізкою; в) з циліндричною нарізкою

При багатошаровому навиванні використовуються барабани без нарізки або з циліндричною нарізкою. На барабані, що не має нарізки, між витками канату різних шарів виникає точковий контакт, що призводить до зменшення строку його служби. При застосуванні циліндричної нарізки – канат наступного шару вкладається у впадину між канатами попереднього шару, тобто забезпечується лінійний контакт.

Барабани з багатошаровим навиванням повинні мати борти (реборди), висота яких повинна перевищувати останній шар канату не менше, ніж на $2d_k$.

Конструктивні розміри барабану. Геометричні параметри канатних барабанів і, зокрема, профіль і розміри канавок нарізки (рис. 8.6) призначаються з умов забезпечення довговічної і надійної роботи канату.

Діаметр барабана по центру навитого канату

$$D_{\phi} \geq h_1 \cdot d_k; \quad (8.16)$$

діаметр барабана по дну канавки

$$D'_{\phi} \geq (h_1 - 1) \cdot d_k, \quad (8.17)$$

де h_1 – коефіцієнт пропорційності, який залежить від типу машини і режиму роботи і встановлюється «Правилами будови та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів».

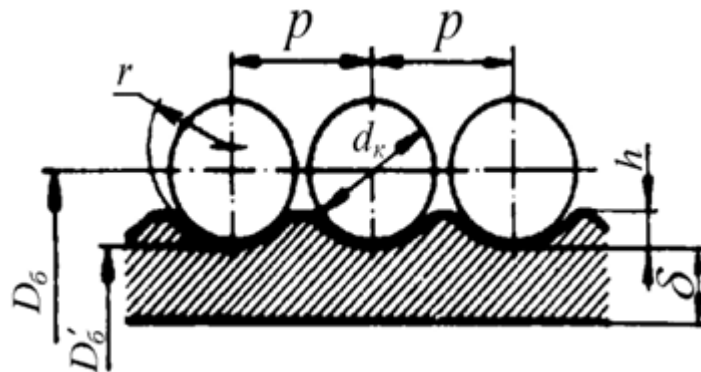


Рис. 8.6 Профіль нарізки на барабані

Крок нарізки канавок ($p = d_k + 2..3$)мм або $p = 1,1d_k$.

Радіус канавки $r = (0,6...0,7)d_k$.

Глибина канавки $s = (0,25...0,4)d_k$.

Товщина стінки барабану δ визначається з розрахунку на міцність.

Довжина нарізної частини барабану L_n характеризує канатомісткість барабану і залежить від довжини намотуваного канату, яка визначається висотою підйому вантажу H і кратністю поліспасти u , та від діаметру барабану

$$L_n = z_n \cdot p, \quad (8.18)$$

де p – крок нарізки канавок на барабані;

z_n – число витків нарізки, $z_n = \frac{H \cdot u}{\pi \cdot D_0} + z_3 + z_k$;

z_3 – число запасних витків канату, $z_3 = 1,5...2$;

z_k – число витків каната для кріплення, $z_k = 2...3$.

Повна довжина барабану визначається: для простого поліспасти $L_0 = L_n$; для зведеного поліспасти $L_0 = 2 \cdot L_n + l_c$ (l_c – довжина середньої ненарізної частини барабану).

Способи кріплення канату на барабані.

Вузол кріплення каната на барабані є одним з найбільш відповідальних і повинен відповідати високим вимогам: надійність; простота конструкції; відсутність різких перегинів канату; зручність огляду та легкість заміни канату.

Розрізняють такі способи кріплення канату на барабані: зовнішніми планками (рис. 8.7,а), причому планок повинно бути не менше 2-х (найбільш поширений); внутрішньою планкою (рис. 8.7,б – при багат шаровому навиванні); за допомогою клину (рис. 8.7,в – при $d_k < 12$ мм).

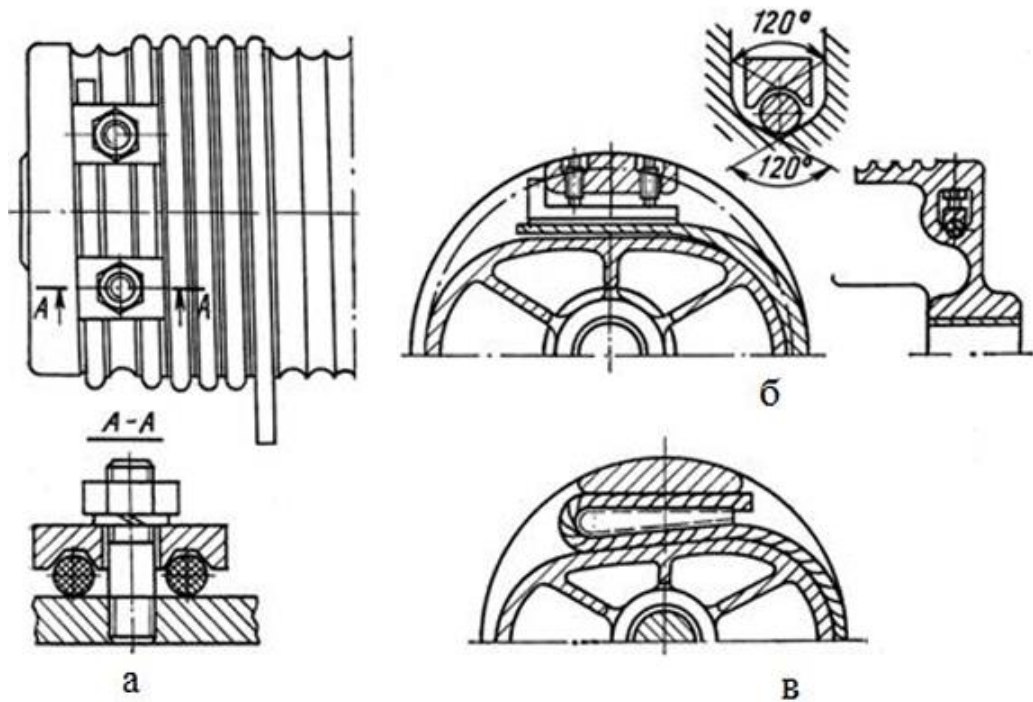


Рис. 8.7 Способи кріплення канату на барабані:
а) зовнішніми планками; б) внутрішніми планками; в) за допомогою клину

Приклади розрахунку.

Приклад 1.

Підібрати канат для стрілового крана. Вантажопідйомність $Q=5\text{тс}$, працює у середньому режимі (с). Схема крана представлена на рис. 8.8.

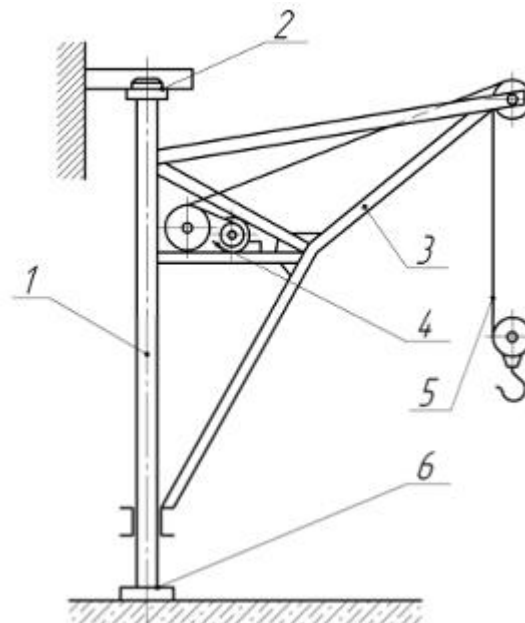


Рис. 8.8 Схема стрілового крану:
1 – колона; 2 – верхня опора; 3 – стріла; 4 – механізм підйому; 5 – канат;
6 – нижня опора

Розрахунок: 1. Призначаємо тип поліспасти (одинарний чи здвоєний). Тип поліспасти визначається конструкцією і призначенням крана. Для кранів мостового типу застосовують здвоєні поліспасти, для стрілових кранів застосовуються, як правило – одинарні, рідко – здвоєні. Для заданого прикладу приймаємо поліспаст, $a=1$.

2. Призначаємо кратність поліспасти. Кратність (передаточне число) поліспасти – це число, що показує, у скільки разів має місце виграш у силі. Кратність поліспасти призначають в залежності від номінальної вантажопідйомності крану, таблиця 8.3.

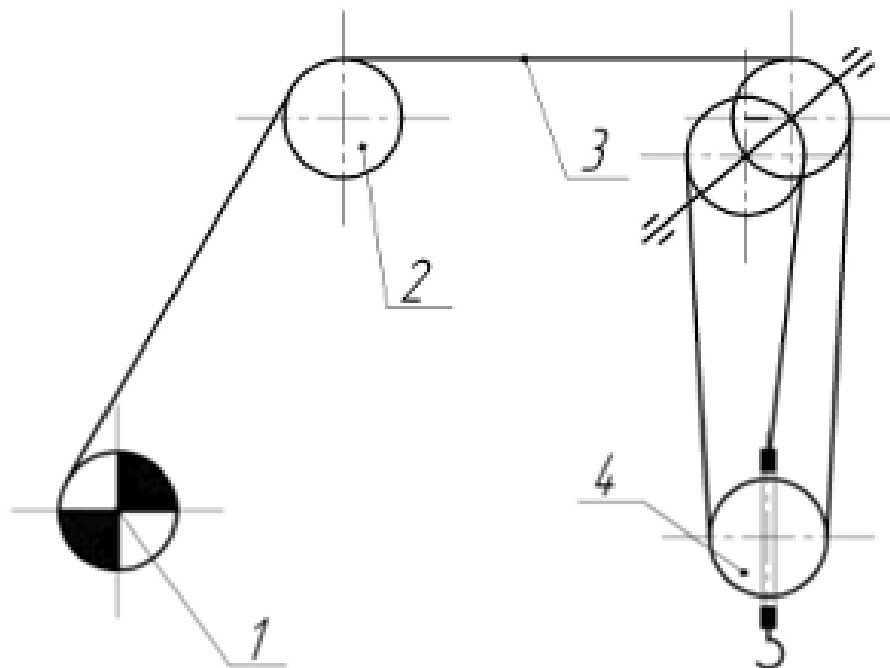
Таблиця 8.3

Рекомендована кратність поліспастів при різних вантажопідйомностях.

Тип поліспасти	Кратність U_n при вантажопідйомності Q , тс			
	до 2	2...4	5...10	11...15
Одинарний	1...2	2...3	3...4	4...6
Здвоєний	2	2	2	2...3

Приймаємо кратність поліспасти $U_n=3$.

3. Складаємо схему проходження канату. Згідно рекомендацій, маємо схему (рис. 8.9)

Рис. 9. Схема одинарного поліспасти кратністю $U_n=3$

1 – привідний барабан; 2 – направляючий блок; 3 – тяговий орган; 4 – гакова підвіска.

4. Розраховуємо максимальний робочий натяг канату, кН:

$$F_{\max} = \frac{Q \cdot g}{a \cdot U_n \cdot \eta_0},$$

де Q – номінальна вантажопідйомність крану, тс;

g – прискорення вільного падіння, $2 \text{ g } 9,8 \text{ м/с}^2$;

a – кількість віток канату, що йдуть на барабан, $a = 1$;

$U_n = 3$, кратність поліспасти;

η_0 – загальний ККД поліспасти і направляючих блоків.

$$\eta_0 = \eta_n \cdot \eta_{н.б.},$$

де η_n – ККД поліспасти.

$$\eta_n = \frac{1 - \eta_{бл}^{U_n}}{U_n \cdot (1 - \eta_{бл})},$$

де $\eta_{бл} = 0,97 \dots 0,98$ – ККД блоку на підшипниках качення;

$\eta_{н.б.} = \eta_{бл}^n$ – ККД направляючих блоків;

$n = 1$ – число направляючих блоків.

Тоді

$$\eta_{н.б.} = \eta_{бл}^1 = 0,97;$$

$$\eta_n = \frac{1 - \eta_{бл}^{U_n}}{U_n \cdot (1 - \eta_{бл})} = \frac{1 - 0,97^3}{3 \cdot (1 - 0,97)} = 0,967$$

$$\eta_0 = 0,97 \cdot 0,967 = 0,94$$

В загальному виразі

$$F_{\max} = \frac{Q \cdot g}{a \cdot U_n \cdot \eta_0} = \frac{5,0 \cdot 9,8}{1 \cdot 3 \cdot 0,94} = 17,375 \text{ кН}.$$

5. Визначаємо діаметр канату, використовуючи умову міцності

$$F_p \geq F_{\max} \cdot K,$$

де $K = 5,5$ – коефіцієнт запасу міцності канату за нормативами Держтехнагляду.

$$F_p \geq 17,375 \cdot 5,5 = 95,56 \text{ кН}.$$

За даними Додаток А вибираємо канат типу ЛК – Р конструкції 6×19(1+6+6/6), діаметром $d_k=14,3\text{мм}$, який має для маркувальної групи дротів 1568МПа розривне зусилля $[F] = 98950\text{Н}$. Канат вантажний (В), першої марки (І) із дротів без покриття (не позначається), правого хрестового сукання (не позначається), що не розкручується (Н) має позначення:
Канат – 14,3 – В – І – Н – 1568 ГОСТ 2688 – 80.

Приклад 2. Визначити розміри барабану та перевірити його на міцність для механізму підйому стрілового крана. Вихідні дані беремо з прикладу 1. Максимальне зусилля $F_{\max} = 17,4\text{кН}$; висота підйому $H = 6\text{м}$; режим роботи – середній; діаметр канату $d_k = 14,3\text{мм}$; кратність поліспасти $U_n = 3$; швидкість підйому вантажу $v = 8\text{ м/хв}$.

Розрахунок:

1. Як правило, у механізмах підйому кранів застосовують барабани з нарізкою (з гвинтовими напівкруглими канавками). Нарізка забезпечує правильне (з зазором) укладання витків канату на барабані, зменшує контактні напруги в зоні зіткнення дротин канату з поверхнею барабану. Все це знижує зношення периферійних дротин і збільшує термін служби канату.

Діаметр барабану по центру намотування канату (розрахунковий діаметр барабана), мм:

$$D_6 \geq e \cdot d_k = 18 \cdot 14,3 = 257,4 \text{ м}$$

де e – коефіцієнт, який залежить типу обладнання та його режиму роботи (табл. 8.4);

d_k – діаметр канату, мм. Приймаємо діаметр барабану $D_6 = 260\text{мм}$. Оскільки збільшення діаметра барабану приводить до підвищення довговічності канату.

Таблиця 8.4

Найменші допустимі значення коефіцієнта e

Тип машини	Коефіцієнт e при режимах роботи				
	Р	Л	С	В	Д В
Крани стрілові	16	16	18	20	25
Кран електричний	22	22	22	22	22
Лебідки	12	20	20	22	24
Інші типи	18	20	25	30	35

2. Визначаємо число нарізаних витків:

$$z = \frac{H \cdot U_n}{\pi \cdot D_6} = \frac{6 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,26} = 22,05$$

де $H = 6\text{м}$ – висота підйому;

$U_n = 3$ – кратність поліспасти;

$D_6 = 0,26\text{м} = 260\text{мм}$ – діаметр барабану.

Приймаємо $z = 23$

3. Визначаємо довжину нарізки на барабані:

$$L_n = z \cdot t_6 = 23 \cdot 16,8 = 386,4\text{мм}$$

де t_6 – крок нарізки, мм:

$$t_6 = d_k + (2 \dots 3) = 14,3 + 2,5 = 16,8\text{мм}$$

де $d_k = 14,3\text{мм}$ – діаметр канату.

Залишаємо з кожної сторони барабану гладкі ділянки, або реборди, довжини яких складають:

$$L_1 = (2 \dots 4) t_6 = 2 \dots 4 \cdot 16,8 = 33,6 \dots 67,2\text{мм}$$

Приймаємо $L_1 = 35\text{мм}$

4. Довжина барабану, мм:

$$L_6 = L_n + 2 \cdot L_1 = 386,4 + 2 \cdot 35 = 456,4\text{мм}$$

Приймаємо $L_6 = 460\text{мм}$

5. Визначаємо товщину стінки барабану:

$$\delta = 1,2 \cdot d_k = 1,2 \cdot 14,3 = 17,16\text{мм}.$$

Для барабанів, виготовлених із чавуну, товщина стінки не повинна бути меншою 10...12мм. Приймаємо $\delta = 18\text{мм}$.

6. Визначаємо колову швидкість барабана (лінійна швидкість каната, що навивається на барабан), мс:

$$V_6 = U_n \cdot V = 3 \cdot 0,13 = 0,39\text{мс}$$

де $V = 8\text{м/хв} = 0,13\text{мс}$;

$U_n = 3$ – кратність поліспасти (див. прикл. 1.).

7. Визначаємо число обертів барабану:

$$n_{\text{б}} = \frac{60 \cdot \vartheta_{\text{б}}}{\pi \cdot D_{\text{б}}} = \frac{60 \cdot 0,39}{3,14 \cdot 0,26} = 28,7 \text{ хв}^{-1}$$

де $D_{\text{б}} = 260\text{мм} = 0,26\text{м}$ – діаметр барабану.

8. Розраховуємо барабан на міцність. Під дією максимального натягу канату F_{max} стінки барабану витримують складну напругу: стискання, кручення та згину. При довжині барабану менше трьох діаметрів напруги згину та кручення не перевищують (10...15) % від напруги стискання, тому стінки таких барабанів перевіряють тільки на стискання за умови:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{F_{\text{max}}}{t_{\text{к}} \cdot \delta} \leq [\sigma_{\text{зм}}]$$

де $t_{\text{к}} = 16,8\text{мм} = 0,0168\text{м}$ – крок нарізки;

$\delta = 18\text{мм} = 0,018\text{м}$ – товщина стінки;

$[\sigma_{\text{зм}}] = 90\text{МПа}$ – допустиме навантаження, для матеріалу – чавун СЧ-18

Тоді

$$[\sigma_{\text{зм}}] = \frac{17400}{0,0168 \cdot 0,018} = 57,5 \cdot 10^6 \text{ Па} = 57,5 \text{ МПа} < 90 \text{ МПа}$$

9. Якщо довжина барабану перевищує три діаметри, барабан перевіряють додатково на спільну дію згину та кручення.

Вихідні дані

Варіант/ Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Тяговий орган: сталевий канат діаметр d , мм	4,6	5,0	6,2	7,4	8,6	9,2	11,5	12,5	15,0	17,5	18,5	5,7	6,7	8,0	14,0
Калібр d_0	6	7	8	9	10	11	13	16	18	20	23	26	28	30	36
Поліспаст, кратність U_n	2	3	2	3	4	5	2	4	3	4	3	2	3	4	3
Режим роботи	Л	С	В	ДВ	Л	С	В	Л	С	В	Л	С	В	Л	С

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з конструкцією зразків гнучких вантажних органів. Накреслити їх ескіз.
2. Виконати необхідні розрахунки, проставити розмірності, записати позначення гнучкого вантажного органу.
3. Розрахувати максимальний натяг однієї вітки даного гнучкого вантажного органу.
4. Визначити розривне зусилля даного гнучкого вантажного органу з умов міцності.
5. Висновки.

Контрольні питання

1. Які Ви знаєте типи гнучких вантажних органів?
2. За якими ознаками класифікуються сталеві канати?
3. На які види деформацій працюють канати?
4. Які є способи підвищення довговічності канатів?
5. Як класифікуються вантажні ланцюги?
6. За якими параметрами вибирають тип і розміри каната?
7. Які недоліки і переваги вантажних ланцюгів Вам відомі.

ДОДАТКИ

Додаток А

Ряд нормальних діаметрів гідроциліндрів, поршнів, штоків і плунжерів, мм (за ДСТУ ISO 6020-2:2008)

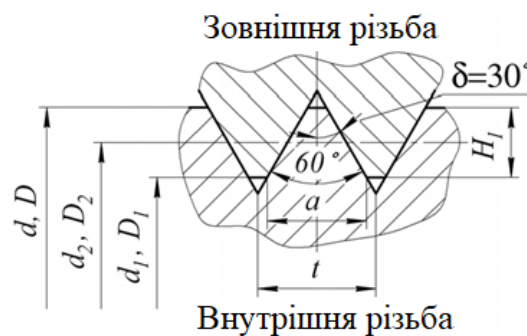
12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (360); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900)

Примітки: 1. Ряд нормальних діаметрів за ДСТУ ISO 6020-2:2008 починається від 4 мм для штоків та від 10 мм – для гідроциліндрів, поршнів і плунжерів. 2. У дужках проставлено числа додаткового ряду, використання яких допустиме, але не бажане.

Додаток Б

Механічні властивості сталей для виготовлення деталей гідродомкрата

№ пор.	Марка сталі	Межа плинності, МПа
1	Ст 2	190–230
2	Ст 3	220–250
3	Ст 5	260–280
4	Ст 6	300–340
5	40	320–350
6	45	360
7	40Х, 40ХН	800



Профіль метричної різьби:

d, D – зовнішній діаметр різьби; d_1, D_1 – внутрішній діаметр різьби; d_2, D_2 – середній діаметр різьби; d_3 – внутрішній діаметр різьби гвинта по дну впадин; p – крок різьби; H – висота вихідного трикутника; H_1 – висота профілю різьби

Додаток В

Основні розміри метричної різьби з великим кроком, мм (ДСТУ ГОСТ 16093:2018)

Номінальний діаметр різьби	Крок різьби	Діаметр різьби			
		зовнішній	середній	внутрішній	по дну впадин
10	1,50	10,000	9,026	8,376	8,160
12	1,75	12,000	10,863	10,106	9,853
(14)	2,00	14,000	12,701	11,835	11,546
16	2,00	16,000	14,701	13,835	13,546
(18)	2,50	18,000	16,376	15,294	14,933
20	2,50	20,000	18,376	17,294	16,933
(22)	2,50	22,000	20,376	19,294	18,933
24	3,00	24,000	22,051	20,752	20,319
(27)	3,00	27,000	25,051	23,752	23,319
30	3,50	30,000	27,727	26,211	25,706
(33)	3,50	33,000	30,727	29,211	28,706
36	4,00	36,000	33,402	31,670	31,093
(39)	4,00	39,000	36,402	34,670	34,093
42	4,50	42,000	39,077	37,129	36,479
(45)	4,50	45,000	42,077	40,129	39,479
48	5,00	48,000	44,752	42,587	41,866
(52)	5,00	52,000	48,752	46,587	45,866
56	5,50	56,000	52,428	50,046	49,252
(60)	5,50	60,000	56,428	54,046	53,252
64	6,00	64,000	60,103	57,505	56,639
(68)	6,00	68,000	64,103	61,505	60,639
72	6,00	72,000	68,103	65,505	64,639
(76)	6,00	76,000	72,103	69,505	68,639
80	6,00	80,000	76,103	73,505	72,639
(85)	6,00	85,000	81,103	78,505	77,639
(95)	6,00	95,000	91,103	88,505	87,639
100	6,00	100,000	96,103	93,505	92,639

Примітка. У дужках зазначено різі другого ряду, використання яких допустиме, але не бажане.

Додаток Г

Основні розміри метричної різьби з дрібним кроком, мм (ДСТУ ГОСТ 16093:2018)

Крок різьби	Діаметр різьби			Висота профілю
	зовнішній	середній	внутрішній	
1,5	12	11,026	10,376	0,812
	(14)	13,026	12,376	
	16	15,026	14,376	
	(18)	17,026	16,376	
	20	19,026	18,376	
	(22)	21,026	20,376	
	24	23,026	22,376	
	27	26,026	25,376	
	30	29,026	28,376	
	(33)	32,026	31,376	
	36	35,026	34,376	
	(39)	38,026	37,376	
	42	41,026	40,376	
	(45)	44,026	43,376	
	48	47,026	46,376	
	(52)	51,026	50,376	
	56	55,026	54,376	
	(60)	59,026	58,376	
	64	63,026	62,376	
	(68)	67,026	66,376	
	72	71,026	70,376	
	(76)	75,026	74,376	
	80	79,026	78,376	
	(85)	84,026	83,376	
	90	89,026	88,376	
	(95)	94,026	93,376	
	(105)	104,026	103,376	
	100	99,026	98,376	
2,0	(18)	16,701	15,835	1,082
	20	18,701	17,835	
	(22)	20,701	19,835	
	24	22,701	21,835	
	(27)	25,701	24,835	
	30	28,701	27,835	
	(33)	31,701	30,835	

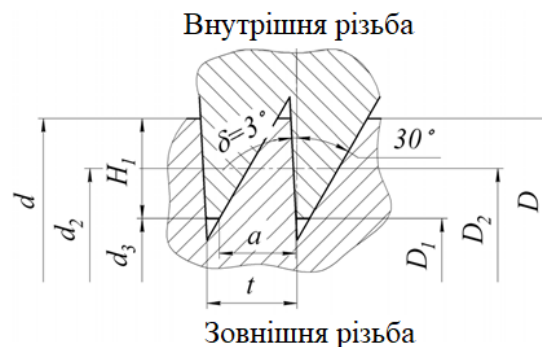
Продовження дод. Г

Крок різби	Діаметр різби			Висота профілю
	зовнішній	середній	внутрішній	
2,0	36	34,701	33,835	1,082
	(39)	37,701	36,835	
	42	40,701	39,835	
	(45)	43,701	42,835	
	48	46,701	45,835	
	(52)	50,701	49,835	
	56	54,701	53,835	
	(60)	58,701	57,835	
	64	62,701	61,835	
	(68)	66,701	65,835	
	72	70,701	69,835	
	(76)	74,701	73,835	
	80	78,701	77,835	
	(85)	83,701	82,835	
	90	88,701	87,835	
	(95)	93,701	92,835	
	100	98,701	97,835	
	(105)	103,701	102,835	
	110	108,701	107,835	
	(115)	113,701	112,835	
	(120)	118,701	117,835	
	125	123,701	122,835	
	(130)	128,701	127,835	
	140	138,701	137,835	
	(150)	148,701	147,835	
	160	158,701	157,835	
	(170)	168,701	167,835	
	180	178,701	177,835	
	(190)	188,701	187,835	
	200	198,701	197,835	

Додаток Д

Основні розміри упорної різьби, мм (ДСТУ ISO 2904)

Діаметри різі				Діаметри різі				Діаметри різі			
зовнішній	середній	внутрішній гвинта	внутрішній гайки	зовнішній	середній	внутрішній гвинта	внутрішній гайки	зовнішній	середній	внутрішній гвинта	внутрішній гайки
Крок різьби 2 мм				Крок різьби 4 мм				Крок різьби 8 мм			
10	8,50	6,529	7,0	65*	62,00	58,058	59,0	22*	16,00	8,116	10,0
12	10,50	8,529	9,0	70	67,00	63,058	64,0	24	18,00	10,116	12,0
14*	12,50	10,529	11,0	80	77,00	73,058	74,0	26*	20,00	12,116	14,0
16	14,50	12,529	13,0	100	97,00	93,058	94,0	28	22,00	14,116	16,0
18*	16,50	14,529	15,0	Крок різьби 5 мм				44	38,00	30,116	32,0
20	18,50	16,529	17,0	22*	18,25	13,322	14,5	50*	44,00	36,116	38,0
22*	20,50	18,529	19,0	24	20,25	15,332	16,5	55*	49,00	41,116	43,0
24	22,50	20,529	21,0	26*	22,25	17,332	18,5	60	54,00	46,116	48,0
26*	24,50	22,529	23,0	28	24,25	19,332	20,5	160	154,00	146,116	148,0
28	26,50	24,529	25,0	90	86,25	81,332	82,5	180	174,00	166,116	168,0
Крок різьби 3 мм				100	96,25	91,332	92,5	Крок різьби 10 мм			
30*	27,75	24,793	25,5	110*	106,25	101,332	102,5	30*	22,50	12,645	15,0
32	29,75	26,793	27,5	Крок різьби 6 мм				32	24,50	14,645	17,0
36	33,75	30,793	31,5	30*	25,50	19,587	21,0	36	28,50	18,645	21,0
40	37,75	34,793	35,5	32	27,50	21,587	23,0	40	32,50	22,645	25,0
44	41,75	38,793	39,5	36	31,50	25,587	27,0	70	62,50	52,645	55,0
50	47,75	44,793	45,5	40	35,50	29,587	31,0	80	72,50	62,645	65,0
55*	52,75	49,793	50,5	120	115,50	109,587	111,0	200	192,50	182,645	185,0
60	57,75	54,793	55,5	140	135,50	129,587	131,0	220	212,50	202,645	205,0
				160	155,50	149,587	151,0				



Профіль упорної різі (до дод. Д):

d , D – зовнішній (номінальний) діаметр різьби гвинта і гайки; d_2 , D_2 – середній діаметр різьби гвинта і гайки; d_3 – внутрішній діаметр різьби гвинта; D_1 – внутрішній діаметр різьби гайки; p – крок різьби

Основні характеристики електромеханічних підйомників відповідно по марці автомобіля

Варіант	Марка автомобіля	Вага автомобіля кг	Ділільний кут підйому черв'яка γ°	Коефіцієнт тертя черв'яка f	Кут тертя черв'яка ρ'
1	Mazda-6	1375	4°20'25"	0,08	4°34'
2	Opel Vectra	1485	5°10'15"	0,08	4°45'
3	Audi A3	1680	6°20'25"	0,09	4°50'
4	BMW 750i	2495	8°20'25"	0,11	6°17'
5	Jeep Grand Cherokee	2452	9°37'55"	0,09	5°09'
6	Ford Maverick	2075	11°19'20"	0,10	6°10'
7	Land Rover Freelander	2060	14°32'10"	0,12	6°51'
8	Ford Transit	3500	15°00'00"	0,065	3°43'
9	Lexus LS430	2350	20°20'25"	0,075	4°17'
10	BMW X5	2650	25°25'25"	0,055	3°09'
11	Ford Galaxy	2014	30°20'25"	0,045	2°35'
12	Nissan Maxima	2035	4°18'50"	0,040	2°17'
13	Toyota Land Cruiser 100	3260	11°30'20"	0,050	2°52'
14	ГАЗ-31105 «Волга»	1890	9°37'55"	0,11	6°17'
15	ЗАЗ-1103 «Славута»	1010	20°20'25"	0,08	4°45'
16	ВАЗ-11113 «Ока»	823	8°20'25"	0,065	3°43'
17	ВАЗ-2106	1115	15°40'30"	0,055	3°09'
18	ИЖ-2126 Ода	1156	25°25'25"	0,12	6°51'
18	Daewoo Matiz	965	9°37'55"	0,11	6°17'
20	ВАЗ-21103	1515	6°20'25"	0,050	0,050
21	Renault Megane	1899	8°20'25"	0,11	6°17'
22	Nissan Patrol	3080	9°37'55"	0,09	5°09'
23	Volvo S 60	1427	11°19'20"	0,10	6°10'
24	Toyota Corolla	1580	14°32'10"	0,12	6°51'
25	Volkswagen Touareg	3080	15°00'00"	0,065	3°43'
26	Hyundai Getz	1530	20°20'25"	0,075	4°17'
27	Skoda Fabia	1549	25°25'25"	0,055	3°09'
28	Mercedes-Benz S	2720	30°20'25"	0,045	2°35'
29	УАЗ-31514	2550	4°18'50"	0,040	2°17'
30	Chevrolet Tahoe	3084	11°30'20"	0,050	2°52'

Додаток 3

Трьохфазні асинхронні, короткозамкнуті двигуни серії 4А (ДСТУ 8312:2015)

Тип двигуна	Потужність, N , кВт	Синхронна частота обертання, n , об/хвил.	Тип двигуна	Потужність, N , кВт	Синхронна частота обертання, n , об/хвил.
4AA50A2Y3	0,09	3000	4AA63A6Y3	0,18	1000
4AA50A2Y3	0,12	3000	4AA63B6Y3	0,25	1000
4AA56A2Y3	0,18	3000	4A71A6Y3	0,37	1000
4AA56B2Y3	0,25	3000	4A71B6Y3	0,55	1000
4AA63A2Y3	0,37	3000	4A80A6Y3	0,75	1000
4AA63B2Y3	0,55	3000	4A80B6Y3	1,1	1000
4A71A2Y3	0,75	3000	4A90L6Y3	1,5	1000
4A71B2Y3	1,1	3000	4A100L6Y3	2,2	1000
4A80A2Y3	1,5	3000	4A112MA6Y3	3,0	1000
4A80B2Y3	2,2	3000	4A112MB6Y3	4,0	1000
4A90L2Y3	3,0	3000	4A132S6Y3	5,5	1000
4A100S2Y3	4,0	3000	4A132M6Y3	7,5	1000
4A100L2Y3	5,5	3000	4A160S6Y3	11,0	1000
4A112M2Y3	7,5	3000			
4A132M2Y3	11,0	3000	4A71B8Y3	0,25	750
			4A80A8Y3	0,37	750
4AA50A4Y3	0,06	1500	4A80B8Y3	0,55	750
4AA50B4Y3	0,09	1500	4A90LA8Y3	0,75	750
4AA56A4Y3	0,12	1500	4A90LB8Y3	1,1	750
4AA56B4Y3	0,18	1500	4A100L8Y3	1,5	750
4AA63A4Y3	0,25	1500	4A112MA8Y3	2,2	750
4AA63B4Y3	0,37	1500	4A112MB8Y3	3,0	750
4A71A4Y3	0,55	1500	4A132S8Y3	4,0	750
4A71B4Y3	0,75	1500	4A132M8Y3	5,5	750
4A80A4Y3	1,1	1500	4A160S8Y3	7,5	750
4A80B4Y3	1,5	1500	4A160M8Y3	11,0	750
4A90L4Y3	2,2	1500			
4A100S4Y3	3,0	1500			
4A100L4Y3	4,0	1500			
4A112M4Y3	5,5	1500			
4A132S4Y3	7,5	1500			
4A132M4Y3	11,0	1500			

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Технологічне обладнання для підприємств автомобільного транспорту : підручник / Волков В. П. та ін. ; під заг. ред. В. П. Волкова. Харків : ХНАДУ, 2010. 556 с.
2. Бондарєв В.С. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підймальних і транспортувальних машин / В.С. Бондарєв, О.І. Дубинець, М.П. Колісник та інші. Київ: Вища школа, 2009. 734 с.
3. Любін М.В. Електроталь. Навч. посібн. Вінниця: РВВ ВДАУ, 2006. 58 с.
4. Тіщенко Л.М. Проектування вантажопідйомних машин та навантажувачів / Л.М. Тіщенко, В.О. Білостоцький.– Харків, 2003, – 406 с.
5. Максимов В. Г. Основи розрахунку, проектування та експлуатації технологічного устаткування : конспект лекцій. Одеса : ОНПУ, 2002. 140 с.
6. Говорущенко Н. Я., Туренко А. Н. Системотехника проектирования транспортных машин. Харьков: РИО ХНАДУ, 2002. 168 с.
7. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини. Підручник / Ф. К. Іванченко. Київ: Вища школа, 1993. 413 с.
8. Чернега В.И., Мазуренко И.Я. Краткий справочник по грузоподъемным машинам. Киев: Техника, 1988г. 303 с.
9. Соппротивление материалов : учебник для вузов / под общ. ред. акад. АН УССР Г. С. Писаренко. Изд. 4-е, перераб. и доп. Киев : Выща школа. Головное изд-во, 1979. 696 с.